

УДК 621.81

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.6\(37\).1.30-36](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.6(37).1.30-36)

Ю.А. Невдаха, доц., канд. техн. наук, **В.В.Пирогов**, доц., канд. техн. наук, **Н.А. Невдаха**, зав. лаб., **Л.С.Олійніченко**, канд. техн. наук, **М.О. Васильковський**
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: uanepvdakha@ukr.net

Збільшення запасу міцності різьбових з'єднань, що працюють при змінних навантаженнях

В останні часи ми бачимо зростання цікавості конструкторів до розрахунків різьбових з'єднань, що працюють при змінних напруженнях. Це пояснюється тим, що у більшості механізмів, зокрема автомобілебудівної галузі, різьбові з'єднання працюють при змінних напруженнях, але невірно визначений запас міцності різьбових з'єднань призводить до поломок та руйнування механізмів. Виникає необхідність в дослідженні більш точних розрахункових формул для визначення запасу міцності різьбових з'єднань, що і є результатом перевірного розрахунку.

різьбові з'єднання, болт, навантаження, запас міцності, несуча здатність, надійність

Постановка проблеми. Теоретичні дослідження міцності розрахунків різьбових з'єднань потребують вдосконалення у зв'язку із зростаючими вимогами надійності та працездатності до них.

При розрахунку граничного робочого навантаження що діє на болт, яке змінюється за пульсуючим циклом для затягнутого різьбового з'єднання необхідно визначити умови відсутності руйнування і відсутності розкриття стику, а також виявлення зв'язку між запасом міцності болта і величиною первинної затяжки, яке має велике практичне значення. Правильний вибір величини початкової затяжки за інших рівних умов забезпечує найвищий запас міцності, що є умовою надійної роботи з'єднання.

Аналіз попередніх досліджень. Аналіз досліджень та перегляд публікацій дозволив зробити висновок, що основна маса різьбових з'єднань виготовляється з різноманітних сталей, які мають різну текучість матеріалу і відповідно мають різні коефіцієнти міцності. В роботах [1, 3] коефіцієнти міцності мають узагальнений вигляд. Причини руйнування елементів різьби болтових з'єднань пов'язаного з впливом відношення висоти гайки до діаметра гвинта та діаметра гвинта до кроку різьби досліджувалася в [2]. В більшості випадках, коли виробниче навантаження є змінним, зусилля, що діють у болтовому з'єднанні змінюється за асиметричним циклом [4, 5]. Але на практиці часто зустрічаються випадки, коли робоче навантаження, що діє на болт, змінюється за пульсуючим циклом із середнім напруженням розтягування. Одним із важливих елементів в розрахунку є більш точне визначення запасу міцності різьбових з'єднань, що є результатом перевірного розрахунку.

Постановка завдання. Аналітичне дослідження розрахунку міцності затягнутого різьбового з'єднання, що працює при змінних навантаженнях.

Результати вирішення основних завдань проблеми. Метод визначення сил, що діють у затягнутому з'єднанні, був наведений [1, 3, 4]. У випадках, коли робоче навантаження F_p є змінним, зусилля, що діють у болтовому з'єднанні, змінюється за асиметричним циклом (умови, при яких навіть при змінному виробничому навантаженні болт працює під дією практично постійного навантаження).

В якості прикладу розглянемо випадок, який часто зустрічаються на практиці, коли робоче навантаження F_p , діє на болт, змінюється за пульсуючим циклом із середнім напруженням розтягування. Позначимо напруження в болті, яке відповідає робочому навантаженню через σ_p , можна, досліджуючи зміни напруження у болті в залежності від величини робочого навантаження отримати функції завантаження $\sigma_{\max} = \varphi_1(\sigma_p)$ і $\sigma_{\min} = \varphi_2(\sigma_p)$, зображенні на рис. 1.

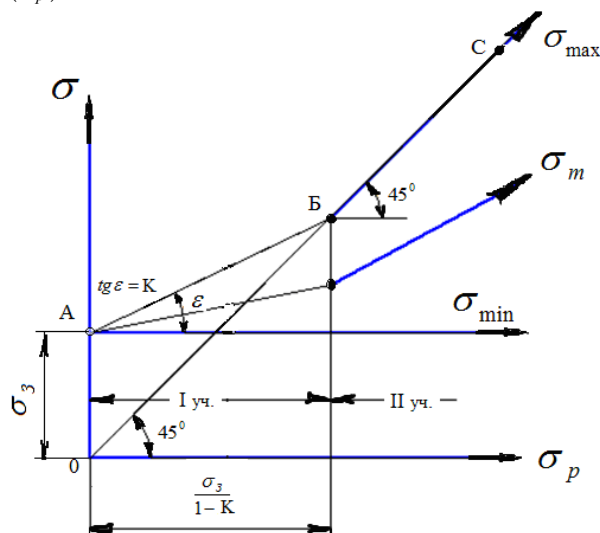


Рисунок 1 – Функції завантаження

Джерело: розроблено авторами

При побудові кривої через σ_3 позначено напруження в болті, що виникає під дією зусилля початкового затягування F_3 , через σ_{\max} , σ_{\min} і σ_m – відповідно найбільше, найменше та середнє напруження циклу, $K = \frac{\sum_{(n)} Y_i}{\sum_{(\delta+n)} Y_i}$ визначає тангенс кута

нахилу ε лінії найбільших напружень циклу до осі абсцис, де $Y_i = \frac{l_i}{E_i \cdot A_i}$ – коефіцієнт

податливості, який характеризує деформацію деталі при дії на неї сили. Враховуючи, що в робочих умовах на деталі системи болта діє зусилля F_δ , а на деталі системи прокладки – зусилля F_n , запишемо: $F_3 \cdot \sum_{(\delta+n)} Y_i = F_\delta \cdot \sum_{(\delta)} Y_i + F_n \cdot \sum_{(n)} Y_i$.

Таким чином у болті буде виникати змінне напруження, що змінюється по асиметричному у позитивному циклу, причому мінімальні напруження будуть дорівнювати напруженню від затягування, тобто $\sigma_{\min} = \frac{F_3}{A_\delta}$, де A_δ – площа найменшого поперечного перерізу болта, а максимальне напруження буде дорівнюватиме напруженню від сумарного зусилля, що діє на болт, тобто $\sigma_{\max} = \frac{F_\delta}{A_\delta}$, де F_δ визначається за формулою:

$$F_{\sigma} = F_3 + F_p \cdot \frac{\sum_{(n)} Y_i}{\sum_{(\delta+n)} Y_i} = F_3 + F_p \cdot \frac{1}{1 + \frac{\sum_{(n)} Y_i}{\sum_{(\delta+n)} Y_i}}. \quad (1)$$

На рисунку 1 з початку координат проведений промінь ОС під кутом 45° до осі абсцис. Перетин його з лінією максимальних напружень дає точку Б, відповідну розкриттю стику, оскільки максимальне напруження в розрахунковому перерізі болта для даної точки дорівнює напруженню тільки від робочого навантаження ($\sigma_{\max} = \sigma_p$). При подальшому збільшенні робочого навантаження ця рівність збережеться, тобто максимальне напруження циклу буде змінюватися відповідно до ділянки ВС.

Таким чином точка Б ділить лінію максимальних напружень на 2 ділянки. Для першої ділянки (АБ) стик не розкрито, і максимальне напруження циклу може бути визначена за формулою:

$$\sigma_{\max} = \sigma_3 + tg\varepsilon \cdot \sigma_p = \sigma_3 + K \cdot \sigma_p. \quad (2)$$

Для другої ділянки (ВС) стик розкритий і $\sigma_{\max} = \sigma_p$. Очевидно, що для межі переходу від однієї ділянки до іншої (точка Б) справедливі обидва вирази для σ_{\max} , тобто можна записати:

$$\sigma_{\max} = \sigma_3 + K \cdot \sigma_p = \sigma_p. \quad (3)$$

Звідки

$$\sigma_p = \frac{\sigma_3}{1 - K}. \quad (4)$$

Таким чином, межа першої ділянки визначається умовою

$$0 \leq \sigma_p \leq \frac{\sigma_3}{1 - K}. \quad (5)$$

Якщо задана величина робочого навантаження F_{p1} , то діючий в розрахунковому перерізі болта цикл напружень визначається перетином кривих σ_{\max} і σ_m ординатою, відповідною напруженню σ_{p1} . Запас міцності для першої ділянки, коли найбільше напруження циклу як діючого, так і граничного не виходить за точку перегину Б, визначається як відношення

$$s = \frac{\sigma_p''}{\sigma_{p1}}, \quad (6)$$

де σ_p'' – напруження від граничного робочого навантаження;

σ_{p1} – напруження від діючого робочого навантаження.

Очевидно, що

$$\sigma_{\max}'' = \sigma_3 + K \sigma_p'' \quad \text{або} \quad \sigma_p'' = \frac{\sigma_{\max}'' - \sigma_3}{K}. \quad (7)$$

Тоді запас міцності визначається за формулою

$$s = \frac{\sigma_{\max}'' - \sigma_3}{K \cdot \sigma_{p1}}. \quad (8)$$

Для знаходження найбільшого напруження циклу σ_{\max}'' , діючого в конкретній деталі, скористаємося діаграмою напружень граничних циклів. При розрахунках

зазвичай приймається найпростіша прямолінійна залежність, зображена на рисунку 2 і яка визначає напруження граничних циклів для деталей.

Ця залежність дає хороший збіг з експериментальними даними для ряду марок сталей з високим значенням межі міцності для сирих і ковких чавунів і дещо занижені значення напружень граничних циклів для сталі м'яких та середньої твердості.

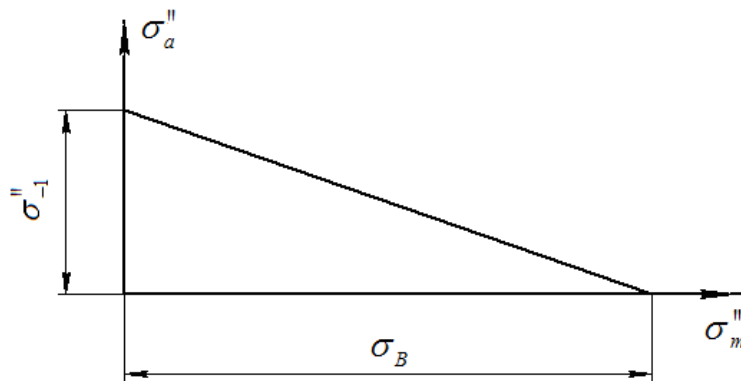


Рисунок 2 – Діаграма граничних циклів

Джерело: розроблено авторами

Прийняту лінійну залежність можна записати в аналітичному вигляді, що являє собою рівняння прямої у відрізках на осях:

$$\sigma_a'' = \sigma_{-1}'' \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m''}{\sigma_B}\right). \quad (9)$$

Позначемо $\frac{\sigma_{-1}''}{\sigma_B''}$ через ψ і виразимо амплітуду та середнє напруження циклу через найбільше і найменше напруження по відомим формулам

$$\sigma_a'' = \frac{\sigma_{\max}'' - \sigma_3}{2} \quad \text{і} \quad \sigma_m'' = \frac{\sigma_{\max}'' + \sigma_3}{2}. \quad (10)$$

Підставляючи ψ , σ_a'' і σ_m'' до виразу (9) і вирішуючи його щодо найбільшого напруження граничного циклу, отримаємо:

$$\sigma_{\max}'' = \frac{2\sigma_{-1}'' + \sigma_3(1 - \psi)}{1 + \psi}. \quad (11)$$

Тоді вираз для визначення запасу міцності набуде наступного вигляду:

$$s = \frac{2(\sigma_{-1}'' - \psi\sigma_3)}{(1 + \psi)K\sigma_{P1}}. \quad (12)$$

На другій ділянці з'єднання розвантажене від початкової затяжки, при цьому маємо $\sigma_{\max} = \sigma_P$ і $\sigma_{\min} = \sigma_3 = const$. Тоді $s = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{P1}}$.

Враховуючи знайдене раніше значення σ_{\max}'' , остаточно отримаємо:

$$s = \frac{2\sigma_{-1}'' + \sigma_3(1 - \psi)}{1 + \psi}. \quad (13)$$

Таким чином, отримані формули (12) і (13) для визначення запасу міцності різьбових з'єднань, що є результатом перевірного розрахунку.

На основі отриманих формул на рисунку 3 зображена крива зміни коефіцієнту запасу міцності s від величини зусилля зтяжки для різьбового з'єднання головки шатуна чотиритактного дизеля.

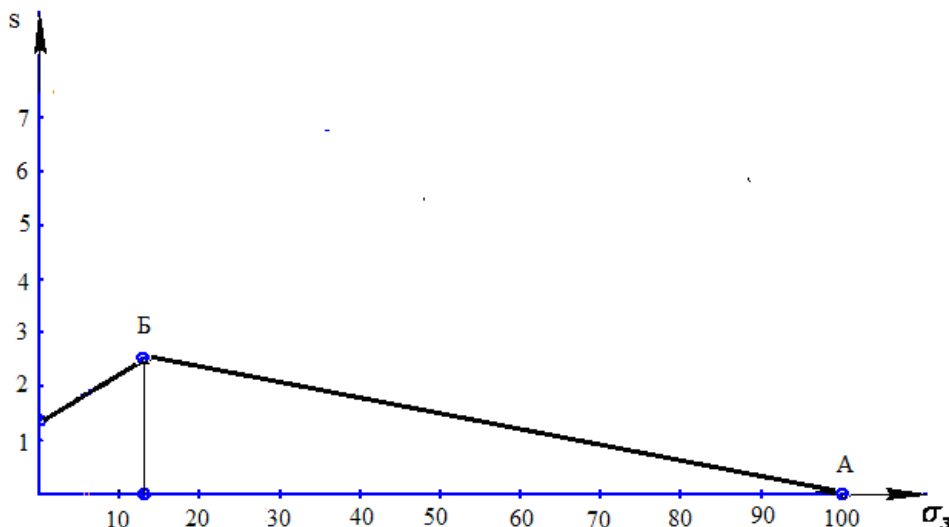


Рисунок 3 – Крива залежності запасу міцності різьбового з'єднання головки шатуна чотиритактного дизеля від величини попередньої зтяжки

Джерело: розроблено авторами

Аналіз кривої показує, що зі зростанням зтяжки збільшується запас міцності до певного значення (точка Б на кривій), а потім зменшується. Вказана крива дозволяє визначити оптимальне значення зтяжки, при якій запас міцності приймає найбільше значення [6-7]. Це відповідає граничному циклу, визначеному межею першої і другої ділянок, тобто точкою Б. Таким чином, граничне навантаження для зтягнутого різьбового з'єднання визначається двома умовами: відсутністю руйнування і відсутність розкриття стику.

Для точки Б маємо:

$$\sigma_{\max}'' = \frac{2\sigma_{-1}'' + \sigma_3(1-\psi)}{1+\psi} = \frac{\sigma_3}{1-K} \quad (14)$$

звідси оптимальна величина зтяжки

$$\sigma_3'' = \frac{2\sigma_{-1}''(1-K)}{2\psi + K(1-\psi)}, \quad (15)$$

а відповідне значення запасу міцності

$$s = \frac{2\sigma_{-1}''}{[2\psi + K(1-\psi)] \cdot \sigma_{p1}}. \quad (16)$$

З формули (16) видно, що максимальна величина запасу міцності збільшується зі збільшенням податливості деталей системи болта і зі зменшенням податливості деталей системи прокладки, тобто зі зменшенням величини K . Виявлення зв'язку між запасом міцності болта і величиною первинної зтяжки має велике практичне значення, бо можна розумно вибирати початкову зтяжку, при якій запас міцності має найбільше значення. Таким чином, правильний вибір величини початкової зтяжки за інших рівних умов забезпечує найвищий запас міцності, що є умовою надійної роботи з'єднання.

Висновки:

1. При підвищенні податливості деталей системи болта при одночасному збільшенні зтяжки веде до зростання запасів міцності.
2. Можливість збільшення податливості самого болта чи шпильки обмежена. Тому доцільне включення до числа деталей системи болта деталей з більшою податливістю при стиску, наприклад пружинних шайб і так далі. Введення таких деталей збільшує запас міцності з'єднання.

Список літератури

1. Иванов М.Н. Детали машин: учебн. для машиностр. спец. вузов . 4-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 1984. 336 с.
2. Невдаха Ю.А., Маломуж Г.І., Хіоні В.З. Дослідження міцності елементів різьби . *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук.праць Кіровоградського нац. техн. ун-ту.* 2006. Вип. 17. С. 219-222.
3. Павлище В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин . Київ: Вища школа, 1993. 356 с.
4. Решетов Л.Н. Детали машин: учебн. для студ. Машиностроительных и механических спец. вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин: учебн. для машиностр. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1982. 351 с.
6. Буклагин Д.С., Голубев И.Г. Справочник инженера по техническому сервису машин и оборудования в АПК. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2003. 604 с.
7. Технологические карты по техническому обслуживанию и текущему ремонту автомобиля КамАЗ типа. М.: Машиностроение, 1992. 360 с.

References

1. Ivanov, M.N. (1984). *Detali mashin [Machine details]*. (4d ed.). Moscow: Vyssh. shk. [in Russian]
2. Nevdakha, Yu.A., Malomuzh, H. I. & Khioni, V.Z. (2006). *Doslidzhennia mitsnosti elementiv riz'by [Study of the strength of threaded elements]*. *Zbirnyk naukovykh prats' Kirovohrads'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v sil's'kohospodars'komu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia – Collection of scientific works of the Kirovohrad National Technical University. Machinery in agricultural production, industrial engineering, automation, Issue 17, 219-222* [in Ukrainian]
3. Pavlishhe, V.T. (1993). *Osnovi konstruiuvannja ta rozrahunok detalej mashin [Fundamentals of design and calculation of machine parts]*. Kiev: Vishha shkola [in Russian]
4. Reshetov, L.N. (1989). *Detali mashin [Machine details]*. (4d ed.). Moscow: Mashinostroenie [in Russian]
5. Guzenkov, P.G. (1982). *Detali mashin [Machine details]*. Moscow: Vysshaja shkola [in Russian]
6. Buklugin, D.S. & Golubev, I.G. (2003). *Spravochnik inzhenera po tehniceskomu servisu mashin i oborudovanija v APK [Handbook of the engineer on technical service of machines and equipment in the agricultural industry]*. Moscow: FGNU «Rosinformagroteh» [in Russian]
7. Tehnologicheskie karty po tehniceskamu obsluzhivaniju i tekushhemu remontu avtomobilja KamAZ tipa [Technological cards for technical maintenance and current repair of a KamAZ type car]. (1992). Moscow: Mashinostroenie [in Russian]

Yurii Nevdakha, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Volodymyr Pirogov**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Nataliia Nevdakha**, **Liubov Olijnichenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Mykhailo Vasylykovsky**
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Increasing the Safety Margin of Threaded Connections Operating Under Variable Loads

One of the most common types of plug-in connections are threaded connections. In any machine, unit, the number of parts of threaded connections (bolts, studs, nuts, washers, etc.) is calculated by dozens and hundreds of pieces. It follows from this that the issue of designing and calculating threaded connections is of great importance in the design of machines and devices.

One of the most important elements of bolts and screws is the thread, which is the surface of the protrusion formed during the helical movement of an arbitrary flat contour on the side surface of a cylinder or cone.

Threaded connections are widely used in various mechanisms (internal combustion engines, etc. products). Their use is due to simplicity, high load-bearing capacity, reliability, as well as the convenience of connecting and disconnecting parts.

The calculation of tightened threaded connections operating under alternating stresses is a check calculation. Based on the simplified statement of the problem, the preliminary dimensions of the main elements of the threaded connection are determined. Then the layout of the connecting node is carried out, and after the design is fully determined, they begin to perform the verification calculation.

In recent times, we have seen an increase in the interest of designers in the calculations of threaded connections operating under variable stresses. This is explained by the fact that in most mechanisms, in particular in the automotive industry, threaded connections work under variable stresses, but an incorrectly determined margin of strength of threaded connections leads to breakdowns and destruction of mechanisms. Thus, there is a need to study more accurate calculation formulas for determining the margin of strength of threaded connections, which is the result of a verification calculation.

threaded connections, bolt, load, margin of safety, bearing capacity, reliability

Одержано (Received) 02.09.2022

Прорецензовано (Reviewed) 12.09.2022

Прийнято до друку (Approved) 26.09.2022