

ФОРМУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОРПУСНОЇ ДЕТАЛІ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ

Вінницький національний технічний університет

Анотація

У роботі досліджено працездатність корпусної деталі підшипникового вузла з урахуванням напружено-деформованого стану та втомної міцності. Аналіз виконано методом скінченних елементів у середовищі ANSYS Workbench з урахуванням реальної геометрії та експлуатаційних навантажень. Проведено параметричний аналіз геометрії корпусу та встановлено вплив радіусів перехідних галтелей і товщини стінок на рівень напружень і деформацій. Показано, що оптимізація геометрії забезпечує зниження концентрації напружень і підвищення ресурсу роботи підшипникового вузла.

Ключові слова: корпусна деталь, підшипниковий вузол, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, втомна міцність, оптимізація геометрії, ANSYS

Abstract

The performance of a bearing housing part is investigated with regard to its stress-strain state and fatigue strength. Finite element analysis was carried out using ANSYS Workbench, taking into account the actual geometry and operating loads. A parametric study of the housing geometry was performed to evaluate the influence of fillet radii and wall thickness on stresses and deformations. The results show that geometric optimization reduces stress concentration and improves the service life of the bearing unit.

1. Вступ

Корпусні деталі підшипникових вузлів є відповідальними елементами машинобудівних конструкцій, оскільки вони забезпечують фіксацію підшипника, сприйняття навантажень і передачу їх на несучі елементи механізму. На відміну від обертових деталей, корпуси працюють у режимі локальних циклічних навантажень, що супроводжуються великою кількістю циклів напружень протягом усього терміну експлуатації [1, 2].

Практика експлуатації показує, що відмови підшипникових вузлів часто пов'язані не з руйнуванням корпусу, а з надмірними пружними деформаціями посадкових поверхонь. Це призводить до порушення умов контакту зовнішнього кільця підшипника з корпусом, зростання контактних напружень і прискореного зношування [3]. Тому при проектуванні корпусних деталей доцільно враховувати не лише статичну міцність, а й напружено-деформований стан і втомну довговічність.

2. Умови роботи та критерії працездатності

Досліджувана корпусна деталь призначена для встановлення радіального однорядного кулькового підшипника 6206, який сприймає радіальне навантаження $F = 11$ кН. Частота обертання вала з підшипником становить $n = 1000$ об/хв, що обумовлює циклічний характер навантаження корпусу.

Річна кількість циклів навантаження становить приблизно $5,26 \cdot 10^8$, а за нормативного терміну служби 5 років сумарна кількість циклів перевищує $2,6 \cdot 10^9$, що відповідає області багатоциклової втоми [4].

Критеріями працездатності корпусної деталі прийнято:

- забезпечення статичної міцності з коефіцієнтом запасу $n \geq 1,5$;
- обмеження пружних деформацій посадкового отвору $\varnothing 52H7$;
- забезпечення необхідної втомної довговічності матеріалу в критичних зонах [5, 6].

Допустиму деформацію посадкової поверхні прийнято на рівні 0,015 мм, що становить близько 50 % поля допуску H7.

3. Чисельний аналіз напружено-деформованого стану

Дослідження напружено-деформованого стану виконано методом скінченних елементів у середовищі ANSYS Workbench. Модель враховує реальну геометрію деталі, матеріальні характеристики (матеріал деталі – конструкційна сталь, алюмінієвий сплав, сірий чавун; модуль

пружності матеріалу; коефіцієнт Пуассона) та експлуатаційне навантаження (радіальне навантаження – 11кН; тип навантаження – локальне; характер навантаження – безударне, циклічне) (рисунок 1).

Результати розрахунку показали, що максимальні еквівалентні напруження в базовій конструкції досягають 74 МПа і локалізуються в зоні переходу від посадкового отвору до масивних ділянок корпусу (рисунок 2).

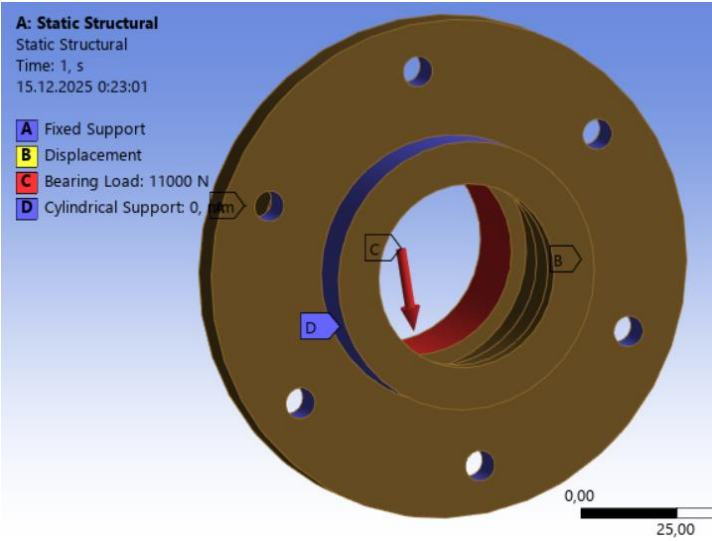


Рисунок 1 – Розрахункова модель корпусної деталі з граничними умовами

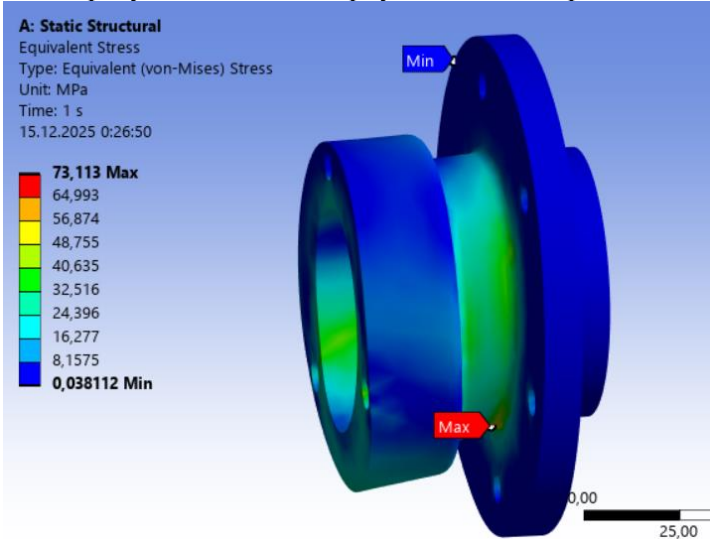


Рисунок 2 – Розподіл напружень в деталі під дією навантаження

4. Параметричний аналіз і оптимізація геометрії

Параметричний аналіз виконано з варіюванням радіусів перехідних галтелей і товщини стінок корпусу. При цьому, встановлено, що збільшення радіусу галтелей і збільшення товщини стінок призводить до підвищення жорсткості та пониження максимальних напружень (σ_{max}) та деформацій (u_{max}).

В якості оптимізації геометрії запропоновано заміну внутрішнього ступінчастого отвору з вільною поверхнею на одноступінчасту. Також в якості альтернативних варіантів розглядалась заміна матеріалу деталі – алюмінієві сплави, конструкційні сталі, чавуни.

Таблиця 1 – Вплив геометричних параметрів на FEM-результати

Варіант	Радіус галтелі, мм	Товщина стінки, мм	σ_{max} , МПа	u_{max} , мм
Базовий	2	4	72	0,048
Оптимізований	5	7	26–35	0,006-0,014

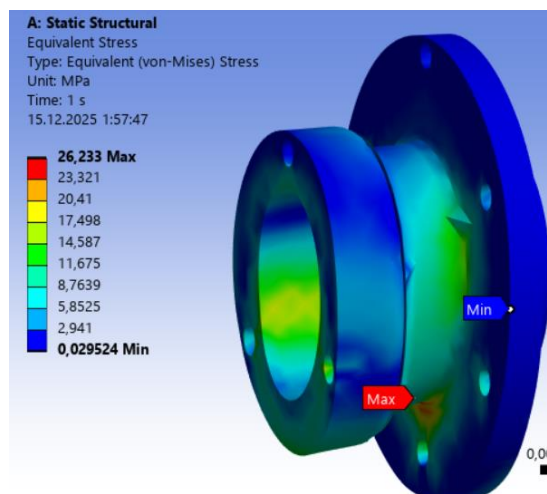


Рисунок 3 – Розподіл еквівалентних напружень після оптимізації геометрії

5. Оцінювання втомної міцності

Отримані значення напружень використано для оцінювання втомної довговічності з урахуванням асиметрії циклу $R = 0$ та коефіцієнтів концентрації напружень [7, 8]. Розрахунки показали, що оптимізована геометрія корпусу забезпечує ресурс не менше $2,6 \cdot 10^9$ циклів, що відповідає заданому терміну експлуатації. Проведені розрахунки втомної міцності показали, що зміна матеріалу та топології деталі є ефективним способом для підвищення втомної витривалості (таблиця 2).

Таблиця 3 – Кількість циклів до втомного руйнування

Матеріал	Поверхня	$\sigma_{a,eff}$, МПа	Nf, циклів	Еквівалент, років при частоті обертання 1000 об/хв
Базова конструкція				
Сталь 45	литво	74.10	$2.98 \cdot 10^{13}$	$5.67 \cdot 10^4$
Сталь 45	поковка	58.22	$6.07 \cdot 10^{14}$	$1.16 \cdot 10^6$
Al 6061-T6	литво	71.54	$3.46 \cdot 10^9$	6.58
Al 6061-T6	поковка	56.21	$5.04 \cdot 10^{10}$	95.9
Al 7075-T6	литво	71.54	$1.72 \cdot 10^{12}$	$3.27 \cdot 10^3$
Al 7075-T6	поковка	56.21	$2.50 \cdot 10^{13}$	$4.76 \cdot 10^4$
EN-GJL-150 (сірий чавун)	литво	72.82	$1.75 \cdot 10^4$	$3.33 \cdot 10^{-5}$
EN-GJL-150 (сірий чавун)	поковка	57.21	$1.95 \cdot 10^5$	$3.71 \cdot 10^{-4}$
Оптимізована конструкція деталі				
Сталь 45	литво	26.97	$8.58 \cdot 10^{16}$	$1.63 \cdot 10^8$
Сталь 45	поковка	21.20	$1.25 \cdot 10^{18}$	$2.37 \cdot 10^9$
Al 6061-T6	литво	26.60	$2.31 \cdot 10^{13}$	$4.39 \cdot 10^4$
Al 6061-T6	поковка	20.90	$1.72 \cdot 10^{14}$	$3.28 \cdot 10^5$
Al 7075-T6	литво	26.07	$1.75 \cdot 10^{15}$	$3.32 \cdot 10^6$
Al 7075-T6	поковка	20.49	$1.30 \cdot 10^{16}$	$2.48 \cdot 10^7$
EN-GJL-150 (сірий чавун)	литво	27.74	$4.41 \cdot 10^9$	8.38

Матеріал	Поверхня	$\sigma_{a,eff}$, МПа	Nf, циклів	Еквівалент, років при частоті обертання 1000 об/хв
Базова конструкція				
EN-GJL-150 (сірий чавун)	поковка	21.80	$4.92 \cdot 10^{10}$	93.6

Висновки

Комплексний аналіз напружено-деформованого стану та втомної міцності корпусної деталі дозволив визначити ключові чинники її працездатності. Показано, що оптимізація геометрії забезпечує зменшення максимальних напружень у 2–3 рази та зниження деформацій посадкової поверхні до значень, які істотно нижчі за допустимі. Отримані результати підтверджують доцільність застосування чисельних методів при проєктуванні корпусних деталей підшипникових вузлів і можуть бути використані при розробленні технологічних дільниць механічної обробки аналогічних виробів.

Список використаних джерел

1. Harris T. A., Kotzalas M. N. *Rolling Bearing Analysis*. 5th ed. Boca Raton : CRC Press, 2006. 1000 p.
2. Shigley J. E., Budynas R. G. *Mechanical Engineering Design*. 8th ed. New York : McGraw-Hill, 2008. 1088 p.
3. Zaretsky E. V. Fatigue Criterion to System Design, Life, and Reliability. *Journal of Propulsion and Power*. 1997. Vol. 13, No. 4. P. 494–500.
4. Suresh S. *Fatigue of Materials*. 2nd ed. Cambridge : Cambridge University Press, 1998. 679 p.
5. Stephens R. I., Fatemi A., Stephens R. R., Fuchs H. O. *Metal Fatigue in Engineering*. 2nd ed. New York : Wiley, 2001. 496 p.
6. Schijve J. *Fatigue of Structures and Materials*. Dordrecht : Springer, 2009. 623 p.
7. Peterson R. E. *Stress Concentration Factors*. 3rd ed. Hoboken : Wiley, 2008. 544 p.
8. Bathe K. J. *Finite Element Procedures*. Upper Saddle River : Prentice Hall, 1996. 1037 p.
9. Madenci E., Guven I. *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS*. New York : Springer, 2015. 686 p.
10. ISO 286-1:2010. *Geometrical product specifications (GPS). ISO code system for tolerances on linear sizes*.
11. Budynas R. G., Nisbett J. K. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 10th ed. New York : McGraw-Hill, 2015. 1110 p.

Маслов Ярослав Васильович — студент групи 1ПМ-24м, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, Вінниця

Кухар Дмитро Андрійович — студент групи 1ПМ-24м, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, Вінниця

Савуляк Віктор Валерійович — канд. техн. наук, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет

Maslov Yaroslav Vasilyovych — student of group 1PM-24m, Faculty of Mechanical Engineering and Transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia

Kukhar Dmytro Andriyovych — student of group 1PM-24m, Faculty of Mechanical Engineering and Transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia

Savulyak Viktor Valeriyovych — Cand. Sc., associate professor of the Department of Technologies and Automation of Mechanical Engineering, Vinnytsia National Technical University