

**Диха О.В.,
Сорокати Р.В.**

Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, Україна
E-mail: tribosenator@gmail.com

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОНТАКТНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПІДШИПНИКОВОМУ ВУЗЛІ ТУРБОАГРЕГАТА

УДК 621.891

Наведені результати комп'ютерного моделювання контактних напружень і деформацій валу турбокомпресора для оцінки його зносостійкості. Встановлена можливість оцінки впливу особливостей конструкції підшипникового вузла та його умов роботи на перебіг процесів зношування.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, контактний тиск, турбокомпресор, зносостійкість.

Вступ

На стадії проектування вузлів тертя недостатньо уваги приділяється розрахунковим методам аналізу процесів зношування й прогнозування ресурсу пара тертя за критерієм зношування, а також виявленню на цій стадії можливих відмов технічної системи внаслідок зношування вузлів тертя [1].

З огляду на важливість даної проблеми стає очевидною необхідність створення розрахункових інструментів для інженерного аналізу вузлів тертя. Як показав аналіз використання міцнісних розрахунків, ефективним інструментом в інженерній діяльності є комп'ютерні розрахункові пакети, які дозволяють за допомогою розрахункових методів оцінити, як поведеться комп'ютерна модель вузла в реальних умовах експлуатації, допомагають переконатися в працездатності його в заданий період часу, без залучення більших витрат часу й засобів.

З огляду на інтенсивний розвиток комп'ютерної техніки й появу універсальних розрахункових пакетів для рішення інженерних завдань, останнім часом застосовують спроби використання переваг чисельних методів для симуляції й аналізу фізичних процесів, що відбуваються в процесі зношування [1].

Постановка задач досліджень

Для розрахунково-експериментальної оцінки зносостійкості валу роторного вузла турбокомпресора ТКР-7Н1, призначеного для наддуву дизельних двигунів внутрішнього згоряння, необхідні дані про діючі на робочі поверхні валу контактні навантаження.

Сутність наддуву полягає в тому, що якщо в циліндри двигуна подати велику масу повітря, не збільшуючи об'єму циліндрів, то в них можна спалити більшу кількість палива і отже збільшити потужність двигуна. Тобто турбокомпресор використовують для примусової подачі в циліндри двигуна збільшеного заряду повітря. Це сприяє поліпшенню процесу згоряння палива, підвищенню середнього індикаторного тиску, об'ємної потужності і зменшенню питомої маси дизеля без істотної зміни його габаритних розмірів [2].



Рис. 1 - Конструкція роторного вузла турбокомпресора ТКР-7Н1

Сталеий вал ротора турбокомпресора (рис. 1) обертається в бронзовому підшипнику (Бр. О10С10). Базовий матеріал валу – сталь 40Г або 40Х, термообробка – гартування СВЧ на глибину 1 ... 1,8 мм, твердість HRC 35 ... 40. Підшипник встановлений в центральній бобищі середнього корпусу з певним зазором. Підшипник турбокомпресора змащується оливою, яка поступає по каналу, просвердленому в середньому корпусі. Необхідна товщина шару оливи в зазорі забезпечується примусовим тиском 300 ... 400 кПа. Особливістю роботи турбокомпресора є те, що він працює при високій частоті обер-

тання турбіни, для турбокомпресора ТКР-7Н1 $n = 40000 \dots 60000$ об/хв. Наступною особливістю є робота турбіни при високій температурі відпрацьованих газів $400 \dots 500$ °С. Гази містять хімічно активні агресивні сполуки. Ці особливості накладають істотний відбиток на працездатність і довговічність трибосприяжень турбокомпресора.

Аналіз пошкоджень турбокомпресорів показує, що близько 40 % пошкоджень є наслідком попадання сторонніх предметів на лопатки компресорного або турбінного коліс. Ще 40 % пошкоджень викликано несправністю системи мащення.

Попадання абразиву разом з оливою в підшипниковий вузол внаслідок високої частоти обертання валу турбокомпресора призводить до виходу його з ладу в результаті зносу як самого валу, так і внутрішнього отвору підшипника в бобищі середнього корпусу. Для нормальної роботи турбокомпресора дуже важливо, щоб за важких умов роботи подавалася певна кількість оливи в підшипники турбокомпресора.

Підшипниковий вузол валу ротора турбокомпресора має конструктивні особливості, що суттєво впливають на розподіл та значення параметрів, які характеризують напружено - деформований стан. Геометричні параметри з'єднання встановлювалися з робочих креслень деталей і вузла в цілому.

Розрахункова схема та модель

Для аналізу умов функціонування підшипникового вузла ротора турбокомпресора побудована розрахункова схема представлена на рис. 2. Поверхні *A* і *B* навантажено еквівалентними силами, які моделюють навантаження на лопатки турбокомпресора. Зовнішня поверхня *C* втулки підшипника ковзання закріплена нерухомо.

У відповідності до розрахункової схеми в препроцесорі програмного комплексу Ansys побудована розрахункова скінчено-елементна модель (рис. 3).

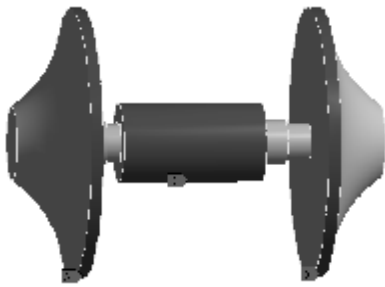


Рис.2 – Розрахункова схема

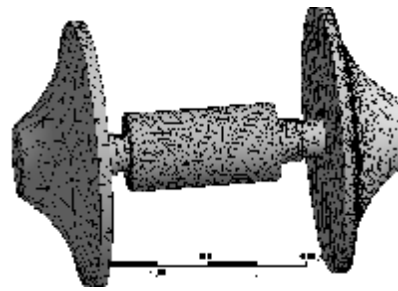


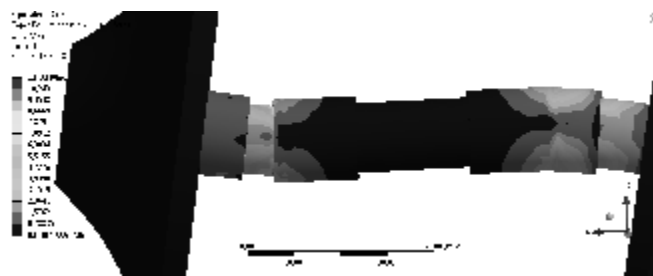
Рис.3 – Скінчено-елементна модель

Втулка та вал деформуються пружно. Матеріал валу - сталь з модулем пружності $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнтом Пуасона 0,3. Матеріал втулки бронза з модулем пружності $1,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнтом Пуасона 0,35. Сила, прикладена до лопаток ротора $Q_d = 150$ Н.

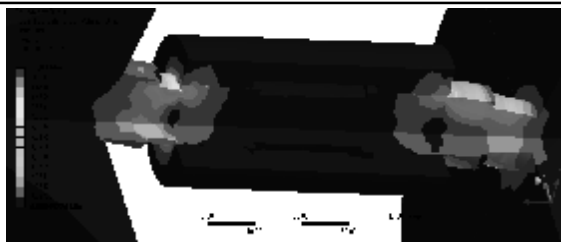
Для створення сітки скінчених елементів валу та втулки використані трьохмірні елементи SOLID187. В якості контактної поверхні вибрана поверхня втулки, а цільовою – поверхня валу. Для створення контактних поверхонь цільової поверхні використані елементи TARGE170, а контактної – CONTA174. Для розв'язку контактної задачі вибрано модифікований метод Лагранжа, який забезпечує високу точність при досить швидкій збіжності результатів.

Чисельна реалізація

Результати розрахунків вище наведеної розрахункової моделі показано на рис. 4 - 5.



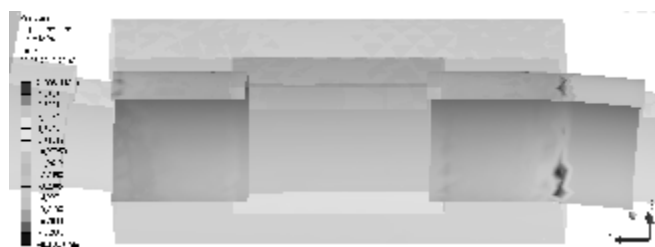
а



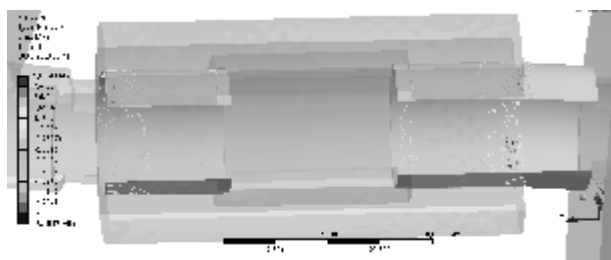
б

Рис. 4 – Еквівалентні напруження вузла

Аналіз еквівалентних напружень та деформацій вузла (рис. 5) показує, що при такій схемі навантаження відбуваються суттєві деформації вала (рис. 5, а), які є причиною виникнення максимальних еквівалентних напружень в місцях контактної взаємодії вала та втулки (рис. 5, б).



а



б

Рис. 5 – Розподіл контактного тиску

Деформації вала викликають характерну форму розподілу контактного тиску (рис. 5), максимальні значення якого виникають в місцях перегину вала на торцях втулки. При цьому діапазон робочих контактних тисків складає $\sigma = 4 \dots 8$ МПа.

Висновок

Результати розрахунків напружено - деформованого стану вузла вказують, що для аналізу працездатності підшипникового вузла необхідно враховувати конструктивні особливості, які призводять до прогину вала та відповідно до того, що осі вала й втулки підшипника ковзання будуть розташовані під деякими кутами. Така конструктивна особливість підшипника ковзання істотно впливає на напружено - деформований стан і характер його зміни в процесі функціонування конструкції, що у свою чергу впливає на перебіг процесу зношування.

Література

1. Сорокатый Р.В. Анализ современного состояния и перспективы развития CAE-систем для триботехники / Р.В. Сорокатый, М.А. Дыха, С.С. Ковальчук // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2010. – № 4. – С. 85-90.
2. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко // Учеб. пособие – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.

Надійшла в редакцію 05.04.2014

Dykha O.V., Sorokaty R.V. **A computer design of the contact loadings is in the bearing knot of turbo - compressor.**

The resulted results of computer design of contact tensions and deformations of billow of turbo-compressor are for the estimation of his wearproofness. The set possibility of estimation of influence of features of construction of bearing knot and his terms of work is on motion of processes of wear.

Keywords: computer design, contact pressure, turbo-compressor, wearproofness

References

1. Sorokaty R.V., Dykha M.A., Kovalchuk S.S. Analiz sovremennogo sostojanija i perspektivy razvitija SAE-sistem dlja tri-botehniki, Problemi tribologii (Problems of Tribology), 2010. No 4, PP. 85-90.
2. Galerkin Ju.B., Kozachenko L. I. Turbokompressory, Ucheb. posobie, SPb. Izd-vo Politehn. un-ta, 2008. 374 p.