

Савчук В.П. Курносенко Д.В. Літусенко С.О.

Херсонська державна морська академія, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГОЛОВНИХ ПІДШИПНИКІВ МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА MAN B&W 12K89MC

Підшипники ковзання кривошипно-шатунного механізму (КШМ) суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є центральним елементом системи мащення, і вони сильно відповідають на реакцію системи. Найбільш складні умови навантаження виникають в головних підшипниках малообертових двигунів (МОД). Коливальний рух шатуна не в змозі забезпечити умови для гідродинамічного режиму роботи підшипника, що в деяких умовах навантаження може призводити до порушення умов тертя та пошкодженню антифрикційного шару. У сучасних конструкціях сучасних малообертових ДВЗ фірми MAN B&W зроблено ряд удосконалень головного підшипника. Так, наприклад, з метою збільшення вантажопідйомності головного підшипника усунута маслорозподільна канавка в області максимальних тисків (рис.1) [1, 2, 3]. Це дозволяє значно змінити епюру розподілу гідродинамічних тисків у мастильному шарі підшипника.

Дослідження впливу режимів навантаження на показники працездатності різних конструкцій підшипників КШМ здійснюють із використання програмних комплексів EXCITE™ Power Unit (AVL) чи GT-SUITE (Gamma Technologies, Inc.). Дослідження робочих параметрів головних підшипників МОД в програмному комплексі GT-SUITE застосовується шаблон **JournalBearingFlow**, який використовують для дослідження експлуатаційних показників підшипників у системах змащення. За деяких обставин, таких як моделювання підшипників кулачкових валів ГРМ, шаблон **JournalBearingFlow** може використовуватися як в якості гідравлічного так і механічного

Послідовність проведення розрахунків підшипників наступна:

Дані індикаторних діаграм інших режимів дані заносять аналогічним чином. Для показника **Pressure Profile Reference** встановлюють значення **local-cylinder-TDC**, що здійснює прив'язку діаграми до своєї ВМТ.

Created by FolderMill | www.foldermill.com

(2-хтактний), характеристика навантаження (за частотою обертання), частота обертання двигуна (визначається умовами, що задано в конфігураторі дослідження **Case Setup**) та значення кута, що визначає початок циклу (-180 °).

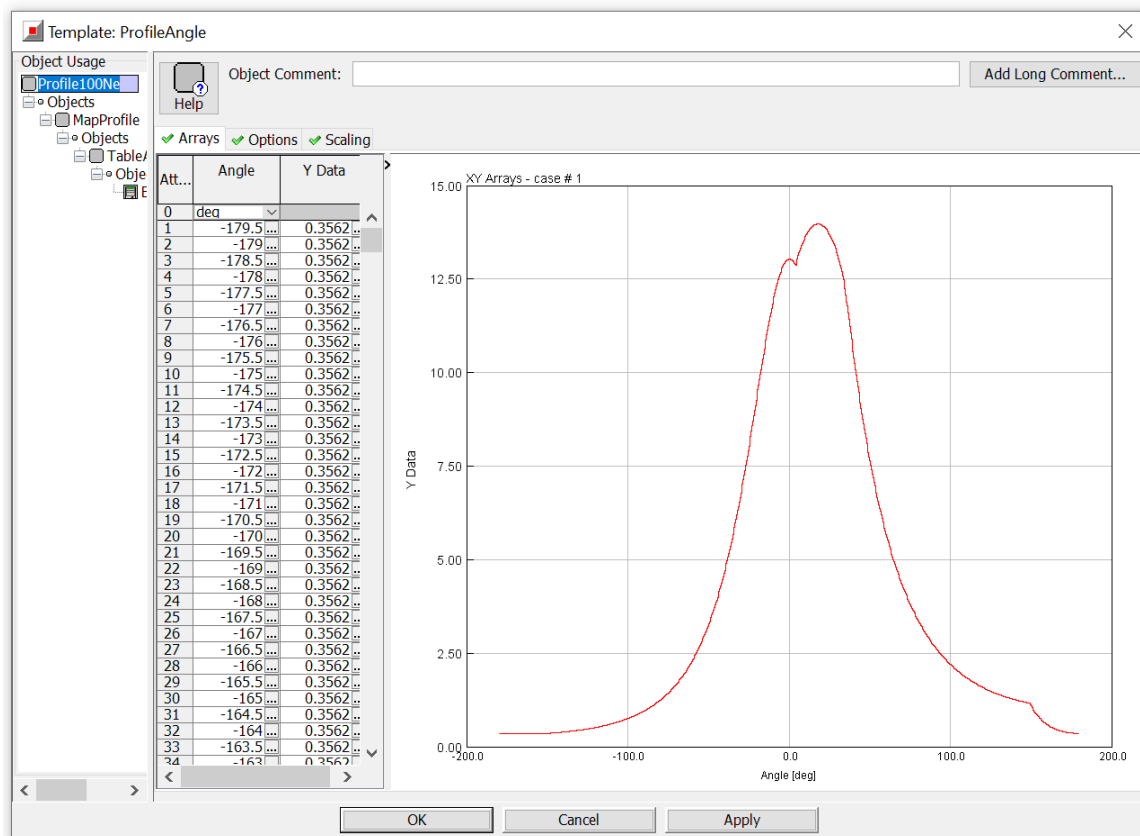


Рисунок 1 – Застосування шаблону **ProfileAngle** для задання параметрів індикаторної діаграми номінального режиму навантаження двигуна

Для призначення геометричних показників деталей КШМ, створюють об'єкт **ConRod**, який описує геометричні показники двигуна. Даний об'єкт застосовує шаблон **EngCylGeom** (рис. 2). Показники маси рухомих деталей КШМ заносять до шаблону **EngCrankSlider**.

3.Призначення параметрів головного підшипника. Показники підшипників моделюються за допомогою шаблону **JournalBearingFlow**. Цей шаблон містить інформацію щодо розмірів підшипника, радіального зазору, геометричних показників маслорозподільної канавки та масляних отворів. Також в шаблоні необхідно здійснити вибір методу розрахунку витрати циркуляційного масла (рис. 3).

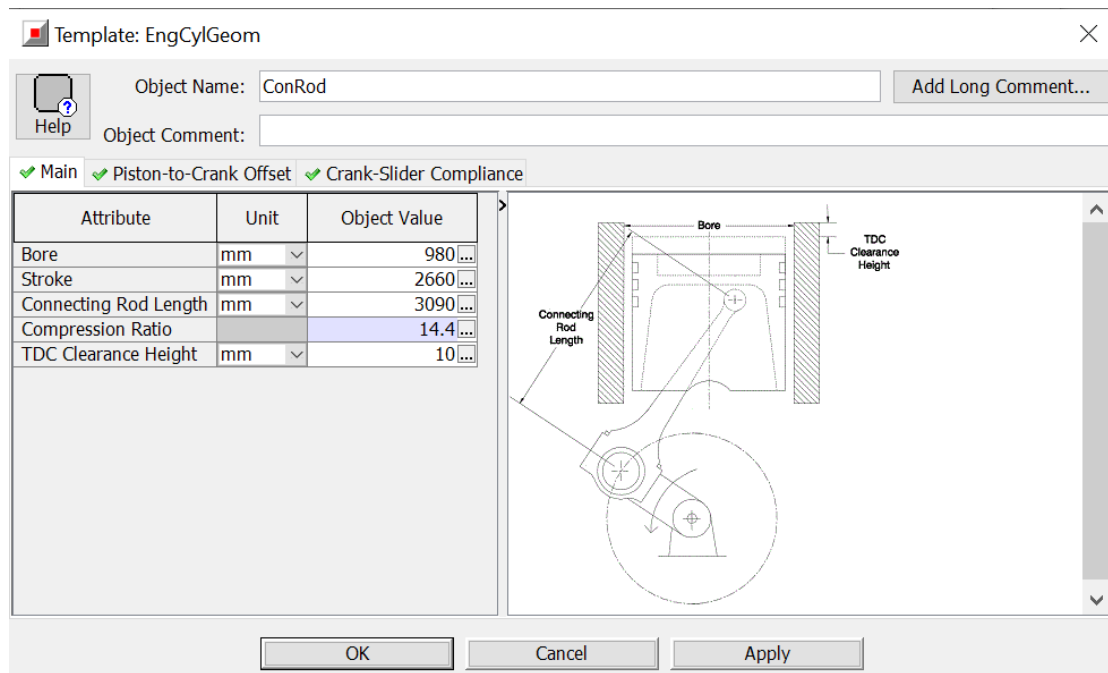


Рисунок 2 – Призначення геометричних показників двигуна із застосуванням шаблону **EngCylGeom**

4 Характеристика системи мащення (шаблон **EndEnvironment).** Для моделювання системи мащення використаємо деякі спрощення. При розрахунку приймаємо, що тиск циркуляційного масла не залежить від зазору. Параметри системи: Для моделювання лінії зливу застосовуємо аналогічний шаблон та створюємо об'єкт під назвою SumpTank-1. Його показники будуть відрізнятись тільки значенням абсолютного тиску (101 кПа).

Спрощена 1D схема розрахунку головного підшипника представлена на рис. 3.

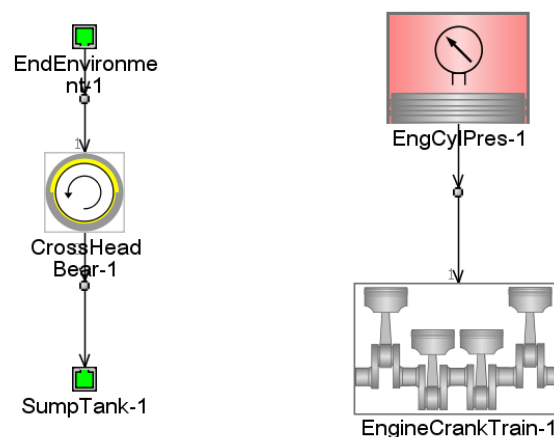


Рисунок 3 – 1D схема розрахунку головного підшипника

5. Обробка результатів моделювання. При моделюванні було отримано характеристику сил та інших параметрів, що навантажують головний підшипник, в залежності від кута повороту колінчастого валу. Розподіл тиску в змащувальному шарві при різних режимах навантаження двигуна представлено у вигляді графічної залежності (рис. 4).

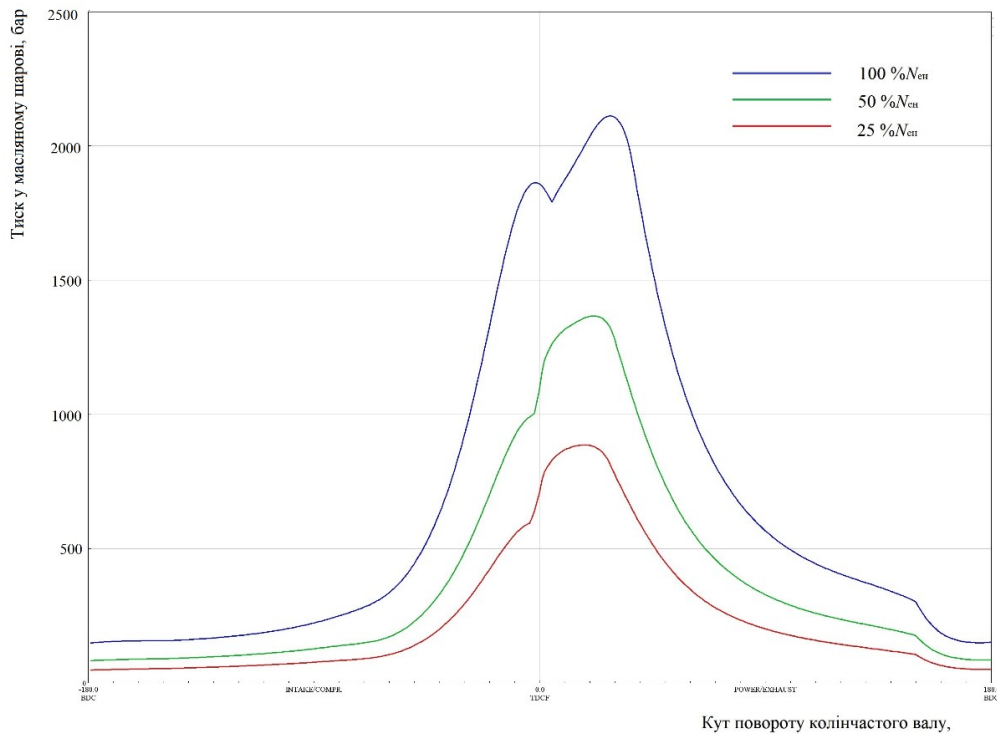


Рисунок 4 – Розподіл тиску в змащувальному шарві при різних умовах навантаження на підшипник

Результати розрахунку для найбільш навантаженого режиму роботи МОД (100 % N_{en}) представлено в табл. 1. Відсутність маслорозподільної канавки головного підшипника не призвів до підвищення товщини змащувальної плівки, а лише зменшив як питомий тиск (із 13,4 МПа до 12,8 МПа), так і значення максимальної температури змащувального шару (із 66,5 до 51,4 °С). Це призведе до більш рівномірного розподілу тиску на підшипник, але також ймовірно і до збільшення механічних втрат, що викликано підвищенням площі контакту. Із наявних результатів видно, що усунення маслорозподільної канавки не дало підвищення товщини масляної плівки, вона навіть дещо зменшилась (ймовірно через незначний кут тривалості навантаженої зони), що

демонструють показники максимального/середнього значення сили, що діють на підшипник як у вертикальній, так і горизонтальній площинах.

Таблиця 1 – Результати розрахунку експлуатаційних показників головного підшипника при навантаженні 100 % $N_{ен}$

Показник	Значення	
	базовий	новий
Максимальне/середнє значення сили, що діє на підшипник у вертикальній площині, кН	-9588,0 -3013,3	-9600,2 -3025,1
Максимальне/середнє значення сили, що діє на підшипник у горизонтальній площині, кН	-1885,1 -253,2	-1888,2 -253,1
Максимальне/мінімальне значення моменту тертя в підшипнику, Н·м	2001,4 -1918,4	5098 -5040
Максимальне/середнє значення втрати потужності в підшипнику, кВт	8,50 4,37	21,65 11,26
Максимальне/середнє значення тиску в змащувальному шарові, МПа	219,6 69,3	271,3 84,7
Мінімальна товщина змащувального шару, мкм	1,33	0,61
Максимальна/середня температура змащувального шару, °С	66,5 66,3	51,4 51,1

Висновки.

Проведено моделювання трьох режимів навантаження двох варіантів головних підшипників МОД MAN B&W 12K98MC (25 % $N_{ен}$, 50 % $N_{ен}$ та 100 % $N_{ен}$) при припустимому радіальному зазорі 0,3 мм та із використанням моторного масла класу в'язкості SAE 30: класичний із центральною маслорозподільною канавкою на нижньому вкладиші головного підшипника та модернізованого, що не має маслорозподільної канавки в навантаженій зоні підшипника на кутовій тривалості 68 °.

Результати демонструють, що усунення маслорозподільної канавки призведе до підвищення максимального тиску в змащувальному шарові із 219,6 МПа до 271,3 МПа та зменшенню товщини змащувальної плівки із 1,33 мкм до 0,61 мкм. Проте середнє значення максимального тиску на

підшипник зменшується із 13,4 МПа до 12,8 МПа (на 4,5 %) та зменшується максимальна температура змащувального шару із 66,5 °С до 51,4 °С. Це вказує на необхідність доопрацювання робочої поверхні підшипника із метою забезпечення гідродинамічного режиму навантаження головного підшипника в моменти передачі максимальних зусиль до шатуна та розглянути допуски на ремонт деталей даного вузла.

Література:

1. Обеспечение надежности головных подшипников судовых малооборотных двигателей, работающих на режимах частичных нагрузок / В.П. Савчук, Е.В. Белоусов, А.Е. Самарин [и др.] // Вестник двигателестроения. — Запорожье: АО «Мотор Сич», 2018. — С. 21 — 27
2. K98MC Project Guide. Two-Stroke engine/ MAN Diesel & Turbo: Augsburg, 2001.
3. Возницкий И.В. MAN B&W. Двигатели модельного ряда MC 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание. — СПб.: Моркнига, 2008. — 260 с.
4. Goenka, P.K., "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings", Journal of Tribology, Vol 106, October 1984, pp. 421-428
5. Martin, F.A., "Developments in Engine Bearing Design", Tribology International, Vol 16, No. 3, June 1983, pp. 147-164