

Література

1. Волгин В.В. Автомобильный дилер: практическое пособие по маркетингу и менеджменту сервиса и запасных частей.- М.: Ось-89, 1997-224с.
2. Качество инновационного продукта / Е.Л. Пархоменко, Б.И. Герасимов, Л.В. Пархоменко. -Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. 116с.
3. Управление затратами на предприятиях. Учебник. / В.Г. Лебедев, Т.Г. Дроздова, В.П. Кустарёв и др.: Под общ. ред. Г.А. Краюхина. – СПб.: Издательский дом “Бизнес-пресса”, 2000. – 277 с.: ил.
4. ДСТУ ISO-9004-2-95. Управління якістю та елементи системи якості: частина 2. Вказівки по послугах.
5. Джон Шоттміллер. Витрати на якість стимулюють процеси безперервного вдосконалення // Методи менеджменту якості. - 2003.- № 2.- С. 62-65.

Курносенко Дар'я Вікторівна, аспірант, Херсонська державна морська академія, dasha10021991@gmail.com

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПІДШИПНИКІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ НА ХАРАКТЕР ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ МАСЛА В ГОЛОВНІЙ МАСЛЯНІЙ МАГІСТРАЛІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА Д246.4

Вступ. Високообертові дизельні двигуни (ВОД) знайшли широке застосування в автотракторній техніці, в приводах стаціонарних дизель-генераторів а також в якості допоміжних двигунів суднових енергетичних установок. Підвищення ступеня автоматизації суден вимагає забезпечення двигунів засобами безперервного діагностування технічного стану систем та механізмів. Найбільш розповсюдженим в системах діагностування сучасних високообертових двигунів внутрішнього згоряння є контроль параметрів тиску, температури та витрат робочих рідин, а також параметрів протікання робочих процесів та частоти обертання колінчастого валу. Нажаль, контроль технічного стану підшипників колінчастих валів ускладнено внаслідок відсутності можливості монтажу датчиків на обертові деталі та вузли а також відсутності надійних способів та чітких алгоритмів обробки та виділення діагностичних ознак у наявних сигналах зі штатних датчиків.

До основних несправностей та пошкоджень деталей КШМ відносять:

- підвищений знос шатунних та корінних підшипників;
- перегрів підшипника(ів).

Ці несправності в основному викликані зміною властивостей моторного масла, стану масляного насоса та його елементів, а також стану масляного фільтра. У деяких випадках відбувається втомне та електроіскрове (двигуни дизель-генераторів) пошкодження робочого шару. Основна маса виходу з ладу підшипників КШВ відбувається внаслідок недотримання вимог до ремонтної документації та культури складання. Всі ці фактори мають місце при експлуатації суднових ВОД. Тому визначення діагностичних показників, що

вказують початковий етап пошкодження підшипників колінчастого валу, є важливим завданням, вирішення якого надає можливості підвищити рівень експлуатаційної надійності транспортних ДВЗ.

Метою дослідження є встановлення взаємозв'язків між режимом навантаження, технічним станом підшипників колінчастого валу, елементів масляної системи та моторного масла на характер пульсацій тиску в головній масляній магістралі. Для встановлення таких взаємозв'язків необхідно визначити наступні вихідні дані:

- показники гідравлічних опорів елементів гідравлічного контуру системи мащення;
- граничні умови, що характеризують як умови експлуатації (характеристики моторного масла, конструкція зубчастого зачеплення масляного насосу, конструктивні особливості підшипників ковзання та ін.).

Основна частина. Рівняння граничних умов, що описують фізичні закономірності, які мають місце в гідравлічних контурах та зазвичай використовуються для розрахунку систем мащення є [1]:

- рівняння балансу об'ємів масла;
- рівняння руху елементів системи мащення та КШМ;
- рівняння збереження нерозривності та енергії потоку.

Розрахунок систем мащення та КШМ є складним внаслідок необхідності визначення витрати масла через кожне розгалуження, оптимізації компоновки системи мащення, залежності гідравлічних опорів та витрати масла через них. В загальному виді вираз, що описує витрату масла через елементи системи представляють як [2]:

$$G_k = G_k(\Delta p_k, \mu_k),$$

- де G_k – об'ємна витрата масла;
 Δp_k – перепад тиску на елементі системи;
 μ_k – динамічна в'язкість масла.

Витрата масла G_k через кожен елемент є нелінійною функцією перепаду тиску на ньому Δp_k та динамічної в'язкості масла μ_k .

В якості прототипу використаємо систему мащення високообертового дизельного двигуна Д-246.4. Система мащення двигуна комбінована (рис. 1): частина деталей змащується під тиском, а частина – розбризкуванням.

Підшипники колінчастого та розподільного валів, втулка проміжної шестерні, механізм приводу клапанів (коромисел) та підшипники ротору ГТН змащуються під тиском від масляного насосу. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного валу та привід ПНВТ змащуються розбризкуванням. На двигуні встановлено повнопоточний масляний фільтр із нерозбірним паперовим фільтрувальним елементом та рідинно-масляним теплообмінником.

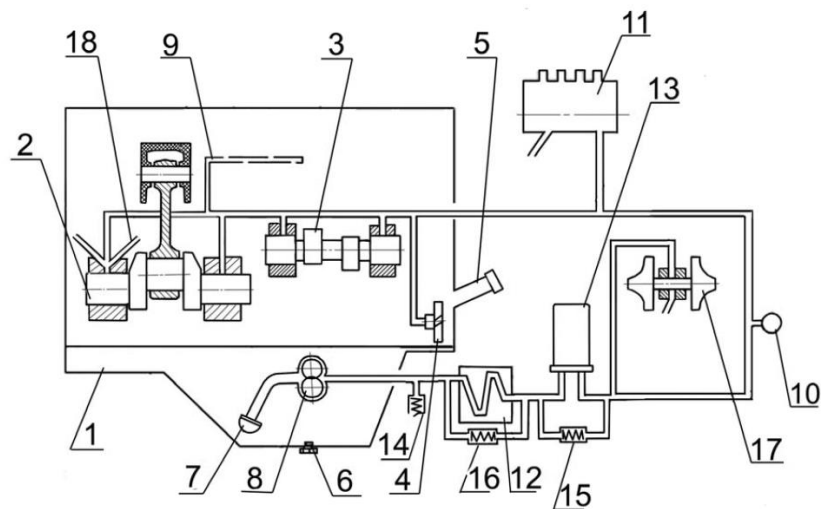


Рисунок 1 – Схема системи мащення: 1 – картер масляний; 2 – вал колінчастий; 3 – вал розподільний; 4 – шестерня проміжна; 5 – горловина маслозаливна; 6 – пробка масляного картера; 7 – маслоприймач; 8 – насос масляний; 9 – масляний канал осі коромисел; 10 – датчик тиску масла; 11 – паливний насос високого тиску; 12 – радіатор масляний; 13 – фільтр масляний; 14 – клапан запобіжний; 15 – клапан перепускний; 16 – клапан редукційний; 17 – газотурбонагнітач; 18 – форсунки охолодження поршнів

Спрощену гідравлічну схему мащення підшипників двигуна Д246.4, що змащуються під тиском представлено на рис. 2.

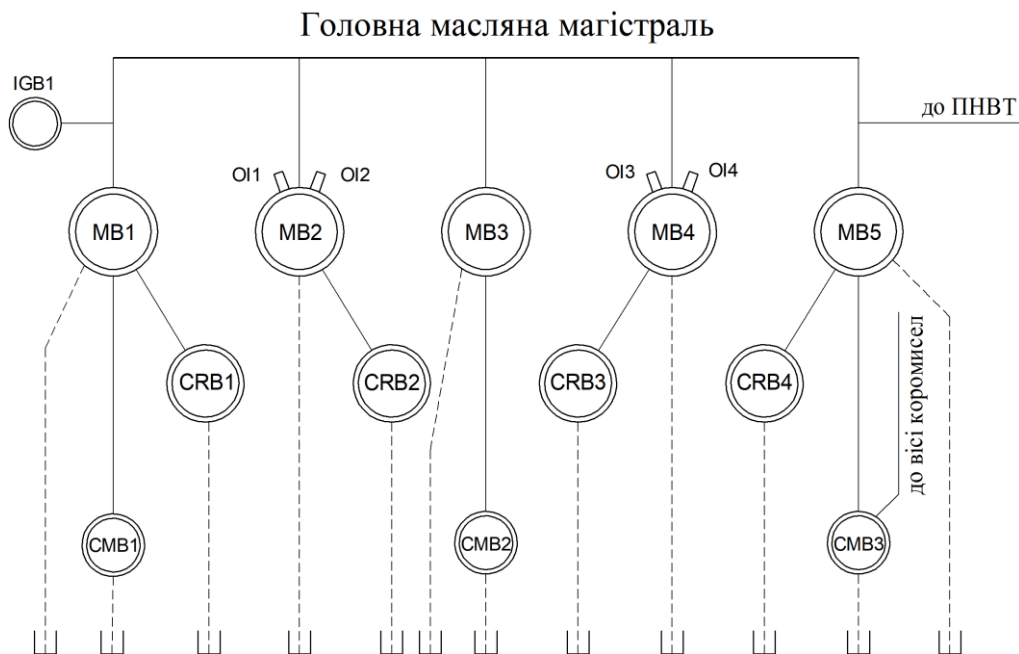


Рисунок 2 – Розгалуження системи мащення, що забезпечують подачу моторного масла до підшипників дизельного двигуна Д246.4

Згідно представленої схеми масло з головної магістралі двигуна каналами в блоці циліндрів надходить до всіх корінних підшипників MB1...MB5

колінчастого і підшипників розподільного валів. Від корінних підшипників по каналах в колінчастому валі масло надходить до всіх шатунних підшипників CRB1...CRB4. Від першого корінного підшипника MB1 масло по спеціальних каналах надходить до втулок проміжної шестерні IGB1 і шестерні приводу паливного насоса, а також до паливного насоса. Деталі клапанного механізму змащуються маслом, що надходить від заднього підшипника розподільного валу СМВ3 по каналах в блоці, голівці циліндрів, свердління в 4-ій стійці коромисел у внутрішню порожнину осі коромисел і через отвір до втулки коромисла, від якої по каналу йде на регулювальний гвинт і штангу. Масло до підшипникового вузла турбокомпресора надходить по трубці, яку підключено на виході з корпусу масляного фільтра. З підшипникового вузла турбокомпресора масло по трубці відводиться в масляний картер (на рисунку не показано). З форсунок ОІ1 та ОІ2 масло подається на поршні для їх охолодження.

Розташування масляних каналів мащення рамових підшипників та підшипників розподільного валу й осі коромисел представлено на рис. 3.

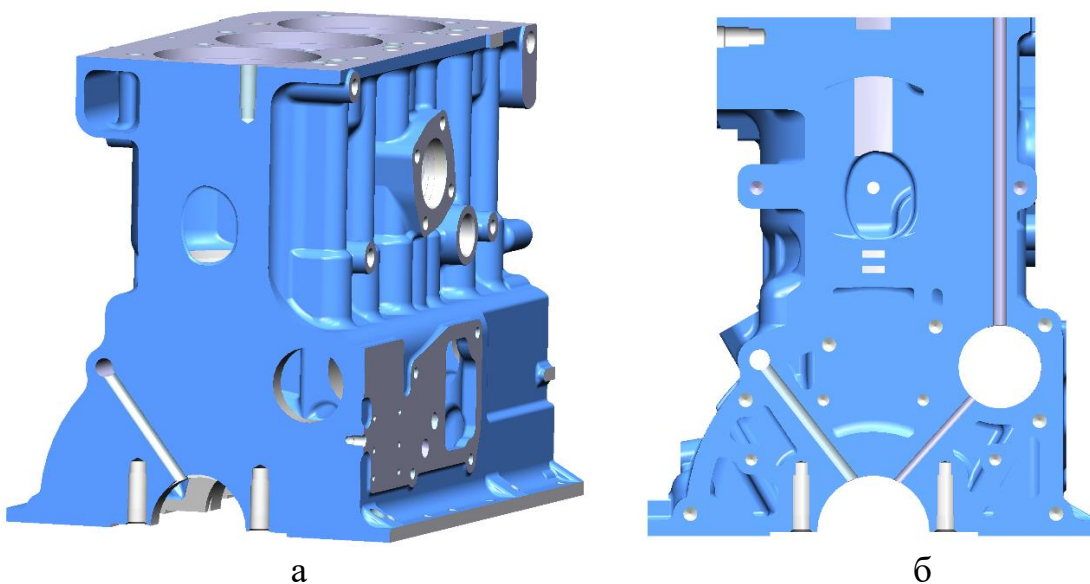


Рисунок 3 – Розташування масляних каналів мащення рамових підшипників (а), підшипників розподільного валу та осі коромисел (б)

Особливості компоновання масляних каналів колінчастого валу представлено на рис. 4.

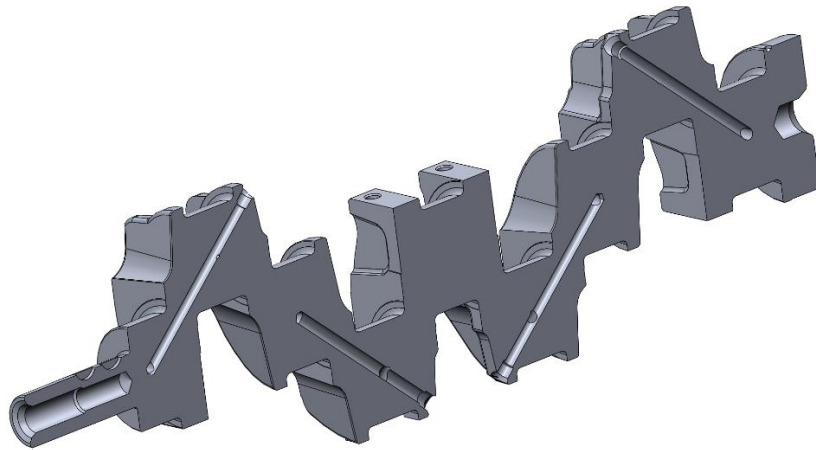


Рисунок 4 – Компонування масляних каналів колінчастого валу

Подальші розрахунки необхідно вести із урахуванням умов експлуатації підшипникових вузлів, специфіки комплектування та геометрії змащувальних каналок, конструкції корінних та шатунних вкладишів. Для попередньої оцінки впливу різних (як конструктивних, так і експлуатаційних) факторів доцільно застосування програмних комплексів, таких як GT-SUITE. На рис. 5 представлено спрощену 2D модель системи мащення.

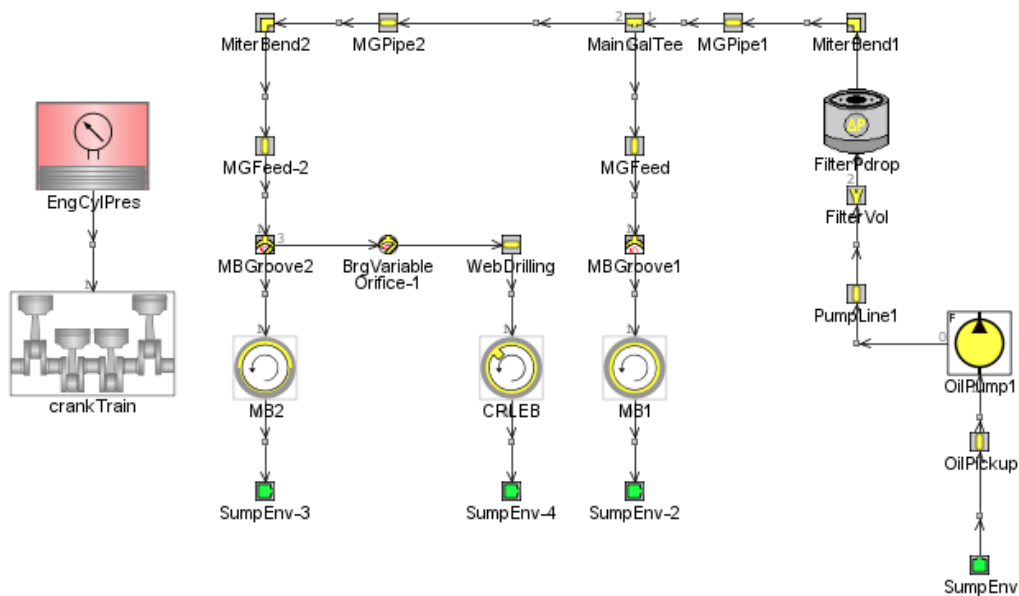


Рисунок 5 – 2D модель контуру системи мащення

У цю модель включені наступні елементи контуру системи мащення:

- масляний насос;
- головна масляна магістраль;
- два корінних підшипника (кожен з повною окружною канавкою);
- один шатунний підшипник (з одним отвором для подачі масла);
- масляний фільтр (враховується перепад тиску та витрата).

Існує кілька способів моделювання характеристик масляного насоса, включаючи фіксовану продуктивність або тиск (постійний або коливальний) за

допомогою шаблонів EndEnvironment і EndFlowInlet або якщо карту роботи насоса надано виробником, а саме витрату та ефективність, як функцію частоти обертання двигуна, тиску на виході та температури, тоді може використовуватися шаблон насоса. Крім того, якщо відомо подачу насоса, можливо, найпростіше використовувати шаблон PumpMotorPosDisp. Крім того, детально насос може бути змодельований з примітивних компонентів потоку для прогнозування пульсації тиску.

Показники масляного фільтра задаються через падіння тиску та швидкість потоку, але геометричні показники часто не завжди відомі. В такому випадку пропонується моделювати приблизний об'єм масляного фільтра та охолоджувача за допомогою проточки і моделювати опір через ці компоненти або з OrificeConn з із регульованим діаметром та C_d , або з PressureLossConn. В даній моделі ми визначимо падіння тиску масляного фільтра за допомогою PressureLossConn. PressureLossConn може вказувати на шість різних характерних об'єктів падіння тиску. Кожен такий об'єкт має різний спосіб визначення перепаду тиску. FlowPDropPowerLaw можна використовувати для визначення падіння тиску від швидкості потоку за математичною залежністю, FlowPDropLossCoef можна використовувати для визначення коефіцієнта втрат тиску елемента, FlowPDropTableRef накладає безрозмірний коефіцієнт втрат тиску та від числа Рейнольдса на основі падіння тиску порівняно із витратою. Дані витрати, що вводяться при одній температурі рідини, і FlowPDropSimple можуть використовуватися, коли доступні значення лише одного падіння тиску і температури потоку.

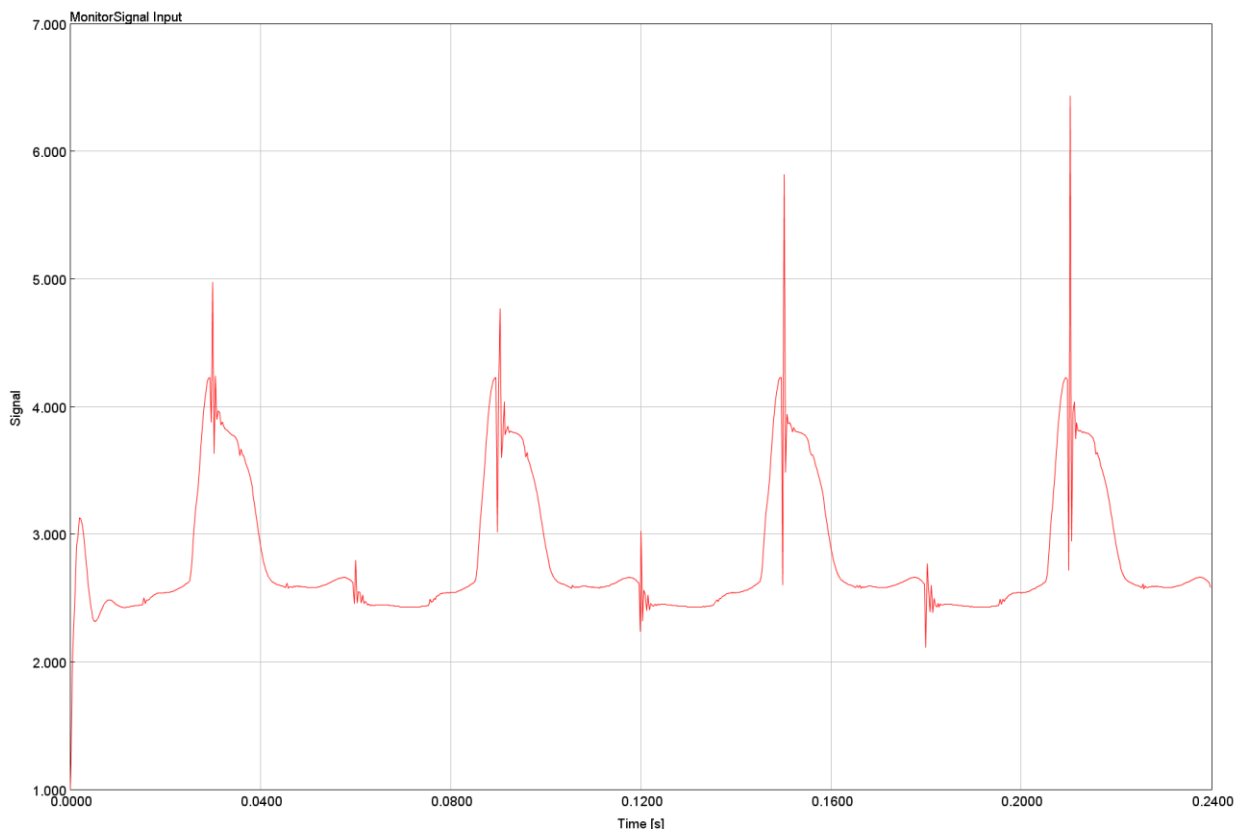


Рисунок 6 – Залежність тиску в центральній магістралі за часом

Витратні характеристики підшипників моделюються із урахуванням об'єму канавок, орієнтації свердлінь в щоці між корінним і шатунним підшипником а також основними геометричними параметрами підшипників.

Приклад визначення пульсацій тиску за період 0,24 с при частоті обертання колінчастого валу двигуна 2000 хв^{-1} представлено на рис. 6.

При аналогічних умовах експлуатації зміна тиску в масляній магістралі, що живить перший рамовий підшипник MB1 представлено на рис. 7.

Для детального аналізу джерел пульсації тиску, застосування програмного комплексу надає можливості виділити характер пульсації при роботі окремих вузлів кривошипно-шатунного механізму, елементів системи мащення. Особливий інтерес представляє моделювання несправностей елементів системи мащення, зміна в'язкості моторного масла як в сторону підвищення, так і розрідження дизельним паливом, умови холодного пуску та зміни режимів навантаження.

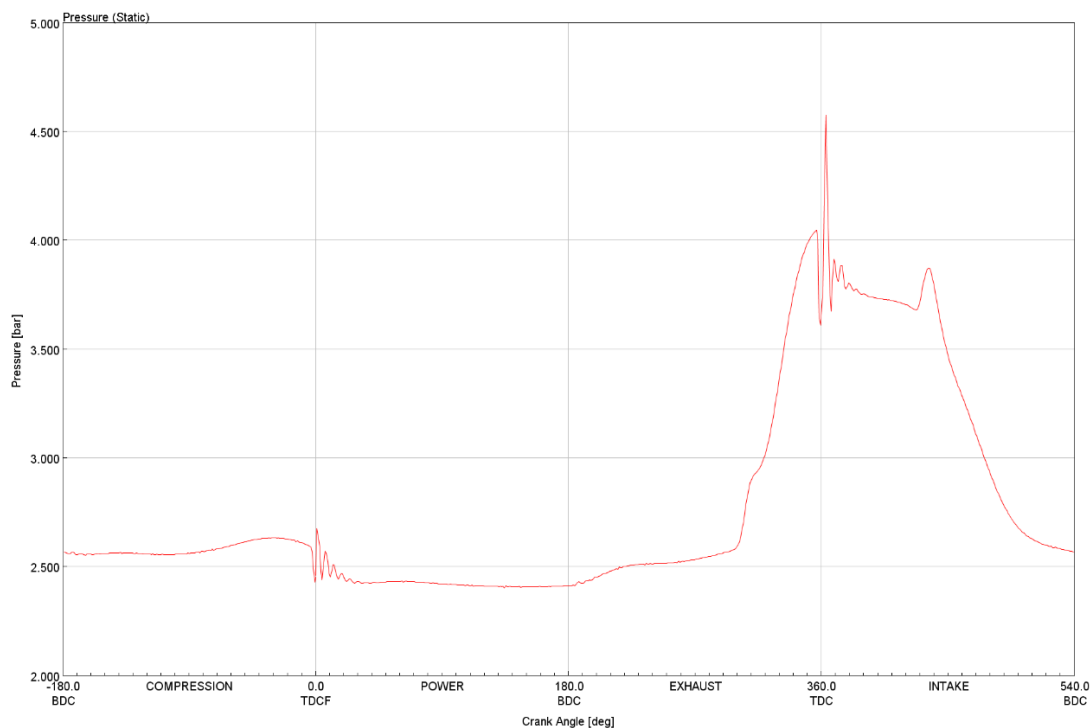


Рисунок 7 – Розподіл тиску в масляному каналі живлення першого рамового підшипника за кутом обертання колінчастого валу

Висновки. Дослідження характеру пульсацій в головній масляній магістралі є важливим діагностичним показником визначення несправності елементів системи мащення та технічного стану підшипників колінчастих валів ДВЗ. Складності розрахунку пульсацій в системах мащення ДВЗ виникають внаслідок необхідності визначення витрати масла через кожне розгалуження, оптимізації компонування системи мащення, залежності гідравлічних опорів та витрати масла через них. Представлено особливості компонування розгалужень масляних каналів, що живлять підшипники ДВЗ Д246.4. Дослідження показників пульсацій в головній масляній магістралі в залежності від зміни

умов експлуатації та технічного стану підшипників колінчастого валу доцільно проводити за допомогою програмного комплексу GT-SUITE.

Література

1. Гриценко, А. В. Диагностирование подшипников кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Гриценко. — Челябинск: ЧГАУ, 2009.
2. Автомобильные двигатели под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение. 1977.- 591 с.
3. Manring, N.D. and Kasaragadda, S.B. The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, vol. 125, 2003, 396-404.

Мармут Ігор Арнольдович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mia2005.62@ukr.net

СИЛОВА ВЗАЄМОДІЯ АВТОМОБІЛЯ З ПОВНООПОРНИМ СТЕНДОМ ПРИ ПЕРЕВІРЦІ В ТЯГОВОМУ РЕЖИМІ

Найбільш підходящим засобом рішення завдання діагностування повнопривідних автомобілів є застосування модульного повноопорного інерційного роликового стенда [1].

Для визначення коефіцієнта використання навантаження при тягових випробуваннях автомобіля 4x4 необхідно зробити силовий аналіз системи «автомобіль-стенд». Розрахункова схема системи небагато відрізняється від схеми для гальмових випробувань і представлена на рисунку 1.