Всеукраїнський конкурс студентських наукових робіт з галузей знань
і спеціальностей у 2020/2021 навчальному році

Назва галузі науки - «Двигуни та енергетичні установки»

Розрахункове дослідження параметрів роботи шатунних підшипників колінчастого валу дизеля

Девіз-шифр роботи: «*Вальниця*»

2020/2021 н.р.

РЕФЕРАТ

Метою даної роботи є аналіз параметрів роботи підшипників колінчастого валу дизеля на основі математичного моделювання гідродинамічних процесів в шарі мастила.

Об'єктом досліджень є процес змащення шатунних підшипників дизеля 4ДТНА1, та гідродинамічні явища в них, що виникають при роботі цього двигуна.

Предмет дослідження – оцінка впливу конструктивних, режимних параметрів дизеля та сорту мастила на якість процесу змащення шатунних підшипників.

У роботі розроблені та запропоновані технічні рішення щодо покращення надійності роботи шатунного підшипника дизеля 4ДТНА1 для підвищення його економічних показників та показників надійності.

На основі гідродинамічного розрахунку шатунного підшипника дизеля 4ДТНА1, показано, що застосування різних сортів мастила впливає на знос, вірогідність виникнення задирів та енергетичні витрати в ньому.

ДИЗЕЛЬ, СИСТЕМА ЗМАЩЕННЯ, ШАТУННИЙ ПІДШИПНИК, МОТОРНЕ МАСТИЛО, ГІДРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКА

ЗМІСТ

Вступ 4

1. Вимоги та класифікація моторних мастил. 5

2 Основні положення гідродинамічної теорії змащення 8

3. Методика та програмна реалізація моделювання процесів у шатунному підшипнику колінчастого валу дизеля 13

3.1. Розрахункові формули 13

3.2. Особливості алгоритму та програми для ПЕОМ 20

3.3. Оцінка адекватності деяких результатів моделювання 21

4. Результати розрахункових досліджень параметрів роботи шатунних підшипників дизеля 4ДТНА1 24

4.1. Вихідні дані та програма розрахункового дослідження 24

4.2. Залежність параметрів роботи шатунного підшипника від частоти обертання колінчастого валу 26

4.3. Залежність параметрів роботи шатунного підшипника від температури мастила 28

4.4. Залежність параметрів роботи шатунного підшипника від його радіального зазору 30

Висновки 33

Список літератури 34

Додатки 35

ВСТУП

Підшипники ковзання колінчастих валів сучасних ДВЗ схильні до дії важких навантажень, мінливих за величиною і напрямком. Види зміни навантажень залежать від конструктивних особливостей двигуна, місця розташування в ньому даного підшипника, режиму роботи, особливостей робочого процесу тощо.

Максимальні значення навантажень бувають вельми великими. Відповідні їм середні питомі тиски на проекцію підшипників досягають 50 МПа і більше, а місцеві пікові значення можуть перевищувати середні в кілька разів, В цих умовах в роботі більшості підшипників ДВЗ протягом деякої частини циклу навантаження відбувається порушення чисто рідинного і настає граничне тертя.

Саме тому **метою** даної роботи є аналіз параметрів роботи підшипників колінчастого валу дизеля за допомогою створеної математичної моделі гідродинамічних процесів в шарі мастила у підшипнику.

1 ВИМОГИ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ МОТОРНИХ МАСТИЛ

Дизельні двигуни не лише вимагають максимальної міцності кожного компонента, але й до мастила мають певні вимоги. Оскільки умови експлуатації дизельних двигунів легкових та комерційних автомобілів і великих дизельних двигунів значно різняться, застосовуються по-різному оптимізовані мастильні масла для передбачуваних цілей.

Моторне масло є не тільки мастилом, але також важливим конструктивним елементом, який є вирішальним та невід'ємним для функціонування та терміну служби двигуна, і тому повинно відповідати стандарту технічної якості двигуна. Трибологічно оптимізовані шари, що визначають тертя та ефективність зносу двигуна, утворюються лише тоді, коли поверхні деталей та мастильні матеріали взаємодіють під механічними та тепловими навантаженнями (особливо під час обкатки). Різні концепції двигуна пред'являють принципово різні вимоги до моторного масла, які виробник повинен вказати, враховуючи систему змащення, концепцію технічного обслуговування, металургію та конструкцію компонентів двигуна. Більше того, ініційовані Кіотським протоколом та різними національними стандартами вихлопних газів, нові технології, що зменшують викиди кліматично відповідних газів та забруднюючих речовин, пред’являють цілком конкретні додаткові вимоги, що спричинило необхідність розробки паливно-економічних моторних мастил та сумішей із каталізаторами. Моторне масло потрібно виконувати всі його функції, які набагато перевищують функції мастила, за будь-яких робочих умов, принаймні до запланованої заміни масла. Характеризуючись хімічними, фізичними та технологічними властивостями, вимоги до моторного масла походять від основних функцій, необхідних для роботи двигуна, а саме: розділення розсувних поверхонь, передача сил, нейтралізація небажаних продуктів, захист від зносу, захист від корозії, герметизація, охолодження.

Властивості моторних мастил можна розділити на такі дещо спрощені комплекси: в'язкість і характеристики потоку, поверхнева активність і захист від корозії.

Поверхнева активність диференціюється залежно від того, чи впливає вона на поверхні двигуна чи домішки. Захист від корозії стосується здатності як нейтралізувати продукти згоряння, так і стабілізувати саму мастило проти окислювальної деградації.

На додаток до основних функцій, до моторного масла пред'являються наступні додаткові вимоги:

- нейтральність щодо ущільнювальних матеріалів,
- низька тенденція до піноутворення,
- тривалий термін служби та великі інтервали заміни масла,
- низька витрата масла,
- низький витрата палива і
- низьке навантаження на системи контролю викидів.

Найбільш розповсюдженою є *класифікація моторних мастил* по SAE. Основна властивість моторного масла є в'язкість і її залежність від температури в широкому діапазоні. Наведемо стандартну класифікацію по SAE: 10W-40. Перше позначення "10W" позначає температуру застосування, а "40" - в'язкість. Про кожному параметрі поговоримо окремо.

Про в'язкості масла говорять найпомітніші цифри на каністрі - це класифікація за SAE. Два числа, розділені буквою W, позначають, що воно всесезонне. Перші цифри вказують на мінімальну негативну температуру, при якій двигун можна провернути. Наприклад, при позначенні 0W-40 нижній температурний поріг дорівнює -35 ° C, а у 15W-40 він становить -20 про C. Число після дефіса говорить про допустимому діапазоні зміни в'язкості при 100° C. Діапазони працездатності мастил показано нижче у табл.1.1 [10].

Таблиця 1.1- Діапазони працездатності мастил

Минимальная температура холодного пуска двигателя, °С	Класс вязкости по SAE J 300	Максимальная температура окружающей среды, °С
ниже –35	0W-30	25
ниже –35	0W-40	30
–30	5W-30	25
–30	5W-40	35
–25	10W-30	25
–25	10W-40	35
–20	15W-40	45
–15	20W-40	45

Із середнім кліматом рекомендовано використовувати "універсальне" 10W - воно підійде для більшості двигуні. Якщо зими суворі, то слід заливати масло класу не нижче 5W (найкраще буде - 0W). Для літньої експлуатації підійде 10W.

- при пробігу автомобіля менш 50% від планового ресурсу (новий двигун) необхідно застосовувати масла класів 5W30 або 0W20. Це обумовлено тим, що у нових двигунів немає зносу, всі зазори мінімальні, тому підшипники роботу при меншій в'язкості.
- при пробігу автомобіля більше 50% від планового ресурсу (технічно справний двигун) доцільно застосовувати масла класу 5W40. Це обумовлено тим, що при великих зносах несуча здатність компенсується зростанням в'язкості.

Сучасні мотори вимагають масло низької в'язкості, тому що воно має низькими енергозберігаючими властивостями і дозволяє економити паливо. З конвеєрів заливають рідини з в'язкістю не вище 30. Якщо пробіг машини великий і помітний збільшений витрата, то слід заливати масло з підвищеним індексом в'язкості.

2. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ТЕОРІЇ ЗМАЩЕННЯ

Несуча здатність підшипника створюється виникаючими в його масляному шарі гідродинамічними тисками *p*, що врівноважують зовнішнє навантаження *F* при збереженні тільки рідинного тертя.

Розрахункова схема несучої здатності нестаціонарно-навантаженого підшипника представлена на рис 2.1.

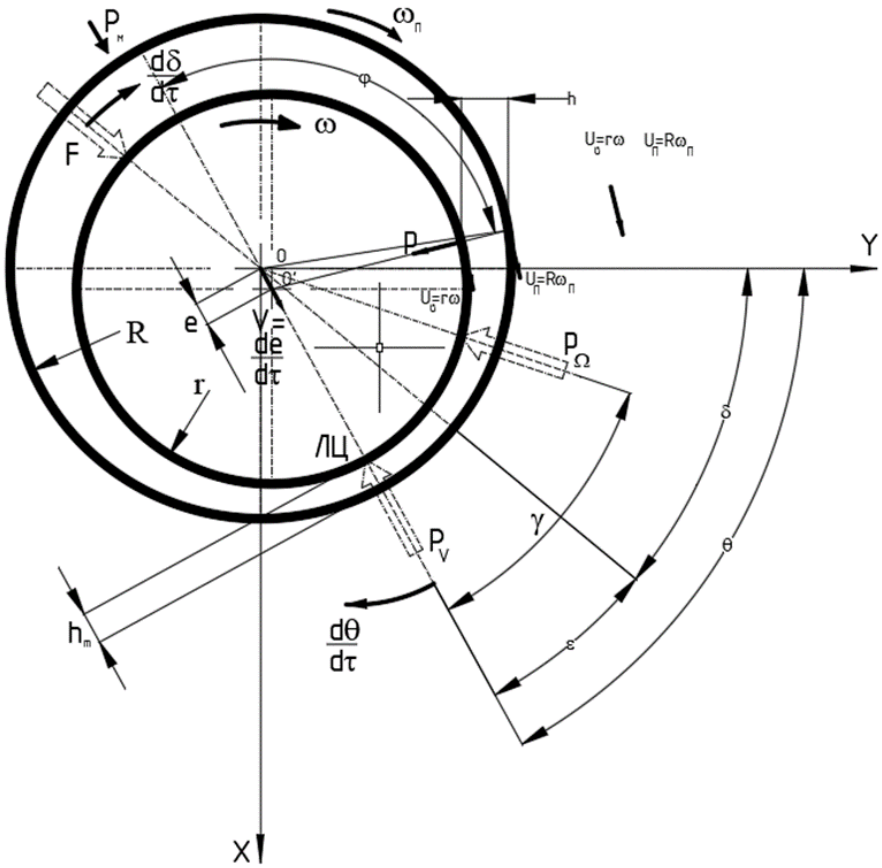


Рисунок 2.1 – Лінія центрів навантаженого підшипника.

Вихідним для гідродинамічних розрахунків підшипника є диференційне рівняння Рейнольдса, яке можна застосовувати до циліндричного навантаженого підшипника. Воно має вигляд:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial \varphi^2} + R^2 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - 3\frac{\chi \sin\varphi}{1+\chi\cos\varphi}\cdot\frac{\partial p}{\partial \varphi} = \\ = 6\frac{\mu_p}{\psi^2}\cdot\frac{\chi\sin\varphi}{(1+\chi\cos\varphi)^3}\cdot\Omega + 12\frac{\mu_p}{\psi^2}\cdot\frac{\cos\varphi}{(1+\chi\cos\varphi)^3}\cdot\frac{d\chi}{d\tau} \qquad (2.1)$$

Позначення величин, які входять в (2.1):

p, Па, – гідродинамічний тиск у даній точці робочої зони (РЗ) шару змазки, який має циліндричні координати, - кут φ від лінії центру по колу підшипника і відстань *Z* від середнього поперечного перерізу.

μ_p , Па*с, – середня в межах робочої зони змінна динамічна в'язкість масла.

Ω , рад/с, – еквівалентна кутова частота, яка враховує вплив на несучу здатність обертів валу, корпусу підшипника та лінії центру з кутовими частотами ω , ω_p , та $\frac{d\theta}{d\tau}$.

Рівняння Рейнольдса описує закон розподілення тиску *p* (*Y*, *Z*) в робочій зоні. Оскільки надлишковий тиск змазки у неробочій зоні (НЗ) зазвичай приймають рівним тиску подачі змазки p_m, тоді *p*, в робочій зоні слід розглядати як надлишкове відносно p_m.

Застосування рівняння (2.1) для розрахунку несучої здатності базуються на таких припущеннях:

1. Вал і підшипник мають кругло-циліндричну форму, їх поверхні абсолютно гладкі, а вісі – паралельні.

2. Нестислива, чиста та однорідна в'язка змащуюча рідина подається в неробочу зону під тиском p_m, яке забезпечує на всіх режимах абсолютне заповнення усього зазору.

3. Змазка повністю прилипає до поверхонь валу та підшипника, вслід чого швидкості її руху у поверхонь рівні швидкостям самих поверхонь.

4. З огляду на малий зазор відносно радіусів валу і підшипника можна не враховувати вплив кривизни зазору на рух змазки у ньому.

5. Рух змазки у зазорі, а отже і перепади тисків у ньому, виникають лише у напрямках Y і Z. Перепади тисків у радіальних напрямках відсутні.

6. В'язкість змазки μ_p для даного моменту часу вважається однаковою у межах робочій зоні, відповідно поточним значенням середньої тепло-балансної температури t_p і середнього питомого тиску p_p.

7.Сили інерції змазки, яка рухається у зазорі, дуже малі відносно до сил в'язкого тертя, а тому не враховуються (це припущення обґрунтоване малими значеннями числа Рейнольдса для протікання змазки в підшипнику).

8. Стосовно нестаціонарно навантаженого підшипника приймається також припущення про те, що сили інерції деталей механізмі, які виникають при взаємних зміщеннях валу і підшипника в межах зазору та дуже малі порівняно з силами гідродинамічних тисків. Це припущення дозволяє вважати, що навантаження F у будь який момент часу повністю врівноважується гідродинамічними тисками масляного шару, тобто несучою силою P.

Рівняння 2.1 являється лінійним неоднорідним відносно функції p (Y, Z) . Його перша частина складається з двох членів. Тому на основі принципу суперпозиції (накладення) його повне рішення представляється у виді суми двох незалежних рішень.

$$p(Y,Z) = p_{\Omega}(Y,Z) + p_{v}(Y,Z) \tag{2.2}$$

Тут p_{Ω} - закон розподілення гідродинамічних тисків, який відповідає першому члену правої частини (2.1). По своїй фізичній природі вони аналогічні тискам в СНП: причиною їх виникнення являється опір в'язкої рідини при її примусовій прокачці через клиновидний зазор який звужується робочій зоні в

напрямку k_m , куди відповідно 3-го припущення її захоплюють поверхні валу і підшипника, які рухаються з коловими швидкостями $U_В$ та $U_П$.

Тиски p_Ω змінюються за часом зі зміною ексцентриситету χ , який визначає величину та клиновидність зазору, та кутової частоти Ω, яка визначає інтенсивність прокачки.

p_v - закон розподілення гідродинамічних тисків, який відповідає другому члену правої частини рівняння 2.1. Ці тиски виникають внаслідок супротиву в'язкої рідини видавлювання з малого зазору у зв'язку зі зміною ексцентриситету зі швидкістю $d\chi/d\tau$. Цей опір збільшується зі збільшенням χ (тобто зі зменшенням зазору) і ростом $d\chi/d\tau$.

Оскільки згідно 8-го припущення можна знехтувати силами інерції деталей, які виникають при взаємних зміщеннях валу і підшипника в межах зазору, то можна прийняти, що сила P в будь який момент циклу навантаження врівноважує навантаження F.

Враховуючи, що сили P_Ω і P_v діють під кутом γ, вказані умови описуються векторним рівнянням.

$$\vec{P} = \vec{P}_\Omega + \vec{P}_v = -\vec{F} \qquad (2.3)$$

Складові несучої сили, які входять у рівняння (2.3) назвемо: силу P_Ω - підтримуючою силою; силу P_v - силою опору.

Сила P_Ω по фізичній природі аналогічна силі $P_{СНП}$. Сила P_v у СНП відсутня, так як у ньому $\chi = const$. Величина сили опору P_V повністю відповідає аналогічній силі для такого самого підшипника зі змінною во величині, але постійною за напрямом напрямком і при $\omega_Э = 0$ (рис.2.2 та 2.3).

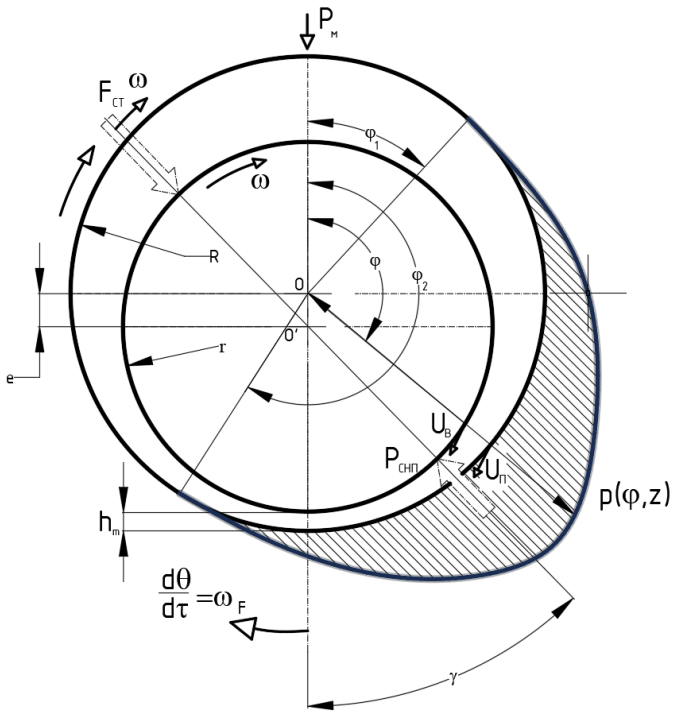


Рисунок 2.2 - Схема утворення підтримуючої сили

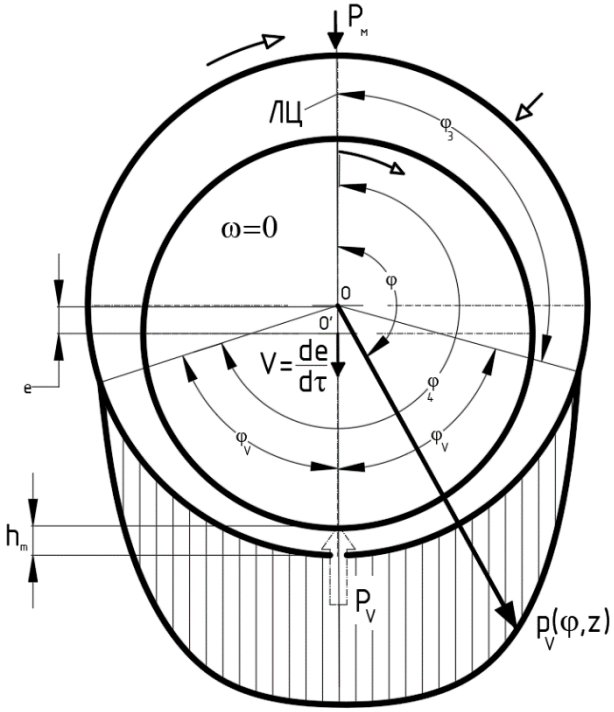


Рисунок 2.3 - Схема утворення сили опору

3. МЕТОДИКА ТА ПРОГРАМНА РЕАЛІЗАЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У ШАТУННОМУ ПІДШИПНИКУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ДИЗЕЛЯ

3.1. Розрахункові формули

Формули для розрахунку моделювання процесів у шатунному підшипнику колінчастого валу дизеля наведено нижче.

Навантаження на шатунний підшипник при розрахунковому кроці $\Delta\alpha$.

$$F_{Xj} = T\left(\alpha_j\right),\ F_{Yj} = Z\left(\alpha_j\right) \tag{3.1}$$

Загальне поточне значення навантаження на вал:

$$F_j = \sqrt{F_{Xj}^2 + F_{Yj}^2}\ . \tag{3.2}$$

Кут між напрямком навантаження та віссю OY:

$$\delta_j = \mathrm{arctg}\frac{F_{Xj}}{F_{Yj}}\ . \tag{3.3}$$

Температура мастила у неробочій зоні:

$$t_H = t_M + 5. \tag{3.4}$$

Середня динамічна в'язкість мастила у неробочій зоні:

$$\mu_H = \left[900 - 0,65\left(t_H - 20\right)\right]\frac{A_M 10^{-6}}{\left(0,1t_H\right)^{B_M}}. \qquad (3.5)$$

Попередні «стандартні» початкові умови:

$$\alpha_0 = 0,\ \chi_0 = 0,9,\ \gamma_0 = 68,8 \cdot \mathrm{sign}\left(\Omega_0\right)\sqrt{1 - 0,99\chi_0^2},\ \theta_0 = \delta_0 + \gamma_0,\ \nu_0 = 0,\ \Omega_0 = \frac{\pi n}{30},$$

$$(3.8)\ \mu_0 = \left[900 - 0,65\left(t_M - 10\right)\right]\frac{A_M \cdot 10^{-6}}{\left(0,1\left[t_M + 10\right]\right)^{B_M}},\ \zeta_0 = \frac{\psi^2}{\mu_0 d\,(l-k)} \cdot \frac{F_0}{\Omega_0},\ \Phi_0 = \zeta_0 \Omega_0.$$

Далі розрахунок виконується у циклі *для і від* 1 *до* $720/\Delta\alpha$.

Поточний кут оберту валу, від 0 до 720 град. п.к.в.:

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + \Delta\alpha. \qquad (3.6)$$

При $\alpha_j < \alpha_i < \alpha_{j+1}$. Виконується інтерполяція

$$F_i = F_j + \frac{F_{j+1} - F_j}{\alpha_{j+1} - \alpha_j}\left(\alpha_i - \alpha_j\right),\ \delta_i = \delta_j + \frac{\delta_{j+1} - \delta_j}{\alpha_{j+1} - \alpha_j}\left(\alpha_i - \alpha_j\right). \qquad (3.7)$$

Фактор навантаження:

$$\Phi_i = \frac{\psi^2}{\mu_{i-1} d\,(l-k)} F_i. \qquad (3.8)$$

Константа для рівняння зміни ексцентриситету:

$$b = \frac{\sin\left(\delta_i - \theta_{i-1} + \gamma_{i-1}\right)}{\sin\gamma_{i-1}}. \tag{3.9}$$

Кутова швидкість оберту валу відносно підшипника (у шатунному підшипнику):

$$\omega_{1i} \approx \frac{\pi n}{30}\left(1 + \lambda\cos\alpha_i\right). \tag{3.10}$$

Безрозмірна гідродинамічна характеристика підтримуючої сили для підшипнику необмеженої довжини, у котрого відсутнє торцеве витікання:

$$\zeta_\infty = \left(4{,}5 - 2{,}57\chi_{i-1}\right)\mathrm{tg}\frac{\pi\chi_{i-1}}{2}. \tag{3.11}$$

Коефіцієнт впливу кінцевої довжини підшипника на гідродинамічну характеристику підтримуючої сили:

$$k_\Omega = \frac{1{,}12}{1{,}7^{\frac{1}{L+0{,}05}}} \cdot \frac{0{,}12 + 0{,}25\left(L - 0{,}6\right) + 0{,}2\left(L - 0{,}6\right)^2}{1{,}11 + 0{,}25\left(L - 0{,}6\right) + 0{,}2\left(L - 0{,}6\right)^2 - \chi_{i-1}}. \tag{3.12}$$

Безрозмірна гідродинамічна характеристика підтримуючої сили:

$$\zeta = \zeta_\infty k_\Omega. \tag{3.13}$$

Еквівалентна кутова частота у нестаціонарно-навантаженому підшипнику:

$$\Omega_i = \frac{\Phi_i}{\zeta} \cdot \frac{\sin\left(\theta_{i-1} - \delta_i\right)}{\left|\sin\gamma_{i-1}\right|}. \tag{3.14}$$

Кут між підтримуючої силою і лінією центрів:

$$\gamma_i = 68{,}8 \cdot \mathrm{sign}\left(\Omega_i\right)\sqrt{1 - 0{,}99\chi_{i-1}^2}\,. \tag{3.15}$$

Безрозмірна гідродинамічна характеристика сили опору для підшипника необмеженої довжини:

$$\nu_\infty = \frac{\pi - 0{,}9\chi_{i-1} \cdot \mathrm{sign}(b)}{\left(1 - \chi_{i-1} \cdot \mathrm{sign}(b)\right)^{3/2}}. \tag{3.16}$$

Коефіцієнт впливу кінцевої довжини підшипника на гідродинамічну характеристику сили опору:

$$k_\nu = \left[\frac{L}{\left(1{,}72 + 0{,}36L^2 - \chi_{i-1}\right) - \left[0{,}06 + 0{,}65(1-L)^2\right]\chi_{i-1}^3}\right]^2. \tag{3.17}$$

Безрозмірна гідродинамічна характеристика сили опору:

$$\nu = \nu_\infty k_\nu\,. \tag{3.18}$$

Приріст ексцентриситету на *i*-тому кроці:

$$\Delta\chi_i = \frac{\Phi_i}{18\nu n} b \cdot \Delta\alpha . \tag{3.19}$$

Ексцентриситет на *i*-тому кроці:

$$\chi_i = \chi_{i-1} + \Delta\chi_i . \tag{3.20}$$

Приріст кута лінії центру на *i*-тому кроці:

$$\Delta\theta_i = \frac{15}{\pi n}\left(\omega_{1i} - \Omega_i\right) \cdot \Delta\alpha . \tag{3.21}$$

Кут лінії центру на *i*-тому кроці:

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \Delta\theta_i . \tag{3.22}$$

Кут напрямку навантаження в системі координат валу (для шатунного підшипника рядного двигуна):

$$\theta_{Bi} = \theta_i + 90^{\circ} - \alpha_i - \frac{180}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\lambda \sin\alpha_i\right). \tag{3.23}$$

Мінімальна товщина шару мастила:

$$h_{mi} = \frac{d}{2}\psi\left(1 - \chi_i\right). \tag{3.24}$$

Безрозмірна характеристика рідинного тертя ковзання:

$$\xi = \left(\frac{0,46}{1,012 - \chi_i} + 2,65 \right) \left[1 + 0,34 \left(L - 0,2 \right) \chi_i^2 \right]. \tag{3.25}$$

Повна робота рідинного тертя:

$$\Delta A_i = \frac{ld^2}{12\psi n} \mu_{i-1} \omega_{1i}^2 \xi \Delta\alpha + \frac{4,5ld^2 n}{\psi \Delta\alpha} \mu_{i-1} \nu \left(\Delta\chi_i \right)^2 \cdot \left[1 + \operatorname{sign}\left(\Delta\chi_i \right) \right]. \tag{3.26}$$

Повна витрата мастила через робочу зону:

$$\Delta Q_{Pi} = \frac{Ld^3 \psi}{12n} \omega_{1i} \left[\frac{\left| 0,5\chi_i - 0,03 \right|}{1 + \dfrac{0,163\left(L - 0,2 \right)}{1,05 - \chi_i}} + 0,25 - \frac{0,75\chi_i}{2 + \chi_i^2} \right] \Delta\alpha + \tag{3.27}$$

$$+ \frac{ld^2 \psi}{4} \Delta\chi_i \left[1 + \operatorname{sign}\left(\Delta\chi_i \right) \right]$$

Витрата мастила з неробочої зони:

$$\Delta Q_{Hi} = \frac{d^3 \psi^3 p_M}{12\mu_H Ln} \left[0,176 + 0,28\left(\chi_i - 0,5 \right) \right] \Delta\alpha \,. \tag{3.28}$$

Підвищення температури мастила:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta A_i \cdot 10^{-6}}{1,8 \Delta Q_{Pi}}. \tag{3.29}$$

Середня теплобалансна температура мастила в робочій зоні:

$$t_i = t_M + 5 + \frac{\Delta t_i}{2}. \tag{3.30}$$

Тиск масла в робочій зоні:

$$p_i = \frac{1,4F_i}{d\left(l-k\right)}. \tag{3.31}$$

Середня для робочої зони динамічна в'язкість масла:

$$\mu_i = \left(1 + 0,28 \cdot 10^{-6} p_i\right)\left[900 - 0,65\left(t_i - 20\right)\right]\frac{A_M \cdot 10^{-6}}{\left(0,1t_i\right)^{B_M}}. \tag{3.32}$$

Після завершення циклу виконується друга ітерація при початкових умовах:

$$\alpha_0 = \alpha_{720/\Delta\alpha},\ \chi_0 = \chi_{720/\Delta\alpha},\ \gamma_0 = \gamma_{720/\Delta\alpha},\ \theta_0 = \theta_{720/\Delta\alpha},\ \nu_0 = \nu_{720/\Delta\alpha},\ \Omega_0 = \Omega_{720/\Delta\alpha},$$
$$\mu_0 = \mu_{720/\Delta\alpha},\ \zeta_0 = \zeta_{720/\Delta\alpha},\ \Phi_0 = \Phi_{720/\Delta\alpha}.$$

Після другої ітерації, яка вважається точною, виконується розрахунок інтегральних показників які наведені нижче. Потужність тертя (тепловиділення за 1 с):

$$N_{TP} = A = \frac{n}{120}\sum_{i=1}^{720/\Delta\alpha} \Delta A_i. \tag{3.33}$$

Секундна витрата мастила з робочої зони:

$$Q_P = \frac{n}{120} \sum_{i=1}^{720/\Delta\alpha} \Delta Q_{Pi} \,. \tag{3.34}$$

Секундна витрата мастила з неробочої зони:

$$Q_H = \frac{n}{120} \sum_{i=1}^{720/\Delta\alpha} \Delta Q_{Hi} \,. \tag{3.35}$$

Середня температура мастила в робочій зоні:

$$t_{Pcp} = t_M + 5 + \frac{A \cdot 10^{-6}}{1{,}8 Q_p} \,. \tag{3.36}$$

Середня температура мастила, що витікає з усього підшипника:

$$t_{M\,ex} = t_M + 5 + \frac{A \cdot 10^{-6}}{1{,}8 \cdot \left(Q_P + Q_H\right)} \,. \tag{3.37}$$

3.2. Особливості алгоритму та програми для ПЕОМ

Розроблена за наведеними формулами програма моделювання роботи шатунних підшипників у пакеті «Matlab» представлена у Додатку А. Алгоритм, за яким працює дана програма, наведено у Додатку Б. Основні положення алгоритму розрахунку такі:

1) Вводимо вихідні данні (частота оберту к.в., кінематичний параметр

КШМ, діаметр валу, довжина валу, ширина канавки, відносний зазор у підшипнику, тиск мастила, температура мастила, та деякі коефіцієнти мастила);

2) Резервуємо частину оперативної пам’яті комп’ютера під масиви даних для більш швидкого розрахунку програми;

3) Завантажуємо масив годографу навантажень на шатунний підшипник з динамічного розрахунку двигуна;

4) Визначаємо «стандартні» початкові умови та починаємо перший цикл розрахунку.

5) Далі виконуються основні розрахунки циклу, і якщо це перший цикл розрахунку, то програма починає другий цикл з вже скорегованими початковими умовами (які для першого циклу були кінцевими).

6) Після розрахунку другого циклу розраховуються інтегральні показники (потужність тертя, секундна витрата мастила з робочої зони, середня температура в робочій зоні, середня температура змазки, що витікає з підшипнику)

7) Після завершення розрахунків будуються графіки.

3.3. Оцінка адекватності результатів моделювання

Оцінку адекватності результатів можна провести порівнюючи з результатами, наведеними у [1].

На рис. 3.2 наведені результати розрахунку для еквівалентної кутової частоти оберту колінчастого валу, зовнішнього навантаження, куту повороту навантаження та куту лінії центру, товщини шару змащення в залежності від кута повороту колінчастого валу. Аналогічні дані за результатами [1] наведені на рис. 3.3. Як видно з порівняння якісної картини цих рисунків, вони гарно співпадають.

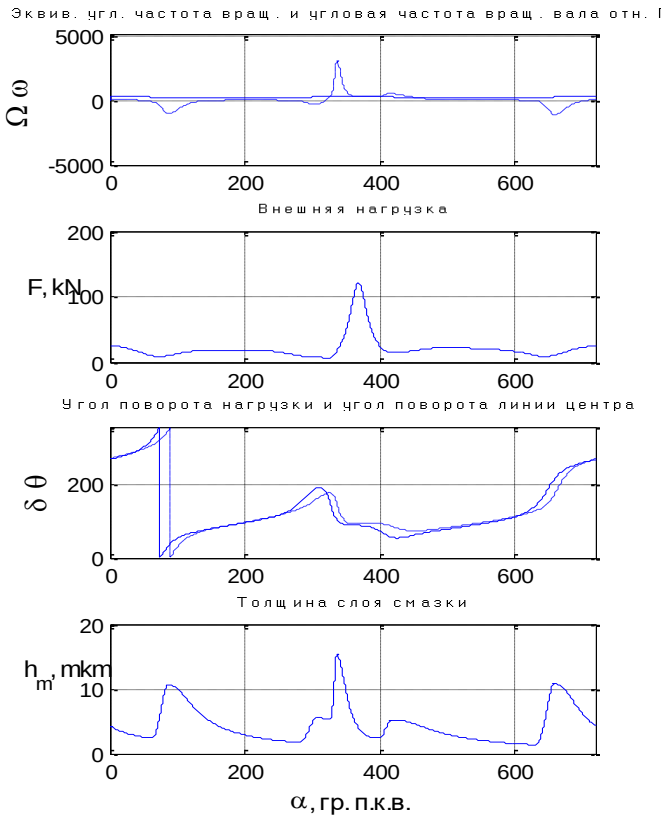


Рисунок 3.2 - Залежність еквівалентної кутової частоти обертання колінчастого валу, зовнішнього навантаження, кута повороту навантаження та кута лінії центру, товщини шару змащення від кута повороту колінчастого валу

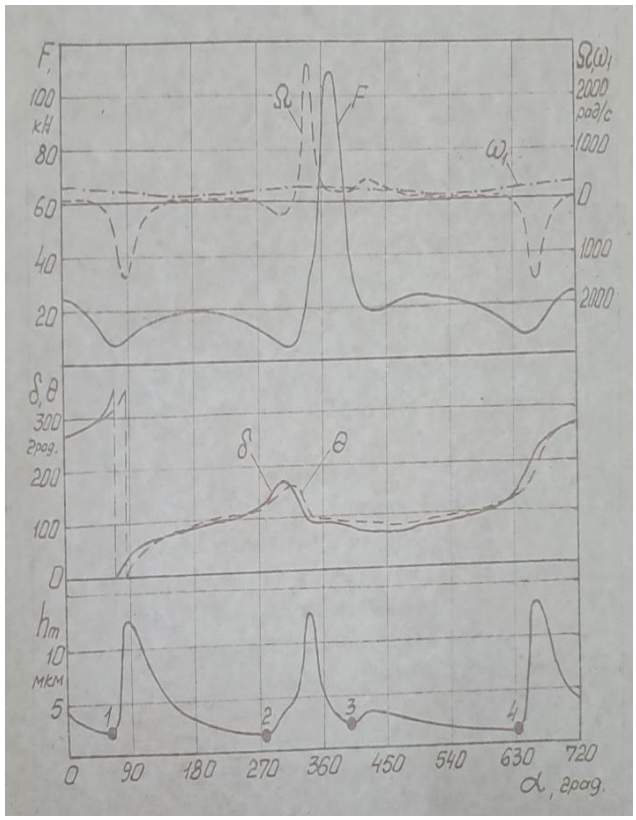


Рисунок 3.3 - Залежність еквівалентної кутової частоти обертання колінчастого валу, зовнішнього навантаження, кута повороту навантаження та кута лінії центру, товщини шару змащення від кута повороту колінчастого валу з джерела [1]

Так саме можна сказати й про порівняння рис 3.4 та 3.5, якісна картина яких є схожою, таким чином, можна вважати, що розроблена математична модель розрахунку динамічно навантажених підшипників є адекватною.

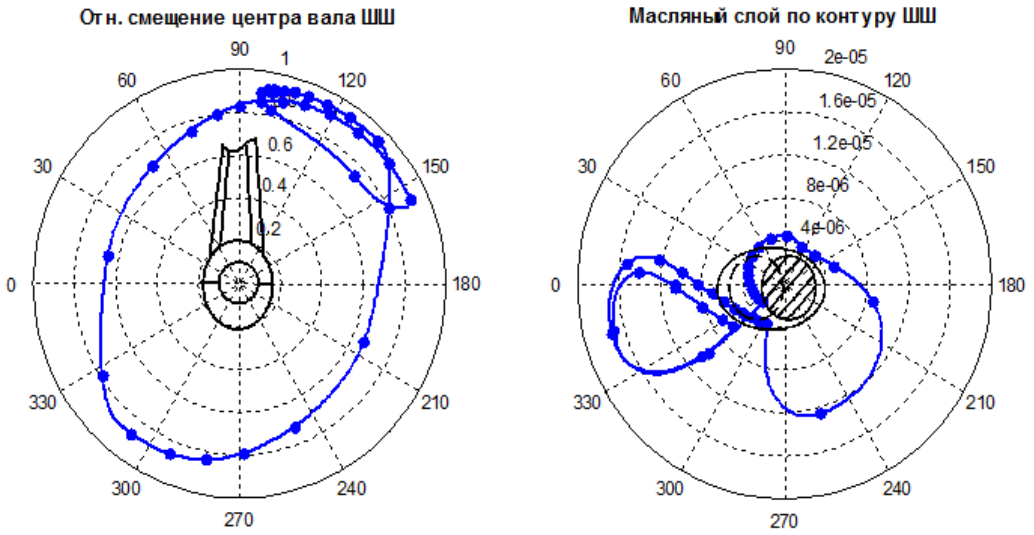


Рисунок 3.4- Графіки зміщення центру валу та величини масляного шару по контуру шийки

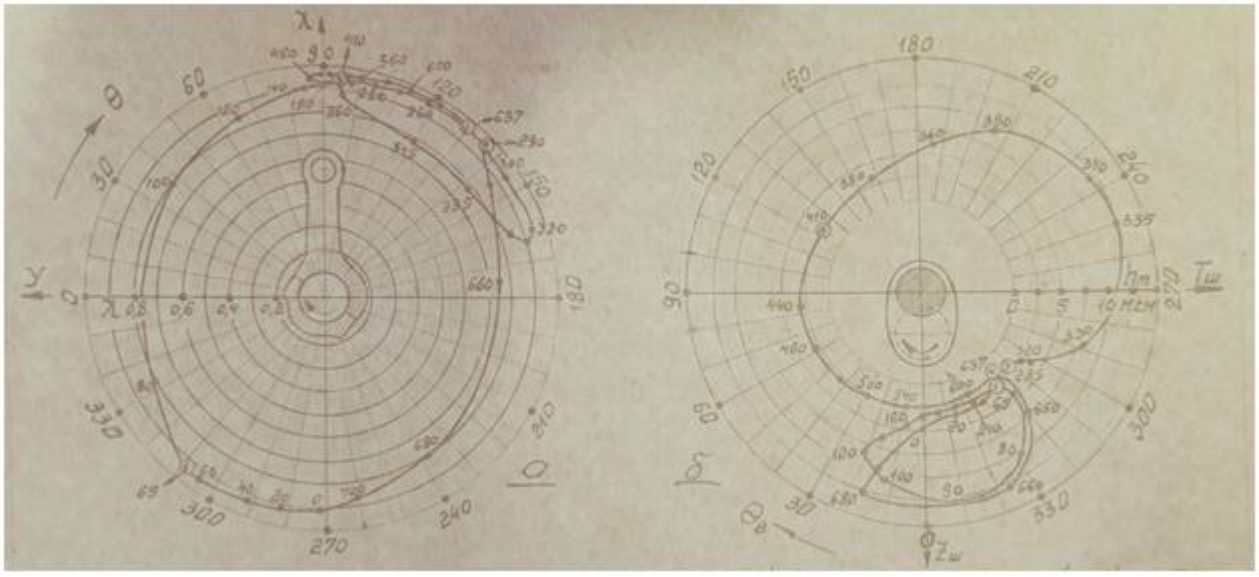


Рисунок 3.5- Графіки зміщення центру валу та величини масляного шару по контуру шийки з джерела [1]

4. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ШАТУННИХ ПІДШИПНИКІВ ДИЗЕЛЯ 4ДТНА1

4.1. Вихідні дані та програма розрахункового дослідження

Дані для розрахунку згідно з рис. 4.1, $d = 50$ мм; $d_1 = 0$ мм; $D = 60$ мм; $D_1 = 0$ мм; $a = 32$ мм; $b = 18$ мм; $c = 35$ мм; $H = 100$ мм; $h = 80$ мм. Маса поршня $m_n = 0{,}88$ кг; маса шатуна $m_L = 1{,}04$ кг; довжина шатуна $L = 118$ мм; відношення $L_b / L = 0{,}28$.

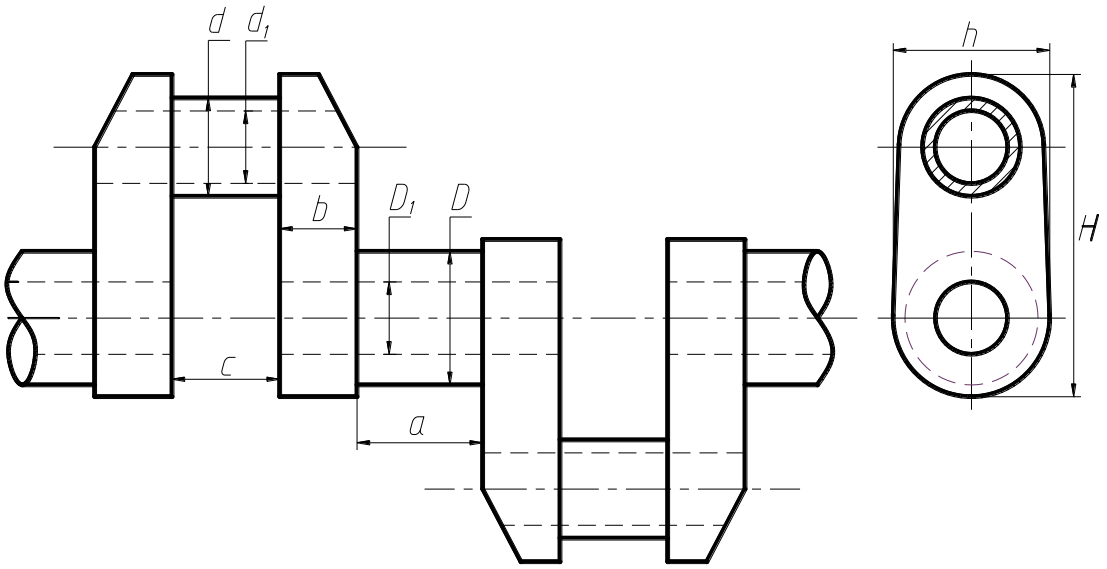


Рисунок 4.1 – Розміри колінчастого вала, які використовуються в розрахунку

Навантаження на шатунний підшипник у кН представлені у Додатку В та на рис. 4.2.

Розрахункове дослідження виконано для 13 марок мастил які перелічені у табл. 4.2, там же представлені значення коефіцієнтів рівняння для визначення поточної в'язкості мастила при різній його температурі $v_t = \dfrac{A_м}{(0{,}1t)^{B_м}}$, отримані шляхом математичної обробки даних з літературних джерел. Інші вихідні данні наведені у табл. 4.3. Там же вказані такі межі параметрів n, 2δ і t_m.

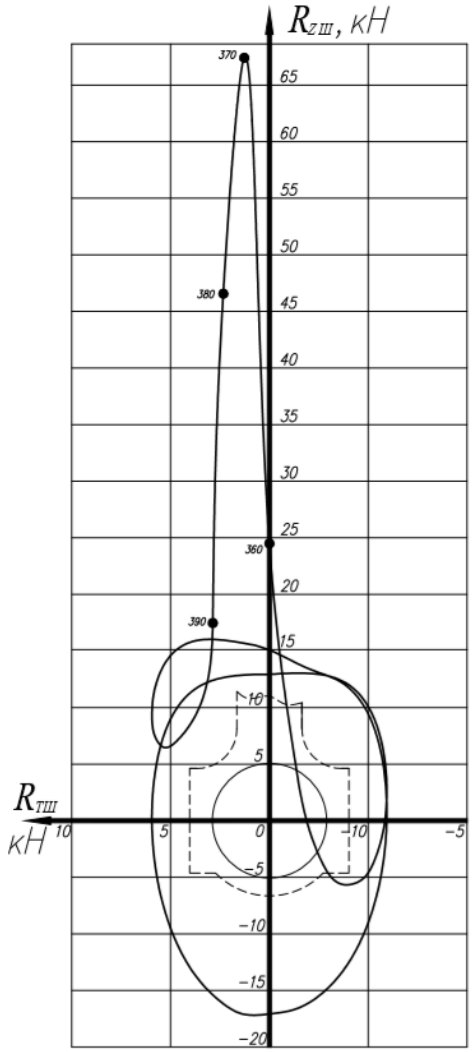


Рисунок 4.2 – Годограф навантажень на шатунний підшипник

Таблиця 4.2 – Розраховані данні сортів мастил

	5W20	5W30	10W30	10W40	15W40	20W50	М10Г	5W40	5W50	0W50	0W30	10W60	МТ16П
Am	856	1486	1608	2664	3155	7608	3027	2514	2640	1434	1213	3862	10330
Bm	2,026	2,132	2,187	2,288	2,325	2,628	2,44	2,210	2,183	1.921	2.016	2,212	2,81

Таблиця 4.3 – Вихідні конструктивні дані двигуна

#	Параметр	Позначення	Ідентифікатор	Значення (діапазон)
1	Кінематичний параметр КШМ	λ	lambda	41/136
2	Діаметр шатунної шийки	d	d	0,051 м
3	Опорна довж. підшипника	l	l	0,034 м
4	Тиск мастила	p_m	p_m	0,5 МПа
5	Частота обертання КВ	n	n	1200-3600 хв$^{-1}$
6	Температура мастила	t_m	t_m	80-100 С
7	Діаметральний зазор у підшипнику	2δ	DWA_DELTA	30-100 мкм

4.2. Залежність параметрів роботи шатунного підшипника від частоти обертання колінчастого валу

Отримані в результаті розрахункового дослідження залежності параметрів роботи шатунного підшипника від частоти обертання колінчастого валу (по суті – за зовнішньою швидкісною характеристикою) наведено на рис. 4.3-4.5. Межі зміни частоти обертання складають 1200-3600 хв$^{-1}$. Робоча температура мастила прийнята 90 гр. С. Зазор у підшипнику – 70 мкм.

Як видно з графіків даних на рис. 4.3, при підвищенні частоти обертання колінчастого валу мастильний шар у підшипнику збільшується, що пояснюється такою залежністю підтримуючої сили у зазорі від швидкості переміщення поверхонь. При цьому більші значення величини мастильного шару досягаються при використанні марки мастил з вищою в’язкістю – 10W60 (2-4,2 мкм), а менші при мастилах з меншою в’язкістю – 5W20 (0,7-2 мкм).

Ще цей графік показує небажаність експлуатації дизеля на малих оборотах під великим навантаженням, бо це призводить до критичного зменшення масляного шару в підшипнику (< 2 мкм) та може визвати задири його робочої поверхні.

Як видно з рис. 4.4, втрати потужності на тертя інтенсивно зростають з підвищенням частоти обертання. При цьому, найменшу потужність тертя можна отримати при використанні мастил з меншою в’язкістю – мастило марки 5W20 (max до 0,27 кВт на один підшипник на номінальному режимі).

Як видно з рис. 4.5, середня температура мастила в підшипнику лінійно зростає зі збільшенням частоти обертання.

Розглянувши наведені вище результати, можна прийти до висновку, що з точки зору середніх показників за всіма дослідженими факторами найбільш раціональною є група мастил 5W40, 15W40, МТ16П.

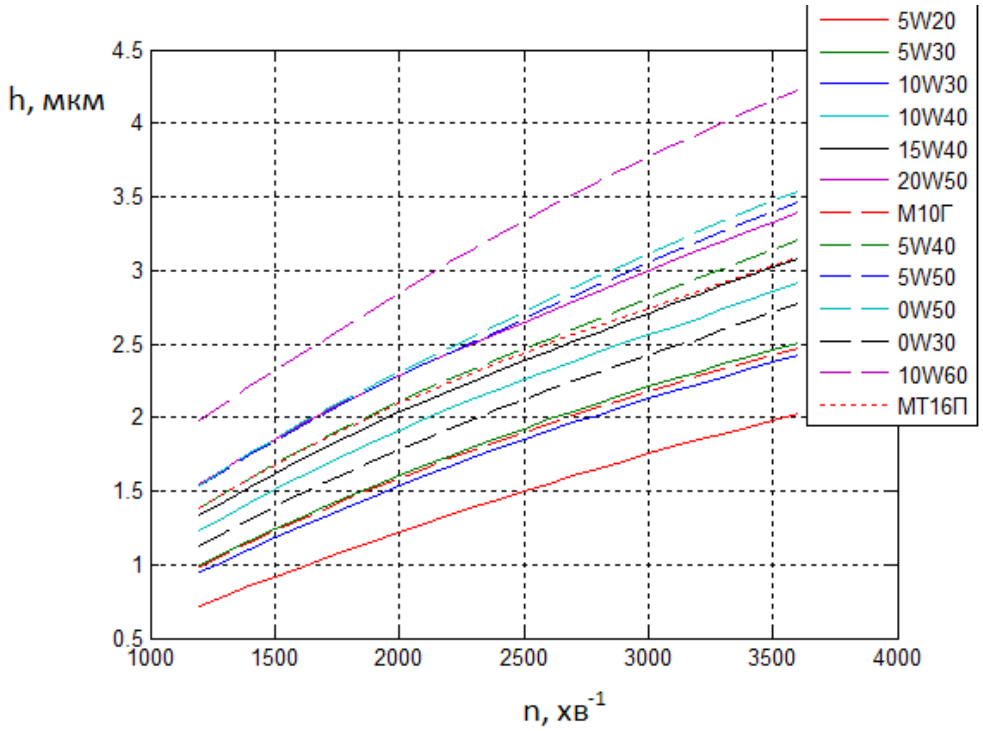


Рисунок 4.3 – Залежність мінімального масляного шару у підшипнику від частоти обертання колінчастого валу

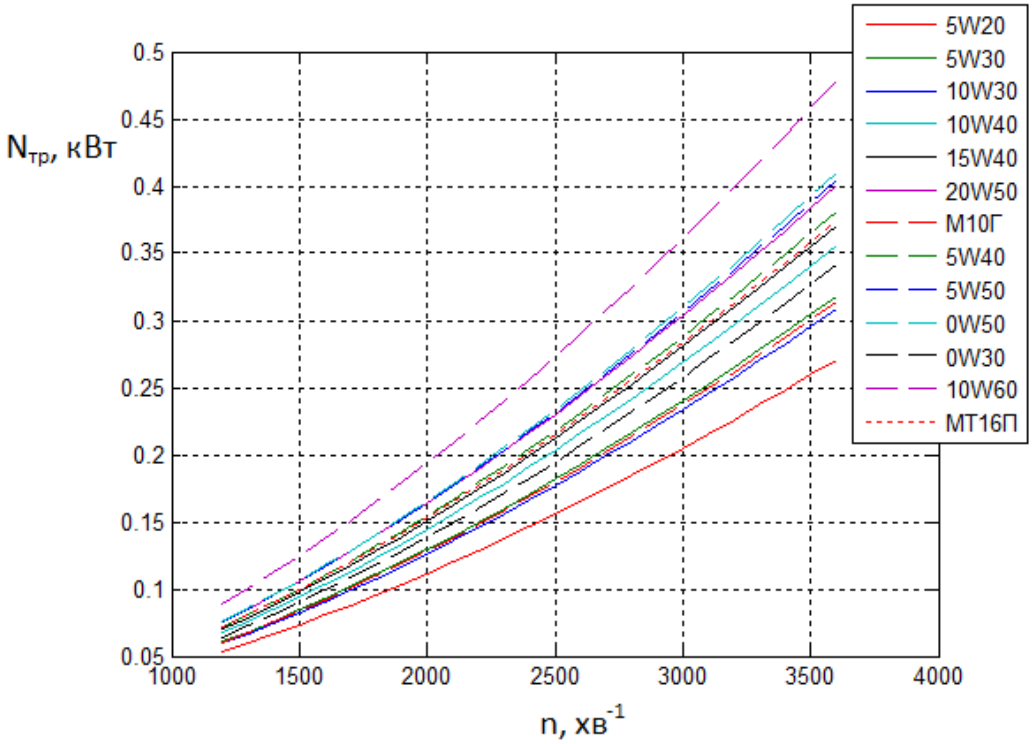


Рисунок 4.4 – Залежність потужності тертя від частоти обертання колінчастого валу

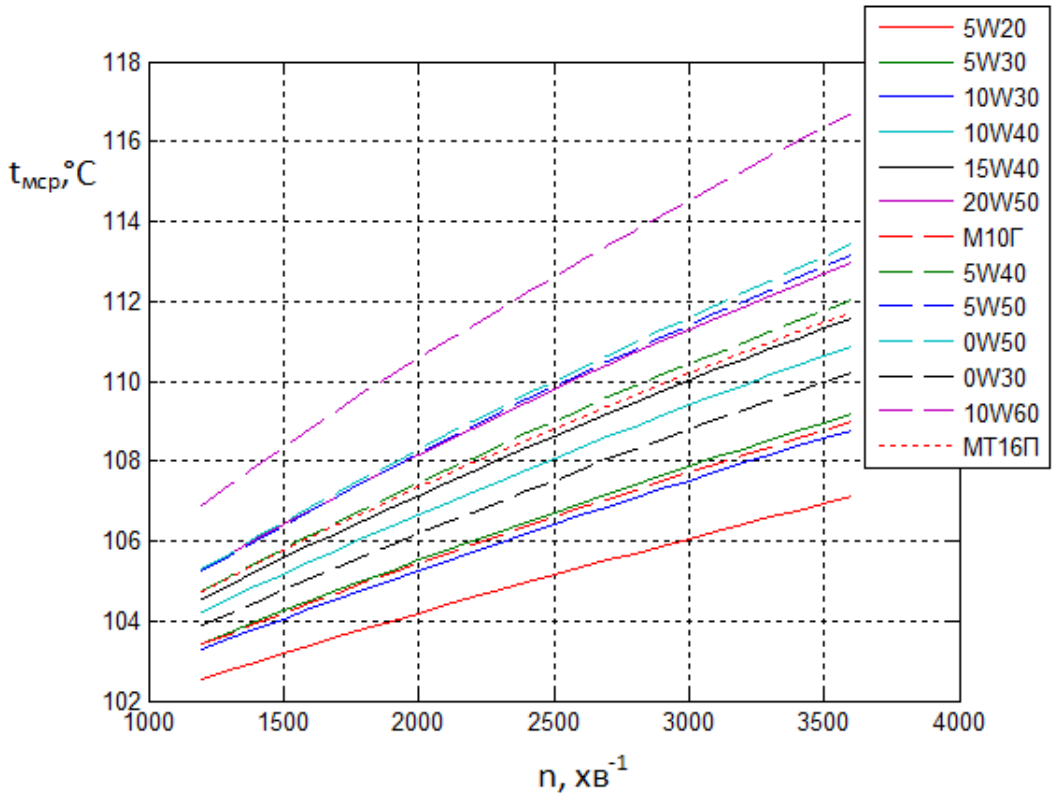


Рисунок 4.5 – Залежність середньої температури мастила від частоти обертання колінчастого валу

4.3. Залежність параметрів роботи шатунного підшипника від робочої температури мастила

Отримані в результаті розрахункового дослідження залежності параметрів роботи шатунного підшипника від робочої температури мастила наведено на рис. 4.6-4.8. Значення частоти обертання колінчастого валу прийняте 3600 хв$^{-1}$ (тобто – номінальний режим роботи). Робоча температура мастила прийнята 80-100 гр. С. Зазор у підшипнику – 70 мкм.

Як видно з наведених результатів розрахункового дослідження, з підвищенням робочої температури мастила в системі мінімальна товщина масляного шару в підшипнику зменшується на величину приблизно 0,05 мкм/^{o}С незалежно від марки мастила.

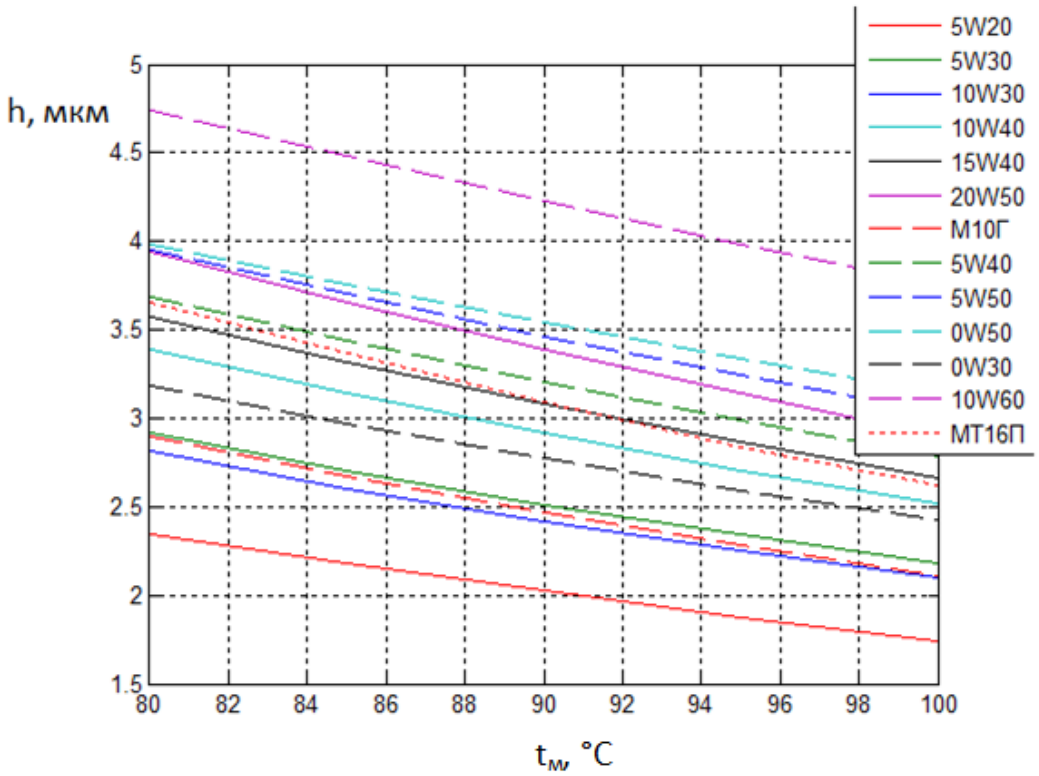


Рисунок 4.6 – Залежність мінімального масляного шару у підшипнику від робочої температури мастила

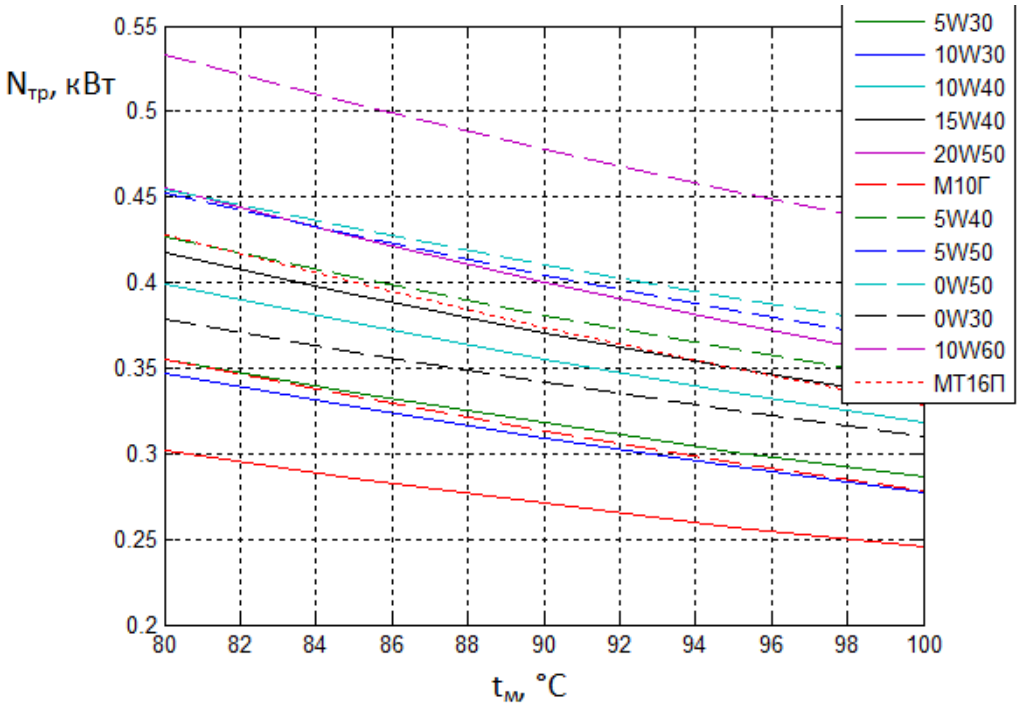


Рисунок 4.7 – Залежність потужності тертя від робочої температури мастила

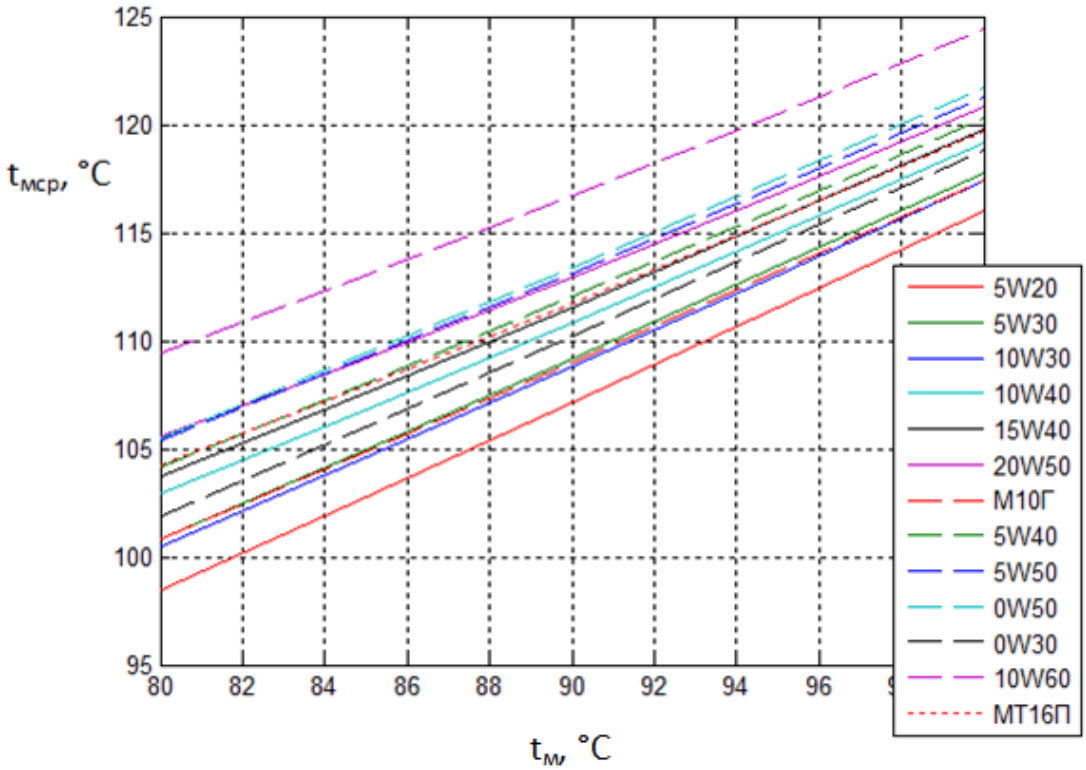


Рисунок 4.8 – Залежність середньої температури мастила в підшипнику від робочої температури мастила в системі змащення

Також зменшується й потужність на тертя, що пояснюється залежністю в'язкості мастила від температури. Температура мастила в робочій зоні підшипника відповідно збільшується.

Враховуючи ці результати, можна заключити, що оптимальне значення температури мастила в системі повинно знаходитись в межах 90-95ºС.

4.4. Залежність параметрів роботи шатунного підшипника від діаметрального зазору

Отримані в результаті розрахункового дослідження залежності параметрів роботи шатунного підшипника від конструктивного діаметрального зазору в ньому наведено на рис. 4.9-4.11. Значення частоти обертання колінчастого валу прийняте 3600 хв$^{-1}$ (тобто – номінальний режим роботи). Робоча температура

мастила прийнята 90°С. Зазор у підшипнику змінюється у діапазоні 30-100 мкм.

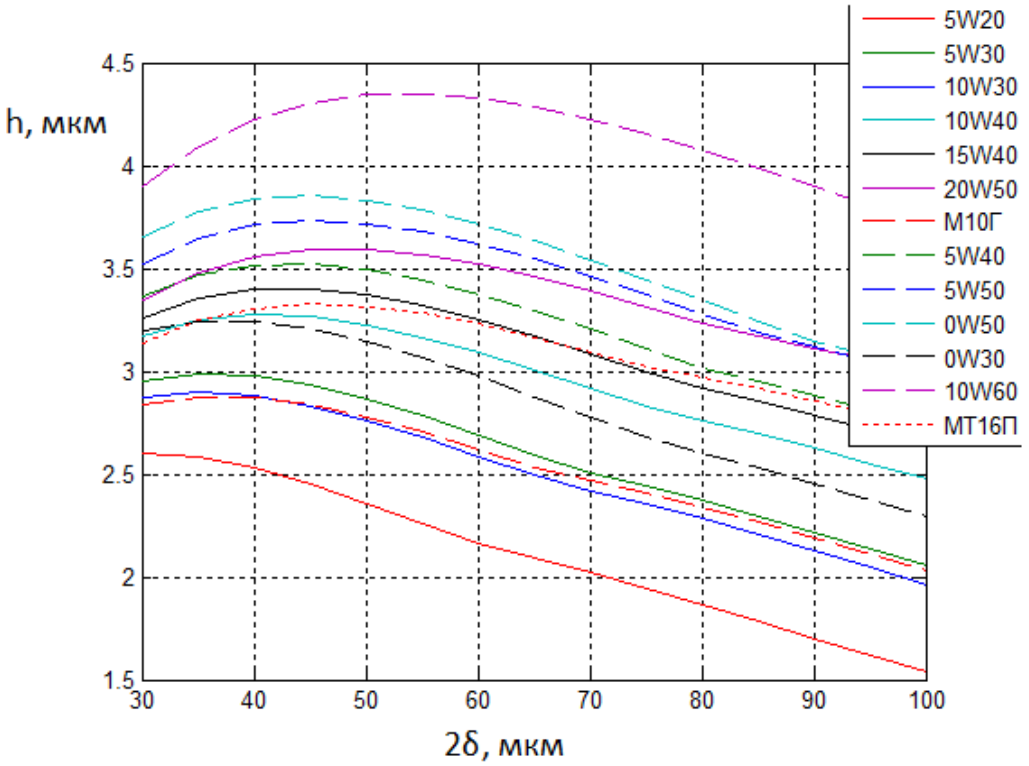


Рисунок 4.9 – Залежність мінімального масляного шару від діаметрального зазору у підшипнику

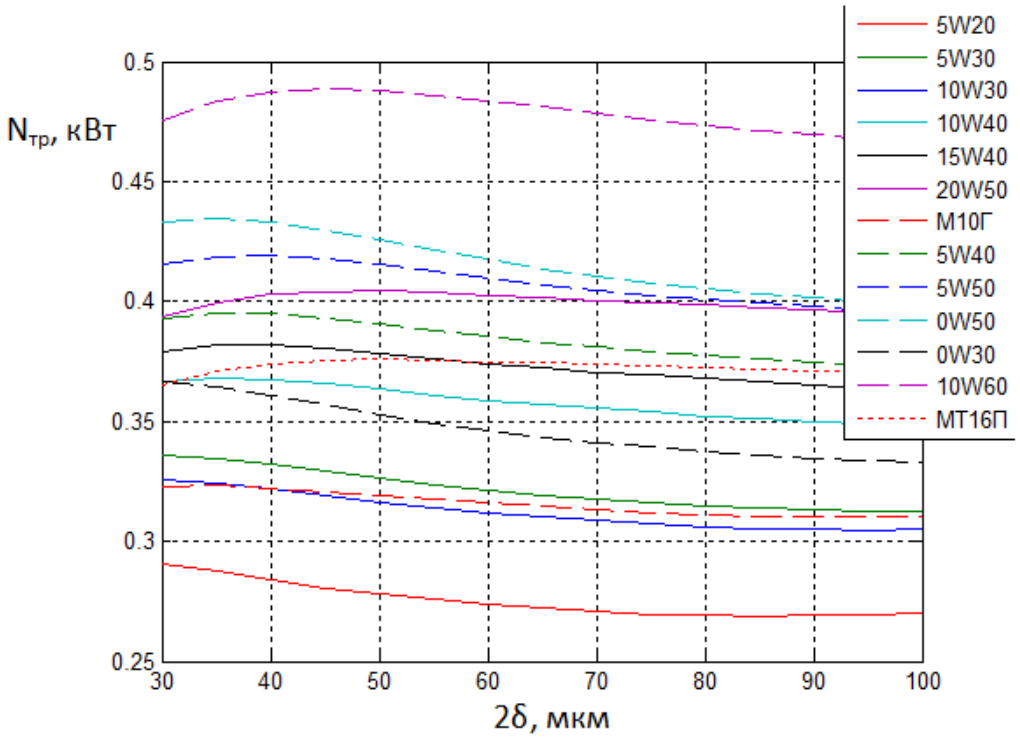


Рисунок 4.10 – Залежність потужності тертя від діаметрального зазору у підшипнику

Результати розрахунку показують, що значення діаметрального зазору у підшипнику має оптимум з точки зору забезпечення мінімальної товщини шару. Причому, величина цього оптимуму залежить від в'язкості мастила. Так, для в'язких мастил воно лежить у межах 50-60 мкм, для нев'язких – 30-40 мкм. Але, як видно з рис. 4.10, на ці ж межі приходиться й максимум потужності тертя. До того ж, (див. рис. 4.11), при малому зазорі значно виростає температура у робочій зоні, що може призвести до порушення фізичних властивостей мастила. Тому раціонально обрати величину зазору на рівні 60-70 мкм. Подальше збільшення зазору призводить до різкого падіння величини товщини мастильного шару в підшипнику, а том воно теж не прийнятне.

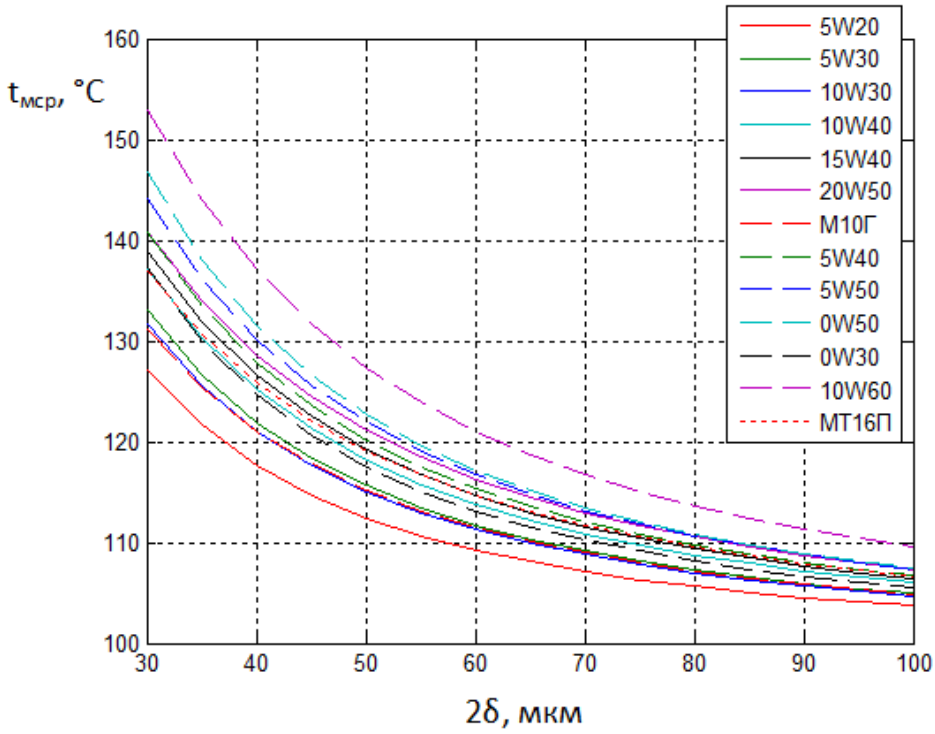


Рисунок 4.11 – Залежність середньої температури мастила від діаметрального зазору у підшипнику

Дослідження значення середньої температури мастила в робочій зоні підшипника показує, що зі збільшенням зазору вона вирівнюється до температури мастила в системі.

ВИСНОВКИ

Таким чином, у даній роботі було відновлено методику та створено алгоритм і програму розрахунку моделювання роботи динамічно навантажених шатунних підшипників колінчастого валу двигуна. Показано, що ця методика є такою, що адекватно відображає процеси у шару мастила підшипника.

В ході виконання розрахункових досліджень за допомогою створеної математичної моделі було отримано такі важливі результати щодо роботи шатунного підшипника дизеля 4ДТНА1:

1. Встановлено, що найбільш раціонально використовувати марки мастила з середньою в’язкістю, які забезпечують достатню товщину мастильного шару у підшипнику, не дають великих втрат на тертя, а до того ж мають невисоку коштовність. З цієї точки зору, раціональною є група мастил 5W40, 15W40, МТ16П, які забезпечують прийнятні параметри роботи.

2. Показано, при роботі двигуна на малих частотах обертання з великим навантаженням товщина мастильного шару у підшипнику критично зменшується, а тому слід по можливості не допускати роботу дизеля на цих режимах.

3. Показано, що оптимальне значення температури мастила в системі повинно знаходитись в межах 90-95ºС.

4. Обрано раціональне значення величини діаметрального конструктивного зазору в шатунному підшипнику на рівні 60-70 мкм.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Журнал «Двигатели внутреннего сгорания» Выпуск 39 (Общие проблемы развития двигателестрояния) «Гидродинамический и тепловой расчет нестационарно нагруженных подшипников ДВС» Я.И. Драбкин к.т.н.

2. А.И. Колчин, В.П. Демидов Расчет автомобильных и тракторных двигателей Москва «Высшая школа» 2008.

3. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.– 480с.

4.Конспект лекцій «Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння» - Ф.І. Абрамчук А.П. Кузьменко І.М. Нікітченко ХНАДУ 2015

5. Klaus Mollenhauer Helmut Tschoeke «Handbook of Diesel Engines» Springer BOSCH Berlin 2010.

6. А.С Орлин, М.Г. Круглов Двигатели Внутреннего Сгорания Москва Машиностроение 1990.

7. А.П. Марченко Двигуни Внутрішнього Згоряння Харків НТУ «ХПІ» 2014р.

8. Конспект лекцій «Гідродинамічна теорія змащування» Ф.І. Абрамчук Харків ХНАДУ 2014.

9. Е.И. Квитницкий, Н.Ф. Киркач, Ю.Д. Полтавский, А.Ф. Савин – Справочник «Расчет опорных подшипников скольжения» Москва «Машиностроение» 1979

10. https://amastercar.ru/articles/fuel_oil_5.shtml «Как правильно выбрать масло»

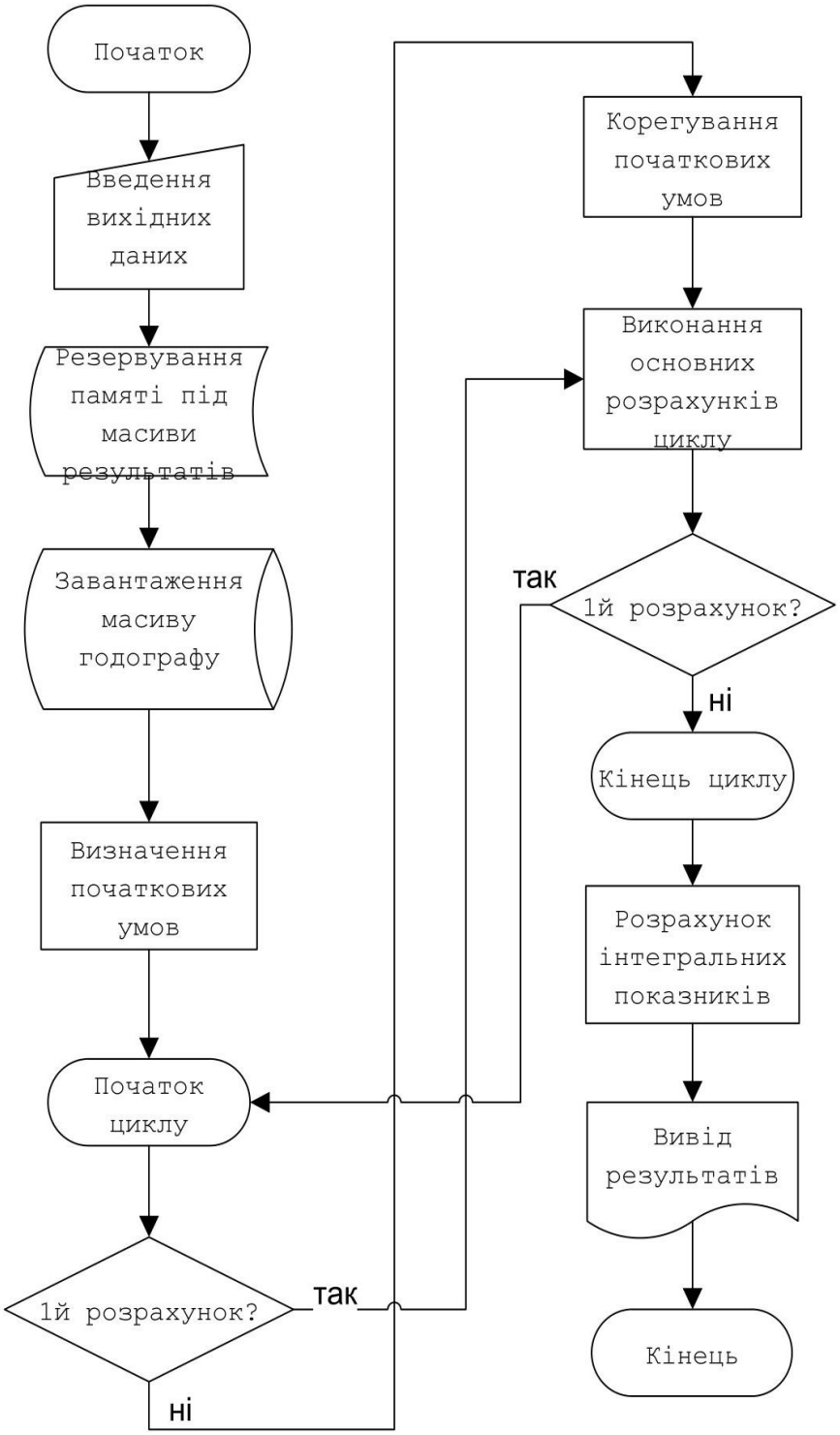
ДОДАТКИ

Додаток А. Код програми розрахунку у середовищі Matlab

```
%%% Исходные данные:%%%
```

```
if h_m(i)<4e-6; alfa4=alfa4+Deltaalfa; end% Оценка работоспособности
if h_m(i)<8e-6; alfa8=alfa8+Deltaalfa; end% Оценка работоспособности
Deltateta(i)=15/pi/n*(w(i)-OMEGA(i))*Deltaalfa; % Угол поворота ЛЦ
teta(i)=teta(i-1)+Deltateta(i); if teta(i)>360; teta(i)=teta(i)-360; end
% Угол напрвления нагрузки в системе координат вала :
   teta_B(i)=teta(i)+90-(alfa(i)+180/pi*asin(lambda*sin(alfa(i)*pi/180)));
DZETA=(0.46/(1.012-x(i))+2.65)*(1+0.34*(L-0.2)*x(i)^2);%
DeltaA_c=l*d^2/12/ksi/n*w(i)^2*mu(i-1)*DZETA*Deltaalfa;%
DeltaA_v=9*l*d^2*n/ksi/Deltaalfa*mu(i-1)*nu*Deltax(i)^2;% ()
DeltaA(i)=DeltaA_c+DeltaA_v/2*(1+sign(Deltax(i)));%
A=A+DeltaA(i);%
DeltaQ_p=L*d^3*ksi/12/n*w(i)*(abs(x(i)/2-0.03)/(1+0.163*(L-0.2)/...
    (1.05-x(i))+0.25-0.75*x(i)/(2+x(i)^2))*Deltaalfa+l*d^2*ksi/...
     4*Deltax(i)*(1+sign(Deltax(i))));% Расход масла из РЗ
% Расход масла из НЗ:
DeltaQ_n=p_m*d^3*ksi^3*Deltaalfa/12/n/L/mu_n*(0.176+0.28*(x(i)-0.5));
Deltat=DeltaA(i)/DeltaQ_p/1.8/1000000;% Повышение т-ры масла
t(i)=t_m+5+Deltat/2;% Т-ра масла в РЗ
Q_p=Q_p+DeltaQ_p; Q_n=Q_n+DeltaQ_n; %
p(i)=1.4*F(i)/d/(l-k);% Давление масла в рабочей зоне,
mu(i)=(1+0.28e-7*p(i))*(900-0.65*(t(i)-20))*Am*1e-6/(0.1*t(i))^Bm;% (
  end
 S=S+1;
end
N_tp=A/1000/120*n % Мощность трения
T_p_cp=t_m+5+A/Q_p/1.8/1000000/2% Т-ра масла в рабочей зоне
T_vyh=t_m+5+A/(Q_p+Q_n)/1.8/1000000/2% Т-ра масла средняя
h_min=min(h_m)*1000000% Мин. слой смазки
h_cp=mean(h_m)*1000000% Средн. слой смазки
alfa4=alfa4/720% Работоспособность подшипника
alfa8=alfa8/720% Работоспособность подшипника
 figure; subplot(4,1,1); plot(alfa,OMEGA,'--'); grid on; hold on
plot(alfa,w); grid on; xlim([0 720]);
title(strcat('\bf Эквивалентная угловая частота и уголовая частота вращения вала
отн. П'),'fontname','MS Sans Serif','Fontsize',6);
ylabel('\Omega \omega','FontName','MS Sans Serif','Rotation',90,'Fontsize',14)
subplot(4,1,2); plot(alfa,F/1000); grid on; xlim([0 720]);
title(strcat('\bf Внешняя нагрузка'),'fontname','MS Sans Serif','Fontsize',6);
ylabel('F, kN','FontName','MS Sans Serif','Rotation',0,'Fontsize',12)
subplot(4,1,3); plot(alfa,delta); grid on; hold on
plot(alfa,teta,'--'); grid on; xlim([0 720]); ylim([0 360]);
title(strcat('\bf Угол поворота нагрузки и угол поворота линии
центра'),'fontname','MS Sans Serif','Fontsize',6);
ylabel('\delta \theta','FontName','MS Sans Serif','Rotation',90,'Fontsize',14)
subplot(4,1,4); plot(alfa,h_m*1e6); grid on; xlim([0 720]);
title(strcat('\bf Толщина слоя смазки'),'fontname','MS Sans
Serif','Fontsize',6);
ylabel('h_m, mkm','FontName','MS Sans Serif','Rotation',0,'Fontsize',12)
xlabel('\alpha, гр. п.к.в.','FontName','MS Sans
Serif','Rotation',0,'Fontsize',12)
 figure
subplot(1,2,1); polar(teta(1:.2/Deltaalfa:fg)*pi/180,x(1:.2/Deltaalfa:fg),'-');
hold on
polar(teta(1:10/Deltaalfa:fg)*pi/180,x(1:10/Deltaalfa:fg),'.')
title(strcat('\bf Смещение центра вала'),'fontname','MS Sans
Serif','Fontsize',6);
subplot(1,2,2); polar(teta_B(1:.2/Deltaalfa:fg)*pi/180,h_m(1:.2/Deltaalfa:fg),'-
'); hold on
polar(teta_B(1:10/Deltaalfa:fg)*pi/180,h_m(1:10/Deltaalfa:fg),'.')
```

Додаток Б. Структурна схема алгоритму розрахунку підшипника колінчастого валу



Додаток В. Навантаження на шатунний підшипник

φ, град	R_zш, кН	R_tш, кН	φ, град	R_zш, кН	R_tш, кН
0	-17,0716	0	360	24,49517	0
10	-17,0811	1,336041	370	67,05816	1,336041
20	-15,798	2,595819	380	46,66316	2,595819
30	-13,7397	3,710785	390	17,72934	3,710785
40	-11,0272	4,626687	400	7,155009	4,626687
50	-7,82983	5,308076	410	6,469221	5,308076
60	-4,3575	5,740115	420	7,278646	5,740115
70	-0,84511	5,92754	430	8,851208	5,92754
80	2,475025	5,891137	440	10,69111	5,891137
90	5,407203	5,662589	450	12,45259	5,662589
100	7,822958	5,278784	460	13,91732	5,278784
110	9,676402	4,776692	470	14,98343	4,776692
120	10,9982	4,189582	480	15,64532	4,189582
130	11,87222	3,544875	490	15,9621	3,544875
140	12,4058	2,863485	500	16,02317	2,863485
150	12,70431	2,160252	510	15,92	2,160252
160	12,85518	1,444971	520	15,72867	1,444971
170	12,92113	0,723687	530	15,5023	0,723687
180	12,93908	0	540	15,08545	0
190	13,00633	-0,72369	550	14,50403	-0,72369
200	13,03818	-1,44497	560	13,86349	-1,44497
210	13,00102	-2,16025	570	13,31278	-2,16025
220	12,83617	-2,86349	580	12,85961	-2,86349
230	12,46108	-3,54487	590	12,32979	-3,54487
240	11,7764	-4,18958	600	11,45939	-4,18958
250	10,68239	-4,77669	610	10,14062	-4,77669
260	9,105307	-5,27878	620	8,289181	-5,27878
270	7,028781	-5,66259	630	5,874128	-5,66259
280	4,520192	-5,89114	640	2,941248	-5,89114
290	1,742117	-5,92754	650	-0,3809	-5,92754
300	-1,05268	-5,74012	660	-3,89631	-5,74012
310	-3,5308	-5,30808	670	-7,37225	-5,30808
320	-5,26417	-4,62669	680	-10,5734	-4,62669
330	-5,63101	-3,71078	690	-13,2893	-3,71078
340	-3,42929	-2,59582	700	-15,3504	-2,59582
350	4,860527	-1,33604	710	-16,6353	-1,33604
360	24,49517	0	720	-17,0716	0