УДК 621.436
DOI 10.47049/2226-1893-2020-2-160-170

**ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТИСКУ
В ШАРІ НЕНЬЮТОНІВСЬКИХ МАСТИЛ
У СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ**

С.В. Сагін
д.т.н., доцент
М.О. Кривий
магістр

Національний університет «Одеська морська академія»

Анотація. Проблема визначення тиску в мастильному шарі пари ковзання суднових енергетичних установок сформульована у вигляді граничної задачі для диференційного рівняння Рейнольдса. Отримано точне розв'язання вказаної задачі для неньютонівських мастил, що дозволило визначити розподіл питомого тиску в мастильному шарі пари ковзання. Виявлено ряд важливих закономірностей вказаного розподілу, зокрема залежність максимального значення тиску від радіального зазору і ексцентриситету в парі ковзання.

Ключові слова: мастильний шар, диференціальне рівняння Рейнольдса, неньютонівські мастила, розподіл сили тиску в мастильному шарі.

УДК 621.436
DOI 10.47049/2226-1893-2020-2-160-170

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ
В СЛОЕ НЕНЬЮТОНОВСКИХ МАСЕЛ
В СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ**

С.В. Сагин
д.т.н., доцент
М.А. Кривой
магистр

Национальный университет «Одесская морская академия»

Аннотация. Проблема определения давления в масляном слое пары скольжения судовых энергетических установок сформулирована в виде граничной задачи для дифференциального уравнения Рейнольдса. Получено точное решение указанной задачи для неньютоновских масел, что позволило определить распределение удельного давления в масляном слое пары скольжения.

© Сагін С.В., Кривий М.А., 2020

Выявлен ряд важных закономерностей указанного распределения, в частности, зависимость максимального значения давления от радиального зазора и эксцентриситета в паре скольжения.

Ключевые слова: смазочный слой, дифференциальное уравнение Рейнольдса, неньютоновские масла, распределение силы давления в масляном слое.

UDC 621.436

DOI 10.47049/2226-1893-2020-2-160-170

DETERMINATION OF PRESSURE DISTRIBUTION IN THE NON-NEWTON OIL BALL IN SHIP ENERGY PLANT

S. Sagin

doctor of technical sciences, assistant professor

M. Kryvyi

Magister

National University «Odessa Maritime Academy»

Abstract. *The durability and reliability of ship power plants are directly related to the processes of wear and heat generation that occur in sliding pairs. The processes of wear and heat release are decisively influenced by the lubricating layer in the contact zone of the sliding pairs. The presence of lubricating layer and its characteristics are related, on one side with operating modes of sliding pair, and on the other side with properties of engine oil. In this case, the determination of the technical condition of the sliding pairs (bearings, crankshaft, piston rings, cylinder bushing) is related with short-term or long-term decommissioning of the engine. At the same time, theoretical studies, the use of which makes it possible to evaluate the operational parameters of the lubricant, which separates the surfaces of the sliding pairs, as well as the loads that apply to the contact areas of these surfaces relate to Newtonian oils. At the same time, the rheological characteristics of the oils are considered constant and does not take into account changes in viscosity, sliding loads and other indicators. This results in false values in determining the contact stresses and pressures that occur in sliding pairs (under high dynamic loads) can contribute to their increased or critical wear. Therefore, research into the properties of lubricating layers in sliding pairs for non-Newtonian oils is an important theoretical and application task.*

The problem of determining the pressure in the lubricating layer, the sliding pair, of a ship's power plants, is formulated as a boundary value problem for the Reynolds differential equation. An exact solution to this problem was obtained for non-Newtonian oils, which made it possible to determine the specific pressure distribution in the lubricating layer of the sliding pair. A number of important regularities of said distribution are

revealed, in particular, dependence of maximum pressure value on radial gap and eccentricity in sliding pair. In particular, at constant value of relative radial clearance with increase of value of relative eccentricity of pressure value increases in the lubricating layer, at that length of working layer decreases, and angle, at which maximum value of pressure is reached, shifts to end of working zone. At constant values of relative eccentricity at increase of relative radial clearance, value of pressure in oil layer decreases, and length of contact spot practically does not change. In all cases, at the maximum pressure, the thickness of the oil layer is sufficiently small and, therefore, the role of the surface lubricating film is significantly increased.

Keywords: *lubricating layer, Reynolds differential equation, non-Newtonian oils, distribution of pressure force in the oil layer.*

Постановка проблеми в загальному вигляді. Довготривалість і надійність роботи суднових енергетичних установок (СЕУ) безпосередньо пов'язані з процесами зношування і тепловиділення, які відбуваються в парах ковзання. На процеси зношення і тепловиділення вирішальною мірою впливає мастильний шар у зоні контакту пар ковзання. Наявність мастильного шару і його характеристики пов'язані, з одного боку, з режимами роботи пари ковзання, а з іншого – із властивостями моторного мастила. При цьому визначення технічного стану пар ковзання (підшипників, колінчастого валу, поршневих кілець, втулки циліндра) пов'язане з короткочасним або тривалим виведенням з роботи двигуна.

Водночас теоретичні дослідження, використання яких дозволяє виконати оцінку експлуатаційних параметрів мастильного матеріалу, що поділяє поверхні пар ковзання, а також навантаження, що розповсюджуються на контактні площі цих поверхонь, в основному, відносяться до ньютонівських мастил. При цьому реологічні характеристики мастил вважаються сталими та не враховується зміна в'язкості, зсувних навантажень та деяких інших показників. Це призводить до отримання помилкових значень у визначенні контактної напруги та тиску, які виникають у парах ковзання, що (в умовах високих динамічних навантажень) може сприяти їх підвищеному або критичному зносу. Тому дослідження властивостей мастильних шарів у парах ковзання для неньютонівських мастил є важливим теоретичним і прикладним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розподіл тиску міжконтактних поверхонь розглядався в різних роботах. В основному достатньо вивчені властивості мастильного шару для ньютонівських мастил [1-3]. Останні дослідження [4] показують, що сучасні моторні мастила мають складні реологічні властивості і, як правило, є неньютонівськими, особливо це проявляється в граничних шарах [5; 6] мастильної плівки.

Постановка завдання. Вивчення властивостей мастильного шару базується на визначенні розподілу тиску в мастильному шарі. При цьому для формулювання критеріїв існування та руйнування масляних шарів важливо мати адекватні і прості аналітичні вирази для розподілу тиску. Метою роботи є розробка простих адекватних виразів для визначення розподілу тиску в мастильному шарі для неньютонівських мастил, що використовується в системах мащення суднових дизелів.

Викладення основного матеріалу. Експлуатація суднових дизелів та їх пар ковзання відбувається за умови постійної зміни їх теплового стану та навантажувальних характеристик [7; 8]. Це призводить до виникнення стратифікації в'язкості моторного мастила та дисипації теплової енергії крізь поверхні тертя [9; 10] та сприяє збільшенню тиску в мастильному шарі, що поділяє поверхні ковзання.

Для визначення розподілу тиску на поверхнях тертя, що поділені мастильною плівкою, яка вирізняється неньютонівськими властивостями, розробимо відповідну математичну модель.

Нехай вал радіуса R_1 обертається зі сталою кутовою швидкістю $\omega(t) = \omega_0$ у втулці радіусу R_2 (рис. 1).

Рис. 1. Модель руху мастильного шару в парі ковзання

Будемо вважати, що гідродинамічні процеси в парі ковзання є усталеними і не залежать від повздовжньої координати, тобто швидкість руху мастила вздовж осі обертання суттєво менша за швидкість кругового обертання і нею можна знехтувати, а густину мастила ρ сталою. За таких припущень тиск у мастильному шарі $p(\psi)$ і його товщина $h(\psi)$ зв'язані рівнянням Рейнольдса [11]

$$\frac{d}{d\psi} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{d\psi} \right) = 6\omega_0 R_1 R_2 \frac{dh}{d\psi}, \psi_1 < \psi < \psi_2. \quad (1)$$

де ψ_1, ψ_2 – визначають початок і кінець робочої контактної зони. Будемо вважати, що на початку і в кінці робочої контактної зони тиск дорівнює нулю

$$p(\psi_1) = p(\psi_2) = 0. \quad (2)$$

Для визначення розподілу напружень у мастильному шарі зробимо наступні уточнення. Якщо допустити відсутність деформації в елементах пари ковзання, то для товщини прошарку мастил не важко отримати подання

$$h(\psi) = \delta + \varepsilon \cos \psi, \quad (3)$$

де δ, ε – відповідно радіальний зазор і ексцентриситет центрів тіл пар ковзання.

Будемо вважати, що мастило є неньютонівською рідиною: динамічна в'язкість μ залежить від тиску $p(\psi)$, тобто має місце співвідношення Баруса

$$\mu = \mu_0 e^{\xi p(\psi)}, \quad (4)$$

де μ_0 – в'язкість мастила, яка відповідає зовнішнім тиску і температурі, Па·с;

ξ – п'єзо коефіцієнт в'язкості мастил, Па^{-1} (для нафтових моторних мастил $\xi \sim (2-3) \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$) [12].

З урахуванням подання (4) рівняння (1) подамо так:

$$\frac{d}{d\psi} \left(h^3 e^{-\xi p(\psi)} \frac{dp}{d\psi} \right) = 6\omega_0 \mu_0 R_1 R_2 \frac{dh}{d\psi}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \quad (5)$$

Після інтегрування диференціальне рівняння (5) набуде вигляду

$$e^{-\xi p(\psi)} \frac{dp}{d\psi} = 6\mu_0 \omega_0 R_1 R_2 h^{-2} + C h^{-3}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \quad (6)$$

Довільну сталу C в рівнянні (6) виразимо через кут

$$\psi_0 = \max_{\psi_1 < \psi < \psi_2} p(\psi), \quad (7)$$

при якому тиск досягає максимуму а товщина мастильного прошарку – мінімуму: $p_{\max} = p(\psi_0)$, $h_{\min} = h(\psi_0)$. Для цього скористаємось необхідною умовою існування екстремуму

$$\frac{dp(\psi_0)}{d\psi} = 0.$$

Після підстановки ψ_0 в рівняння (6), отримаємо

$$C = -\mu_0 6\omega_0 R_1 R_2 h_{\min}.$$

Остання формула дозволяє рівняння (6) подати так:

$$e^{-\varepsilon p} \frac{dp}{d\psi} = \frac{\Theta(\cos\psi - \cos\psi_0)}{\xi(1 + \varepsilon \cos\psi)^3}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \quad (8)$$

де

$$\Theta = 6\xi\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0(\delta_0 + 1)}{\delta_0^2}, \quad \varepsilon_0 = \frac{\varepsilon}{\delta}, \quad \delta_0 = \frac{\delta}{R_1}.$$

Диференціальне рівняння (8) допускає відокремлення змінних, і, отже, для нього може бути отриманий розв'язок у квадратурах. Подамо цей розв'язок у вигляді, який автоматично задовольняє другій із умов (2)

$$p(\psi) = -\frac{1}{\xi} \ln \left(1 - \Theta \int_{\psi}^{\psi_2} \frac{(\cos\psi_0 - \cos\alpha)}{(1 + \varepsilon_0 \cos\alpha)^3} d\alpha \right), \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \quad (9)$$

Кут ψ_0 визначимо із першої рівності умов (2). Отже, подання (9) визначає розподіл тиску в мастильному шарі пари ковзання.

Для підтвердження коректності отриманої математичної моделі виконуємо числове моделювання розподілу тиску в парі ковзання.

На рис. 2-4 подано розподіл тиску в мастильному шарі пари ковзання для неньютонівських мастил для основного діапазону частот обертання валу головної СЕУ, для неньютонівського мастила: $\mu_0 = 9 \cdot 10^{-4}$ Па·с, $\xi = 2,5 \cdot 10^{-8}$ Па $^{-1}$.

Рис. 2. Моделювання залежності $p(\psi)$
за умови постійного $\delta_0=0,00123$ і змінних значень ε_0 :
а) $\varepsilon_0=0,25$; б) $\varepsilon_0=0,5$; в) $\varepsilon_0=0,75$; з) $\varepsilon_0=0,94$

Рис. 3. Моделювання залежності $p(\psi)$
за умови постійного $\delta_0=0,00163$ і змінних значень ϵ_0 :
а) $\epsilon_0=0,25$; б) $\epsilon_0=0,5$; в) $\epsilon_0=0,75$; г) $\epsilon_0=0,94$

Рис. 4. Моделювання залежності $p(\psi)$
за умови постійного $\delta_0=0,00264$ і змінних значень ϵ_0 :
а) $\epsilon_0=0,25$; б) $\epsilon_0=0,5$; в) $\epsilon_0=0,75$; г) $\epsilon_0=0,94$

На всіх рисунках суцільна крива отримана для частоти обертання валу 160 об/хв, пунктирна для частоти 140 об/хв, штрихована (короткий штрих) для частоти 120 об/хв, штрих-пунктирна для частоти 100 об/хв і штрихована (довгий штрих) для частоти 80 об/хв. Залежності, що згруповані в один рисунок, визначено за умови постійного значення відносного радіального зазору δ_0 та змінного значення відносного ексцентриситету центрів ε_0 .

Аналіз отриманих результатів дозволяє виявити низку важливих закономірностей щодо поведінки тиску в мастильному шарі. Зокрема, при сталому значенні відносного радіального зазору δ_0 із зростанням значення відносного ексцентриситету ε_0 значення тиску зростає в мастильному шарі, при цьому довжина робочої зменшується, а кут ψ_0 зміщується до кінця робочої зони кута ψ_2 . Інша закономірність спостерігається за сталих значень ε_0 при зростанні δ_0 , значення тиску в мастильному шарі зменшується, довжина зони контакту практично не змінюється. В усіх випадках при максимальному значенні тиску товщина мастильного шару є досить малою: $h(\psi_0) = 10^{-3}-10^{-4}$ м, і, отже, роль поверхневої мастильної плівки суттєво зростає.

Зауважимо, що ці результати добре узгоджуються із результатами роботи [3].

Висновки. Запропонована математична модель, що підтверджена чисельним моделюванням, дозволяє отримати адекватний розв'язок крайової задачі для диференціального рівняння Рейнольдса. У результаті моделювання знайдено простий аналітичний вираз для розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання для неньютонівських мастил, що дозволяє застосувати зокрема критерій Зомерфельда [11; 12] для визначення умов відсутності зон сухого тертя в області контакту пар ковзання для неньютонівських мастил і, зокрема, врахувати властивості поверхневих мастильних шарів. Також розроблена модель дозволяє здійснювати оцінку та виконувати прогнозування технічного стану поверхонь пар ковзання судових дизелів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Захаров С.М. Гидродинамическая смазка: состояние и перспективы / С.М. Захаров / Трение и износ, 2010. Т. 31. № 1. С. 78-92.
2. Хрулев А.Э. Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС / А.Э. Хрулев, М.В. Кротов // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. № 1. С. 74-81. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.1.
3. Sagin, S.V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S.V. Sagin, V.G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12. Num. 19. P. 8380-8391.

4. Заблоцкий Ю.В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей / Ю.В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. 2015. № 36. Одесса: НУ ОМА. С. 65-73.
5. Сагин С.В. Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей / С.В. Сагин, А.В. Семенов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. 2015. № 36. Одесса: НУ ОМА. С. 104-114.
6. Кривой М.А. Обеспечение режимов смазывания подшипниковых узлов малооборотных дизелей при режимах пуска и реверса / М.А. Кривой // Судовая энергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: Національний університет кораблебудування, 2017. С. 74-78.
7. Sagin, S.V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S.V. Sagin, O.A. Kuropyatnyk // OUR SEA: International Journal of Maritime Science & Technology. June 2018. Vol. 65. № 2. P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.
8. Кривий М.О. Особливості реології моторних мастил при забезпеченні режимів змащення пар тертя судових малооборотних дизелів / М.О. Кривий // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 23.03.2017-24.03.2017. Ч. 1. Одеса: НУ «ОМА», 2017. С. 31-34.
9. Sagin, S.V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S.V. Sagin, O.V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. Vol.13. Iss. 2. P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.
10. Sagin, S.V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification / S.V. Sagin, O.V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. Vol.13. Iss. 5. P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.
11. Кривий М.О. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в судових енергетичних установках / М.О. Кривий, С.В. Сагін // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Судова електроінженерія, електроніка і автоматика» 05.11.2019-06.11.2019 р. Одеса, НУ «ОМА». С. 144-148. dx.doi.org/10.31653/2706-7874.

12. Кривой М.А. Исследование явления стратификации вязкости моторного масла в узлах трения судовых дизелей / М.А. Кривой / Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2018. С. 321-324.

REFERENCES

1. Zaxarov, S.M. (2010). *Gydropynamycheskaya smazka: sostoyanye y perspektivy [Hydrodynamic lubrication: state and prospects]. Trenye y yznos, vol. 31, no. 1, pp. 78-92.*
2. Xrulev, A.E. (2018). *Vlyyanye neyspravnostej v systeme smazky na xarakter povrezhdenyya podshypny'kov DVS [The effect of malfunctions in the lubrication system on the nature of damage to ICE bearings]. Dvigately vnutrennego sgoraniya, vol. 1, pp. 74-81. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.1.*
3. Sagin, S.V., Solodovnikov, V.G. (2017). *Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods. International Journal of Applied Engineering Research, vol. 12, no. 19, pp. 8380-8391.*
4. Zablotsky, Yu.V. (2015). *Yspolzovanye regul'yarnogo mykrorelefa dlya optymyzatsyy raboty toplyvnoj apparatury vysokogo davleniya sudovykh dyzelej [Using regular microrelief to optimize the operation of high-pressure fuel equipment of marine diesel engines]. Sudovye energeticheskie ustanovki: nauchno-tehnicheskij sbornik, no. 36, pp. 65-73.*
5. Sagin, S.V., Semenov, O.V. (2015). *Ocenka vyazkosti masla pry obespechenyy rezhymov smazyvaniya tsylindrovoj grupy sudovykh dyzelej [Assessing the viscosity of oil while providing lubrication modes for the cylinder group of marine diesel engines] Sudovye energeticheskie ustanovki: nauchno-tehnicheskij sbornik, no. 36, pp. 104-114.*
6. Kryvyi, M.A. (2017). *Obespechenye rezhymov smazyvaniya podshypnykovykh uzlov malooborotnykh dyzelej pry rezhymax pusk a y reversa [Providing lubrication modes for bearing assemblies of low-speed diesel engines under starting and reverse modes]. Sudnova energetyka: stan ta problemy: Materialy VIII Mizhnarodnoyi naukovo-texnichnoyi konferentsiyi. – Mykolayiv: Nacionalny juniversytet korablebuduvannya, pp. 74-78.*
7. Sagin, S.V., Kuropyatnyk, O.A. (2018). *The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines. OUR SEA: International Journal of Maritime Science & Technology, vol. 65, no 2, pp. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.*

8. Kryvyi, M.O. (2017). *Osoblyvosti reologiyi motornyx mastyl pry zabezpechenni rezhymiv z mashhennya par tertya sudnovyx malo-obertovykh dyzeliv* [Special rheology of motor skills in secure modes of steam wiping the ship with low speed diesel engines]. *Materialy naukovykh i tekhnichnykh konferencyi «Richkovyj ta morskij flot: ekspluatatsiya i remont»*, Odesa: NU «OMA», pp. 31-34.
9. Sagin, S.V., Semenov, O.V. (2016). *Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors*. *American Journal of Applied Sciences*, vol. 13, iss. 2, pp. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.
10. Sagin, S.V., Semenov, O.V. (2016). *Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification*. *American Journal of Applied Sciences*, vol. 13, no. 5, pp. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.
11. Kryvyi, M.O. (2019). *Matematychna model mastyl'nogo sharu v parax kovzannya v sudnovyx energetychnyx ustanovkakh* [Mathematical model of lubricating layer in sliding vapors in ship power plants]. *Materialy Mizhnarodnoyi naukovykh i tekhnichnykh konferencyi «Sudnova elektrozhenneriya, elektronika i avtomatyka»*, Odesa, NU «OMA», pp. 144-148. dx.doi.org/ 10.31653/2706-7874.
12. Kryvyi, M.A. (2018). *Yssledovanye yavlenyya stratyfykatsyy vyazkosti motornogo masla v uzlax trenyya sudovykh dyzelej. Suchasni informacijni ta innovacijni tekhnologiyi na transporti: Materialy`X Mizhnarodnoyi naukovykh i praktychnykh konferencyi MINTT-2018, Xerson: Xersonska derzhavna morskya akademiya*, pp. 321-324.

Стаття надійшла до редакції 20.02.2020

Посилання на статтю: Сагін С.В., Кривий М.О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у суднових енергетичних установках // Вісник Одеського національного морського університету: 36. наук. праць, 2020. № 2(62). С. 160-170. DOI 10.47049/2226-1893-2020-2-160-170.

Article received 20.02.2020

Reference a JournalArticle: Sagin, S., Kryvyi, M. Determination of pressure distribution in the non-newton oil ball in ship energy plant // Herald of the Odessa national maritime university. 2020). 2(62), 160-170. DOI 10.47049/2226-1893-2020-2-160-170.