

УДОСКОНАЛЕННЯ АЛГОРИТМУ ЗМАЩЕННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА СУДНА

Наговський Д. А., к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднового електрообладнання і засобів автоматики Херсонської державної морської академії, e-mail: dymon.ksu@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6920-0324;

Доценко Г. Г., к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднового електрообладнання і засобів автоматики, e-mail: hersongala@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1004-4934

Своєчасна та правильно дозована подача масла до циліндрів дизельного двигуна – запорука надійної і тривалої його роботи. В статті розглядається змащування розбризкуванням, яке застосовується для змащення через циліндрові втулки. В статті розглянута перспективність зміни подачі масла до циліндра з використанням наявних технологій фірми MAN B & W.

Авторами проведено аналіз системи змащення суднового головного двигуна MAN -B&W 6S70MC-C8. У статті показана необхідна кількість подачі масла до циліндра, яка підтверджена розрахунками залежно від режиму роботи суднового головного двигуна. В статті зазначено, що основний час судновий головний двигун працює при навантаженні менше 25 % під час сталого режиму роботи при переході. Тому в сталому режимі має сенс зменшення розміру подачі масла до циліндрів, порівнюючи з наявним алгоритмом подачі. Проведені авторами розрахунки довели, що при навантаженні головного двигуна до 25% доцільна кількість подачі масла до циліндра становить від 0,38 г/(кВт·год) до 0,5 г/(кВт·год).

Вказані заходи, також забезпечують поліпшені характеристики змащення, чим підвищують економічні показники завдяки зменшенню експлуатаційних витрат.

Ключові слова: змащення, лубрикатор, автоматизована система змащення, циліндрове масло, інтенсивність змащення

DOI: 10.33815/2313-4763.2021.1.24.106-116

Актуальність проблеми. У будь-якій галузі змащування відіграє найважливішу роль для роботи вузлів обертання. А враховуючи, що 40 % витрат на техобслуговування пов'язані з неякісним змащенням, належне керування цим процесом – завдання першорядної важливості. Правильна кількість і інтервали заміни відповідного масла необхідні для збереження високих робочих характеристик обладнання та максимального збільшення терміну його служби.

Проблематика правильного змащення циліндрів двигуна та управління цим процесом давно не нова, її досліджували такі, як Богач В. М. [1], Возницький І. В. [5], Грибниченко М. В. [6], Осипов О. В. [7], Дейнего Ю. Г. [9], Даничкін В. Н. [11], Проватар А. Г. [12], Зленко М. А. [13], Дорохов А. Ф. [14], Варбанець Р. А. [15] та ін. В цих роботах авторами наведено знання про будову та принципи роботи дизельних суднових енергетичних установок, а також розглянуті питання, що стосуються експлуатації систем, що обслуговують суднові дизелі: охолодження, змащення і подачі палива. Так, наприклад, Богач В.М. [1] представив матеріал щодо вдосконалення робочого процесу, підвищенню ефективності подачі палива і турбонаддування в сучасних суднових дизелях. У його роботі проаналізовано режими і характеристики роботи суднових дизелів, розглянуті методики їх регулювання в експлуатації і подана оцінка механічної і теплової навантаженості з урахуванням роботи системи змащення. В роботах, зазвичай, згадуються нормальний та аварійні режими, але не приділено уваги оптимізації подачі з урахуванням робочих режимів судна.

Окремо можна виділити комп'ютеризацію суднових головних двигунів. Системи впорскування та змащення переходять на новий рівень завдяки датчикам та мікроконтролерам, а також сучасним засобам автоматизації. Одночасно з тим це додає роботи та проблем електромеханікам, адже механік не в змозі визначити несправність електричної частини системи автоматики вищезгаданих об'єктів.

Основною причиною розробки високотехнологічної системи змащення циліндрів є зменшення експлуатаційних витрат двигуна. Та більше, найдорожчі масла, як зазвичай,

використовуються для камери згоряння двигуна як масло для циліндра. Отже, розвиток інтелектуальної системи змащення циліндрів має досконалий сенс.

Об'єктом дослідження виступає процес змащення циліндрів головного двигуна MAN&BW 6S70MC-C8.

Предметом дослідження є дійсна необхідна кількість подачі масла до циліндра при використанні технологій змащення MAN B&W.

Постановка проблеми. Після тривалого часу експлуатації головного двигуна MAN -B&W 6S70MC-C8 для скорочення експлуатаційних витрат та збереження ресурсу власником прийнято рішення заміни наявної системи змащення на Alpha Lubrication System. Тому, само собою виникло питання щодо налаштування цієї системи під конкретний двигун.

Метою цієї роботи є визначення необхідної кількості подачі масла до циліндра та відкорегування алгоритмів подачі згідно з режимом роботи судна та головної енергетичної установки.

Вирішення проблеми. Оскільки в сучасному світі система змащення є електронно-керованою, то її параметри можна досить швидко змінювати. Для двигуна 6S70MC-C8 уже існує фірмова система змащення Alpha Lubrication System, тому вирішено розрахувати необхідну кількість подачі масла до циліндра та відкорегувати алгоритм подачі згідно з режимом роботи судна та головної енергетичної установки.

Система імпульсного змащення – це електронно-керована система змащування масла циліндрів для двигунів, в якій до вкладиша вводиться дозована кількість циліндрового масла залежно від навантаження двигуна. Це гарантує, що точна кількість циліндрового масла поставляється всередину вкладиша в правильному періоді часу для цього конкретного навантаження двигуна. Структурна схема змащення в циліндрі показана на рис. 1.

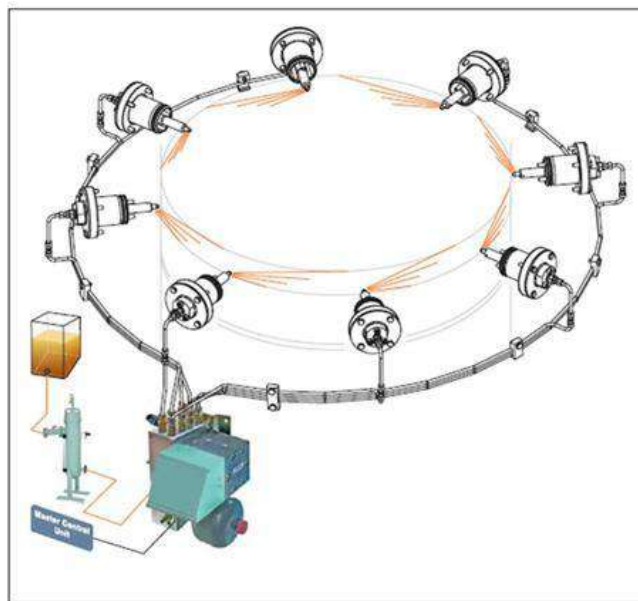


Рисунок 1 – Структурна схема змащення в циліндрі

Фірма MAN Diesel з 2000 р. застосовує альфа-лубрикатори на двигунах серії MC. Управління альфа-лубрикатором електричне, а система управління регулює дозування масла до вмісту сірки в паливі.

Структура електронної системи змащення головного двигуна Alpha Lubricator System показана на рис. 2.

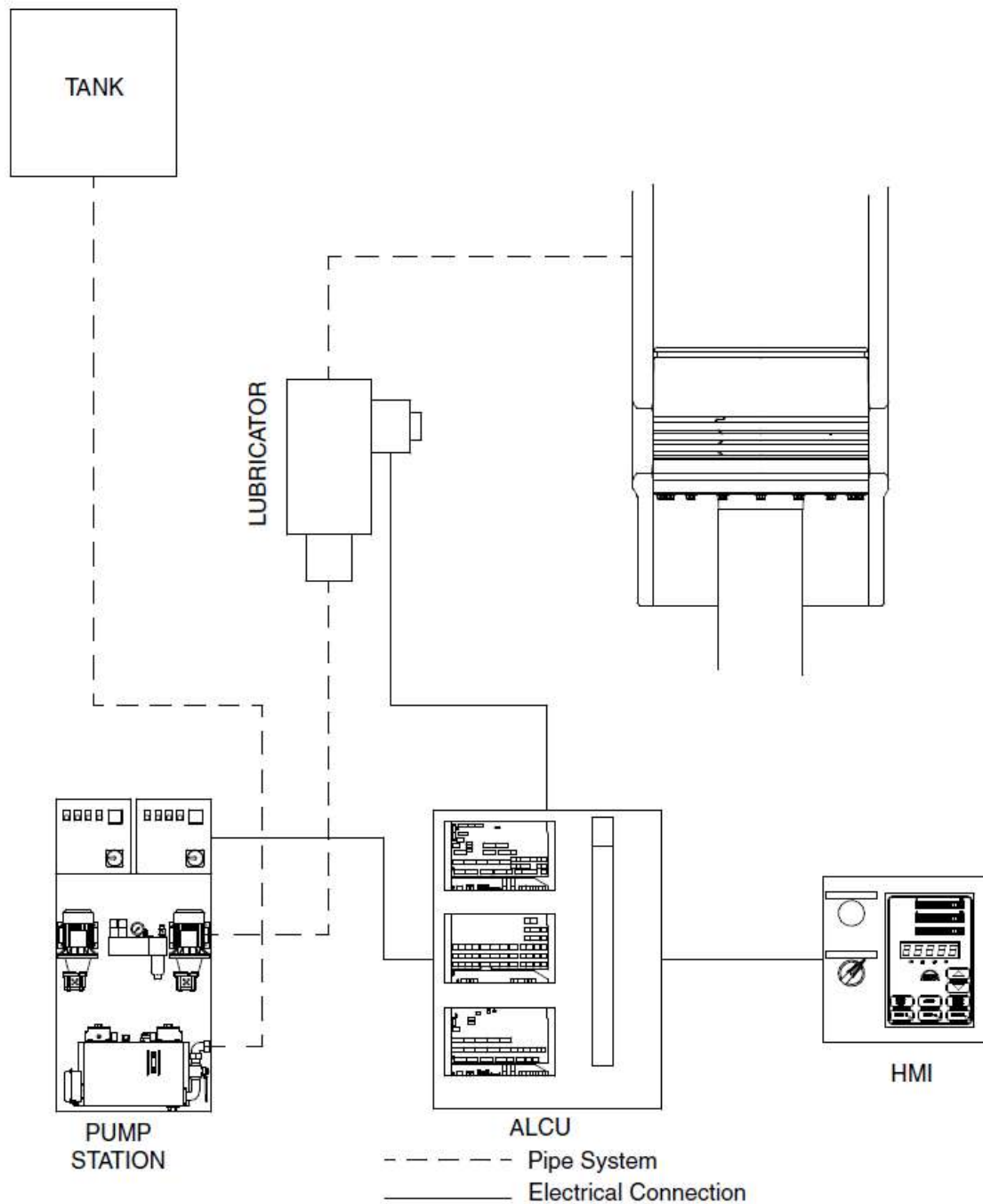


Рисунок 2 – Структура електронної системи змащення головного двигуна MAN&BW Alpha Lubricator System

Система Alpha Lubricator System доступна для всіх двотактних двигунів MAN B&W, має алгоритм, який регулює дозування масла в циліндрі, пропорційне вмісту сірки в паливі. Цей алгоритм має назву Alpha Adaptive Cylinder-Oil Control (Alpha ACC) [2, 3].

Основним блоком управління є блок ALCU (Alpha Lubrication Control Unit). Він виконаний у сталевому корпусі, та складається з трьох основних електронних компонентів для управління процесам змащування [2, 3]:

- MSU (Master Control Unit, головний блок управління);
- BCU (Backup Control Unit, резервний блок управління);
- SBU (Switch Board Unit, щитовий блок).

В Alpha ACC кількість масла в циліндрі контролюється таким способом, що воно пропорційне кількості сірки, що надходить у циліндр з паливом. Наступні два критерії визначають контроль:

- дозування масла в циліндрі повинно бути пропорційне відсотку сірки в паливі;
- дозування масла в циліндрі повинно бути пропорційне навантаженню на двигун (кількості палива, що надходить у циліндри).

Насосна станція складається з двох насосів, що працюють індивідуально, обігрівачів, фільтрів і всмоктувального бака. Джерело живлення пускових панелей насосної станції береться з двох окремих вимикачів, по одному на кожний насос.

Агрегати змащення (Lubrication units), по одному для кожного циліндра, складаються з двох змащувачів (Lubricators) для двигунів з отвором від 98 до 70 мм та з одним змащувачем для середніх та малих двигунів. Кожна мастильна установка оснащена одним акумулятором з попереднім тиском азоту 25...30 бар на вході, а також одним акумулятором на випускному боці кожного змащувача з азотом з попереднім тиском 1,5 бар. Кожна мастильна установка має 3, 4, 5 або 6 мастильних поршнів залежно від типу двигуна, підсилювача зворотного зв'язку (feedback pickup) та електромагнітного клапана.

Як показує практика, зазвичай, споживання масла до циліндра надмірне. Тому для зменшенню витрат при використанні Alpha Lubrication необхідно отримати закон управління подачею масла. Розрахунок витрат циліндрового масла в різних умовах експлуатації судна пов'язаний із використанням значної кількості показників і залежностей, дані про які отримуються за допомогою розрахунків на підставі наявних величин, що характеризують елементи гребного гвинта, корпусу судна і головного двигуна. Дані для розрахунку витрати циліндрового масла в різних умовах експлуатації судна наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Дані для розрахунку витрати циліндрового масла

Параметр	Значення
Розміри корпусу судна	
– довжина між перпендикулярами L , м	274
– ширина за міделем B , м	48
– осадка за вантажною маркою T_g , м	14
Характеристики гребного гвинта	
– діаметр D_v , м	7,2
– кількість лопастей Z , шт	4
– дискове відношення θ	0,8
– водотоннажність судна в завантаженні V_g , т	81467
– швидкість повного ходу в завантаженні v_g , вузл	14
– еф. потужність ГД на повному ході $N_{ен}$, кВт	18860
– частота обертання колінчастого валу пса, с-1	91 хв-1 \approx 1,5 с-1
– ККД лінії валопроводу $\eta_{вл}$	0,98

Коефіцієнт повноти корпусу судна визначається за формулою [4]:

$$\delta = \frac{V}{L \cdot B \cdot T_2}, \quad (1)$$

де V – об'ємна водотоннажність судна в завантаженні, м³.

$$V = \frac{V_g}{\rho} = \frac{81467 \cdot 10^3}{1025} = 79480 \text{ м}^3,$$

де ρ – густина морської води, $\rho = 1025 \text{ кг/м}^3$. Тоді:

$$\delta = \frac{79480}{274 \cdot 48 \cdot 14} = 0,43.$$

Приймаємо за базовий номінальний режим роботи пропульсивного комплексу за паспортними даними. Визначаємо коефіцієнт попутного потоку ω і засмоктування t за формулами [1, 4]:

$$\omega = 0,11 + 0,16 \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_B}} = 0,11 + 0,16 \cdot 0,43 \cdot \sqrt{\frac{\sqrt[3]{79480}}{7,2}} = 0,28,$$

$$t = 0,6 \cdot (1 + 0,67 \cdot \omega) \cdot \omega = 0,6 \cdot (1 + 0,67 \cdot 0,28) \cdot 0,28 = 0,2$$

Визначаємо величину відносної ходи гребного гвинта на прийнятому номінальному режимі:

$$\lambda_{pn} = \frac{0,515 \cdot v_z \cdot (1 - \omega)}{n_{cn} \cdot D_g} = \frac{0,515 \cdot 14 \cdot (1 - 0,28)}{1,5 \cdot 7,2} = 0,48.$$

Задаємо декількома значеннями λ_p , при цьому одне значення λ_p беремо більше λ_{pn} , а два значення – менше λ_{pn} :

$$\lambda_p = 0,41; \quad \lambda_p = 0,46; \quad \lambda_p = 0,48 \quad \lambda_p = 0,54$$

За кривими дії гребного гвинта визначаємо безрозмірний коефіцієнт упору k_1 і моменту k_2 для кожної вибраної величини λ_p . Отримані значення приведені у вигляді табл. 2.

Таблиця 2 – Залежність коефіцієнтів k_1 і k_2 від величини відносної ходи λ_p

Параметр	Відносна хода λ_p			
	0,41	0,46	0,48	0,54
Безрозмірний коефіцієнт упору k_1	0,222	0,195	0,162	0,127
Безрозмірний коефіцієнт моменту k_2	0,026	0,027	0,021	0,020

Потім задаємось чотирма значеннями частоти обертання вала n , починаючи від $n_c = 0,7 \cdot n_{cn}$ до величин n_c з повного ходу $n_{cnx} = n_{cn} \cdot [1]$:

$$n_{c1} = 1,05 \cdot c^{-1} \quad n_{c1} = 1,15 \cdot c^{-1} \quad n_{c1} = 1,25 \cdot c^{-1} \quad n_{c1} = 1,5 \cdot c^{-1}$$

Для всіх вибраних значень відносної ходи і частоти обертання гребного гвинта (головного двигуна) розраховуємо швидкість судна v у вузлах за формулою [1, 4]:

$$v = \frac{\lambda_p \cdot n_c \cdot D_B}{0,515 \cdot (1 - \omega)}. \quad (2)$$

Ураховуючи, що величини D_B і ω не змінюються, можна цю формулу записати у вигляді:

$$v = \lambda_p \cdot c_1 \cdot n_c, \quad (3)$$

де постійна c_1 дорівнює:

$$c_1 = \frac{D_B}{0,515 \cdot (1 - \omega)} = \frac{7,2}{0,515 \cdot (1 - 0,28)} = 19,4.$$

Проведемо розрахунок ефективної потужності ГД для різних значень відносної ходи λ_p і частоти обертання n_c гвинта, результати занесемо до табл. 3.

Таблиця 3 – Розрахунок зміни ефективної потужності головного двигуна і корисної тяги гребного гвинта

Параметр	Спосіб визначення	$n_c, \text{с}^{-1}$	Відносна хода λ_p			
			0,41	0,46	0,48	0,54
	За кривими дії гребного гвинта		0,222	0,195	0,162	0,127
	За кривими дії гребного гвинта		0,026	0,027	0,021	0,020
Швидкість судна v , вузол	$c_1 = \frac{D_B}{0,515 \cdot (1 - \omega)}$ $c_1 = 19,4$	1,05	8,35	9,37	9,77	11,0
		1,15	9,14	10,26	10,7	12,05
		1,25	9,94	11,15	11,64	13,1
		1,5	11,93	13,38	13,97	15,71
Корисна тяга гребного гвинта P_e , кН	$c_2 = \rho \cdot D_B^4 \cdot (1 - t) \cdot 10^{-3}$ $c_2 = 2257,4$	1,05	547,53	485,31	403,18	316,07
		1,15	656,8	582,15	483,63	379,14
		1,25	776	687,8	571,4	447,95
		1,5	1117,41	990,43	822,82	645,05
Ефективна потужність головного двигуна N_e , кВт	$c_3 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot D_B^5}{\eta_n \cdot \eta_{ВП}} \cdot 10^3$ $c_3 = 131023,19$	1,05	3943,57	4095,24	3185,19	3033,51
		1,15	5181,02	5380,28	4184,66	3985,4
		1,25	6653,52	6909,42	5374	5118,09
		1,5	11497,28	11939,48	9286,26	8844,06

Розрахуємо витрату циліндрового масла за зміною ефективної потужності головного двигуна:

$$B_m = b_{em} \cdot N_e, \quad (4)$$

де b_{em} – швидкість подачі циліндрового масла, 0,6 г/(кВт·год) при використанні Alpha Lubricator та 1,2 г/(кВт·год) для старого варіанта.

Розрахуємо витрату циліндрового масла за формулою (4), підставивши дані N_e з табл. 3. Результати розрахунків занесемо до табл. 4.

Таблиця 4 – Розрахунок витрати циліндрового масла

Ефективна потужність головного двигуна N_e , кВт	Витрата циліндрового масла B_m , кг	Витрата циліндрового масла B_m , кг (старий варіант)
3033,51	1,820	3,640
3185,19	1,911	3,822
3943,57	2,366	4,732
3985,4	2,391	4,782
4095,24	2,457	4,914
4184,66	2,510	5,021
5118,09	3,070	6,141
5181,02	3,108	6,217
5374	3,224	6,448
5380,28	3,228	6,456
6653,52	3,992	7,984
6909,42	4,145	8,291
8844,06	5,306	10,612
9286,26	5,571	11,143
11497,28	6,898	13,796
11939,48	7,136	14,327

Як видно з рис. 3, при навантаженні на двигун нижче за 25 %, швидкість подачі масла до циліндра становить 0,5 г/(кВт·год) і знижується до показника 0,38 при 10 % навантаженні. На рис. 4 побудовано графіки витрати масла за старого та нового варіантів і з 25 % завантаженням двигуна.

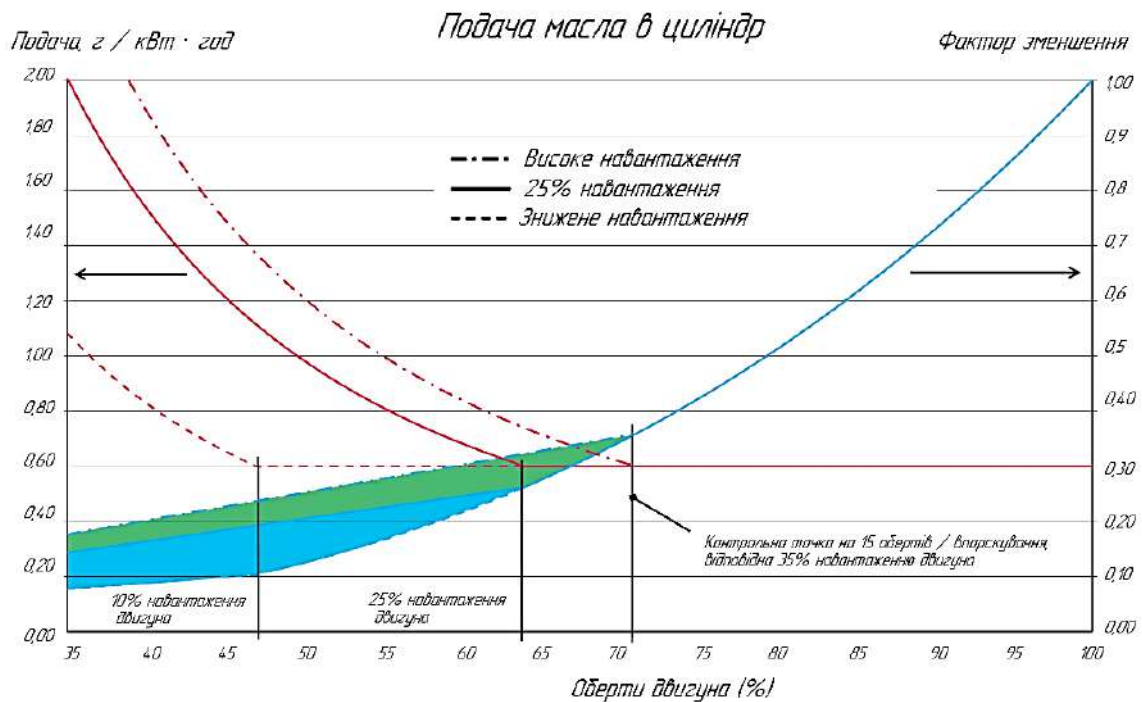


Рисунок 3 – Графік подачі масла в циліндр

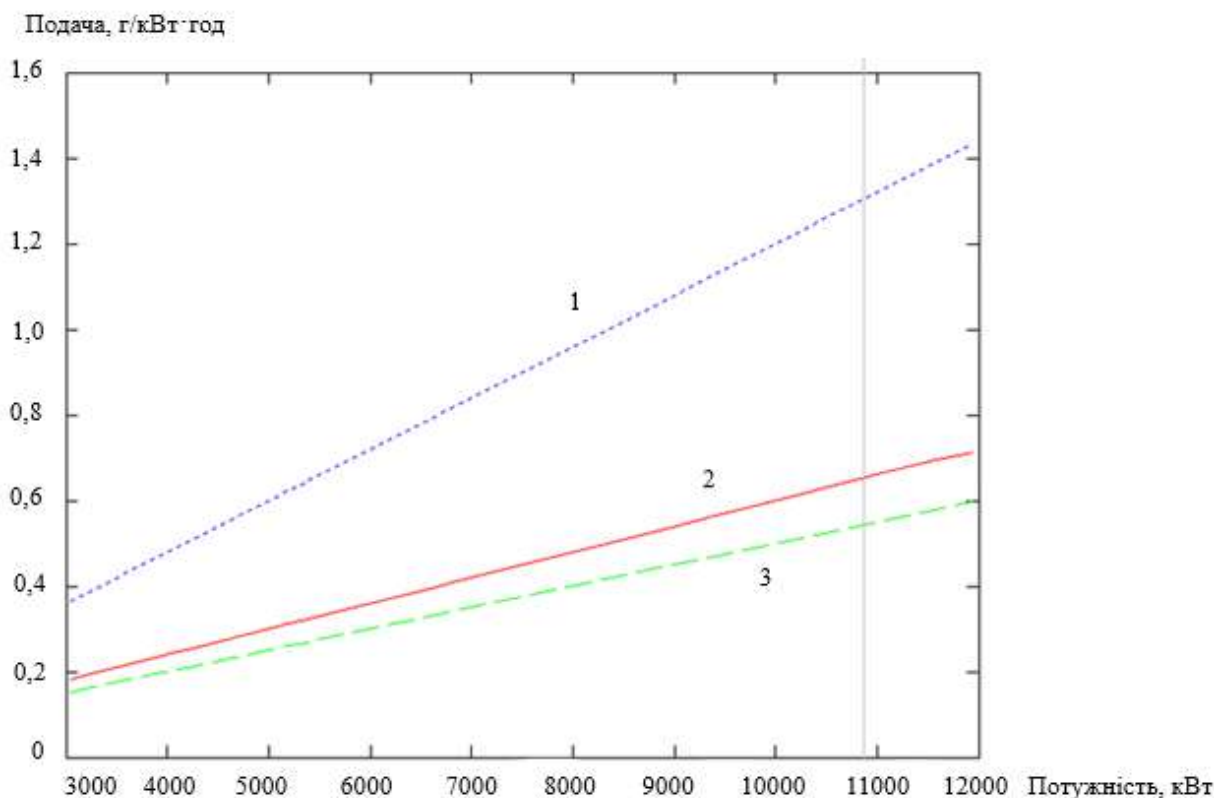


Рисунок 4 – Графік подачі масла в циліндр: 1 – витрати масла за старого варіанта; 2 – витрати масла за нового варіанта; 3 – витрати масла за нового варіанта, 25 % навантаження

Як видно з рис. 4, при сталому режимі навантаження головного двигуна у розмірі 25%, при використанні зроблених розрахунків швидкість подачі масла до циліндра коливається від 0,18 г/(кВт·год) до 0,5 г/(кВт·год). Отримані результати підтверджують достовірність розрахунків.

Висновки. У роботі висвітлена структура та модулі системи змащення суднового головного двигуна MAN – B&W 6S70MC-C8. Ураховуючи з актуальність проблеми та поставленого завдання, за допомогою розрахунків та побудов графічних залежностей показана доцільність удосконалення алгоритму управління автоматизованою системою змащення суднового головного двигуна. Вказані заходи, згідно з розрахунком, забезпечують достатній рівень змащення циліндрів суднового головного двигуна при зменшенні його експлуатаційних витрат, на масло зокрема. Розраховано та побудовано залежності витрати масла від потужності головного двигуна для різних режимів експлуатації при використанні оновленого алгоритму управління автоматизованою системою змащення суднового головного двигуна. Ураховуючи, проведені розрахунки та отримані графіки, визначено, що при навантаженні головного двигуна до 25 % доцільна кількість подачі масла до циліндра становить від 0,38 г/(кВт·год) до 0,5 г/(кВт·год).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В. М., Задорожний А. А., Богач А. В. Исследование маслоподачи в цилиндры двигателей B&W. Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. Одесса : ОНМА, 2004. Вып. 10. С. 14–23.
2. MAN Diesel & Turbo. MAN Diesel & Turbo 2014. URL : [http://www.tribocare.com/pdf/MAN%20Diesel%20and%20Turbo%20SL 2014-571.pdf](http://www.tribocare.com/pdf/MAN%20Diesel%20and%20Turbo%20SL%202014-571.pdf).

3. MAN Diesel & Turbo. Alpha Adaptive Cylinder-oil Control Alpha ACC. URL : <http://www.morehod.ru/forum/download/file.php?id=19604>.
4. Man&BW 6S70MC-C8 Operation Manual, 2009. URL : https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S70MC-C8_2.pdf
5. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. Конструкция двигателей. Санкт-Петербург : Моркнига, 2010. 264 с.
6. Грибиниченко М.В. Судовые энергетические установки : учеб. пособие. Владивосток : ДВГТУ, 2010. 110 с.
7. Осипов О. В. Эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания : курс лекций : учебное пособие. Владивосток : МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2011. 208 с.
8. Митягин В. Г., Окунев В. Н., Мартыанов В. В. Проблемы эксплуатации судовых дизелей на различных видах топлива. *Журнал Университета водных коммуникаций*. 2011. Вып. 3. С. 49–53.
9. Дейнего Ю. Г. Судовой механик. Технический минимум. Москва : Моркнига, 2008. 304 с.
10. Возницкий И. В. Повреждения и поломка дизелей. Примеры и анализ причин. Санкт-Петербург : Модерн, 2006. 116 с.
11. Даничкин В. Н. Анализ современных систем лубрикаторной смазки крейцкопфных малооборотных дизелей. *Научные труды Дальрыбвтуза*. 2011. № 23. С. 98–108.
12. Проватар А. Г., Будин А. А. Коррозионная и кавитационная стойкость цилиндрических втулок судовых дизелей. *Агентство международных исследований г. Сургут : материалы Международной научно-практической конференции*. 2016. С. 194–205.
13. Зленко М. А., Попович А. А., Мутылина И. Н. Задачи обеспечения износостойкости зеркала цилиндрических втулок судовых двигателей внутреннего сгорания. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология»*. Астрахань : Издательство АГТУ, 2016. Вып. № 3. С. 44–47.
14. Дорохов А. Ф., Проватар А. Г., Воробьев А. В. Качество и надёжность судовых дизелей. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология»*. Астрахань : Издательство АГТУ, 2015. № 2. С. 48–55.
15. Varbanets R., Karianskiy A. Analyse of marine diesel engine performance. *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*. Gdansk : Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, 2012. Vol. 7, No 1. P. 269–275.

REFERENCES

1. Bogach V. M., Zadorozhnihyj A. A., Bogach A. V. (2004). Issledovanie maslopodachi v cilindrih dvigateley B&W. *Sudovihe ehnergeticheskie ustanovki : nauch.-tekhn. sb.* Odessa : ONMA, 10, 14–23.
2. MAN Diesel & Turbo. MAN Diesel & Turbo 2014. Retrived from <http://www.tribocare.com/pdf/MAN%20Diesel%20and%20Turbo%20SL%202014-571.pdf>.
3. MAN Diesel & Turbo. Alpha Adaptive Cylinder-oil Control Alpha ACC. Retrived from <http://www.morehod.ru/forum/download/file.php?id=19604>.
4. Man&BW 6S70MC-C8 Operation Manual. Retrived from https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S70MC-C8_2.pdf
5. Boznickiy I. B. (2010). *Sudovihe dvigateli vnutrennego sgoraniya. Tom 1. Konstrukciya dvigateleyj*. Sankt Peterburg : Morkniga.
6. Gribinichenko M. V. (2010). *Sudovihe ehnergeticheskie ustanovki : ucheb. posobie*. Vladivostok : DVG TU.

7. Osipov O. V. (2011). *Ehkspluatatsiya sudovihkh dvigateleyj vnutrennego sgoraniya : kurs lekciyj : uchebnoe posobie*. Vladivostok : MGU im. adm. G.I. Neveljskogo.
8. Mityagin V. G., Okunev V. N., Martjyanov V. V. (2011). Problemih ehkspluatatsii sudovihkh dizeleyj na razlichnihkh vidakh topliva. *Zhurnal Universiteta vodnihkh kommunikacij*, 3, 49–53.
9. Deyjnogo Yu. G. (2008). *Sudovoyj mekhanik. Tekhnicheskijj minimum*. Moskva : Morkniga.
10. Voznickijj I. V. (2006). *Povrezhdeniya i polomka dizeleyj. Primerih i analiz prichin*. Sankt Peterburg : Modern.
11. Danichkin V. N. (2011). Analiz sovremennihkh sistem lubrikatornoj smazki kreyjckopfnihkh malooborotnihkh dizeleyj. *Nauchnihe trudih Daljrihbvtuza*, 23, 98–108.
12. Provatar A. G., Budin A. A. (2016). Korroziionnaya i kavitacionnaya stoyjkostj cilindrovihkh vtulok sudovihkh dizeleyj. *Agentstvo mezhdunarodnihkh issledovaniyj g. Surgut : materialih mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoyj konferencii*, 194–205.
13. Zlenko M. A., Popovich A. A., Mutihlina I. N. (2016). Zadachi obespecheniya iznosostoyjkosti zerkala cilindrovihkh vtulok sudovihkh dvigateleyj vnutrennego sgoraniya. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya «Morskaya tekhnika i tekhnologiya»*. Astrakhanj : Izdatelstvo AGTU, 3, 44–47.
14. Dorokhov A. F., Provatar A. G., Vorobjov A. V. (2015). Kachestvo i nadyozhnostj sudovihkh dizeleyj. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya «Morskaya tekhnika i tekhnologiya»*. Astrakhanj : Izdatelstvo AGTU, 2, 48–55.
15. Varbanets R., Karianskiy A. (2012). Analyse of marine diesel engine performance. *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*. Gdansk : Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, Vol. 7, Issue 1, 269–275.

Наговский Д. А., Дощенко Г. Г. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЛГОРИТМА СМАЗКИ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ СУДНА

Своевременная и правильно дозированная подача масла к цилиндрам дизельного двигателя – залог надежной и длительной его работы. В статье рассматривается смазка разбрызгиванием, которая применяется для смазки через цилиндрические втулки. В статье рассмотрена перспективность изменения подачи масла в цилиндр с использованием существующих технологий фирмы MAN B & W. Авторами проведен анализ системы смазки судового главного двигателя MAN –B & W 6S70MC-C8. В статье показано необходимое количество подачи масла к цилиндру, которое подтверждено расчетами в зависимости от режима работы судового главного двигателя.

В статье указано, что основное время судовой главный двигатель работает при нагрузке менее 25 % во время установившегося режима работы при переходе. Поэтому установившемся режиме имеет смысл уменьшения размера подачи масла к цилиндрам по сравнению с существующим алгоритмом подачи. Проведенные авторами расчеты показали, что при нагрузке главного двигателя до 25 % целесообразное количество подачи масла в цилиндр составляет от 0,38 г/(кВт ч) до 0,5 г / (кВт ч).

Указанные меры, в свою очередь, обеспечивают улучшенные характеристики смазки, чем повышают экономические показатели за счет уменьшения эксплуатационных расходов.

Ключевые слова: Смазки, лубрикатор, автоматизированная система смазки, цилиндрическое масло, интенсивность смазки

Nahovsky D. A., Doshchenko H. H. IMPROVING VESSEL'S MAIN ENGINE LUBRICATION ALGORITHM

Timely and accurately dosed oil supply to the cylinders of a diesel engine is the key to its reliable and long-term operation. The article discusses spray lubrication, which is used for lubrication through cylinder liners. The article considers the prospects of changing the oil supply to a cylinder using existing technologies from MAN B&W.

Recently, MAN B&W has focused on further enhancing oil savings. For the purpose of oil consumption reduction, the combustion chamber pressure has been increased in the newly built diesel engines. The

increase in pressure, together with the increase in operating time at low load, led to increased water and acid condensation on cylinder walls, which in turn, initiates low-temperature corrosion in the combustion chamber. Proper and accurate oil dosage supplied by the lubrication system to the cylinder of a main engine allows not only to ensure the correct mode of lubrication of moving parts, but also to protect against corrosion of the cylinder liners surface. The manufacturers recommend that the settings of the cylinder oil supply system be obtained on the basis of service inspections and measurements that allow to obtain data on the wear of the combustion chamber parts (piston rings, liner, and arch). Carrying out service inspections and the subsequent analysis of its results is most often of subjective nature and depends on a training degree of an engineer performing the procedure. Carrying out measurements of the cylinder-piston group details (on many vessels) is also a subject to a number of difficulties (time, measuring tool, etc.)

The authors have performed the analysis of the MAN & BW 6S70MC-C8 main engine lubrication system. The article specifies the required amount of oil to be supplied to the cylinder, as confirmed by the calculations, depending on the mode of ship main engine operation. These measures provide advanced lubrication characteristics, which improve cost efficiency by reducing the cost of the engine repair.

The article states that the main engine of the vessel shall be operated at a load of up to 25%. Therefore, the article has presented the relevant diagrams demonstrating the required amount of oil consumption according to the entire engine characteristics modes.

Keywords: *lubrication, lubricator, automated lubrication system, cylinder oil, lubrication intensity*

© Наговський Д. О., Дощенко Г. Г.

Статтю прийнято
до редакції 19.05.21