

УДК 656.085: 621.436.12(13): 621.43.052

ARTICLE HISTORY

Received 01.10.2021

Accepted 16.10.2021

Калугін Володимир Миколайович¹, Мунтян Олександр Михайлович²
НУ «Одеська морська академія», Одеса, Україна
kalugin@te.net.ua¹, alex.muntyan62@gmail.com²

Визначення причин, попередження і усунення нестійких режимів газотурбокомпресорів суднових дизелів

Volodymyr Kalugin¹, Oleksandr Muntyan²
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
kalugin@te.net.ua¹, alex.muntyan62@gmail.com²

Determination of causes, prevention and clearing of unstable operating modes of the marine diesels turbochargers

Резюме – Ґрунтуючись на результатах приймально-здавальних випробувань головного двигуна судна, а також накопичених даних роботи головних двигунів у різних умовах плавання, виконано аналіз причин виникнення помпажу компресора газотурбокомпресора. Встановлено, що його причиною є малі значення коефіцієнта запасу стійкості компресора газотурбокомпресора по помпажу – $K_{ст}$, що не дозволяє забезпечити ефективну роботу газотурбокомпресорів на основних режимах навантаження головних двигунів. Наведено опис контрольованого дистанційно керованого розвантажувального пристрою з усуненню помпажу газотурбокомпресорів.

Abstract – Based on results the main engine shop test and trial test of the vessel and also the saved-up data of work of main engine in various conditions of swimming, the analysis of the causes of a surge of the turbochargers was made. It is established that small values of safety factor of stability of the compressor of turbochargers on a surging – $K_{ст}$ which are not allowing to ensure effective functioning of turbochargers on the main modes of loading of main engine are its reason.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-33-51

Необхідність визначення причин та усунення нестійкої роботи газотурбокомпресорів суднових дизелів викликана їх постійними проявами у процесі експлуатації суден серії «Socofl Star».

Судна побудовані в Японії на верфі «Yamanishi Shipbulding & Iron Ltd», суховантажного типу із необмеженим районом плавання, однопалубні, одnogвинтові, дедвейтом 6273 т при перевезенні генеральних вантажів. Всього в експлуатації перебуває 10 суден. В якості головного двигуна (ГД) встановлено чотирохтактний дизель «Hanshin Diesel» моделі 6LF46, із прямою передачею потужності на гребний гвинт, максимальною потужністю 2600 кВт при частоті обертання 245 хв⁻¹. Для оснащений газотурбокомпресору (ГТК) компанії «Asea Brown Boveri Ltd.», моделі VTR 401-2.

Задля усунення помпажу доводилось знижувати навантаження ГД до безпечного рівня. При цьому швидкість судна знижувалась від контрактних 10 – 11 вузлів до 4 вузлів. Такі зміни в роботі ГД призводили до невиконання контрактної швидкості суден, а також погіршенню безпеки їх плавання. В результаті виниклої проблеми судовласником була поставлена задача з ідентифікації причин та розробки рекомендацій з запобігання помпажу ГТК ГД.

Дослідження проводилися на теплоході «Socofl Star» в різних погодних умовах плавання від штилю до стану моря 6 балів і зустрічному вітру 8 балів. Судно знаходилося у вантажу і прямувало зі швидкістю 10 – 12 вузлів при потужності, що розвивається ГД, 2000 – 2100 кВт, і частоті обертання 230 – 232 хв⁻¹. Поверхні підводної частини корпусу судна і лопатей гребного гвинта були чистими та не ушкодженими. Як правило, помпаж ГТК виникав при маневруванні та під час руху судна в штормових умовах, тобто при обваженні гвинтової характеристики ГД.

На підставі проведених спостережень необхідно було визначити запас стійкості компресора по помпажу ($K_{ст}$) на основних режимах роботи дизеля. Значення $K_{ст}$ встановлювались за результатами побудови та аналізу спільної витратної характеристики роботи компонентів ПГТ, циліндрів дизеля та ГТК [1].

Побудова видаткових гідравлічних характеристик компресора ГТК $P_C/P_0 = f(G_C)$, компонентів повітряно-газового тракту (ПГТ) дизеля $P_{BA}/P_0 = f(G_B)$, і газової турбіни $P_{TIG}/P_0 = f(G_G)$ та їх поєднання ґрунтувалось на особливостях схеми наддуву, а також зв'язком роторів турбіни і компресора. При цьому враховувались умови що визначались наступним:

рівністю масових витрат повітря що подається компресором – G_C , кг/с, та споживаної ПГТ і циліндрами дизеля – G_B , кг/с,

$$G_A = G_C = G_B;$$

рівністю масової витрати повітря споживаного циліндрами дизеля, з урахуванням витрати палива і масової витрати газів через турбіну – G_G (кг/с),

$$G_G = \beta G_A,$$

де $\beta = 1,025 - 1,032$ – коефіцієнт молекулярної зміни при згорянні палива (значення цієї величини постійна і практично не залежить від параметрів які характеризують газообмін в циліндрах дизеля);

рівністю потужностей, що розвивається на валу турбіни – N_T , кВт, і споживаної на повід компресору – N_C , кВт,

$$N_T = N_C;$$

рівністю частот обертання турбіни – n_T і компресора – n_C , що визначаються механічним зв'язком турбіни і компресора, які розташовані на одному валу, відповідно мін^{-1} або с^{-1} ,

$$n_{TC} = n_T = n_C;$$

подібністю протікання залежностей витратних характеристик компресору $P_C / P_O = f(G_A)$, ПГТ і циліндрів дизеля $P_{BA} / P_O = f'(G_A)$, газової турбіни $P_{TIG} / P_O = f(G_G)$.

Дотримання вказаних вище умов забезпечує суміщення ліній робочих режимів компресора і турбіни ГТК з витратною характеристикою ПГТ дизеля. Поєднані лінії робочих режимів ПГТ дизеля, компресора і турбіни ГТК є спільною витратною гідравлічною характеристикою (СВГХ) ГТК та дизеля.

Використовуючи експлуатаційні дані, а також дані стендових випробувань дизеля, була побудована універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46, яка наведена на рис. 1.

Універсальну СВГХ визначають в залежності від ступеня підвищення тиску повітря в компресорі $P_K = P_C / P_O$ від зведених до стандартних атмосферних умов (атмосферний тиск $P_O = 0,10332$ МПа і температура повітря $T_0 = 293$ К), продуктивності $\bar{G}_B = \bar{G}_A$ (входячі з того, що $G_A = G_C = G_B$) і частоти обертання ГТК \bar{n}_{TC} , які визначаються наступними рівняннями:

$$\bar{G}_B = \bar{G}_A = G_B \frac{0,10332}{P_C} \sqrt{\frac{T_0}{293}};$$

$$\bar{n}_{TC} = n_{TC} \sqrt{\frac{293}{T_0}},$$

де P_C – абсолютний тиск повітря за компресором; $P_C = P_{BA} + \Delta P_{AC}$ МПа; P_O – атмосферний тиск повітря на всмоктуванні компресора, МПа; T_0 – температура повітря на всмоктуванні компресора, К; n_{TC} –

виміряна частота обертання ГТК, c^{-1} , або xv^{-1} ; $G_C = G_A$ – поточне, розрахункове значення масової продуктивності компресора ГТК, $кг/с$.

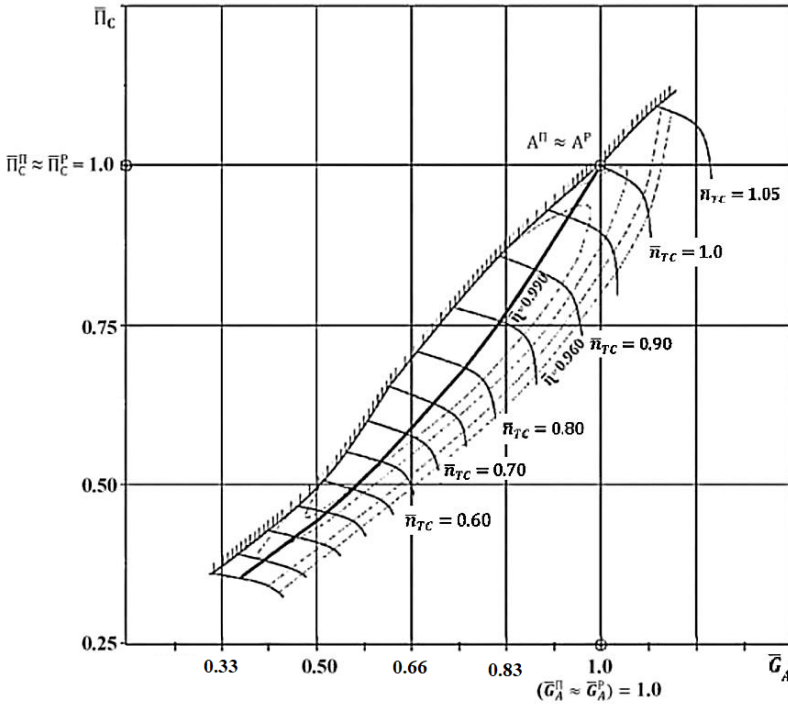


Рис. 1. Універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46 до застосування конструктивних заходів: ———— – лінія СВГХ ГТК та дизеля; ———— – лінії рівних значень частот обертання ГТК (ізодроми); - - - - - лінії рівних значень ККД компресора; **////** – межа стійкості компресора з помпажу

Продуктивність компресора визначалася за рівнянням витрати повітря споживаного дизелем, що встановлює зв'язок між частотою обертання дизеля і показниками якості газообміну [2]:

$$G_B = G_C = G_A = V_c \cdot i \cdot Z \cdot n_{ME} \cdot \rho_{BA} \cdot \Phi_A \cdot \eta_V,$$

де $V_c = (\pi D_c^2 / 4) S$ – робочий об'єм циліндра дизеля, m^3 ; D_c – діаметр циліндра дизеля, m ; S – хід поршня дизеля, m ; Z – кількість циліндрів дизеля; i – коефіцієнт тактності дизеля; n_{ME} – частота обертання дизеля, c^{-1} ; ρ_{BA} – густина повітря в ресивері продувного повітря, $кг/м^3$;

φ_A, η_V – відповідно коефіцієнти продувки і наповнення циліндрів дизеля повітрям.

Деякими незалежними дослідженнями встановлено, що множення $\varphi_A \cdot \eta_V = \text{const}$ в основному експлуатаційному діапазоні змін навантаження (50 ... 100 %). Для чотиритактних дизелів, обладнаних ГТК зі ступенем підвищення тиску $P_c > 2,0$ можна прийняти $\varphi_A \cdot \eta_V = 1,2$ [2].

Коефіцієнт запасу стійкості компресора

$$K_{\text{ст}} = \left(\frac{G_B^p}{G_B^n} \times \frac{P_B^n}{P_B^p} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

де P_k^n / G_B^n – відношення ступені підвищення тиску в компресорі до витрати повітря в точці перетину лінії частоти обертання ГТК, ($n_{TC} = \text{const}$) із межею стійкості компресора по помпажу; P_k^p / G_B^p – теж саме в точці робочого режиму.

Результати розрахунків значень $K_{\text{ст}}$ наведено в табл. 1.

Таблиця 1
Результати визначення значень $K_{\text{ст}}$ в залежності від частоти обертання ГТК VTR 401-2 до застосування конструктивних заходів

Частота обертання ГТК, $n_{TC} \times 10^{-3}$ хв^{-1}	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	14,0
Відносна частота обертання ГТК, $\frac{n}{n_{TC}}$	0,71	0,75	0,79	0,82	0,86	0,89	0,93	0,96	1,0
Коефіцієнт стійкості по помпажу, $K_{\text{ст}}, \%$	15,0	12,0	11,5	7,8	6,0	4,8	3,0	1,5	0,5

На основних експлуатаційних режимах роботи ГД значення частот обертання ГТК становили від 11500 до 13000 хв^{-1} , та їм відповідає діапазон значень $K_{\text{ст}}$, від 7,8 до 2,9 %. Для порівняння можна навести рекомендації провідних дизелебудівельних компаній, які рекомендують мінімальні значення $K_{\text{ст}}$: «MAN – Turbo Diesel» – 8 %, «Wärtsilä» – 15 %.

Рис. 1 ілюструє, що СВГХ компонентів ПГТ та циліндрів дизеля, компресора та газової турбіни ГТК VTR 401-2 в області основних експлуатаційних навантажень розташована досить близько до межі стійкості компресора з помпажу. Безсумнівно, що навіть незначні зміщення СВГХ в напрямку зниження витрати повітря споживаного дизелем призводить до її перетину з межею помпажу. Для ГД 6LF46

суден серії «Socofl Star» це, як правило, відбувається внаслідок обважнення гвинтових характеристик, яке вникає при збільшенні опору руху судна або зниженні густини повітря в ресивері наддувного повітря – $\rho_{\text{ВА}}$, викликаної зростанням температури повітря – $T_{\text{ВА}}$.

У дизеля 6LF46 здійснена проста схема газотурбінного наддування, відмінною особливістю якої є імпульсний підвід газів до газової турбіни, одноступінчасте стиснення повітря в компресорі та його охолодження в охолоджувачі повітря. Випуск газів організований в два роздільних випускних колектора малого об'єму. Така схема наддування дозволяє реалізувати енергетичні переваги імпульсного способу наддуву, що здебільшого пов'язано з інтенсифікацією процесів продувки камер згоряння і зниження теплонавантаженості деталей циліндропоршневої групи. Проте система наддування, яка була реалізована, не відповідає умовам забезпечення достатнього значення $K_{\text{СТ}}$ на сталих і перемінних режимах роботи дизеля в якості пропульсивного.

Для визначення причин малих значень $K_{\text{СТ}}$ необхідно виконати аналіз можливих причин, використовуючи для цього дані іспитів отриманих в експлуатаційних умовах.

Для чотиритактних двигунів, до яких відноситься дизель 6LF46, значення $K_{\text{СТ}}$ залежить від ряду факторів або їх поєднання. До визначальних слід віднести значення гідравлічних опорів або інерційність компонентів, що формують ПГТ: охолоджувач повітря, ресивер наддувного повітря, органи газорозподілу, газовипускний тракт до турбіни, проточна частина газової турбіни, газовипускний колектор за турбіною. В свою чергу, значення гідравлічних опорів залежать від площ пропускних перетинів і об'ємів компонентів що формують ПГТ.

На положення СВГХ щодо межі помпажу надає режимний фактор, який встановлює відповідність змін частот обертання дизеля і ГТК, а також збіг витратних характеристик компресора, циліндрів дизеля і газової турбіни в усьому діапазоні змін навантаження дизеля. Якщо, при зниженні навантаження дизеля, швидкість зниження масової витрати повітря, який подається компресором – δG_C , стає менше швидкості зниження масової витрати повітря споживаного дизелем – δG_B ($\delta G_C < \delta G_B$), то СВГХ переміщується близько до межі помпажу. Якщо, при збільшенні навантаження дизеля швидкість росту δG_C більше швидкості збільшення δG_B ($\delta G_C > \delta G_B$), то СВГХ також розташовується ближче до межі помпажу. У дизелів, що мають малі значення $K_{\text{СТ}}$, на змінних режимах неминучо настає помпаж

компресора, і це спостерігається у дизелів 6LF46, які працюють в якості пропульсивних.

Витратна гідравлічна характеристика турбіни визначається еквівалентною властивістю проточної частини газової турбіни $\mu_T F_T$. Пропускна здатність газової турбіни при певних параметрах газів перед і за турбіною забезпечує реальну масову витрату газів через турбіну – G_G . Еквівалентна пропускна здатність турбіни $\mu_T F_T$, м², розраховуються за рівнянням, що враховує питому роботу розширення газів в турбіні – L_T і густину газів за турбіною – ρ_{TOG} :

$$\mu_T F_T = \frac{G_G}{\rho_{TOG} \sqrt{2L_T}},$$

де μ_T – коефіцієнт витрати газів крізь турбіну; G_G – масова витрата газів крізь турбіну, кг/с; ρ_{TOG} – густина газів за турбіною кг/м³; F_T – еквівалентна площа перерину турбіни, м²; L_T – питома робота одноступеневої газової турбіни, Дж.

На рис. 2 наведено результати розрахунків $\mu_T F_T$ в залежності від потужності двигуна $\mu_T F_T = f(N_e)$. Еквівалентний пропускний перетин турбіни представляє її мінімальний перетин, який відноситься до вихідної площі соплового апарату турбіни. Дійсна (паспортна геометрична) мінімальна площа пропускного перетину сопел становить $F_N = 0,0167$ м².

Якщо прийняти нижню межу значення коефіцієнта витрати $\mu_T = 0,90$, то пропускний перетин газової турбіни становить $\mu_T F_N = 0,0150$ м². Як видно з характеру протікання залежності $\mu_T F_T = f(N_e)$, що ілюструє рис. 5, значення $\mu_T F_N$ більше відповідних значень $\mu_T F_T$, що забезпечує дійсну витрату газів крізь газову турбіну на всіх режимах роботи дизеля.

Значення величин опору газовипускного колектора за турбіною незначні і знаходяться в межах рекомендованих значень, до 160 мм Н₂О при перепуску газів крізь утилізаційний котел.

Охолоджувач повітря типу «CUA 150» має розвинену поверхню охолодження $F_{AC} = 148$ м² і має високу ступінь охолодження повітря. По даним стендових випробувань дизеля ступінь охолодження становить 0,87 – 0,92. Зазвичай застосовуються охолоджувачі повітря, які мають значення ступені охолодження не вище 0,6 – 0,65.

Перепад значень тисків повітря в охолоджувачі повітря на основних експлуатаційних режимах роботи дизеля остановить 180 – 220 мм Н₂О, а значення гідравлічного коефіцієнта, що оцінює втрати тиску, становлять $\eta_{AC} \approx 0,95 - 0,98$.

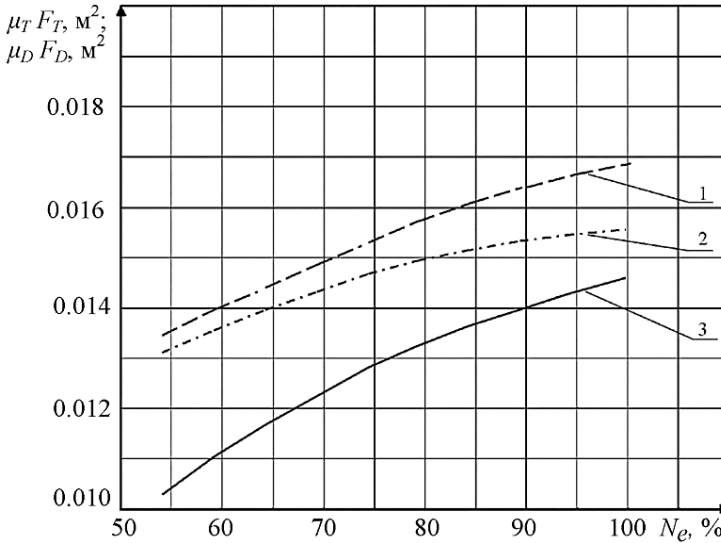


Рис. 2. Залежність еквівалентних пропускних перетинів газової турбіни ГТК VTR 401-2, компонентів ПГТ та циліндрів дизеля 6LF46 від потужності, що розвивається дизелем N_e : 1 – $\mu_D F_D = f(N_e)$ – розвантажувальний пристрій відкритий; 2 – $\mu_D F_D = f(N_e)$ – розвантажувальний пристрій закритий; 3 – $\mu_T F_T = f(N_e)$

Склад компонентів наддувно-випускного тракту (НВТ) дизеля містить: ресивер наддувного повітря, компоненти газорозподілу, циліндри дизеля, газувипускной тракт до газової турбіни.

Пропускні перетини компонентів НВТ визначають витратну гідравлічну характеристику дизеля і відповідають еквівалентної пропускної здатності дизеля – $\mu_D F_D$, м². При певних параметрах повітря в ресивері наддувного повітря і відношенні значень тисків P_{BA}/P_{TIG} , еквівалентна пропускна здатність дизеля забезпечує його дійсну витрату повітря крізь НВТ.

Еквівалентна пропускна здатність дизеля

$$\mu_D F_D = \frac{G_B \sqrt{R_B \cdot T_{BA}}}{P_{BA} \cdot \Psi_D},$$

де μ_D – коефіцієнт витрати крізь компоненти НВТ; $\Psi_D = f(P_{TIG} / P_{BA})$ – газодинамічна витратна функція [4]; P_{TIG} – абсолютне значення тиску газів перед турбіною, МПа; R_B – газова постійна (для повітря $R_B = 287$ Дж/(кг·К)).

На рис. 3 наведено результати розрахунків значень $\mu_D F_D$ в залежності від потужності дизеля, $\mu_D F_D = f(N_e)$. На сталих режимах роботи дизеля залежність $\mu_D F_D = f(N_e)$ розташовується вище залежності $\mu_T F_T = f(N_e)$. Перевищення пропускної здатності компонентів НВТ дизеля в порівнянні з пропускною здатністю газової турбіни складає 4 – 12 % на основних експлуатаційних режимах роботи дизеля і приблизно відповідає значенням $K_{ст}$. Аналіз результатів випробувань дизеля свідчить, що при обваженні гвинтової характеристики значення величин $\mu_D F_D$ переміщується в зону менших значень, практично збігаючись з залежністю $\mu_T F_T = f(N_e)$. Це може свідчити про недостатні значення величин пропускних перетинів і об'ємів компонентів, які формують НВТ дизеля – $\mu_D F_D$ і великі значення їх інерційності.

Тому достатньо імовірною причиною низьких значень $K_{ст}$ є великі значення інерційності компонентів, які формують НВТ дизеля, що обумовлено недостатніми значеннями величин їх пропускних перетинів і об'ємів.

На підставі виконаних досліджень можна зробити наступні висновки.

В частині визначення причин появи помпажу компресора ГТК на основних експлуатаційних режимах роботи ГД:

площа пропускного перетину газової турбіни $\mu_T F_T$, значення гідравлічних опорів газовипускного тракту і охолоджувача повітря не є самостійними причинами низьких значень $K_{ст}$;

висока термічна інерційність охолоджувача повітря позначається на відхиленнях СВГХ щодо межі помпажу при збільшенні навантаження дизеля за рахунок зростання значень температури повітря – $T_{ВЛ}$;

досить вірогідною причиною низьких значень $K_{ст}$ є велика інерційність, що обумовлена недостатніми значеннями пропускних перетинів і об'ємів компонентів, які формують НВТ дизеля.

Для збільшення зони стійкої роботи компресора ГТК необхідно знизити гідравлічний опір компонентів НВТ дизеля на ділянці від вхідного патрубку охолоджувача повітря до соплового апарату газової турбіни. Включення охолоджувача повітря обумовлено його високою інерційністю на змінних і перехідних режимах роботи дизеля.

Останнє можна реалізувати конструктивними рішеннями:

знизити продуктивність і ступінь стиснення повітря в компресорі;

збільшити час-перетин газорозподільних органів у період процесу газообміну в циліндрах дизеля, а також фізичні об'єми компонентів, що формують НВТ (ресивер наддувного повітря, повітропідвідні і газовипускні колектори циліндрів дизеля, газовипускні колектори перед газовою турбіною).

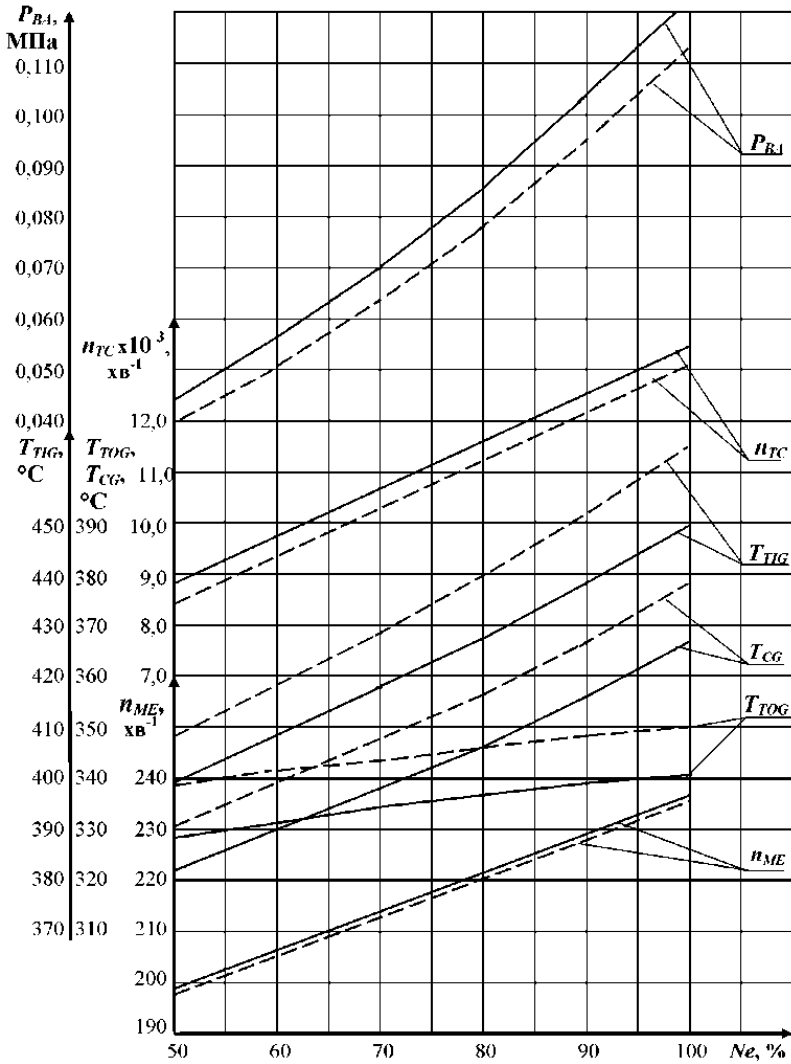


Рис. 3. Зміни показників роботи дизеля 6LF46: ———— – КРК закритий; - - - - - – КРК ДУ 32 мм відкритий; n_{ME} і n_{TC} – частота обертання, відповідно, дизеля і ГТК; P_{BA} – тиск повітря в ресивері наддувального повітря; T_{TIG} і T_{TOG} – температура випускних газів, відповідно перед і за турбіною; T_{CG} – середня температура випускних газів за циліндрами дизеля

Зміни прохідних перетинів газорозподільних органів, а також і фізичні об'єми компонентів, які формують НВТ, вимагають внесення конструктивних змін в конструкцію камери згоряння дизеля та арегати подачі повітря та газообміну, що може бути здійснено тільки дизелебудівником при умовах узгодження і схвалення таких змін судовласником і класифікаційним товариством. Крім того, необхідно буде внести суттєві зміни в системи подачі палива, циркуляційної мастильної оливи і охолодження дизеля.

Зниження продуктивності і ступені підвищення тиску повітря в компресорі ГТК VTR 401-2 можна досягти:

конструктивними змінами проточної частини компресора;

рециркуляцією повітря зі сторони нагнітання на сторону всмоктування компресора;

випуском частини повітря після компресора в газовипускний колектор після газової турбіни або в атмосферу.

Перші два способи вимагають конструктивних змін в компресорі і може бути здійснено тільки виробником.

В умовах експлуатації судна без виведення його з експлуатації оптимальним рішенням поставленого завдання слід вважати випуск частини повітря в газовипускний колектор після газової турбіни або в атмосферу на ділянці повітряного тракту між компресором і охолоджувачем повітря.

Для забезпечення запасу стійкості з помпажу $K_{ст} > 8,0$ % при навантаженні двигуна близькою до номінальної потужності виконані розрахунки визначення кількості повітря, яку необхідно випустить після компресора – G_e , кг/с із застосуванням пристрою – контрольованого розвантажувального клапана (КРК).

Кількість повітря, яке потрібно видалити, застосовуючи КРК, визначалась з використанням даних стендових випробувань дизеля за відомим рівнянням щільності потоку повітря для надкритичних режимів перебігу повітря, умовно приймаючи форму пропускного перетину клапана еквівалентним пропускному перетину дроселя [3].

Розрахунки показали, що масова секундна маса повітря, яку необхідно було видалити – G_e , з урахуванням умовного збільшення об'єму НВТ, має становити на номінальному режимі потужності дизеля $0,25 \text{ кг/с} < G_e < 0,45 \text{ кг/с}$.

Практична перевірка розрахункових положень полягала в встановленні КРК з пневматичним управлінням пропускного перетину, які мали внутрішній діаметр поперечного перетину (умовні діаметри – ДУ) 25 і 32 мм. КРК встановлювалися на охолоджувачі повітря до секцій теплообміну. Були здійснено

вимірювання параметрів роботи дизеля з різними положеннями пропускного перетину КРК. При відкритті КРК усувалась частина стислого повітря, що погіршувало робочі процеси в циліндрах дизеля і призводило до змін параметрів роботи дизеля і ГТК. Знижувались: частота обертання ГТК – n_{TC} ; вагова витрата повітря, яка споживається дизелем – G_B ; і тиск наддувного повітря – P_{BA} . Зростали: середні значення температури випускних газів за циліндрами дизеля – T_{CG} ; значення температури випускних газів перед турбіною – T_{GT} і за турбіною – T_{TOG} .

Витрата палива вимірювалась за допомогою штатного витратоміра при роботі дизеля з середнім значенням навантаження в 1950 кВт. При відкритому КРК з ДУ 32 мм, витрата палива збільшилася приблизно на 2,0 %. Зміни інших параметрів роботи дизеля з КРК ДУ різних пропускних перетинів ілюструються табл. 2.

Таблиця 2

Зміни параметрів роботи ГТК і дизеля

Зміни параметрів роботи ГТК і дизеля	ΔP_{BA}	Δn_{TC}	ΔT_{CG}	ΔT_{TG}	ΔT_{TOG}
Відносні значення змін, %	- 8,2	- 2,2	+ 2,9	+3,2	+3,3

Порівнюючи зміни параметрів роботи двигуна з відкритими КРК із ДУ пропускного перетину 32 і 25 мм, видно, що суттєвої різниці в зміні параметрів роботи дизеля і ГТК не спостерігається. КРК з ДУ пропускного перетину 32 мм цілком забезпечує необхідну розрахункову вагову кількість повітря, яку необхідно усунути – G_e . Таким чином, для вирішення проблеми забезпечення стійкої роботи компресора ГТК можна рекомендувати для установки КРК з ДУ пропускного перетину 32 мм, при необхідності, забезпечувати проміжні значення пропускного перетину КРК.

Порівняльні результати розрахунків $K_{ст}$ при відкритому і закритому КРК наведено в табл. 3.

Після застосування конструктивних заходів побудована універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46, яка наведена на рис. 4, що ілюструє, при відкритті КРК зміщення межі помпажу в напрямку менших вагових витрат повітря (до збільшення коефіцієнту $K_{ст}$).

З метою перевірки значень $K_{ст}$ проведені випробування судна на повному ході та режимах маневрування. При закритому КРК помпаж

компресору відбувся при збільшенні навантаження з 2050 до 2250 кВт ($P_{BA} = 0,105$ МПа; $n_{TC} = 13000$ хв⁻¹). Наступні випробування проводилися при відкритому КРК. Під час випробувань на режимах маневрування судна при повністю відкритому КРК помпаж компресора ГТК не спостерігався.

Таблиця 3
Результати визначення значень $K_{ст}$ в залежності від частоти обертання ГТК VTR 401-2 після застосування конструктивних заходів

Частота обертання ГТК, $n_{TC} \times 10^{-3}$ хв ⁻¹	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	14,0
Відносна частота обертання ГТК	0,71	0,75	0,79	0,82	0,86	0,89	0,93	0,96	1,0
Значення $K_{ст}$ при положенні КРК «відкрито», %	15,2	16,3	14,1	12,5	11,2	10,5	10,1	9,3	8,5
Значення $K_{ст}$ при положенні КРК «закрито», %	15,0	12,0	11,5	7,8	6,0	4,8	3,0	1,5	0,5

На циркуляції судна були відзначені наступні зміни навантаження і параметрів роботи ГТК від початкового режиму навантаження $N_e = 2050$ кВт, які зведені в табл. 4.

Випробування з відкритим КРК проводилися в різних погодних умовах і кліматичних зонах. В окремих випадках в зв'язку зі штормовими умовами ГД працював з постійно відкритим КРК досить тривалий час: 16 годин при зустрічному вітрі 8 балів і станом моря 5 балів; 8 годин при зустрічному вітрі 7 балів і штормовим станом моря 6 балів. При таких умовах помпаж компресора ГТК не спостерігався. При таких умовах плавання потужність ГД складала 2000 – 2100 кВт, що забезпечувало експлуатаційну швидкість ходу судна приблизно 10 вузлів. Аналогічні результати були отримані при маневруванні судна і його плаванні в вузкостях.

У всіх випадках підтверджувалася доцільність використання КРК з метою попередження помпажу ГТК компресора і, таким чином, було забезпечена безпека плавання судна.

Судна типу «Socofl Star» обладнані енергетичною установкою, яка не передбачає несення вахти в машинному відділенні. Тому необхідно було вирішити питання автоматичного управління розвантажувальним клапаном РК. В якості керуючого сигналу доцільно використовувати різницю напруг струму, що знімається з клем тахогенераторів ГТК V_{TC} і дизеля V_D . На рис. 5 показана лінія $(V_{TC} - V_D)_S$, яка відповідає різниці напруг, після досягнення якої обов'язково повинен відкритися КРК.

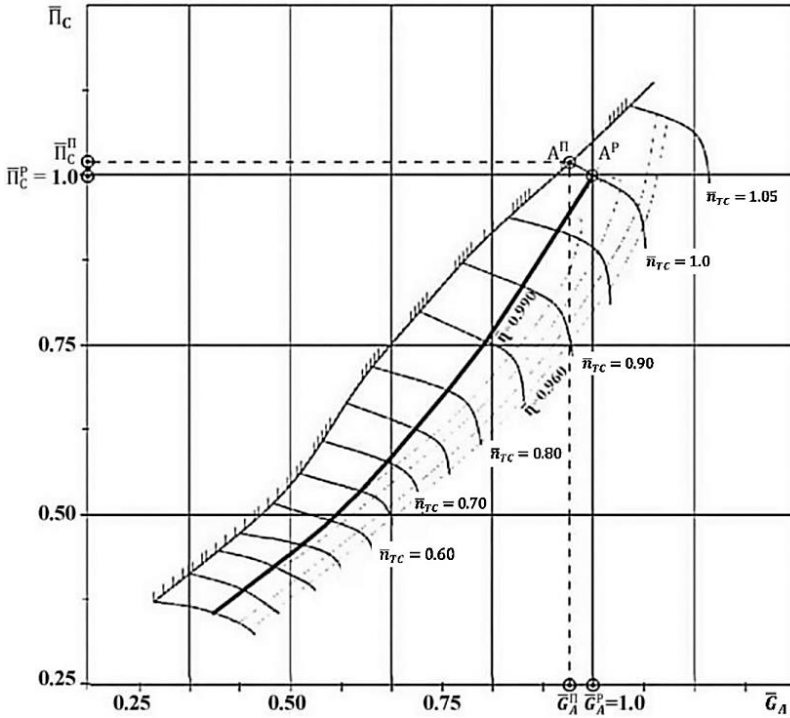


Рис. 4. Універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46 після застосування конструктивних заходів: **————** – лінія СВГХ ГТК та дизеля; **-----** – лінії рівних відносних значень частот обертання ГТК (ізодроми); **-----** – лінії рівних відносних значень ККД компресора; **////** – межа стійкості компресора з помпажу

Таблиця 4

Значення параметрів роботи ГТК – в залежності від навантаження дизеля

Навантаження дизеля, $N_{e,s}$, кВт	2170	2250	2320	2350	2390	2340	2370
Тиск наддувного повітря, P_{BA} , МПа	0,096	0,105	0,115	0,123	0,127	0,130	0,142
Частота обертання ГТК, $n_{TC} \times 10^{-3} \text{ хв}^{-1}$	12,5	13,0	13,3	13,6	13,8	14,0	14,6

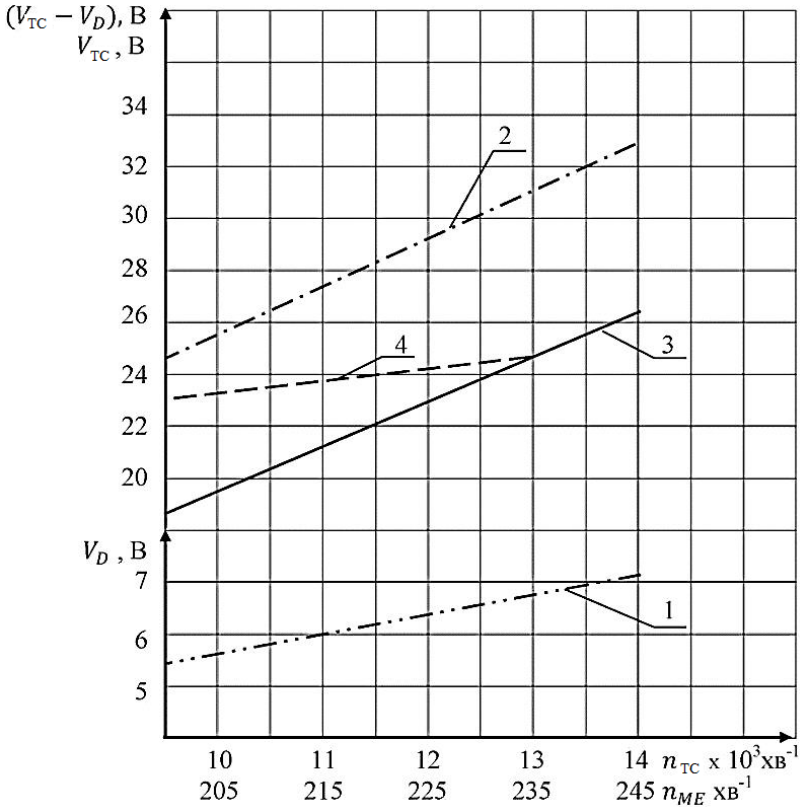


Рис. 5. Залежності значень напруги струму, які знімаються з клем тахогенераторів ГД і ГТК: 1 – значення напруги струму, що знімаються з клем тахогенератору ГД – V_D ; 2 – значення напруги струму, що знімаються з клем тахогенератору ГТК – V_{TC} ; 3 – різниця значень напруг струму – $V_{TC} - V_D$; 4 – різниця значень напруг струму, при яких необхідне обов'язкове автоматичне відкриття розвантажувального клапана ($V_{TC} - V_D$)s

Виходячи з досвіду експлуатації дизеля 6LF46 встановлено, що на частотах обертання двигуна вище 235 хв^{-1} КРК повинен бути відкритий незалежно від стану гвинтової характеристики, по якій працює ГД («обважений» чи «легкий» гребний гвинт).

В якості керуючого сигналу доцільно використовувати різницю напруг струму, що знімаються з клем тахогенераторів ГТК V_{TC} і дизеля.

Для забезпечення автоматичного керування КРК розроблено і встановлено електронний пристрій, блок-схема якого наведена на рис. 6.

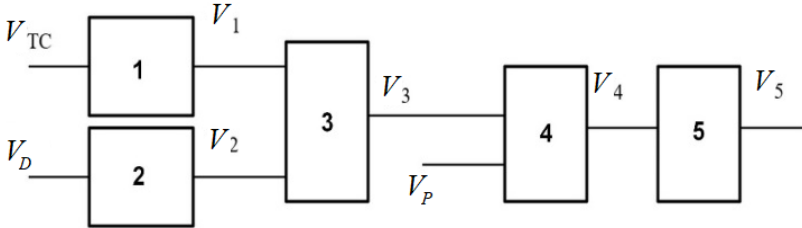


Рис. 6. Блок-схема електронного керуючого пристрою для автоматичного управління розвантажувальним клапаном РК: 1 – узгоджувач підсилювач напруги V_{TC} , що знімається з клем тахогенератора ГТК, з коефіцієнтом підсилення K_1 ($V_1 = K_1 \times V_{TC}$); 2 – узгоджувач підсилювач напруги V_D , що знімається з клем тахогенератора дизеля, з коефіцієнтом підсилення K_2 ($V_2 = K_2 \times V_D$); 3 – диференціальний підсилювач для отримання сигналу про різницю вхідних напруг з коефіцієнтом підсилення K_3 ($V_3 = K_3 \times (V_1 - V_2)$); 4 – порівнювальний пристрій, який виконує порівняння значень вихідного сигналу диференціального підсилювача та порогової напруги $Z \times V_P$, де Z – коефіцієнт пропорційності, а значення напруги V_P вибрано 23,0 В; 5 – підсилювач потужності керуючого сигналу для електромагнітного клапана КРК

Сигнал V_4 дорівнює логічній одиниці TTL,

$$K_3((K_1 \times V_{TC}) - (K_2 \times V_D)) > Z \times V_P,$$

і дорівнює логічному нулю TTL коли:

$$K_3((K_1 \times V_{TC}) - (K_2 \times V_D)) \leq Z \times V_P.$$

Значення сигналу V_5 дорівнює напрузі 220 В коли на вході логічна одиниця TTL, і рівний нулю при наявності на вході логічного нуля TTL.

Отриманий потужний керуючий сигнал V_5 підводиться до допоміжного пневматичного клапана з електромагнітним керуванням.

Клапан КРК з пневматичним управлінням має внутрішній діаметр поперечного перетину 32 мм і відкривається тоді, коли спрацьовує допоміжний клапан. При керуючому сигналі, значення якого дорівнює 0 В, допоміжний клапан і клапан КРК знаходяться в положенні «закрито».

Виконане дослідження дозволяє зробити **висновки**.

1. Причиною нестійких режимів роботи компресора ГТК ГД на основних експлуатаційних режимах роботи є малі значення

коефіцієнта запасу стійкості з помпажу, тобто СВГХ роботи дизеля і ГТК розташовується дуже близько до зони помпажа. Таке положення СВГХ обумовлено недостатніми значеннями величин пропускних перетинів і об'ємів компонентів, які формують НВТ дизеля: ресивер наддувного повітря, компоненти газорозподілу, циліндри дизеля, газовипускний тракт до турбіни.

Крім того, висока термічна інерційність охолоджувача повітря впливає на величину відхилення СВГХ щодо межі помпажу при збільшенні навантаження дизеля або змінах зовнішніх умов за рахунок зростання температури повітря в ресивер наддувного повітря. Причиною останнього може бути збільшення температури заборотної води та температури повітря на всмоктуванні компресора ГТК. Також свій вплив здійснює положення клапанів, регулюючих витрату охолоджуючої води, яка подається в похолоджувач повітря.

2. Для збільшення зони стійкої роботи компресора необхідно знизити гідравлічний опір ПГТ на ділянці від вхідного патрубку охолоджувача повітря до соплового апарату газової турбіни. Це можна досягти двома способами:

внесенням конструктивних змін в компресор, а також в компоненти, які формують ПГТ (ресивер наддувного повітря, повітропідвідні і газовипускні патрубки циліндрів дизеля, газовипускні колектори перед газовою турбіною);

зниженням ступеня стиснення і продуктивності компресора випуском частини повітря в газовипускний колектор після утилізаційного котла або безпосередньо в атмосферу.

В умовах експлуатації судна без виведення його з експлуатації оптимальним рішенням поставленого завдання є випуск частини повітря на ділянці повітряного тракту між компресором ГТК і охолоджувачем повітря в газовипускний колектор після утилізаційного котла або безпосередньо в атмосферу.

3. На повітроприйомному колекторі охолоджувачі повітря встановлено контрольований розвантажувальний клапан. Для забезпечення дистанційного автоматичного управління клапан обладнаний розробленим електронним пристрем.

Запропоноване конструктивне рішення щодо усунення помпажа компресора ГТК ГД в усьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи дизеля 6LF46 і при маневруванні судна досить ефективно, що підтверджується результатами натурних випробувань і подальшим досвідом експлуатації суден серії «Socofl Star».

4. Система охолодження наддувного повітря не обладнана автоматичним регулюванням температури в ресивері наддувного

повітря, незважаючи на клас автоматизації судна А1. У зв'язку з цим не завжди є можливим попередити і усунути помпаж ГТК, внаслідок досить швидкого зниження густини повітря в ресивері наддувного повітря, наприклад, при маневруванні судна. З метою усунення нестійких режимів роботи компресора ГТК, викликаних зниженням густини повітря в ресивері наддувного повітря, система подачі повітря в циліндри дизеля повинна бути обладнана автоматичним регулюванням температури в ресивері наддувного повітря.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Калугін, В.М. Аналіз досвіду експлуатації та поліпшення ефективності дії газотурбокомпресорів суднових дизелів / В.М. Калугін. – Суднові енергетичні установки. – 2019. – № 38. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 88 – 97.
2. Межеріцкий, А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
3. Слободянюк, Л.И. Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация: учебник / Л.И. Слободянюк, В.И. Поляков. – Л.: Судостроение, 1983. – 360 с.
4. Судовой механик: справочник: / Под ред. А. А. Фока. – В 3-х т. – Т. 1. Одесса: Фенікс, 2008. – 1036 с.
5. Гостев, В.И. Системы управления с цифровыми регуляторами: Справочник.: – Киев: Техника, 1990. – 280 с.

Annotation – With commissioning of the “Socofl Star” ship’s series, negative occurrences relative to surging of the Main Engine (ME) «Hanshin Diesel» 6LF46 turbochargers (TC) VTR 401-2. To elimination of a surging, it was necessary reduce loading of ME to the safe level. This action caused the ship’s speed to fall from 11 – 10 to 4 knots which resulted in worsening of the ship’s maneuverability characteristics and lead to the failure to provide the ship’s service speed stipulated in the contractual arrangements.

Existence of this problem instigated the shipowner to charge us as experts with the mission of carrying out appropriate investigations and working out recommendations as to how to prevent and eliminate surging of TC. This task was solved on the m/v “Socofl Star”.

Based on results the ME shop test and trial test of the vessel and also

the saved-up data of work of ME in various conditions of swimming, the analysis of the causes of a surge of the TC was made. It is established that small values of safety factor of stability of the compressor of TC on a surging – K_{CT} which are not allowing to ensure effective functioning of TC on the main modes of loading of ME are its reason.

For increase in area of steady work of TC it is necessary to reduce the hydraulic resistance of components of the Air-Gas Path (AGP) of the ME which can be realized by changes in a design of units of air supply and gas exchange or reduction of productivity and extent of increase in pressure of air in the compressor of TC.

Under operating conditions vessels an optimal solution an objective is removal of a part of blowing-off air after compressor of the TC. The air can be discharged into the flue gas header after the waste heat recovery boiler or directly into the atmosphere. This allowed the shipowner not to make constructive changes to the components of the AGP of ME and TC.

The description of the operated unloading device controlled remotely on removal of air which ensures effective functioning of TC and ME that is confirmed by results of natural tests and the subsequent operating experience of vessels of the “Socofl Star” series is provided.