

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ
МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ ДЕРЖАВНОЇ АДМІНІСТРАЦІЇ

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

МАТЕРІАЛИ

XIII міжнародної науково-технічної конференції

27-28 жовтня 2022 року

*Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9 м. Миколаїв*

Миколаїв
Видавець Торубара В. В.
2022

УДК 001.895:629.5
I-66

ОРГАНІЗАТОРИ КОНФЕРЕНЦІЇ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ
МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ ДЕРЖАВНОЇ АДМІНІСТРАЦІЇ

ПАРТНЕРИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Міністерство інфраструктури України: ДП «Адміністрація морських портів», ДП «Адміністрація річкових портів» (Україна); ДП СК «Ольвія» (Україна); ДП «Дослідно-проектний центр кораблебудування» (Україна); Південний науковий центр НАН України і МОН України (Україна); Головне управління Державної служби з надзвичайних ситуацій України у Миколаївській області (Україна); Національний університет «Одеська національна академія» (Україна); Одеський національний морський університет (Україна); Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка (Україна); Черкаський державний технологічний університет (Україна); Національний авіаційний університет (Україна); Компанія «АМІКО ГРУПП» (Україна); Морське інженерне бюро (Україна); АТ «Завод «Екватор» (Україна); Асоціація ветеранів Військово-морських сил України (Україна); Харбінський інженерний університет (Китай); Університет науки і технологій Цзянсу (Китай); Шаньдунський науково-технічний університет (Китай); Таджикиський технічний університет ім. академіка М.С. Осими (Таджикистан); Гданьський технологічний університет (Польща); Західно-Померанський технологічний університет (Польща); Кошалінський технічний університет (Польща); Батумський навчально-навігаційний університет (Грузія)

ІНФОРМАЦІЙНІ ПАРТНЕРИ:

ТОВ «Видавничий дім «Гельветика»; науковий журнал «Shipbuilding & marine infrastructure»; журнал «Судноплавство»;

**Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами.
Претензії до організаторів не приймаються.**

Відповідальний за випуск:
Павлов Геннадій Вікторович

I-66 **Інновації в судобудуванні та океанотехніці** : Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : Видавець Торубара В.В., 2022. — 620 с.

ISBN 978-617-7472-99-4

У збірнику наведені матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в судобудуванні та океанотехніці». Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 001.895:629.5

ISBN 978-617-7472-99-4

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2022

isentropic.

The efficiency of the entire ejector can be defined as the ratio of the energy used to the energy spent on the ejection, i.e.

$$\eta_{ej} = \frac{G_{t3} h}{G_{ej} (H - h)} = \frac{u}{\frac{H}{h} - 1},$$

where $H = p_a - p_4$ – pressure difference during ejection air leakage; $h = p_5 - p_4$ – the pressure difference created by the jet device.

Pressure losses during energy conversion in various parts of the ejection device can be characterized by the efficiency coefficients of these parts. Approximate values of these coefficients (based on the experience of designing and operating steam jet ejectors of steam turbine power plants) are within the range of: nozzle efficiency $\eta_1 = 0.95 - 0.97$; efficiency of the entrance to the mixing chamber $\eta_2 = 0.80 - 0.92$; efficiency of the mixing process $\eta_\chi = 0.95 - 0.97$; diffuser efficiency $\eta_3 = 0.70 - 0.85$ [3].

The results of studies of steam jet ejectors of steam turbine power plants within $u = 0.1 - 3.0$ та $\beta = 0 - 1$ [3] indicate that the optimal values of the coefficient β depend on the values of the ejection coefficient u . The less u , the lower it should be β . The graphs of the ejector efficiency values are quite flat near the maximum, which allows to choose the optimal values for practical calculations β , close to the absolute maximum, without using mathematical calculations of the ejector efficiency every time.

The developed method of calculating the gas turbine unit with ejection over-expansion of gas in the turbine can be used for designing and researching the parameters of the gas turbine unit of this type.

REFERENCES

- [1] Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч. 1. Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. 216 с.
- [2] Patlaichuk V. M., Patlaichuk O. V., Borschov O. M. Design of gas turbine unit with ejection over-expansion of gas in the turbine. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: XII Міжнародна науково-технічна конференція: матеріали*. Миколаїв: НУК, 2021. С. 219-221.
- [3] Романовський Г. Ф., Ващенко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
- [4] Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. М.: ГНТИМЛ, 1976. 427 с.

УДК 621.438 (075)

ВПЛИВ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ ГАЗУ В ТУРБІНІ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ НА ЙОГО ЕФЕКТИВНІСТЬ

Патлайчук В. М. кандидат технічних наук, завідувач кафедри турбін

Борщов О. М., студент гр.6231м

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

volodymyr.patlaichuk@nuos.edu.ua

Анотація. Розглянуто вплив перерозширення газу в силовій турбіні газотурбінного агрегату на його ефективність. Дослідження виконувалось на прикладі газотурбінного

агрегату, який використовує для евакуації випускних газів в атмосферу повітряноструйний ежектор. Одержані результати порівнювались з ефективністю ГТА простого циклу, яка розраховувалась на аналогічні вхідні параметри.

Ключові слова: газотурбінна установка; повітряноструйний ежектор; перерозширення газу; особливості конструкції; теплоперепад.

Вплив перерозширення газу в турбінній частині газотурбінного агрегату на його ефективність досліджувався на прикладі газотурбінного агрегату, який використовує для евакуації випускних газів в атмосферу повітряноструйний ежектор. Питання розробки конструкції такого агрегату розглянуті в роботі [1].

У ролі базового газотурбінного агрегата використовувалась конструкція з двокаскадним газогенератором та вільною силовою турбіною [2]. Передбачалося, що відбір повітря на ежекційний пристрій здійснюється з проміжних ступенів компресорної частини ГТА. Повітряноструйний ежектор кільцевої форми розташований безпосередньо за силовою турбіною агрегата після стійки задньої опори.

Теплові розрахунки газотурбінного агрегата з ежекційним перерозширенням газу в турбіні проводилися відповідно до розробленої методики при деяких змінних початкових параметрах. Дискретно варіювалися:

1) коефіцієнт ежекції u (приймаємі значення – 0,3; 1,0 та 3,0);

2) тиск за силовою турбіною p_4 – *глибина перерозширення* (приймаємі значення – 20, 40, 60, 80 та 100 кПа).

Кожному приймаємому значенню коефіцієнта ежекції u відповідали максимальне значення ККД ежектора $\eta_{\text{еж}}$ та оптимальне значення коефіцієнта β , які обирались за рекомендаціями [3].

Розрахунки обмежувалися мінімальним значенням тиску в камері змішання ежекційного пристрою $p_\beta = 5$ кПа.

Відповідно до цього мінімальний тиск газу на виході з силової турбіни становив:

– для коефіцієнта ежекції $u = 0,3$: $p_4^{\min} = 17,7$ кПа;

– для коефіцієнта ежекції $u = 1,0$: $p_4^{\min} = 35,3$ кПа;

– для коефіцієнта ежекції $u = 3,0$: $p_4^{\min} = 48,6$ кПа.

Втрати тиску ежекційного повітря на шляху від місця відбору у компресорі до ежектора приймалися рівними 10 %.

Параметри, безпосередньо не пов'язані з роботою ежекційного пристрою, приймалися такими ж як і для газотурбінного агрегата простого циклу, розрахунок якого було здійснено заздалегідь.

У всіх варіантах розрахунок проводився для однакової потужності газотурбінного агрегата на клеммах генератора 25 МВт, однакових початкової температури газу 1500 К та міри підвищення тиску у компресорі $\pi_\kappa = 22$. У ролі палива використовувався природний газ з теплотворною здатністю 50 032 кДж/кг.

Залежність ККД газотурбінного агрегата на клеммах генератора від тиску за силовою турбіною, визначену за результатами розрахунків, наведено на рис. 1. На цьому ж графіку для порівняння також вказано значення ККД газотурбінного агрегата простого термодинамічного циклу.

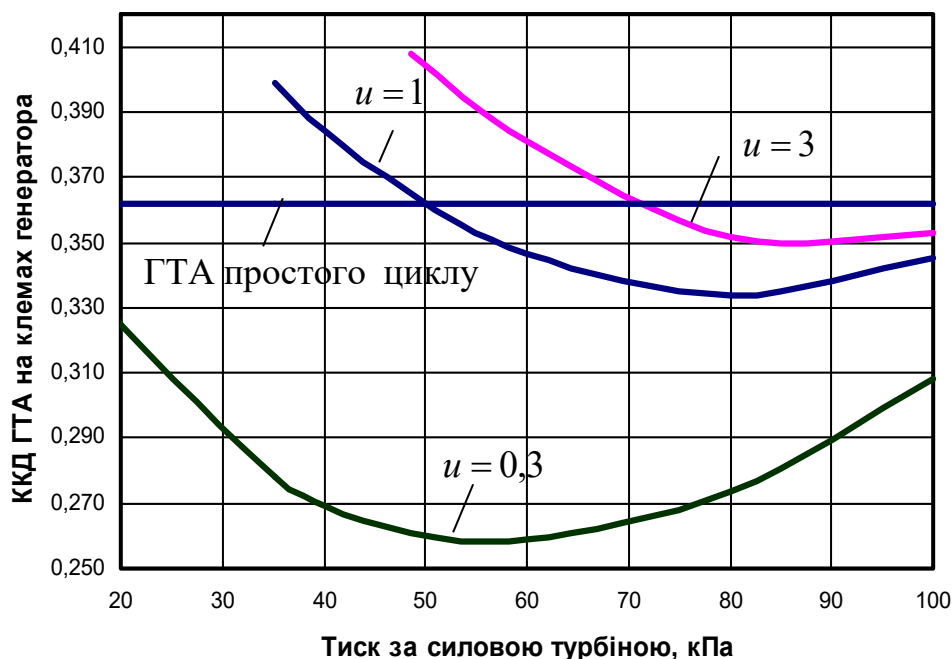


Рис. 1. Залежність ККД газотурбінного агрегата на клемі генератора від тиску за силовою турбіною

Результати розрахунків свідчать про те, що:

1) Залежність ККД газотурбінного агрегата від глибини перерозширення для усіх обраних значень коефіцієнта ежекції має оптимум. Це пояснюється неоднозначним впливом ежекційного перерозширення на ефективність ГТА. З одного боку, ККД збільшується через збільшення перероблюваного в турбіні теплоперепадку. З іншого боку, на роботу ежектора відбирається з проміжних ступенів компресора значна кількість повітря, на стиснення якого вже була витрачена потужність турбіни, що веде до зменшення ККД.

2) Неоднозначність впливу перерозширення на ККД газотурбінного агрегата є причиною того, що позитивний результат від зміни конструкції досягається лише при тиску за силовою турбіною, меншому ніж 70 кПа, та й то не для всіх значень коефіцієнта ежекції u .

3) Більші значення коефіцієнта ежекції u призводять до більшої ефективності газотурбінного агрегата. Це пояснюється меншою загальною кількістю повітря, відбираемого від компресора на ежекцію. Навіть якщо ККД ежектора при цьому буде гіршим.

4) В досліджуваному інтервалі параметрів найбільше значення ККД газотурбінного агрегата з перерозширенням сягає 0,408. Для порівняння ефективність базового ГТА простого циклу становить 0,362.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Патлайчук В. М., Патлайчук О. В., Борщов О. М. Розробка конструкції газотурбінного агрегату з ежекційним перерозширенням газу в турбіні. *Суднова енергетика: стан та проблеми*: Х Міжнародна науково-технічна конференція: матеріали. Миколаїв: НУК, 2021. С. 51-55.
- [2] Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч. 1. Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. 216 с.
- [3] Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. М.: ГНТИМЛ, 1976. 427 с.

Influence of gas over-expansion in the turbine of a gas turbine unit on its efficiency

Patlaichuk V. M., Head of the Department of Turbines, Borschov O. M., student, group 6231m, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine

Abstract. The effect of gas over-expansion in the power turbine of the gas turbine unit on its efficiency is considered. The research was carried out on the example of a gas turbine unit that uses an air jet ejector to evacuate exhaust gases into the atmosphere. The obtained results were compared with the efficiency of the simple cycle gas turbine unit, which was calculated for similar input parameters.

Keywords: gas turbine unit; air-jet ejector; gas over-expansion; design features; heat drop.

УДК 629.5**EFFICIENCY OF THE FLOATING ELECTRICITY POWER GENERATION WITH DUAL FUEL LOW-SPEED ENGINES**

Borys Tymoshevskyy¹, Dr.E.Sc, prof., **Mykhaylo Tkach²** Dr.E.Sc, prof.,
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

¹borys.tymoshevski@nuos.edu.ua ²mykhaylo.tkach@gmail.com

Abstract. The problem of the efficient electricity production increasing on the floating power plants board is significant actual at present. Low-speed dual fuel engines usage for solving this problem is reviewed. Floating power plants have some advantages: less building and tax cost, flexible, decentralized power generation and mobility and do not require a large site. Until present, medium-speed 4-stroke diesel engines are the main one on these floating power plants. Low fuel specific fuel consumption, reliability, acceptable mass and dimensions allow to taken a leading positions on floating power plants. But unfortunately, medium-speed engines power is not over 20,000 kW and all known floating power plants include from 8 up to 20 of engines for reaching power of 300 MW and more. It makes problems in designing and arrangement equipment in engine rooms, servicing and increasing capital cost. Low-speed dual fuel engines of large power, high supercharging, and low-grade heat recovery allow solve this problem. The technically and economically efficiency of this facility is proved. The advantages of the proposed technical solutions are shown.

Keywords: low-speed engine, dual fuel, waste energy recovery, floating power plant.

1. Introduction. At present, energy management and scientists are forcing implementation of the new ways for decreasing of electricity generation cost [1, 2, 3]. Achieving of this goal is possible, due to decreasing electricity energy the cost and taxes due to high efficient engines usage and waste energy recovery. Floating power plants on the base of medium-speed reciprocating engines [4 – 7] are known. These power plants have certain benefits upon stationary located power generation plants. Floating power stations can take advantage of minimal environmental impact and a small coastal land area is required. The floating power plants require minimum investment risk due to the mobility and adaptability.

The most spread are MAN M&W G and Wärtsilä-Sulzer diesel and dual fuel engines. This engine's efficiency is 0.175...0.190 kg/kWh and high enough. At present, energy market requires a power range of 60 MW up to 400 MW. Its require 8...20 medium-speed engine's. Large quantity of multi-cylinder engines creates certain problems in general arrangement and equipment's services. Fix these disadvantages is possible due to using of more power and efficient engines. The efficient high power low-speed engines have specific fuel consumption in a range of 0.156...0.160 kg/kWh. But, unfortunately, waste heat energy is much significant. Their waste heat is not recovery efficient until now and we cannot neglect these resources usage, especially of high fuel costs situation.