

Сікерін Вячеслав Євгенійович, магістрант, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Стукал Ірина Сергіївна, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Чебаненко Віталій Віталійович, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Янковський Денис Олександрович, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф. Херсонська державна морська академія, ewbelousov67@gmail.com

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ГАЗОПОДАЮЧОГО МОДУЛЯ МАЛООБОРОТНОГО ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

У 2018 році Міжнародна морська організація прийняла амбітну програму скорочення викидів парникових газів до 2050 року вдвічі, порівняно з рівнем 2008 [1]. Як проміжний етап досягнення поставлених цілей виробники суднових двотактних малооборотних двигунів розглядають можливість використання в них газових палив на основі природного газу або пропан-бутанових сумішей. Це дозволяє приблизно на 30% скоротити викиди діоксиду вуглецю (CO_2), а також повністю виключити викиди продуктів згоряння сірки (SO_x), на 90% знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і на 30% знизити викиди твердих частинок [2]. Відсутність рідких фракцій унеможливило розрідження олії в зоні роботи поршневих кілець, що призводить до поліпшення умов змащення. В результаті ресурс двигунів, що працюють на газі, може бути збільшений в 1,3...1,5 рази, в стільки ж знижено витрати на їх обслуговування та ремонт.

Однак широкому впровадженню технологій використання газових палив перешкоджає ряд обмежень пов'язаних з особливостями організації робочого процесу у двотактних двигунах, що не дозволяють повною мірою застосувати для них наявний досвід, накопичений у чотиритактних суднових двигунах. На поточний момент, намітилися два принципово різні підходи – подача газового палива безпосередньо в робочий циліндр на початку такту стиснення під відносно низьким тиском і впорскування газового палива під високим тиском в камеру згоряння відразу після займання запальної порції рідкого палива [2-4]. Кожному з цих методів властиві переваги та певний набір недоліків [5].

Двигуни обладнані системами низького тиску мають простішу конструкцію, більш безпечні в експлуатації, але мають суттєвий недолік пов'язаний з великою вірогідністю виникнення детонаційного згоряння, особливо при зміні навантаження. Це пояснюється достатньо великим часом перебування газового палива у робочому циліндрі, яке подається на початку процесу стиснення, коли тиск циклу не перевищує 1,6 МПа [3]. Це дозволяє суттєво спростити систему подачі, скоротити витрати на стиснення газового палива у системі подачі, однак веде до того, що під час досить тривалого

стискання газоповітряної суміші в ній утворюються пероксиди, які є первинними комплексами, що провокують виникнення осередків детонаційного згоряння. Таким чином, зміщення процесу подачі газу до робочого циліндра, є суттєвим заходом, який дозволяє зменшити вірогідність виникнення детонації [6].

Раніше авторами [6, 7] було показано, що крім вже реалізованих технічних рішень можуть бути використані інші підходи, пов'язані з подачею газового палива в робочий циліндр під тиском 4,0...6,0 МПа, які дозволяють поєднувати у собі переваги обох практично реалізованих методів і значно скоротити властиві їм недоліки. Зокрема, як ефективний метод боротьби з детонаційним згорянням, що має місце в двигунах низького тиску, є скорочення часу перебування газоповітряної суміші в робочому циліндрі двигуна на такті стиснення [7]. У свою чергу, цей час залежить від тиску, під яким газове паливо підводиться до газоподаючого модулю і від особливостей його витоку через проточну частину цього пристрою [8]. Для дослідження процесів подачі газового палива в робочий циліндр під тисками в діапазоні 1,0...6,0 МПа, була розроблена тривимірна модель модуля газопостачання в середовищі SolidWorks [8]. Модель дозволяє дослідити вплив конструктивних особливостей проточної частини на формування траєкторій руху газового палива і параметри його витоку в робочий циліндр в умовах змінного протитиску на такті стиснення (рис. 1).

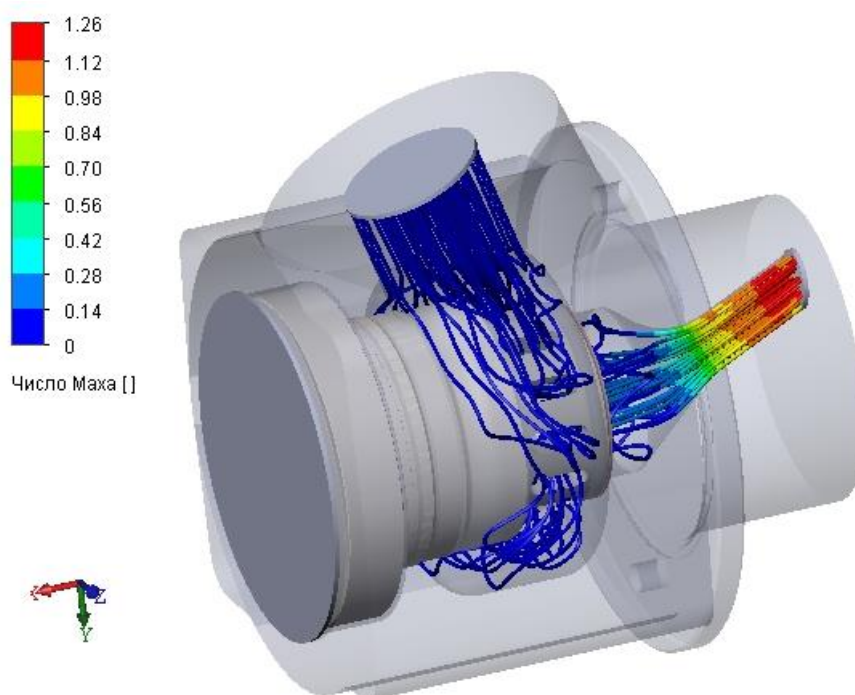


Рисунок 1 – Зміни витратних характеристик на зрізі соплового каналу газоподаючого модуля, траєкторії та розподіл швидкостей вздовж газового тракту

Використання газодинамічного моделювання в тривимірній поставці

дозволяє, варіюючи окремими геометричними параметрами проточної частини газового модуля і тиск газового палива перед ним, отримувати параметри потоку на виході з соплового каналу в робочий циліндр для будь-якого протитиску в робочому циліндрі. Приклад моделювання формування траєкторій газових потоків і розподіл швидкості (у долях від числа Маха) в газоподаючому модулі представлено на рис. 1. Показано зміну швидкості потоку вздовж траєкторії руху газового палива.

Проведене дослідження показало, що оптимізація профілю вихідної частини каналу дозволяє в 1,45...1,55 рази збільшити його пропускну здатність і зрушити область подачі повної циклової порції ближче до ВМТ, скоротивши час подачі з 0,03 до 0,0167 с, тобто в 1,8 рази (для перерізу 500 мм²). У цьому випадку точка переходу характеру витoku з закритичного у докритичний зсувається ближче до ВМТ. Зміна режиму відбувається, коли поршень проходить 90% свого ходу, у той час як для циліндричного каналу стандартної конструкції це відбувається при проходженні поршнем 73% робочого ходу. У той же час момент початку подачі зрушується ближче до ВМТ, внаслідок чого частка ходу стиснення газоповітряної суміші скорочується на 45...48%.

Література

1. Weisser, G. Greenhouse Gas (GHG) Emissions from LNG Engines. Review of the Two-Stroke Engine Emission Footprint. / G. Weisser, D. Schneiter, I. Nyland // CIMAC Congress, Paper №. 426, Vancouver, 2019 – 15 p.
2. Juliussen, L.R. MAN B&W ME-GI Engines. Recent research and results. / L.R. Juliussen, M.J. Kryger, A. Andreasen // MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, 2012. – 6 p.
3. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. / R. Wettstein // AJOUR Conference, Odense, 2014. – 31 p.
4. Белоусов, Е.В. Исследование процессов топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низького давления. / Белоусов Е.В., Варбанец Р.А, Савчук В.П., Грицук И.В., Вербовский В.С. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – 2019. – № 1. – С 27-33. Doi: 10.20998/0419-8719.2019.1.05
5. Белоусов, Е.В. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. – С. 81-88.
6. Belousov, E. Research of the Gas Fuel Supply Process on the Compression Stroke in Ship's Low-Speed Gas-Diesel Engines / E. Belousov, A. Marchenko, I. Gritsuk, V. Savchuk, N. Bulgakov, V. Mitienkova, M. Ahieiev, O. Samarin, R. Vrublevskiy, M. Volodarets, Y. Kalashnikov, S. Pronin // SAE Technical Paper 2020-01-2107, 2020. – 14 p. doi:10.4271/2020-01-2107.
7. Белоусов, Е.В. Организация внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, И.В. Грицук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №2. – С.

13-16.

8. Марченко, А.П. Исследование влияния давления подачи и сечений сопловых каналов на процессы топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления / А.П. Марченко, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2020. – № 1. – С 6-12.

Тесленко Едуард Вікторович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dvs@khadi.kharkov.ua

Савич Дмитро Васильович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сироватський Леонід Віталійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РОЗРОБКА ЗАГАЛЬНОГО ВИДУ КЛАПАННОГО МЕХАНІЗМУ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ КЛАПАНІВ

Механізм ГРМ має такі конструктивні особливості.

Кришка циліндра має плоску конструкцію у вигляді плити товщиною 22 мм. В кришці циліндра виконана розточка під циліндр діаметром 92 мм і дві розточки під корпуси впускного і випускного клапанів. Розточки під клапани розташовані під клапанами під кутом 30° один до одного. Така конструкція дозволяє дещо збільшити діаметри головок клапанів і підвищити їх пропускну спроможність. Крім того, вона дозволяє розташувати елементи привода, які знаходяться над кришкою. В кришці також розташовані отвори для елементів кріплення корпусів клапанів до кришки.

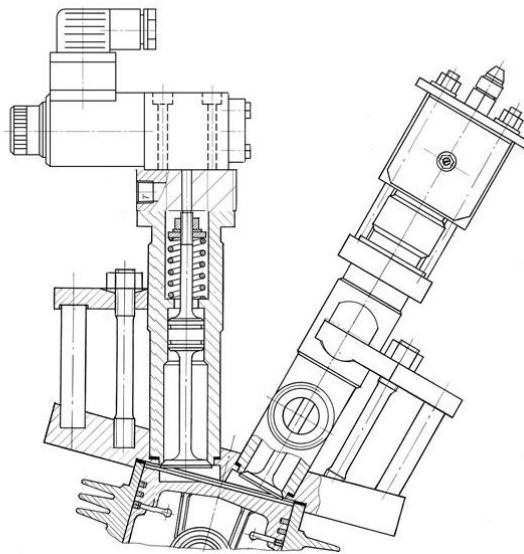


Рисунок 1 – Загальний вид клапанного механізму з гідравлічним приводом клапанів