

УДК Б21. 43Б

О. В. ТРИНЬОВ, О. О. КАРНАУХОВ, Ю. О. КАФТАНОВ**РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПОЛІПШЕННЯ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ВИПУСКНОГО КЛАПАНА ФОРСОВАНОГО ТЕПЛОВИЗНОГО ДИЗЕЛЯ**

Аналізуються шляхи поліпшення теплонапруженого стану випускного клапана форсованого тепловозного дизеля у спряженні клапан – напрямна втулка. Вибір можливих шляхів поліпшення умов роботи спряження і в цілому клапанного вузла базується на проведенню аналізі патентів, результатів розрахункових і експериментальних досліджень. Як основний засіб підвищення надійності клапанного вузла форсованого тепловозного дизеля розглядається локальне повітряне охолодження напрямної втулки, передбачається автоматичне управління тепловим станом вузла.

Ключові слова: форсований тепловозний дизель, клапанний вузол, теплонапружений стан, локальне повітряне охолодження.

Анализируются пути улучшения теплонапряженного состояния выпускного клапана форсированного тепловозного дизеля в сопряжении клапан – направляющая втулка. Выбор возможных путей улучшения условий работы сопряжения и в целом клапанного узла базируется на проведенном анализе патентов, результатов расчетных и экспериментальных исследований. Как основное средство повышения надежности клапанного узла форсированного тепловозного дизеля рассматривается локальное воздушное охлаждение направляющей втулки, предусматривается автоматическое управление тепловым состоянием узла.

Ключевые слова: форсированный тепловозный дизель, клапанный узел, теплонапряженное состояние, локальное воздушное охлаждение.

Analyzed ways to improve teplotereno state of the forced exhaust valve of a locomotive diesel engine to the pair of valve guide Bush. The choice of possible ways of improving the working conditions of pairing, and in General, the orifice is based on the analysis of patents, results of numerical and experimental studies. As a primary means of improving the reliability of orifice forced diesel diesel is considered a local air cooling of the guide sleeve, provides for automatic control of the thermal state of the node.

Key words: boosted diesel, orifice, teplosnabjenie state, local air coolin.

Вступ. Поліпшення теплонапруженого стану (ТНС) випускних клапанів, що особливо важливо для високофорсованих, термічно і механічно навантажених тепловозних ДВЗ, досягається в більшості випадків заходами, направленими на зменшення експлуатаційних температур деталей клапанного вузла, температурних градієнтів в клапані. При цьому важливим є комплексний підхід при вирішенні поставленої проблеми, який в той же час можна практично реалізувати шляхом автоматичного підтримання, регулювання заданих температур не лише випускного клапана, а також і контактуючих з ним деталей клапанного вузла (сідло клапана, напрямна втулка).

Надійна робота найбільш теплонапружених деталей камери згорання (КЗ) тепловозного дизеля, зокрема клапанного вузла, які й визначають його моторесурс у поєднанні з високою паливною економічністю, залишаються і на сьогоднішній день основними критеріями для оцінки перспективності конструкції тепловозного дизеля. Тепловий стан клапанного вузла є визначальним фактором, який впливає на надійну роботу вузла, на його моторесурс.

В представленому дослідженні його об'єктом є клапанний вузол тепловозного дизеля 16ЧН 25/27(2Д70, 3Д70) та його модифікацій (Д80) виробництва ДП завод ім. В.О. Малишева (м. Харків). Як показали проведені в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» розрахункові і експериментальні дослідження, ефективним засобом поліпшення теплового стану вузла, підвищення надійності може стати локальне повітряне охолодження (ЛПО) як окремої деталі, так і одночасно декількох деталей вузла у

поєднанні з іншими конструктивними удосконаленнями та автоматизацією процесів охолодження в залежності від рівня термічного навантажування деталі на даному експлуатаційному режимі. При цьому також необхідно проаналізувати такі чинники як енергетичні витрати двигуна на функціонування системи ЛПО, пристосованість конструкції ДВЗ, зокрема циліндрової кришки, до розміщення додаткових каналів і порожнин для циркуляції стиснутого повітря. Важливим моментом для практичної реалізації системи ЛПО на двигуні серійного виробництва є також пристосованість силової установки – локомотива до розміщення додаткового обладнання, зокрема повітряного компресора та привідних елементів.

Таким чином, з огляду на подальше зростання вимог до надійності, тепловозних дизелів з перспективним рівнем форсування, розробка, дослідження і запровадження у виробництво нових конструктивних рішень, які дозволяють в умовах експлуатації підтримувати загальний тепловий стан деталей КЗ, зокрема клапанного вузла, є актуальним.

Проведений етап дослідження включав експериментальну частину – безмоторний експеримент з моделюванням роботи ЛПО, а також розрахункову частину.

Розрахункова частина НДР виконується з використанням програмного забезпечення КРОК(розробник - ППМаш НАН України), побудованого на основі методу скінчених елементів (МСЕ), та раніше отриманих на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» результатів з моделювання ТНС деталей клапанного вузла.

© О. В. Триньов, О. О. Карнаухов, Ю. О. Кафтанов, 2017

Аналіз публікацій за тематикою дослідження. Об'єктом дослідження як зазначалося, є тепловозний дизель 3Д70 (16СН 25/27, $N_e=2940$ кВт, $n=1000$ хв⁻¹) та його модифікації. Конструктивні особливості цього двигуна, найбільш напружених деталей КЗ розглядаються, наприклад в публікаціях [1,2]. В зазначених публікаціях в значній мірі представлені результати численних експериментальних випробувань дизелів Д70 з термометрією та тензометрією базових деталей.

В роботі [1], зокрема, зазначено, що випускні клапани працюють в найбільш важких температурних умовах. В період процесів стиснення, згорання, розширення теплові потоки сприймаються тарілкою клапана, відведення тепла відбувається головним чином через опорну фаску тарілки в сідло в циліндровій кришці, а також через стрижень клапана в напрямну втулку. На такті випуску швидкість відпрацьованих газів досягає 500 -600 м/с, а їх температура в момент відкриття клапанів становить близько 1000 °С, відпрацьовані гази в цей період нагрівають всю поверхню випускного клапана, а тепловідведення при цьому здійснюється лише через стрижень до напрямної втулки. Заміряні в моторному експерименті температури склали 650 °С в центральній частині тарілки та близько 560 °С в зоні опорної фаски. Умови тепловідведення від випускного клапана погіршуються також внаслідок забруднення опорної фаски продуктами згорання. Значні перепади температур в радіальному напрямку (90-100 °С) сприяють виникненню значних напружень розтягування на периферії тарілки [1].

Детальний опис теплообмінних процесів в клапанному вузлі тепловозного дизеля 3Д70 з методикою визначення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності знаходимо у фундаментальній роботі проф. Г.Б. Розенбліта [2], а також в роботі [3].

Автором [2,3] були отримані розрахункові залежності для коефіцієнтів теплопередачі, які входять в рівняння для визначення теплових потоків по клапану.

В роботі [4] представлені результати розрахункових досліджень ТНС випускних клапанів тепловозних дизелів Д70 і Д80, проведених на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП». При цьому до розгляду було залучено результати термометрії клапанного вузла на контрольному режимі тепловозного дизеля Д70 ($N_e=2940$ кВт, $n=1000$ хв⁻¹), які належать проф. Розенбліту Г.Б.[2,3].

Зазначений номінальний режим в роботі [4] обирається за базовий при подальших розрахунках ТНС варіантів клапанів в даному дослідженні.

За результатами розрахунків [4] температурне поле базового варіанта ($p_e=1,73$ МПа) добре узгоджувалося як по рівню температур, так і по характеру проходження ізотерм з результатами проф. Розенбліта, отриманими безпосередньо в моторному експерименті [3]. Для базового варіанта

температура тарілки, за розрахунком, змінюється від 600 °С в центрі тарілки клапана до 520 -530 °С в зоні опорної фаски. Температура стрижня клапана змінюється по висоті від 550 °С в нижній частині до 120 °С у верхній.

Для форсованого варіанта [4] ($p_e=2,33$ МПа) відмічається приріст в середньому на 200 - 225 °С по всім контрольним точкам і зонам. Максимальна температура тарілки зростає до 825 °С, в зоні опорної фаски – до 760 °С. Температура стрижня клапана вздовж напрямної втулки змінюється відповідно від 760 до 230 °С, що навіть без урахування змін в складових напружено – деформованого стану, приросту теплових деформацій значно погіршує у мови змачення в спряженні стрижень – напрямна втулка. Слід зауважити, що критичний рівень температур в цьому спряженні вимагає додаткових заходів для забезпечення надійної роботи клапана, наприклад вживання додаткового, локального охолодження цієї зони на найбільш термічнонапружених режимах.

Розглянемо найбільш поширені заходи і такі, що вже знайшли практичне використання на тепловозних ДВЗ для зниження термічної напруженості деталей клапанного вузла.

В роботах [1, 5] приводяться результати експериментального дослідження впливу продувки насамперед на основні економічні показники середньообертового дизеля Д70, а також на тепловий стан деталей КЗ, зокрема випускних клапанів. Дослідження проводилося на одноциліндровому відсіку дизеля Д70 з метою підвищення економічності за рахунок інтенсивної продувки і збільшення кута перекриття ϕ . В ході експерименту хромель - алюмелевими термопарами вимірювалися температури поршня, днища циліндрової кришки та в центральній частині тарілок випускних клапанів.

Основні позитивні результати по економічності були отримані на часткових режимах тепловозної характеристики при збільшенні кута ϕ від 95° до 125° -140° п.к.в. При цьому перекриття клапанів на часткових режимах помітно впливає на температуру деталей КЗ. Так, наприклад, на режимі з $n=740$ хв⁻¹ збільшення ϕ від 125° до 140° п.к.в. при рівній потужності знижує температуру випускного клапана з 585 °С до 540 °С.

Необхідність забезпечення надійної роботи деталей КЗ, особливо теплонапружених, форсованих ДВЗ з високими техніко – економічними показниками, привели до появи в останні роки конструктивних рішень (теплозахисні кожухи, екрани, покриття), направлених на тепловий захист деталей клапанного механізму. Розробці нових матеріалів на основі кераміки і металокераміки (оксиди алюмінію і магнію, діоксид цирконію, нітрид кремнію та інші), а також способам їх з'єднання з основними матеріалами деталей КЗ в останні роки приділялась особлива увага. Це пояснюється високими теплоізолюючими

властивостями таких матеріалів, а також намаганнями розробників реалізувати на практиці ідею адіабатного двигуна. Так в роботі [6] розглядаються результати фірми Eaton (США) по зниженню теплонапруженості випускних клапанів з використанням теплових бар'єрів: цирконієве покриття тарілки клапана, захисне додатково штампованою накладкою з жароміцного матеріалу на основі нікелю. Випробування клапанів з таким бар'єрами на дизелі Cummins NTC – 359, а також виконав розрахункові дослідження температурного стану за допомогою МСЕ підтвердили можливість зменшення теплових потоків, підведених до клапан, на 40 -50%, а в перспективі до 75%. В більшості публікацій, так само як і у згаданій, автори відзначають проблеми технічного характеру, пов'язані з забезпеченням надійності таких клапанів в умовах експлуатації, а також суттєве зростання вартості таких клапанів [6].

Системи охолодження клапанного вузла, в яких для охолодження використовується стиснене повітря, відрізняються від систем масляного і водяного охолодження простотою, технологічністю виготовлення і надійністю в експлуатації, хоча й поступаються у тепловідвідній здатності. Простота і надійність, а також оснащеність сучасних тепловозних дизелів системами наддування, привідними повітряними компресорами, системами автоматичного регулювання теплового стану, які зменшують енергетичні витрати по двигуну, розширюють можливості практичного використання таких систем на форсованих ДВЗ.

Про розповсюдженість таких систем локального повітряного охолодження свідчить аналіз науково – технічних видань, патентів на винаходи [4,7,8]. Так в публікації [7] описано пристрій для охолодження випускного клапана, в якому передбачається подача стисненого повітря по центральному каналу в стрижні клапана і далі у порожнину в тарілці клапана. При цьому охолоджуюче повітря виходить у випускний тракт через наскрізні отвори в стінці тарілки, які розміщені між ущільнюючою опорною фаскою і стрижнем. Порожнисте сидло клапана охолоджується таким же чином [7].

Пропонується [8] система локального повітряного охолодження (ЛПО) випускного клапана дизеля з турбонадувом, для охолодження повітря відбирається з порожнини за компресором і по каналам в ГЦ надходить в кільцевий канал між сидлом клапана і його гніздом в ГЦ. З кільцевого каналу через отвори в сидлі охолоджуюче повітря витікає у випускний тракт. Охолоджуючий ефект досягається як за рахунок обдування тарілки клапана, так і за рахунок відведення тепла від клапана через охолоджуване сидло. Повітряне охолодження в такому виконанні відрізняється простотою і особливо ефективно при роботі середньообертового дизеля на важкому паливі зі значним вмістом сірки [8].

Проведений аналіз літературних джерел показав перспективність використання ЛПО клапанного вузла для підвищення надійності форсованих тепловозних дизелів.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є поліпшення техніко – економічних показників форсованих тепловозних дизелів за рахунок використання ЛПО деталей клапанного вузла, а саме напрямної втулки випускного клапана.

Задачі дослідження на даному етапі НДР зводяться до розробки математичної моделі (ММ) стаціонарного ТНС випускного клапана форсованого тепловозного дизеля з елементами локального охолодження (напрямна втулка). Вирішуються також задачі уточнення ММ в безмоторному експерименті, оцінюються при цьому енергетичні витрати, необхідні для функціонування системи ЛПО на серійному дизелі, розробляються рекомендації щодо практичного використання запропонованих заходів. Передбачається також на основі отриманих результатів розробка системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) випускного клапан з декількома контурами охолодження деталей клапанного вузла.

Основні результати. Проведена робота включала експериментальну та розрахункову частину.

Проведений безмоторний експеримент мав за мету уточнення ГУ задачі теплопровідності для випускного клапана на ділянках стрижня клапана, які контактують з напрямною втулкою, за умови локального охолодження зовнішньої поверхні втулки стисненим повітрям. Крім визначення температури напрямної втулки в трьох контрольних точках, розміщених рівномірно по висоті втулки, визначалась динаміка зміни температур в часі, витрати повітря через контур охолодження напрямної втулки. В цілому отримані результати експериментальних випробувань необхідні для розширення можливостей математичного моделювання (варіанти з охолодженням напрямної втулки) ТНС випускного клапана форсованого тепловозного дизеля, також можуть бути використані як вихідна, первинна інформація для розробки САРТС клапанного вузла з декількома контурами охолодження.

Важливість проведеного експерименту для уточнення ГЦ зумовлена складністю розрахункового моделювання теплообмінних процесів в спряженні стрижень клапана - напрямна втулка. Так, як зазначається в роботі [2], значення коефіцієнтів тепловіддачі в цьому спряженні можуть змінюватися по висоті напрямної втулки саме цього тепловозного дизеля в дуже широких межах - від 250 до 2000 Вт/(м²К). Такий широкий діапазон значень коефіцієнта тепловіддачі робить неможливим проведення уточненого математичного аналізу теплового і напружено-деформованого стану напрямної втулки і клапана.

Локальне охолодження напрямної втулки, як показав проведений експеримент, має суттєвий вплив на теплообмін в цьому спряженні і також вимагає корегування ГУ.

Підготовка до безмоторного експерименту включала препарування напрямної втулки та виготовлення вузла охолодження, в якому встановлювалась напрямна втулка і до якого підводилося стиснення повітря від компресора. Конструкція вузла в цілому передбачала розміщення двох контурів охолодження: контур напрямної втулки; контур охолодження сідла випускного клапана.

На рис. 1 представлено загальний вид препарованої термопарами напрямної втулки. Для проведення термометрії втулки були використані три хромель - алюмелеві термопари з діаметром провідника 0,2 мм, діаметр "гарячого спаю становив 0,7 мм." Гарячий спай встановлювався в наскрізному отворі, виконаному в стінці напрямної втулки та заливався для фіксації розплавленим олов'яно-свинцевим сплавом.



Рис. 1 – Препарована для термометрії серійна напрямна втулка

На рис. 2 представлено основний елемент безмоторного стенду - вузол охолодження. Показано також розміщення сідла "плаваючого" типу, штуцерів підводу охолоджуючого повітря та розміщення термопар. Для проведення безмоторного експерименту з термометрії деталей клапанного вузла тепловозного дизеля було використано обладнання, яке вже раніше застосовувалося в безмоторних експериментах з деталями автотракторних дизелів і згадувалось у відповідних публікаціях [9, 10, 11]. Схема стенду в цілому представлена на рис. 3, він включає: вузол охолодження 1 з препарованими напрямною втулкою і сідлом; повітряний компресор 2; основний ресивер стисненого повітря 3; витратомір повітря 4 турбінного типу з підключенням до нього частотоміром 5; допоміжний (стабілізаційний) ресивер 6; обладнаний манометром 7; термометром опору 8, підключеним до цифрового вимірювального приладу 9; електронагрівальний пристрій 10,

регулювання напруги в якому здійснюється автотрансформатором 11; вимірювальний цифровий прилад 12 з перемикачем термопар 13; електромагнітний клапан – регулятор подачі повітря 14, який включено до САРТС клапанного вузла 15.

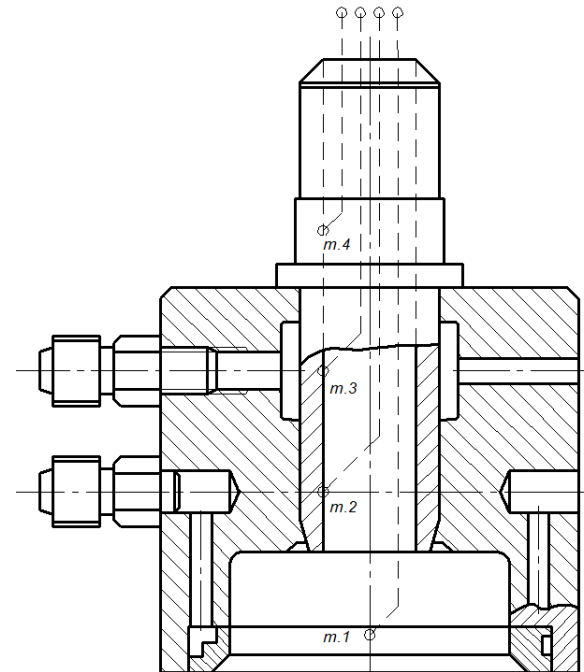


Рис. 2 – Вузол охолодження

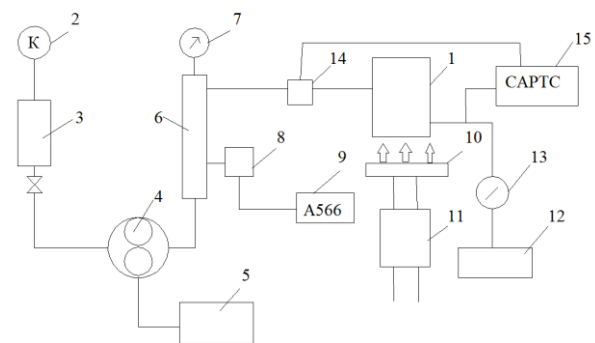


Рис. 3 – Схема безмоторного стенду

В ході експерименту надлишковий тиск змінювався в межах $p_n=0,1-0,3$ МПа, для визначення витрат повітря використовувався витратомір РГ-40, була також апробована САРТС, яка була раніше розроблена на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» для автоматичного регулювання теплового стану підшипникового вузла малорозмірного турбокомпресора [10].

Детальніше зупинимося на особливостях САРТС. В якості заданого параметра передбачається використання температури відпрацьованих газів, від якої в свою чергу залежать температури деталей клапанного вузла. В проведеному безмоторному експерименті в

тестовому режимі задавались контрольні температури включення і виключення циркуляції повітря, наприклад 190 і 120°C, по сигналу від термопари №1, встановленої на сідлі клапана.

Розроблена САРТС підшипника ТКР являє собою терморегулятор з гістерезисом по температурі включення-виключення [14]. Основою системи є мікроконтролер ATmega 28. За допомогою перетворювача інтерфейсів USB – VART на базі мікроконтролера ATmega 16V2 здійснюється підключення до персонального комп'ютера для перепрограмування, а також для візуалізації контрольованих параметрів (температури в контрольних точках).

Напруга живлення +12В від акумуляторної батареї перетворюється стабілізатором напруги в +5В для живлення вузлів схеми. Діапазон вимірюваних температур обмежений верхньою межею в 700°C, що відповідає температурі відпрацьованих газів на форсованих режимах тепловозного дизеля.

При необхідності подачі охолоджуючого повітря через кероване від мікроконтролера реле включається електромагнітний клапан. В якості такого виконавчого пристрою в розробленій САРТС і в нашому експерименті зокрема було використано клапан, який серійно встановлюється фірмою Lovato і застосовується в газових системах живлення.

Безмоторний експеримент проводився в два етапи, з підведенням охолоджувача до контура напрямної втулки і до контура сідла випускного клапана. В подальших дослідженнях передбачається провести випробування двох - контурної САРТС клапанного вузла. Визначальною (задаючою) температурою була обрана температура термопари №1, всі $t_{вт, °C}$ і клапана як на першому, так і на $t_{вт, °C}$ живлення.

Режими випробування визначалися за надлишковим тиском $p_n(0,1-0,3\text{МПа})$, реєструвалися при цьому витрати повітря G_n через контур охолодження, температура охолоджувача на вході в контур t_n , динаміка зміни температури в контрольних точках в часі.

Результати експерименту з локального охолодження напрямної втулки дизеля Д70 представлені на рис. 4, а – в.

Розміщення контрольних точок (термопар) на напрямній втулці показано на рис. 2.

Проведений експеримент засвідчив ефективність ЛПО напрямної втулки, суттєве зниження температур ($\Delta t=60-70^\circ\text{C}$) при хорошій динаміці теплообмінного процесу. Отримані результати були в подальшому використані в розрахунковій частині НДР для уточнення ГУ задачі теплопровідності для випускного клапана, а також для оцінки енергетичних, додаткових по двигуну витрат на функціонування системи ЛПО.

В розрахунковій частині представленої НДР з використанням ММ ТНС випускного клапана

тепловозного дизеля Д70, розробленої на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» [4], проаналізовано вплив локального охолодження напрямної втулки, на поліпшення ТНС. Зазначена модель дозволяє враховувати теплофізичні властивості матеріалів, складну геометрію, наявність локального охолодження та інші чинники.

Рішення задачі термопружності здійснюється за допомогою МСЕ та програмного комплексу KROK, розробленого в ІПМаш НАН України, можливості та позитивний досвід використання якого знаходимо в багатьох публікаціях.

В ході розрахункового моделювання ТНС випускного клапана в проведеному дослідженні розглядалися наступні варіанти:

а – базовий варіант – серійний клапан тепловозного дизеля ЗД70 на номінальному режимі навантаження (дизель 16ЧН25/27, $N_e=2940\text{кВт}$, $n=1000\text{хв}^{-1}$, $p_e=1,73\text{МПа}$);

б – серійний клапан на номінальному режимі за умови локального повітряного охолодження напрямної втулки (тиск охолоджуючого повітря $p_n=0,1\text{МПа}$);

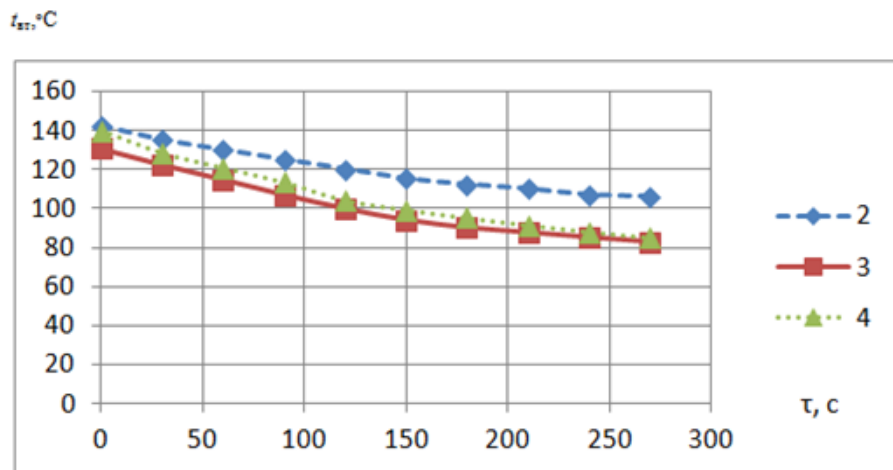
На рис. 8 приведені схеми розрахункових варіантів з визна $t_{вт, °C}$ уженого стану випускного клапана, на рис. 8а (серійний, базовий варіант) показана також схема розбиття теплообмінної поверхні для задання ГУ задачі теплопровідності. В табл. 1 приведені зазначені ГУ для варіантів неохолоджуваного і охолоджуваного клапанів.

Задання ГУ задачі механіки передбачає, що клапан для всіх розрахункових варіантів вважається закріпленими по своїй опорній фасці, що забезпечується заданням переміщення в напрямку нормалі до опорної фаски $U_n=0$ в місцевій системі координат. Вводиться в розгляд контактний прошарок по спряженню сідло – клапан, який вважається достатньо тонким і жорстким. До контактного прошарку прикладені двосторонні кінематичні зв'язки, які виключають можливість відставання клапана від сідла уздовж нормалі і допускають переміщення клапана уздовж дотичної. Зі сторони КЗ клапан навантажений максимальним тиском газів p_z , який на даному розрахунковому режимі становить $p_z=12\text{МПа}$.

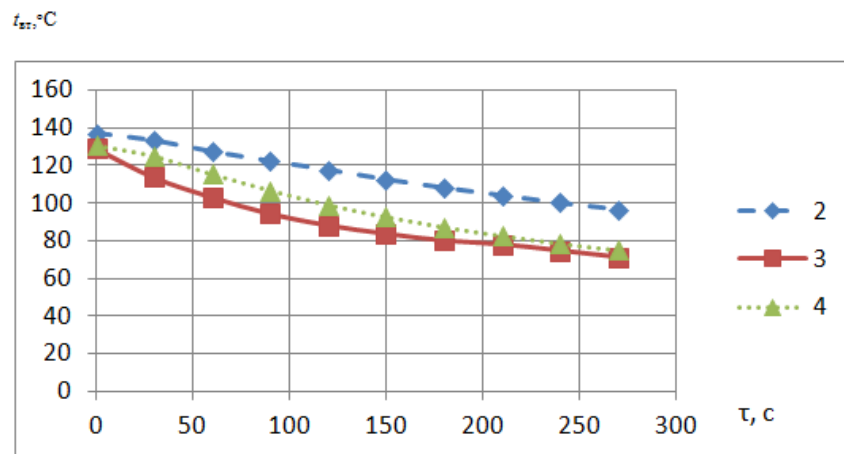
Розроблена ММ [4,19] використовує дані щодо теплофізичних властивостей клапанної сталі, в даному випадку це сталь ЭИ – 69, та зміни властивостей в залежності від температури.

На рис 6, а – б представлені результати розрахунків ТНС для серійного, неохолоджуваного додатково випускного клапана.

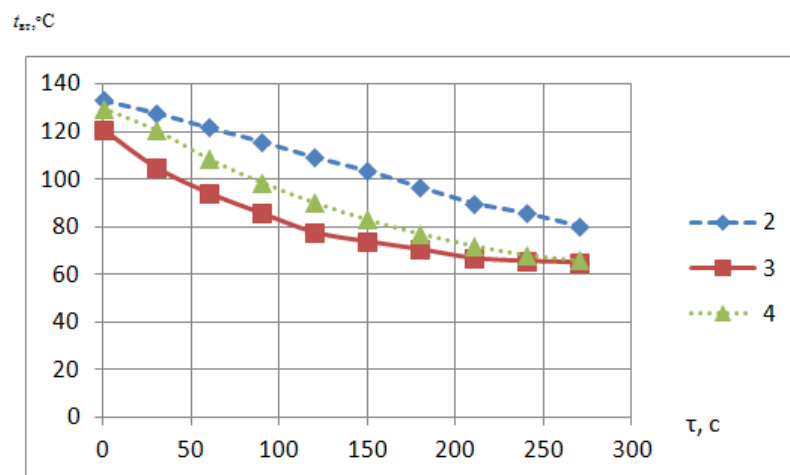
Найбільші температури (рис.6а) відмічені в центрі тарілки клапана (610°), в зоні опорної фаски (585°), на тероїдній поверхні тарілки ($570 - 575^\circ\text{C}$). Температура стрижня клапана змінюється вздовж напрямної від 550° в нижній її частині до $85^\circ\text{C} - 120^\circ$ у верхній. Зміна температури вздовж напрямної має приблизно лінійний характер.



а



б



в

Рис. 4 – Динаміка зміни температури напрямної втулки в контрольних точках 2,3,4 при її охолодженні стисненим повітрям :
а – режим $p_n=0,1$ МПа, $t_n=16^\circ\text{C}$, $G_n=9,5$ м³/год; б – режим $p_n=0,2$ МПа, $t_n=16,6$ °C, $G_n=9,9$ м³/год;
в – режим $p_n=0,3$ МПа, $t_n=16^\circ\text{C}$, $G_n=10,3$ м³/год;

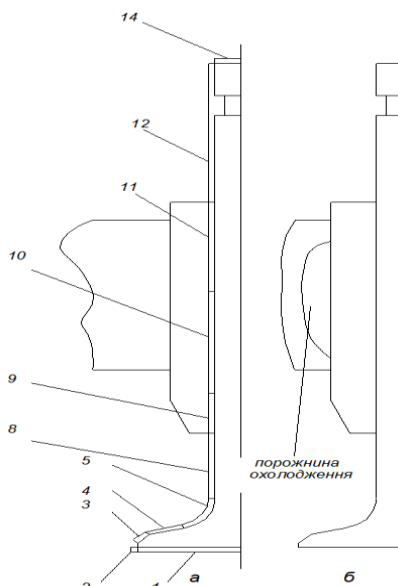


Рис. 5 – Схема розрахункових варіантів клапанів:
а – серійний неохолоджуваний; б – з охолодженням прямої втулки.

Таблиця 1 – ГУ задачі теплопровідності та їх розподіл по зонам теплообмінної поверхні для серійного (А) і охолоджуваного (Б) клапанів

Зона		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
А	$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{К}$	670	670	660	2000	550	505	450	300	350	400	450	70	65	55
	$t, ^\circ\text{C}$	660	650	650	380	580	560	560	560	550	350	200	100	80	80
Б	$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{К}$	670	670	660	2000	550	505	460	300	350	400	450	70	65	55
	$t, ^\circ\text{C}$	660	650	650	380	580	560	560	520	510	300	140	70	85	80

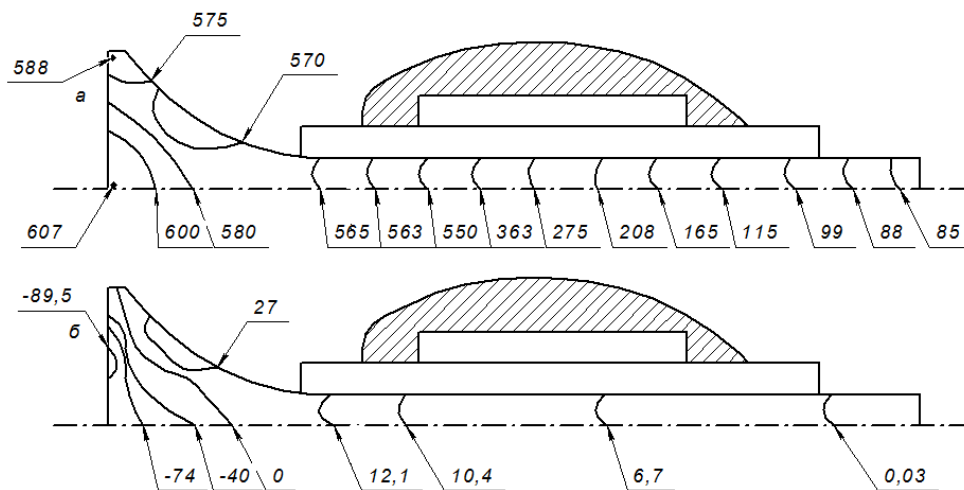


Рис. 6 - Теплонапружений стан серійного клапана:
а – температурне поле, $^\circ\text{C}$; б – колові напруження σ_θ , МПа

Для серійного клапана складові напружено – деформованого стану характеризуються порівняно невисокими рівнями напружень. Серед складових напружено – деформованого стану переважають колові σ_θ (рис.6б) і радіальні напруження σ_r .

Так максимальні стискаючі напруження σ_r відмічені в нижніх прошарках тарілки поблизу

теплосприймаючої поверхні і змінюються в радіальному напрямку від -101 МПа(стискаючі) в центрі до -124 МПа в зоні опорної фаски. Максимальний рівень розтягуючих напружень σ_r спостерігається вздовж тороїдної поверхні тарілки і вони не перевищують 45 -50МПа.

Максимальні стискаючі колові напруження σ_{θ} зосереджені в центрі тарілки і досягають близько 100 МПа, при цьому розтягуючі колові напруження на опорній поверхні тарілки складають 140 МПа.

Осьові напруження (стискаючі і розтягуючі) суттєво нижчі радіальних і колових і не перевищують 60 МПа (зона опорної фаски клапана).

Для поліпшення тепловідведення від напрямної втулки і стрижня клапана, поліпшення, головним чином, умов змащення в цьому спряженні було розглянуто розрахунковий варіант б, з локальним охолодженням зовнішньої поверхні напрямної втулки, який було змодельовано в ході

проведеного безмоторного експерименту. При цьому сам клапан не зазнає ніяких конструктивних змін, а при моделюванні ТНС вносяться зміни в ГУ задачі теплопровідності, задані вповодж напрямної втулки. Практичний інтерес, на нашу думку, представляє кількісна оцінка щодо зниження температури стрижня, а також те, наскільки локальне охолодження напрямної і відповідно стрижня вплине на температурне поле тарілки клапана. На рис.10 наведено ТНС клапана за умови охолодження напрямної втулки стисненим повітрям ($p_n=0,1$ МПа).

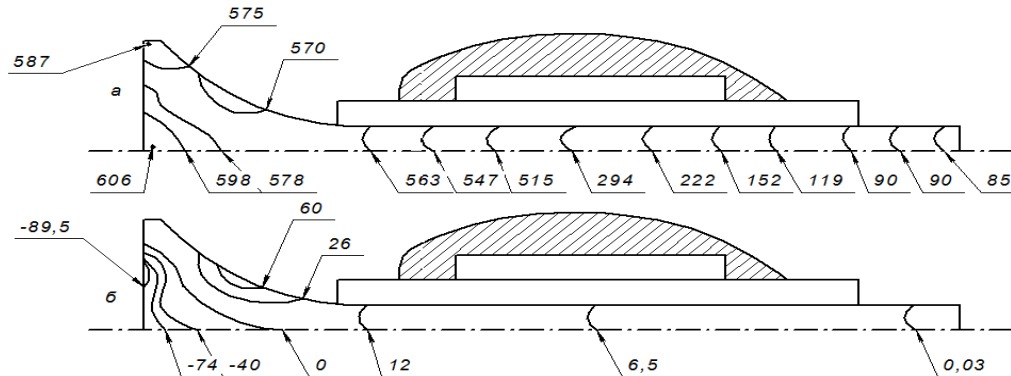


Рис. 7 – Теплонапружений стан випускного клапана за умови локального охолодження напрямної втулки ($p_n=0,1$ МПа):
а – температурне поле, °С; б – колові напруження σ_{θ} , МПа

Температурне поле клапана (рис.10а) не зазнає суттєвих змін по перетину тарілки. Можна відзначити лише незначне зниження температури в межах $\Delta t=2-10$ °С зі зростанням ефекту при наближенні до напрямної втулки. В зоні спряження стрижень – напрямна втулка спостерігається значне посилення ефекту тепловідведення, зниження температури стрижня в цій зоні складає 50 - 70 °С у порівнянні з серійним неохолоджуваним варіантом. При цьому чітко проявляється вплив розміщення повітряної порожнини з зовнішньої сторони напрямної втулки. Як показали проведені безмоторні випробування, при збільшенні надлишкового тиску до $p_n=0,2 - 0,3$ МПа можна очікувати подальше зниження температури вже на 80 - 100 °С. Таким чином, запровадження локального охолодження напрямної втулки є дієвим засобом щодо зняття проблеми погіршення умов змащення в спряженні.

Аналіз напружено – деформованого стану дозволяє зробити висновок про те, що локальне охолодження напрямної втулки майже не позначилося на напруженому стані тарілки. Як і для серійного варіанта, напружено – деформований стан визначають радіальні σ_r та колові напруження σ_{θ} . Спостерігаються найбільші радіальні напруження в поверхневому прошарку тарілки зі сторони КЗ і досягають максимальних значень $\sigma_r=-118$ МПа. Максимальні розтягуючі напруження маємо на тороїдальній поверхні тарілки - $\sigma_r=60$ МПа. Колові напруження стискаючі досягають $\sigma_{\theta}=-89,5$ МПа, а розтягуючі - $\sigma_{\theta}=55 - 60$ МПа. Напруження вздовж стрижня, як і для

серійного варіанта, незначні і практично не змінюються при охолодженні стрижня клапана.

Висновки. Проведене розрахунково – експериментальне дослідження ТНС випускних клапанів показало практичну доцільність використання ЛПО напрямної втулки з метою поліпшення умов змащення в спряженні напрямна втулка – стрижень клапана, забезпечення надійної роботи клапанного вузла, що є особливо важливим при зростанні рівня форсування тепловозних ДВЗ.

Практичне використання ЛПО клапанного вузла при збереженні високих економічних показників можливе при умові запровадження САРТС клапанного вузла.

Список літератури

1. Синенко Н.П. Исследование и доводка тепловозных дизелей / Н.П.Синенко, Ф.Г. Гринсберг, И.Д. Половинкин, Г.Б. Розенблит, А.М.Скаженик. –М: Машиностроение, 1975.-184с.
2. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях/ Г.Б. Розенблит. –М: Машиностроение, 1977. – 216с.
3. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и обозначение граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке дизеля/ Г.Б.Розенблит //Двигателестроение, -1982. -№9 – С.21-24
4. Триньов О.В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: монографія/ О.В. Триньов,-Х.: Вид-во «Підручник НТУ ХП», 2014, -240с
5. Казачков Р.В. Исследование влияния продувки на тепловозную характеристику четырехтактного дизеля с высоким газотурбинным наддувом/ Р.В. Казачков, Г.А. Кох // Двигатели внутреннего сгорания. – 1970. –С.19-24.
6. Worthen P. R. Tunnecliffe T. N. Temperature Controlled Engine Valves// «SAE Techn. Pap. Ser.», 1982, №820501, 11pp.

7. Патент №4008810 Швеція, МКУ F01P1/08, Устрій для охолодження випускного клапана; заявл. 23.07.75; опубл. 10.04.78. Бюл. №6.
8. Патент №3425301 ФРГ, МКУ F01P1/08, Система охолодження випускного клапана; заявл. 25.11.83; опубл. 23.01.86. Бюл. №3.
9. *Тринёв А. В.* Автоматическое регулирование теплового состояния клапанного узла быстроходного дизеля / *А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, Е. В. Синявский, О. Ю. Пилипенко* // Двигатели внутреннего сгорания. - 2016. - №1. - С.50-55.
10. *Тринёв А. В.* Разработка системы локального охлаждения подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного дизеля / *А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, В. А. Несвитайло* // Двигатели внутреннего сгорания. - 2016. - №1. - С.44-49.
11. *Тринёв А. В.* Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров с использованием безмоторного эксперимента / *А. В. Тринёв, А. Н. Авраменко, С. З. Обозный, В. И. Вахрушев* // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №1. - С.31-37.
4. *Trinh O. V.* Naukovi based on local oholodzhennya teplonapruzhenih parts FEP: monograph / *O.V. Trinh*, -Kharkov: Kind of "Pidruchnik NTU KhPI" 2014 -240pp.
5. *Kazatchkov R. V.* Research of influence of the purge on the diesel four-stroke diesel engine with characteristic high-turbocharged / *R.V. Kazatchkov, G.A. Koch* // Internal combustion engines. - 1970. -P.19-24.
6. *Worthen P. R. Tunneclaffe T. N.* Temperature Controlled Engine Valves // «SAE Techn. Pap. Ser. », 1982, No 820501, 11pp.
7. Patent №4008810 Sweden, МКУ F01P1 / 08 device for cooling the exhaust valve; appl. 23/07/75; publ. 04.10.78. Bull. No 6.
8. Patent №3425301 Germany, МКУ F01P1 / 08, the cooling system of the exhaust valve; appl. 11/25/83; publ. 01.23.86. Bull. No. 3.
9. *A.V. Trinëv* Automatic control of the thermal state of the valve assembly of high-speed diesel / *A.V. Trinëv, D.G. Sivyh, E.V.Sinyavsky, O.J. Pylypenko* // Internal combustion engines. - 2016. - No 1. - P.50-55.
10. *A.V. Trinëv* Development of local cooling of the bearing assembly of the turbocharger autotractor diesel / *A.V.Trinëv, D.G. Sivyh, VA Nesvitaylo* // Internal combustion engines. - 2016. - No 1. - p.44-49.
11. *A.V. Trinëv* A study of the local conditions of air cooling the combustion head bottom cylinders using non-motorized experimentation / *A.V. Trinëv, A.N. Avramenko, S.Z. Obozny, V.I. Vakhrushev* // Internal combustion engines. - 2007. - No 1. - P.31-37.

References (transliterated)

1. *N. P. Sinenko* Research and debugging diesel engines / *N.P.Sinenko, F.G. Greensburg, I.D. Polovinkin, G.B. Rosenblit, A.M.Skazhenik*. - Moscow: Mechanical Engineering, 1975.-184 pp.
2. *Rosenblit G. B.* Heat transfer in diesel / *G.B. Rosenblit*. - Moscow: Mechanical Engineering, 1977. - 216 pp.
3. *Rosenblit G. B.* Features of the calculation and identification of the boundary conditions for modeling of temperature fields in the valve cover and diesel / *G.B.Rozenblit* // engine, -1982. -No 9 - P.21-24

Надійшла (received): 17.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка заходів з поліпшення теплонапруженого стану випускного клапана форсованого тепловозного дизеля / О.В. Триньов, О.О. Карнаухов, Ю.О. Кафтанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227) – С. 72 – 80. Бібліогр.: 11 назв. - ISSN

Разработка мероприятий по улучшению теплонапряженного состояния выпускного клапана форсированного тепловозного дизеля / А.В. Тринёв, А.А. Карнаухов, Ю.А. Кафтанов // // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 № 5 (1227). – С. 72–80. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Development of measures for improvement of heat-stressed condition of forced exhaust valve of a locomotive diesel engine/ A.V Trjnov, A.A. Karnaukhov, Y.A. Kaftanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport engineering– Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227) – P. 72 – 80. Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Триньов Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.:(057) 392-25-32; e-mail: atrinev@gmail.com

Тринёв Александр Владимирович- кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры ДВС НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.:(057) 392-25-32; e-mail: atrinev@gmail.com

Трjnov Alexander Vladimirovych - Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute» с. Kharkiv; tel.:(057) 392-25-32; e-mail: atrinev@gmail.com

Карнаухов Олександр Олександрович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.:(095) 457-85-62. e-mail: karnauhov_sasha@mail.ru

Карнаухов Александр Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.:(095) 457-85-62. e-mail: karnauhov_sasha@mail.ru

Karnaukhov Alexander Alexandrovich- National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.:(095) 457-85-62. e-mail: karnauhov_sasha@mail.ru

Кафтанов Юрій Олександрович– Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.:(050) 777-08-05.

Кафтанов Юрий Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.:(050) 777-08-05.

Kaftanov Yurii Alexandrovich- National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.:(050) 777-08-05.