

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор, проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Ліньков Олег Юрійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@ukr.net, orcid.org/0000-0002-2780-2412.

Пильов Вячеслав Владимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv2pylyov@gmail.com.

Ликов Сергій Валентинович – аспірант кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: sergsowar@gmail.com.

Аріан Расул – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Пильов Володимир Олександрович – доктор техн. наук, професор, професор кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: v.pylyov@gmail.com.

CONCEPTUAL ISSUES ON ENSURING THE RELIABILITY OF A FORCED DIESEL ENGINES PISTONS DURING A GIVEN RESOURCE

A.P. Marchenko, O.U. Linkov, V.V. Pylyov, S.V. Lykov, R. Aryan, V.O. Pylyov

The design of modern power plants involves conducting calculation studies on the compliance of the structure with the established parameters of reliability and resource provision. However, there are cases when the structure, which according to the calculations is operational, fails in operation even before approaching the limit of its resource, and sometimes even at the beginning of operation. Such cases occur due to the fact that the materials used in the construction work at the limit of their strength, and sometimes crossing it, because in recent years there has been a constant increase in the capacity of power plants while maintaining the requirements for their resource. Thus, it becomes necessary to supplement the models to take into account a complex of factors affecting the physical and parametric reliability of the structure. The paper analyzes publications and sets a task for research, analyzes the main problems of loss of physical and parametric reliability of the piston, as one of the most thermally loaded structural elements, analyzes the thermally stressed state of characteristic critical zones of the piston, shows ways to ensure the reliability of pistons through adjusting the temperature state of structures. Based on the results of the analysis, the model for predicting the reliability of heat-stressed zones of parts of the cylinder-piston group was improved, the corresponding scheme of the integrated software complex was proposed, and the requirements for its application were formulated. The basis of the approach is the application of the criterion of physical reliability of structures and two criteria of their parametric reliability - from wear of friction pairs and not exceeding the creep limit of the material. This work makes it possible to obtain a design that is guaranteed to satisfy the requirements for physical and parametric reliability. The need for further work in the direction of expanding information about the properties of materials used in structures is also shown.

Key words: internal combustion engine; power increase; reliability parameters; modeling; piston; tension; deformations; creep; material properties.

УДК 62-712.8

DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.02

О.В. Триньов, Д.Г. Сівих

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ТУРБОКОМПРЕСОРА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Для підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів, зокрема підшипникового вузла, запропоновано використання в автоматичному режимі локального охолодження підшипника стисненим повітрям. Розглядається конструкція турбокомпресора з центральним корпусом, в якому розміщується підшипник і до якого підводиться під надлишковим тиском моторне масло з системи змащення двигуна. Така конструкція є найбільш розповсюдженою серед турбокомпресорів автотракторних двигунів. Критичним для підшипника можуть стати форсовані режими двигуна, що супроводжуються закиданнями температури відпрацьованих газів, наприклад, внаслідок некерованого збільшення циклової подачі, різкого зростання навантаження. Такі режими призводять до зростання температурних деформацій турбінного колеса, ротора, знижують надійність турбокомпресора. Відведення теплоти від ротора через підшипниковий вузол в систему змащення виявляється недостатнім, необхідне додаткове короточасне локальне охолодження. В проведеному дослідженні змодельовані теплообмінні процеси в підшипниковому вузлі малорозмірного турбокомпресора з використанням розробленої математичної моделі на основі методу скінчених елементів. Для уточнення моделі, а саме граничних умов задачі теплопровідності, було проведено серію безмоторних експериментів з локально охолоджуваним підшипником. В ході безмоторних експериментів було відпрацьовано алгоритм роботи сис-

теми автоматичного керування, відібрані та перевірені на практиці окремі її структурні елементи. Проведені безмоторні експерименти та результати математичного моделювання підтвердили ефективність використання системи автоматичного локального охолодження підшипникового вузла. Зазначені заходи підвищують надійність малорозмірних турбокомпресорів.

Ключові слова: підшипниковий вузол турбокомпресора; локальне охолодження підшипника; безмоторний експеримент; автоматичне керування.

Вступ

Критеріями досконалості сучасних дизелів автотракторного типу залишаються показники економічності, екологічності, та надійності. При цьому підвищення рівня форсування двигуна для досягнення більш високих економічних показників вимагає розробки додаткових конструктивних та технологічних заходів щодо підвищення надійності механізмів і систем двигуна, зокрема турбокомпресорів. Малорозмірні турбокомпресори, які встановлюються на дизелях автотракторного типу, відзначаються високим рівнем термомеханічної напруженості, що зумовлено високими частотами обертання ротора, високими температурами відпрацьованих газів на вході в турбіну. За таких умов надійна робота турбокомпресора в значній мірі залежить і від конструкції підшипникового вузла, його температурного стану, здатності забезпечити достатнє тепловідведення від ротора і турбінного колеса. Таке тепловідведення здійснюється в більшості відомих конструкцій за рахунок постійної циркуляції через підшипниковий вузол моторного мастила. Змащення під надлишковим тиском спряження ротор-підшипник одночасно дозволяє зменшити механічні витрати, підтримує к.к.д. турбокомпресора на заданому рівні.

За певних обставин умови змащення і тепловідведення можуть різко погіршуватися, що в свою чергу призводить до значних закидів температури підшипника, температурних деформацій ротора, які перевищують допустимі значення. Такі умови виникають в моменти аварійної зупинки двигуна, який працював на режимах, близьких до номінального. В такі моменти припиняється циркуляція мастила, значно погіршується тепловідведення. При роботі двигуна на режимах, форсованих за температурами циклу, а також у випадку порушень в роботі паливної системи, можливе перевищення допустимої (дозволеної) температури відпрацьованих газів, перегрівання колеса турбіни, ротора, підшипника. В такі моменти для забезпечення надійної роботи турбокомпресора, підтримання його моторесурсу пропонується застосувати локальне, нетривале, кероване в автоматичному режимі охолодження підшипника. В якості охолоджувача в даному випадку можна скористатися стисненим повітрям.

Підтвердження ефективності локального пові-

тряного охолодження (ЛПО) підшипника потребує проведення експериментальних і розрахункових досліджень, в ході яких також можливе уточнення окремих режимних параметрів, відпрацювання алгоритму керування процесом локального охолодження. Розробка заходів з підвищення надійності підшипникового вузла малорозмірного турбокомпресора є актуальною задачею. Це обумовлено постійним зростанням рівня форсування сучасних дизелів автотракторного типу, а також вимог до показників їх надійності.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В роботі [1] з посиланням на інші літературні джерела проаналізовані результати моторних випробувань з визначенням температури підшипника ТК. Досліджувався, зокрема, підшипниковий вузол турбокомпресора ТКР-11.

Як засвідчили результати моторних випробувань, температури підшипника як зі сторони компресора, так і зі сторони турбіни майже однакові. При цьому значення температур несуттєво залежать від режиму навантаження. Зокрема, значення температур змінювалися від 103 °С на режимі з середнім ефективним тиском $p_e = 0,6$ МПа, до 112 °С на режимі з $p_e = 0,94$ МПа.

В момент зупинки двигуна припиняється подача мастила до підшипника і, відповідно, інтенсивне відведення тепла від нього, тепло від колеса турбіни передається підшипнику. Результати моделювання показали, що після зупинки температура підшипника також різко зростає, досягаючи максимальних значень через 6–8 хв. Так значення температури підшипника зі сторони турбіни зросло від 120 °С до 190 °С, а температура зі сторони компресора зростала повільніше – від 110 °С до 175 °С.

В роботі [2] для поліпшення теплового стану підшипника пропонується багатоступінчаста система охолодження турбонагнітача двигуна внутрішнього згорання. В якості додаткових поверхонь для тепловідведення використовують лопатки дифузора, повітряні лопатки, закріплені на корпусі турбокомпресора, який містить порожнини для циркуляції рідини охолодження.

В роботі [3] розглядається система охолодження для механізмів турбокомпресора, яка дозволяє попередити пошкодження, причиною яких

може стати залишкове тепло в турбонагнітачі після зупинки двигуна. Система включає допоміжний насос, трубопроводи, відокремлені від основного масляного насоса системи змащення. При цьому допоміжний насос включається перемикачем, який встановлено на виході зі сторони турбіни і реагує на зміни температури відпрацьованих газів.

В роботі [4] розглядається ТК, який містить середній корпус з підшипником ротора, корпус турбіни. Для усунення перегрівання мастила, що змащує підшипник, передбачено кільцеподібний осьовий проміжок, а також канал в середньому корпусі підшипника. Між торцями фланців середнього корпусу та корпусу турбіни, подається наддувне повітря для охолодження підшипника. Серед недоліків такого конструктивного рішення можна вказати на наступні:

- використання наддувного повітря для охолодження підшипника супроводжується його підігрівом на вході в двигун, зменшується щільність повітря, утруднюється наповнення циліндрів, погіршуються економічні показники, знижується якість індикаторного процесу;

- охолодження підшипника на всіх режимах роботи двигуна, в тому числі часткових, нефорсованих – нераціонально, тому що на таких режимах температура деталей ТК, зокрема підшипника, мастила не перевищують допустимих значень, а підігрівання наддувного повітря безперечно призводить до погіршення економічних показників;

- в запропонованій конструкції [4] не передбачається охолодження підшипника та гальмування ротора після різкої зупинки двигуна і скидання навантаження від номінального або ж близьких до нього режимів.

В роботі [5] для підвищення надійності ТК пропонується відокремити стінку корпусу турбіни від стінки середнього корпусу. Утворена камера з отворами забезпечує циркуляцію повітря для охолодження. При цьому мастило, що перекачується через підшипник і середній корпус, проходить через канали в прилеглий до турбіни частині ротора, охолоджуючи його.

Серед недоліків конструкції турбокомпресора з охолоджуванним підшипником [5] можна відзначити такі:

- охолодження підшипника і мастила для змащення підшипника стисненим повітрям на всіх режимах роботи двигуна також, як і в конструкціях [4], потребує значних витрат потужності двигуна на стиснення повітря для охолодження. Охолодження підшипника на всіх режимах і пов'язані з цим додаткові витрати потужності двигуна для створення циркуляції охолоджуючого повітря в

такому випадку також погіршують ефективні показники двигуна;

- в конструкції не передбачена можливість гальмування ротора ТК після різкої зупинки двигуна, різкого скидання навантаження, що призводить до прискореного зношення, перегрівання і температурної деформації ротора.

В публікації [6] представлені результати розрахунково-експериментальних досліджень, направлених на підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів ТКР7Н-1, зокрема підшипникового вузла. Аналіз процесів в ньому, в умовах експлуатації, а також аналіз статистичної інформації щодо відмов дозволили зробити висновок про недостатню ефективність змащення вузла. Зменшення витрат мастила через вузол призводить до його перегрівання і термічного деформування ротора. Для підвищення надійності вузла запропоновано конструктивне рішення, в якому була змінена схема підведення мастила до пар тертя, що виключало гідрогальмування вала ротору [6]. Результати випробувань з оцінки теплонапруженості ТК, засвідчили зниження температури для різних точок корпусу. Для дослідного зразка у порівнянні зі штатною комплектацією зменшення температури складало від 4,9% до 31,9%. Температура масла знизилась від 1,4% до 3,4% на вході в ТК до 10,3% до 12,2% на виході з нього в залежності від режиму навантаження.

В публікації [7] наведено результати розрахунків підшипникового вузла турбокомпресора ТКР-7Н. Розглядався серійний варіант з замкнутою порожниною в підшипнику-моновтулці і дослідний. Для поліпшення теплового стану підшипника виключається масляна замкнена порожнина, підшипник працює двома поясками, що забезпечується змінами в способі підведення мастила до спряження вала ротора з підшипником. На основі проведених розрахунків-були зроблені наступні висновки:

- максимальна температура підшипника може досягти 140–150 °С, що недопустимо з точки зору втрати мастилом своїх властивостей, прискореного старіння;

- для безпечного приросту температури на 8–10 °С необхідно розімкнути замкнену порожнину і перетворити один підшипник на два. Це підвищує витрату мастила через нього, знижує коефіцієнт навантаженості підшипника, тертя та опір провертанню ротора;

- можливе регулювання характеристик турбокомпресора (частоти обертання компресорного колеса, тиску і витрат наддувного повітря) за рахунок використання замкненої масляної порожнини для гальмування ротора, змінюючи тиск мастила.

В публікації [8] наведено результати розрахункового дослідження залежності коефіцієнта надійності підшипникового вузла малорозмірного турбокомпресора від температури вузла і діаметрального проміжку в спряженні між ротором і підшипником.

За результатами розрахунків був побудований графік коефіцієнта надійності.

Зростання температури вище 100 °С значно зменшує коефіцієнт надійності, який вже при температурі 150 °С зменшується в 2 рази.

Аналіз публікацій [6–8] свідчить – для забезпечення надійної роботи форсованого автотракторного дизеля необхідна розробка додаткових заходів підвищення надійності підшипникового вузла.

Мета і задачі дослідження

Мета дослідження – підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів, встановлених на форсованих дизелях автотракторного типу.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- розробити систему локального охолодження підшипникового вузла, керовану в автоматичному режимі;
- оцінити ефективність системи локального повітряного охолодження (ЛПО) в ході проведення безмоторного експерименту;
- скласти та уточнити математичну модель теплового стану підшипникового вузла ТК з локальним охолодженням;
- розробити систему автоматичного регулювання теплового стану підшипника та перевірити працездатність системи в ході безмоторного експерименту.

Розробка конструкції системи локального охолодження підшипника турбокомпресора

Детальний опис конструкції наведено в [9]. Задачею розробки є зниження температури підшипника, підвищення надійності ТК. З цією метою турбокомпресор містить додаткову повітряну порожнину, що утворена проточенням в середньому корпусі із зовнішньою поверхнею підшипника, два електромагнітні клапани з підведеними до них повітряними магістралями. Також містить електронний блок керування з підключеним до нього датчиком температури відпрацьованих газів на виході з турбіни. Один з клапанів, керований електронним блоком, встановлений у повітряній магістралі, яка сполучає джерело стисненого повітря з повітряною порожниною в середньому корпусі. Другий клапан, керований в ручному режимі, перекриває розгалужену повітряну магістраль, яка сполучає одночасно джерело стисненого повітря з по-

вітряною порожниною в середньому корпусі і зі збірним витком корпусу компресора.

З'ясувати детальніше побудову та роботу системи ЛПО підшипника можна скориставшись схемою, наведеною на рис. 1.

Турбокомпресор містить середній корпус 1, встановлений між корпусом компресора 2 і корпусом турбіни 3. Конструкція містить також ротор 4, колесо компресора 5, колесо турбіни 6. Ротор обертається в підшипнику 7. Для змащення підшипника мастило подається по маслопідвідному каналу 8 і відводиться по масловідвідному каналу 9. Проточенням в середньому корпусі та зовнішньою поверхнею підшипника утворена повітряна порожнина 10, обладнана підвідним 11 і відвідним 12 отворами в середньому корпусі для циркуляції охолоджуючого повітря.

Турбокомпресор обладнано електронним блоком керування 13, датчиком 14 температури відпрацьованих газів на виході з турбіни, електромагнітним клапаном 15, керованим блоком 13 по сигналу від датчика 14, електромагнітним клапаном 16, керованим в ручному режимі.

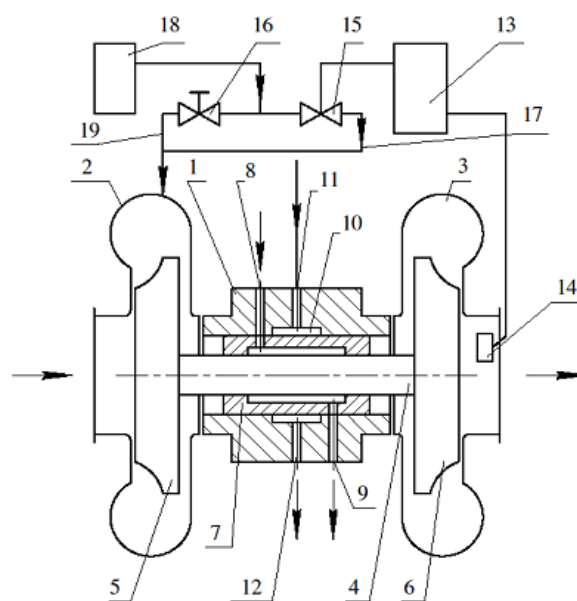


Рис. 1. Схема системи ЛПО підшипника турбокомпресора

До клапана 15 підведена повітряна магістраль 17, яка сполучає при відкритому положенні клапана джерело стисненого повітря 18 (привідний поршневий компресор) з повітряною порожниною 10. До клапана 16 підведена розгалужена повітряна магістраль 19, яка сполучає при відкритому положенні клапана 16 джерело стисненого повітря одночасно з повітряною порожниною 10 і збірним витком корпусу компресора 2.

Під час роботи двигуна колесо турбіни, а також корпус турбіни нагрівається до високих температур відпрацьованими газами, температура газів контролюється датчиком 14. Теплота передається ротору 4, середньому корпусу 1 турбокомпресора і підшипнику 7, який теж нагрівається. Мاستило для змащення, яке циркулює під надлишковим тиском в каналах 8 і 9, знижує сили тертя в спряженні підшипник–ротор, також і охолоджує підшипник. При переході двигуна на форсовані, теплонапружені режими температура відпрацьованих газів досягає критичних значень, спостерігається більш інтенсивне підведення теплоти до підшипника підігрівання мастила. Для відновлення допустимих значень температур підшипника за сигналом датчика 14 блок керування 13 подає скеровуючий сигнал на електромагнітний клапан 15, відкриває його. Охолоджуюче повітря від джерела стисненого повітря 18 по магістралі 17 через підвідний отвір 17 надходить в порожнину 10 і витікає з неї через отвір 12, охолоджуючи таким чином підшипник. Температура відпрацьованих газів задається в програмі блока керування та контролюється датчиком 14. При зниженні температури відпрацьованих газів до допустимих значень блок керування подає сигнал для закриття клапана 15. Циркуляція повітря для охолодження припиняється. При цьому зменшуються витрати потужності двигуна на привід поршневого компресора 18 (джерело стисненого повітря), не погіршуються економічні показники двигуна.

При різкому скиданні навантаження і зупинці двигуна припиняється надходження мастила до підшипника, так само як і рідини охолодження. При цьому ротор 4 з колесами 5 і 6 за інерцією продовжує обертатися в умовах граничного змащення і, практично, відсутності тепловідведення. Обертання ротора з колесами супроводжується перегріванням підшипника, що сприяє прискореному зношенню, деформації ротора. Для швидкої зупинки ротора в ручному режимі відкривається електромагнітний клапан 16, стиснене повітря підводиться по розгалуженій повітряній магістралі 19 одночасно до повітряної порожнини 10, охолоджуючи підшипник, та до забірної витки корпусу компресора 2. При цьому в корпусі створюється надлишковий тиск, який перешкоджає обертанню колеса компресора 5 і пов'язаного жорстко з ним ротора 4. Обертання ротора припиняється, зменшується зношення підшипника та деформація ротора, підвищується надійність ТК, його ресурс.

Важливим моментом для практичної реалізації системи ЛПО підшипникового вузла є також раціональний вибір транспортного засобу. Він має бути пристосованим до розміщення додаткових елемен-

тів системи, зокрема поршневого привідного компресора та балонів зі стисненим повітрям. Проведений попередній аналіз показав, що найбільш раціональним є використання системи ЛПО на дизелях автомобілів зі значною вантажопідйомністю.

Підвищення рівня форсування дизелів цього типу для досягнення більш високих економічних показників вимагає розробки додаткових заходів з підвищення надійності. При цьому масогабаритні показники цієї техніки допускають розміщення вже згаданих додаткових елементів системи ЛПО без погіршення економічних показників.

Оцінка ефективності системи ЛПО підшипника ТКР в безмоторному експерименті

В експерименті оцінювалася ефективність локального охолодження підшипника ковзання бронзової втулки турбокомпресора ТКР-11Н. Слід зазначити, що в окремих конструктивних варіантах цього ТКР для охолодження середнього корпусу застосовують рідинне охолодження. З цієї метою утворено додаткові порожнини і канали, сполучені з системою охолодження двигуна. В даному випадку виникають проблеми з ущільненням порожнин рідинного охолодження, зростають маса і габарити ТКР. Недоліком такого конструктивного рішення є те, що при раптовій аварійній зупинці двигуна припиняється циркуляція рідини охолодження. Спостерігаються закиди температури підшипника, про які вже згадувалося. Кероване повітряне охолодження підшипника виключає зазначені недоліки.

Оцінка ефективності ЛПО підшипника була проведена на безмоторному стенді, укомплектованому системою підведення стисненого повітря, нагрівальним пристроєм, вимірювальними пристроями для визначення температури і витрат повітря. Схема стенда представлена на рис. 2, його детальний опис наведено в монографії [10]. Стенд використовувався також для моделювання процесів локального охолодження клапанних вузлів циліндрових гільз автотракторних та тепловозних дизелів. Оригінальним вузлом в даній комплектації був вузол підшипника 1, спеціально виготовлений для даного безмоторного випробування. Вузол 1 за допомогою повітря підвідних трубопроводів підключається до повітряного компресора 4. Нагрівання вузла 1 з термopарами 2 здійснюється за допомогою плавильної електропечі відкритого типу 5, яка підключена до електромережі через автотрансформатор. На схемі також показані перемикач термopар 7, витратомір повітря для охолодження 8, термометр опору 9 для визначення температури повітря охолодження, ресивер 10 для стабілізації тиску на вході у вузол 1, ресивер поршневого компресора

11, зразковий пружинний манометр для контролю за тиском повітря охолодження в системі ЛПО. Ресстрація сигналів від термопар 2 і термометра 9

здійснюється цифровими вольтметрами 13 та 14, як показано на схемі (рис. 2).

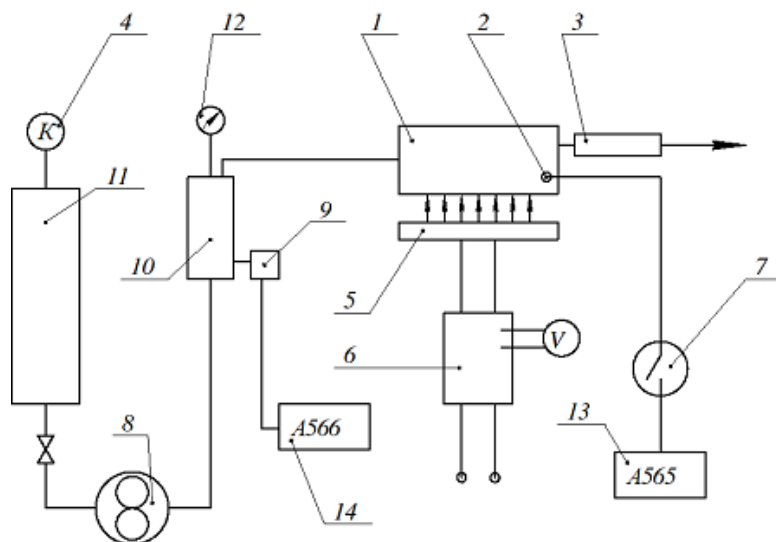


Рис. 2. Схема безмоторного стенду

Вузол 1 складається з корпусу і кришки, в корпусі встановлено препаровану трьома термопарами бронзову втулку-підшипник. Вузол встановлюється на плавильну піч у вертикальному положенні (вісь втулки-підшипника розміщується вертикально), таким чином моделюється підведення теплоти зі сторони турбіни. Між корпусом і зовнішньою поверхнею бронзової втулки утворена проточна порожнина. Порожнина ущільнена мідними кільцями, до неї через штуцер подається стиснене повітря. Три хромель-алюмелеві термопарі розміщені рівномірно по висоті втулки-підшипника, температура фіксувалася одночасно цифровим вольтметром 13 і спеціально розробленим для проведення експерименту АЦП. Визначалися параметри стисненого повітря – його температури та витрати через підшипниковий вузол.

Безмоторний експеримент включав два етапи [1]. На першому етапі ставилася задача оцінити ефективність повітряного охолодження підшипника у випадку різкої зупинки двигуна і закидах температури підшипника зі сторони турбіни до рівня 170–190 °С. Такі значення були отримані при проведенні моторних експериментів з термометрією підшипника турбокомпресора ТКР-11Н [1]. В даному випадку в безмоторному експерименті оцінювалась швидкість зниження температури підшипника в залежності від надлишкового тиску охолоджуючого повітря, його температури на вході у вузол. На всіх досліджених режимах визначалися витрати охолоджувача, що дозволило визначити рівень енергетичних витрат, необхідних для такого

локального охолодження.

На цьому етапі включення і виключення подачі повітря здійснювалося в ручному режимі. Підшипник-втулка нагрівався електричним нагрівачем до критичних температур, при досягненні критичних значень включалася подача повітря.

Вихідні сигнали від термопар оброблялися в АЦП, динаміка зміни температур в контрольних точках фіксувалася на диск ПК. Моделювалися режими локального охолодження підшипника стисненим повітрям з надлишковим тиском $p_n=0,1$ МПа та $p_n=0,3$ МПа, витрати повітря на цих режимах відповідно склали 4,4 м³/год та 5,1 м³/год [1]. На рис. 3 представлені графіки зміни температури в найбільш нагрітій точці 1 підшипника від моменту включення охолодження.

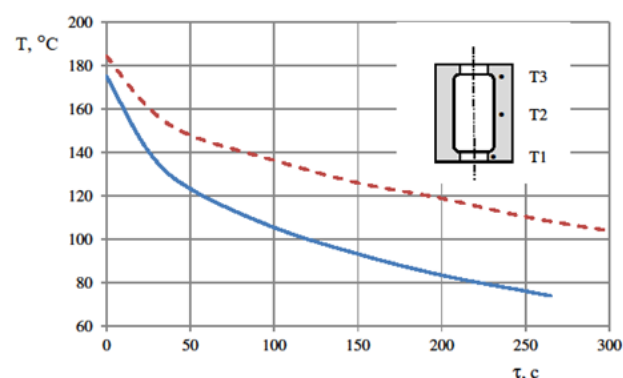


Рис. 3. Динаміка зміни температури підшипника в контрольній точці 1

--- – надлишковий тиск $p_n=0,1$ МПа
 — — – надлишковий тиск $p_n=0,3$ МПа

За результатами безмоторного експерименту була уточнена розроблена математична модель нестационарного теплового стану підшипникового вузла з локальним охолодженням.

Розробка системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) підшипникового вузла

Поставлена задача є не менш важливою, так як постійна подача охолоджувача на всіх режимах роботи двигуна призводить до збільшення додаткових витрат на функціонування системи локального охолодження, зокрема на привід повітряного компресора.

Як зазначалось, задача розробки САРТС підшипникового вузла вирішувалася на другому етапі дослідження. У якості вихідного параметра для роботи САРТС призначалася температура відпрацьованих газів на виході з турбіни, її максимальні, критичні з точки зору працездатності ТК значення при заданому рівні форсування двигуна. При цьому передбачалося, що у випадку різкого скидання навантаження або аварійної зупинки двигуна можливе включення подачі охолоджувача в ручному аварійному режимі. Детальний опис розробленої САРТС підшипника ТК наведено в публікації [1]. Розроблена САРТС являє собою терморегулятор з гістерезисом по температурі включення-виключення. Основою системи слугує мікроконтролер ATmega 328, характеристики якого з посиланням на дані [11] наведені в табл. 1.

Функційна схема контролера теплового стану представлена на рис. 4. Плата системи керування

містить перетворювач інтерфейсів USB–UART на мікроконтролері ATmega16U2. За допомогою перетворювача здійснюється USB підключення з персональним комп'ютером для перепрограмування, а також для візуалізації значень температури з дослідницькою метою. Відповідне програмне забезпечення дозволяє здійснювати з ПК керування і запис інформації на його жорсткий диск.

Таблиця 1. Характеристики мікроконтролера ATmega 328

Робоча напруга	5 В
Цифрові входи-виходи	14 (в т.ч. 6 ШІМ-виходи)
Аналогові входи	6
Максимальний струм одного виводу	40 мА
Максимальний вихідний струм виводу 3,3 В	50 мА
Flash-пам'ять	32 кБ
SRAM	2 кБ
EEPROM	1 кБ
Тактова частота	16 МГц

Напруга живлення +12 В від акумуляторної батареї перетворюється стабілізатором напруги в +5 В для живлення вузлів схеми. Для контролю температури використовується хромель-алюмелева термопара з нормуючим підсилювачем на основі операційного підсилювача LM358. Діапазон вимірюваних температур обмежений верхнім значенням 700 °С.

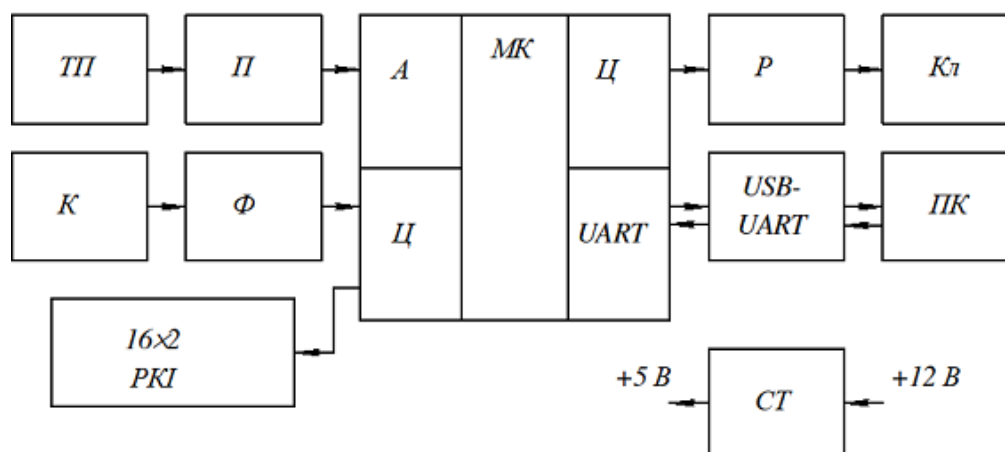


Рис. 4. Функційна схема контролера теплового стану:
 ТП – термопара; П – підсилювач нормуючий; К – кнопка аварійного керування; Ф – фільтр;
 PKI – рідкокристалічний індикатор; МК – мікроконтролер; А – аналоговий вхід;
 Ц – цифрові входи/виходи; Р – реле електромагнітне; Кл – клапан електромагнітний;
 СТ – стабілізатор вторинного електроживлення; ПК – персональний комп'ютер;
 UART – інтерфейс послідовного обміну; USB–UART перетворювач інтерфейсів

При необхідності подачі охолоджуючого повітря через кероване мікроконтролером реле комутується на «землю» коло живлення електромагнітного клапана. У якості такого виконавчого пристрою в розробленій САПС був використаний клапан фірми Lovato. За основним призначенням він застосовується на двигунах з газобалонним обладнанням для перекриття газової магістралі при зупинці двигуна, або ж його роботі на бензині.

Клапан має такі основні характеристики [12]: діаметр вхідної магістралі 6 мм; потужність котушки електромагніту 8 Вт; напруга живлення 12 В.

Взаємодія оператора з системою керування здійснюється за допомогою двохрядкового 16 символного рідкокристалічного індикатора з регульованим підсвічуванням. На індикатор виводиться інформація щодо поточного стану клапана (включений–виключений), значення температури відпрацьованих газів та час в секундах до моменту включення клапана подачі повітря для охолодження.

У випадку необхідності ручного керування моментом відкриття клапана додатково передбачена кнопка, яка змінює стан клапана (відкритий–закритий). Як вже зазначалося, в такому режимі система працює при аварійних зупинках двигуна, різкому скиданні навантаження. Переключення клапана в ручному режимі виконуються лише в інтервалі контрольованих температур між мінімальною температурою виключення і максимальною температурою включення.

Логіка роботи системи полягає в безперервному контролі температури випускних газів, яка контролюється стандартною термопарою. У разі, якщо температура перевищує максимально допустиме значення (задається в алгоритмі керування), включається реле живлення електромагнітного клапана. При цьому клапан відкривається, охолоджуюче повітря підводиться до підшипника, його температура знижується. Контроль температури відпрацьованих газів триває. Якщо температура знизиться до встановленого допустимого рівня (зміна режиму навантаження двигуна), який також задається в програмі керування системою, клапан закривається. При відкритому положенні клапана відбувається також зворотній відлік часу, визначений на роботу системи. Якщо цього часу буде недостатньо і температура відпрацьованих газів буде утримуватися на критичному рівні, система припинить подачу повітря за браком відведеного часу, який залежить від витрат стисненого повітря накопиченого в балонах системи ЛПО. подача охолоджуючого повітря буде відновлена після відновлення повітряним компресором тиску в балонах.

При проведенні безмоторного експерименту в

програму керування системою були введені значення контрольних температур для термопари, встановленої в точці 1 підшипника (рис. 3), а також тривалість часу, яка відведена для подачі охолоджуючого повітря. Для перевірки працездатності САПС в реальному часі, візуалізувалася поточна інформація щодо зміни температури на віртуальному приладі, побудованому в програмі LabVIEW.

Наступним етапом дослідження з метою практичного запровадження САПС може стати моторний експеримент, в якому вже в якості контрольних параметрів в програмі керування системою ЛПО будуть використані реальні температури відпрацьованих газів за турбіною ТК на експлуатаційних режимах, визначенні реальні витрати охолоджуючого повітря, відповідний проміжок часу для включення подачі охолоджувача.

Таким чином, при доведенні САПС уточнюються та налаштовується 3 параметри керування: максимальна температура відпрацьованих газів для включення клапана, мінімальна температура для включення клапана, призначена тривалість подачі охолоджуючого повітря.

Результати дослідження

В ході безмоторного експерименту з дослідним вузлом, до складу якого входив підшипник – бронзова моноштулка, охолоджувана повітрям, проведено попередній аналіз ефективності розробленої системи ЛПО. Оцінено експериментально вплив тиску охолоджувача p_n на процеси тепловідведення від підшипника. Оцінено, також, витрати стисненого повітря на охолодження для контрольних режимів. Отримані результати щодо поліпшення теплового стану підшипника підтверджують раціональність запропонованого конструктивного рішення. Було встановлено також, що розроблена схема керування процесами короточасного локального охолодження в автоматичному режимі є працездатною та надійною. Удосконалення схеми, її доведення до рівня промислового зразка потребує проведення моторних випробувань.

Обговорення результатів дослідження

Переваги запропонованої САПС підшипника у порівнянні з відомими конструктивними рішеннями полягають в основному у виборі охолоджувача – стисненого повітря. Зазначений фактор спрощує конструкцію вузла у порівнянні, наприклад, з рідинним охолодженням. При цьому на ефективність короточасного локального охолодження можна впливати, збільшуючи надлишковий тиск повітря. Другою перевагою є те, що процес охолодження керується у часі і вимагає порівняно незначних витрат потужності двигуна для стиснення повітря.

Обмеження проведеного дослідження. Безмо-

торний експеримент до певної міри спрощує умови експлуатації підшипника турбокомпресора. При цьому можуть бути не враховані особливості змащення підшипника на усталених та перехідних режимах, інші конструктивні особливості турбокомпресора.

Зазначені проблеми можуть бути вирішені в ході розробки конструкції вузла для конкретного турбокомпресора. Остаточна перевірка ефективності САРТС підшипника передбачає проведення серії стендових та експлуатаційних випробувань ТК. В цьому полягає наступний етап дослідження.

Висновки

Для підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів, які використовуються в системах наддуву автотракторних дизелів, в ході проведеного дослідження були отримані наступні результати:

1. Запропонована та розроблена оригінальна схема охолодження підшипника малорозмірного турбокомпресора, що підтверджується патентом України. Переваги схеми полягають у використанні для охолодження підшипника стисненого повітря, яке підводиться вибірково лише на критичних режимах. Локальне, кероване в автоматичному режимі охолодження підшипника дозволяє не погіршувати ефективні показники двигуна в цілому.

2. Для оцінки і підтвердження ефективності розробленої системи ЛПО проведено безмоторний експеримент. Досліджено вплив надлишкового тиску повітря в межах $p_n=0,1-0,3$ МПа на ефективність охолодження. Так, при моделюванні роботи системи ЛПО з надлишковим тиском охолоджувача $p_n=0,1$ МПа зниження температури підшипника від критичного значення 190 °С, до прийнятних значень 100–120 °С досягається вже через 250 с від моменту подачі охолоджувача.

3. Для подальшого удосконалення конструкції підшипникового вузла розроблена та уточнена за результатами безмоторного експерименту математична модель теплового стану підшипника – бронзової моноштулки з локальним охолодженням. Зокрема визначенні граничні умови задачі теплопровідності для поверхонь, що охолоджуються стисненим повітрям.

4. Розроблена система автоматичного регулювання теплового стану підшипника, підібрані необхідні комплектуючі елементи, які випускаються серійно. Перевірено працездатність схеми та окремих елементів в умовах безмоторного експерименту. Експеримент засвідчив надійність розробленої САРТС.

Список літератури:

1. Тринёв А. В. Разработка системы локального охлаждения подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного дизеля / А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, В. А. Несвитаило // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. – С. 44-49. 2. US6374612B1 United States Patent. Gladden et al. Patent No.: US 6, 374, 612B1. Date of Patent: Apr. 23,2002. Inventors: John R. Gladden; Philip J. Houtz, both of Lafayette, IN (US). Interstage cooling of a multi-compressor turbocharger. 3. United States Patent. Rust. Aug. 6, 1974. Inventor: Donald Rust, Star Rt., Box 20c, St. Paul, Oreg. 97137. Cooling system for turbocharger mechanism. 4. Патент США № 4376617. Турбокомпресор, опубл. 15.03.83 / Реферативный журнал. 5 Двигатели внутреннего сгорания. 1984. № 2, стр. 26. 5. Заявка ФРН № 2829150. Спосіб охолодження підшипників турбокомпресора, опубл. 24.01.80 / Реферативный журнал. Двигатели внутреннего сгорания. 1981. № 4, стр. 27. 6. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла / Г. Г. Гаффаров и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение.- 2015.- Т. 15. № 3.- С. 18–27. 7. Кулаков А. Т., Денисов А. С., Макушин А. А., Гаффаров А. Г. Совершенствование подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя // Вестник ОГУ. 2011. №10 (129). – С. 238–241. 8. Денисов А. С., Коркин А. А., Асоян А. Р. Анализ факторов, влияющих на работоспособность подшипникового узла турбокомпрессора // Вестник СГТУ. 2010. №1. – С. 44–49. 9. Патент України UA 115615 C2. Турбокомпресор з охолодженням підшипником. Опубл. 27.11.2017, Бюл. №22. Винахідники: Триньов О. В., Сівих Д.Г., Несвітайло В. А. 10. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонпружених деталей ДВЗ: монографія / О.В. Триньов. – Харків: “Підручник НТУ “ХПІ”. 2014 – 240с. 11. ATmega48A/PA/88A/PA/168A/PA/328/P, – © 2018 Microchip Technology Inc. / megaAVR® Data Sheet/2018. 12. Lovato. Let the blue drive you, – General catalogue, – http://www.lovatogas.com/general_catalogue/#1 (Режим доступа).

Bibliography (transliterated):

1. Trynov O.V., Sivykh D.G., Nesvytailo V. A. (2016) “Development of the system of local cooling of the bearing unit of the turbocharger of the tractor diesel” [“Razrabotka sistema lokal'nogo ohlazhdeniya podshpnikovogo uzla turbokompressora avtotraktornogo dizelya”], № 1, p. 44-49. 2. US6374612B1 United States Patent. Gladden et al. Patent No.: US 6, 374, 612B1. Date of Patent: Apr. 23,2002. Inventors: John R. Gladden; Philip J. Houtz, both of Lafayette, IN (US). Interstage cooling of a multi-compressor turbocharger. 3. United States Patent. Rust. Aug. 6, 1974. Inventor: Donald Rust, Star Rt., Box 20c, St. Paul, Oreg. 97137. Cooling system for turbocharger mechanism. 4. United States Patent № 4376617. Turbocharger, Rust. 15.03.83 / Abstract journal. Internal combustion engines. 1984. № 2, p. 26. 5. Application of the FRG № 2829150. Method of cooling turbocharger bearings, Rust. 24.01.80 / Abstract journal. Internal combustion engines. 1981. № 4, p. 27. 6. Gaffarov G. G. (2015) “Improving the reliability of turbochargers of automotive engines by improving the lubrication of the bearing assembly” [“Povyshenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornykh dvigatelej uluchsheniem smazyvaniya podshpnikovogo uzla”], YUUrGU, Chelyabinsk, p. 18–27. 7. Kulakov A.T., Denisov A.S., Makushin A.A., Gaffarov A. G. (2011) “Improving the bearing assembly of the turbocharger of an tractor engine” [“Sovershenstvovaniye podshpnikovogo uzla turbokompressora avtotraktornogo dvigatelya”], OGU, Orenburg, p. 238–241. 8. Denisov A.S., Korokin A.A., Asoyan A.R. “Analysis of Factors

Affecting the Performance of a Turbocharger Bearing Unit ["*Analiz faktorov, vliyayushchikh na rabotosposobnost' podshipnikovogo uzla turbokompresora*"], *SGTU, Saratov p. 44–49*. 9. Trynov O.V., Sivikh D.G., Nesvytailo V. A. (2016) "*Turbocharger with cooled bearing*" ["*Turbokompresor z okhолоdzhuvanyim pidshypnykom*"], *Patent of Ukraine UA 115615 C2*. 10. Trynov O.V., (2014), "*Scientific bases of local cooling of heat-stressed details of internal combustion engines*" ["*Naukovi osnovy lokal'noho okhолоdzhennya teplonapruzhenykh detaley DVZ*"], *Pidruchnyk NTU "KHPI", Kharkiv, 239 p.* 11. *ATmega48A/PA/88A/PA/168A/PA/328/P*, – © 2018 *Microchip Technology Inc. / megaAVR® Data Sheet/2018*. 12. *Lovato. Let the blue drive you*, – *General catalogue*, – http://www.lovatogas.com/general_catalogue/#1.

Надійшла до редакції 14.06.2022 р.

Триньов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, <https://orcid.org/0000-0002-0344-8332>, e-mail: trinaleksandr427@gmail.com.

Сівих Дмитро Георгійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, <https://orcid.org/0000-0002-8585-734X>, e-mail: sivikh1979@gmail.com.

DEVELOPMENT OF MEASURES TO INCREASE RELIABILITY TURBOCHARGER BEARING UNIT AUTOTRACTOR DIESEL ENGINE

A.V. Trynov, D.G. Sivikh

To increase the reliability of small turbochargers, in particular the bearing unit, it is proposed to use in the automatic mode of local cooling of the bearing with compressed air. The design of the turbocharger with the central case which houses the bearing and to which engine oil from the engine lubrication system is brought under excess pressure is considered. This design is the most common among turbochargers of tractor engines. Forced engine modes can be critical for the bearing, accompanied by fluctuations in the exhaust gas temperature, for example, due to an uncontrolled increase in cyclic supply, a sharp increase in load. Such modes lead to an increase in temperature deformations of the turbine wheel, rotor, reduce the reliability of the turbocharger. Heat dissipation from the rotor through the bearing assembly into the lubrication system is insufficient, additional short-term local cooling is required. The study simulated heat transfer processes in the bearing assembly of a small turbocharger using the developed mathematical model based on the finite element method. To clarify the model, namely the boundary conditions of the thermal conductivity problem, a series of non-motorized experiments with a locally cooled bearing were performed. In the course of non-motorized experiments, the algorithm of the automatic control system operation was worked out, some of its structural elements were selected and tested in practice. Conducted non-motorized experiments and the results of mathematical modeling confirmed the effectiveness of using the system of automatic local cooling of the bearing assembly. These measures increase the reliability of small turbochargers.

Keywords: turbocharger bearing assembly; local bearing cooling; motorless experiment; automatic control.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.03

А.Г. Лал, М.С. Шелестов

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ НАДДУВУ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПРИВОДУ У АГРЕГАТАХ НАДДУВУ

*В роботі проведено аналіз сучасних рішень по підвищенню потужності двигунів за рахунок удосконалення системи повітряпостачання. Розглянуті одноступеневі та багатоступеневі схеми наддуву з газовим, механічним та комбінованим зв'язком у декількох варіаціях, виявленні їх позитивні та негативні сторони для сучасного машинобудування. Найпростішою та найпоширенішою є схема з газовим зв'язком між поршневою частиною і ТКР, але у випадку для двотактних дизельних двигунів треба зважати на особливості робочого процесу, де на малих обертах енергії вихлопних газів недостатньо для приведення в дію турбокомпресора. Другим варіантом є схеми з механічним зв'язком, де вали турбіни та компресора поєднані з валом двигуна за допомогою механічної передачі. Також можлива схема, при якій компресор і турбіна можуть бути окремо з'єднані з колінчастим валом дизеля. Таке рішення забезпечує синхронну роботу компресора і поршневого двигуна на усіх режимах, сприяє кращому газообміну, покращує показники на перехідних режимах та пускові властивості. Одним з вданих рішень для двотактних дизелів є розробка комбінованих систем наддуву з проміжним охолоджувачем повітря, які вже вважаються багатоступеневими системами. Розділяються вони загалом на дві схеми, в одній схемі привідний компресор - ступінь високого тиску, а ТКР - низького тиску, друга схема навпаки. Для двотактних дизелів набув чинності та став більш відомим саме перший варіант. За останні 7 років підхід до вдосконалення системи наддуву набув деяких змін, одні з трендів є *Electric Boosting Systems* та впровадження цих систем для громадських автомобілів. Одними з перших були компанії *Audi*, *Daimler*, *Land Rover*, які почали оснащувати свої автомобілі електронадувом. На даний час амбасадрами цієї теми можна вважати такі великі компанії як *BorgWarner* та *Garrett*. Так, наприклад, підрозділ *AMG* спільно з фірмою *Garrett* розробили та презентували серійний електротурбонадув. Проблема використання електричного приводу в системах наддуву набуває більшого розголосу в останній час, та вже є змога*