

УДК 621.436

О. В. ТРИНЬОВ, Ю. О. КАФТАНОВ, О. О. КАРНАУХОВ

ПОЛІПШЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОВІДВЕДЕННЯ ВІД ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО ВУЗЛА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Зростання рівня форсування сучасних тепловозних дизелів і теплонапруженості деталей камери згоряння, зокрема клапанного вузла, вимагає розробки додаткових заходів з поліпшення їх теплового стану. Важливим з точки зору тепловідведення від випускного клапана є спряження сідло-клапан. На основі проведених розрахункових досліджень, а також моделювання процесів локального охолодження сідла в безмоторному експерименті обґрунтована можливість поліпшення процесів тепловідведення від випускного клапана через сідло.

Ключові слова: клапанний вузол тепловозного дизеля, теплонапружений стан, сідло випускного клапана, тепловідведення, локальне повітряне охолодження.

Рост уровня форсирования современных тепловозных дизелей и теплонапряженности деталей камеры сгорания, в частности клапанного узла, требует разработки дополнительных мер по улучшению их теплового состояния. Важным с точки зрения теплоотвода от выпускного клапана является сопряжение седло-клапан. На основе проведенных расчетных исследований, а также моделированием процессов локального охлаждения седла в безмоторном эксперименте обоснована возможность улучшения процессов теплоотвода от выпускного клапана через седло.

Ключевые слова: клапаный узел тепловозного дизеля, теплонапряженное состояние, седло выпускного клапана, теплоотвод, локальное воздушное охлаждение.

The increase in the level of forcing a modern diesel locomotive heat and tension of parts of the combustion chamber, in particular orifice, requires the development of additional measures to improve their thermal condition. Important from the point of view of heat extraction from the exhaust valve is the pairing of a saddle-valve. On the basis of computational studies and modeling of processes local cooling of the seat in a non-experiment, the possibility of improvement of processes of heat extraction from the exhaust valve through the saddle.

Keywords: orifice diesel diesel, heat stress condition, the saddle exhaust valve, heatsink, local air cooling.

Вступ. Поліпшення техніко-економічних показників середньообертових тепловозних дизелів як на стадії розробки нової конструкції, так і на стадії їх доведення досягається шляхом розрахункових і експериментальних досліджень з залученням методів математичного моделювання. Для підвищення надійності ДВЗ з перспективним рівнем форсування визначальним є теплонапружений стан (ТНС) деталей камери згоряння (КЗ).

Об'єктом дослідження в представленій НДР є клапанний вузол тепловозного дизеля Д 70 (16 ЧН 25/27) та його модифікацій виробництва ДП завод ім. В. О. Малишева (м. Харків).

В проведеній НДР основна увага приділяється спряженню випускний клапан-сідло. Загальновідомо, що саме через це спряження при роботі двигуна відводиться основна частина теплоти (70-80%) від клапана. Цей тепловий потік визначає надійність роботи клапанного вузла в цілому. В дослідженні з використанням методів математичного моделювання аналізується вплив конструктивних факторів (умови закріплення сідла в циліндровій кришці, локальне охолодження) на тепловий стан сідла, а отже в значній мірі і на тепловий стан самого випускного клапана. В багатьох випадках, хоча це й не є типовим рішенням, в конструкціях середньо - обертових тепловозних ДВЗ (в тому ж Д 70) встановлені так звані «плаваючі» сідла випускних клапанів. Така конструкція передбачає встановлення сідла в розточення циліндрової кришки з зазором (сідло в холодному стані може повертатися від руки в розточенні), фіксується від випадання пружним розрізним кільцем. При цьому навіть при значних температурних деформаціях тарілки клапана, зміщення тарілки відносно осі напрямної втулки вдається уникнути зависання (прихватів) стрижня

клапана в напрямній втулці – «плаваюче» сідло «відслідковує» переміщення тарілки клапана. В той же час, що є основним недоліком такої конструкції, взаємні переміщення сідла і тарілки клапана розгерметизують спряження по опорній, притертій поверхні, спостерігається прорив відпрацьованих газів через ці нещільності, перегрівання як сідла, так і клапана, прискорене ерозійне зношення цієї зони.

З огляду на постійну тенденцію до зростання рівня форсування сучасних середньообертових дизелів, термічної напруженості випускного клапана та його сідла, поставлена в НДР проблема підвищення надійності клапанного вузла є актуальною.

На нашу думку, шляхом вирішення поставленої проблеми може стати відмова від конструкції «плаваючого» сідла, закріплення сідла в циліндровій кришці з натягом, зменшення температурних деформацій клапана за рахунок поліпшення тепловідведення від тарілки клапана в сідло, локального охолодження сідла стисненим повітрям. При цьому охолодження сідла здійснюється в автоматичному режимі, на дизелі функціонує система автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) клапанного вузла. Запровадження САРТС дозволить підтримувати температуру деталей вузла в допустимих межах на найбільш термічно напружених режимах і відключати охолодження на часткових ненапружених режимах, зменшуючи таким чином енергетичні витрати по двигуну.

Аналіз публікацій. В літературних джерелах, як засвідчив проведений аналіз, питання теплообміну між клапаном і сідлом в зоні посадочної поверхні, незважаючи на важливість цих процесів з точки зору відведення теплоти від клапана, представлені недостатньо. З фундаментальних робіт за цією тематикою можна назвати відому монографію проф.

Г.Б. Розенбліта [1], в якій аналізуються результати розрахункових та експериментальних досліджень саме для тепловозних дизелів Д 70.

В монографії [1], насамперед на основі моторних випробувань, проаналізовано умови протікання теплообмінних процесів і контактного теплообміну, зокрема в спряженні сідло-клапан. Так, для уточнення умов теплообміну між робочими газами в циліндрі і клапаном була використана методика аналізу коливань температури на теплосприймаючій поверхні деталей КЗ. Так було встановлено термометрією (термопара розміщувалась на відстані $x=0,13$ мм від посадочної поверхні), що на посадочній поверхні тарілки клапана температура в момент посадки клапана на сідло зменшується, при цьому найбільше зменшення температури опорної фаски клапана спостерігається при максимальному тиску в циліндрі. На посадочній поверхні тарілки максимальна амплітуда коливань температури досягає $18-20$ °С.

В момент відкриття випускного клапана під дією відпрацьованих газів спостерігається зростання температур клапана як по опорній поверхні тарілки, так і по іншим теплообмінним поверхням. Зростання температури відбувається до моменту початку впуску, з початком впуску, внаслідок перекриття клапанів, випускний клапан охолоджується наддувним повітрям і його температура знижується. Збільшення перекриття фаз до $\varphi = 140^\circ$ п.к.в. (в базовому варіанті $\varphi = 95^\circ$ п.к.в.) на номінальному режимі знижує температуру клапана приблизно на 50°C , при цьому радіальний перепад температур на тарілці клапана також знижується на $15-20^\circ\text{C}$ [1]. Таке конструктивне рішення може розглядатися як один з можливих заходів щодо поліпшення ТНС випускного клапана дизеля Д 70. Надалі після закриття випускного клапана його температура продовжує знижуватись, але вже внаслідок відведення тепла в сідло циліндрової кришки [1].

Певний досвід розв'язання термоконтактних задач, узагальнення підходів до їх розв'язання знаходимо в роботі [2]. Найбільш простий алгоритм вирішення контактної задачі, як зазначається в [2], ґрунтується на обчисленні коефіцієнтів взаємного впливу точок контактуючих тіл в напрямках по нормалі і по дотичній до контактної поверхні. Використовуючи при цьому метод сил для складення умов рівноваги для кожного з контактуючих тіл, знаходять розподіл контактних напружень. Отримані значення напружень використовуються в подальшому як ГУ для повторних розрахунків напруженого стану контактуючої пари.

Більш складною є постановка термоконтактних задач, характерних для основних термонапружених спряжень двигуна, зокрема спряжень клапанного вузла: клапан-сідло, стрижень клапана-напрямна втулка, сідло клапана-головка циліндрів. Невизначеність умов контакту, змінний характер прикладення механічних і теплових навантажень в цих спряженнях створюють додаткові ускладнення. При цьому головна складність полягає в наступному. Умови контакту і напружено-деформований стан

деталей в контакт, який в свою чергу не може бути задалегідь змодельований без задання коефіцієнтів тепло - подачі, а вони, головним чином будуть залежати від характеру розподілу контактного тиску в спряженні, напружено-деформованого стану контактуючих деталей. Ускладнення пов'язанні також з фізичною і геометричною нелінійністю, з нестационарністю термоконтактних задач, взаємним проковзуванням деталей клапанного вузла. Очевидно, що зростання вимог до надійності двигуна при зростанні рівня його форсування вимагає уточнення математичних вузлових моделей, а також методів розрахунку конструкцій в термоконтактній постановці. Результати теоретичних і експериментальних досліджень фізики процесів контактної теплопередачі узагальнені Ю.П.Шликовим, Є.О.Ганіним та С.М.Царевським в роботі [3]. Залежність, запропонована авторами [3], дозволяє визначити і оцінювати вплив на термічний опір контакту таких факторів як контактний тиск, шорсткість контактуючих поверхонь, теплопровідність в зоні контакту, міцнісні характеристики матеріалів взаємодіючих деталей. Слід також зазначити, що одними з перших в області температурних контактних задач були роботи М.М.Бородачова, М.П.Коровчинського, Д.В.Грилицького, І.М.Савіна. Важливі результати при розв'язанні термоконтактних задач наводяться також в роботах В.Г.Гобрусєва, Б.І.Шелестовського, Я.С.Уфлянда, М.М.Лебедева, А.М.Підгорного, П.П.Гонтаровського та ін. В той же час проблема розв'язання задач у термоконтактній постановці залишається недостатньо вивченою.

Успішне її вирішення в кожному випадку, зокрема для клапанного вузла, потребує детального вивчення особливостей контактного теплообміну, знання реальних температурних полів окремих деталей вузла та певних закономірностей, пов'язаних зі змінами зазорів, натягів в спряженнях в залежності від режиму навантаження двигуна, до теплофізичних властивостей матеріалів, охолодження та ін. В ході виконання НДР також був проведений патентний пошук за напрямком-зниження теплонапруженості, підвищення надійності сідла випускного клапана. Розглянемо декілька таких рішень.

Пропонується конструкція клапанного вузла [4], в якому забезпечується повне і надійне прилягання клапана до сідла, навіть при перекошеннях, теплових деформаціях останнього. З цією метою на ділянці стрижня клапана (в межах прямої втулки) виконується проточення, на стрижень в цій зоні напресована втулка з м'якого матеріалу з малим модулем пружності і високою теплопровідністю. Таким чином вдається уникнути зависання стрижня в напрямній втулці при значних температурних деформаціях тарілки клапана і сідла. В дизелях Д70 з цією метою встановлюються «плаваючі» сідла.

В публікації (опис патенту) [5] пропонується сідло клапана, яке встановлене в з'ємному корпусі. Корпус містить порожнини для проходження

охолоджуючої рідини з системи охолодження дизеля. В нижній частині корпусу, в якій закріплене сідло, передбачена кільцева канавка, яка разом зі сідлом утворює кільцевий канал для проходження рідини і охолодження сідла.

Пропонується [6] повітряна система охолодження випускного клапана дизеля з турбонаддувом, для якої повітря відбирається з порожнини за компресором ТК і по каналах в головці циліндрів підводиться в кільцевий канал між сідлом клапана та його посадочним гніздом. З кільцевого каналу через наскрізні отвори в сідлі або ж в головці циліндрів повітря витікає у випускний тракт, охолоджуючи сідло. Система охолодження ефективна при роботі дизеля на важкому паливі, відзначається надійністю і простотою [6].

Як показав проведений патентний пошук та аналіз інших літературних джерел, найбільш простим, таким, що не потребує внесення кардинальних змін в конструкцію циліндрової кришки, і водночас достатньо ефективним з точки зору підсилення тепловідведення від сідла клапана, є спосіб з використанням стисненого повітря для охолодження сідла клапана.

При розробці заходів з поліпшення ТНС випускного клапана тепловозного дизеля за рахунок більш інтенсивного тепловідведення від клапана через його сідло були проаналізовані результати експериментальних і розрахункових робіт з дослідження ТНС циліндрових кришок середньооборотних дизелів, блочних головок циліндрів швидкохідних автотракторних дизелів, зокрема в зоні встановлення сідел клапанів за умови їх локального охолодження [7,8]. Так в роботі [7] наведені результати розрахункових досліджень з визначення шляхів підвищення надійності циліндрової кришки тепловозного дизеля Д80. Для проведення розрахунків використовується відомий програмний комплекс ANSYS, побудований на основі МСЕ.

При розробленні ГУ задачі теплопровідності використовуються результати термометрії кришки дизеля Д70 на усталеному режимі ($N_e=2940$ кВт, $n=1000$ хв⁻¹), які наводяться в роботі [1]. Як основний засіб поліпшення ТНС розглядається запровадження системи ЛПО сідел клапанів.

Метою дослідження в роботі [8] була оцінка теплового стану зони міжклапанної перетинки і сідла випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля, а також оцінка ефективності ЛПО. Об'єктом дослідження в даному випадку був форсований дизель 4ЧН 12/14 ($N_e=117$ кВт, $n=2000$ хв⁻¹) з експериментальною системою ЛПО випускного клапанного сідла. В розробленій системі ЛПО охолоджуюче повітря від автономного компресора підводиться до кільцевої порожнини, утвореної проточкою на бічній поверхні сідла і тілом ГЦ. Охолоджувач обтікає ззовні сідло і потрапляє у випускний тракт через три наскрізні отвори.

Результати експерименту показали охолоджуючий ефект по сідлу в межах від 50⁰С

($p_n=0,15$ МПа) до 75⁰С ($p_n=0,20$ МПа). Як зазначається в публікації [8], ефект, досягнений на експериментальній системі ЛПО, не є максимально можливим, подальше зниження температур сідла і зони міжклапанної перетинки в цілому можна очікувати за рахунок оптимізації геометричних параметрів системи ЛПО, зниження гідравлічного опору системи. В даному випадку значно знижує ефект охолодження та обставина, що охолоджуюче повітря витікає безпосередньо у випускний тракт, зазнаючи протидію відпрацьованих газів, які мають значний надлишковий тиск [8].

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення показників надійності форсованих тепловозних ДВЗ за рахунок удосконалення конструкції клапанного випускного вузла, застосування регульованого, локального повітряного охолодження (ЛПО) сідла випускного клапана.

Задачі дослідження полягають в розробці математичної моделі (ММ) сідла випускного клапана, розглядаються варіанти з неохолоджуваним сідлом, закріпленим в циліндровій кришці з натягом, а також аналізуються варіанти ТНС охолоджуваного сідла. Слід відзначити, що перелічені варіанти не потребують внесення суттєвих змін в конструкцію циліндрової кришки, розміри сідла (габаритні) не змінюються. Також вирішується задача уточнення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності для варіантів з ЛПО в ході безмоторного експерименту, визначення витрат стисненого повітря, що необхідно в подальшому для оцінки додаткових енергетичних витрат по двигуну, а також для розробки САРТС клапанного вузла.

Основні результати. При проведенні даної НДР експеримент відіграє суттєву роль. В ході безмоторного експерименту вирішувались ряд важливих задач: оцінка ефективності охолодження сідла випускного клапана при різних значеннях тиску p_n в межах від 0,1 до 0,3 МПа; визначення витрат охолоджуючого повітря G_n на кожному з режимів, що необхідно для розрахунку потужності нагнітача (компресора) стисненого повітря; випробування в першому наближенні електронної системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) клапанного вузла тепловозного дизеля; оцінка динаміки зміни температури охолоджуваного сідла в часі, що також необхідно для розробки САРТС; уточнення ГУ задачі теплопровідності для подальшого розрахункового моделювання ТНС сідла.

При підготовці безмоторного експерименту в основному був використаний досвід проведення таких випробувань, накопичений на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» [9]. Мова йде про серію безмоторних експериментів, проведених для оцінки ефективності ЛПО сідел клапанів для автотракторних швидкохідних дизелів. Методика підготовки і проведення таких експериментів передбачала оснащення фрагментів (одноциліндровий відсік) блочних головок або ж індивідуальних ГЦ хромель-алюмелевими термопарами, які розміщувалися біля

вогневої поверхні днища, встановлювалися також в охолоджуваному сідлі, на тарілці випускного клапана. Фрагмент або ж індивідуальна ГЦ механічно дооброблювалися, в них виконувались канали, проточення для утворення порожнини охолодження. Охолоджувач перетікав через канали і порожнини такої системи ЛПО транзитом, обминаючи впускний і випускний тракти, хоча для безмоторного експерименту при відсутності надлишкового тиску в цих трактах це несуттєво у порівнянні з моторним експериментом. Теплове навантаження на ГЦ і деталі клапанного вузла створювалося електронагрівачем (електрична піч), регулювання режиму нагрівання досягалося за допомогою автотрансформатора. Температури нагрівання відслідковувалися в ході експерименту контрольними термометрами, зокрема встановленими на дослідному сідлі випускного клапана. Значення критичної температури (температура сідла, наприклад, на номінальному режимі роботи даного дизеля) визначалося на основі результатів моторних експериментів, проведених раніше. При досягненні критичної температури САРТС відкривала запірний регулюючий пристрій-регулятор подачі повітря (РПП), і починалася циркуляція стисненого повітря. При досягненні заданої в САРТС нижньої (допустимої за умовами експлуатації) температури сідла РПП припиняв подачу охолоджувача.

Крім переліченого обладнання, яке вже раніше використовувалося в безмоторних експериментах з деталями автотракторних ДВЗ [9], для дослідження ефективності ЛПО клапанного вузла тепловозного дизеля додатково був розроблений і оснащений термометрами модельний клапанний вузол (рис.1), в якому встановлювалося дооброблене і препароване термометром серійне сідло дизеля Д70, а також препарована трьома термометрами серійна напрямна втулка дизеля Д70.



Рис.1 - Загальний вигляд модельного клапанного вузла тепловозного дизеля.

Модельний клапанний вузол тепловозного дизеля був оснащений штуцерами для підведення охолоджуючого повітря до протічної порожнини, утвореної розточенням в корпусі вузла і бічною поверхнею напрямної втулки, а також до кільцевої протічної порожнини навколо сідла.

Проведення експерименту та його результати.

Випробування проводилося в такій послідовності. Для розробленої раніше САРТС, до програми управління вводилися контрольні значення температур верхньої (включення подачі охолоджувача) і нижньої (виключення подачі). Для тестування САРТС такі значення складали: верхня критична температура -190°C, нижня допустима температура -120°C. Контрольним для роботи САРТС був сигнал від термометра, розміщеної на сідлі клапана (точка 1). Випробування проводилося в два етапи, з роздільним підведенням охолоджувача до контура сідла і до контура напрямної втулки. В обох випадках контрольним, визначальним залишався сигнал від термометра на сідлі.

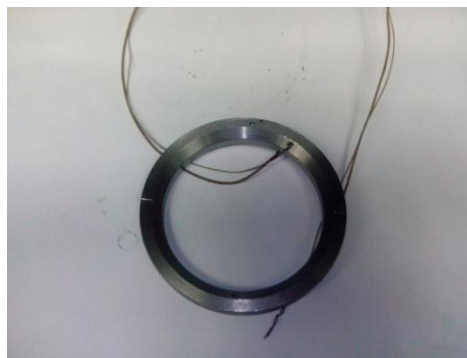


Рис.2 - Препароване сідло випускного клапана. На рис.3(а,б,в) показана динаміка зміни температури охолоджуваного сідла (точка 1) при підведенні охолоджувача в межах тестових температур.

З врахуванням порівняно низької теплопровідності матеріалу сідла (сталь ЭИ-69, $\lambda=17-20$ Вт/(м·К)) можна вважати ЛПО сідла достатньо ефективним засобом поліпшення теплового стану сідла (ефект досягається вже на протязі $\Delta\tau=240$ с), а також як засіб інтенсифікації тепловідведення від тарілки клапана. Повна оцінка ефективності вимагає розрахунку енергетичних витрат по багаточислинному дизелю, а також врахування конструктивної особливості дизеля Д70, як і багатьох подібних - в циліндровій кришці встановлено два випускних клапана. Безумовним, навіть на стадії розробки системи ЛПО клапанного вузла тепловозного дизеля, є те, що таке рішення буде економічно виправданим і практично запровадженим лише при умові автоматичного керування процесами охолодження клапанного вузла. При цьому для практичної реалізації САРТС на дизелі в якості вихідного, контрольного сигналу може стати температура відпрацьованих газів, від якої в значній мірі залежать і температура сідла і температура самого випускного клапана, яка може визначатися серійною термометром (термометрами) у випускному тракті циліндрових кришок.

Проведені раніше дослідження клапанного вузла, зокрема [1,9,10], підтверджують значну роль у формуванні ТНС випускного клапана як швидкохідного, так і середньооборотного дизелів теплообмінних процесів через вставне сідло клапана.

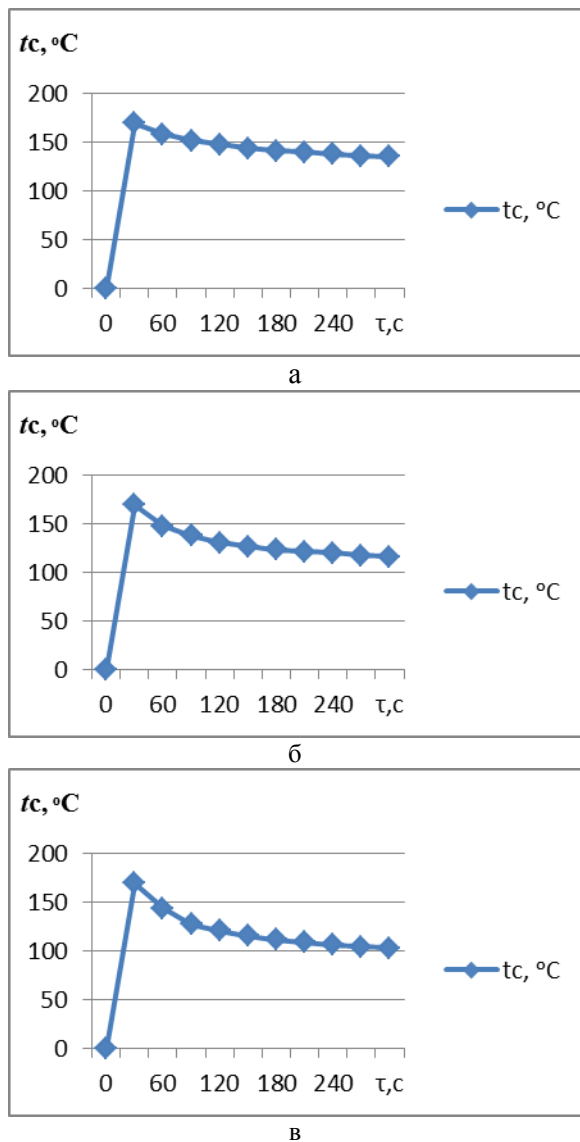


Рис.3-Динаміка зміни температури сідла при підведенні охолоджувача: а-режим $p_n=0,1$ МПа, $G_n=2,9 \text{ м}^2/\text{год}$, $t_n=15,62^\circ\text{C}$; б-режим $p_n=0,2$ МПа, $G_n=3,2 \text{ м}^2/\text{год}$, $t_n=15,76^\circ\text{C}$; в-режим $p_n=0,3$ МПа, $G_n=3,5 \text{ м}^2/\text{год}$, $t_n=16,2^\circ\text{C}$

Метою розрахункового етапу даної НДР є аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на поліпшення тепловідведення через сідло в циліндрову кришку тепловозного дизеля. Розглядаються варіанти розрахунків, в яких аналізується вплив переходу від сідла «плаваючого» типу до сідла, встановленого з натягом, вплив локального охолодження сідла стисненим повітрям для різних режимів підведення охолоджувача ($p_n=0,1-0,3$ МПа).

За базовий конструктивний варіант приймаємо конструкцію серійного не-охолоджуваного сідла «плаваючого» типу дизеля Д70. Сідло має зовнішній діаметр 85 мм, внутрішній діаметр 67 мм і висоту 11 мм. На зовнішній бічній поверхні серійного «плаваючого» сідла виконується проточення для установки пружного розрізного кільця, яке призначене для фіксації сідла в циліндровій кришці. Серійне сідло встановлено з зазором в межах 0,10-0,12 мм, в зібраному стані повертається від руки.

Конструкція вставного сідла, змонтованого з натягом виконується без проточення по зовнішній бічній поверхні, але при цьому всі інші геометричні параметри зберігаються. Охолоджуваний варіант сідла повторює геометрію серійного сідла, але в ньому проточення по бічній поверхні використовується не для установки пружного розрізного кільця, а для циркуляції охолоджуючого повітря. При цьому охолоджуване сідло також встановлюється в циліндрову кришку з натягом.

Задання ГУ. Зупинимося детальніше на методиці розрахунку ГУ в зонах спряжень сідло-циліндрова кришка і сідло-клапан. Числовий приклад з використанням цієї методики знаходимо в роботі [9]. В нашому випадку коефіцієнт тепловіддачі в зоні спряження по боковій поверхні сідла становить $4530 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а коефіцієнт тепловіддачі для торцевої контактуючої поверхні: $-1256 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Значення решти ГУ задачі теплопровідності, зокрема коефіцієнтів тепловіддачі по опорній фасці сідла, задавалися на основі ГУ, розроблених для випускного клапана тепловозного дизеля Д70 на номінальному режимі ($N_e=2940 \text{ кВт}$, $n=1000 \text{ хв}^{-1}$), які знаходимо в монографії [9]. Для варіантів сідла з локальним охолодженням ГУ на ділянках, які контактують з охолоджуючим повітрям, уточнювались з врахуванням проведеного в ході НДР безмоторного експерименту.

При заданні ГУ задачі механіки сідло вважається закріпленим по своїй верхній торцевій поверхні відносно циліндрової кришки, по зовнішній боковій поверхні в розгляд введено контактний прошарок, який обмежує переміщення сідла в радіальному напрямку і допускає переміщення по дотичній до бокової поверхні. Зі сторони КЗ сідло навантажено силами тиску газів (приймається до розгляду максимальний тиск газів на номінальному режимі $p_c=12 \text{ МПа}$), а також силами притискання клапана по його опорній фасці, вказані сили приймаються постійними на усталених режимах. До бокової внутрішньої поверхні сідла прикладена, згідно рекомендацій [9], розподілена сила тиску відпрацьованих газів перед турбіною, яка теж задається для конкретного режиму роботи двигуна і приймається постійною.

Аналіз результатів розрахунків. При проведенні розрахункового моделювання ТНС сідла розглядалися такі варіанти: серійне сідло «плаваючого» типу (в подальшому – варіант 1); сідло встановлене з натягом, неохолоджуване, без проточення на бічній поверхні (варіант 2); охолоджуване сідло, тиск охолоджувача $p_n=0,1$ МПа (варіант 3); охолоджуване сідло $p_n=0,2$ МПа (варіант 4); охолоджуване сідло $p_n=0,3$ МПа (варіант 5). Нагадаємо, що для охолоджуваних варіантів геометрія перетину повторює геометрію перетину серійного сідла, але передбачена установка охолоджуваних сідел з натягом. На рис. 4 а-б представлені меридіальні перетини варіантів сідел та схеми розбиття теплообмінної поверхні на окремі зони для задання ГУ задачі теплопровідності.

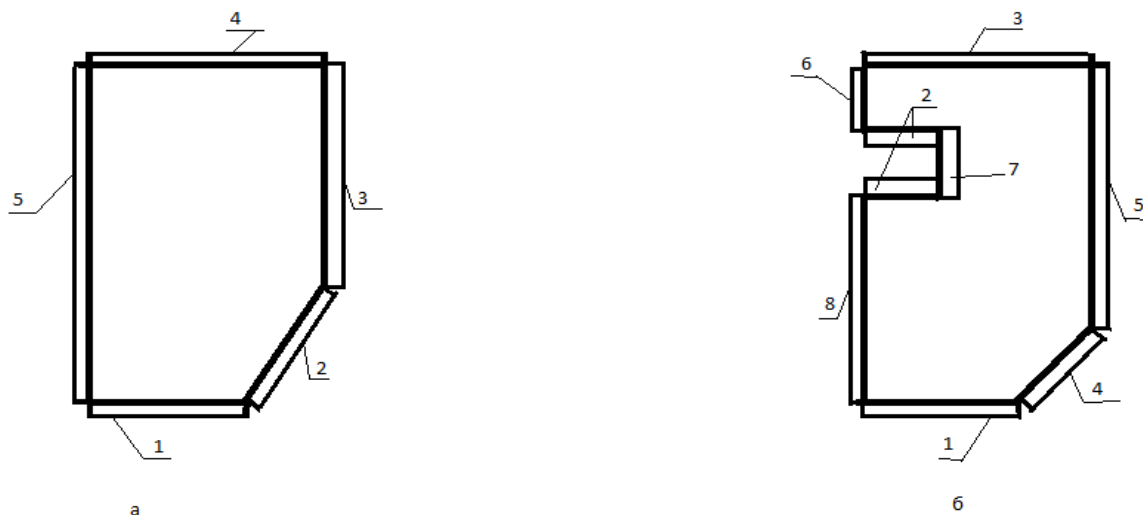


Рис. 4– Схеми розбиття теплообмінної поверхні на зони для задання ГУ задачі теплопровідності: а - варіант 2, неохолоджуване сідло, встановлене з натягом; б – варіант 1 («плаваюче» сідло), варіанти 3,4,5 (охолоджувані сідла, встановлені з натягом). В (табл. 1 – 5) для розрахункових варіантів 1-5 приведені ГУ задачі теплопровідності: коефіцієнти тепловіддачі α , результатуєча температура t_p .

Таблиця 1 – Значення ГУ задачі теплопровідності для «плаваючого сідла».

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	0	1255	2000	910	400	0	0
t_p , °С	900	290	270	700	650	290	290	290

Таблиця 2 – Значення ГУ задачі теплопровідності для неохолоджуваного сідла.

№ зони	1	2	3	4	5
α , Вт/(м ² К)	850	2000	910	1255	4530
t_p , °С	900	700	650	270	290

Таблиця 3 – Значення ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного сідла $p_n = 0,1$.

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	600	1256	2000	910	4530	600	4530
t_p , °С	900	60	260	700	650	285	60	280

Таблиця 4 – Значення ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного сідла $p_n = 0,2$.

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	700	1256	2000	910	4530	700	4530
t_p , °С	900	62	250	700	650	275	62	270

Таблиця 5 – Значення ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного сідла $p_n = 0,3$.

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	750	1256	2000	910	4530	750	4530
t_p , °С	900	65	240	700	650	265	65	260

Запропоновані до розгляду варіанти можна віднести до таких, що не вимагають внесення суттєвих змін в конструкції клапанного вузла – збережені габаритні розміри сідла, матеріал сідла. Дообробки вимагає циліндрова кришка, але внесення конструктивних змін в даному випадку обмежується механічною обробкою, пов'язаною з виконанням в тілі кришки каналів для підведення охолоджуючого повітря.

Проведемо порівняльний аналіз отриманих результатів при моделюванні ТНС сідла для окремих розрахункових варіантів. Проаналізуємо

температурне поле сідла, відякого в значній мірі залежать процеси тепловідведення від випускного клапана, а також проаналізуємо складові напружено – деформованого стану сідла на номінальному режимі ($N_e=2940$ кВт, $n=1000$ хв⁻¹).

Серійне сідло «плаваючого» типу. На рис.5 представлено температурне поле сідла, в табл. 6 – складові напружено – деформованого стану, при цьому стискаючі напруження приводяться зі знаком «-», а розтягуючі відповідно зі знаком «+». Для аналізу напружено – деформованого стану обрано чотири контрольні точки (зони), розміщені по

периметру меридіального перетину, їх положення не змінюється для всіх розрахункових варіантів.

(табл.6), серед складових напруженого стану переважають колові.

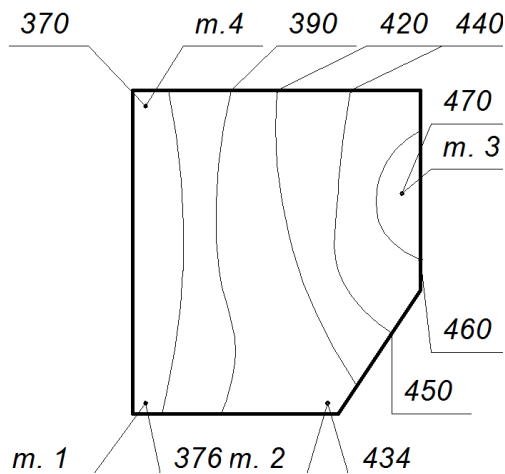


Рис. 5 – Температурне поле «плаваючого» сідла, °С

Температурне поле серійного сідла характеризується високим рівнем температур, причому по всьому меридіальному перетину сідла. Отримані розрахункові результати щодо температурного поля добре узгоджуються з результатами термометрії в ході моторних випробувань тепловозних дизелів з «плаваючими» сідлами, зокрема з результатами [1,11]. Характерною ознакою «плаваючих» сідел (рис .5) є високий рівень температур як зі сторони внутрішньої бічної поверхні, так і зі сторони зовнішньої, що пояснюється проривом відпрацьованих газів через зазор («плаваюче» сідло) між сідлом і циліндровою кришкою. Саме цією обставиною пояснюється [11] виникнення характерних дефектів, зокрема, на поясах гнізд випускних клапанів з «плаваючими» сідлами. Вище і нижче «плаваючих» сідел виникає розгарна сітка тріщин під дією відпрацьованих газів, які рухаються з високою швидкістю через зазори між тілом кришки і сідлом випускного клапана. При цьому розгарна сітка тріщин створює небезпечні концентратори напружень, що в свою чергу прискорює утворення наскрізних термічних тріщин в днищі циліндрової кришки. Цьому процесу також сприяє в певній мірі заповнення системи охолодження тепловозного дизеля забрудненою водою, таким чином забруднення на стінці рубашки охолодження створюють тепловий бар'єр і погіршують тепловідведення від днища кришки.

Запропонована [11] модернізація кришки циліндра дизеля Д49 передбачає для уникнення тріщеноутворення, по – перше, підвищення теплопровідності самого матеріалу кришки – чавуну шляхом заміни чавуну з так званою шаровидною формою графіту на чавун з пластинчатою формою, теплопровідність якого в 2 рази вище. По – друге, утворення розгарної сітки можна уникнути заміною «плаваючих» сідел на запресовані сідла [11].

Напружено –деформований стан «плаваючого» сідла відзначається помірним рівнем напружень

Таблиця 6 – Складові ТНС серійного сідла

№ Точки (зони)	Радіальні σ_r , МПа	Осьові σ_z , МПа	Колові σ_θ , МПа	Дотичні τ_r , МПа	Інтенсивність напружень σ_i , МПа
1	-6,7	-10,2	119,5	0	122,7
2	-9,0	-79,4	-79,4	5,6	74,5
3	-8,5	-110,2	-110,2	-6,0	110,9
4	-7,0	207	207	-0,7	207,2

Це характерно для деталей з такою геометрією і умовами механічного і теплового навантаження. Отриманий розрахунком розподіл складових ТНС далекий від критичних для сталі ЭИ –69 значень при даному рівні експлуатаційних температур, дозволяє зробити висновок, що причиною дефектів сідел в експлуатації (тріщини, прогари) є в основному ерозійне зношення під дією відпрацьованих газів, які перетікають через спряження сідло – клапан у випадку теплової деформації сідла, втрати герметичності по притертій частині опорної фаски. Цьому процесу сприяє «плаваючий» характер закріплення сідла в циліндровій кришці, що передбачає можливість переміщення сідла відносно гнізда і кришки циліндрів.

Вставне сідло, встановлене з натягом. Перевагами цієї конструкції у порівнянні з «плаваючим» сідлом є, насамперед, забезпечення на протязі тривалого часу герметичності спряження сідло – клапан по притертому пояску опорної фаски, так як в даному випадку зміщення сідла вкрай обмежені. Встановлення сідла з натягом збільшує тиск у спряженні сідло – кришка циліндрів, що в свою чергу зменшує контактний опір і збільшує коефіцієнт тепловіддачі у цьому спряженні, тобто поліпшує тепловідведення від сідла в циліндрову кришку

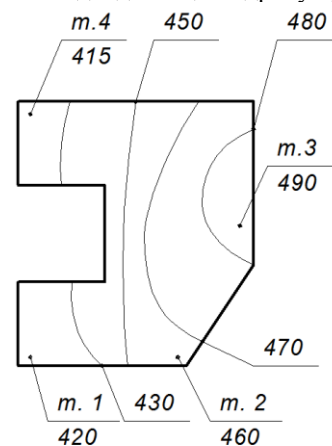


Рис.6 – Температурне поле сідла, встановленого з натягом, °С

Перехід від «плаваючого» сідла до запресованого майже не впливає на розподіл складових напружено – деформованого стану .Як і у попередньому випадку напруження $\sigma_{\text{св}}$ переважаючими, але далекими від критичних.

Температурне поле запресованого сідла показує помітне поліпшення тепловідведення від сідла в кришку. Зниження температур сідла по всьому перетину становить 25 -30 °С.

Таким чином, встановлення сідла з натягом не лише усуває процеси ерозійного зношення сідла по зовнішній бічній поверхні, прилеглий верхній кришки, поверхні опорної фаски сідла, але і знижує температуру сідла.

Таблиця 7– Складові ТНС сідла, встановленого з натягом

№ точки (зони)	Радіальні σ_r , МПа	Осьові σ_z , МПа	Колові σ_θ , МПа	Дотичні τ_r , МПа	Інтенсивність напружень σ_i , МПа
1	-3,9	-10,2	122,3	2,7	123,3
2	-8,0	11,	104,3	0,4	98,4
3	-11,4	-4,3	111,6	0	104,0
4	-6,4	2,5	135,9	-3,3	138,2

Порівняно невисокий ефект зниження температур (25 - 30°С) можна пояснити низькою теплопровідністю жароміцної сталі ЭИ – 69.

Вставне охолоджуване сідло ($p_n=0,1 - 0,3$ МПа). Деталі клапанного вузла (сідло, клапан) в переважній

більшості конструкцій сучасних тепловозних ДВЗ виготовлені з жароміцних сталей, які здатні витримувати високі температурні навантаження (650 - 750°С), протидіяти газовій ерозії. В той же час, як вже зазначалося вони мають низький коефіцієнт теплопровідності. В даному випадку для помітного зниження температури сідла (клапана) охолоджувач необхідно підводити безпосередньо до деталі. З врахуванням забезпечення надійних умов експлуатації такими охолоджувачами для вставного сідла не можуть бути вода, моторне мастило. Витікання рідинного охолоджувача через спряження сідло – кришка циліндрів призводить до аварійної зупинки дизеля зі значними пошкодженнями. В проведеній НДР пропонується для поліпшення тепловідведення від сідла використовувати стиснене повітря, яке інтенсифікує тепловідвід, але при цьому не знижує надійності конструкції вузла, виключає можливість аварійних зупинок. Були розглянуті варіанти з охолодженням вставного сідла стисненим повітрям, як засіб подальшого зниженням теплової напруженості сідла, покращення тепловідводу через сідло від випускного клапана. Результати розрахунків представлені на рис. 7.

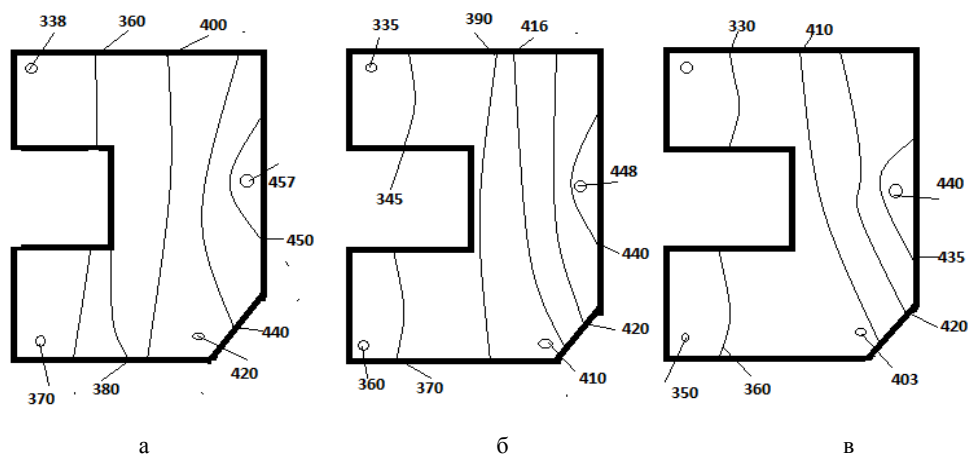


Рис.7 – Температурні поля охолоджуваного сідла, °С:

а – тиск охолоджувача $p_n=0,1$ МПа;б – тиск охолоджувача $p_n=0,2$ МПа;в – тиск охолоджувача $p_n=0,3$ МПа;

Основний ефект від ЛПО сідла проявляється на температурних полях деталі. Спостерігаємо помітне зниження температур по всьому меридіальному перетину сідла у порівнянні з серійним сідлом при $p_n=0,1$ $\Delta t^\circ\text{C}=35 -40^\circ\text{C}$; при $p_n=0,2$ МПа $\Delta t^\circ\text{C}= 50 -60^\circ\text{C}$; при $p_n=0,3$ МПа $\Delta t^\circ\text{C}= 65 -70^\circ\text{C}$. При цьому не відзначається суттєвих змін в розподілі складових напружено – деформованого стану, всі складові, а також інтенсивність напружень σ_i далеко від критичних значень для матеріалу сідла.

Висновки. Проведені безмоторні випробування і розрахункові дослідження вставних сідел з ЛПО підтвердили ефективність ЛПО (максимальний ефект охолодження сідла стисненим повітрям при $p_n=0,3$ МПа становив

$\Delta t^\circ\text{C}= 65-70^\circ\text{C}$) сідла і доцільність його практичного використання як на дизелях, що знаходяться в експлуатації, так і таких, що розробляються і відзначаються високим рівнем форсування.

Високі економічні показники тепловозного дизеля, оснащеного сисемою ЛПО клапанного вузла, можуть бути забезпечені у випадку автоматичного управління тепловим станом деталей клапанного вузла, запровадженням САРТС клапанного вузла.

Список літератури

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях/Г.Б.Розенблит.- М.:Машиностроение,1977.-216 с.
2. Подгорный А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач. – К.: Наук. Думка. 1989. – 232с

3. Ганин Е.А. Контактное термическое сопротивление/Ганин.Е.А.,Шлыков Ю.П., Царевский.С.Н.- М.:Энергия 1977.-328 с.
4. Патент №2655067 ФРН, МКИ F01L3/08. Клапан; заявл. 04.12.76; опубл. 08.06.78, Бюл. №7.
5. Патент №2399541 Франция, МКИ F01D3/12. Охолоджуване сідро клапана ДВЗ; заявл. 05.08.77; опубл. 02.03.79, Бюл №4.
6. Патент №3425301 ФНР, МКИ F01P1/08, F01L3/16. Система охолодження випускного клапана; заявл. 10.07.84; опубл. 23.01.86, Бюл. №2.
7. Тринёв А.В. Влияние воздушного охлаждения огневого днища на теплонапряженное состояние крышки цилиндра тепловозного дизеля / А.В. Тринёв, А.Н. Авраменко // Автомобильный транспорт, - 2007. – Выл. №20 – с. 88-91.
8. Тринёв А.В. Результаты экспериментального исследования теплового состояния седла выпускного клапана в условиях локального охлаждения / А.В. Тринёв, П.Д. Гончар, А.Н. Авраменко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2005.- №1. – с. 27-35
9. Триньов О.В. Наукові основи локального охолодження тепло напружених деталей ДВЗ / О.В. Триньов – Х. вид-во «Підручник НТУ ХПІ», 2014. – 240с.
10. Чайнов Н.Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н.Д.Чайнов, В.Г. Заренбин, Иващенко Н.А. – М.: Машиностроение, 1977 – 152с.
11. Насыров Р.А. Дизели D49: Пути снижения повреждаемости деталей / Р.А.Насыров, А.В. Чичин // Журнал «Локомотивы», - М.: Транспорт, - 2000. - №10. – с. 26-31.
2. A N Podgorny The tasks of the contact interaction of structural elements / AN Podgorny, PP Gontarovskiy, BN Kirkach. - Kyev.: Science. Dumka. 1989. – 232p.
3. E. A. Ganin . The contact thermal resistance / Ganin.E.A, Shlikov Y. P. Tsarevskiy S.N. Moscow: Energy 1977.-328p.
4. Patent №2655067 NGF MKI F01L3 / 08. Valve; appl. 12/04/76; publ. 06.08.78, Bul. No 7.
5. Patent №2399541 France, MCI F01D3 / 12. Oholodzhuvane sidlo FEP valve; appl. 08/05/77; publ. 02.03.79, Bulletin No 4.
6. Patent №3425301 FNR, MKI F01P1 / 08, F01L3 / 16. System oholodzhennya vipusknoho valve; appl. 10/07/84; publ. 01.23.86, Bul. No 2.
7. A. V. Trinëv Influence of air cooling heat-stressed at the bottom of the combustion state of the cylinder head of a diesel engine diesel / AV Trinëv, AN Avramenko // Road Transport - 2007 - No 20 - pp. 88-91.
8. A. V. Trinëv The results of an experimental study of the thermal state of the valve seat vypusnogo under local cooling / A. V. Trinëv, P. D. Gonchar, A. N. Avramenko // Vestnik NTU "KPI". - 2005.- No 1. - pp. 27-35
9. Trinh O. V. Naukovi based on local heat oholodzhennya napruzhenih parts FEP / O. V. Trinh - H. kind of "Pidruchnik NTU KhPI", 2014. – 240 pp.
10. N. I. Chainov. Napruzhennost thermal mechanical engine parts / N.D.Chaynov, VG Zarenbin, Ivashchenko N. A. - Moscow: Mechanical Engineering, 1977 – 152p.
11. R. Nasyrov Diesels D49: Ways to Reduce the damage of parts / R. A.Nasyrov, A. V. Chichin // "Locomotives" Magazine – Moscow: Transport, - 2000. – No 10. - pp. 26-31.

References (transliterated)

1. Rosenblit GB Heat transfer in diesel / G.B.Rozenblit.-Moscow: Mechanical engineering, 1977.-216 p.

Надійшла (received) 3.04.2017

Бібліографічні описи /Библиографические описания /Bibliographic descriptions

Поліпшення процесів тепловідведення від деталей клапанного вузла тепловозного дизеля / О.В. Триньов, Ю.О. Кафтанов, О.О. Карнаухов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236) – С.113-121 – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0023

Улучшение процессов теплоотвода от деталей клапанного узла тепловозного дизеля / А.В. Тринёв, Ю.А. Кафтанов, А.А. Карнаухов. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236) – С.113-121 – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0023

Enhancing heat removal from parts orifice diesel diesel/ A.V Trjnov, Y.A. Kaftanov, A.A. Karnaukhov, // Bulletin of NTU "KhPI". Series:Transport engineering– Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236) – P.113-121 . – Bibliogr.: 10. – 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

Трунов Александр Владимирович - 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

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.

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