

**О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. О. МИХАЙЛОВА, В. О. ІСМАЙЛОВ**

## **КОМПЛЕКСНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЗОВИХ ТУРБІН ТА СИСТЕМ ЗМАЩУВАННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ**

Стаття присвячена удосконаленню методики розрахунку повітряних систем охолодження і систем маслозабезпечення підшипників газових турбін шляхом обґрунтованого вибору граничних умов і структури гомогенного потоку, що дозволяє в процесі розробки опорних вузлів ротора двигуна визначити вплив геометричних і режимних параметрів на розподіл масла і коефіцієнта тепловіддачі у стінок камери, що утворює масляну порожнину. При моделюванні особливу увагу приділено фізики процесу, так як в каналах системи охолодження може рухатися охолоджувач з різними властивостями, а саме: рідина (масло), газ (повітря) або маслоповітряна суміш. Якщо в каналі двофазна речовина, то властивості залежать не тільки від величини газовмісту, але і від орієнтації і геометричних характеристик каналів, по яких вона тече.

**Ключові слова:** система охолодження, газова турбіна, маслоповітряна суміш, двофазна речовина, опори ротора.

**A. TARASOV, O. LYTVYENENKO, I. MYKHAILOVA, V. ISMAILOV**

## **COMPLEX CALCULATION METHOD OF AIR COOLING SYSTEMS OF GAS TURBINES AND LUBRICATION SYSTEMS OF BEARING ASSEMBLIES**

The article is devoted to the improvement of the calculation methodology of air cooling systems and oil supply systems of gas turbine bearings by reasoned selection of boundary conditions and the structure of a homogeneous flow, which allows in the process of developing the support nodes of the engine rotor to determine the influence of geometric and mode parameters on the distribution of oil and the coefficient of heat transfer to the walls of the chamber, which forms an oil cavity. During the simulation, special attention is paid to the physics of the process, since a coolant with different properties can move in the channels of the cooling system, namely: liquid (oil), gas (air), or an air-oil mixture. If there is a two-phase substance in the channel, then the properties depend not only on the amount of gas content, but also on the orientation and geometric characteristics of the channels through which it flows.

**Key words:** cooling system, gas turbine, oil-air mixture, two-phase substance, rotor supports.

### **Вступ**

Підшипники для авіаційних газотурбінних двигунів піддаються високому температурному впливу через великі швидкості обертання ротора і осьових та радіальних навантажень на них. Припинення подачі масла до деталей, що труться призводить до перегріву двигуна, руйнування його підшипників, заклинювання, а іноді, і до повного руйнування двигуна. З цієї причини підшипники авіаційного двигуна повинні змащуватися і охолоджуватися безперервним потоком масла. Тепло, яке виділяється підшипниками через тертя, відбирається маслом. Саме масло має можливість відбирати тепло, до тих пір, поки його температура не досягає критичних меж. Коли досягаються або перевищуються критичні межі, масло втрачає свої властивості через хімічне розкладання (коксування), що згодом буде чинити шкідливий вплив на елементи системи змащування.

Залежно від призначення і типу газотурбінних двигунів (ГТД) можуть застосовуватися розімкнуті, циркуляційні та комбіновані схеми змащування. На даний час в авіаційних ГТД широко застосовуються циркуляційні схеми, які в залежності від сполучення масляного бака з атмосферою можуть бути замкнутими і відкритими, а в залежності від організації схеми циркуляції – одноконтурними, двоконтурними, короткозамкненими. Забезпечення прийняттого теплового стану вузлів тертя є істотно більш важливою функцією масляних систем в порівнянні із забезпеченням змащування

поверхонь. Так, наприклад, для змащення теплонапруженого радіально-упорного шарикопідшипника може виявитися достатнім не більше 0,1 кг/год масла, а для відводу тепла, що виділяється в ньому (10 – 20 кВт), потрібно подавати до 540 кг/год масла. Таким чином, проблема знаходження раціональної витрати масла для змащення і відводу тепла є актуальною.

Дослідженню роботи підшипників газових турбін приділяється велика увага у науковій літературі. Процеси змащування і охолодження підшипників дуже складні і для їх рішення застосовуються як експериментальні, так і чисельні методи. Велика кількість робіт присвячена отриманню теплоти тертя для різних типів підшипників при різних навантаженнях, наприклад [1]. Таким чином, у системах охолодження підшипник розглядається як елемент генеруючий теплоту.

В інших роботах увага зосереджена на процесі взаємодії масла з кульками або роликками. Наприклад в [2] експериментально отримані дані, що до виливання масла з обойми підшипника. Це є першим спостереженням режимів течії в кульковому підшипнику авіаційного двигуна за допомогою високошвидкісного зображення високої роздільної здатності.

Вагоме значення мають дослідження дисперсної структури крапель масла та їх осідання на поверхні камери підшипника. Наприклад, у роботах [3] – [5] за допомогою *CFD* аналізу, а також створеного авторами чисельного метода було отримано рішення, що до формування масляної

плівки на внутрішній поверхні корпусу підшипника.

Відомі дослідження, у яких розглядається гідравлічна система постачання та відведення масла у режимах пуску та зупинки двигуна, наприклад [6].

Зазвичай системи змащування підшипників та системи повітряного охолодження газових турбін розглядаються окремо. Однак у місцях розташування підшипникових вузлів ці системи мають точки дотику, в яких повітря проникає в камери підшипників або масло вибивається з цих камер в порожнині ротора і статора. В обох випадках у деяких ділянках систем утворюється масло-повітряна суміш, що значно ускладнює їх розрахунок. Тому окремий аналіз цих систем не дає уявлення про надійність охолодження підшипників та гарантії запобігання попаданню мастила в простір між дисками та статором [7].

Звідси виникає необхідність у розробці комплексного підходу до розрахунку систем повітряного охолодження елементів газових турбін і підшипників з урахуванням вже розроблених методів розрахунку повітряних систем охолодження.

Автори мають багатий досвід у розробці методів і створення програм розрахунку повітряних систем охолодження газових турбін, наприклад [7] – [11]. Тому узагальнення методів розрахунку повітряного охолодження і постачання масла в підшипники є продовженням наукових досліджень.

### Мега роботи

Обґрунтування підходу та методу для спільного аналізу повітряних систем охолодження та систем змащування підшипників, необхідність якого обумовлена взаємним проникненням повітря та масла у канали цих систем.



Рис. 1 – Фрагмент гідравлічної мережі з двокомпонентною рідиною:  
а – з одним вихідним каналом; б – з трьома вихідними каналами

### Модель двокомпонентної суміші

В даній роботі прийнята гомогенна модель *Homogeneous Model (HEM)* [12], згідно цих експериментальних даних робоче середовище в гідравлічному контурі системи змащення є дрібнодисперсною масло-повітряною сумішшю з характеристиками гомогенного суцільного середовища, а фізичні властивості суміші визначаються за залежностями:

1) Густина суміші

$$\rho_{см} = (1 - \alpha)\rho_p + \alpha\rho_r,$$

де  $\alpha$  – об'ємна концентрація повітря;

$\rho_p$  – густина масла;

$\rho_r$  – густина повітря.

2) Кінематична в'язкість

$$\nu_{см} = (1 - \alpha)\nu_p + \alpha\nu_r,$$

де  $\nu_p$  – кінематична в'язкість масла;

$\nu_r$  – кінематична в'язкість повітря.

3) Питома теплоємність

$$Cp_{см} = (1 - \chi)Cp_p + \chi Cp_r,$$

де  $\chi$  – масова концентрація повітря;

$c = 1 - \chi$  – масова концентрація рідкої фази (масла);

$Cp_p$  – питома теплоємність масла;

$Cp_r$  – питома теплоємність повітря.

4) Коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{см} = (1 - \chi)\lambda_p + \chi\lambda_r,$$

де  $\lambda_p$  – коефіцієнт теплопровідності масла;

$\lambda_r$  – коефіцієнт теплопровідності повітря.

При розробці математичної моделі системи змащування була прийнята наступна ідеалізація течії робочого середовища:

– двофазна суміш розглядається як однорідна, гомогенна, дисперсна, стислива ньютонівська суміш рідини і ідеального газу, в якій немає процесів випаровування і конденсації, швидкості частинок рідини і газу та їх температури однакові, відносний рух компонент всередині фаз відсутній;

– розглядається одномірна течія в'язкої суміші в трубопроводі з абсолютно жорсткими стінками з теплообміном;

– масова концентрація масла в вузлах гідравлічної мережі визначається відповідно до закону Кірхгофа.

$$\begin{aligned}
 G_1 + G_2 &= G_N, \\
 c_1 G_1 + c_2 G_2 &= c_N G_N, \\
 c_N &= \frac{c_1 G_1 + c_2 G_2}{G_N}, \\
 G_N &= G_3 + G_4 + G_5, \\
 c_N G_N &= c_N (G_3 + G_4 + G_5), \\
 c_N G_N &= c_3 G_3 + c_4 G_4 + c_5 G_5, \\
 c_5 &= \frac{c_N G_N - (c_3 G_3 + c_4 G_4)}{G_5},
 \end{aligned}$$

де  $G_N$  – масова витрата двухфазної суміші, що входить у вузол  $N$ . Звідси, масова концентрація масла  $c_N$  в вузлі  $N$  визначається з умови нерозривності. Очевидно, що концентрація масла у вихідному каналі 3 також дорівнює  $c_N$  (рис. 1а).

Якщо вихідних каналів з вузла  $N$  кілька, то в кожному з них повинна бути одна і та ж концентрація масла, тобто в каналах 3, 4, 5 концентрація дорівнює  $c_N$  (рис. 1б). При цьому зберігається умова збереження, як масової витрати двокомпонентної рідини, так і витрати масла

$$\begin{aligned}
 G_N &= G_3 + G_4 + G_5, \\
 G_N &= c_N (G_3 + G_4 + G_5).
 \end{aligned}$$

Течія двофазних потоків в системі змачення підшипників, на жаль, не можуть підкорятися тільки наведеному способу визначення концентрації масла в каналах підшипників. Деякі канали (порожнини) підшипника істотно відрізняються від каналів систем повітряного охолодження. Часто за рахунок обертання і дроблення масла краплі осідають на поверхні каналів і середовище вже не може розглядатися як гомогенне. В рамках прийнятого підходу це неможливо врахувати автоматично і доводиться вводити деякі умови, ґрунтуючись на досвіді проєктування підшипників.

Наприклад, в нижню частину камери підшипника стікає масло з низьким вмістом повітря, який відводиться в масляний бак насосом. Система суфлювання відводить двокомпонентну суміш з верхньої частини камери. Тому доводиться накладати додаткові умови про концентрацію масла в деяких каналах (рис. 1б канали 3, 4, 5). Очевидно, що призначити довільно концентрацію у всіх вихідних каналах не можна, так як загальна витрата масла в цих каналах не може бути більше припливу масла в вузол  $N$ . У наведеному прикладі можна призначити концентрацію в одному або двох каналах (наприклад, 3 і 4 рис. 1б) за умови

$$\begin{aligned}
 c_N G_N &= k(\bar{c}_3 G_3 + \bar{c}_4 G_4), \\
 k &= \frac{c_N G_N}{\bar{c}_3 G_3 + \bar{c}_4 G_4}, \\
 c_3 &= k\bar{c}_3, \quad c_4 = k\bar{c}_4.
 \end{aligned}$$

Тут знак тильда зверху позначає, що в каналі задана бажана концентрація масла.

Тоді концентрація в каналі 5 (рис. 1б) визначається умовою

$$c_5 = \frac{c_N G_N - (c_3 G_3 + c_4 G_4)}{G_5}.$$

Зрозуміло, що значення концентрації масла у каналі 5 не може бути негативним. Якщо таке сталося, то бажані значення концентрації масла у каналах 5 і 4 знижуються пропорційно за умови нульової концентрації масла у каналі 5.

Розрахунок гідравлічних змішаних систем, в яких в частині каналів рухається однокомпонентна рідина, а в іншій групі каналів рухається двокомпонентна суміш, значно відрізняється від розрахунку систем повітряного охолодження газових турбін. Розрахунок систем с двокомпонентною сумішшю значно складніший через значну залежність густини рідини від концентрацій компонент. Це змушує застосовувати релаксині множники на деяких етапах ітераційного процесу для забезпечення його збіжності. Підбір значень таких множників досить кропіткий вимагає значного часу.

Гомогенна модель двокомпонентної суміші не є повністю прийнятною для розрахунків повітряно-мастильних систем опір газотурбінних двигунів і установок. Але вона достатньо проста, що дозволяє у першому наближенні комплексно розглядати складні системи охолодження турбін і підшипників. Гомогенна модель має очевидні недоліки. Перший з них є той, що у каналах малого гідравлічного діаметру можливо осідання масла на стінках, а у ядрі потоку можливий рух повітря. Цей процес не контрольований і залежний від концентрацій компонент, діаметру каналу, та інших факторів. Наступний недолік у тому, що при зміні площі перетину каналу з більшого на менший можлива сепарація рідини, яка не яким чином не може бути врахована. Тим не менш заради простоти моделі вона була застосована, що дало можливість також використовувати залежності для гідравлічних втрат і тепловіддачі, які були отримані для однокомпонентної рідини.

### Тепловідлення у підшипнику

С точки зору гідравлічної системи підшипник є новий елемент, у якому має місце виділення тепла. Але підшипник може мати гідравлічний опір в залежності від способу подачі масла. Якщо масло подається через отвори во внутрішнє кільце, то втрати тиску можуть бути значними. Пропагований підхід дозволяє розглядати гідравлічну схему підшипника у всіх деталях.

Окремо розглядається тепловідлення у підшипнику. Тут повністю потрібно орієнтуватися на експериментальні дослідження, які показують що

в роликів підшипниках на тепловиділення впливає об'ємна витрата масла, що подається на змащування підшипника, добуток внутрішнього діаметру підшипника на частоту обертання, радіальне і осьове навантаження на підшипник, температура масла, але головним фактором є лінійна швидкість обертання бігової доріжки, а в'язкість масла відображається температурою, чим більше остання, тим менше тепловиділення через падіння в'язкості.

Для визначення тепловиділення в підшипниках зроблені наступні припущення:

- тепловиділення відбувається в тонкому масляному шарі, а виділена теплота при вирішенні крайової задачі теплопровідності умовно зосереджується в кільцевому об'ємі, в якому розташовані ролики (кульки);
- передача теплоти роликам відбувається пропорційно різниці температур роликів і масла та коефіцієнту тепловіддачі, який задається користувачем;
- реалізується повний тепловий контакт між роликами і біговою доріжкою;
- теплопровідність матеріалу кільцевого об'єму визначається відносною часткою обсягу роликів (кульок) по відношенню до кільцевого об'єму.

#### Приклад аналізу охолодження підшипникового вузла

Проведено розрахунок підшипникового вузла газотурбінного двигуна в сполученій постановці. Це означало, що розглядалася як гідравлічна схема

постачання масла та повітря у підшипниковий вузол, так і вирішувалась задача теплопровідності методом кінцевих елементів для вузла в осесиметричній постановці. Розгалужена схема вузла (рис. 2) мала канали для подачі повітря і масла, а також суміші. Наприклад, канал В13 – основний канал для подачі масла через, який проходить 6,2 л/хв. Крім того масло подавалося через канали В7 і В19. Канали В55 і В63 відображали подачу масла в масляний демпфер. Повітря надходило в систему через канал В0 і надходило в масляну камеру підшипника через лабіринтові ущільнення В50, В53, В39 і торцеві контактні ущільнення. Важливо відзначити, що масова витрата повітря, що поступала мала, його об'ємна витрата (2170 л/хв на вході в систему) істотно перевищує об'ємну витрату масла (10,71 л/хв). Канали В6 і В23 враховували виділення теплоти в підшипниках за рахунок тертя, яке дорівнювало відповідно 3633 Вт і 2320 Вт. Тобто підшипник тут розглядався, як генеруючий тепло елемент. Підігрів масла в підшипниках склав 30,7 °С і 20,1 °С.

В результаті розрахунку було отримано повну інформацію про роботу масло-повітряних систем. Зокрема були отримані дані про витрати масла та повітря, їх температури та концентрації у гілках гідравлічної схеми. Встановлено, що через підшипники проходить масло-повітряна суміш з концентрацією масла відповідно 51 % і 82 %. В підшипник потрапляє тільки масло, але повітря присутнє в доколишніх камерах з масовою концентрацією 49 % і 18 %.

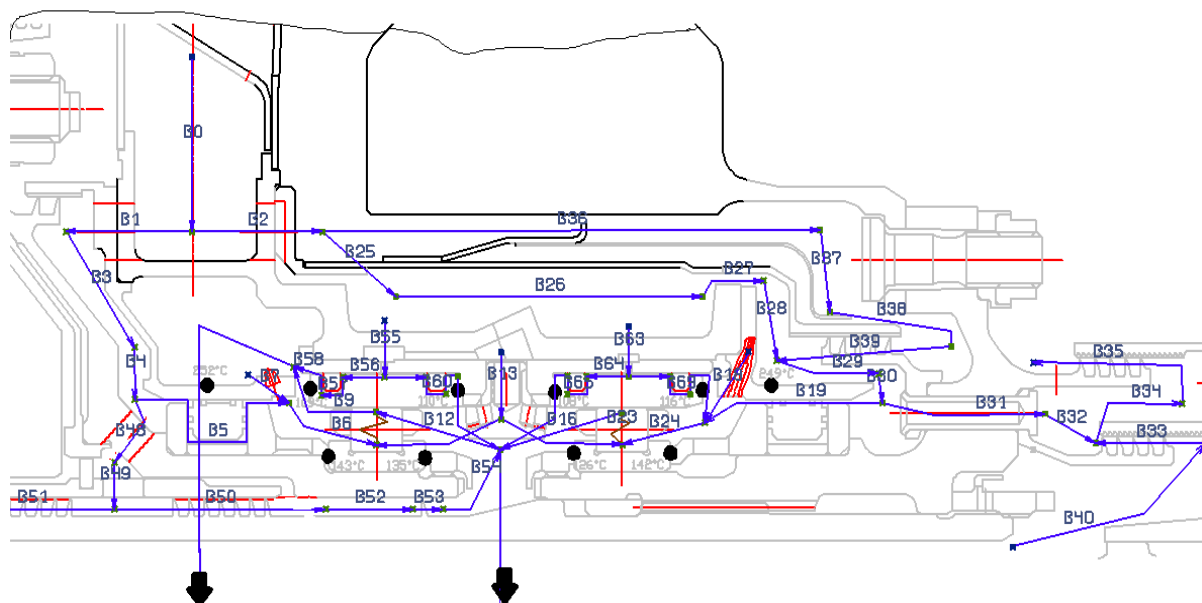


Рис. 2 – Масло-повітряна схема підшипникового вузла двигуна

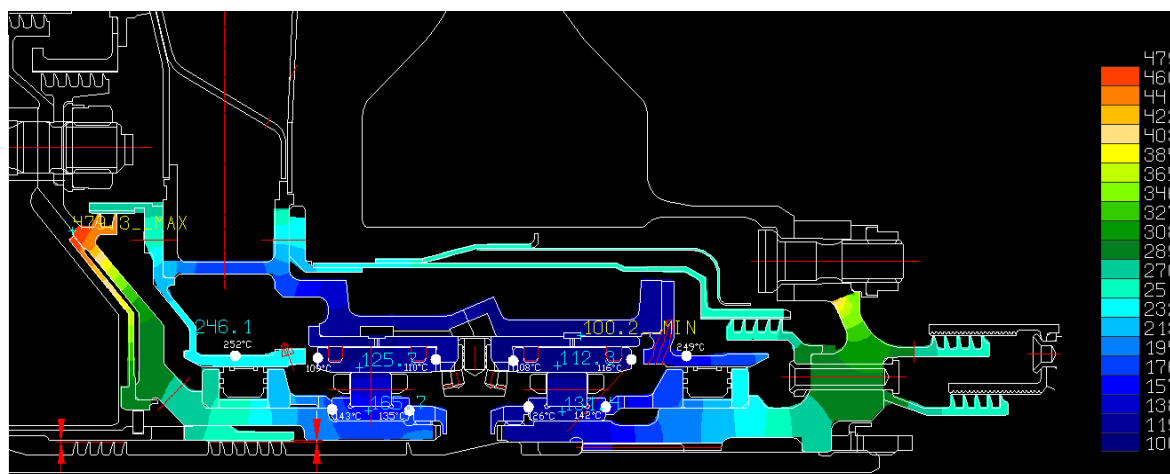


Рис. 3 – Температурний стан підшипникового вузла газотурбінного двигуна: білий кружок і цифра – експериментальне значення температури; хрестик і цифра, а також колірна заливка – розрахункові значення температури

Розрахунок витрат масла і повітря в каналі підшипника і біля нього виконувався в сполученій постановці, що дозволило отримати також температурне поле підшипникового вузла, яке досить близько до експериментально стану підшипника. І це було важливим, незважаючи на наближеність завдання граничних умов, властивостей масла і матеріалів підшипника, а також недоліків НЕМ моделі (рис. 3).

### Висновки

Незважаючи на наближеність підходу гомогенної моделі масло-повітряної суміші, отримані результати свідчать про можливість його використання для розрахунку розгалужених масло-повітряних систем. Осесиметрична задача в основному визначає температурний стан підшипника за винятком нижньої частини, де збирається масло. Ця область вимагає виконання додаткового аналізу, так як такий розрахунок не дає уявлення про кількість масла в картері підшипника.

### Список літератури

- Flouros M. Correlations for heat generation and outer ring temperature of high speed and highly loaded ball bearings in an aero-engine / M. Flouros // *Aerospace Science and Technology*. – 2006. – Vol. 10, Is. 7. – PP. 611–617. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2006.08.002>.
- Santhosh R. Experimental Investigation of Oil Shedding From an Aero-Engine Ball Bearing at Moderate Speeds / R. Santhosh, J. L. Hee, K. Simmons, G. Johnson, D. Hann, M. Walsh // *The American Society of Mechanical Engineers: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. – 2017. – No. GT2017-63815. – 10 p. – DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2017-63815>.
- Петухов І. І. Математичне моделювання пристінної оливної плівки в камері підшипника ГТД / І. І. Петухов, А. В. Ковальов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2023. – № 4 спецвипуск 2(190). – С. 43–49. – ISSN 1727-7337 (print). – ISSN 2663-2217 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.32620/akt.2023.4sup2.05>.
- Петухов І. І. Математичне моделювання теплопередачі у повітряно-крапельному потоку камери підшипника ГТД / І. І. Петухов., А. В. Ковальов, Т. П. Михайленко // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2022. – № 6(184). – С. 23–30. – ISSN 1727-7337 (print). – ISSN 2663-2217 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.32620/akt.2022.6.03>.
- Дуаиссиа Омар Хадж Аисса К вопросу моделирования тепловых процессов в масляных полостях опор ротора ГТД / Дуаиссиа Омар Хадж Аисса, Т. П. Михайленко, И. И. Петухов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2016. – № 1(128). – С. 53–57. – ISSN 1727-7337 (print). – ISSN 2663-2217 (on-line).
- Yevlakhov V. Transient Analysis of Aircraft Oil Supply System With Fuel-Oil Heat Exchangers During Abrupt Change in Engine Operating Modes / V. Yevlakhov, L. Moroz, A. Khandrymailov, Y. Hyrka // *Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 7–11, 2021, Virtual, Online*. – 2021. – GT2021-59992. – PP. 1–10. – DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2021-59992>. – URL: <https://www.softinway.com/wp-content/uploads/2021/06/Transient-Analysis-of-Aircraft-Oil-Supply-System.pdf> (accessed 12 June 2024).
- Михайлова І. О. Розвиток методів розрахунку охолодження обертових елементів газових турбін [Електронний ресурс] : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.16 : галузь знань 14 / Ірина Олександрівна Михайлова ; наук. керівник Тарасов О. І. ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків, 2018. – 156 с. – Бібліогр.: С. 133–150. – укр.
- Тарасов А. И. Стратегия оптимизации систем охлаждения лопаток газовой турбины методом ЛП-поиска применительно к сетевой модели / А. И. Тарасов, А. И. Долгов // *Электронное моделирование*. – 2010. – Т. 32, № 1. – С. 105–112. – ISSN 0204-3572.
- Тарасов А. И. Комплексный метод расчёта систем охлаждения роторов газовых турбин / А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2015. – № 15(1124) – С. 63–68. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line).
- Тарасов, А. И. Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин / А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 10(1232). – С. 52–58. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2017.10.07>.