

Повітрянонезалежна комбінована газотурбінна установка  
бінарного циклу

Шифр роботи : ВНЕУ

## АНОТАЦІЯ

Робота складається з 28 сторінок на яких зображено 16 малюнків та 11 таблиць.

Метою цієї роботи є пропозиція та аналіз енергоефективності повітрянонезалежної комбінованої газотурбінної установки бінарного циклу.

Практичне застосування таких установок – енергоустановка підводних човнів для підводного ходу.

Для її досягнення запропонована схема газотурбінної установки замкнутого циклу, працюючої з використанням у якості робочого тіла інертного газу, з включенням до неї циклу парової турбіни.

Для оцінки користі такої установки у роботі проводиться розрахункове дослідження параметрів газотурбінного двигуна та парогазової установки. Отримані у ході розрахунків результати показують покращення ефективності установки у порівнянні з паровими силовими установками та двигунами зовнішнього згорання (цикл Стірлінга).

Ключові слова: підводний човен, повітрянонезалежна установка, замкнутий цикл, газотурбінний двигун, парова турбіна, інертний газ.

## Зміст

Перелік умовних позначень .....	3
Передмова .....	4
1 Загальна схема установки.....	5
2 Способи забезпечення високого внутрішнього ККД ПНЕУ .....	5
1.1 Вибір газів.....	5
1.2 Вибір параметрів циклу ГТУ .....	7
1.2.1 Температура газів перед турбіною.....	7
1.2.2 Ступінь підвищення тиску у компресорі.....	8
1.2.3 Втрати у тракті ГТУ.....	8
1.3 Термогазодинамічний розрахунок .....	9
1.4 Визначення робочих режимів двигуна .....	18
1.5 Висновок по розділу .....	19
3 Підвищення енергоефективності ПНЕУ шляхом утилізації тепла.....	19
4 Висновок по роботі .....	27
Список літератури .....	28

## Перелік умовних позначень

ГТД – газотурбінний двигун

ГТУ – газотурбінна установка

КПД – коефіцієнт корисної дії

РТ – робоче тіло

ТГДР – термогазодинамічний розрахунок

ТРДФ – турбореактивний двигун з форсажною камерою стгоряння

## Передмова

При усіх своїх плюсах, таких як, автономність та висока енергоозброєність, атомні підводні човни дорого обходяться не тільки у плані побудови, але і з точки зору обслуговування і утилізації небезпечного відпрацьованого ядерного палива. Не усі країни можуть собі дозволити утримувати такий флот, тому постає питання про розвиток недорогих, економічних, неядерних підводних човнів з достатньою високою автономністю.

Одним з ключових факторів у просуванні цього питання стане розвиток і впровадження повітрянонезалежних енергетичних установок (ПНЕУ), які дозволять значно підвищити дальність підводного ходу човна. На даний час у якості ПНЕУ впроваджуються декілька типів установок. Чилійська компанія Varog Industrial на основі напрацювань компанії COS.MO.S веде розробку ПЧ «Crocodile Clase 250», обладнаних двигунами внутрішнього згорання замкнутого циклу. ПНЕУ на основі ДВС ЗЦ з використанням у якості окислювача перекису водню або кисню також створені у Швеції [1]. Проте більшого розповсюдження здобули двигуни зовнішнього підводу тепла (двигуни Стірлінга) які у зрівнянні з ДВС менш шумні через відсутність вибухових реакцій та мають більший ККД; двигуни Стірлінга широко використовуються у якості ПНЕУ у активно розвиваючомуся ВМФ Китаю [2]. У 1988 р. у Німеччині почалися ходові випробування ПЧ «U-1» проекту 205, оснащеного ПНЕУ на основі лужного паливного елемента (16 елементів по 5 кВт). На основі порівняння з ДВС ЗЦ для подальших випробувань був обраний варіант з паливними елементами [3], [4]. Проте слід відзначити, що у чотирьох випадках проект «Scorpene» здобув гору над ПЧ з ПНЕУ на основі паливних елементів. Проект «Scorpene» був оснащений розробкою французької компанії DCNS «Modeled`EnergieSous-MarineAutonome» (MESMA) на основі паротурбінної установки замкнутого циклу. Установка продукує теплову енергію шляхом спалення суміші спирту і кисню у первинному контурі теплообмінника, вторинним контуром являється парова турбіна, яка приводить у дію високошвидкісний турбогенератор [5]. Іншим шляхом розвитку ПНЕУ являється використання ГТД ЗЦ, розробкою таких установок зараз займається російське ОАТ СПМБМ «Малахит», яке на даний час виконує розрахункові випробування.

У цій роботі пропонується та розглядається варіант ПНЕУ на основі бінарного циклу, який складається з замкнутого циклу ГТД та паросилового циклу.

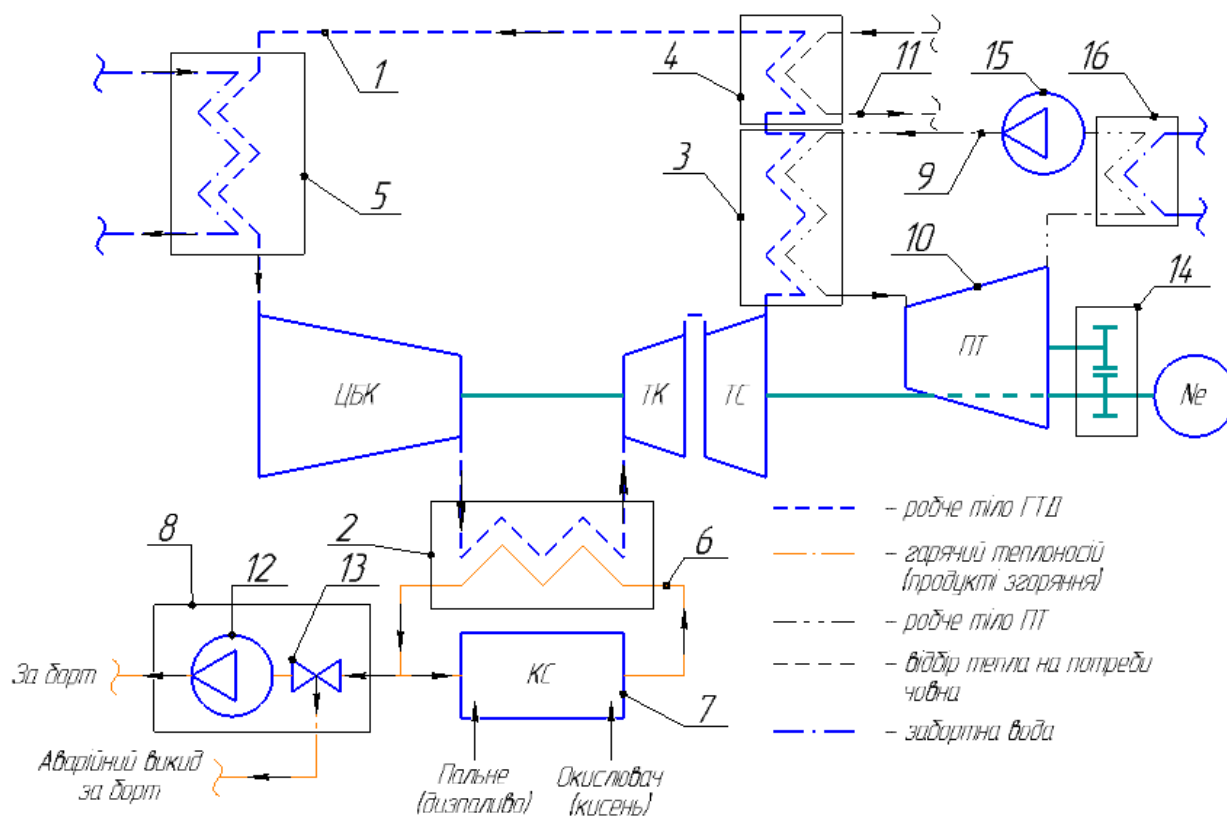
## 1 Загальна схема установки

Вибір установки на основі бінарного циклу, який складається з замкнутого циклу ГТД та паросилового циклу обумовлений декількома факторами, по-перше – забезпечується висока оперативна готовність установки за рахунок наявності ГТД (запуск ГТД виконується менш ніж за 1 хв.), по-друге – забезпечуються високі потужність і ККД ПНЕУ на крейсерському режимі при роботі паротурбінного контура.

Схема установки представлена на малюнку 1.1.

Установка включає в себе чотири ізольовані замкнуті контури. Серед яких перший контур 1, в свою чергу включає в себе тракт ГТД, трубопроводи, теплообмінний апарат для підводу тепла 2, а також три теплообмінні апарати для відбору тепла з них 3 и 4 входять у теплоутилізаційні контури, 5 використовується для повернення робочого тіла ГТД до вихідного стану. Другий контур 6 складається з камери згоряння 7, теплообмінного апарату 2, а також системи викиду за борт продуктів згоряння 8. Третій контур 9 включає в себе котел-утилізатор 3, парову турбіну 10, насос 15 та конденсатор с забортною водою 16; контур служить для підвищення потужності і ККД ПНЕУ. Четвертий контур 11 складається з теплообмінного апарату 4 який служить для задоволення теплових потреб судна.

Час запуску ГТД и контуру ПТ кардинально відрізняються, тому, щоб непрацююча ПТ не створювала додаткового спротиву ТС, передбачена система зчеплення 14 привідного валу ТС з валом ПТ. Система викиду продуктів згоряння передбачає підвищення тиску газів у компресорі 12 до значення тиску забортної води для вільного їх викиду; у випадку аварійної ситуації передбачений клапан 13.



Малюнок 1.1 – Загальна схема ПНЕУ

## 2 Способи забезпечення високого внутрішнього ККД ПНЕУ

Розвиток ГТД йде по шляху вдосконалення його елементів (компресора, турбіни, камери згорання, теплообмінників та ін.), підвищення температури і тиску газу перед турбіною, а також застосування комбінованих циклів.

Комбіновані цикли поділяються на бінарні, складові і частково бінарні. Бінарні цикли мають найвищий внутрішній ККД. У бінарному циклі до циклу ГТД приєднується інший цикл який живиться теплотою від ГТД, такими циклами є ГТУ з теплоутилізаційним контуром та паровою турбіною. При використанні тепло утилізаційного контура одного тиску комбінування циклу ГТД з паросиловим циклом дозволяє одержати ефективний ККД енергоустановки на рівні 42...45%.

Ще одним методом внутрішнього ККД ГТД може стати заміна РТ.

### 2.1 Вибір газів

В якості замінників РТ вибираємо одноатомні гази. Такими є всі інертні гази в стандартних умовах: гелій (He), неон (Ne), аргон (Ar), криптон (Kr), ксенон (Xe), радон (Rn). Такий вибір обумовлюється великими значеннями коефіцієнта адиабати у одноатомних газів

$$k = \frac{i + 2}{i}$$

де  $i$  – кількість ступенів свободи молекули,

Для одноатомних газів  $i_1 = 3$ , для двоатомних  $i_2 = 5$  отже, коефіцієнт адіабати дорівнює  $k_1 \approx 1,67$  і  $k_2 = 1,4$  відповідно. Цей коефіцієнт надає позитивний вплив відразу на кілька параметрів робочого циклу ГТД. З одного боку, виходячи з формули для ККД циклу Брайтона

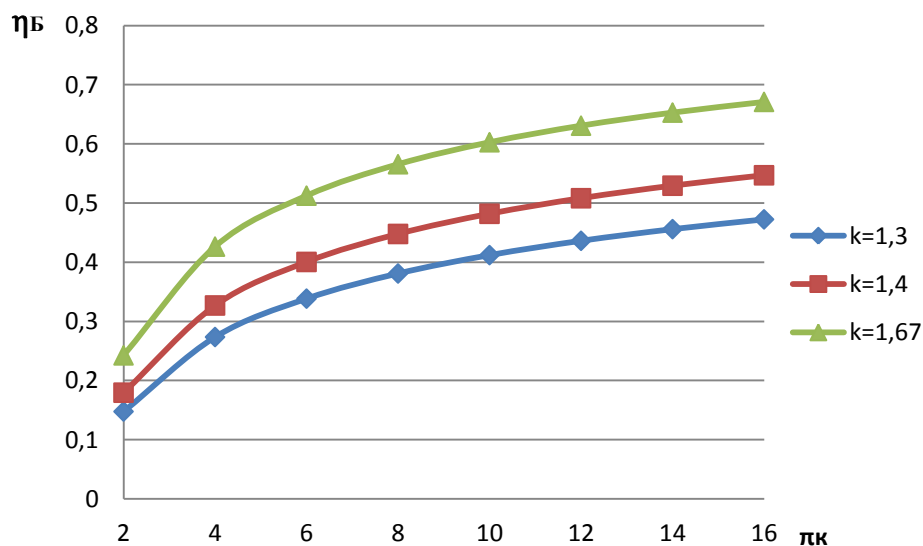
$$\eta_B = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k}{k-1}}}$$

видно, що зі збільшенням значення коефіцієнта адіабати значення ККД теж зростає, малюнок 2.1.

З іншого боку, з підвищенням значення  $k$  оптимальна ступінь підвищення тиску в компресорі зменшується (малюнок 2.2) згідно формули

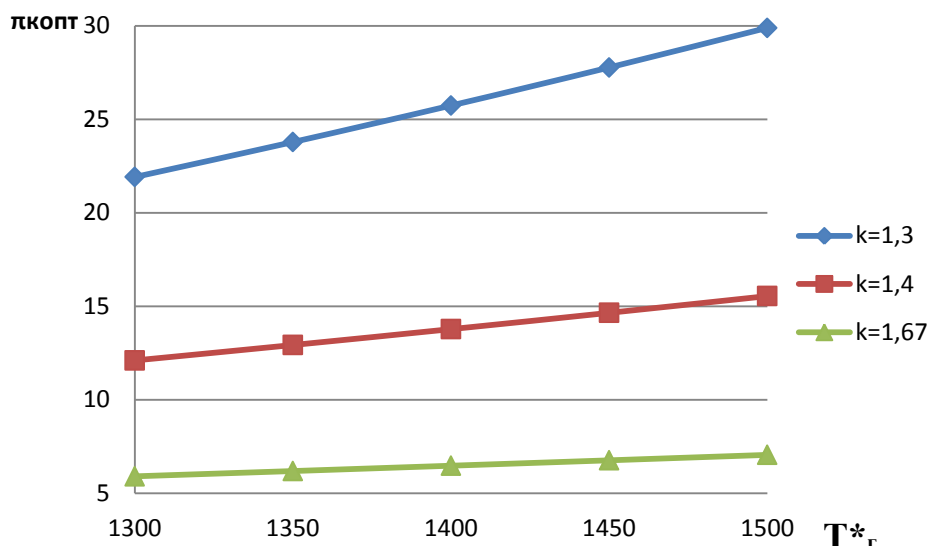
$$\pi_{\text{копт}} = \left( \sqrt{\frac{T_{\Gamma}^*}{T_H} \cdot \eta_{\text{ст}} \cdot \eta_p} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

де  $\pi_{\text{копт}}$  – оптимальний ступінь підвищення тиску,  $\eta_{\text{ст}}$  і  $\eta_p$  – ККД процесів стиснення і розширення відповідно,  $T_{\Gamma}^*$  – температура газів перед турбіною,  $T_H$  – температура газів перед компресором.



Малюнок 2.1 - Залежність ККД циклу Брайтона від ступеня підвищення тиску при різних значеннях коефіцієнта адіабати робочих тіл





Малюнок 1.3 - Залежність оптимальна ступінь підвищення тиску від  $T^*_r$  при різних значеннях коефіцієнта адиабати робочих тіл

Це дозволяє знизити напірність ступенів, а значить підвищити ККД і спростити конструкцію компресора. Отже, спрощується і технологічний процес їх виготовлення, що, в кінцевому рахунку, призводить до здешевлення виробництва виробу.

Однак слід враховувати фізичні особливості і біологічний вплив кожного газу. Наприклад, криптон (Kr) і ксенон (Xe) шкідливі для організму у великій кількості, а радон (Rn) навіть радіоактивний, що не допускає їх використання через можливі витіки. Атом гелію (He) досить легкий, тому має високу плинність, заходи щодо герметизації двигуна з використанням такого робочого тіла, стануть дорогими. Неон (Ne) і аргон (Ar) добувають шляхом ректифікації повітря, що робить їх найбільш доступними серед інших інертних газів.

Для розрахунку приймаємо аргон (Ar) як найдоступніший газ і гелію (He) як газ, що володіє найбільшою теплоємністю.

## 2.2 Вибір параметрів циклу ГТД

Як прототип використовуємо двигун AI-450 виробництва ДП «Івченко-Прогрес» м. Запоріжжя, що має потужність 342 кВт.

### 2.2.1 Температура газів перед турбіною

Збільшення температури газів перед турбіною дозволяє значно збільшити питому потужність двигуна і, отже, зменшити габаритні розміри і масу двигуна. Підвищення температури газу перед турбіною покращує також економічність двигуна. Однак для забезпечення надійності роботи турбіни при високих значеннях температури газу ( $T^*_r > 1250\text{K}$ ) необхідно

застосовувати охолоджувані лопатки, що ускладнить конструкцію виробу. Для розрахунку вибираємо кілька значень  $T_r^* = 1300; 1350; 1400; 1450; 1500$  К.

### 2.2.2 Ступінь підвищення повного тиску в компресорі

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає посилення ролі ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  в компресорі. Але значення ступеня підвищення тиску обмежується ускладненням конструкції і, отже, збільшенням маси і габаритів двигуна, а також призводить до отримання малих висот прохідних перетинів на виході з компресора і на вході в турбіну. Це призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів. Для розрахунків вибираємо  $\pi_k^* : 4, 6, 8, 10$ .

### 2.2.3 Втрати в елементах тракту двигуна

Для оцінки втрат у проточній частині двигуна, необхідно розглянути схему установки, малюнок 1.1.

З причини того, що РТ рухається по замкнутому контуру втрати в елементах проточної частини можна врахувати у вигляді сумарного коефіцієнта відновлення повного тиску

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{ВХ}} \cdot \sigma_{\text{ВЫХ}} \cdot \sigma_{\text{ПТ}}$$

де  $\sigma_{\text{ВХ}}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску на вході в двигуна, приймаємо  $\sigma_{\text{ВХ}}$ ;  $\sigma_{\text{ВЫХ}}$  – коефіцієнта встановлення повного тиску на виході з силової турбіни, приймаємо  $\sigma_{\text{ВЫХ}} = 0,98$ ;  $\sigma_{\text{ПТ}}$  – коефіцієнта відновлення повного тиску в перехідному каналі між ТК і ТЗ, приймаємо  $\sigma_{\text{ПТ}} = 0,98$ . Всі значення коефіцієнтів були прийняті з урахуванням рекомендацій в [1]. Отже,  $\sigma_{\Sigma} = 0,941$ .

Для визначення втрат повного тиску в теплообміннику скористаємося формулою:

$$\sigma = \frac{P_2^*}{P_1^*} = \frac{P_1^* - \Delta P^*}{P_1^*} = 1 - \frac{\Delta P^*}{P_1^*}$$

де  $P_1^*$  – повний тиск на вході в ТО, рівний повному тиску за компресором;  $\Delta P^*$  – місцевий опір, визначається за формулою і для кожного виду опору розраховується окремо

$$\Delta P^* = \sum \xi_i \cdot \frac{\rho \cdot C^2}{2}$$

тут  $\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору, включає в себе  $\xi_{\text{ВХК}}$  – вхід в розділовий колектор, приймаємо 0,6;  $\xi_{\text{ВЫХК}}$  – вихід в збиральний колектор, приймаємо 0,9;  $\xi_p$  – розосереджене підведення теплоносія, приймаємо 0,8;  $\xi_{\text{рп}}$  – поворот потоку на 180°, приймаємо 1,75;  $\rho$  – щільність, змінюю внаслідок підвищення

$\pi_k^*$  нехтуємо;  $C$  – швидкість руху теплоносія. Всі значення коефіцієнтів гідравлічного опору були прийняті згідно даним приведеним в [2].

### 2.3 Термогазодинамічний розрахунок

Порядок розрахунку проводиться згідно [1] з деякими змінами способу розрахунку параметрів в КС, внаслідок використання теплообмінного апарату. Розрахунок проводиться по кожному вузлу окремо з визначенням параметрів РТ в характерних перетинах вздовж проточної частини.

#### Вхід в двигун (Н-Н)

Температура газів:

$$T_H = 293,15^\circ\text{K}, T_H^* = 293,15^\circ\text{K};$$

тиск газів:

$$P_H = 101325 \text{ Па}, P_H^* = 101325 \text{ Па}.$$

#### Вхід в компресор (В-В)

Температура газів:

$$T_B^* = T_H^*;$$

тиск газів:

$$P_B^* = P_H^*.$$

#### Вихід з компресора (К-К)

ККД компресора:

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_K^{\kappa\eta_{cm}} - 1};$$

де  $\eta_{cm}$  – ККД ступені, приймаємо 0,9 згідно з рекомендаціями в [1]  
температура газів:

$$T_K^* = T_B^* \cdot \left( 1 + \left( \frac{\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_K^*} \right) \right);$$

тиск газів:

$$P_{\kappa}^* = \pi_{\kappa}^* \cdot P_{\theta}^* = P_{\mu}^*;$$

робота компресора:

$$l_{\kappa}^* = C_p \cdot (T_{\kappa}^* - T_{\theta}^*).$$

де  $C_p$  – ізобарна теплоємність газу

### Вихід з камери згоряння (Г-Г)

втрати тиску:

$$\Delta P^* = \left( \xi_{\text{вхк}} \cdot \frac{\rho \cdot C^2}{2} \right) + \left( \xi_{\text{вылк}} \cdot \frac{\rho \cdot C^2}{2} \right) + \left( \xi_p \cdot \frac{\rho \cdot C^2}{2} \right) + \left( \xi_{\text{рпн}} \cdot \frac{\rho \cdot C^2}{2} \right)$$

тиск газів:

$$P_{\zeta}^* = P_{\kappa}^* - \Delta P^*;$$

кількість теплоти, підведене до робочого тіла в теплообміннику:

$$q_{\text{рпн}} = \left( C_p \cdot (T_{\zeta}^* - T_{\kappa}^*) \right) / K_{\text{сох.т.}}$$

де  $K_{\text{сох.т.}}$  – коефіцієнт збереження тепла в теплообміннику, приймаємо 0,97

### Вихід з турбіни компресора (Тк-Тк)

ККД турбіни:

$$\eta_{\text{тк}}^* = \eta_{\text{т.неохл.}} - 0,000125 \cdot (T_{\zeta}^* - 1250);$$

де  $\eta_{\text{т.неохл.}}$  – ККД неохолоджуваної турбіни, приймаємо 0,91  
робота турбіни компресора:

$$l_{\text{тк}}^* = \frac{l_{\kappa}^*}{\eta_{\text{т}}};$$

ступінь зниження тиску в турбіні компресора:

$$\pi_{\text{тк}}^* = \frac{1}{\left( 1 - \frac{l_{\text{тк}}^*}{(C_p \cdot T_{\zeta}^* \cdot \eta_{\text{т.охл.}}^*)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \right)};$$

температура газів:

$$T_{mk}^* = T_c^* - \frac{l_{mk}^*}{C_p};$$

тиск газів:

$$P_{mk}^* = \frac{P_c^*}{\pi_{mk}^*}.$$

### Вихід з турбіни силовий (Т-Т)

ККД турбіни:

$$\eta_{mc}^* = \eta_{т.неохл.};$$

тиск газів:

$$P_{mc}^* = P_n^* \cdot \sigma_\Sigma;$$

робота силової турбіни:

$$l_{mc}^* = C_p \cdot T_{mk}^* \cdot \left( 1 - \left( \frac{1}{\left( \frac{P_{mk}^*}{P_m^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \right) \cdot \eta_{mc}^*;$$

температура газів:

$$T_{mc}^* = T_c^* = T_{mk}^* - \frac{l_{mc}^*}{C_p};$$

де  $T_c^*$  – температура газів на виході з сопла  
сумарна ступінь зниження тиску в турбінах:

$$\pi_\Sigma^* = \frac{P_c^*}{P_{mc}^*}.$$

Результатом термогазодинамічних розрахунку є питомі параметри двигуна і потреби витрачається робочого тіла для забезпечення заданої потужності.

питома потужність:

$$N_{\text{эуд}} = l_{\text{тс}}^* ;$$

витрата палива:

$$C_{\text{пал.}} = C_{\text{п.}} + C_{\text{ок.}} ;$$

де  $C_{\text{п.}}$  – витрата пального,  $C_{\text{пал.}} = \frac{q_{\text{рт}}}{H_u \cdot \eta_{\text{г}}}$ , тут  $H_u$  – нижча теплотворна здатність гасу, дорівнює 43 МДж/кг,  $\eta_{\text{г}}$  – коефіцієнт повноти згоряння, приймаємо 0,99;  $C_{\text{ок.}}$  – витрата окислювача,  $C_{\text{ок.}} = C_{\text{п.}} \cdot \alpha \cdot L_0$ , тут  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння, приймаємо 1,1,  $L_0$  – кількість окислювача необхідне для спалювання одного кілограма палива, в якості палива приймаємо гас  $L_0 = 43$  МДж/кг. Величини прийняті для розрахунків відповідно до рекомендацій, наведених в [1].

питома витрата палива:

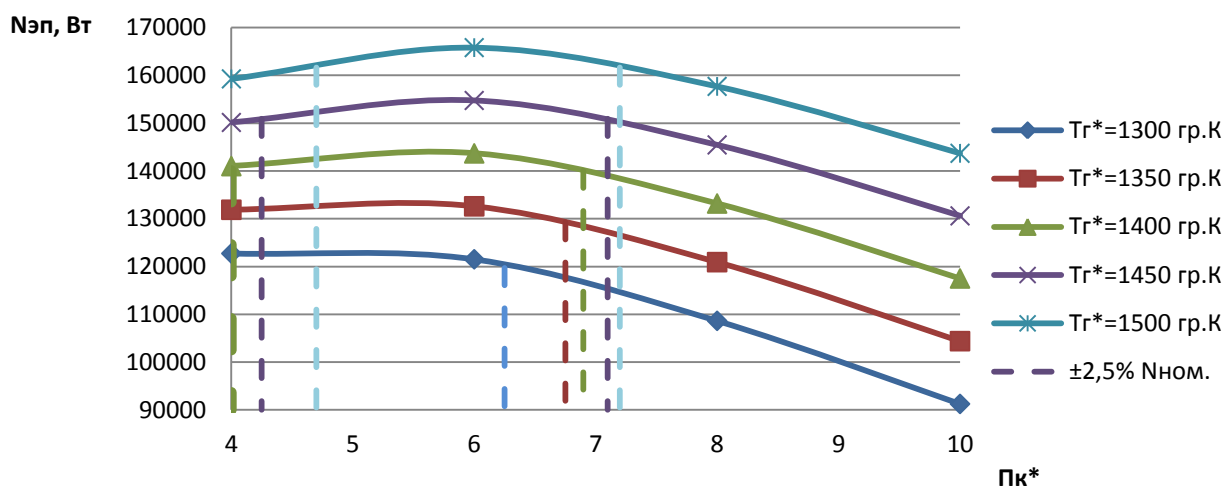
$$C_e = \frac{100 \cdot 3600 \cdot C_{\text{г}}}{N_{\text{уд}}} ;$$

За даною методикою проведено багаторазові термогазодинамічних розрахунки двигуна використовує в якості РТ аргон (Ar) і гелію (He). Для оцінки ефективності даного способу підвищення ККД ці розрахунки зрівнюються з ТГДР двигуна використовує в якості РТ атмосферне повітря.

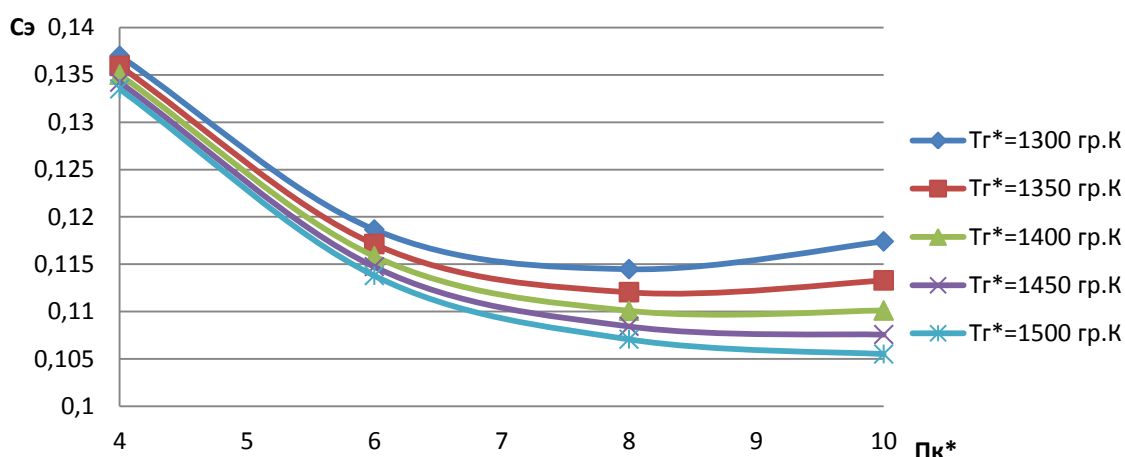
Результати розрахунків, а також границі діапазонів Пк, в яких питома потужність відрізняється від максимальної на 2,5% наведені в таблицях. 2.1 – 2.6 і на малюнках 2.5 – 2.15.

Таблиця 2.1 – Результати ТГДР двигуна з аргонем

	$\pi_k^*$	4	6	8	10
$N_{\text{зн}}, \text{Вт}$	1300	122742,6193	121525,9188	108647,7903	91259,5474
	1350	131886,0189	132609,4164	120926,2697	104391,314
	1400	141023,1802	143685,5125	133195,1735	117508,5535
	1450	150153,6264	154753,482	145453,7521	130611,0121
	1500	159276,9211	165812,6769	157701,3356	143698,412
$C_{\text{э}}$	1300	0,13700744	0,118662152	0,114477821	0,117410365
	1350	0,135940362	0,117129751	0,112049625	0,113292929
	1400	0,13501762	0,115839716	0,110076993	0,11010925
	1450	0,134213176	0,114740358	0,108444815	0,107577145
	1500	0,133506951	0,113793778	0,107073831	0,105517803
$\eta$	1300	0,293007343	0,338306575	0,350672173	0,341913477
	1350	0,295307336	0,342732615	0,358271488	0,354339731
	1400	0,297325536	0,346549417	0,364691884	0,364585045
	1450	0,299107638	0,349869799	0,370180779	0,373166496
	1500	0,300689858	0,352780149	0,374920609	0,380449411



Малюнок 2.5 - Залежності питомої потужності від температури  $T_g^*$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_K^*$  двигуна з аргоном



Малюнок 2.6 – Залежності питомої витрати палива від температури  $T_g^*$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_K^*$  двигуна з аргоном

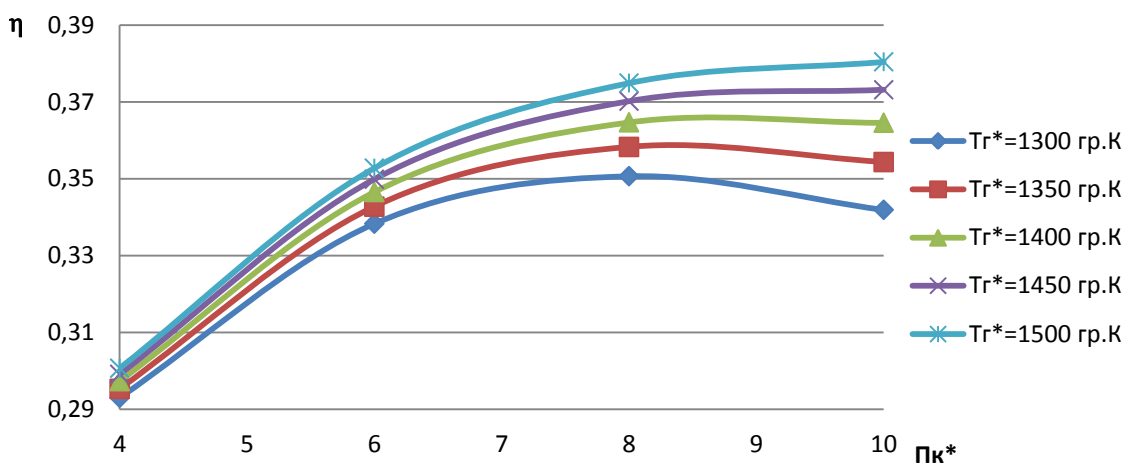
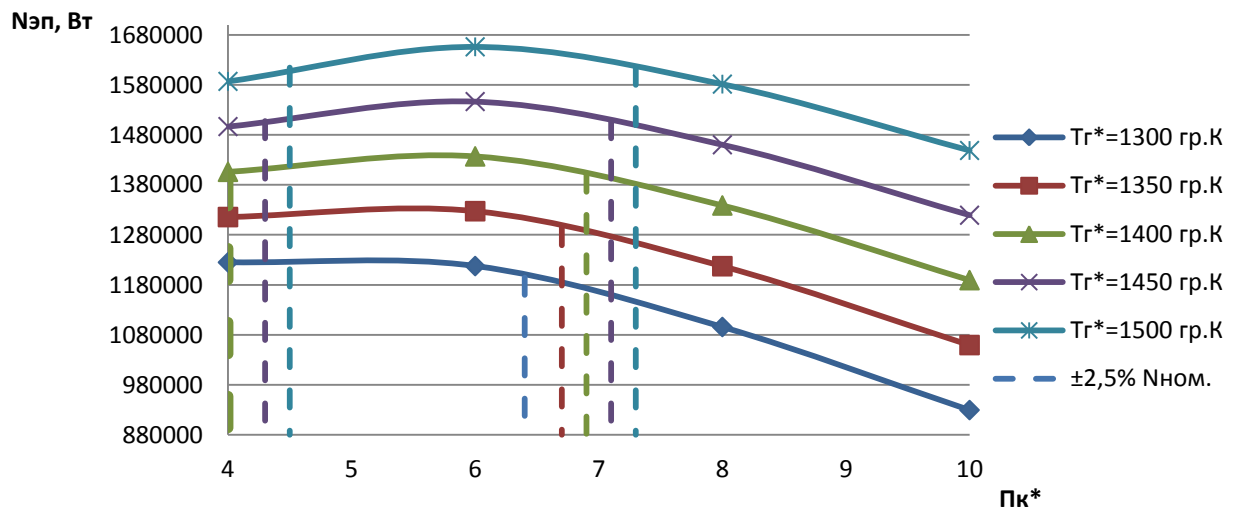


Рисунок 2.7 – Залежності внутрішнього ККД від температури  $T_r^*$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  двигуна з аргоном

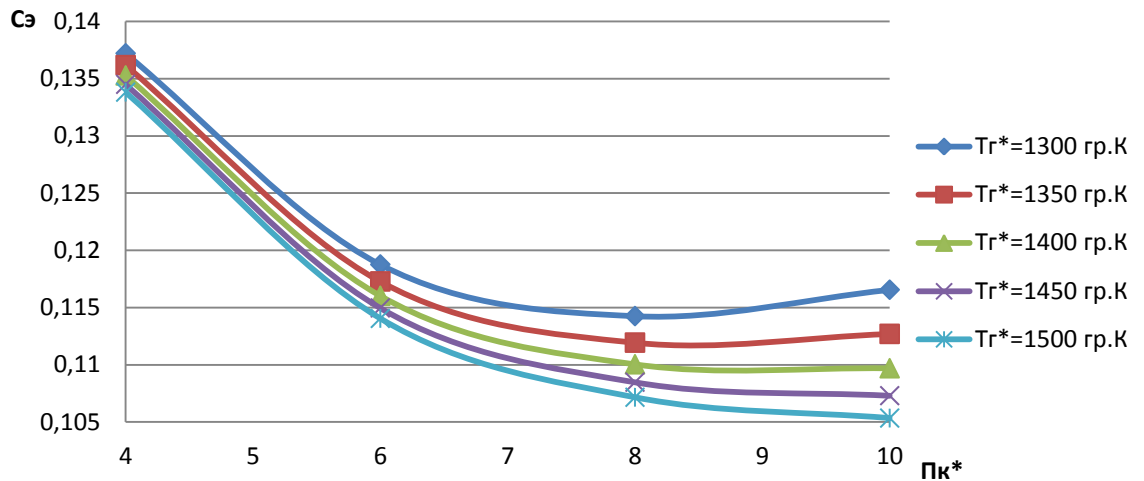
Таблиця 1.2 - Результати ТГДР двигуна з гелієм

$\pi_k^*$		4	6	8	10
$N_{\text{эл}}, \text{Вт}$	1300	1224923,743	1217471,994	1095627,83	929442,685
	1350	1315519,389	1327238,802	1217223,207	1059475,991
	1400	1406053,332	1436932,667	1338725,648	1189371,749
	1450	1496520,906	1546546,463	1460127,587	1319126,558
	1500	1586917,839	1656073,814	1581422,273	1448736,964
$C_3$	1300	0,137212639	0,118760003	0,114251982	0,116552507
	1350	0,136177897	0,117278536	0,111932878	0,112695824
	1400	0,135282429	0,116029284	0,110042668	0,109695027
	1450	0,134501265	0,114963189	0,108474484	0,107296612
	1500	0,13381512	0,114044167	0,107154322	0,105338278
$\eta$	1300	0,292569157	0,338027829	0,351365337	0,344430053
	1350	0,29479223	0,342297811	0,358645171	0,356217156
	1400	0,296743535	0,345983227	0,364805642	0,36596177
	1450	0,298466978	0,349191652	0,370079529	0,374142158
	1500	0,299997386	0,352005604	0,37463898	0,381097802

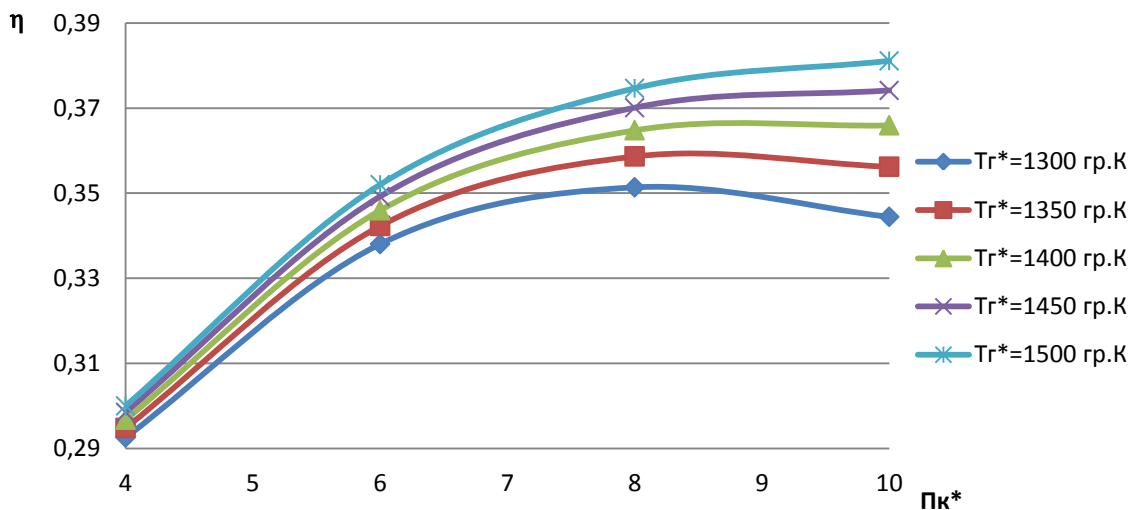


Малярнок 2.8 - Залежності питомої потужності від температури  $T_r^*$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  двигуна з гелієм





Малюнок 2.9 – Залежності питомої витрати палива від температури  $T_g^*$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  двигуна з гелієм



Малюнок 2.10 – Залежності внутрішнього ККД від температури  $T_g^*$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  двигуна з гелієм

Для порівняння нижче наведені розрахунки при використанні у якості робочого тіла атмосферного повітря.

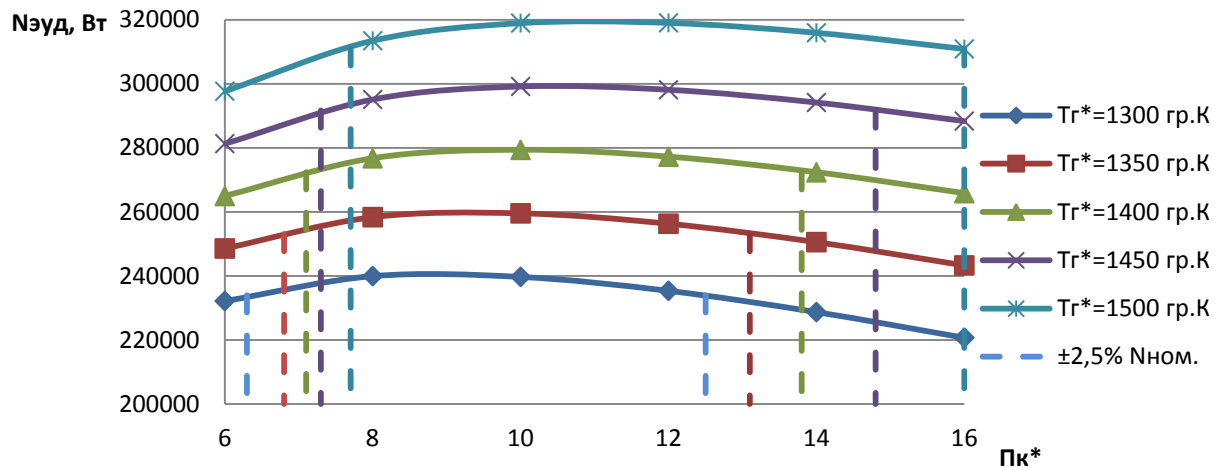
Таблиця 1.3 - Результати ТГДР двигуна з атмосферним повітрям

$\pi_k^*$		6	8	10	12
$N_{зуд}, Вт$	1300	232172,5938	239955,3528	239708,5501	235361,6691
	1350	248565,1374	258350,7206	259541,5733	256300,2719
	1400	264946,5097	276733,9668	279361,701	277225,1688
	1450	281315,9375	295104,0881	299167,7408	298135,0224

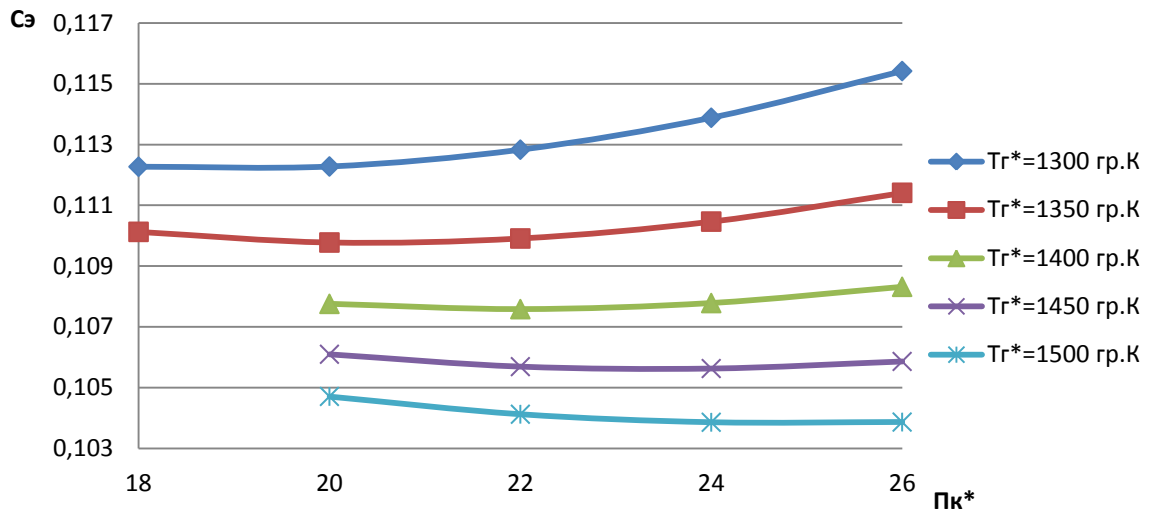
		1500	297672,7085	313460,1724	318958,6184	319028,6363
	$\pi_k^*$	18	20	22	24	26
$C_3$	1300	0,112269	0,112277	0,11283	0,113881	0,115418
	1350	0,110124	0,109774	0,109907	0,110463	0,11141
	1400	0,108372	0,107756	0,107581	0,107782	0,108316

Продолжение таблицы 1.3

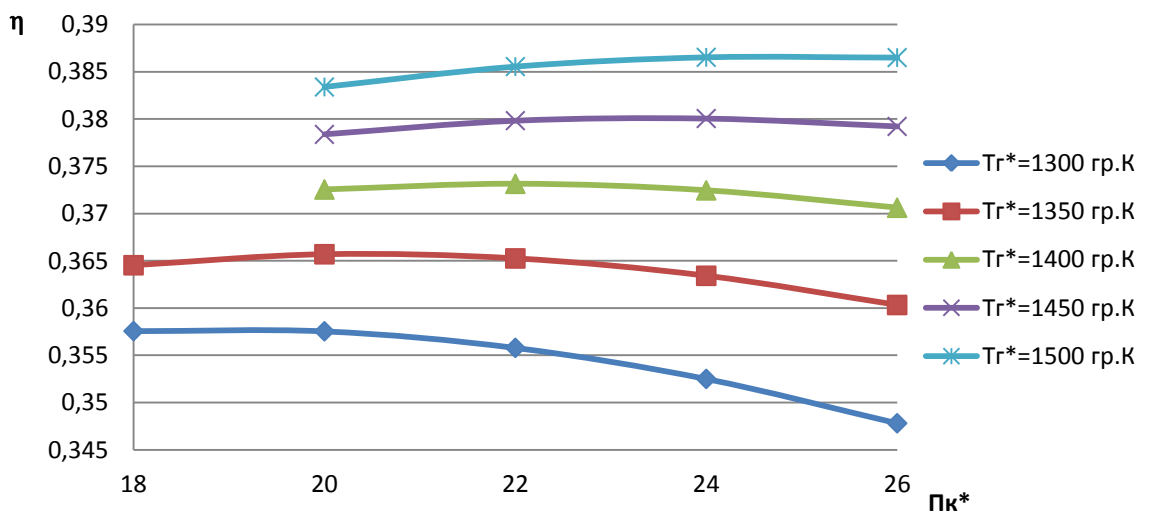
$C_3$	1450	0,106916	0,106095	0,105689	0,105626	0,10586
	1500	0,105688	0,104707	0,104122	0,103857	0,103864
	$\pi_k^*$		6	8	10	12
$\eta$	1300		0,357571	0,357547	0,355795	0,352509
	1350		0,364535	0,365698	0,365256	0,363419
	1400		0,370429	0,372548	0,373152	0,372458
	1450		0,375475	0,37838	0,379833	0,380059
	1500		0,379837	0,383396	0,385551	0,386533



Малюнок 2.11 - Залежності питомої потужності від температури  $T_g^*$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  двигуна з атмосферним повітрям

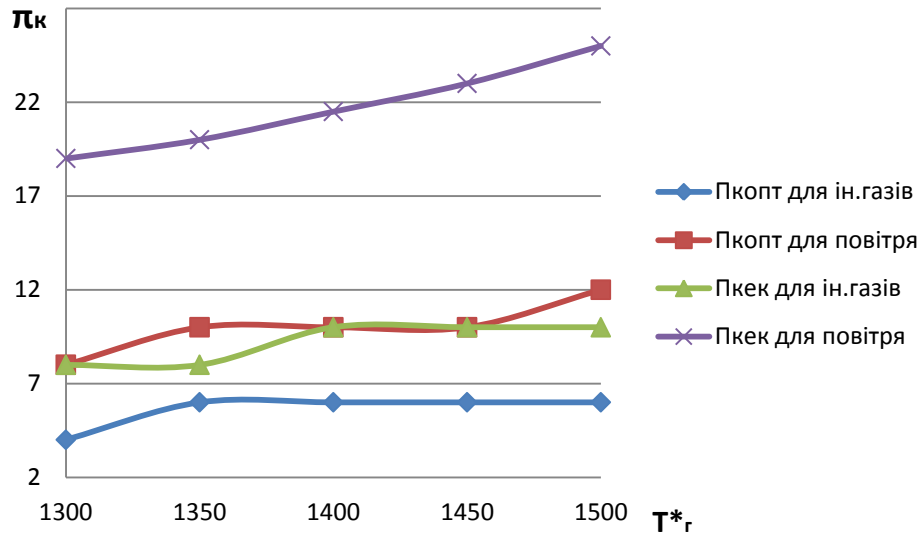


Малюнок 2.12 – Залежності питомої витрати палива від температури  $T_{г^*}$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  двигуна з атмосферним повітрям



Малюнок 2.13 – Залежності внутрішнього ККД від температури  $T_{г^*}$  і ступеня підвищення тиску  $\pi_k^*$  двигуна з атмосферним повітрям

За допомогою проведених розрахунків відобразимо залежність оптимальна і економічна ступінь підвищення тиску від  $T_{г^*}$  при різних значеннях коефіцієнта адіабати робочих тіл за розрахунковими даними на малюнку 1.14.



Малюнок 1.14 – Зміна оптимального і економічного ступеню підвищення тиску

## 2.4 Визначення робочих режимів двигуна

Виходячи з вимог для електрогенераторів, допустимий діапазон зміни потужностей приводу становить  $\pm 2,5\%$  від їх номінального значення. Виходячи з цього, можна визначити робочий діапазон зміни ступеня підвищення тиску для ГТД.

За номінальний режим приймаємо оптимальний режим двигуна. Мінімальні значення потужності для розглянутих значень температур газу перед турбіною наведені в таблиці 1.4, а робочі діапазони зміни ступеня підвищення тиску показані на малюнках 1.5, 1.8, 1.11.

Таблиця 1.4 - Мінімальні значення питомої потужності (Вт)

	Аргон	Гелій	Повітря
1300	119674,0538	1194300,649	233956,5
1350	129294,181	1294057,832	253053
1400	140093,3747	1401009,351	272377,7
1450	150884,645	1507882,801	291688,5
1500	161667,36	1614671,969	311052,9

## 2.5 Визначення необхідної витрати робочого тіла

Витрати робочого тіла може вказати, спільно з питомою витратою палива, на економічність установки, так як інертні гази, прийняті для розрахунку, складні у видобутку і тому дорогі. Крім цього він визначає габарити установки, котрі в свою чергу характеризують як втрати в

проточній частині так і складність виготовлення, а також технологічність по ремонту та обслуговуванню.

Потрібна витрата РТ визначається як:

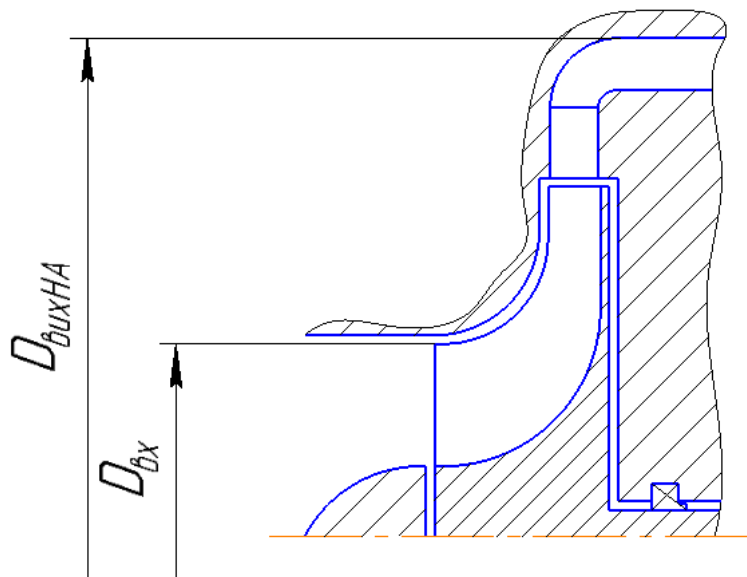
$$G_v = \frac{N_{\text{э}}}{N_{\text{эп}}}$$

Для кожного газу були враховані значення потрібної витрати РТ при п'яти значеннях температури РТ перед турбіною, при оптимальній ступені підвищення тиску. Результати наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Потрібна витрата робочого тіла в кг / с

ТГ*	1300	1350	1400	1450	1500
Аргон	2,786	2,579	2,38	2,21	2,063
Гелій	0,279	0,258	0,238	0,221	0,207
Повітря	1,425	1,318	1,224	1,143	1,072

## 2.6 Визначення діаметральних розмірів ГТУ



Малюнок 1.15 – Діаметральні розміри відцентрового компресора

Діаметральні розміри, залежні від потрібної витрати повітря, впливають на складність виготовлення і обслуговування виробу. При малих розмірах ГТУ виникають складнощі з організацією підведення масла до тертьових вузлів, охолоджуючого повітря до лопаток і дисків турбіни. З іншого боку малі габарити спрощують транспортування і монтаж двигуна, а також розширюють область застосування установки даного типу.

Діаметри двигуна розраховуються за допомогою відносних розмірів прототипу.

Діаметр периферії на вході:

$$D_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{вх}}}{\pi \cdot (1 - d)}}$$

де  $d$  – відносний діаметр на вході, для прототипу  $d = 0,53$ ;  $F_{\text{вх}}$  – площа прохідного перетину на вході

$$F_{\text{вх}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho \cdot C}$$

тут  $\rho$  – густина РТ;  $C$  – швидкість потоку на вході

Діаметр на виході з направляючого апарату згідно прототипу дорівнює

$$D_{\text{вихНА}} = D_{\text{вх}}/0,318$$

Результати розрахунку наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Діаметри на вході і виході з компресору

Т <sub>Г*</sub> , гр.С	Аргон				Гелій			
	1350		1400		1350		1400	
	F <sub>вх</sub> , м <sup>2</sup>	D <sub>вх</sub> , м	F <sub>вх</sub> , м <sup>2</sup>	D <sub>вх</sub> , м	F <sub>вх</sub> , м <sup>2</sup>	D <sub>вх</sub> , м	F <sub>вх</sub> , м <sup>2</sup>	D <sub>вх</sub> , м
4	0,0081	0,1195	0,0076	0,1158	0,0081	0,1197	0,0076	0,1157
6	0,0080	0,1193	0,0074	0,1146	0,0080	0,1193	0,0074	0,1146
8	0,0088	0,1250	0,0080	0,1191	0,0087	0,1245	0,0079	0,1186
10	0,0102	0,1345	0,0091	0,1267	0,0101	0,1334	0,0089	0,1258
Т <sub>Г*</sub> , гр.С	1350		1400		1350		1400	
	$D_{\text{вихНА}}, \text{м}$		$D_{\text{вихНА}}, \text{м}$		$D_{\text{вихНА}}, \text{м}$		$D_{\text{вихНА}}, \text{м}$	
4	0,37578616		0,364151		0,376415		0,363836	
6	0,37515723		0,360377		0,375157		0,360377	
8	0,39308176		0,374528		0,391509		0,372956	
10	0,42295597		0,398428		0,419497		0,395597	

## 2.5 Висновок по розділу

У ході проведення порівняльної оцінки ефективності методу підвищення ККД шляхом заміни РТ для розрахунків були обрані два інертні одноатомні гази: аргон і гелій. Дані гази були обрані виходячи з вимог з безпеки, доступності та технологічності у використанні.

Для кількісної оцінки підвищення ККД, були проведені багаторазові термогазодинамічні розрахунки двигунів з використанням обраних раніше газів. Порівняння проводилося з термогазодинамічним розрахунком двигуна використовують в якості РТ атмосферне повітря.

З'ясувалося, що застосування аргону призводить до зростання ККД ГТУ в середньому на 16,48%, гелію - на 16,52% в порівнянні з повітрям. Різниця в прирості ККД між гелієм і аргоном незначна так як значення коефіцієнтів адіабати у цих газів відрізняються мало.

У ході аналізу зміни діапазонів робочих режимів ГТД працюючих з різними РТ виявлено, що для ГТД з одноатомним РТ величини  $P_{k_{opt}}$  и  $P_{k_{ек}}$  значно менші, ніж у ГТД з атмосферним повітрям, що є перевагою – конструкція ГТД більш проста.

А діапазон  $P_k$ , де питома потужність відхиляється від максимальної менше 2,5% вужче. Зокрема для двигуна з аргоном відхилення ступеня підвищення тиску від номінальної складає в середньому близько  $\pm 20\%$ , для гелію -  $\pm 23\%$ , для повітря -  $\pm 34\%$ . Це є недоліком одноатомного РТ, оскільки тягне за собою вимоги по більш точній системі регулювання параметрів.

З двох запропонованих газів вииграш в необхідній витраті робочого тіла в порівнянні з двигуном, що працює з атмосферним повітрям, забезпечує тільки гелій. Його витрата в 5 разів менше ніж для двигуна з повітрям, в той час як аргону потрібна в 2 рази більше. Діаметральні габарити двигуна із застосуванням аргону і гелію мало відрізняються тому, що щільності цих газів відрізняються в 10 разів.

Оскільки ККД ГТД недостатньо високий, пропонується комбінувати цикл ГТД з паротурбінним циклом. Відповідні розрахунки наведені у розділі 3.

### 3 Підвищення енергоефективності ПНЕУ шляхом утилізації тепла

Для організації циклу ГТД у замкнутому контурі використовується теплообмінний апарат 5 (мал.1.1). Проте у такому випадку тепло буде без користі відводитися до холодного теплоносія, морській воді. При таких температурах газів на виході із силової турбіни (таблиця 3.1) це зумовить великі втрати і знижене ККД.

Для підвищення ККД, а отже і економічності установки, що є важливим параметром визначаючим автономність човна, пропонується застосувати теплоутилізаційний контур парової турбіни. Розрахунок параметрів ПГУ на різних режимах роботи ГТД проводиться по програмі «UTIL». Результати розрахунків представлені у таблицях 3.2 – 3.5.

Таблиця 3.1 – Температури газів на виході із СТ на різних режимах роботи ГТД

Пк*	4	6	8	10
Аргон				
1350 гр.К				
Тс*	846,3112	735,0226	666,0186	618,0544
1400 гр.К				
Тс*	879,1361	764,2029	692,9567	643,398
Гелій				
1350 гр.К				
Тс*	848,8932	738,4341	669,7582	621,8956
1400 гр.К				
Тс*	881,7984	767,7215	696,8159	647,3685

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку контуру парової турбіни для ГТД з аргонном при  $T_r^* = 1350 \text{ }^\circ\text{K}$ 

<b>Пко=4</b>						
<b>Рпп</b>	<b>0,25</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>
<b>Нпгу (КВт)</b>	*	514	524	529	530	529
<b>КПДпгу</b>	*	0,4442	0,4529	0,4564	0,4576	0,457
<b>Тгвых (гр. С)</b>	*	97,28	110,61	127,22	146,86	159,01
<b>Гпара (кг/с)</b>	*	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17
<b>Пко=6</b>						
<b>Нпгу (КВт)</b>	*	460	463	463	458	*
<b>КПДпгу</b>	*	0,4607	0,4639	0,4635	0,459	*
<b>Тгвых (гр. С)</b>	*	110,81	128,65	151,49	179,91	*
<b>Гпара (кг/с)</b>	*	0,15	0,14	0,13	0,12	*
<b>Пко=8</b>						
<b>Нпгу (КВт)</b>	*	437	437	433	424	*
<b>КПДпгу</b>	*	0,4574	0,4582	0,4538	0,4439	*
<b>Тгвых (гр. С)</b>	*	120,5	141,66	169,15	204,35	*
<b>Гпара (кг/с)</b>	*	0,13	0,12	0,11	0,1	*
<b>Пко=10</b>						
<b>Нпгу (КВт)</b>	416	426	424	416	*	*
<b>КПДпгу</b>	0,4313	0,4415	0,4396	0,4314	*	*
<b>Тгвых (гр. С)</b>	108,74	127,92	151,67	182,85	*	*
<b>Гпара (кг/с)</b>	0,14	0,13	0,11	0,1	*	*



Таблиця 3.3 – Результати розрахунку контуру парової турбіни для ГТД з аргеном при  $T_r^* = 1400 \text{ }^\circ\text{K}$

<b>Пко=4</b>						
<b>Рпп</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	<b>8</b>
<b>Нпгу (КВт)</b>	519	530	536	539	545	539
<b>КПДпгу</b>	0,4516	0,4607	0,4659	0,4682	0,4737	0,4684
<b>Тгвых (гр. С)</b>	93,73	105,89	120,92	138,36	135,9	156,23
<b>Гпара (кг/с)</b>	0,19	0,18	0,18	0,17	0,18	0,17
<b>Пко=6</b>						
<b>Рпп</b>	<b>0,25</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>
<b>Нпгу (КВт)</b>	*	463	468	468	466	*
<b>КПДпгу</b>	*	0,4695	0,474	0,4745	0,4719	*
<b>Тгвых (гр. С)</b>	*	107,02	123,59	144,65	170,55	*
<b>Гпара (кг/с)</b>	*	0,15	0,14	0,14	0,13	*
<b>Пко=8</b>						
<b>Нпгу (КВт)</b>	*	440	442	439	*	*
<b>КПДпгу</b>	*	0,4689	0,4708	0,4686	*	*
<b>Тгвых (гр. С)</b>	*	116,59	136,4	161,99	*	*
<b>Гпара (кг/с)</b>	*	0,13	0,12	0,11	*	*
<b>Пко=10</b>						
<b>Нпгу (КВт)</b>	425	428	428	423	*	*
<b>КПДпгу</b>	0,4535	0,4567	0,4564	0,4505	*	*
<b>Тгвых (гр. С)</b>	105,81	123,93	146,28	175,45	*	*
<b>Гпара (кг/с)</b>	0,14	0,13	0,12	0,1	*	*

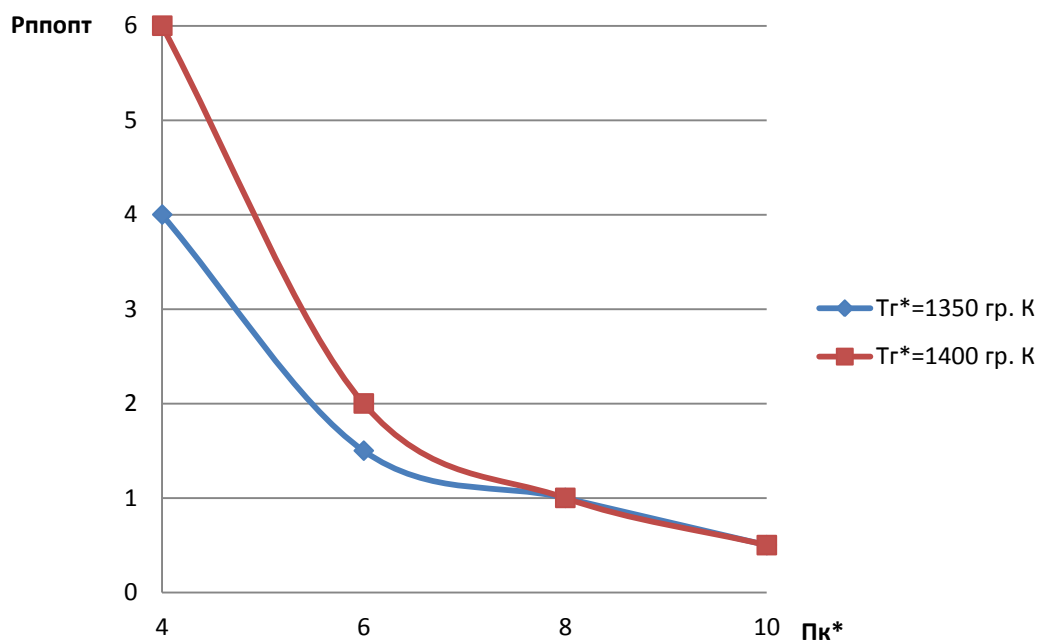
Таблиця 3.4 – Результати розрахунку контуру парової турбіни для ГТД з гелієм при  $T_r^* = 1350 \text{ }^\circ\text{K}$

<b>Пко=4</b>						
<b>Рпп</b>	<b>0,25</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>
<b>Нпгу (КВт)</b>	*	516	526	530	531	531
<b>КПДпгу</b>	*	0,4445	0,4532	0,4568	0,4581	0,4579
<b>Тгвых (гр. С)</b>	*	96,99	110,23	126,71	146,17	158,2
<b>Гпара (кг/с)</b>	*	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17
<b>Пко=6</b>						
<b>Нпгу (КВт)</b>	*	461	464	464	*	*
<b>КПДпгу</b>	*	0,4612	0,4646	0,4642	*	*

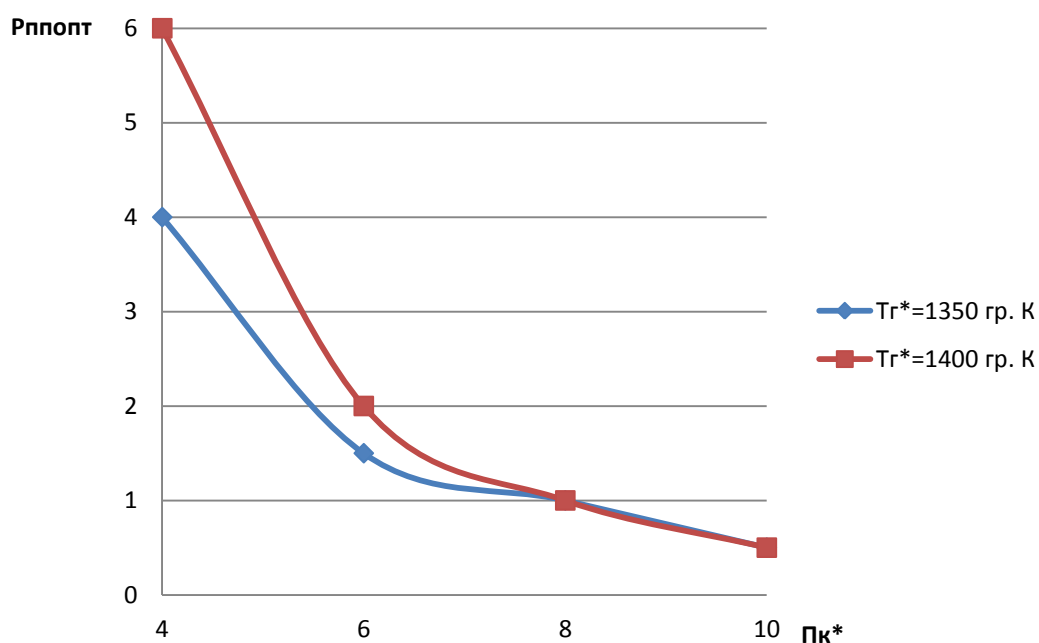
Тгвых (гр. С)	*	110,36	128,05	150,67	*	*
Гпара (кг/с)	*	0,15	0,14	0,13	*	*
<b>Пко=8</b>						
Нпгу (КВт)	*	437	438	435	*	*
КПДпгу	*	0,4584	0,4594	0,4558	*	*
Тгвых (гр. С)	*	119,95	140,92	168,13	*	*
Гпара (кг/с)	*	0,13	0,12	0,11	*	*
<b>Пко=10</b>						
Нпгу (КВт)	423	426	424	417	*	*
КПДпгу	0,4409	0,4433	0,4417	0,4339	*	*
Тгвых (гр. С)	108,29	127,3	150,84	181,7	*	*
Гпара (кг/с)	0,14	0,13	0,11	0,1	*	*

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку контуру парової турбіни для ГТД з гелієм при  $T_r^* = 1400$  °К

<b>Пко=4</b>						
Рпп	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	<b>8</b>
Нпгу (КВт)	518	529	536	537	538	538
КПДпгу	0,4495	0,4586	0,4646	0,4661	0,4669	0,4665
Тгвых (гр. С)	93,45	105,52	120,43	137,7	1448,03	155,31
Гпара (кг/с)	0,19	0,18	0,18	0,17	0,17	0,17
<b>Пко=6</b>						
Рпп	<b>0,25</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>
Нпгу (КВт)	*	464	469	470	467	*
КПДпгу	*	0,4698	0,4744	0,4754	0,4726	*
Тгвых (гр. С)	*	106,58	123	143,85	169,45	*
Гпара (кг/с)	*	0,15	0,14	0,14	0,13	*
<b>Пко=8</b>						
Нпгу (КВт)	*	438	440	438	*	*
КПДпгу	*	0,4674	0,4695	0,4675	*	*
Тгвых (гр. С)	*	116,04	135,66	160,99	*	*
Гпара (кг/с)	*	0,13	0,12	0,11	*	*
<b>Пко=10</b>						
Нпгу (КВт)	426	430	429	425	*	*
КПДпгу	0,4562	0,4597	0,4595	0,4543	*	*
Тгвых (гр. С)	105,36	123,32	145,45	174,33	*	*
Гпара (кг/с)	0,14	0,13	0,12	0,1	*	*



Малюнок 3.1 – Зміна оптимального тиску перегрітого пару зі зміною режиму роботи двигуна працюючого на аргоні



Малюнок 3.2 – Зміна оптимального тиску перегрітого пару зі зміною режиму роботи двигуна працюючого на гелії

### 3.1 Висновок по розділу

Застосування ТУК парової турбіни дозволило у середньому розвинути потужність ПГУ при оптимальних параметрах пару рівню 467,38 кВт для

двигуна з аргоном і 467,13 кВт для двигуна з гелієм. При цьому ККД такої установки, при тих самих умовах склало 46,21% для двигуна з аргоном і гелієм. Тобто економічність ПНЕУ підвищилась у середньому у порівнянні з ГТД ЗЦ з аргоном на 35,72%, а з гелієм на 35,64%. Таке підвищення економічності установки безумовно вигідно незважаючи на велику масу і габарити ТУК.

#### 4 Висновок по роботі

Шляхом зміни робочого тіла та включення у схему ПНЕУ теплоутилізаційного контуру була розвинута значна економічність, що підтверджується величиною ККД у 47...48% на оптимальному режимі.

Це перевищує ККД двигуна Стірлінга та проекту паротурбінної установки «MESMA» (приблизно 30%), але менша за ККД силових установок на базі паливних елементів, котрі мають ККД близький до 60%. Однак такі силові установки мають малі питомі потужності, що збільшує їх масу та розміри. Крім цього, використання паливних елементів вимагає розвинутої берегової та бортової інфраструктури для одержання та зберігання водню, що підвищує вартість життєвого циклу проекту.

Інші переваги запропонованої силової установки:

- Висока оперативна готовність силової установки за рахунок використання циклу ГТД;
- Достатньо високий ККД при роботі силової установки без паротурбінного контуру за рахунок використання одноатомного робочого тіла у циклі ГТД;
- Простота конструкції та малі розміри ГТД;
- низький рівень параметрів циклу ГТД і парового циклу, необхідних для одержання максимуму ККД силової установки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кирилов Н.Г. «Перспективы развития судовой энергетики на основе машин Стирлинга». International Maritime Journal The Morskoy Flot (Marine Fleet) 2 (2002): 30-32
2. Ведерников Ю.В. «Красный дракон: современные военно-морские силы Китая: Флот Тихого океана. Выпуск 3». Владивосток, 2007.
3. Fuel Cell Handbook. Department of Energy. Under Contract No. DE-AM26-99FT40575. – U.S., 2000. – 352p.
4. Psoma A. «Fuel cell systems for submarines: from the first idea to serial production» / A. Psoma, Gunter Sattler // Journal of Power Sources. – 2002. № 106. – Pp. 381 – 383.
5. Барабанов М. Судостроительное объединение DCNS / М. Барабанов // Экспорт вооружений. – 2010. - № 2. – С. 51 -64.
6. Чернышов Е.А., Романова Е.А., Романов А.Д. - Развитие воздухонезависимых энергетических установок подводных лодок
7. Павленко Г.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок: учебное пособие. Харьков: ХАИ, 2007. 63с.
8. Кутателадзе С.С. Справочник по теплопередаче. Москва: Государственно энергетическое издательство, 1958, 414с.
9. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей: учебник. Москва: «Машиностроение», 1977. 312с.