

## ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.59.66.078

### Про можливість створення криогенних гелієвих і водневих установок високої продуктивності та ефективності на основі машин динамічного принципу дії

Г. К. Лавренченко

ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса, 65026, Україна

✉ e-mail: lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>

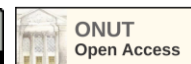
При створенні криогенних гелієвих (КТУ) та водневих (КВУ) установок високої продуктивності доводиться вирішувати складну проблему компримування великих кількостей таких легких газів, як гелій та водень. Компресори таких криогенних установок повинні забезпечувати значні ступені підвищення тиску, відрізнятися високою надійністю, малими габаритами та масою. Компресорні машини об'ємного принципу дії – поршневі та гвинтові компресори – з ряду причин не годяться для цього. Аналіз показує, що при сучасному стані компресоробудування неможливо створити відповідні для цього відцентрові турбокомпресори. Пояснюється це низькими густинами гелію та водню, високими швидкостями звуку в них, що призводить до малих ступенів їх стиснення в одному ступені турбокомпресора. У статті показано, що кількість ступенів стиснення можна істотно зменшити при переході до компримування сумішей водню та гелію з важкими низькотемпературними холодоагентами, наприклад, R12, R13, R14. Потрібно враховувати, що застосування холодоагентів у сумішах з воднем та гелієм призводить до зростання витрат потужності на стиснення у порівнянні з подібними процесами для чистих водню та гелію. Розглядаються два варіанти вирішення даної проблеми, які дозволяють роботу стиснення сумішей наблизити до роботи компримування чистих криоагентів або навіть зробити її нижче. Один з варіантів заснований на організації стиснення криоагенту в середовищі киплячого холодоагенту, а інший – на чергуванні процесів компримування та проміжного охолодження суміші киплячим холодоагентом. Крім того, для знаходження оптимальних проміжних параметрів суміші в установці отримано системи рівнянь, які можуть бути вирішені чисельними методами. Все це дає можливість розробляти високопродуктивні та ефективні КТУ та КВУ на основі машин динамічного принципу дії.

**Ключові слова:** Гелій; Водень; Холодоагент; Криогенна гелієва установка; Криогенна воднева установка; Стиснення сумішей криоагент – холодоагент; R12 (дифтордихлорметан); Ступінь стиснення та попереднього охолодження; Відцентровий компресор; Гвинтовий компресор.

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i2.2630>

© The Author(s) 2023. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

#### Умовні позначення:

 $C_p$  – ізобарна теплоємність; $E$  – ексергетична втрата; $F_1', F_1'', F_2', F_2''$  – гіпергеометричні функції; $G$  – масова витрата; $h$  – питома ентальпія; $k$  – показник ізентропи; $L$  – робота; $M$  – маса холодоагенту, криоагенту або їх суміші; $N$  – склад, мольний або об'ємний, бінарної суміші криоагент-холодоагент; $n$  – число ступенів стиснення турбокомпресора або число проміжних охолоджувачів; $N_i$  – число молей;

$p$  – тиск;  
 $Q$  – кількість тепла, холодопродуктивність чи потік тепла;  
 $q$  – питома кількість тепла;  
 $R$  – газова постійна;  
 $r$  – питома теплота пароутворення;  
 $S$  – ентропія;  
 $T$  – температура;  
 $U$  – внутрішня енергія;  
 $V$  – об'єм;  
 $W$  – потужність;  
 $\mu$  – молекулярна маса;  
 $\pi_i$  – ступінь підвищення тиску в  $i$ -ому ступені;  
 $\pi_{аді}$  – адіабатний ККД ступеню турбокомпресора;  
 $\Pi$  – загальний рівень підвищення тиску при компримуванні.

**Нижні індекси:**

0 – позначення параметрів навколишнього середовища;

## 1. Вступ

Створення великих криогенних водневих (КВУ) та гелієвих (КГУ) установок великої продуктивності, наприклад, для надпровідних та кріорезистивних споживачів зумовлює, перш за все, вирішення проблеми компримування великих обсягів гелію або водню. Компресори великих КГУ повинні забезпечувати значні ступені підвищення тиску (до 25-30), відрізнятися високою надійністю, малими габаритами та масою [1].

Цим вимогам, в принципі, можуть задовольнити гвинтові та відцентрові компресори. Однак спроби використання таких машин для стиснення чистого гелію призводять до незадовільних результатів. У гвинтовому компресорі сухого стиснення є значні перетікання гелію, що різко погіршують об'ємні та енергетичні характеристики машини. Відцентровий гелієвий компресор через малу густину середовища, що стискається, міститиме велику кількість ступенів. Вартість такої машини у зв'язку з цим має бути дуже високою, а ефективність низькою.

Для застосування в КГУ та КВУ гвинтових або відцентрових компресорів до гелію або водню можна додавати допоміжні компоненти. При стисканні гелію у гвинтовому компресорі таким компонентом є олива, яка вводиться для ущільнення зазорів [2, 3]. В установках з відцентровими компресорами доцільно використовувати суміші гелію з парами холодоагентів, що дозволяють підвищити

1, 2 тощо – позначення точок, що характеризують стан речовини в процесах, циклах або схемах;  
 $p$ ,  $k$  – позначення початку і кінця процесу;  
 $b$  – стан речовини за нормального кипіння;  
 $cr$  – кріоагент;  
 $m$  – суміш;  
 $s$  – стан речовини на кривій кипіння;  
 $i$  – параметри, що відносяться до  $i$ -го ступеня багатоступеневого турбокомпресора або ССПО

### Верхні індекси:

« ' », « '' » – стан речовини у вигляді рідини або пари.

### Абревіатури:

КГУ, КВУ – криогенні гелієва або воднева установки;  
 СВО – ступінь використання ефекту охолодження;  
 СОО – ступінь остаточного охолодження;  
 СПО – ступінь попереднього охолодження;  
 ССПО – ступінь стиснення та попереднього охолодження.

густину робочого тіла [4, 5].

Але ці рішення, загалом, не вирішують зазначену проблему. Так, очищення стисненого гелію або водню від оливи призводить до значного ускладнення та подорожчання КВУ чи КГУ. При використанні гвинтового оливозаповненого компресора вартість системи очищення перевищує вартість самого компресора. Далі, поділ суміші в установці, наприклад, з гелій-фреоновим відцентровим компресором хоч і не пов'язаний із значним збільшенням капітальних витрат, проте витрата енергії в такій установці вища, ніж при стисканні чистого гелію.

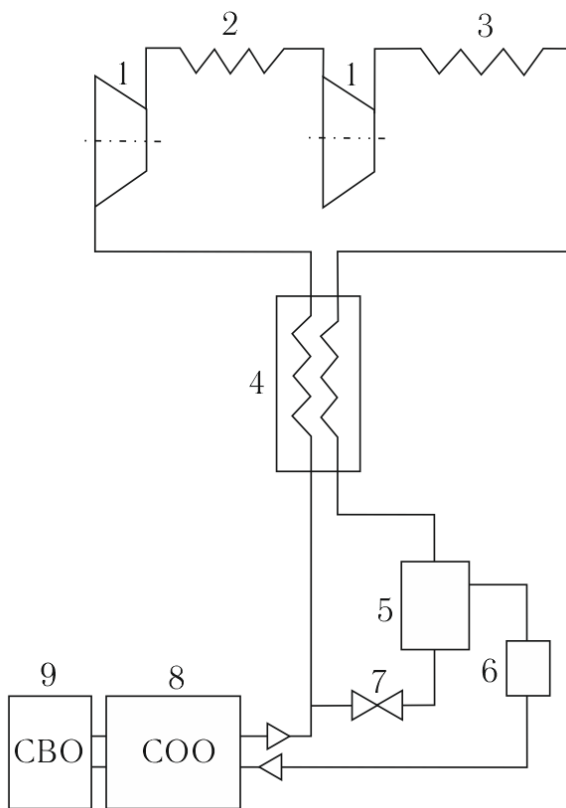
У статті показано, що для усунення основних недоліків КВУ або КГУ з гвинтовими і відцентровими компресорами доцільно додавати до кріоагенту рідкий холодоагент і використовувати холод, що отримується при його випаровуванні для зниження температури робочого тіла в процесі стиснення. Однак перш ніж розглядати ці напрямки ефективного вирішення сформульованої вище проблеми, розберемося з причинами суттєвої перевитрати потужності при компримуванні сумішей кріоагент-холодоагент у раніше дослідженій перспективній схемі ССПО великих КГУ або КВУ [5].

## 2. Дослідження характеристик ССПО, що використовують суміші кріоагент-холодоагент незмінного складу

У [5] показано, що з метою зменшення числа

ступенів турбокомпресора доцільно додавати до кріоагенту (гелію або водню) легкокиплячі речовини з високою молекулярною масою, наприклад, фреони. При введенні таких добавок можна підвищити густину середовища, що стискається до густини повітря і використовувати для стиснення суміші серійно випускаемі відцентрові компресори. Крім цього, холодопродуктивний ефект, що отримується при кипінні допоміжних речовин, дозволяє забезпечити попереднє охолодження кріоагента, усуваючи або суттєво знижуючи, тим самим, потребу в рідкому азоті або виключаючи зі схеми додатковий турбодетандер.

Для оцінки енергетичної ефективності ССПО, що працює на суміші кріоагенту з холодоагентом, проаналізуємо роботу найпростішої схеми (рис. 1).



**Рисунок 1** – Схема кріогенної установки з циркуляцією в ССПО суміші кріоагента з холодоагентом: 1 – секції багатоступеневого турбокомпресора; 2, 3 – проміжний та кінцевий холодильники; 4 – рекуперативний теплообмінник; 5 – фазороздільвач

Стиснута в багатоступеновому турбокомпресорі 1 суміш кріоагенту з холодоагентом охолоджується в кінцевому холодильнику 3 і надходить у теплообмінник 4, де відбувається конденсація холодоагенту в прямому потоці і кипіння його у зворотному. Прямий потік, що містить сконденсо-

ваний холодоагент і кріоагент, надходить потім у фазороздільник 5, з якого холодоагент дроселюється в зворотний потік, а кріоагент після додаткового очищення в адсорбері 6 направляється в низькотемпературну частину системи 8, 9.

Для використання в такій схемі повітряних або азотних турбокомпресорів молекулярна маса суміші, що надходить на стиснення, повинна бути доведена до  $\mu_m = 25-30$ .

Враховуючи, що  $\mu_m = \mu_1 \cdot (1 - N) + N \cdot \mu_2$ , отримуємо співвідношення визначення концентрації холодоагенту в суміші:

$$N = \frac{\mu_m - \mu_1}{\mu_2 - \mu_1} \approx \frac{\mu_m}{\mu_2}, \quad (1)$$

де  $\mu_1, \mu_2$  – молекулярні маси кріоагенту та холодоагенту, відповідно;  $N$  – мольна концентрація холодоагенту в суміші.

Потужність, що споживається багатоступеневим турбокомпресором такої установки, розраховується з використанням виразу:

$$W = M_m \frac{k_m}{k_m - 1} \frac{R}{\mu_m} \sum_{i=1}^n \frac{T_{ni}}{\eta_{adi}} [\pi_i^{(k_m - 1)/k_m} - 1], \quad (2)$$

де  $M_m$  – масова витрата суміші;  $k_m$  – показник ізоентропи суміші;  $R$  – універсальна газова стала;  $T_{ni}$  – температура суміші на вході в секцію;  $\pi_i, \eta_{adi}$  – ступінь підвищення тиску суміші в  $i$ -ій секції компресора та її адіабатний ККД.

Аналіз залежності (2) показує, що на потужність стиснення суміші впливають по-різному два фактори: 1) так як кількість кріоагенту, що стискається в компресорі, має бути незмінною при переході на суміш, то потужність  $W$  має тенденцію до збільшення у зв'язку зі збільшенням витрати  $M_m$ ; 2) зменшення питомої роботи стиснення, спричинене зміною термодинамічних властивостей, знижує витрати потужності.

При однакових значеннях  $\pi_i, \eta_{adi}$  та  $T_{ni}$  відношення потужності, що витрачається в секції компресора на стиснення суміші  $W_{im}$ , до витрат потужності на стиснення чистого кріоагента  $W_{i1}$  можна записати у вигляді:

$$\frac{W_{im}}{W_{i1}} = \frac{M_1 + M_2}{M_1} \frac{k_m}{k_1} \frac{k_1 - 1}{k_m - 1} \frac{\mu_1}{\mu_m} \frac{\pi_i^{(k_m - 1)/k_m} - 1}{\pi_i^{(k_1 - 1)/k_1} - 1}, \quad (3)$$

де  $M_1, M_2$  – масові витрати кріоагенту та холодо-

агенту;  $k_1$  – показник ізоентропи чистого кріоагенту. Показник ізоентропи суміші визначимо, використовуючи залежність:

$$\frac{1}{k_m - 1} = \frac{N}{k_2 - 1} + \frac{1 - N}{k_1 - 1}, \quad (4)$$

де  $k_2$  – показник ізоентропи холодоагенту.

Відношення маси суміші  $M_m = M_1 + M_2$  до маси чистого кріоагента  $M_1$  виразимо через мольну концентрацію холодоагенту:

$$\frac{M_1 + M_2}{M_1} = \frac{1 - N \left( \frac{\mu_2 - 1}{\mu_1} \right)}{1 - N}. \quad (5)$$

Вираз  $[\pi^{(k-1)/k} - 1]$  перетворимо так:

$$\begin{aligned} \pi^{(k-1)/k} - 1 &= (e^{(k-1)/k})^{\ln \pi} - 1 \approx \left( 1 + \frac{k-1}{k} \right)^{\ln \pi} - 1 \approx \\ &\approx \frac{k-1}{k} \left( 1 + \frac{\ln \pi - 1}{2} \frac{k-1}{k} \right) \ln \pi. \end{aligned} \quad (6)$$

Підставляючи співвідношення (4)-(6) у формулу (3), отримуємо:

$$\frac{W_{i_m}}{W_{i_1}} \approx \frac{1}{1 - N} \left[ 1 + \frac{1 - \ln \pi}{2} \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{N_m}{k_1} \frac{k_1 - k_2}{k_2 - 1}} \right) \right]. \quad (7)$$

Для реальних значень ( $\pi_i = 2-2,5$ ;  $k_1 = 1,4-1,6$ ;  $k_2 = 1,1-1,15$  та  $N = 0,2-0,4$ ) вираз (7) можна ще більше спростити та привести до вигляду:

$$W_{i_m}/W_{i_1} \approx 1/(1 - N).$$

Використовуючи співвідношення (1), маємо:

$$W_m/W_1 \approx \mu_2/(\mu_2 - \mu_m).$$

Таким чином, повертаючись до виразу (2) для потужності стиснення, бачимо, що збільшення маси газу не компенсується зменшенням питомої роботи стиснення суміші. Таким чином, це в цілому призводить до підвищеної витрати енергії, яка залежить від молекулярної маси речовини, що додається. Для R12 це перевищення потужності становить близько 30%, а R14 – до 50%.

Однак при аналізі ССПО слід враховувати, що повна витрата енергії складається з енерговитрат на стиснення та на попереднє охолодження кріоагенту. Тому для загальної оцінки енергетичної ефективності досліджуваного типу ССПО слід визначити, яка кількість холодоагенту необхідна для компенсації теплоприпливів з навколишнього середовища та втрат від недорекуперації. З цією метою на підставі першого закону термодинаміки запишемо наступний вираз елементарної кількості теплоти, що підводиться до зворотного потоку:

$$\delta Q = (c'_p M' + c''_p M'') dT + r dM'', \quad (8)$$

де  $\delta Q$  – елементарна кількість теплоти;  $c'_p$  і  $c''_p$  – питомі масові теплоємності рідкої та парової фаз, відповідно;  $M'$  та  $M''$  – маси рідкої та парової фаз;  $r$  – питома теплота пароутворення. Для інтегрування рівняння (8) скористаємося такими співвідношеннями:

$$\begin{aligned} M' + M'' &= M; \\ M'' &= M'' \frac{1 + N(K_\mu - 1)}{1 - N}; \\ c''_p &\approx c''_{p_1} \frac{1 - N}{1 + N(K_\mu - 1)} + c''_{p_2} \frac{K_\mu N}{1 + N(K_\mu - 1)}; \\ c'_p &\approx c'_{p_2}, \end{aligned}$$

де  $M''$  – маса парової фази, що надходить в теплообмінник;  $c_{p1}''$ ,  $c_{p2}''$ ,  $c_{p2}'$  – питомі масові теплоємності пари чистого кріоагенту, парової та рідкої фаз холодоагенту, відповідно;  $K_\mu = \mu_2/\mu_1$ .

Зв'язок між температурою потоку та мольною концентрацією холодоагенту визначаємо приблизно за допомогою рівняння Клапейрона-Клаузіуса. Крім цього, вважатимемо, що концентрація кріоагенту в рідкій фазі близька до нуля, пари холодоагенту знаходяться в рівновазі з рідиною, а загальний тиск суміші підпорядковується закону Дальтона. При цих припущеннях запишемо:

$$\frac{d(Np)}{Np} = \frac{r}{R} \mu_2 \frac{dT}{T^2}.$$

Для досить вузького інтервалу зміни температури це рівняння можна записати у вигляді:

$$\frac{d(Np)}{Np} = \frac{\bar{r}}{R} \frac{\mu_2}{T} \frac{dT}{T}, \quad (9)$$

де  $\bar{r}, \bar{T}$  – середні значення питомої теплоти пароутворення і температури потоку в інтервалі, що розглядається.

Рівняння (9) проінтегруємо за граничних умов:  $T = T_s$  при  $p_N = p_s$ , де  $T_s, p_s$  – температура і тиск на кривій кипіння холодоагенту, відповідно.

В результаті отримуємо:

$$\frac{p_N}{p_s} = \left( \frac{T}{T_s} \right)^\alpha; \quad \alpha = \frac{\bar{T}\mu_2}{RT}. \quad (10)$$

За допомогою співвідношення (10) можна проінтегрувати рівняння (8) і отримати для ділянки теплообмінника такий вираз:

$$\begin{aligned} \Delta Q_i = M c'_{p_{2i}} (T_{2i} - T_{1i}) - M'' \{ (c'_{p_{2i}} - c'_{p_{1i}}) \times \\ \times (T_{2i} F'_2 - T_{1i} F'_1) + \frac{c'_{p_{2i}} - c''_{p_{2i}}}{\alpha_i + 1} K_\mu T_{н.к.} (\tau_{2i}^{1+\alpha_i} F_2'' - \\ - \tau_{1i}^{1+\alpha_i} F_1'') - \bar{r}_i K_\mu [(1 - \tau_{2i}^{\alpha_i})^{-1} - (1 - \tau_{1i}^{\alpha_i})^{-1}] \}, \end{aligned} \quad (11)$$

де  $T_{1i}, T_{2i}$  – початкові та кінцеві значення температур;  $\tau = T/T_s$ ;  $F'_1, F'_2, F''_1, F''_2$  – гіпергеометричні функції:

$$\begin{aligned} F'_1 &= F \left( 1; \frac{1}{\alpha_i}; \frac{1}{\alpha_i} + 1; \tau_{1i}^{\alpha_i} \right); \\ F'_2 &= F \left( 1; \frac{1}{\alpha_i}; \frac{1}{\alpha_i} + 1; \tau_{2i}^{\alpha_i} \right); \\ F''_1 &= F \left( 1; \frac{1}{\alpha_i}; \frac{1}{\alpha_i} + 1; \frac{1}{\alpha_i} + 2; \tau_{1i}^{\alpha_i} \right); \\ F''_2 &= F \left( 1; \frac{1}{\alpha_i}; \frac{1}{\alpha_i} + 1; \frac{1}{\alpha_i} + 2; \tau_{2i}^{\alpha_i} \right). \end{aligned}$$

Вираз (11) справедливий в інтервалі температур  $T_s < T < T(p_N/p_s)^{(1/\alpha)}$ . При більш високих температурах весь холодоагент перебуває в паровій фазі і для визначення  $\Delta Q$  можна використовувати залежність:

$$\Delta Q_i = M \left( c''_{p_2} \frac{NK_\mu}{1-N} + c''_{p_1} \right) (T_{2i} - T_{1i}). \quad (12)$$

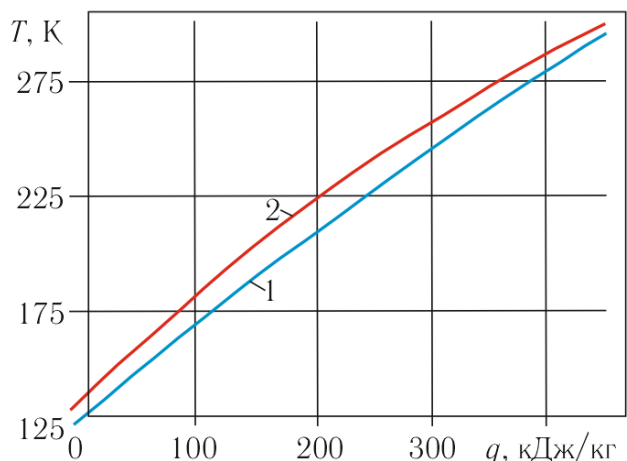
Співвідношення (11) і (12) застосовні також для розрахунку процесу охолодження прямого потоку, що супроводжується конденсацією фреону. При температурі прямого потоку  $T < T_s(p_N/p_s)^{(1/\alpha)}$  використовуємо залежність (11), а за більш високих температур – рівняння (12).

Витрати холоду на компенсацію теплоприпливів з навколишнього середовища визначимо приблизно за споживанням рідкого азоту в ССПО кріогенних установок. З огляду на це для питомих витрат отримуємо:

$$q = 2M_3 \frac{r_3 + c_{p_3}^V (T_0 - T_{B_3})}{T_0 - T_{B_3}} (T_0 - T), \quad (13)$$

де  $M_3$  – витрата рідкого азоту на 1 кг циркулюючого кріоагенту;  $r_3$  – питома теплота пароутворення рідкого азоту за нормальних умов;  $T_{B_3}$  – температура нормального кипіння азоту;  $T_0$  – температура навколишнього середовища.

Раніше було встановлено, що для застосування повітряних відцентрових компресорів, що серійно випускаються, необхідно, щоб  $\mu_m = 25-30$ . Результати розрахунків зміни температур прямого та зворотного потоків у теплообміннику, отримані за допомогою залежностей (11)-(13), представлені на рис. 2. Розрахунки, проведені при  $M_3 = 0,5-1$ , показують, що для забезпечення різниці температур на теплом кінці рекуперативного теплообмінника (див. рис. 1)  $\Delta T = 3$  достатньо довести вміст R12 у суміші до величини  $N = 0,05-0,08$ . Таким чином, для задовільної роботи теплообмінника потрібно значно менше фреону, ніж для досягнення необхідної густини суміші на вході в турбокомпресор.



**Рисунок 2** – Зображення в  $q, T$ -координатах рекуперативного теплообміну між прямим (2) та зворотним (1) потоками суміші He-R12 при  $N=0,07$

На підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що в розглянутій схемі ССПО вироблення холоду компенсує лише невелику частину додаткових витрат енергії, обумовлених збільшенням масової витрати газу, що стискається. Для

підвищення енергетичної ефективності ССПО, що використовують суміші кріоагентів з фреонами, необхідно конденсувати частину фреону за температури навколишнього середовища. Холод, отриманий у процесі випаровування цієї кількості фреону після його з'єднання з прямим потоком кріоагенту, може бути використаний для проміжного охолодження суміші при її стисканні у багатоступеневому відцентровому компресорі.

Для оцінки енергетичних можливостей такої роботи ССПО досліджуємо в наступному розділі гранично допустимі характеристики.

### 3. Аналіз процесу стиснення кріоагенту у суміші з холодоагентом

З метою аналізу можливості зменшення роботи розглянемо процес стиснення у відкритій термодинамічній системі, що складається із суміші гелію з парами холодоагенту. Здійснення роботи в цій системі супроводжується виділенням тепла, частина якого відводиться від суміші, передається рідкому холодоагенту та витрачається на його підігрів та випарювання. Пари, що утворилися при кипінні холодоагенту, надходять в систему, збільшуючи її масу.

У цьому випадку рівняння першого закону термодинаміки для відкритої термодинамічної системи, отримане в роботі [6], можна записати у вигляді:

$$\delta Q + h_2'' dM = dU + \delta L, \quad (14)$$

де  $\delta Q$  – тепловий потік, що відводиться від системи;  $h_2''$  – питома ентальпія парів холодоагенту, що надходять у систему;  $dM$  – зміна маси системи;  $dU$  – зміна внутрішньої енергії системи;  $\delta L$  – робота, яку виконує система.

Величина теплового потоку, що відводиться від системи, призводить до збільшення її маси та виражається залежністю:

$$\delta Q = M_2 c_{p2} dT + r dM, \quad (15)$$

де  $M_2$  – маса рідкого холодоагенту;  $c'_{p2}$  – питома теплоємність рідкого холодоагенту;  $dT$  – збільшення температури рідини;  $r$  – питома теплота пароутворення холодоагенту.

Вважатимемо, що рідкий холодоагент знаходиться в рівновазі зі своєю парою, а система, що

розглядається, є сумішшю двох ідеальних газів. При таких припущеннях можна скористатися рівнянням стану ідеального газу та залежностями, що виражають адитивність обсягів та внутрішніх енергій

$$V = \sum_{i=1}^2 N_i v_i; \quad U = \sum_{i=1}^2 N_i u_i, \quad (16)$$

а також рівнянням Клапейрона-Клаузіуса, записаним у вигляді:

$$dp_2 / dT = r \mu_2 p_2 / R_2 T^2. \quad (17)$$

У цих співвідношеннях:  $p$ ,  $V$ ,  $T$  – тиск, об'єм та температура суміші, відповідно;  $N_i$ ,  $v_i$ ,  $u_i$  – число молей, питомий об'єм та питома внутрішня енергія  $i$ -го компонента;  $p_2''$ ,  $\mu_2$  – парціальний тиск холодоагенту та його молекулярна маса відповідно;  $R_2$  – постійна газова холодоагенту.

Віднісши всі екстенсивні величини в рівнянні (14) до маси гелію  $M_1$  і виразивши парціальний тиск холодоагенту  $p_2''$  через тиск суміші та мольну частку холодоагенту  $N = p_2''/p$ , з рівнянь (14) та (17) знайдемо:

$$d\left(\frac{U}{M_1}\right) = \left(c_{v_1} + K_\mu c_{v_2} \frac{N}{1-N}\right) dT + K_\mu c_{v_2} T \frac{dN}{(1-N)^2};$$

$$\frac{\delta L}{M_1} = p d\left(\frac{V}{M_1}\right) = \frac{R_1}{1-N} \left[ \left(1 - \frac{r}{R_2 T}\right) dT + T \frac{dN}{(1-N)N} \right],$$

Підставляючи отримані співвідношення рівняння (14) і враховуючи, що  $dM/M_1 = (K_\mu - 1)/(1 - N^2) dN$ , отримуємо:

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{1 + N(K_\mu - 1)}{1 - N} - \frac{M_\mu}{M_1} \right] c'_{p2} dT - \frac{r(K_\mu - 1)}{(1 - N)^2} dN + \\ & + \frac{c''_{p2} T (K_\mu - 1)}{(1 - N)^2} dN = \left( K_\mu c_{v_2} \frac{N}{1 - N} + c_{v_1} \right) dT + \\ & + \frac{K_\mu c_{v_2} T}{(1 - N)^2} dN - \frac{1}{1 - N} \left( R_1 + \frac{r R_1}{T R_2} \right) dT - \frac{R_1 T}{N(1 - N)} dN, \end{aligned}$$

де  $c''_{p2}$  – питома теплоємність парів холодоагенту;  $M_\mu$  – сумарна маса гелію та рідкого холодоагенту на початку процесу стиснення.

Для невеликих значень мольних часток холодоагенту в суміші членами порядку  $N^2$  у рівнянні (18) можна знехтувати та записати його у вигляді:

$$\frac{dN}{N} = \left( a - \frac{b}{T} \right) \frac{dT}{T}, \quad (19)$$

$$\text{де } a = 1 + \frac{1}{R_1} \left[ \left( 1 - \frac{M_n}{M_1} \right) c_{p_2}'' - c_{v_1} \right]; \quad b = \frac{r}{R_2}.$$

Після інтегрування рівняння (19) при  $N = N_n$  і  $T = T_n$  отримуємо наступну залежність мольної концентрації холодоагенту від температури суміші в процесі стиснення:

$$\frac{N}{N_n} = \left( \frac{T}{T_n} \right)^a \exp \left[ b \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_n} \right) \right]. \quad (20)$$

Зв'язок цих параметрів із тиском суміші можна знайти інтегруванням рівняння (4).

Тоді маємо:

$$\frac{p}{p_n} = \frac{N_n}{N} \exp \left[ b \left( \frac{1}{T_n} - \frac{1}{T} \right) \right]. \quad (21)$$

Віднісши обсяг суміші до маси гелію і скориставшись рівнянням стану для ідеального газу, отримаємо:

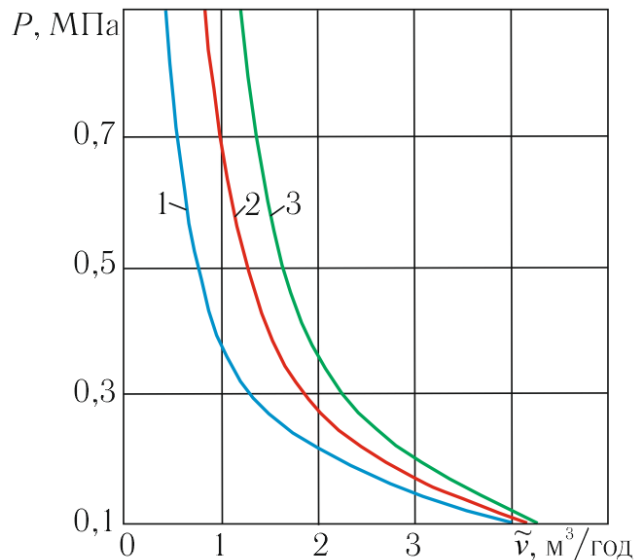
$$\tilde{v} = \frac{V}{M_1} = \frac{p_n}{p} \frac{T}{T_n} \frac{1 - N_n}{1 - N}. \quad (22)$$

Отримані рівняння повністю визначають зміни параметрів системи у процесі стиснення. На рис. 3 показана залежність тиску суміші  $p$  від питомого об'єму  $\tilde{v}$  для трьох процесів: ізотермічного стиснення чистого гелію; досліджуваного процесу стиснення суміші гелію з холодоагентом; ізоентропного стиснення чистого гелію.

З рис. 3 видно, що крива процесу стиснення суміші в  $p, v$ -діаграмі розташована між ізотермою та ізоентропою. Отже, додавання до гелію рідкого холодоагенту дозволяє зменшити роботу стиснення суміші порівняно зі стисненням чистого гелію по оборотній адіабаті.

Процес стиснення гелію, близький до розглянутого, можна реалізувати в ступені стиснення та попереднього охолодження (ССПО) з гвинтовим компресором. Суміш гелію з парами холодоагенту надходить після компресора в конденсатор. Частина рідини, що утворилася в цьому апараті, направляється у випарник і випає в ньому, охолоджуючи гелій, що виходить з конденсатора. Пари холодоагенту, що утворилися, разом з рідиною,

що залишилася, змішуються зі зворотним потоком гелію і всмоктуються в компресор. Необхідність охолодження прямого потоку гелію в такій установці збільшує масу холодоагенту, що стискається, і, отже, роботу стиснення суміші.

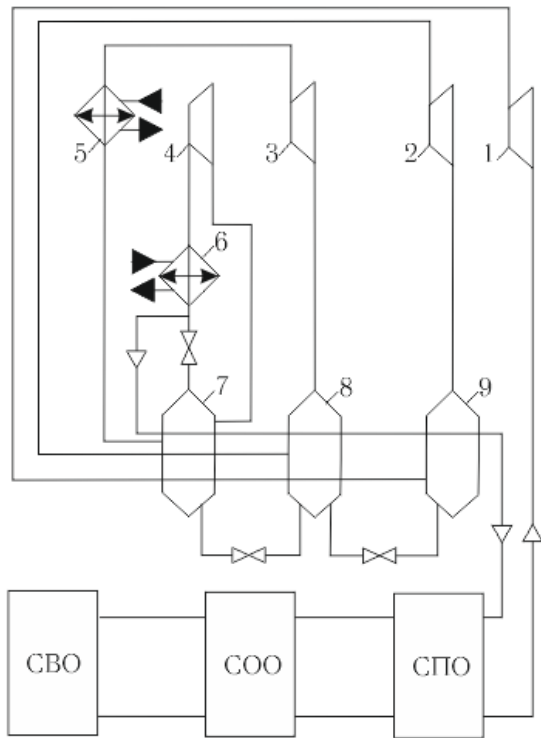


**Рисунок 3** – Процеси стиснення в  $p, v$ -діаграмі:  
1 – ізотермічне стиснення чистого гелію;  
2 – стиснення гелію, що супроводжується випаром холодоагенту;  
3 – стиснення гелію по оборотній адіабаті

Для зменшення цієї роботи можна застосувати ступеневе охолодження прямого потоку з відведенням пари холодоагенту, що утворилася, в проточну частину компресора.

#### 4. КГУ і КВУ з промороженням суміш холодоагентом у процесі стиску

В установках з відцентровими компресорами процеси адіабатного стиснення суміші можна чергувати з процесами випарювання з неї холодоагентів, встановивши між секціями компресора випарники-охолоджувачі. Схема такої установки з трисекційним турбокомпресором і трьома проміжними випарниками-охолоджувачами, що дозволяють здійснити ступеневе охолодження суміші в процесі стиснення, показано на рис. 4. Низькотемпературна частина гелієвої чи водневої установки не конкретизується на цьому рисунку. Вона, відповідно до термінології роботи [7], у вигляді представлена що складається з таких елементів: СПО – ступінь попереднього охолодження; СОО – ступінь остаточного охолодження; СВО – ступінь використання ефекту охолодження.



**Рисунок 4** – Схема криогенної установки з використанням холодоагенту для проміжного охолодження суміші; 1-4 – секції турбокомпресорної установки; 5 – проміжний холодильник; 6 – конденсатор; 7-9 – випарники-охолоджувачі

У такій ССПО більшість холодоагенту конденсується при температурі навколишнього середовища. Потім рідкий холодоагент дроселюється і надходить у випарники-охолоджувачі. У цих апаратах відбувається охолодження суміші та одночасне підвищення вмісту в ній холодоагенту, що направляється після цього в секції турбокомпресора.

Розрахунки показують, що зменшення питомої роботи стиснення, що спостерігається в цій схемі, через зниження температури робочого тіла турбокомпресора виявляється таким, що воно дозволяє повністю компенсувати додаткові витрати потужності, пов'язані зі збільшенням маси стискаемого середовища. Так, у ССПО з чотирисекційними турбокомпресорними установками, математичні моделі яких викладені в наступному розділі, а параметри наведені в таблицях 1 і 2, потужність, що витрачається компресорами на стиснення охолоджених сумішей, не перевищує величин, потрібних для стиснення чистих кріоагентів (гелію і водню). Це досягнуто як внаслідок зниження температури суміші на вході, так і завдяки раціональному розподілу ступенів підвищення тиску сумішей за секціями турбокомпресора. Ступені підвищення тиску менше в перших секціях машин, куди

надходить холодніша суміш зі зниженою густиною і високими значеннями показника ізоентропи. В останні секції машини спрямовується більш щільна суміш із підвищеною температурою та низькими значеннями показника ізоентропи. Для цих секцій прийнято підвищені значення ступенів стиснення. Такий розподіл ступенів підвищення тиску сумішей дозволяє отримати в кожній секції менші величини питомої роботи, ніж при стисненні чистого кріоагенту при малій кількості ступенів турбокомпресора.

**Таблиця 1** – Характеристики турбокомпресорних установок для стиснення гелію та суміші He-R12 у ССПО

Параметр установки (процесу)	Стиснення суміші He-R12		Стиснення чистого гелію
	з охолодженням фреоном	з охолодженням водою	
<b>Концентрація фреону на вході в секцію, моль/моль</b>			
1 секція	0,050	0,2	-
2 секція	0,116	0,2	-
3 секція	0,228	0,2	-
4 секція	0,350	0,2	-
<b>Температура газу на вході в секцію, К</b>			
1 секція	208	303	303
2 секція	211	303	303
3 секція	240	303	303
4 секція	273	303	303
<b>Ступінь стиснення газу</b>			
1 секція	1,55	2,236	2,236
2 секція	2,26	2,236	2,236
3 секція	2,50	2,236	2,236
4 секція	2,86	2,236	2,236
<b>Температура газу в кінці стиснення, К</b>			
1 секція	251,7	396	447,5
2 секція	288,7	396	447,5
3 секція	322,1	396	447,5
4 секція	363,2	396	447,5
<b>Число ступенів компресора</b>			
1 секція	2	2	8
2 секція	2	2	10
3 секція	2	2	12
4 секція	1	2	14
<b>Робота стиснення, віднесена до 1 кг гелію, кДж/кг</b>	2436,8	2860	2478

**Таблиця 2** – Характеристики турбокомпресорних установок для стиснення водню та суміші  $H_2$ -R12 у ССПО

Параметр установки (процесу)	Стиснення суміші $H_2$ -R12		Стиснення чистого водню
	з охолодженням фреоном	з охолодженням водою	
<b>Концентрація фреону на вході в секцію, моль/моль</b>			
1 секція	0,05	0,22	-
2 секція	0,13	0,22	-
3 секція	0,22	0,22	-
4 секція	0,35	0,22	-
<b>Температура газу на вході в секцію, К</b>			
1 секція	209	303	303
2 секція	212	303	303
3 секція	239	303	303
4 секція	273	303	303
<b>Ступінь стиснення газу</b>			
1 секція	1,70	2,236	2,236
2 секція	2,14	2,236	2,236
3 секція	2,40	2,236	2,236
4 секція	2,86	2,236	2,236
<b>Температура газу в кінці стиснення, К</b>			
1 секція	249,0	379	402,4
2 секція	266,0	379	402,4
3 секція	304,9	379	402,4
4 секція	350,5	379	402,4
<b>Число ступенів компресора</b>			
1 секція	2	2	20
2 секція	2	2	22
3 секція	2	2	24
4 секція	2	2	26
<b>Робота стиснення, віднесена до 1кг водню,кДж/кг</b>	4747	6133,5	4738

При розрахунках турбокомпресорних установок ССПО гелієвих та водневих рефрижераторів, дані про які представлені в таблицях 1 і 2, прийнято, що загальний ступінь підвищення тиску

$$\Pi = \prod_{i=1}^n \pi_i = 25,$$

де  $\pi_i$  – ступінь підвищення тиску в окремому ступені. Число ступенів стиснення турбокомпресора, що працює у складі вдосконаленої КГУ, прийнято

рівним 7, а вдосконаленої КВУ – 8. Необхідно відзначити для порівняння, що для стиснення чистого гелію реально знадобилося б не менше 40, а водню – не менше 90 ступенів.

Як впливає з таблиць 1 і 2, проводилось порівняння характеристик трьох видів турбокомпресорних установок: 1) установки з компримуванням тільки чистого кріоагенту (гелію або водню); 2) установки, що входять до складу ССПО, де застосовуються суміші гелій-холодоагент або водень-холодоагент. Теорія таких систем розглянута у роботі [5]. Для одноманітного порівняння систем, описаних у [5], з удосконаленими ССПО як додається холодоагенту використовується R12. Його можна замінити на альтернативний холодоагент R134a, який не руйнує озоновий шар Землі. У аналізованій у [5] схемі концентрація R12 змінюватися не може в ступенях стиснення турбокомпресора. Вона була обрана рівною 0,20 моль/моль для гелієвого рефрижератора і 0,22 моль/моль для водневого, виходячи із забезпечення позитивного значення інтегрального ізотермічного дросель-ефекту сумішей гелій-R12 та водень-R12.

## 5. Математична модель удосконаленого ССПО

Для розрахунку характеристик удосконалених ССПО, дані про турбокомпресорні установки яких наведені в таблицях 1 і 2, використана описана нижче математична модель.

У розглянутому процесі стиснення суміші зростання ентропії обумовлено змішуванням компонентів. Чергування процесів стиснення та охолодження призводить до додаткового збільшення ентропії системи через кінцеві різниці температур. Крім цього, в установці з відцентровим компресором неминучі незворотні втрати, пов'язані з дроселюванням рідкого фреону. Додаткові ексергетичні втрати у цій установці визначаються співвідношенням:

$$E = T_0 \Delta S, \quad (23)$$

де  $T_0$  – температура навколишнього середовища;  $\Delta S$  – збільшення ентропії відкритої системи, що розглядається, пов'язане з необоротністю процесів теплообміну та дроселювання.

На рис. 5. представлена розрахункова схема удосконаленої ССПО.

При заданих тиску та концентрації суміші на

початку та в кінці процесу стиснення можна знайти значення проміжних тисків або температур, при яких досягається мінімум ексергетичних втрат. Нехтуючи різницею температур суміші та холодоагенту на виході з випарника-охолоджувача, визначаємо збільшення ентропії суміші через кінцеву різницю температур на виході:

$$\Delta S_i = C_{p_i} \left( \frac{T_i}{T_{0,i}} - 1 - \ln \frac{T_i}{T_{0,i}} \right), \quad (24)$$

де  $C_{p_i}$  – Теплоємність суміші;  $T_i$  – температура суміші на вході в апарат;  $T_{0,i}$  – температура кипіння фреону.

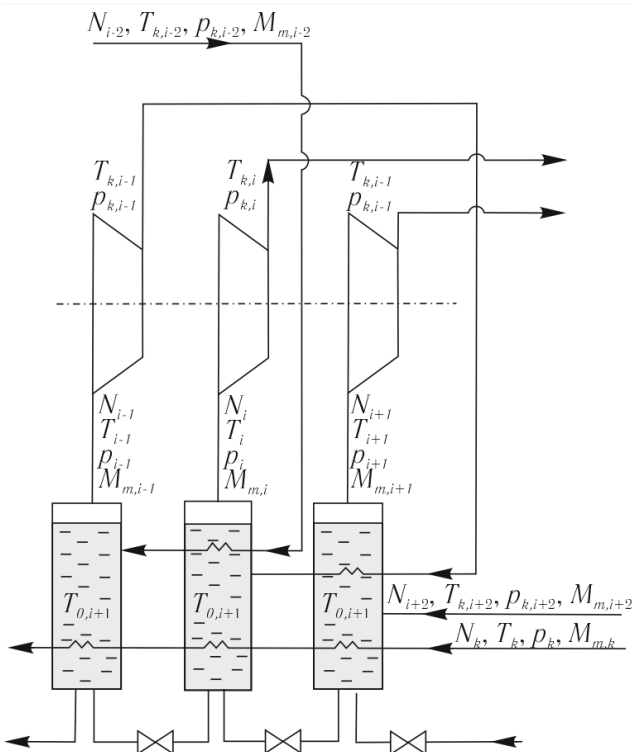


Рисунок 5 – Розрахункова схема удосконаленої ССПО

Для установки, що складається з  $N$  секцій та охолоджувачів, в останньому з яких суміш охолоджується джерелом з температурою навколишнього середовища (водою або повітрям), сумарне зростання ентропії в процесах теплообміну визначається рівнянням:

$$\Delta S = \sum_{i=1}^{N-1} C_{p_i} \left( \frac{T_{k,i}}{T_{0,i+1}} + \frac{T_{0,i+1}}{T_{0,i}} - \ln \frac{T_{k,i}}{T_{0,i}} - 2 \right) + C_{p,N} \left( \frac{T_{k,N}}{T_{0,N}} - N - \ln \frac{T_{k,N}}{T_{0,1}} + \sum_{i=1}^{N-1} \frac{T_{0,i+1}}{T_{0,i}} \right), \quad (25)$$

$$C_{p_i} = M_i c_{p_i} = \left( 1 + \frac{K_{\mu} N_i}{1 + N_i} \right) \left( c_{p_1} + c_{p_2} \frac{K_{\mu} N_i}{1 - N_i} \right) M_i. \quad (26)$$

При виведенні співвідношення (25) прийнято, що після кожної проміжної секції потік проходить через два випарники-охолоджувача, а потік, що виходить із фазорозділювача, проходить через ці апарати. Збільшення маси, а отже, і концентрації фреону в суміші в  $i$ -ому випарнику-охолоджувачі визначиться за формулою:

$$\Delta M_i = C_{p_{i-1}} (T_{k,i-1} - T_{0,i}) + (C_{p_i} + C_{p_N}) (T_{0,i+1} - T_{0,i}) \frac{1}{q_{0,i}}, \quad (27)$$

де  $q_{0,i}$  – питома масова холодопродуктивність фреону в аналізованому апараті.

Залежність (27) враховує втрати від незворотності дроселювання, які призводять до збільшення маси системи. Зв'язок між мольною концентрацією фреону та температурами  $T_{k,i}$  та  $T_{0,i}$  знаходимо за допомогою рівняння (20). Отримуємо:

$$\ln \frac{N_{i+1}}{N_i} + \frac{K_i}{K_i - 1} \ln \frac{T_{k,i}}{T_{0,i}} = a \left( \frac{1}{T_{0,i}} - \frac{1}{T_{0,i+1}} \right). \quad (28)$$

Система рівнянь (23)-(28) спільно із співвідношенням для загального підвищення тиску системи, а також умовою, що зв'язує температуру кипіння в першому випарнику-охолоджувачі з початковою температурою суміші та відомою залежністю для показника ізоентропії ідеальної суміші, містить  $(2f+1)$  рівнянь, що включають  $(f-2)$  невідомі величини. Отже,  $(f-3)$  проміжних параметрів системи можуть бути обрані довільно. Оптимальними значеннями цих параметрів будуть такі, при яких досягається мінімум ексергетичних втрат  $E = E_{\min}$ . Вибираючи як шукані  $(f-3)$  значення температури кипіння  $T_{0,i}$ , отримуємо, що ці температури повинні задовольняти системі, що складається з  $(f-3)$  рівнянь виду  $d(\Delta S)/dT_{0,i} = 0$ , де  $\Delta S$  визначається залежністю (12).

Таким чином, для знаходження оптимальних проміжних параметрів суміші в установці з відцентровим багатосекційним компресором отримана система  $(3f-2)$  рівнянь, яка може бути вирішена чисельними методами.

Для установки з відцентровим компресором, призначеним для стиснення суміші гелію з R12 від 0,1 до 2,5 МПа при температурі потоку на вході 208 К, реалізація розробленого методу розрахунку дозволила зменшити енерговитрати на 20%, скоротивши їх до величини, що відповідає витраті енергії стиснення чистого гелію (див. табл. 1). Ви-

конані дослідження дозволять усунути основні недоліки великих КГУ, підвищивши енергетичну ефективність та надійність цих установок та зменшивши їхню вартість.

## 6. Висновок

Для кріостатування потужних електричних машин, великих електромагнітів та протяжних ліній електропередачі при температурах 4...20 К потрібні КВУ чи КГУ великої продуктивності. Одна з основних труднощів, що виникають під час створення таких установок, пов'язана з необхідністю стиснення значних кількостей водню чи гелію. При використанні з цією метою компресорів об'ємного компримування кріогенна установка буде включати так багато таких машин, що зумовить значне її ускладнення і подорожчання, і навіть зниження надійності. У компресорах динамічного принципу дії для досягнення досить високих ступенів підвищення тиску водню або гелію необхідна велика кількість ступенів стиснення і корпусів.

Раніше було показано, що з метою зменшення числа ступенів турбокомпресора доцільно додавати до гелію або водню легкокиплячі речовини з високою молекулярною масою, наприклад, фреони R13, R14, R12 і т.п. При введенні таких добавок можна підвищити густину суміші, що стискається до густини повітря і тим самим створити передумови для використання для компримування сумішей серійно випускаємих відцентрових компресорів.

Однак у такій ССПО відбуватиметься перевитрата потужності порівняно з витратами на стиснення чистих кріоагентів.

Аналіз процесу стиснення у відкритій термодинамічній системі, що складається з суміші кріоагенту з парами холодоагенту, показав, що є можливість зменшення роботи компримування, так як теоретично процес розташовується між ізентропним та ізотермічним процесами стиснення. У реальних умовах такий процес зручно реалізувати дискретно з чергуванням процесів стиснення з

процесами проміжного охолодження у вдосконаленій ССПО. Це, загалом, дає можливість підвищити ефективність і надійність великих КГУ та КВУ, знизити витрати на створення установок великої продуктивності з машинами динамічного принципу дії – відцентровими турбокомпресорами та доцентровими турбодетандерами.

## Література

1. **Каді Ф., Лонгсворт Р.** Оптимізація гелієвих холодильних установок для надпровідних ліній електропередач за вартістю та надійністю // Конструювання та технологія машинобудування: Праці американського товариства інженерів-механіків. – 1977. – № 3. – С. 38-46.
2. **Тоскано Н., Хоагленд Дж.** Термодинамічні характеристики оливозаповнених гелієвих гвинтових компресорів // Конструювання та технологія машинобудування: Праці американського товариства інженерів-механіків. – 1977. – № 3. – С. 209-214.
3. **Шнепп В.Б., Шварц А.І., Вірний А.Л. та ін.** Створення гвинтових компресорів для стиснення гелію // Хімічне та нафтове машинобудування. – 1980. – №11. – С. 25-27.
4. **Лавренченко Г.К.** Формування ефективних багатокомпонентних робочих тіл та створення на їх основі компресорних дросельних систем охолодження. автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Одеса: ОПМФ, 1985. – 32 с.
5. **Лавренченко Г.К.** Поліпшення показників ступенів стиснення та попереднього охолодження кріогенних установок великої продуктивності // Технічні гази. – 2002. – №2. – С. 15-27.
6. **Мартинівський В.С.** Цикли, схеми та характеристики термотрансформаторів. – М.: Енергія, 1979. – 288 с.
7. **Бродяньський В.М., Семенов А.М.** Термодинамічні засади кріогенної техніки. – М.: Енергія, 1980. – 448 с.

Отримана в редакції 17.03.2023, прийнята до друку 12.06.2023

## About the possibility of creating cryogenic helium and hydrogen units of high productivity and efficiency based on machines of the dynamic principle of operation

*Georg Lavrenchenko*

«Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 188, Odessa, 65026, Ukraine

✉ e-mail: lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>

When creating cryogenic helium and hydrogen units of high productivity, it is necessary to solve the complex problem of compressing large quantities of such light gases as helium and hydrogen. Compressors of such cryogenic units must provide significant degrees of pressure increase, be distinguished by high reliability, small dimensions and weight. Compressor machines with a volumetric principle of action – piston and screw compressors – are not suitable for this for a number of reasons. The analysis shows that with the current state of compressor construction, it is impossible to create suitable centrifugal turbochargers for this. This is explained by the low densities of helium and hydrogen, high sound speeds in them, which leads to small degrees of their compression in one stage of the turbocompressor. The article shows that the number of compression stages can be significantly reduced when switching to compressing mixtures of hydrogen and helium with heavy low-temperature refrigerants, for example, R12, R13, R14. It should be taken into account that the use of refrigerants in mixtures with hydrogen and helium leads to an increase in power consumption for compression compared to similar processes for pure hydrogen and helium. Two options for solving this problem are considered, which allow the work of compression of mixtures to be brought closer to the work of compressing pure cryoagents, or even to make it lower. One of the options is based on the organization of the compression of the cryoagent in the medium of the boiling refrigerant, and the other is based on the alternation of the processes of compression and intermediate cooling of the mixture with the boiling refrigerant. In addition, in order to find the optimal intermediate parameters of the mixture in the unit, a system of equations was obtained that can be solved by numerical methods. All this makes it possible to develop high-performance and efficient KHUs based on machines based on the dynamic principle of operation.

**Keywords:** Helium; Hydrogen; Refrigerant; Cryogenic helium unit; Cryogenic hydrogen unit; Compression of cryoagent-refrigerant mixtures; R12 (difluorodichloromethane); Stage of compression and pre-cooling; Centrifugal compressor; Screw compressor

## References

1. **Kady, F., Longworth, R.** (1977) Optimization of helium refrigeration units for superconducting power transmission lines in terms of cost and reliability. *Mechanical Engineering Design and Technology: Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers*, 3, 38-46.
2. **Toscano, N., Hoagland, J.** (1977) Thermodynamic characteristics of oil-filled helium screw compressors. *Design and technology of mechanical engineering: Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers*, 3, 209-214.
3. **Shnepp, V.B., Schwartz, A.I., Virny, A.L. et al.** (1980) Creation of screw compressors for helium compression. *Chemical and petroleum engineering*, 11, 25-27.
4. **Lavrenchenko, G.K.** (1985) Formation of effective multi-component working bodies and creation of compressor throttle cooling systems based on them. autoref. thesis ... Dr. technical of science. *Odesa: OIIMF*, 32.
5. **Lavrenchenko, G.K.** (2002) Improvement of indicators of degrees of compression and pre-cooling of cryogenic installations of high productivity. *Industrial gases.*, 2, 15-27.
6. **Martynovsky, V.S.** (1979) Cycles, schemes and characteristics of thermotransformers. *M.: Energy*, 288.
7. **Brodyansky, V.M., Semenov, A.M.** (1980) Thermodynamic principles of cryogenic technology. *M.: Energy*, 448.

Received 17 March 2023

Approved 12 June 2023

Available in Internet 30 June 2023