

Висновки

1. Експлуатаційні характеристики вентиляційних систем з джерельними (фільтраційними) ПР засвідчують добру ефективність їх застосування. Якість внутрішнього повітря ЗО (чи РЗ), яку забезпечують такі системи, не спроможні забезпечити ні ежекційні, ні струминні перемішувальні системи. Окрім цього, за їх допомогою можна реалізувати вільне (без холодильного устаткування) охолодження приміщень, завдяки нагрощенню холодильної енергії будівельними конструкціями від прохолодного нічного повітря.
2. Радіус (зона) дії джерельних (фільтраційних) циліндричних і панельних ПР до 12-15 м. Зона дії цокольних ПР до 6 м, а підлогових ПР до 4-5 м.
3. Новій конструкції панельного повітророзподільника [10], котру запропонували автори статті, властивий малий аеродинамічний опір, а отже, відповідно, і зменшені експлуатаційні енерговитрати. Повітророзподільник може бути використано при випиральному вентиляуванні виробничих і громадських приміщень із тепло- і газовиділеннями.

Література

1. Бригатни А. Системы воздухораспределения. Новейшие принципы. Журнал АВОК 1999/№ 3.
2. Ливчак А.В. Вытесняющая вентиляция в школах// Журнал АВОК. – 2004, № 8.
3. Chen Q., Glicksman L. System Performance Evaluation and Design Guidelines for Displacement Ventilation/ RP-949 ASHRAE, 2003.
4. Живов А.М., Nielsen P.V., Riskowski G., Шилькрот Е.О. Системы вытесняющей вентиляции для промышленных зданий. Типы, область применения, принципы проектирования. Журнал АВОК. 2001, № 5.
5. Вытесняющая вентиляция у производственных зданиях. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2003.
6. Livchak A., Nall D. Displacement Ventilation – Application for Hot and Humid Climate/ Proceedings of Clima 2000. Napoli, Italy. 2001.
7. Внутренние санитарно- технические устройства. У 2-х ч. Под ред. И.Г. Староверова, Изд-е 3-е. ч.2 Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1978. – 509 с.
8. Жуковский С.С., Люльчак З.С. Вентиляция і кондиціування/ термінологія. Види систем вентиляції. Ринок інсталяції. – 2004, № 2, – С. 52, № 3. – С. 60.
9. Жуковский С.С., Люльчак З.С. Вентиляция і кондиціування/ термінологія. Види систем вентиляції і кондиціування. Ринок інсталяції. – 2004, № 4. – С. 86, № 5. – С. 62, № 7-8. – С. 94, № 9. – С. 78.
10. Патент на корисну модель № 19497 Україна, МПК F24F 13/06. Повітророзподільник./ Жуковский С.С., Довбуш О.М., Клименко Г.М. (Україна), № U200607267; Заявлено 30.06.2006; Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12. – 2 с.

УДК 697.94(075)

Доц. В.Й. Лабай, канд. техн. наук –
НУ "Львівська політехніка"

ВПЛИВ ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ У ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ НА ВТРАТИ ЕКСЕРГІЇ У ДРОСЕЛІ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ

Встановлено залежність втрат ексергії у дроселі split-кондиціонера фірми "San-yo" холодопродуктивністю 2020 Вт від продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі за стандартних умов функціування. Запропоновано оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі цього кондиціонера.

Ключові слова: ексергія, баланс, кондиціонер, ефективність.

The influence of air flows for the evaporator and the condenser on losses of exergy in the condenser of "split" air conditioners

In this article it was defined the dependence of losses of exergy in the drosseller of "split" air conditioner of firm "Sanyo" with the cooling capacity 2020 W from conditioner air flows for the evaporator and the condenser under standard conditions. It was allocated the optimal conditioner air flow for the evaporator and the condenser.

Keywords: exergy, balance, air conditioner, efficiency.

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу, заснований на широкому використанні поняття ексергії (технічно придатної енергії), є узагальненим способом термодинамічного дослідження різних процесів перетворення енергії [1-3]. Цей метод знаходить широке застосування для аналізу холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, зокрема split-кондиціонерів. Він дає змогу з достатньою науковою точністю і водночас дуже наочно визначити ступінь досконалості і джерела втрат в установках та їх елементах і, зрештою, знаходити шляхи їх вдосконалення.

Розроблений автором ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин (без ефективного охолодження компресора), які використовують в місцевих автономних кондиціонерах, докладно описано у роботах [4, 5]. У цій методиці використано схему холодильної машини, наведено на рис. 1, а і відповідна побудова процесів її роботи на p, i -діаграмі – на рис. 1, б та холодильний агент хладон-22 (R22) [6].

Ексергетичний аналіз виконаний для split-кондиціонера фірми "Sanyo", холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов для зовнішнього повітря $t_{H1} = 35^\circ\text{C}$, яким охолоджується конденсатор холодильної машини кондиціонера, і внутрішнього повітря $t_{C1} = 27^\circ\text{C}$, яке охолоджується у випарнику холодильної машини кондиціонера [7].

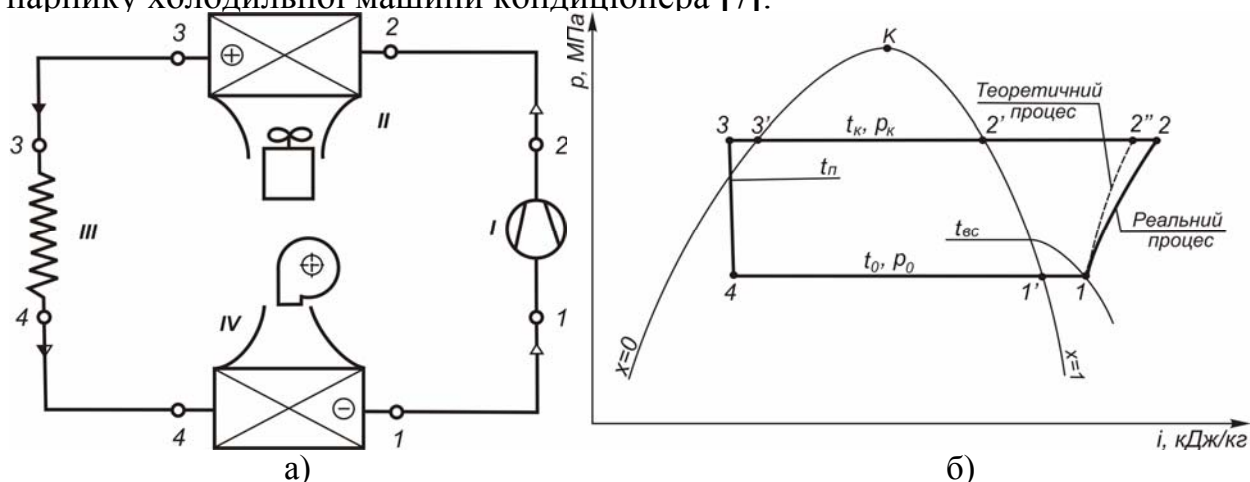


Рис. 1. Схема холодильної машини (а) та побудова процесів роботи на p, i -діаграмі (б):
 I – компресор; II – конденсатор; III – капілярна трубка (дрозель); IV – випарник

Результатом аналізу було складання ексергетичного балансу холодильної машини кондиціонера:

$$e_{\text{вх}} = e_{\text{вих}} + \Sigma d, \text{ кДж/кг}; \quad (1)$$

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}} + \Sigma D, \%, \quad (2)$$

де: $e_{вх}$ – питома ексергія, яка вводиться у холодильну машину у вигляді електричної енергії, підведеної до електродвигуна компресора, кДж/кг; $e_{вих}$ – питома ексергія, яка відводиться від випарника кондиціонера у вигляді ексергетичної холодопродуктивності, кДж/кг; Σd – загальні втрати питомої ексергії у всіх елементах холодильної машини кондиціонера; $E_{вх}$, $E_{вих}$, ΣD – відповідно, ексергія, яка вводиться у холодильну машину; ексергія, яка відводиться від випарника кондиціонера, та загальні втрати ексергії у відсотках від ексергії, яка вводиться у холодильну машину.

Втрати ексергії у холодильній машині кондиціонера складаються з втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі (капілярній трубці) і зростання ексергії у випарнику (у нашому випадку), тобто:

$$\Sigma d = d_{\text{компр}} + d_{\text{к}} + d_{\text{др}} - e_{\text{вип}}, \text{ кДж/кг}; \quad (3)$$

$$\Sigma D = D_{\text{компр}} + D_{\text{к}} + D_{\text{др}} - E_{\text{вип}}, \%. \quad (4)$$

Втрати ексергії у компресорі та окремих апаратах холодильної машини знаходили за формулами:

$$d_{\text{компр}} = e_{вх} + e_{\text{поч}} - e_{\text{кін}}; d = e_{\text{поч}} - e_{\text{кін}}, \text{ кДж/кг}, \quad (5)$$

або у відсотках від ексергії, яка вводиться в холодильну машину:

$$D_{\text{компр}} = \frac{e_{вх} + e_{\text{поч}} - e_{\text{кін}}}{e_{вх}} \cdot 100; D = \frac{e_{\text{поч}} - e_{\text{кін}}}{e_{вх}} \cdot 100, \%, \quad (6)$$

де $e_{\text{поч}}$ і $e_{\text{кін}}$ – відповідно, питома ексергія на вході і виході з окремого апарата холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Табл. 1. Результати розрахунку втрат (зростання) ексергії та ексергетичного ККД split-кондиціонера "Sanyo", холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі

$L_{\text{вип}},$ м ³ /год.	$L_{\text{к}},$ м ³ /год.	$t_0 = t_{\text{вип}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	$\frac{d_{\text{компр}}}{D_{\text{компр}}},$ кДж/кг %	$\frac{d_{\text{к}}}{D_{\text{к}}},$ кДж/кг %	$\frac{d_{\text{др}}}{D_{\text{др}}},$ кДж/кг %	$\frac{e_{\text{вип}}}{E_{\text{вип}}},$ кДж/кг %	η_e
1	2	3	4	5	6	7	8	9
300	1360	10,4	45,0	17,00/50,2	0,98/2,9	4,85/14,3	-2,55/-7,5	0,250
400	1360	13,8	45,0	15,45/51,5	1,37/4,6	8,09/27,0	2,39/8,0	0,250
600	1360	17,3	45,0	13,91/52,9	1,78/6,8	11,33/43,1	7,27/27,7	0,248
800	1360	19,0	45,0	13,14/53,8	2,00/8,2	12,95/53,0	9,68/39,6	0,247
1000	1360	20,1	45,0	12,69/54,3	2,13/9,1	13,92/59,6	11,12/47,6	0,246
450	500	15,0	55,0	18,81/49,7	6,14/16,2	-3,57/-9,4	-9,88/-26,1	0,174
450	1000	15,0	47,1	15,76/51,4	2,46/8,0	6,50/21,2	1,13/3,7	0,230
450	3000	15,0	41,8	13,67/52,8	0,05/0,2	13,22/51,1	8,39/32,4	0,284
450	5000	15,0	40,8	13,24/53,1	-0,44/-1,8	14,56/58,4	9,83/39,4	0,297
450	7000	15,0	40,3	13,06/53,2	-0,65/-2,6	15,14/61,7	10,45/42,6	0,303
450	1360	15,0	45,0	14,94/51,9	1,51/5,2	9,17/31,9	4,03/14,0	0,249
300	3000	10,4	41,8	15,75/50,9	-0,51/-1,7	8,90/28,7	1,85/6,0	0,280

Результати розрахунку зводимо в табл. 1, а на рис. 2, наводимо ексергетичну діаграму потоків холодильної машини Грассмана для стандартних

витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера ($E_{\text{вх}} = E^+$; $E_{\text{вип}} = E_{\text{вип}}^{\text{н.т.}}$; $E_{\text{вих}} = Q_{\text{вип}}^e$).

Знак "-" близько до втрат ексергії (d/D) означає, що маємо зростання ексергії, і, відповідно, знак "+" близько до зростання ексергії (e/E) – втрати ексергії.

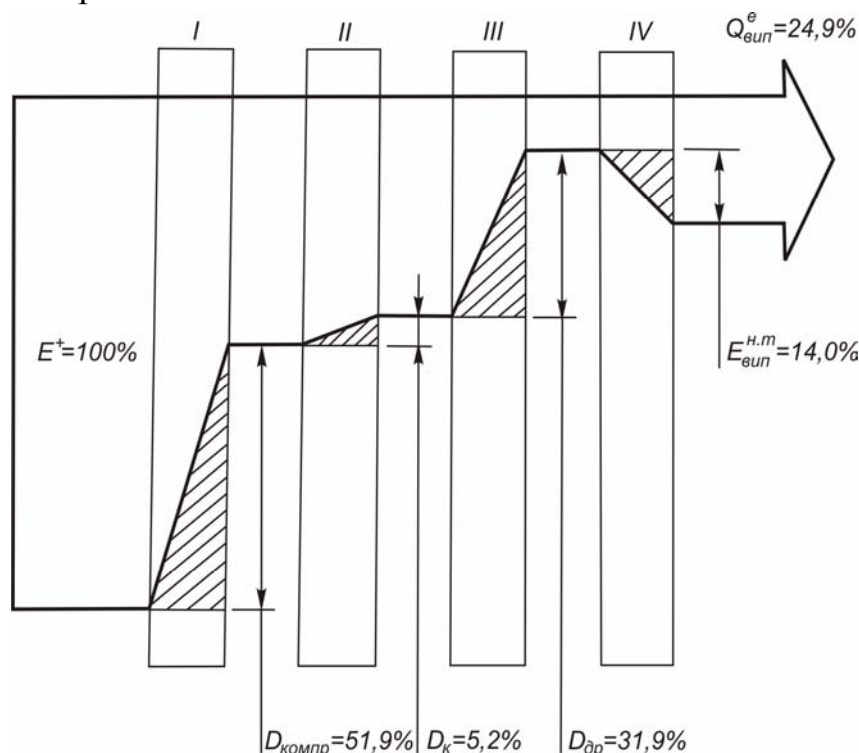


Рис. 2.
Ексергетична діаграма
потоків холодильної
машини Грассмана на
прикладі кондиціонера
фірми "Sanyo",
холодопродуктивністю
 $Q_{\text{х ст}} = 2020 \text{ Вт}$ за
стандартних умов
 $(T_{\text{н с}} = 308 \text{ К};$
 $T_{\text{с 1}} = 300 \text{ К})$ та
стандартних витрат
повітря на випарнику
(450 м³/год.) і
конденсаторі
(1360 м³/год.)

Залежність втрат ексергії у дроселі split-кондиціонера "Sanyo", холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера, наведено на рис. 3 і 4.

У табл. 1 курсивом наведено дані, отримані для стандартних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера, а жирним – для запропонованих оптимальних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера. Вочевидь, що завдяки цьому ексергетичний ККД зростає на $(0,280 - 0,249) \cdot 100 / 0,249 = 12,5 \%$, а втрати ексергії у дроселі (капілярній трубці) зменшуються на $(31,9 - 28,7) \cdot 100 / 31,9 = 10,0 \%$, що є істотно.

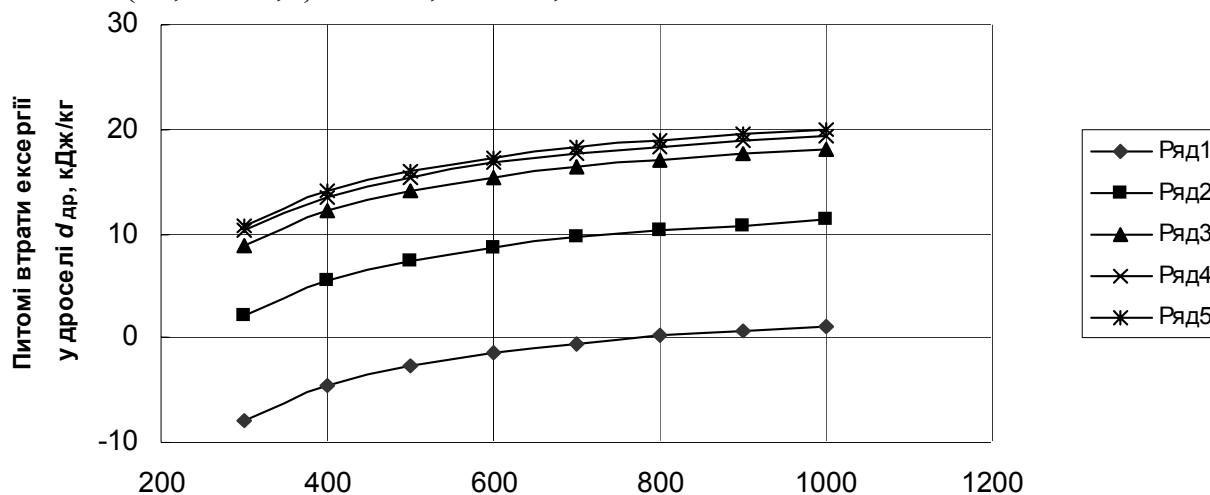
Результати розрахунків питомої втрати ексергії у дроселі $d_{\text{др}}$ (кДж/кг) та втрат ексергії у дроселі $D_{\text{др}}$ (%) split-кондиціонера "Sanyo", холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря відповідно на випарнику $L_{\text{вип}} = 300 \dots 1000 \text{ м}^3/\text{год.}$ та конденсаторі $L_{\text{к}} = 500 \dots 7000 \text{ м}^3/\text{год.}$ кондиціонера апроксимовані такими формулами:

$$d_{\text{др}} = 25,22 - 3890 \cdot L_{\text{вип}}^{-1} - 10075 \cdot L_{\text{к}}^{-1}, \text{ кДж/кг}; \quad (7)$$

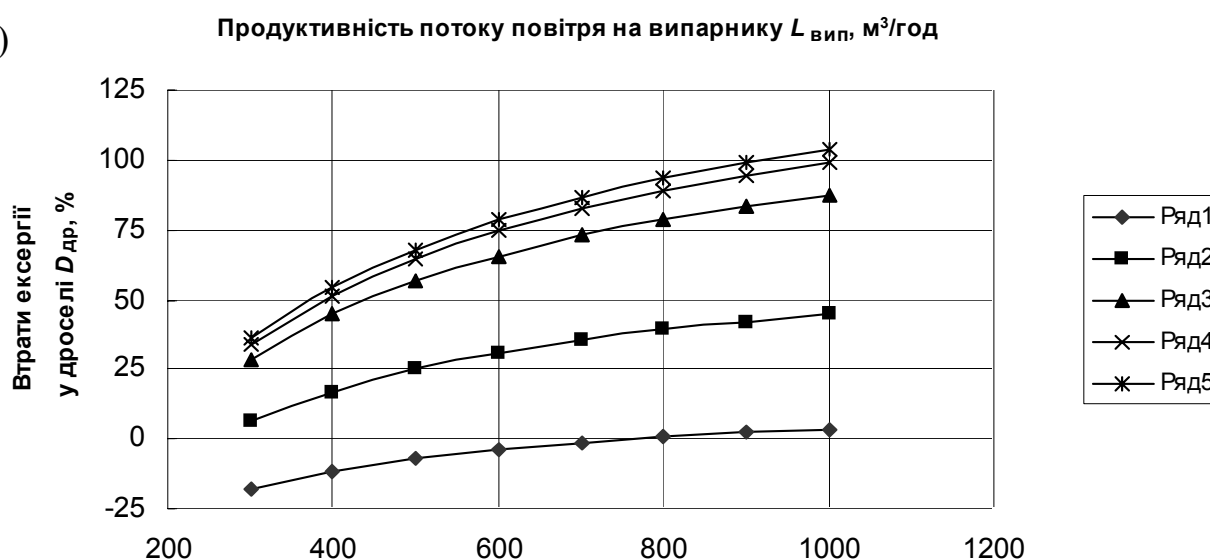
$$D_{\text{др}} = 141,8 - 30300 \cdot L_{\text{вип}}^{-1} - 64400 \cdot L_{\text{к}}^{-1} + 10500000 \cdot L_{\text{вип}}^{-1} \cdot L_{\text{к}}^{-1}, \%. \quad (8)$$

Аналізуючи отримані дані в табл. 1 та на рис. 3 і 4, можна прийти до таких висновків. Зростання витрати повітря на випарнику холодильної машини кондиціонера $L_{\text{вип}}$ від 300 до 1000 м³/год. практично не впливає на зміну значення ексергетичного ККД η_e , але збільшує втрати ексергії у дроселі $D_{\text{др}}$, що є негативним. Тому на випарнику кондиціонера бажано використовувати

витрату повітря $L_{\text{вип}}$ за змогою найменшою (наприклад, $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год.}$). Варто зауважити, що зростання втрат ексергії у дроселі $D_{\text{др}}$ під час цього є значним $(59,6 - 14,3) \cdot 100 / 14,3 = 316,8 \%$.



а)



б)

Рис. 3. Залежність питомої втрати ексергії у дроселі (кДж/кг) (а) та втрати ексергії у дроселі (%) (б) split-кондиціонера "Sanyo", холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на випарнику і конденсаторі: 1 ряд – $L_{\text{к}} = 500 \text{ м}^3/\text{год.}$; 2 ряд – $L_{\text{к}} = 1000 \text{ м}^3/\text{год.}$; 3 ряд – $L_{\text{к}} = 3000 \text{ м}^3/\text{год.}$; 4 ряд – $L_{\text{к}} = 5000 \text{ м}^3/\text{год.}$; 5 ряд – $L_{\text{к}} = 7000 \text{ м}^3/\text{год.}$

Водночас зростання витрати повітря на конденсаторі холодильної машини кондиціонера $L_{\text{к}}$ від 500 до 3000 м³/год. призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$ $(0,284 - 0,174) \cdot 100 / 0,174 = 63 \%$ за значного зростання втрат ексергії у дроселі $D_{\text{др}}$ $(-9,4 - 51,1) \cdot 100 / (-9,4) = 643,6 \%$. За подальшого зростання витрати повітря на конденсаторі $L_{\text{к}}$ від 3000 до 7000 м³/год. значення ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$ зростає незначно $(0,303 - 0,284) \cdot 100 / 0,284 = 6,7 \%$ за незначного зростання втрат ексергії у дроселі $D_{\text{др}}$ $(61,7 - 51,1) \cdot 100 / 51,1 = 20,7 \%$. Тому на конденсаторі кондиціонера бажано використовувати витрату повітря $L_{\text{к}}$ максимально 3000 м³/год.

За результатами аналізу отриманих даних запропоновано оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі холодильної машини split-кон-

диціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов, а саме: на випарнику – $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год.}$, на конденсаторі – $L_{\text{к}} = 3000 \text{ м}^3/\text{год.}$

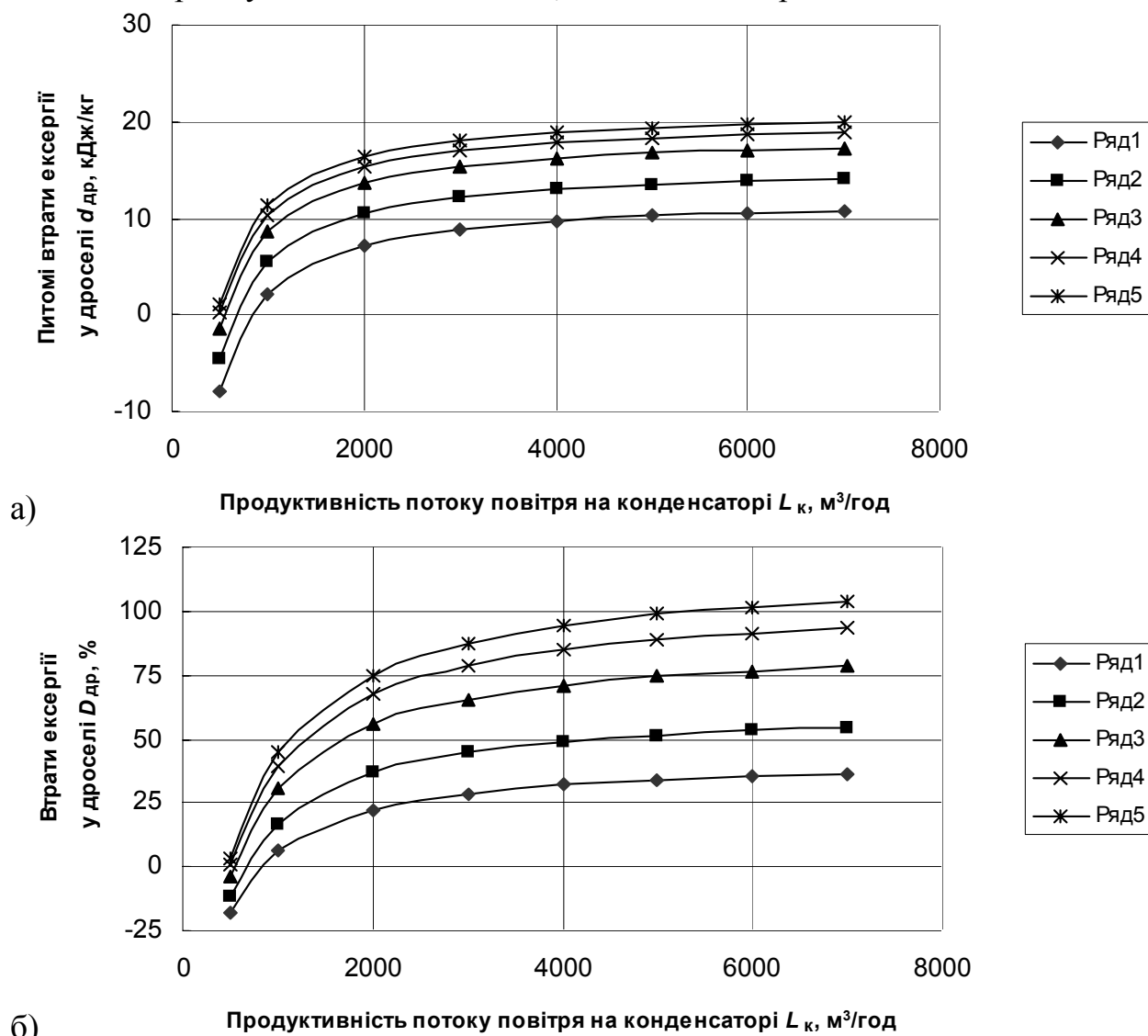


Рис. 4. Залежність питомої втрати ексергії у дроселі (кДж/кг) (а) та втрати ексергії у дроселі (%) (б) split-кондиціонера "Sanyo", холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на конденсаторі і випарнику: 1 ряд – $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год.}$; 2 ряд – $L_{\text{вип}} = 400 \text{ м}^3/\text{год.}$; 3 ряд – $L_{\text{вип}} = 600 \text{ м}^3/\text{год.}$; 4 ряд – $L_{\text{вип}} = 800 \text{ м}^3/\text{год.}$; 5 ряд – $L_{\text{вип}} = 1000 \text{ м}^3/\text{год.}$

Отже, розроблена автором методика термодинамічного ексергетичного аналізу дає можливість визначення ексергетичного ККД холодильної машини місцевого автономного кондиціонера, а також втрат ексергії у всіх елементах холодильної машини кондиціонера з метою подальшого вдосконалення окремих її елементів.

Література

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. Перевод с польского под ред. В.М. Бродянского. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
3. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

4. Лабай В.Й. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі// Наук.-техн. зб. КНУБА: Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – К.: КНУБА. – 2006, вип. 10. – С. 80...88.

5. Лабай В.Й., Омельчук О.В. Залежність температурного режиму split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі// Вісник НУ "Львівська політехніка": Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація. Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2006, № 561. – С. 20...25.

6. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник, изд. 3-е. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

7. Sanyo, Technical data, W-Eoo Multi. G0900.

УДК 674.09

*Аспір. С.І. Коширець¹; доц. Ю.І. Грицюк, канд. техн. наук –
НЛТУ України, м. Львів*

ВРАХУВАННЯ ЗМІЩЕННЯ ВЕРХНЬОГО ТОРЦЯ КОЛОДИ ВІДНОСНО СХЕМИ РОЗКРОЮ ПІДЧАС ВИЗНАЧЕННЯ ВИДУ ВИПИЛЯНИХ ПИЛОМАТЕРІАЛІВ

Запропоновано методику обчислення значень кутів радіальності пиломатеріалів у будь-якій точці впродовж ширин їх торців внаслідок розкрою колод хвойних порід розвальню-сегментним способом. Ця методика відрізняється від наявних тим, що у ній враховано еліптичність поперечного перерізу колоди упродовж усієї її довжини, а також зміщення верхнього торця колоди відносно осей координат схеми розкрою.

Post-graduate S.I. Koshyrets; assoc. prof. Yu.I. Gryciuk – NUFWT of Ukraine, L'viv

In process will cut out calculation balance of wood logs on radial saw-timbers for the cleave-segment method

The method of calculation of value of corners of radialness of saw-timbers is offered in any point during widths of their butt ends as a result of will cut out logs of coniferous breeds by a open-segment method. It differs from present that in it is taken into account elliptic cross-section of log during all of its length, and also in relation to the axes of coordinates of chart will cut out displacement of overhead butt end of log.

1. Актуальність роботи

У роботі [1] запропоновано методику обчислення значень кутів радіальності пиломатеріалів у будь-якій точці впродовж ширини їх торців внаслідок розкрою колод хвойних порід розвальню-сегментним способом, яка відрізняється від наявних тим, що у ній враховано еліптичність поперечного перерізу верхнього торця колоди. Однак на кожній ділянці розкрою, незалежно від якості використовуваного обладнання та точності його роботи часто трапляються ситуації, коли торці колод подають у площину різального інструменту з деяким зміщенням (горизонтальним і вертикальним) відносно відповідних осей схеми розкрою. Для менших діаметрів колод (до 32 см) таке зміщення є незначним (за нашими даними 5÷15 мм), а для більших діаметрів (>32 см) – інколи відчутними (20÷40 мм). Особливо це стосується колод, які випиляно з відземкових частин стовбурів деревини, у яких часто трапляються до двох хвиль кривизни поздовжньої осі – інколи у різних напрямках. Окрім того, складна форма твірної поверхні колоди, більша від звичайної еліптич-

¹ До заміжжя – С.І. Яцишин