

1977. 5. Талиев В.Н. *Аэродинамика вентиляции*. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с. 6. *Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование: Справочник* / Г.В.Русланов, М.Я.Розкин, Э.Л.Ямпольский. – К.: Будивельник, 1983. – 272 с. 7. Калинушкин М.П. *Вентиляторные установки*. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 223 с.

УДК 697.94.(075)

В.Й. Лабай, О.В. Омельчук

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ЗАЛЕЖНІСТЬ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ ВІД ЇХ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗА ПОВІТРЯМ НА ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ

© Лабай В.Й., Омельчук О.В., 2006

Описано ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин, які використовують в місцевих автономних кондиціонерах. Визначено температурний режим split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт для стандартних умов і показана його залежність від продуктивності кондиціонера за повітрям на випарнику і конденсаторі. Встановлені оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.

In this article it was described the method of the exergetic analysis of one-step freon cooling engines, that are used in the local autonomous air conditioners. It was defined the temperature regime for the “split” air conditioner of firm “Sanyo” with cooling capacity 2020 W and shown the dependence of it from the conditioner air flow for the evaporator and the condenser. It was allocated the optimal conditioner air flow for the evaporator and the condenser.

Постановка проблеми. Споживання електричної енергії системами кондиціонування повітря (СКП) в енергетичному балансі будинку в теплий період року (ТПР) займає значне місце. Достатньо відзначити, що на кондиціонування 1 м² площі будинку витрачають від 30 до 70 Вт електроенергії. Тенденція зростання тарифів потребує уважного ставлення до витрати енергії і впровадження енергоощадних технологій в СКП.

Ексергія – це максимальна робота, яку може здійснити термодинамічна система під час переходу із цього стану у стан рівноваги з навколишнім середовищем. Ексергію інколи називають роботоздатністю системи [1, 2].

Критерій енергоефективності обладнання для вибору системи кондиціонування часто є визначальним. Такий підхід обґрунтований не тільки економією енергії під час його експлуатації. Відомо, що підведена енергія витрачається тільки за призначенням, то, як правило, енергоефективне обладнання відрізняють кращі показники надійності, менший рівень шуму і вібрації, більший термін експлуатації. Для оцінювання енергоефективності обладнання СКП застосовують узагальнений показник енергетичної ефективності, або *ексергетичний ККД* (коефіцієнт корисної дії).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Сучасні місцеві автономні кондиціонери, які використовують для створення відповідного мікроклімату у невеликих приміщеннях, досягли певного технічного вдосконалення. Для подальшого підвищення ефективності роботи цих кондиціонерів потрібний детальний аналіз їхнього функціонування.

Для цього авторами розроблений *ексергетичний* метод аналізу холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, який є методом термодинамічного дослідження холодильної машини як

загалом, так і її окремих частин, щоб отримати повну інформацію про процеси перетворення енергії, які відбуваються в таких системах [3, 4, 5]. Результатом аналізу є знаходження ексергетичного ККД процесу, загалом, та втрат ексергії в окремих елементах технічної системи.

Завдання досліджень. Метою цієї роботи є визначення температурного режиму split-кондиціонера від його продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі та встановлення оптимальних значень продуктивності split-кондиціонера за повітрям на випарнику і конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

- температурний режим та ексергетичний ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов випробування залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі;
- аналітичну залежність між температурами випаровування та конденсації split-кондиціонера “Sanyo” і відповідно витратою повітря на випарнику і конденсаторі;
- оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.

Це і було завданням досліджень.

Викладення основного матеріалу. Методика ексергетичного аналізу холодильної машини місцевого автономного кондиціонера *без ефективного охолодження компресора* наведена в [3, 4, 5].

Для визначення умов роботи кондиціонера виконаний ексергетичний аналіз його холодильної машини в стандартному температурному режимі (для внутрішнього і зовнішнього повітря).

Для проведення розрахунку прийнято такі вихідні дані:

- холодопродуктивність кондиціонера $Q_{х ст} = 2020$ Вт;
- витрата повітря у випарнику $L_{вип ст} = 450$ м³/год;
- витрата повітря у конденсаторі $L_{к ст} = 1360$ м³/год;
- стандартна температура внутрішнього повітря на вході $t_{C 1} = +27^{\circ}\text{C}$ у випарник і припливного на виході $t_{C 2}$ з нього;
- стандартна температура зовнішнього повітря на вході $t_{H 1} = +35^{\circ}\text{C}$ і на виході $t_{H 2}$ з конденсатора;
- кількість конденсату, яка випадає у конденсаторі $W_{конд ст} = 0,9$ л/год;
- споживана потужність кондиціонера $N_{сп ст} = 610$ Вт;
- споживана потужність електродвигуном компресора $N_{сп ст}^{компр} \approx 0,87 \cdot N_{сп ст}$, Вт;
- кінцеву різницю температур у випарнику (внутрішнього повітря на виході з випарника і киплячого холодильного агента) $\Delta t_{вип} = 2,8^{\circ}\text{C}$;
- кінцеву різницю температур у конденсаторі (холодильного агента, який конденсується, і зовнішнього повітря на виході з конденсатора) $\Delta t_{к} = 4,2^{\circ}\text{C}$;
- перегрівання пари холодильного агента у випарнику $\Delta t_{перегр} = 10^{\circ}\text{C}$;
- переохолодження рідкого холодильного агента у конденсаторі $\Delta t_{перох} = 5^{\circ}\text{C}$;
- адиабатичний ККД компресора $\eta_i = 0,8$;
- електромеханічний ККД компресора $\eta_{ем} = 0,9$;
- холодильний агент – хладон-22 (R22);
- схема холодильної установки (рис. 1, а).

Послідовність розрахунку така. Визначаємо охолодження повітря у випарнику за формулою

$$\Delta t_C = \frac{(Q_{х ст} - W_{конд ст} \cdot r \times 0,278) \times 3,6}{L_{вип} \cdot \frac{353}{273 + t_{C 1}} \cdot c_{пов}} = \frac{(0,01 \cdot Q_{х ст} - 7,1 \cdot W_{конд ст}) \cdot (273 + t_{C 1})}{L_{вип}}, ^{\circ}\text{C} \quad (1)$$

і відповідно температуру повітря на виході з випарника як

$$t_{C2} = t_{C1} - \Delta t_C, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2)$$

Розраховуємо нагрівання повітря у конденсаторі за формулою

$$\Delta t_H = \frac{(Q_{\text{х ст}} + N_{\text{сп ст}}^{\text{компр}}) \times 3,6}{L_{\text{к}} \cdot \frac{353}{273 + t_{H1}} \cdot c_{\text{пов}}} = \frac{(0,01 \cdot Q_{\text{х ст}} + 0,009 \cdot N_{\text{сп ст}}) \cdot (273 + t_{H1})}{L_{\text{к}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

і відповідно температуру повітря на виході з конденсатора як

$$t_{H2} = t_{H1} + \Delta t_H, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4)$$

де $r = 2500$ кДж/кг – прихована питома теплота конденсації водяної пари; $c_{\text{пов}} = 1,005$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність повітря.

Розрахувавши температурний режим роботи кондиціонера, а саме: температури випаровування та конденсації, а також температури всмоктування пари холодильного агента в компресор і переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі за відповідними формулами

$$t_0 = t_{\text{вип}} = t_{C2} - \Delta t_{\text{вип}}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5)$$

$$t_{\text{к}} = t_{H2} + \Delta t_{\text{к}}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (6)$$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + \Delta t_{\text{перегр}}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (7)$$

$$t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - \Delta t_{\text{переох}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (8)$$

будуємо процес роботи холодильної установки в термодинамічній p, i -діаграмі (рис. 1, б). У характерних точках схеми (рис. 1, а) за діаграмою або за таблицями [6] знаходимо параметри холодильного агента.

Знаходимо питому кількість ексергії, яка вводиться в холодильну машину у вигляді електричної енергії, підведеної до електродвигуна компресора, за формулою

$$e_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{е}} \times 10^{-3}}{G}, \text{ кДж/кг}, \quad (9)$$

де $G = Q_{\text{х ст}} \times 10^{-3} / q_0$ – кількість циркулюючого холодильного агента в контурі холодильної машини, кг/с; $q_0 = i_1 - i_4$ – питома витрата теплоти на одиницю витрати робочого агента у випарнику холодильної машини, кДж/кг; $N_{\text{е}} = Q_{\text{х ст}} \cdot l / q_0$ – електрична потужність компресора, Вт; $l = l_i / \eta_{\text{ем}}$ – реальна питома внутрішня робота компресора, кДж/кг; $l_i = i_2 - i_1$ – індикаторна питома внутрішня робота компресора, кДж/кг; $i_1, i_2^*, i_2 = i_1 + (i_2^* - i_1) / \eta_i$ та i_4 – питомі ентальпії холодильного агента у відповідних точках роботи холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Звідси

$$e_{\text{вх}} = l = \frac{i_2 - i_1}{\eta_{\text{ем}}}, \text{ кДж/кг}. \quad (10)$$

Визначаємо абсолютну температуру навколишнього повітря за формулою

$$T_{\text{н.с}} = t_{H1} + 273, \text{ К} \quad (11)$$

та абсолютну середню температуру повітря у випарнику як

$$\bar{T}_C = \frac{t_{C1} + t_{C2}}{2} + 273, \text{ К}. \quad (12)$$

Розраховуємо коефіцієнт роботоздатності отриманого повітрям холоду у випарнику за формулою

$$\bar{\tau}_e^C = \frac{T_{\text{н.с}}}{\bar{T}_C} - 1. \quad (13)$$

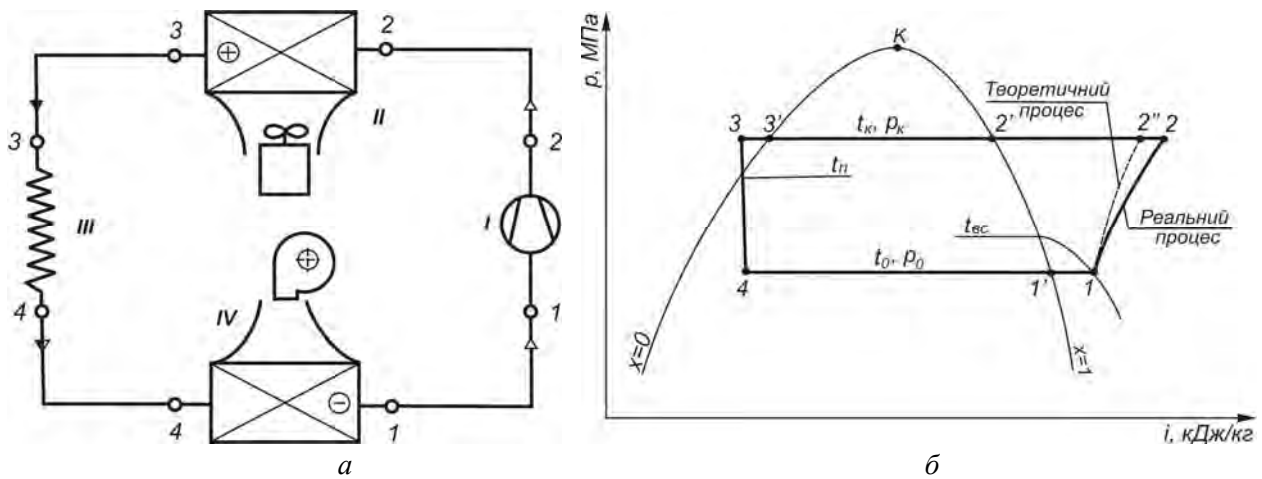


Рис. 1. Схема холодильної машини (а) та побудова процесів її роботи на p,i -діаграмі (б):
 I – компресор; II – конденсатор; III – капілярна трубка (дрозель); IV – випарник

Визначаємо питому кількість ексергії, яка відводиться від випарника кондиціонера у вигляді ексергетичної холодопродуктивності, за формулою

$$e_{\text{вих}} = q_0 \cdot \bar{\tau}_e^C, \text{ кДж/кг.} \quad (14)$$

Складаємо рівняння ексергетичного балансу холодильної машини кондиціонера

$$e_{\text{вх}} = e_{\text{вих}} + \Sigma d, \text{ кДж/кг,} \quad (15)$$

звідки

$$\Sigma d = e_{\text{вх}} - e_{\text{вих}}, \text{ кДж/кг,} \quad (16)$$

де Σd – загальні втрати питомої ексергії у всіх елементах холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Остаточно розраховуємо ексергетичний коефіцієнт корисної дії, який характеризує ефективність роботи холодильної машини кондиціонера:

$$\eta_e = \frac{e_{\text{вих}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_{\text{вих}} - \Sigma d}{e_{\text{вх}}}, \quad (17)$$

Здійснено розрахунок температурного режиму роботи та ексергетичного ККД одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

Для проведення розрахунків на ЕОМ p,i -діаграма хладона-22 (R22) в діапазоні температур 0–50°C авторами подана у вигляді аналітичних залежностей $p = f(t)$, $i = \varphi(t)$, $s = \psi(t)$.

Результати розрахунку зводимо в таблицю, а на рис. 2 і 3 зображуємо залежність температурного режиму роботи кондиціонера, а саме: температури випаровування та конденсації одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов від відповідно витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

**Результати розрахунку 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	$t_{C_2},$ °C	$t_{H_2},$ °C	$t_0 = t_{\text{вип}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	$e_{\text{вх}} = l,$ кДж/кг	$e_{\text{вих}},$ кДж/кг	η_e
1	2	3	4	5	6	7	8	9
300	1360	13,2	40,8	10,4	45,0	33,8	8,46	0,250
400	1360	16,6	40,8	13,8	45,0	30,0	7,49	0,250

1	2	3	4	5	6	7	8	9
600	1360	20,1	40,8	17,3	45,0	26,3	6,52	0,248
800	1360	21,8	40,8	19,0	45,0	24,4	6,03	0,247
1000	1360	23,4	40,8	20,1	45,0	23,4	5,74	0,246
450	500	17,8	50,8	15,0	55,0	37,9	6,60	0,174
450	1000	17,8	42,9	15,0	47,1	30,6	7,05	0,230
450	3000	17,8	37,6	15,0	41,8	25,9	7,35	0,284
450	5000	17,8	36,6	15,0	40,8	24,9	7,41	0,297
450	7000	17,8	36,1	15,0	40,3	24,5	7,43	0,303
450	1360	17,8	40,8	15,0	45,0	28,8	7,17	0,249
300	3000	13,2	37,6	10,4	41,8	31,0	8,67	0,280

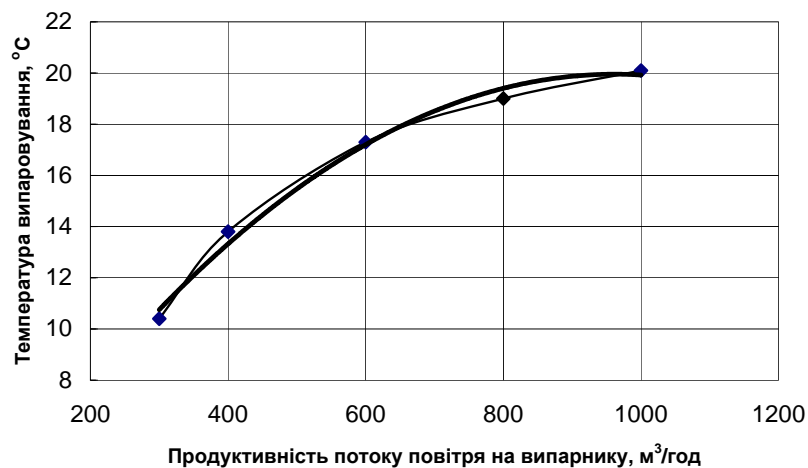


Рис. 2. Залежність температури випаровування split-кондиціонера "Sanuo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на випарнику

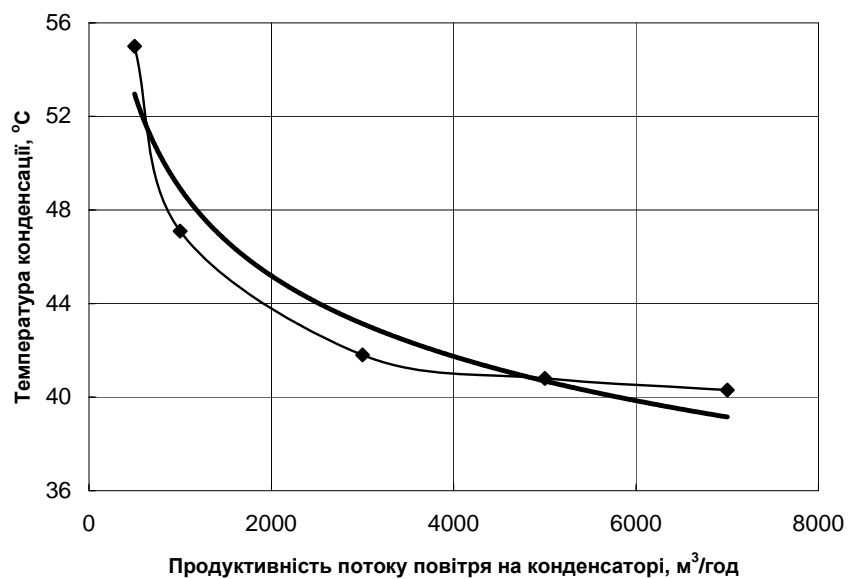


Рис. 3. Залежність температури конденсації split-кондиціонера "Sanuo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на конденсаторі

У таблиці курсивом наведені 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 $(0,280 - 0,249) \cdot 100 / 0,249 = 12,5\%$, що є істотним.

Результати розрахунків температурного режиму роботи кондиціонера, а саме: температури випаровування та конденсації split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря відповідно на випарнику та конденсаторі кондиціонера апроксимовані такими формулами:

- за $L_{\text{вип}} = 300\text{--}1000 \text{ м}^3/\text{год}$ та будь-якої $L_{\text{к}}$:

$$t_0 = t_{\text{вип}} = 0,514 + 0,0404 \cdot L_{\text{вип}} - 2 \cdot 10^{-5} \cdot L_{\text{вип}}^2; \quad (18)$$

- за $L_{\text{к}} = 500\text{--}7000 \text{ м}^3/\text{год}$ та будь-якої $L_{\text{вип}}$:

$$t_{\text{к}} = 106,7 \cdot L_{\text{к}}^{-0,126}. \quad (19)$$

Висновки. Аналізуючи отримані дані в таблиці та на рис. 2 і 3, можна дійти таких висновків. Зростання витрати повітря на випарнику холодильної машини кондиціонера $L_{\text{вип}}$ від 300 до 1000 $\text{м}^3/\text{год}$ призводить до зростання температури випаровування і практично не впливає на зміну значення ексергетичного ККД η_e , але зменшує як кількість питомої ексергії $e_{\text{вих}}$, так і $e_{\text{вх}}$, що є негативним. Тому на випарнику кондиціонера бажано використовувати витрату повітря $L_{\text{вип}}$ по можливості найменшою (наприклад, $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$) і відповідно до цього найменшу температуру випаровування (наприклад, $t_0 = t_{\text{вип}} = 10,4^\circ\text{C}$).

Разом з тим за зростання витрати повітря на конденсаторі холодильної машини кондиціонера $L_{\text{к}}$ від 500 до 7000 $\text{м}^3/\text{год}$ призводить до значного зменшення температури конденсації і значного зростання значення ексергетичного ККД η_e до витрати повітря $L_{\text{к}}$ близько 2000 $\text{м}^3/\text{год}$, а далі вплив зменшується. Тому на конденсаторі кондиціонера бажано використовувати витрату повітря $L_{\text{к}}$ дещо вищою за 2000 $\text{м}^3/\text{год}$, але незначно (наприклад, $L_{\text{к}} = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$) і відповідно до цього температуру конденсації (наприклад, $t_{\text{к}} = 41,8^\circ\text{C}$).

За результатами аналізу отриманих даних запропоновані оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі холодильної машини split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов і відповідно температури випаровування і конденсації, а саме: на випарнику – $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$ і $t_0 = t_{\text{вип}} = 10,4^\circ\text{C}$, а на конденсаторі – $L_{\text{к}} = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$ і $t_{\text{к}} = 41,8^\circ\text{C}$.

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. *Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. – 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., Омельчук О. *Ексергетична оцінка місцевих автономних кондиціонерів. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 460. „Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація”, 2002. – С. 154–157.* 5. Łabaj W., Omelczuk O. *Efektywność egzergetyczna autonomicznych klimatyzatorów miejscowych. // XIV Konferencja ciepłowników „Perspektywy rozwoju ciepłownictwa”. Materiały konferencyjne. – Solina: Politechnika Rzeszowska, 2002. – с. 137–144.* 6. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. *Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник, – изд.3-е. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.* 7. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. *Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.* 8. Sanyo, *Technical data, W-Eoo Multi. G0900.*