

UO‘K 662.997

BUG‘ KOMPRESSORLI ISSIQLIK NASOSINING ISSIQLIK-ENERGETIK PARAMETRLARINI TADQIQ QILISH

Uzoqov G‘ulom Norboyevich- texnika fanlari doktori, professor,
ORCID: 0009-0005-7386-8075, E-mail: uzoqov66@mail.ru
Elmurodov Nuriddin Sayitmurodovich – doktorant (PhD),
ORCID: 0000-0002-2992-3533, E-mail: elmurodov_nuriddin@mail.ru

Qarshi muhandislik-iqtisodiyot instituti, Qarshi sh., O‘zbekiston

Annotatsiya. Ushbu tadqiqot ishida past haroratli manba asosida ishlaydigan issiqlik nasosining termodinamik sikli va uning parametrlarini tajribada tadqiq qilish asosida, Qarshi shahri sharoitida binolarning energiya ta‘minoti tizimlariga issiqlik nasoslarini joriy etishning energiya samaradorligi baholangan.

Tajriba o‘tkazish jarayonlarida past haroratli manbaning to‘rtta 5 °C, 10 °C, 15 °C va 20 °C haroratlarida issiqlik nasosining energiya samaradorligi aniqlandi. Ishchi suyuqlik sifatida ozon uchun xavfsiz bo‘lgan R134a freon ishlatilgan.

Past haroratli issiqlik manbai harorati ko‘tarilishi bilan issiqlik nasosining energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti ortishi kuzatildi. Tadqiqotlar davomida past haroratli manbaning turli haroratlarida issiqlik nasosining energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti qiymati 2,1 dan 3,5 gacha o‘zgarganligi aniqlandi. Shuningdek, 3,5 ga teng energiya o‘zgartirish koeffitsiyentiga 20 °C haroratli issiqlik manbadan foydalanilganda erishildi.

Olib borilgan tajriba natijalari Qarshi shahri sharoitida past haroratli manbaning turli haroratlarida issiqlik nasosining energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti qiymati 2 dan katta bo‘lganligi uchun issiqlik nasosini issiqlik ta‘minoti tizimlarida qo‘llash samarali yechim ekanligini ko‘rsatadi.

Kalit so‘zlar: issiqlik nasosi, past haroratli manba, termodinamik sikl, entalpiya, entropiya, energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti, kompressor siqish ishi.

УДК 662.997

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Узаков Гулом Норбоевич- доктор технических наук, профессор
Эльмуродов Нуриддин Сайитмуродович – докторант (PhD)

Каршинский инженерно экономический институт, г. Карши, Узбекистан

Аннотация. В данной работе на основе исследования термодинамического цикла теплового насоса, работающего на низкотемпературном источнике тепла, и экспериментального изучения его параметров обоснована энергетическая эффективность внедрения тепловых насосов в системе теплоснабжения зданий в условиях города Карши.

В ходе экспериментов определялась энергетическая эффективность теплового насоса при четырех температурах низкотемпературного источника: 5 °C, 10 °C, 15 °C и 20 °C. В качестве рабочей жидкости использовался озонобезопасный фреон марки R134a.

Было установлено, что коэффициент преобразования энергии теплового насоса увеличивается с увеличением температуры низкотемпературного источника тепла. В ходе исследований было установлено, что коэффициент энергоэффективности теплового насоса при различных температурах низкотемпературного источника изменялся от 2,1 до 3,5.

Также достигнут коэффициент преобразования энергии 3,5 при использовании источника тепла с температурой 20 °С.

По результатам проведенных экспериментов использование теплового насоса в системах теплоснабжения является эффективным решением, так как значение коэффициента преобразования энергии теплового насоса превышает 2 при различных температурах низкотемпературного источника в условиях города Карши.

Ключевые слова: тепловой насос, источник низкой температуры, термодинамический цикл, энтальпия, энтропия, коэффициент преобразования энергии, работа сжатия компрессора.

UDC 662.997

STUDY OF HEAT AND ENERGY PARAMETERS OF A VAPOR-COMPRESSION HEAT PUMP

Uzakov, Gulom Norboevich - Doctor of Technical Sciences, Professor
Elmurodov, Nuriddin Saitmurodovich- Doctoral student (PhD)

Karshi engineering-economics institute, Karshi city, Uzbekistan

Abstract. In this research work, the energy efficiency of the introduction of heat pumps into the energy supply systems of buildings in the conditions of Karshi city was evaluated based on the thermodynamic cycle of the heat pump operating on the basis of a low-temperature source and the experimental research of its parameters.

During the experiments, the energy efficiency of the heat pump was determined at four temperatures 5 °C, 10 °C, 15 °C and 20 °C of the low-temperature source. R134a freon, safe for ozone, was used as the working fluid.

It was observed that the energy conversion coefficient of the heat pump increases with the increase in the temperature of the low-temperature heat source. During the research, it was found that the value of the energy conversion coefficient of the heat pump at different temperatures of the low-temperature source changed from 2.1 to 3.5. Also, an energy conversion coefficient of 3.5 was achieved when a heat source with a temperature of 20 °C was used.

Based on the results of the conducted experiment, it shows that the use of the heat pump in the heat supply systems is an effective solution, as the value of the energy conversion coefficient of the heat pump is greater than 2 at different temperatures of the low-temperature source in the conditions of Karshi city.

Keywords: heat pump, low temperature source, thermodynamic cycle, enthalpy, entropy, energy conversion coefficient, compressor's compression work.

Kirish

Yoqilg'i-energetika kompleksi korxonalarida, ijtimoiy soha obyektlarida tabiiy energiya resurslarini tejash, moddiy resurslarni va energiya tejovchi texnologiyalarni ishlab chiqish, ularning samaradorligini oshirish va atrof muhitga ta'sirini kamaytirish, energetika sohasining rivojlanishida muhim omillar hisoblanadi. Bino va inshootlarda energiyani tejash uchun energiya ishlab chiqarish va undan foydalanishni modernizatsiya qilish, binolarda issiqlik yo'qotilishini kamaytirish, isitish uskunalarni tanlash hamda ishlatishni optimallashtirish orqali erishish mumkin [1]. Bugungi kunda tabiiy energiya resurslarining tanqisligi sababli, energiya tejash uchun noan'anaviy va qayta tiklanadigan energiya manbalaridan foydalanish katta iqtisodiy ahamiyatga ega. Shuning uchun

energiya sarfini minimallashtirish va atrof-muhit uchun ekologik xavfsiz muqobil energiya manbalari asosidagi qizdirish tizimlarini ishlab chiqish dolzarb masalalardan biridir [2-5].

Respublikamizning janubidagi Qarshi shahri sharoitida yashash binolari isitish uchun qizdirish tizimlarida an'anaviy energiya manbalaridan foydalaniladi. Shu qatorda energiya iste'moli katta bo'lgan yopiq suzish basseynlari binolarida ham energiya resursi sifatida tabiiy gaz ishlatiladi. Quyosh energiyasidan foydalanish va uni binolarning qizdirish tizimlariga tatbiq etishning istiqbolli yo'nalishlaridan biri kombinatsiyalashgan quyosh hovuzli-issiqlik nasosli qizdirish tizimidir. Quyosh hovuzli issiqlik nasoslarining samaradorligini oshirish uchun uning maksimal imkoniyatlaridan foydalanish muhim ahamiyatga ega.

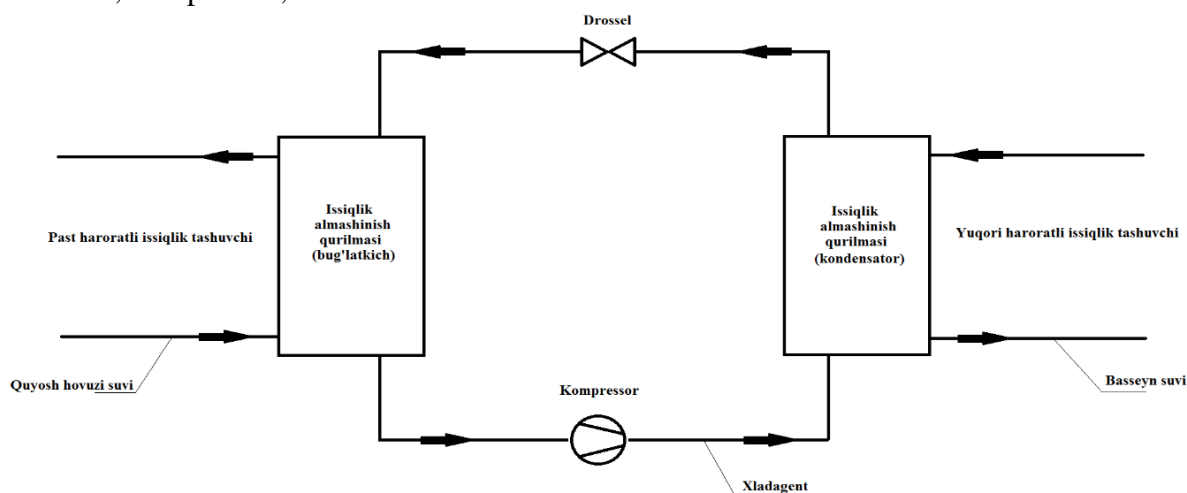
Jahonda issiqlik nasoslari Shvetsiya, Norvegiya, Finlyandiya, Yaponiya, Kanada va shu kabi mamlakatlarda keng qo'llaniladi [6]. Masalan, Daniyada 2013-yildan boshlab turar-joy binolarida gazli va suyuq yonilg'i qozonlarini o'rnatish taqiqlangan [7]. Iste'molchilar markaziy isitish tizimiga ulanishgan yoki issiqlik nasoslarini o'rnatishgan. Jahon energetika agentligi ma'lumotlariga ko'ra, 2030-yilga borib Yevropa mamlakatlarining issiqlik nasoslaridan issiqlik energiyasini ishlab chiqarish salohiyati 50% ni tashkil qiladi [8].

Issiqlik nasosi ishlashi uchun kompressor elektr energiyasini sarflagan holda past haroratli manbadan issiqlikni olish orqali isitish va issiq suv ta'minoti uchun suv yetkazib berish imkonini beradi. Jahonda past haroratli manbaga ega issiqlik nasoslarini issiqlik-energetik parametrlarini o'rganish, ularning samaradorligini oshirish va turli qizdirish tizimlariga tatbiq etish borasida olimlar tomonidan ko'plab tadqiqotlar olib borilgan va muayyan natijalarga erishilgan. Lekin Respublikamizning janubiy hududlarida past haroratli manbaga ega issiqlik nasoslarining issiqlik-energetik parametrlarini ilmiy asoslash borasida yetarlicha tadqiqot ishlari olib borilmagan.

Uslub va materiallar

Ushbu tadqiqotning maqsadi Respublikamizning janubiy hududlarida binolarning isitish tizimlarida past haroratli manbaga ega issiqlik nasoslarini qo'llashning maqsadga muvofiqligini aniqlash hamda uning issiqlik-energetik parametrlarini eksperimental o'rganishdan iborat.

Bug' kompressorli issiqlik nasosi tuzilishi (1-rasm) 4 ta elementdan iborat: bug'latkich, kondensator, kompressor, drossel.



1-rasm. Suv-suvli issiqlik nasosi sxemasi

Bug'latkichda freonning suyuq fazadan gazsimon fazaga o'tish jarayoni sodir bo'ladi. Freonning harorati va bosimi oshishi bilan birga kompressor uni siqadi. Kompressordan yuqori bosim va haroratda chiqqan freon issiqligini yuqori haroratli basseyn suviga uzatadi va kondensatsiyalanadi. Freonning gaz fazadan suyuq fazaga o'tish jarayoni sodir bo'ladi. So'ng suyuq fazadagi freonning bosim va harorati drossel qurilmasida boshlang'ich qiymatlarigacha kamayadi.

Issiqlik nasoslaridan issiqlik ta'minotida foydalanishda uni isitishning boshqa usullariga nisbatan asosiy afzalligi energiya xarajatlarini sezilarli darajada tejash mumkinligidir. Chunki issiqlik nasosi iste'mol qiladigan elektr energiyasiga nisbatan 3-5 baravar va undan ham ko'proq issiqlik energiyasini ishlab chiqarish imkoniyatiga ega [9].

Shu sababli, Respublikamizning janubiy hududlarida, jumladan Qarshi shahri hududlarida energiya tejovchi texnologiyalarni, xususan katta energiya iste'moliga ega binolarning (suzish basseynlarining) suv qizdirish qozonxonalarida yoqilg'ini sarfini kamaytirish uchun issiqlik nasosini joriy etish dolzarb masala hisoblanadi. Ushbu tadqiqotning maqsadi past haroratli manbaning turli haroratlari uchun issiqlik nasosi ishlash samaradorligini aniqlashdan iborat.

Ushbu qizdirish tizimini hisoblash uchun dastlabki ma'lumotlar: past haroratli issiqlik tashuvchining bug'latkichga kirish va chiqishdagi haroratlari (t_{b1}, t_{b2}), yuqori issiqlik tashuvchining kondensatorga kirish va chiqishdagi haroratlari (t_{k1}, t_{k2}). Atrof-muhit harorati, bug'latkich va kondensatordan chiquvchi issiqlik tashuvchi hamda freon haroratlari farqi aniqlandi. Xladagent sifatida ozon qatlami uchun xavfsiz freon R134a ishlatildi.

Freonning bug'lanish harorati quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi [10]

$$t_{f1} = t_{b2} - \Delta t_b, \quad (1)$$

bu yerda t_{f1} — freonning bug'lanish harorati, °C; t_{b2} — past haroratli manba harorati, °C; Δt_b - harorat farqi, °C.

So'ng freon R134a ning p-h diagrammasidagi 1-nuqtada freonning bug'lanish harorati t_{f1} ga ko'ra, shu nuqtadagi entalpiya h_1 va bug'lanish bosimi P_b aniqlanadi.

Berilgan bug'ning o'ta qizish harorati Δt_f va bug'lanish harorati t_{f1} asosida kompressorning kirish qismidagi freon harorati aniqlandi [11]:

$$t_{1a} = t_{f1} - \Delta t_f. \quad (2)$$

1a nuqtadagi harorat t_{1a} , bug'lanish bosimi P_b va xuddi shu nuqta uchun h_{1a} entalpiya qiymati topiladi.

Kondensatorda issiqlik issiq freondan basseyn suviga o'tkaziladi. Kondensatorning chiqish joyidagi basseyn suvining harorati va harorat farqi asosida freon kondensatsiya harorati hisoblanadi:

$$t_{f3} = t_{k2} - \Delta t_k, \quad (3)$$

bu yerda t_{f3} - freonning qaynash harorati, °C; t_{k2} - basseyn suvining kondensatordan chiqishdagi harorati °C; Δt_k harorat farqi, °C.

To'yingan holatda R134a freonining termodinamik xususiyatlari jadvaliga ko'ra kondensatsiya harorati t_{f3} asosida issiqlik nasosining ishlash davrining 3 nuqtasi va entalpiya h_3 va kondensatsiya bosimi P_k qiymatlari aniqlanadi.

1a nuqtadan o'tuvchi doimiy entropiya chizig'i S_1 va 3 nuqtadan o'tuvchi P_k kondensatsiya bosimi izobar chizig'ining kesishmasida kompressor tomonidan adiabatik siqilishning oxiriga to'g'ri keladigan 2a nuqta aniqlanadi. Freonning termodinamik xossalari jadvali yoki diagrammasi yordamida h_{2a} entalpiyasi aniqlanadi.

h_2 entalpiyasini hisoblash uchun quyidagi formuladan foydalaniladi [12]

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_k}, \quad (4)$$

bu yerda η_k - kompressorning adiabatik samaradorligi, uni quyidagi ifoda bilan hisoblash mumkin:

$$\eta_k = 0,98 \frac{273 + t_a}{273 + t_{f3}}, \quad (5)$$

bu yerda t_a -atrof-muhit harorati, °C.

Entalpiya h_2 bosim P_k qiymatlariga asoslanib issiqlik nasosi freon aylanish siklining 2 nuqtasi aniqlanadi. h_{3a} entalpiyasini hisoblash va 3a nuqtani aniqlash uchun quyidagi formuladan foydalanamiz:

$$h_{3a} = h_3 - (h_{1a} - h_1). \quad (6)$$

4 nuqta kattaliklari h_{3a} entalpiya qiymati va P_k bosimi asosida aniqlanadi.

Shundan so'ng nuqtalarning topilgan entalpiya qiymatlari asosida issiqlik nasosi bug'latkichi va kondensatorining issiqlik yuklamalari hisoblanadi. Bug'latkichning issiqlik yuklamasi Q_b quyidagiga teng:

$$Q_b = h_1 - h_4. \quad (7)$$

Kondensatorning issiqlik yuklamasi Q_k issiqlik nasosining basseyn suviga bergan issiqlik yuklamasiga teng:

$$Q_k = Q_{i.n.} = h_2 - h_3 \quad (8)$$

Kompressorning siqish ishi L_{ish} quyidagicha hisoblanadi:

$$L_{ish} = h_2 - h_{1a} \quad (9)$$

Issiqlik nasosining energiya o'zgartirish koeffitsiyenti φ kondensatorida basseyn suviga o'tkazilgan issiqlik yuklamasining, kompressorda siqishga sarflangan ishga nisbati bilan aniqlanadi:

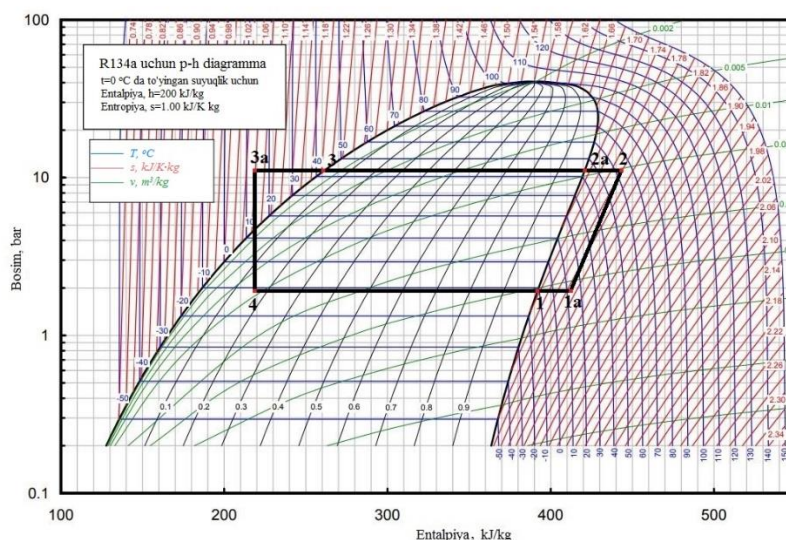
$$\varphi = \frac{Q_k}{L_{ish}} \quad (10)$$

Natijalar va munozara

Tajribalarni amalga oshirishda quyidagi dastlabki ma'lumotlar aniqlandi: kondensatoridan chiqishdagi basseyn suvining harorati 30 °C va kondensatorga kirishdagi basseyn suvining harorati 25 °C, atrof-muhit harorati 15 °C, bug'latkichdagi va kondensatoridagi harorat farqi 25 °C, issiqlik almashinish qurilmasidagi bug'ning qizib ketish harorati 41 °C.

Past haroratli manbaning turli haroratlari uchun issiqlik nasosi samaradorligini aniqlaymiz. Birinchi holda 5 °C haroratdagi past haroratli manba uchun issiqlik nasosining samaradorligi ko'rsatkichlarini aniqlaymiz.

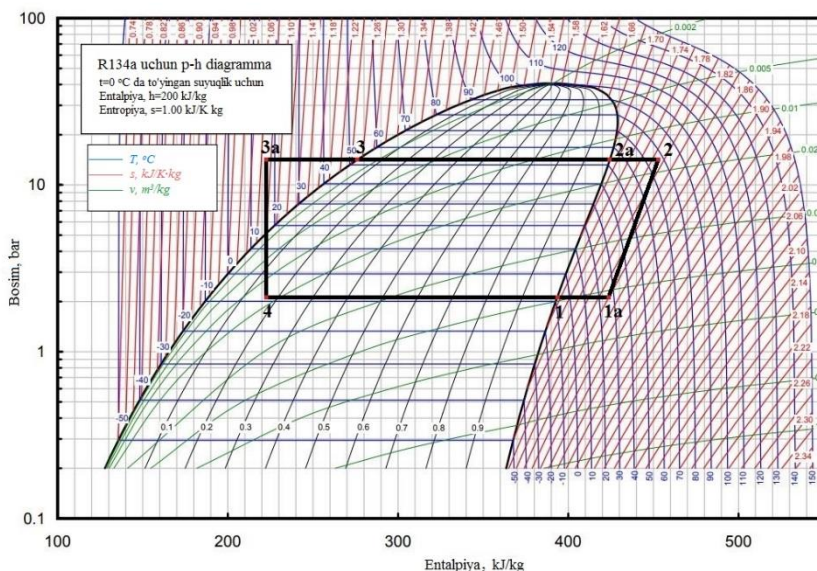
2-rasmda ushbu tajriba natijalari uchun issiqlik nasosi termodinamik siklining h-lgp diagrammasi ko'rsatilgan.



2-rasm. Issiqlik nasosi termodinamik siklining h-lgp diagrammasi (5 °C harorat uchun)

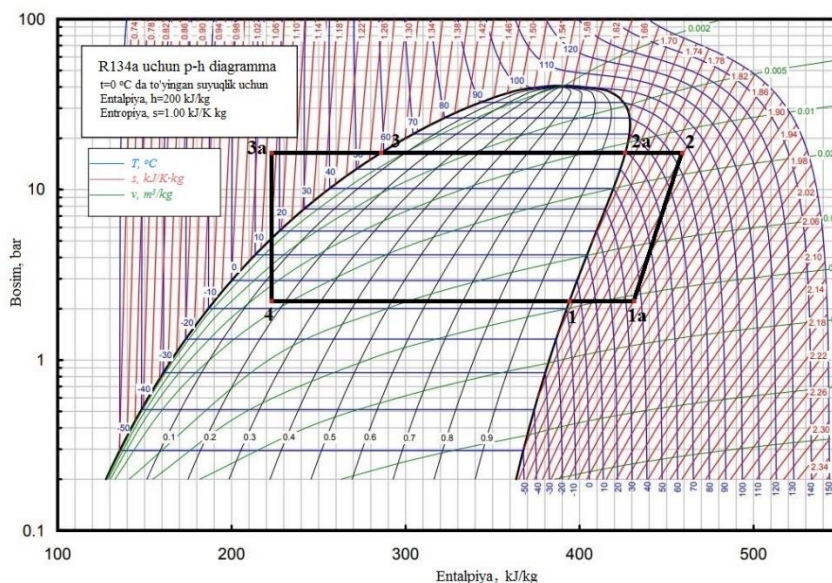
Ushbu tajriba o'lov va hisoblash natijalari asosida issiqlik nasosining energiya o'zgartirish koeffitsiyenti $\varphi = 2,1$ qiymatgacha ko'tarildi, ya'ni kompressor motori ishlashi uchun sarflangan 1 kVt elektr energiyasidan kondensatorda 2,1 kVt issiqlik energiyasi hosil bo'ladi.

Ikkinchi holda past haroratli manbaning harorati $10\text{ }^\circ\text{C}$ bo'lgan holat uchun issiqlik nasosi samaradorligi ko'rsatkichlarini aniqlaymiz. Bunda basseyn suvining kondensatorga kirishdagi va chiqishdagi harorati deyarli o'zgarishsiz qoldi. Kondensator va bug'latkich orasidagi harorat farqi $32\text{ }^\circ\text{C}$ tashkil qildi. Bug'ning qizib ketish harorati esa ushbu holatda $50\text{ }^\circ\text{C}$ tashkil etdi. Issiqlik nasosining energiya o'zgartirish koeffitsiyenti $\varphi = 2,55$ qiymatgacha ko'tarildi (3-rasm).



3-rasm. Issiqlik nasosi termodinamik siklining h-Igp diagrammasi ($10\text{ }^\circ\text{C}$ harorat uchun)

Uchinchi holatda harorati $15\text{ }^\circ\text{C}$ bo'lgan issiqlik manba tanlandi. Bunda issiqlik nasosining energiya samaradorlik koeffitsiyenti $\varphi = 2,91$ qiymatgacha ko'tarildi (4-rasm).

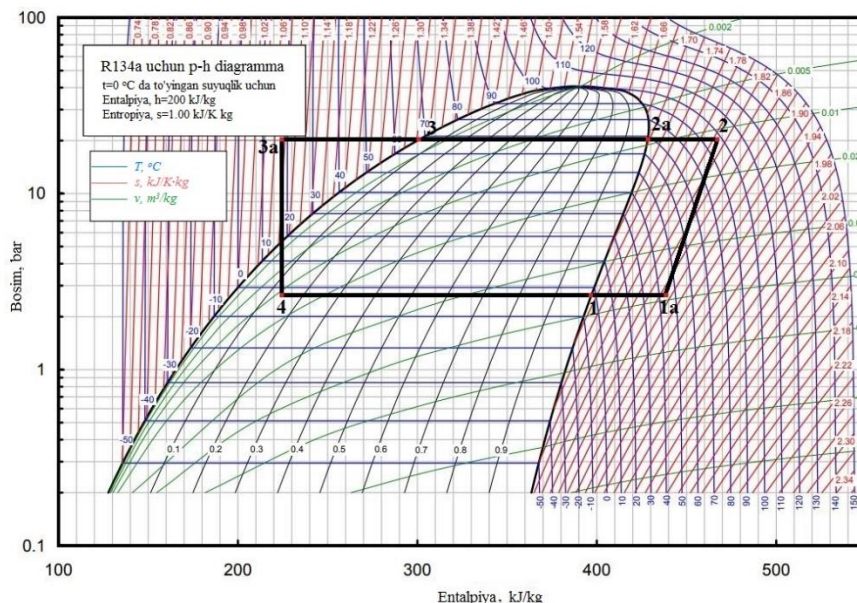


4-rasm. Issiqlik nasosi termodinamik siklining h-Igp diagrammasi ($15\text{ }^\circ\text{C}$ harorat uchun)

To'rtinchi holatda esa $20\text{ }^\circ\text{C}$ haroratli issiqlik manbai tanlangan. Ushbu holatda kondensator va bug'latkich orasidagi harorat farqi $34\text{ }^\circ\text{C}$ tashkil qildi. Issiqlik nasosi kondensatorining issiqlik

almashinish qurilmasida bug‘ning qizib ketish harorati 69 °C ga, energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti $\varphi = 3,5$ qiymatgacha ko‘tarilganligi aniqlandi.

Har bir past haroratli issiqlik manbai uchun issiqlik nasosi termodinamik siklining h-lgp diagrammalari keltirildi (4-rasm).



5-rasm. Issiqlik nasosi termodinamik siklining h-lgp diagrammasi (20 °C harorat uchun)

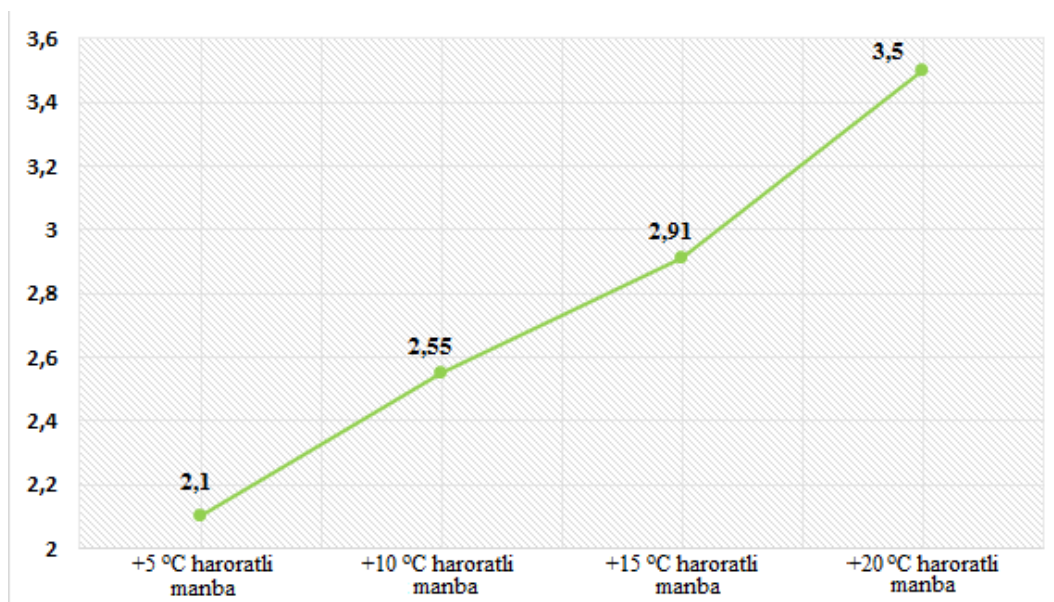
Freon aylanish davrining turli nuqtalarida freon parametrlari va past haroratli manbaning turli haroratlari uchun issiqlik nasosi energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti quyidagi jadvalda keltirildi.

Jadval

Bug‘ kompressorli issiqlik nasosining asosiy termodinamik parametrlari

Issiqlik nasosi parametrlari	Past haroratli manba (+ 5 °C)	Past haroratli manba (+ 10 °C)	Past haroratli manba (+ 15 °C)	Past haroratli manba (+ 20 °C)
1-nuqtadagi entalpiya, h_1 (kJ/kg)	392	395	395	399,8
1a-nuqtadagi entalpiya, h_{1a} (kJ/kg)	413	425	431,5	440
2-nuqtadagi entalpiya, h_2 (kJ/kg)	443	453	469	465
3a-nuqtadagi entalpiya, h_{3a} (kJ/kg)	218	221,8	222,5	224
4-nuqtadagi entalpiya, h_4 (kJ/kg)	218	221,8	222,5	224
φ	2,1	2,55	2,91	3,5

Issiqlik nasosi energiya o‘zgartirish koeffitsiyentining bug‘lanish moslamasining kirish qismidagi past haroratli manbaning haroratiga bog‘liqligi grafigi keltirilgan (6-rasm). Unda manba haroratining oshishi bilan issiqlik nasosi energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti qiymatining oshishi kuzatilgan. Energiya o‘zgartirish koeffitsiyenti va past haroratli manba haroratining o‘rtasidagi bog‘liqlik kompressorning siqish ishi bilan bog‘liq L_{ish} , chunki asosiy energiya iste‘moli siqish paytida sodir bo‘ladi. Past haroratli manbaning harorati oshishi bilan issiqlik nasosining elektr energiya yo‘qotishlari kamayadi.



6- rasm. Issiqlik nasosi energiya o'zgartirish koeffitsiyentining (φ) issiqlik manbai haroratiga bog'liqlik grafigi

Olib borilgan 4 ta tajriba jarayonlarida, issiqlik nasosi energiya o'zgartirish koeffitsiyenti 20 °C haroratli manbada yuqori ko'rsatkichni ko'rsatdi va uning qiymati tajriba jarayoni davomida $\varphi = 3,5$ qiymatgacha ko'tarilganligi aniqlandi.

Xulosa

Olib borilgan tajriba natijalari asosida Qarshi shahri sharoitida past haroratli manbaning turli haroratlarida issiqlik nasosining energiya o'zgartirish koeffitsiyenti 2 dan katta qiymatga ega bo'ldi, bu esa issiqlik nasosini isitish tizimlarida qo'llash samarali yechim ekanligini ko'rsatadi. Shu sababdan Qarshi shahri hududlarida issiqlik nasoslarini joriy etish maqsadga muvofiq.

Tadqiqotlar davomida past haroratli manbaning turli haroratlarida issiqlik nasosining energiya o'zgartirish koeffitsiyenti qiymati 2,1 dan 3,5 gacha o'zgarganligi aniqlandi.

Issiqlik nasosining bug'latkichida past haroratli manba suvining harorati 2 °C dan 20 °C oralig'ida o'zgarganligi tajriba o'lchov natijalari asosida aniqlandi. Kondensatordagi iste'molchiga beriladigan suvning harorati esa 15 °C dan 53,5 °C haroratgacha ko'tarildi.

Adabiyotlar

- [1] Uzakov, G.N., Elmurodov, N. S., Axmedov, N. N. (2022). Suzish basseynlarining energiya balansi tahlili. *Innovatsion texnologiyalar*, 3(3 (47)), 21-27.
- [2] Uzakov G. N. Efficiency of joint operation of greenhouses and solar greenhouses // *Applied Solar Energy*. – 2010. – T. 46. – №. 4. – C. 319-320.
- [3] Santa R., Garbai L. The mathematical model and numerical simulation of the heat pump system // *Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara*. – 2013. – T. 11. – №. 4. – C. 271.
- [4] Elmurodov N., Davlonov K. Yassi reflektorli quyosh hovuzining samaradorligini tadqiq qilish // *Innovatsion texnologiyalar*. – 2023. – T. 52. – №. 3.
- [5] Uzakov G. et al. Mathematical modeling the heat balance of a solar pond device // *BIO Web of Conferences*. – EDP Sciences, 2023. – T. 71. – C. 02023.
- [6] Кряклина И. В. Математическая модель и оптимизация параметров работы теплового насоса // *Перспективы науки*. – 2014. – С. 76.
- [7] Sánta R. Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger

-
- //Journal of thermal analysis and calorimetry. – 2022. – Т. 147. – №. 15. – С. 8499-8508.
- [8] Реев В. Г., Утум Д. С. Г. Расчет цикла теплового насоса при различных источниках низкопотенциального тепла в условиях Арктики Республики Саха (Якутия) //Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М.К. Аммосова. – 2023. – №. 2 (20). – С. 25-34.
- [9] Kharchenko V. et al. Monitoring system of a heat pump installation for heating a rural house using low-grade heat from a surface watercourse //Journal of Sensor and Actuator Networks. – 2020. – Т. 9. – №. 1. – С. 11.
- [10] Трубаев П. А., Гришко Б. М. Тепловые насосы. – 2010. – С. 16-24.
- [11] Sychov, A., Kharchenko, V., Vasant, P., & Uzakov, G. (2019). Application of various computer tools for the optimization of the heat pump heating systems with extraction of low-grade heat from surface watercourses. In Intelligent Computing & Optimization 1 (pp. 310-319). Springer International Publishing.
- [12] Kharchenko V. V., Sychov A. O., Uzakov G. N. Innovative instruments for extraction of low-grade heat from surface watercourses for heating systems with heat pump //Innovative Computing Trends and Applications. – 2019. – С. 59-68.