

UO‘K: 697.1:621.577:519.876:631.544

<https://doi.org/10.70769/2181-4732.ITJ.2026-2.04>

GELIOISSIQXONA UCHUN TUPROQ ISSIQLIK NASOSLI ISITISH TIZIMINING MATEMATIK MODELI VA ENERGETIK TAHLILI

Uzoqov G‘ulom Norboyevich - texnika fanlari doktori, professor,

E-mail: uzoqov66@mail.ru, ORCID: 0009-0005-7386-8075, Science ID: DQD-0225-0002

Ibragimov Umidjon Xikmatullayevich - texnika fanlari doktori, professor,

E-mail: ibragimov_u@rambler.ru, ORCID: 0009-0008-0582-6713, Science ID: DQD-0226-0005

Xusenov Aslam Aktam o‘g‘li - assistent, E-mail: xusenovaslan@gmail.com,

ORCID: 0009-0008-1906-3577, Science ID: PQD-0726-0001

Qarshi davlat texnika universiteti, Qarshi, O‘zbekiston

Annotatsiya. Geliolissiqxonalarda energiya sarfini kamaytirish va qayta tiklanuvchi energiya manbalaridan samarali foydalanish dolzarb masala hisoblanadi. Ushbu tadqiqotda tuproq issiqlik nasosli (TIN) isitish tizimining matematik modeli ishlab chiqildi hamda uning issiqlik-energetik ko‘rsatkichlari tahlil qilindi. Hisoblash natijalari asosida tizimning optimal parametrlari va energetik samaradorligi baholandi.

Tadqiqotda geliolissiqxona uchun TINli isitish tizimining prinsipial sxemasi ishlab chiqilib, issiqlik almashinuvi jarayonlari differensial tenglamalar asosida modellashirildi. Tuproq muhitida issiqlik tarqalishi silindrik koordinatalarda ko‘rib chiqildi va sonli hisoblashlar amalga oshirildi. Hisoblashlarda tuproqning issiqlik-fizik xossalari hamda issiqxonaning maksimal issiqlik yuklamasi hisobga olindi.

Natijalarga ko‘ra, quvur uzunligining bir birligiga to‘g‘ri keluvchi issiqlik oqimi 21,4 Vt/m ni tashkil etdi. Geliolissiqxonaning maksimal issiqlik yuklamasi 15,12 kVt bo‘lib, COP=4,0 bo‘lgan real ish rejimida zarur quvur uzunligi taxminan 530 m ekanligi aniqlandi. TINning kompressori iste‘mol qiladigan elektr quvvati 3,78 kVt ni tashkil etib, tizimning yuqori energetik samaradorligi tasdiqlandi.

Tadqiqot natijalari geliolissiqxonalarda TINdan foydalanish energiya tejankor va ekologik samarali yechim ekanligini ko‘rsatdi. Ishlab chiqilgan matematik model isitish tizimining optimal parametrlarini aniqlash va energetik samaradorligini baholashda samarali vosita hisoblanadi.

Kalit so‘zlar: geliolissiqxona, tuproq issiqlik nasosi, isitish tizimi, issiqlik almashinuvi, matematik model, energiya samaradorligi, issiqlik yuklamasi, qayta tiklanuvchi energiya.

УДК 697.1:621.577:519.876:631.544

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ГЕЛИОТЕПЛИЦЫ С ГРУНТОВЫМ ТЕПЛОВОМ НАСОСОМ

Узаков Гулом Норбоевич - доктор технических наук, профессор

Ибрагимов Умиджон Хикматуллаевич - доктор технических наук, профессор

Хусенов Аслам Актам угли – ассистент.

Каршинский государственный технический университет, г. Карши, Узбекистан

Аннотация. Снижение энергопотребления в геотеплицах и эффективное использование возобновляемых источников энергии являются актуальными задачами. В данном исследовании была разработана математическая модель системы отопления с грунтовым тепловым насосом (ГТН) и проведён анализ её теплоэнергетических показателей. На основе результатов расчётов были оценены оптимальные параметры системы и её энергетическая эффективность.

В исследовании была разработана принципиальная схема системы отопления с ГТН для геотеплицы, а процессы теплообмена были смоделированы на основе дифференциальных уравнений. Распространение тепла в грунтовой среде рассматривалось в цилиндрических координатах и были выполнены численные расчёты. В расчётах учитывались теплофизические свойства грунта и максимальная тепловая нагрузка теплицы.

Согласно результатам, тепловой поток, приходящийся на единицу длины трубы, составил 21,4 Вт/м. Максимальная тепловая нагрузка гелиотеплицы составила 15,12 кВт, а при реальном рабочем режиме с COP=4,0 необходимая длина трубопровода составила примерно 530 м. Электрическая мощность, потребляемая компрессором ГТН, составила 3,78 кВт, что подтвердило высокую энергетическую эффективность системы.

Результаты исследования показали, что использование ГТН в гелиотеплицах является энергосберегающим и экологически эффективным решением. Разработанная математическая модель является эффективным инструментом для определения оптимальных параметров системы отопления и оценки её энергетической эффективности.

Ключевые слова: гелиотеплица, грунтовый тепловой насос, система отопления, теплообмен, математическая модель, энергетическая эффективность, тепловая нагрузка, возобновляемая энергия.

UDC 697.1:621.577:519.876:631.544

MATHEMATICAL MODEL AND ENERGETIC ANALYSIS OF A GROUND-SOURCE HEAT PUMP HEATING SYSTEM FOR A SOLAR GREENHOUSE

Gulam Uzakov, doctor of technical sciences, professor
Umidjon Ibragimov, doctor of technical sciences, professor
Aslam Xusenov, assistant

Karshi State Texnical University, Karshi, Uzbekistan

Abstract. Reducing energy consumption in solar greenhouses and the efficient use of renewable energy sources are important current issues. In this study, a mathematical model of a ground source heat pump (GSHP) heating system was developed and its thermal-energy performance was analyzed. Based on the calculation results, the optimal system parameters and its energy efficiency were evaluated.

In the study, a schematic diagram of a GSHP heating system for a solar greenhouse was developed, and the heat transfer processes were modeled using differential equations. Heat propagation in the soil medium was considered in cylindrical coordinates and numerical calculations were carried out. The calculations considered the thermophysical properties of the soil and the maximum heating load of the greenhouse.

According to the results, the heat flux per unit pipe length was 21.4 W/m. The maximum heating load of the solar greenhouse was 15.12 kW, and under real operating conditions with COP=4.0, the required pipe length was approximately 530 m. The electrical power consumed by the GSHP compressor was 3.78 kW, indicating the high energy efficiency of the proposed system.

The results of the study showed that the use of GSHP systems in solar greenhouses is an energy-saving and environmentally efficient solution. The developed mathematical model is an effective tool for determining the optimal parameters of the heating system and evaluating its energy efficiency.

Keywords: solar greenhouse, ground source heat pump, heating system, heat transfer, mathematical model, energy efficiency, heating load, renewable energy.

Kirish

Qayta tiklanuvchi energiya manbalaridan samarali foydalanish va issiqxonalarda energiya sarfini kamaytirish bugungi kunda qishloq xo'jaligi va energetika sohasining dolzarb muammolaridan biri hisoblanadi. Gelioissiqxonalarda tuproq issiqlik nasosli (TIN) isitish tizimlarini qo'llash past potentsialli tuproq issiqligidan foydalanish orqali isitish tizimi samaradorligini oshirish va elektr energiyasi iste'molini kamaytirish imkonini beradi. Shu sababli, TINli isitish tizimining matematik modelini ishlab chiqish hamda uning issiqlik-energetik ko'rsatkichlarini tadqiq etish energiya tejankor va ekologik barqaror issiqxona texnologiyalarini yaratishda muhim ilmiy-amaliy ahamiyat kasb etadi. TIN isitish tizimidan foydalanish bo'yicha ko'p sonli ilmiy tadqiqotlar olib borilgan va ijobiy natijalarga erishilgan. Sanaye va boshqalar [1] Eronda turli iqlim sharoitlari uchun tuproq manbali issiqlik nasosiga asoslangan binoning isitish va sovitish yuklamalarini tahlil qilgan. Tadqiqot

natijalariga ko'ra, tizimning isitish va sovitish rejimlaridagi samaradorlik koeffitsiyenti (COP) 3,9 dan 5,4 gacha bo'lib, quvvat oralig'i 8-32 kVt ni tashkil etgan. Shuningdek, nam loy tuproq eng yuqori issiqlik uzatish koeffitsiyentiga ega bo'lib, bunday tizimlar uchun eng maqbul grunt turi ekani aniqlangan. Tong va boshqalar [2] Yaponiyada o'tkazilgan tajriba asosida yanvardan mart oyigacha bo'lgan davrda issiqxonalarda issiqlik nasosi orqali isitish uchun sarflanadigan soatlik energiya miqdorini baholagan. Natijalarga ko'ra, issiqlik nasosi orqali isitishda energiya sarfi 0,22-0,56 MJ/m^2 oralig'ida bo'lgan bo'lsa, kerosin yoqilg'isiga asoslangan isitkichlar bilan bu ko'rsatkich 0,42-0,76 MJ/m^2 ni tashkil etgan. Shu bilan birga, yuqori COP ga ega bo'lgan elektr issiqlik nasoslari qo'llanilgan issiqxonalarda soatlik CO_2 chiqindilari 9,5-24 g/m^2 bo'lgan, kerosin isitkichlari ishlatilgan hollarda esa bu ko'rsatkich 31-55 g/m^2 ga yetgan. Tadqiqot xulosalariga ko'ra, issiqxonani isitishda issiqlik nasosi tizimi iqtisodiy va ekologik jihatdan kerosinli tizimga nisbatan ustun hisoblanadi. Masalan, havo-suv turidagi issiqlik nasosidan (HSIN) foydalanish suyuq gaz sarfini 16% gacha kamaytirishi va uning xarajatlarni qoplash muddati olti yildan kam bo'lishi mumkinligi ko'rsatilgan. Ozgener va Hepbasli [3] tomonidan olib borilgan tadqiqotlar natijalariga ko'ra, TINlar an'anaviy split tizimlarga nisbatan yuqori investitsiya talab qilsa-da, ularning foyda/xarajat nisbatlari yuqoriroq hisoblanadi. Shuningdek, quyosh energiyasi bilan qo'llab-quvvatlangan TIN tizimlari Turkiyaning O'rta Yer dengizi va Egey mintaqalarida issiqxonani isitish uchun samarali yechim sifatida tavsiya etilgan. Mehrpooya va boshqalar [4] issiqxona bilan birlashtirilgan quyosh yordamidagi TIN tizimini modellashtirgan va optimallashtirgan. Natijada optimallashtirilgan tizim uchun maksimal COP 4,14 ga teng, qoplash muddati esa 14 yil etib baholangan. Benli va Durmuş [5] issiqxona ichki muhitini tabiiy energiya hisobiga boshqarish maqsadida TIN va faza o'zgaruvchi materialga (TIN-PCM) asoslangan yashirin issiqlik saqlash tizimini ishlab chiqishgan. Tadqiqot davomida issiqlik nasosining ishlash koeffitsiyenti hamda PCMning zaryadlash va zaryadsizlanish bosqichlaridagi energiya sig'imi aniqlangan. Turkiyaning Elazığ shahrida 2005-yil 1-sentabrdan 2006-yil 30-aprelgacha bo'lgan isitish mavsumida o'tkazilgan o'lchovlar asosida TIN blokining o'rtacha COP qiymati 2,3-3,8 oralig'ida, butun tizimning umumiy samaradorlik koeffitsiyenti COP esa 2-3,5 oralig'ida ekanligi aniqlangan. Turli iqlim sharoitlarida o'tkazilgan tadqiqotlar issiqlik nasoslarining COP qiymatlari odatda 2,5-5,8 oralig'ida bo'lishini va bu ko'rsatkich an'anaviy qazilma yoqilg'iga asoslangan tizimlarga nisbatan sezilarli ustunlikni ta'minlashini ko'rsatadi. O'tkazilgan tadqiqotlar tahliliga ko'ra, gelioissiqlonlarda TINdan foydalanish isitish tizimining energiya samaradorligini oshirish, elektr energiyasi va qazilma yoqilg'i sarfini kamaytirish hamda ekologik ko'rsatkichlarni yaxshilashda muhim ahamiyatga ega. Shu bilan birga, tizim samaradorligi tuproqning issiqlik-fizik xossalari, iqlim sharoiti va issiqlik nasosining ish rejimiga bog'liq bo'lib, TINli isitish tizimlarini matematik modellashtirish va optimal parametrlarini aniqlash bo'yicha tadqiqotlarni yanada chuqurlashtirish zarurligini ko'rsatadi.

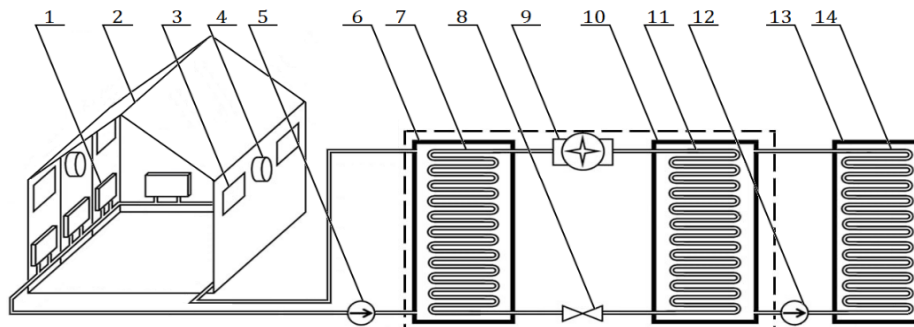
Materiallar va uslublar

Yuqorida keltirilgan adabiyotlar tahlilida keltirilgan muammolarni hal etish maqsadida gelioissiqlon uchun TIN isitish tizimining prinsipial sxemasi ishlab chiqildi. TIN isitish tizimiga ega gelioissiqlonaning matematik modelini ishlab chiqishda tizimda kechadigan issiqlik almashinuvi va energiya balansini tavsiflovchi asosiy tenglamalardan foydalanildi hamda tuzilgan model asosida sonli tadqiqotlar o'tkazilib, tizimning turli ish sharoitlaridagi energetik ko'rsatkichlari tahlil qilindi. Matematik modellashtirishni amalga oshirish uchun zarur tizimning prinsipial sxemasi 1-rasmda ko'rsatilgan.

Sxemaga muvofiq, tuproq muhiti cheksiz yoki yarim-cheksiz issiqlik manbai sifatida qaraladi va u o'rtacha T_t harorat bilan tavsiflanadi. Tuproq ichiga joylashtirilgan tuproq osti issiqlik almashinish quvurlari (IAQ) orqali issiqlik tashuvchi suyuqlik (suv-antifriz aralashmasi) aylanadi. Ushbu kontur orqali tuproqdan issiqlik oqimi Q_t ajratib olinib, TINning bug'latgichiga uzatiladi. Bug'latgichda past bosim va past haroratdagi ishchi modda tuproqdan olinayotgan issiqlik hisobiga bug'lanadi. Hosil bo'lgan bug' kompressorga uzatiladi va bu jarayonda tashqi elektr energiyasi W_k sarflanadi. Kompressor ishchi moddaning bosimi va haroratini oshirib, uni yuqori potensial holatga

keltiradi. Keyingi bosqichda yuqori bosimli va yuqori haroratli ishchi modda kondensatorga yo'naltiriladi. Kondensatorda ishchi modda o'z issiqligini isitish tizimiga uzatib, suyuqlanadi. Natijada foydali issiqlik oqimi Q_f hosil bo'lib, u gelioissiqxonaning radiatorli isitish tizimiga uzatiladi. So'ngra ishchi modda kengaytirish (drossel) klapani orqali bosimi pasaytirilgan holda yana bug'latgichga qaytariladi va jarayon yopiq sikl bo'yicha uzluksiz davom etadi. TINli isitish tizimi uchun asosiy energiya balansi quyidagi tenglama bilan ifodalanadi:

$$Q_f = Q_t + W_k . \quad (1)$$



1-radiatorli isitish tizimi; 2-gelioissiqxona; 3-shamollatish tuynugi; 4-ventilyator;
5, 12-sirkulyatsion nasos; 6-TIN kondensatori; 7, 11, 14-issiqlik almashinuv quvuri; 8-drossel
ventil; 9-kompressor; 10-TIN bug'latgichi; 13-tuproq massivi

1-rasm. Tuproq issiqlik nasosli isitish tizimining sxemasi.

Mazkur tenglama tizimning fizik mohiyatini ifodalaydi, ya'ni isitish tizimiga uzatiladigan umumiy issiqlik miqdori tuproqdan olinadigan issiqlik oqimi va kompressorga sarflanadigan elektr energiyasi yig'indisiga teng bo'ladi. TINli isitish tizimining matematik modelini tuzishda fizik jarayonlarni analitik va sonli jihatdan tadqiq qilishni yengillashtirish maqsadida quyidagi soddalashtiruvchi farazlar qabul qilindi [6-10]:

1. Tuproq muhiti izotrop va bir jinsli.
2. Tuproq cheksiz yoki yarim-cheksiz issiqlik manbai sifatida qabul qilinadi va yer sathidan chuqurlik bo'yicha tuproqning boshlang'ich harorati T_t doimiy.
3. Tuproq osti IAQlari geometrik jihatdan to'g'ri va ideal silindrik shaklda bo'lib, ularning joylashuvi vaqt davomida o'zgarmaydi.
4. IAQlari devorining issiqlik qarshiligi tuproq va issiqlik tashuvchi suyuqlik qarshiliklariga nisbatan kichik bo'lgani sababli e'tiborga olinmaydi.
5. Issiqlik tashuvchi suyuqlikning fizik xossalari (zichlik, issiqlik sig'imi, issiqlik o'tkazuvchanlik) o'zgarmas va haroratga bog'liqligi hisobga olinmaydi.
6. Issiqlik tashuvchi suyuqlik oqimi quvur ichida barqaror va bir o'lchamli deb qaraladi, oqim tezligi vaqt bo'yicha o'zgarmas deb olinadi.
7. Bug'latgich va kondensatorda issiqlik almashinuvi barqaror rejimda sodir bo'ladi, atrof-muhitga issiqlik yo'qotishlari e'tiborga olinmaydi.
8. Kompressor ideal deb qabul qilinadi, ya'ni mexanik va elektr yo'qotishlar umumlashtirilgan samaradorlik koeffitsiyenti orqali hisobga olinadi.
9. TINning ishchi sikli yopiq va uzluksiz bo'lib, o'tkinchi jarayonlar matematik modelda hisobga olinmaydi.
10. Tuproq-quvur-ishchi modda orasidagi issiqlik almashinuvi faqat issiqlik o'tkazuvchanlik va konveksiya hisobiga amalga oshadi.

Qabul qilingan farazlarga muvofiq, tuproq muhitida issiqlik almashinuvi asosan issiqlik o'tkazuvchanlik hisobiga sodir bo'ladi. Tuproq osti IAQlarining uzunligi ularning diametriga nisbatan ancha katta bo'lgani sababli, tuproq muhitidagi issiqlik tarqalishi silindrik koordinatalar tizimida ifodalanadi [8, 9]. Umumiy holda, o'zgaruvchan rejimda tuproq muhitida issiqlik tarqalishining differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega [10]:

$$\frac{dT(r,z,t)}{dt} = a \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{d^2 T}{dz^2} \right], \quad (2)$$

bu yerda $T(r, z, t)$ -tuproqning vaqt va koordinatalarga bog'liq harorati, r va z -mos ravishda radial va vertikal koordinatalar; t -vaqt; a -tuproqning harorat o'tkazuvchanlik koeffitsiyenti, m^2/s ; λ -tuproqning issiqlik o'tkazuvchanlik koeffitsiyenti, $Vt/(m \cdot K)$; ρ -tuproq zichligi, kg/m^3 ; c -tuproqning solishtirma issiqlik sig'imi, $J/(kg \cdot K)$.

TINli isitish tizimi uzoq vaqt davomida ishlaganda, tuproq muhitidagi harorat maydoni kvazi-barqaror holatga yaqinlashadi. Shu sababli matematik modelni soddalashtirish maqsadida barqaror issiqlik almashinuvi rejimi qabul qilinadi, ya'ni $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ [9, 10]. Natijada tuproq muhitida issiqlik tarqalish tenglamasi quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{d^2 T}{dz^2} = 0. \quad (3)$$

Agar tuproq osti IAQlari bo'ylama yo'nalishda yetarlicha uzun bo'lib, haroratning vertikal yo'nalishdagi o'zgarishi e'tiborga olinmasa, masala bir o'lchamli radial issiqlik tarqalishiga keltiriladi [10]:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0. \quad (4)$$

Mazkur tenglama tuproq-quvur tizimidagi harorat maydonini aniqlash uchun asos bo'lib xizmat qiladi. Uni yechish uchun quvur yuzasida va tuproq muhitining cheksiz sohasida tegishli chegara shartlari beriladi. Quvur devorida tuproq ichida issiqlik o'tkazuvchanlik natijasida hosil bo'ladigan issiqlik oqimi quvur ichidagi issiqlik tashuvchi suyuqlik bilan konvektiv issiqlik almashinuvi oqimiga tenglashtiriladi. Shu asosda quyidagi uchinchi tur (Robin) chegara sharti qabul qilinadi [8, 9]:

$$-\lambda \frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_0} = u_{t-s}(T_t - T_s), \quad (5)$$

bu yerda T_t -quvur tashqi devoridagi tuproq harorati, $^{\circ}C$; T_s -quvur ichidagi issiqlik tashuvchi suyuqlikning o'rtacha harorati, $^{\circ}C$; r_0 -quvur tashqi radiusi, m ; u_{t-s} -tuproq-quvur-suyuqlik orasidagi issiqlik uzatish koeffitsiyenti, $Vt/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$:

$$u_{t-s} = \frac{1}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{\lambda_q} + \frac{1}{\alpha_s r_1}}, \quad (6)$$

bu yerda r_1 va r_2 -quvurning ichki va tashqi radiuslari, m ; λ_q -quvur materiali issiqlik o'tkazuvchanlik koeffitsiyenti, $Vt/(m \cdot K)$; α_s -quvur ichidagi suyuqlik bilan konvektiv issiqlik almashinuvi koeffitsiyenti, $Vt/(m^2 \cdot K)$:

$$\alpha_s = \frac{Nu \lambda_s}{d_i}, \quad (7)$$

bu yerda d_i -quvur ichki diametri, m ; λ_s -issiqlik tashuvchi suyuqlikning issiqlik o'tkazuvchanlik koeffitsiyenti, $Vt/(m \cdot K)$.

Mazkur chegara sharti energiya balansini prinsipiga asoslangan bo'lib, quvur devorida tuproqdan quvurga uzatilayotgan issiqlik oqimi miqdori quvur ichidagi suyuqlikka berilayotgan konvektiv issiqlik oqimiga teng deb qabul qilinadi. Ushbu yondashuv quvur devori va ichki konveksiya qarshiliklarini yagona issiqlik uzatish koeffitsiyenti orqali hisobga olish imkonini beradi hamda matematik modelni soddalashtiradi. Shu bilan birga, tuproq muhiti cheksiz (yoki yarim-cheksiz) issiqlik manbai sifatida qaralganligi sababli, quvurdan uzoq masofada tuproq harorati o'zining tabiiy, buzilmagan qiymatiga intiladi. Mazkur sharoitda ikkinchi chegara sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\lim_{r \rightarrow \infty} T(r) = T_t \quad (8)$$

yoki ekvivalent shaklda $\lim_{r \rightarrow \infty} \frac{dT}{dr} = 0$.

Natijada (4) differensial tenglama Robin tipidagi chegara sharti (5) va cheksizlikdagi chegara sharti (8) bilan birgalikda tuproq-quvur tizimidagi harorat maydonini aniqlash uchun yopiq chegaraviy masalani tashkil etadi. Yuqorida keltirilgan (4) differensial tenglama radial koordinata bo'yicha integrallanadi. Tenglamani ikki marta integrallash natijasida tuproq muhitida haroratning umumiy taqsimot tenglamasi quyidagi ko'rinishda aniqlanadi:

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2, \quad (9)$$

bu yerda C_1 va C_2 -integrallash o'zgarmlari bo'lib, ular chegara shartlari asosida aniqlanadi.

Cheksizlikdagi chegara shartidan kelib chiqib, harorat taqsimoti quvvur tashqi radiusiga nisbatan yoziladi va tuproq muhitida haroratning radial taqsimoti (10) ifoda bilan aniqlanadi:

$$T(r) = T_t - \frac{q_l}{2\pi\lambda} \ln \frac{r}{r_0}, \quad (10)$$

bu yerda q_l -quvvur uzunligining bir birligiga to'g'ri keluvchi issiqlik oqimi, Vt/m .

(10) ifodadan ko'rinadiki, tuproq muhitida harorat radial yo'nalishda logarifmik qonun bo'yicha kamayadi. Ushbu bog'lanish tuproq-quvvur tizimidagi issiqlik almashinuvi jarayonining fizik mohiyatini aks ettiradi. Quvvur yuzasida tuproqdan ajratib olinadigan issiqlik oqimi miqdori issiqlik o'tkazuvchanlik qonuniga muvofiq aniqlanadi:

$$q_l = -2\pi r_0 \lambda \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=r_0}. \quad (11)$$

Quvvur uzunligining bir birligiga to'g'ri keluvchi issiqlik oqimi q_l ni hisobga olgan holda, tuproq osti IAQlariga tuproqdan uzatiladigan umumiy issiqlik oqimi quyidagi ifoda orqali aniqlanadi:

$$Q_t = q_l \cdot L, \quad (12)$$

bu yerda L -tuproq osti IAQlarining umumiy uzunligi, m .

Olingan Q_t qiymati TINning energiya balans tenglamasiga qo'yiladi va tizimning foydali issiqlik oqimi (1) ifoda orqali aniqlanadi. TINli isitish tizimining energetik samaradorligi foydali ish koeffitsiyenti (COP) orqali baholanadi:

$$COP = \frac{Q_f}{W_k}. \quad (13)$$

Ushbu tadqiqot doirasida radiatorli isitish tizimi ideal issiqlik iste'molchisi sifatida qabul qilinadi va kondensatordan uzatiladigan issiqlik oqimi to'liq holda issiqxonani isitishga sarflanadi, ya'ni:

$$Q_f = Q_{rad}. \quad (14)$$

bu yerda Q_{rad} -radiatorli isitish tizimiga uzatiladigan issiqlik oqimi, Vt .

Demak, radiatorli isitish tizimining issiqlik yuklamasi issiqxonaning umumiy issiqlik yo'qotishlariga teng deb qabul qilinadi, ya'ni:

$$Q_{rad} = Q_{yo'q}. \quad (15)$$

Bu shart gelioissiqxona ichida belgilangan mikroiqlim parametrlarini ta'minlash uchun radiatorli isitish tizimi tomonidan uzatilishi lozim bo'lgan minimal issiqlik quvvatini ifodalaydi. Yuqorida ta'kidlangandek, TIN tomonidan hosil qilinadigan foydali issiqlik oqimi Q_f to'liq holda radiatorli isitish tizimiga uzatiladi. Shunday qilib, tizimning ishlash qobiliyati quyidagi shart orqali baholanadi:

$$Q_f \geq Q_{rad}. \quad (16)$$

Agar mazkur shart bajarilsa, TINli isitish tizimi gelioissiqxonaning issiqlik ehtiyojini to'liq qoplash imkoniyatiga ega deb hisoblanadi. Shunga asosan, keyingi hisoblashlar uchun qabul qilingan boshlang'ich parametrlar va ularning qiymatlari 1-jadvalda keltirilgan.

Boshlang'ich parametrlar asosida tuproq osti IAQlari bilan jihozlangan TINli isitish tizimining asosiy issiqlik-energetik ko'rsatkichlarini sonli usulda aniqlash amalga oshirildi. Tuproq osti IAQlari atrofidagi tuproq muhitida haroratning radial taqsimotini aniqlash TINli isitish tizimining ishlash samaradorligini baholashda muhim ahamiyatga ega. Yuqorida keltirilgan modelga muvofiq, barqaror rejimda va vertikal harorat gradientlari e'tiborga olinmagan holda, tuproq muhitida issiqlik tarqalishi bir o'lchamli radial masala sifatida qaraldi. Ushbu sharoitda tuproq haroratining radial taqsimoti (10) ifoda bilan aniqlanadi. 1-jadvalda keltirilgan boshlang'ich ma'lumotlarga muvofiq, tuproq harorati $T_t = 12^\circ C$, quvvur tashqi radiusi esa $r_0 = 0,018 m$ ga teng deb qabul qilindi. Tuproqdan quvvurga uzatiladigan issiqlik oqimi mavjud bo'lganda, quvvur yuzasiga yaqin hududda tuproq harorati pasayadi va quvvurdan uzoqlashgan sari tuproq harorati o'zining tabiiy qiymatiga yaqinlashadi. Quvvur uzunligining bir birligiga to'g'ri keluvchi issiqlik oqimi:

Robin chegara shartidan:

$$q_l = 2\pi r_0 u_{t-s}(T_t - T_s) = 2\pi \cdot 0,018 \cdot 27(12 - 5) = 21,4 Vt/m.$$

Natijalar TINli tizimlar uchun adabiyotlarda keltirilgan chiziqli issiqlik oqimining tipik diapazoniga ($15-30 \text{ } Vt/m$) mos kelib, ishlab chiqilgan matematik modelning amaliy jihatdan asoslanganligini tasdiqlaydi [11].

1-jadval. TINli isitish tizimi uchun geometrik, issiqlik-fizik va iqlimiy parametrlar

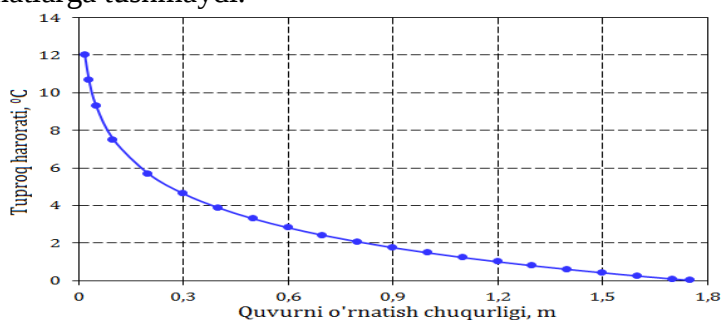
№	Parametr nomi	Belgilanishi	O'lchov birligi	Qiymati
Tuproq parametrlari				
1	Issiqlik o'tkazuvchanligi	λ	$Vt/(m \cdot K)$	1,5
2	Zichligi	ρ	kg/m^3	1600
3	Solishtirma issiqlik sig'imi	c_p	$J/(kg \cdot K)$	1200
4	Harorat o'tkazuvchanligi	a	m^2/s	$8,5 \cdot 10^{-7}$
5	Tuproq harorati (2-3 m chuqurlikda)	T_t	$^{\circ}C$	12
Issiqlik almashinuv quvuri parametrlari				
6	Quvurning tashqi radiusi	r_0	m	0,018
7	Tuproq-quvur-suyuqlik issiqlik uzatish koeffitsiyenti	u_{t-s}	$Vt/(m^2 \cdot K)$	27
8	Issiqlik tashuvchi o'rtacha harorati	T_s	$^{\circ}C$	5
9	Quvur ichki diametric	d_i	m	0,032
Issiqlik tashuvchi suyuqlik (suv-antifriz (30% glikol)) parametrlari				
10	Tezligi	w_s	m/s	0,4
11	Zichligi	ρ_s	kg/m^3	1030
12	Dinamik yopishqoqligi	μ_s	$Pa \cdot s$	0,004
13	Issiqlik o'tkazuvchanligi	λ_s	$Vt/(m \cdot K)$	0,45
14	Solishtirma issiqlik sig'imi	$c_{p,s}$	$J/(kg \cdot K)$	3800

Radial harorat taqsimoti:

$$T(r) = 12 - \frac{21,4}{2\pi \cdot 1,3} \ln \frac{r}{0,018} = 12 - 2,62 \ln \frac{r}{0,018} \quad (17)$$

Natijalar va muhokama

Yuqoridagi (17) ifoda bo'yicha aniqlangan tuproq haroratining radial taqsimoti natijalari 2-rasmda keltirilgan. 2-rasmda keltirilgan natijalarda tuproq muhiti cheksiz issiqlik manbai sifatida qabul qilinganligi sababli, quvurdan uzoq masofalarda tuproq haroratining manfiy qiymatlari nazariy jihatdan kuzatiladi. Mazkur holat matematik modelning ideal sharoitlarga asoslanganligi bilan izohlanadi. Amaliy sharoitda esa tuproq harorati geotermik oqim va mavsumiy issiqlik tiklanishi hisobiga bunday qiymatlarga tushmaydi.



2-rasm. Tuproq haroratining radial taqsimoti natijalari.

Mazkur holatdan kelib chiqib, model natijalari quvur atrofidagi samarali issiqlik almashinuvi zonasi bilan chegaralandi, bunda samarali radius $r_{sam} \approx 1,8 \text{ m}$ deb qabul qilindi. Shu munosabat bilan, 2-rasmda tuproq haroratining radial taqsimoti faqat fizik jihatdan ahamiyatli zona ($r \leq 1,8 \text{ m}$) uchun keltirildi. Ushbu masofadan keyin model ideal farazlar sababli real sharoitda kuzatilmaydigan past harorat qiymatlarini beradi. Shu bilan birga, gelioissiqxonaning isitish tizimi uchun talab etiladigan issiqlik quvvati ichki havo haroratini belgilangan qiymatda ushlab turish jarayonida yuzaga keladigan umumiy issiqlik yo'qotishlari bilan aniqlanadi. Ushbu tadqiqotda eng yuqori issiqlik yuklamasiga ega bo'lgan 2025-yil 11-fevral kuni eng noqulay ish sharoiti sifatida tanlab olinib,

gelioissiqxonaning soatlik maksimal issiqlik yuklamasi 15,12 kVt ekanligi aniqlandi. Demak, eng noqulay sharoitda gelioissiqxona ichida +18 °C haroratni ta'minlash uchun radiatorli isitish tizimi tomonidan kamida 15,12 kVt issiqlik quvvati uzatilishi talab etiladi. Ideal holda, ya'ni kompressorga sarflanadigan elektr energiyasi hisobiga tuproqdan olinadigan issiqlik yuqori potentsialli foydali issiqlikka aylantirilganda, tizimning ishlash qobiliyati (16) ifodadagi shart bilan baholanadi. Tuproqdan olinadigan umumiy issiqlik oqimi quvvur uzunligiga to'g'ridan-to'g'ri proporsional bo'lganligi sababli, issiqxonaning issiqlik ehtiyojini to'liq qoplash uchun zarur bo'lgan minimal quvvur uzunligini quyidagi ifoda orqali aniqlanishi mumkin:

$$L_{min} = \frac{Q_{rad}}{q_l} = \frac{15120}{21,4} \approx 706,5 \text{ m.}$$

Olingan natijalarga ko'ra, gelioissiqxonaning eng noqulay qishki sharoitdagi issiqlik ehtiyojini faqat tuproqdan olinadigan issiqlik hisobiga to'liq qoplash uchun tuproq osti IAQlarining umumiy uzunligi kamida 700-710 m bo'lishi talab etiladi. Yuqoridagi hisoblashlarda ideal holat qaraldi, biroq amaliy sharoitda TINning ishlashi foydali ish koeffitsiyenti (COP) bilan tavsiflanadi (3). Adabiyotlar va amaliy tajribalarga ko'ra, TINlari real ish sharoitida odatda $COP = 3,0 \div 5,0$ oraliqda ishlaydi. Ushbu diapazon ichida eng ko'p uchraydigan qiymatlar 3,5-4,0 atrofida bo'lib [12], mazkur tadqiqotda o'rtacha real qiymat sifatida $COP = 4,0$ qabul qilindi. Energiya balansi tenglamasi asosida tuproqdan olinishi lozim bo'lgan issiqlik oqimi quyidagicha aniqlanadi:

$$Q_t = Q_f \left(1 - \frac{1}{COP}\right) = 15,12 \left(1 - \frac{1}{4,0}\right) = 11,34 \text{ kVt}.$$

Endi real sharoit uchun zarur bo'lgan quvvur uzunligi:

$$L_{real} = \frac{Q_t}{q_l} = \frac{11340}{21,4} \approx 530 \text{ m.}$$

Shunday qilib, ideal holatda gelioissiqxonaning issiqlik ehtiyojini qoplash uchun tuproq osti IAQlarining umumiy uzunligi 700-710 m bo'lishi talab etilsa, real ish sharoitida $COP = 4,0$ bo'lgan TINdan foydalanilganda ushbu qiymat taxminan 530 m gacha kamayadi. Bu holat TINning yuqori energetik samaradorligi tuproq osti quvvur tizimi uzunligini sezilarli darajada qisqartirish imkonini berishini ko'rsatadi. Quyidagi hisoblash natijalariga tayangan holda, gelioissiqxona uchun TINni tanlash va uning energetik ko'rsatkichlarini baholash mumkin. Aniqlanganidek, eng noqulay ish sharoitida issiqxonaning radiatorli isitish tizimi orqali qoplanishi lozim bo'lgan soatlik maksimal issiqlik yuklamasi $Q_f = 15,12 \text{ kVt-soat}$ ni tashkil etadi. TINning ishlash samaradorligi $COP = 4,0$ bo'lganda, uning kompressori iste'mol qiladigan elektr quvvati quyidagicha:

$$W_k = \frac{Q_f}{COP} = \frac{15,12}{4} = 3,78 \text{ kVt}.$$

Natijaga ko'ra, TIN tomonidan ishlab chiqariladigan umumiy issiqlik oqimining asosiy qismi, ya'ni $Q_t = 11,34 \text{ kVt}$ tuproqdan olinadi, qolgan qismi esa elektr energiyasi hisobiga ta'minlanadi. Bu esa TINning yuqori energetik samaradorligini va past elektr iste'moli bilan katta issiqlik oqimini hosil qilish imkoniyatini tasdiqlaydi. Amaliy ekspluatatsiya sharoitlarini inobatga olgan holda, TINning ishonchli ishlashini ta'minlash maqsadida uning quvvatini ma'lum darajada zaxira bilan tanlash tavsiya etiladi. Odatda bu zaxira koeffitsiyenti 1,2-1,3 oraliqida qabul qilinadi. Shunga ko'ra, tanlanadigan TINning elektr quvvati $W_k = 4,5 - 5 \text{ kVt}$, issiqlik quvvati esa $Q_f = 15 \text{ kVt}$ bo'lishi maqsadga muvofiqdir. Natijalar shuni ko'rsatadiki, gelioissiqxonada TINdan foydalanish tuproqning past potentsialli issiqlik energiyasini yuqori potentsialli foydali issiqlikka aylantirish orqali tizimning umumiy energetik samaradorligini sezilarli darajada oshiradi. Bu esa kombinatsiyalashgan isitish tizimlarida TINdan foydalanish texnik-iqtisodiy jihatdan maqsadga muvofiq ekanligini tasdiqlaydi.

Xulosa

1. Gelioissiqxona uchun ishlab chiqilgan TINli isitish tizimining matematik modeli tuproq-quvvur tizimidagi issiqlik almashinuvi jarayonlarini adekvat tavsiflash imkonini berdi. Hisoblash natijalariga ko'ra, quvvur uzunligining bir birligiga to'g'ri keluvchi issiqlik oqimi $q_1 = 21,4 \text{ Vt/m}$ ni tashkil etdi va bu qiymat adabiyotlarda keltirilgan 15-30 Vt/m diapazoniga mos keldi. Mazkur natija ishlab chiqilgan modelning fizik jihatdan asoslanganligi va amaliy qo'llash uchun yaroqli ekanligini tasdiqlaydi.

2. Tuproq muhitida haroratning radial taqsimoti logarifmik qonun asosida o'zgarishi aniqlandi hamda quvurdan uzoqlashgan sari harorat tabiiy qiymati $T_t = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ga yaqinlashishi kuzatildi. Hisoblashlarda samarali issiqlik almashinuvi zonasi radiusi taxminan $r_{sam} \approx 1,8\text{ m}$ ekanligi belgilandi. Bu natija tuproq osti issiqlik almashinuv quvurlarini joylashtirish masofalarini optimallashtirishda muhim ahamiyatga ega.

3. Tadqiqot davomida eng noqulay ish sharoitida gelioissiqxonaning maksimal issiqlik yuklamasi $Q_f = 15,12\text{ kVt}$ ekanligi aniqlandi. Ideal holatda ushbu yuklamani qoplash uchun tuproq osti IAQlarining umumiy uzunligi $L_{min} \approx 706,5\text{ m}$ bo'lishi talab qilinishi hisoblab topildi. Natijalar issiqxonaning qishki davrdagi issiqlik ehtiyojini baholash va TIN tizimining geometrik parametrlarini tanlash imkonini beradi.

4. TINning real ish rejimi uchun $COP = 4,0$ qabul qilinganda, tuproqdan olinadigan issiqlik oqimi $Q_t = 11,34\text{ kVt}$ ni tashkil etishi aniqlandi. Bunda zarur quvur uzunligi $L_{real} \approx 530\text{ m}$ gacha kamayishi kuzatildi, ya'ni ideal holatga nisbatan taxminan 25% qisqarish yuz berdi. Ushbu natija TINning yuqori energetik samaradorligi hisobiga tuproq osti quvur tizimi hajmini kamaytirish mumkinligini ko'rsatadi.

5. Hisoblash natijalariga ko'ra, $COP = 4,0$ bo'lgan TINning kompressori iste'mol qiladigan elektr quvvati $W_k = 3,78\text{ kVt}$ ni tashkil etdi. Amaliy ekspluatatsiya sharoitlarini hisobga olib, tizim uchun 1,2-1,3 zaxira koeffitsiyenti bilan 4,5-5 kVt elektr quvvatiga ega va 15 kVt issiqlik quvvatini ta'minlay oladigan TINni tanlash maqsadga muvofiq deb topildi. Olingan natijalar gelioissiqxonalarda TINdan foydalanish texnik-iqtisodiy va ekologik jihatdan samarali yechim ekanligini tasdiqlaydi.

Adabiyotlar

- [1] Sanaye S., Niroomand B. Horizontal ground coupled heat pump: thermaleconomic modeling and optimization. *Energy Convers Manag* 2010, 51 (12). – p. 2600-2612.
- [2] Tong Y., Kozai T., Nishioka N., Ohyama K. Reductions in energy consumption and CO2 emissions for greenhouse heated with heat pumps. *Am Soc Agric Biol Eng* 2012, 28(3). – p. 401-406.
- [3] Ozgener O., Hepbasli A. Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: an experimental study. *Build Environ* Aug. 2005, 40(8). – p. 1040-1050.
- [4] Mehrpooya M., Hemmatabady H., Ahmadi M.H. Optimization of performance of Combined Solar Collector-Geothermal Heat Pump Systems to supply thermal load needed for heating greenhouses. *Energy Convers Manag* Jun. 2015, 97. – p. 382-392.
- [5] Benli H., Durmus A. Evaluation of ground-source heat pump combined latent heat storage system performance in greenhouse heating. *Energy Build* 2009, 41. – pp. 220-228.
- [6] Róžański A., Kaczmarek N. Empirical and theoretical models for prediction of soil thermal conductivity: a review and critical assessment. *Studia Geotechnica et Mechanica*, 2020, vol. 42(4), - pp 330-340.
- [7] Mitchell M.S., Spitler J.D. An Enhanced Vertical Ground Heat Exchanger Model for Whole-Building Energy Simulation. *Energies*, 2020, vol. 13, p. 4058. <https://doi.org/10.3390/en13164058>.
- [8] Wang X., et al. Study on the Simplified Model of Vertical Double U-Pipe. *Thermal Science*, 2023, vol. 27, - pp. 4035-4048.
- [9] Jezierski W., Rynkowski P. Optimization of Parameters of a Vertical Ground Heat Exchanger in a Geothermal Heating System. *Buildings*, 2024, vol. 14, p. 3722. <https://doi.org/10.3390/buildings14123722>.
- [10] Salhein K., Salheen S.A., Annekaa A.M., Hawsawi M., Alhawsawi E.Y., Kobus C.J., Zohdy M. A Comprehensive Review of Geothermal Heat Pump Systems. *Processes*, 2025, vol. 13, p. 2142. <https://doi.org/10.3390/pr13072142>.
- [11] Yang H., Cui P., Fang Z. Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems. *Applied Energy*, 2010, vol. 87(1), pp. 16-27. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.04.038>.
- [12] <https://www.heatpumppricesreviews.com/cop-of-heat-pump-formula>.