



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Maksimas Tarasovas

KAUNO AKUMULIACINĖS ŠILUMOS SIURBLIO JĖGAINĖS
TERMODINAMINĖ IR EKONOMINĖ ANALIZĖ

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas
Prof. Vytautas Dagilis

KAUNAS, 2015

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
ŠILUMOS IR ATOMO ENERGETIKOS KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas
(parašas) Doc. dr. E. Puida
(data)

KAUNO AKUMULIACINĖS ŠILUMOS SIURBLIO
JĖGAINĖS TERMODINAMINĖ IR EKONOMINĖ
ANALIZĖ

Baigiamasis magistro projektas
Termoinžinerija (kodas 621E30001)M

Vadovas
(parašas) prof. Vytautas Dagilis
(data)

Recenzentas
(parašas) Doc. dr. Liutauras Vaitkus
(data)

Projektą atliko
(parašas) Maksimas Tarasovas
(data)

KAUNAS, 2015

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Tvirtinu: _____
Šilumos ir atomo energetikos (parašas, data)
katedros vedėjas _____
Doc. E. Puida
(vardas, pavardė)

PAGRINDINIŲ UNIVERSITETINIŲ STUDIJŲ BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS
Studijų programa: Termoinžinerija

Universitetinių pagrindinių studijų, kurias baigus įgyjamas magistro kvalifikacinis laipsnis, baigiamasis darbas yra taikomojo arba tiriamojo pobūdžio projektas. Jam atlikti ir apginti skiriama 30 kreditų. Šiuo projektu studentas parodo, kad yra sukaupęs pakankamai žinių, turi pakankamai gebėjimų ir nemažą pasirinktos studijų krypties analitinio ar projektavimo darbo patirtį. Taip pat jis parodo, kad yra kūrybingas, išmano socialinės ir komercinės aplinkos, teisės aktų ir finansines galimybes, turi informacijos šaltinių paieškos ir jų analizės, projektavimo ir inžinerinės analizės, informacinių technologijų naudojimo ir rašytinio bendravimo, taisyklingos kalbos vartosenos įgūdžių, giliai suvokia nagrinėjamą temą, geba tinkamai formuluoti išvadas.

1. Darbo tema:

Kauno akumuliacinės šilumos siurblio jėgainės termodinaminė ir ekonominė analizė
Thermodynamic and economic analysis of the Kaunas accumulation heat pump plant

Patvirtinta 2015 m. gegužės mėn. 11 d. dekanų įsakymu Nr. ST17-F-11-2

2. Darbo tikslas Atlikti Kauno akumuliacinės šilumos siurblio jėgainės termodinaminę ir ekonominę analizę

3. Darbo struktūra:

- Įvadas
- Garantuvų, skirtų žemo potencialo šilumai absorbuoti apžvalga
- Nagrinėjamas garantuvas
- Šilumos siurblio jėgainės specifiška, struktūra ir veikimo principas
- Nagrinėjamo srauto parametrai
- Nagrinėjamo srauto parametrų skaičiavimas
- Ekonominė jėgainės apžvalga
- Išvados
- Literatūros sąrašas

4. Reikalavimai ir sąlygos Laikytis LR norminių dokumentų, ir baigiamųjų darbų norminių reikalavimų.

5. Užbaigto darbo pateikimo terminas: 2015 m. birželio mėn. 3 d.

6. Ši užduotis yra neatskiriama baigiamojo darbo dalis.

Išduota studentui Maksimui Tarasovui 2015 vasario 2d.

Užduotį gavau
(studento vardas, pavardė) (parašas) (data)

Vadovas
(pareigos, vardas, pavardė) (parašas) (data)



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

(Fakultetas)

Maksimas Tarasovas

(Studento vardas, pavardė)

Termoinžinerija 621E30001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

Baigiamojo projekto „Kauno akumuliacinės šilumos siurblio jėgainės termodinaminė ir
ekonominė analizė“

AKADEMINIO SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2015 Birželio 3 0 d
Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Maksimo Tarasovo**, baigiamasis projektas tema „Kauno akumuliacinės šilumos siurblio jėgainės termodinaminė ir ekonominė analizė“ yra parašytas visiškai savarankiškai, o visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

Tarasovas, M., “Thermodynamic and economic analysis of the Kaunas accumulation heat pump plant“. Master degree final paper / supervisor prof. Vytautas Dagilis; Kaunas University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Design, Department of Thermal and Nuclear Energy.

Kaunas, 2015. 74 p.

SUMMARY

The work is about thermodynamic and economic heat pump plant analysis. Discussed the global situation of heat pumps in the energy sector, and in Lithuania. Heat pump operating principles, prevalence, characteristics. In work discussed Kaunas heat pump plant structure, components, processes running across its nodes. Compared few evaporators, and decided which is suitable. Investigated heat exchanges between circulating refrigerant in the plant, which is used as working agent and river water as source of low potential heat. Also calculated friction losses for refrigerant in the evaporator.

Given economic overview of the plant, calculated unit prices and investment payback period.

Turinys

1. Įvadas	7
Problemos aktualumas	9
2. Garintuvų, skirtų žemo potencialo šilumai absorbuoti apžvalga	14
Nagrinėjamas garintuvas.....	22
3. Šilumos siurblio jėgainės specifika, struktūra ir veikimo principas	25
4. nagrinėjamo srauto parametrai.....	32
Dvifazio srauto tekėjimo režimai.....	32
Šilumos mainų iš verdančio ir tekančio agento pusės	34
Trinties nuostoliai	38
Šilumos mainų iš vandens pusės savitumai	40
5. Nagrinėjamo srauto parametrų skaičiavimas.....	43
Savitojo šilumos srauto skaičiavimas	43
Tirties nuostolių skaičiavimas	63
6. Garintuvo geometrinių parametrų palyginimas	68
Vamzdelių skaičiaus įtaka ir optimalus jų kiekis eigoje.....	68
Trinties nuostolių šilumokaičių vamzdžiuose palyginimas	69
7. Ekonominė jėgainės apžvalga.....	70
8. Išvados	73
9. Literatūros sąrašas.....	75

1. ĮVADAS

Iškastinio kuro kainų šuolis per paskutinius dešimtmečius paskatino tyrimus atsinaujinančios energijos sektoriuose. Ženkliai pasistūmėjo į priekį, ir išlieka perspektyviomis tyrimams saulės, vėjo, bei geoterminės energijos sritys. Atlikta daug tyrimų, galimybių studijų, susijusių su dideliais šilumos siurbliais, ir šilumos siurblio principu veikiančiomis jėgainėmis. Tikslas – panaudoti sugeneruojamą energiją šildymui.

Lietuvos energetikos strategijoje iki 2020 metų siekiama svarbaus tikslo – energetinės nepriklausomybės bei šio sektoriaus konkurencingumo. Tačiau tarp pagrindinių uždavinių nė žodžiu neužsiminta apie bene efektyviausią šilumos gamybos technologiją, paremtą šilumos siurblio veikimo principu. Ši technologija priskiriama prie atsinaujinančių energijos išteklių ir tai įtvirtinta Lietuvos atsinaujinančių išteklių energetikos įstatymu.

Daugelio pasaulio šalių energetikos politika yra skatinti atsinaujinančių energijos išteklių naudojimą, palaipsniui atsisakant iškastinio kuro. Pavyzdžiui Kinijoje, iki 2020m. planuojama iš atsinaujinančių šaltinių gauti net 16% šaliai reikalingos energijos, į tą skaičių įskaičiuojama ir energija, kuri bus gaunama šilumos siurblio jėgainėse, ir naudojama miestų šildymui. Skandinavios šalys ambicingesnės. Jose norima iki 2060m. pradėti naudotis vien atsinaujinančia energija. Vienas iš realių būdų tai pasiekti yra atlikti kompleksą veiksmų, skatinančių atsinaujinančios energijos panaudojimą, naujų šilumos siurblio jėgainių statybas. Šis planas realus, nes pvz. Norvegijoje yra apsupta jūros, kuri yra didelis žemo potencialo šilumos šaltinis, ji neužšąla, pajūrio miestai galėtų naudotis šilumos siurblio jėgainėmis. Tą procesą skatintų ir pigi elektros energija, gaunama taip pat panaudojant atsinaujinančius energijos šaltinius.

Anksčiau šilumos siurblio jėgainės buvo naudojamos daugiausiai žemas elektros energijos kainas turinčiose šalyse, pvz. Skandinavijos. Mes pavyzdžiu laikome tas šalis, nes jos sėkmingai vykdo savo planą iki 2020 metų visiškai atsisakyti importuojamo kuro. Dažniausiai akcentuojama, kad tinkamai vykdoma biokuro panaudojimo plėtra, tačiau neminimas stubbinantis šilumos siurblio jėgainių augimas. Pavyzdžiui, Norvegijoje 2000-2004 metais šilumos siurblių pardavimai išaugo 16,5 karto. Švedijoje nuo 1992 iki 2003 metų šis augimas - 3,2 karto, panašiai kaip daugelyje Vakarų valstybių (vidutiniškai 4,7 karto [1]), tačiau stokholmiečiai gali pasigirti, kad 85% sostinės visuomeninių pastatų šildomi jūros ar nutekamųjų vandenų šiluma.

Reikia pažymėti, kad per paskutinius 10-15 metų statybos kainos neaugo taip drastiškai kaip iškastinių resursų, ir iš jų gaunamos energijos. Dėl šios priežasties investicijos į didelių šilumos siurblio jėgainių statybas ima atrodyti ne tokios brangios. Ši tendencija būdinga ne tik

Europai, bet ir visam likusiam pasauliui. Nėgana to, elektros energijos, reikalingos šilumos siurblių darbui kainos didėjo ne taip dinamiškai kaip iškastinio kuro, vis daugios jos pagaminama pasitelkus atsinaujinančius išteklius, nenaudojant iškastinių. Šilumos siurblių panaudojimo technologijos turėtų būti skatinamos vystytis greičiau. Jų pagalba galima ruošti karštą vandenį vartojimo ir šildymo tikslams esant mažoms žaliavinio kuro sąnaudoms.

Išsivysčiusios šalys šią technologiją laiko pagrindiniu įrankiu taupant elektros energiją. Jos pagalba galima susigrąžinti šilumą utilizuojant įvairias technologinių procesų liekanas. Tai išsaugo ne tik energiją, bet ir mus supančią aplinką, jos tinkamumą žmonėms.

Problemos aktualumas

Vartotojai vis dažniau akcentuoja tai, kiek kainuoja būsto šildymas. Jie nebeporai eikvoti lėšų kurui, ir bando didinti pastatų energetinį efektyvumą. Statantieji naujus namus tokiomis taupumo sumetimais iki minimumo mažina statomo būsto plotą, bet prarasti komfortą nėra patrauklu. Išėjis - alternatyvus ir pigus šildymo būdas.

Pastatams šildyti yra sugalvota begalė būdų, tačiau pateikti vartotojui kažką naujo ir patrauklaus, yra sunku. Pagrindiniai reikalavimai akivaizdūs: naudojimosi komfortas ir visiškas automatizavimas, aukštas naudingumo koeficientas, jokių instaliavimo darbų, minimalus poveikis aplinkai, o svarbiausia – kuo pigesnio kuro naudojimas ar netgi šildymas už dyką. Vienas iš būdų, kuris visai neblogai atitinka taip apibūdintą šildymo būdą, yra gyvenamųjų patalpų šildymas panaudojant šilumos siurblius. Pastarųjų technologija leidžia panaudoti žemo potencialo šilumos šaltinius ir transformuoti juos į namo šildymui reikalingą aukštesniojo potencialo šilumą.

Šilumos siurbliai yra vienas iš labiausiai populiarėjančių atsinaujinančios energijos šaltinių. Kur begyventumėme, visada rasime geoterminės šilumos šaltinių, kurią galima panaudoti šildymui, nes pastaroji paprasčiausiai paimama iš aplinkos oro, grunto ar vandens telkinio ir ŠS pagalba pernešama į miesto tinklus. Tereikia tinkamai parinkti ir sureguliuoti ŠS agregatus ir turėsime ypatingai efektyvią sistemą.

Šiuo metu Kauno mieste pagrindinis centralizuoto šilumos tiekimo pagrindinis kuras yra gamtinės dujos ir biokuras. Didelę dalį šilumos pagamina Kauno Termofikacinė Elektrinė. Tačiau nuolatos didėjančios kuro kainos, globalinis atšilimas ir griežtėjantys aplinkosauginiai reikalavimai skatina naujų, efektyvesnių kuro naudojimo technologijų vystymąsi bei atsinaujinančios energetikos plėtrą. Intensyviai kuriamos naujos, bei tobulinamos esamos energetinės sistemos, siekiant padidinti jų efektyvumą. Daug kur vis dar naudojamos sąlyginai mažai efektyvios energijos gamybos priemonės. Dėl mažesnio efektyvumo ir didesnių nuostolių, kyla energijos gamybos kaina, žmonės ir įmonės priversti išlaidauti, lieka mažiau apyvartinių lėšų, krenta žmonių perkamoji galia, pristabdoma ekonomika ir atsiranda daugybė kitų pašalinių efektų. Todėl šilumos ir elektros gamybos sektoriuje skatinami energijos efektyvumą didinantys projektai, taip pat iškastinio kuro, mazuto ar gamtinių dujų pakeitimas biokuru ar kitais atsinaujinančiais energijos šaltiniais. Šiuo metu pagrindinis būdas mažinti energijos kainas yra biokuro jėgainių ir katilinių statyba. Tačiau vis daugėjant biokuro naudotojų, ims kilti ir biokuro kainos, be to problema gali tapti ir pelenų utilizavimas. Vienas iš daugybės galimų kitų būdų sumažinti energijos kainą vartotojams yra šilumos siurblių naudojimas. Toks šilumos gamybos įrenginys šiame darbe ir nagrinėjamas.

Šilumos siurbliai priskiriami atsinaujinančiai energetikai ir tai nėra nauja technologija šilumos gamybos srityje. Yra nemažai šilumos siurblio jėgainių, kurios jau seniai ir sėkmingai gamina šilumą vartotojams panaudodamos geoterminę žemės, vandens ar oro energiją. Pagrindinės šilumos siurblių rūšys naudojamos šiluminei energijai išgauti yra absorbciniai ir kompresoriniai šilumos siurbliai. Absorbciniai šilumos siurbliai kaip proceso varomąją jėgą naudoja šiluminę energiją, ir paprastai yra žemesnio efektyvumo už kompresorinius šilumos siurblius, tačiau yra naudojami didelės galios įrengimuose, kur būna sudėtinga panaudoti kompresorines mašinas arba turima pigios šilumos šaltinį. Tuo tarpu kompresoriniais šilumos siurbliais galima gauti žymiai didesnę efektyvumą, tačiau jo kompresoriaus sukimui reikalinga mechaninė energija, kuri dažniausiai gaunama elektros variklio arba šiluminio variklio pagalba. Dėl didesnio efektyvumo, analizei pasirinkta ne absorbcinė, o kompresorinė šilumos siurblio jėgainė.

Šilumos siurblio jėgainės gaminamos šilumos kilovatvalandės kaina ir jėgainės atsipirkimo laikotarpis labiausiai priklauso nuo jėgainės dydžio ir jos statybai reikalingų investicijų, pagaminamo šilumos kiekio, šilumos gamybos efektyvumo ir kuro arba jėgainės naudojamos energijos kainos. Pagrindinis parametras nurodantis šilumos siurblio efektyvumą yra šilumos perdavimo koeficientas (COP, NVK), kuris nurodo naudingai panaudojamos šilumos kiekio santykį su darbu, sunaudotu kompresoriui sukurti kompresoriniame šilumos siurblyje arba naudingos šilumos kiekio santykį su šilumine energija procesui palaikyti, absorbciniame šilumos siurblyje. Šilumos perdavimo koeficientas priklauso nuo šilumos siurblio atskirų įrengimų efektyvumo, šaldymo agento ciklo organizavimo ir labiausiai nuo temperatūrų skirtumo tarp žemo potencialo šilumos šaltinio ir aukšto potencialo kūno, kurį šildome. Jėgainės statyboms reikalingų savitųjų investicijų (eur/kW) suma labiausiai priklauso nuo jėgainės dydžio, bei jėgainės konstrukcijos. Įprasta manyti, jog šilumos siurblių kaina yra sąlyginai didelė, lyginant su kitų tipų šilumos gamybos įranga. Tačiau tai galioja tik nedidelės galios, buitinio lygio šilumos siurbliams. Didėjant šilumos siurblio instaliuojamo siurblio galingumui, mažėja ir santykinis investicijų dydis. Didžiųjų šilumos siurblių jėgainių statybos savitieji kaštai siekia tik apie 500 eur/kW. Tuo tarpu jėgainės suvartojamo kuro arba energijos kaina priklauso nuo jėgainės konstrukcijos, įrenginių tipo bei efektyvumo ir naudojamos kuro (energijos) rūšies. Kai kur šilumos siurbliai statomi vietovėse, kur nėra galimybių, nepatogu arba tiesiog brangu naudoti kitas energijos rūšis. Kartais šilumos siurblių jėgainės statomos tiesiog norint naudingai panaudoti patogų žemos temperatūros šilumos šaltinį. Tokiais tikslais įgyvendinami projektai tarsi patvirtina, jog normaliomis konkurencinės rinkos sąlygomis šilumos siurbliai nebūtų patraukli alternatyva, tačiau dažnai nutylima teigiama pusė, jog šilumos siurbliai gerokai sumažina aplinkos taršą, dažniausiai būna pakankamai gerai

automatizuoti kad veiktų automatiniame režime be žmogaus įsikišimo, todėl būna efektyviai išnaudojami energijos ištekliai. Be to, veikiančių šilumos siurblių jėgainių duomenų analizė ir studijos naujoms jėgainėms rodo, kad šilumos siurbliais gaminamos šilumos kaina yra konkurencinga lyginant su centralizuotų šilumos tinklų siūloma šilumos kaina, o jeigu šilumos siurblio kompresorių suka elektrinis variklis, naudojantis pigią energiją (pavyzdžiui dirbantis, kai ji parduodama naktiniu tarifu) tuomet šilumos siurbliu gaminama šiluma tampa žymiai pranašesnė kainos atžvilgiu.

Šiuolaikinės šilumos siurblio sistemos pasižymi ne tiek savo turiniu ar kokybiniais parametrais, kiek kiekybiniais, tai yra didžiuliais galingumais. Vis daugiau šalių, ypač Skandinavijos šalys Kinija, Japonija, JAV pirmenybę teikia gigantiškiems šilumos siurblių projektams. Tai lengva paaiškinti iš ekonominės pusės. Juk kuo didesnė ir galingesnė sistema, tuo santykiniai kaštai yra mažesni. Didelės šilumos siurblių sistemos yra santykinai pigesnės ne tik dėl didelio našumo, bet ir dėl to, kad ši šilumos (dažnai kartu ir šaltio gamybos) sistema projektuojama ir statoma kartu su visu objektu, kuriam tiekiamas ir šiluma ir šaltis. Pavyzdžiui Stokhome įrengta, didžiausia pasaulyje šilumos siurblio jėgainė tiekianti ir šaltį ir šilumą. Tai stipriai sutrumpina atsipirkimo laikotarpį. Ji padengia 85% viso miesto šilumos poreikių. Jėgainės naudingo veikimo koeficientas siekia net 6,5.

Kaune yra keletas specifinių veiksnių, būdingų tik šiam šalies miestui, ir palankių šilumos siurblio jėgainės eksplotavimui. Beveik miesto teritorijoje turime didžiulį vandens telkinį – žemo potencialo šilumos šaltinį, kurio galia prilygsta maždaug 2000MW (iš vieno kvadratinio metro Marių dugno ploto galima gauti apie 30W geoterminės šilumos). Turime hidroelektrinę, kuri gamina pigią elektrą, kurią HES-ui tenka parduoti rinkos kaina. Naktį pagaminta šiluma parduodama vos už 32 eurus už megavatvalandę ir tai beveik tiek, kiek gauna biokuro šilumos gamintojai parduodami šilumą. Tai reiškia, kad net ir mažas šilumos siurblio transformacijos koeficientas, pavyzdžiui 2, perpus mažina šilumos kainą ir daro ją konkurencingą. Tuo tarpu transformacijos koeficientas gaunasi didesnis – 3,65. Kitas Kauno Marių šilumos siurblio išskirtinumas lyginant su kitomis jėgainėmis (pav. Pietų Kinijos jūros pakrantės miestuose, arba pvz Stokholmo) tas, kad atvėsintą vandenį mūsų atveju nereikia transportuoti keliasdešimt kilometrų gilyn į jūrą. Jose tam reikalingi galingi siurbliai ir magistralė, kuri sudaro didelę siurblio kainos dalį. Vanduo pats atiteka ir nuteka žemyn atlikęs darbą elektros hidroagregatuose. Tokiu būdu turime Kauno HES teritoriją, kurioje turime pigią elektros energiją (ypač naktį) ir atitekantį maždaug +1°C temperatūros vandenį, kurį ataušinę vos keliomis dešimtosiomis laipsnio, gauname pakankamai šilumos viso miesto šildymui.

Jėgainei reikalingas itin galingas šilumokaitis, panardintas Nemune, po HES, srovėje. Ši srovė labai koncentruota ir turbulentiška, galinti užtikrinti labai aukštą šilumos atidavimo

koeficientą ($5000-10000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$). Tačiau vanduo sukelia koroziją, todėl šilumokaitis (garintuvas) turi būti pagamintas iš antikorozinės medžiagos. Tai brangu. Kita problema – šilumokaičio ledėjimas šalčiausiais periodais, kai garintuvo apkrovimas maksimalus ir vandens temperatūra vos $+1^\circ\text{C}$. Nors skaičiavimai rodo, kad ledėjimas nesukelia avarijos pavojaus, nes ledas lengvai nutirpsta dienos metu, kai siurblys nedirba, tačiau jis padidina šilumokaičio hidraulinius pasipriešinimus vandeniui pratekėti. Dėl to sumažėja hidroelektrinės galia (iki 15 procentų). Šilumos varža dėl ledo sluoksnio padidėja. Kita vertus mainų efektyvumas dėl to net pagerėja, nes padidėja garintuvo išorinio paviršiaus plotas.

Kauno miestą galima laikyti dideliu šilumos vartotoju, nes čia yra pakankamai gerai išvystyta centralizuoto šildymo sistema. Tuo tarpu žemo potencialo šilumos šaltiniu galėtų būti žemė arba vanduo. Tačiau didelę galią išgauti iš žemės būtų sudėtinga, nes reikėtų daug ir gilių gręžinių. Paprasčiau yra kaip šilumos šaltinį panaudoti Kauno Marias. Šis vandens telkinys užima didelę teritoriją ir sukaupia didelį kiekį geoterminės šilumos. Vasaros metu Nemunas įtekėdamas į Kauno Marias įneša ir šilumos, taip pat vandenį pašildo ir saulė. Viso šiltojo sezono metu Kauno Marių dugnas pašyla, o žiemą, kai vandens paviršius būna užšalęs,

Nemunas įteka būdamas 0°C temperatūros, pratekėdamas per visas Marias jis pašyla nuo dugno ir išteka pro Kauno Hidroelektrinę būdamas pliusinės temperatūros. Čia yra labai patogi vieta geoterminiai šilumai iš vandens paimti. Šioje vietoje į vandenį pamerkus šilumokaitį, Nemuno vanduo jį apiplautų, atiduodamas šilumą. Taip būtų sutaupoma nemažai energijos, lyginant su kitokio tipo sistemomis, kur vanduo siurbliais imamas iš telkinių, pumpuojamas per šilumokaičius ir vamzdiniais grąžinamas atgal.

Šilumos surblio jėgainėje gaminti šilumą yra patrauklu, nes ji turi didelį naudingo veikimo koeficientą (NVK). Be to, netoli miesto yra Kauno marios, jų plotas didesnis nei 65 kvadratiniai kilometrai, o geoterminės energijos potencialas didesnis nei 2000 MW. Vandens temperatūra nenukrenta žemiau $+1^\circ\text{C}$, debitas pratekantis per Kauno Hidroelektrinės agregatus žiemos metu viršija $160\text{ m}^3/\text{s}$. Apie 670 MW žemo potencialo šilumos energijos galime išgauti ne šildymo sezono metu. Vidutinis šilumos poreikis Kaune yra apie 250 MW, bet jis mažėja dėl mažėjančio gyventojų skaičiaus, ir vis efektyvesnio šilumos panaudojimo.

Tokio masto ir svarbos objektai gali būti statomi tik visapusiškai įvertinus jų darbo galimybes ir teikiamą naudą. Tam pirmiausia reikia atlikti bendrą jėgainės termodinaminę analizę, taip bus patikrinta ar tokio tipo įrengimų kompleksas iš principo gali tinkamai funkcionuoti. Iš jėgainės schemos matyti, jog tokio tipo jėgainė yra itin sudėtinga termodinaminė sistema, kurios skaičiavimą labai apsunkins susipynę atskiri ciklai ir uždari kontūrai, bei daugumos atskirų mazgų darbo parametrų priklausomybė nuo visų kitų mazgų darbo parametrų.

Kadangi vandens temperatūra Nemune ties ištekėjimu iš Kauno Marių per didžiausius šalčius gali nukristi iki $+0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, o šaldymo agentas į šilumokaitį bus paduodamas žemesnės už nulį temperatūros, kyla grėsmė, kad garintuvo išorinio paviršiaus temperatūra gali nukristi žemiau $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ir tuomet šilumokaitis gali apšalti. Tuomet pablogėtų šilumos perdavimas, kristų šilumokaičio galia, sutriktų vandens tekėjimas. Norint to išvengti, reikia įvertinti ar tokiais sąlygomis įmanomas tokio tipo garintuvo darbas. Patikrinti kokių parametru šilumokaitis yra reikalingas, norint užtikrinti pakankamą šilumos nuvedimą iš vandens. Tačiau šiame šilumokaityje darbo agento srautas tekėdamas virs, o tekančio ir verdančio srauto šilumos atidavimo koeficientas nėra apskaičiuojamas taip paprastai kaip vienfaziam srautui.

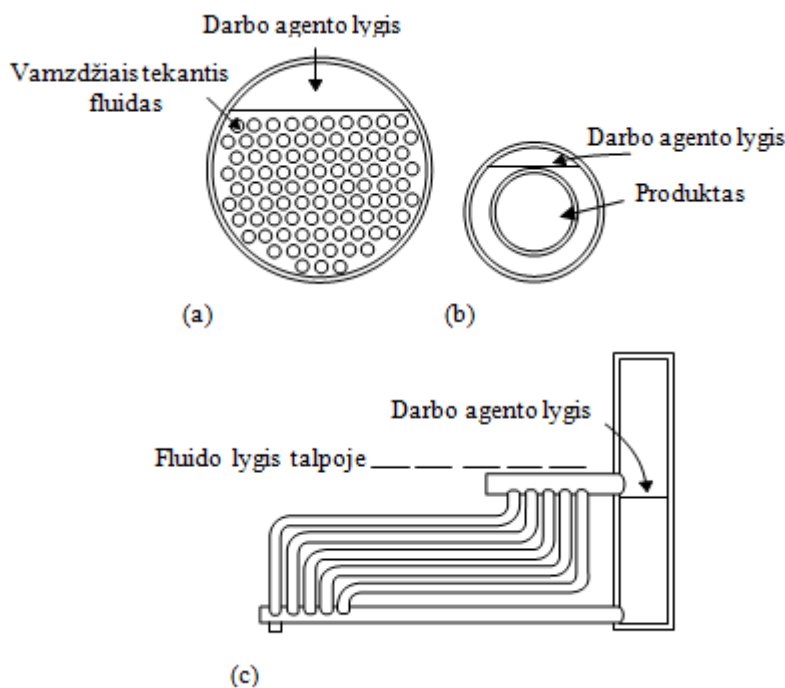
Verdančio srauto tekėjimo ir šilumos atidavimo tyrimai rodo, kad šilumos atidavimo koeficientas, srautui verdant priklauso nuo tekėjimo parametru, dvifazio srauto sausumo laipsnio, šilumos srauto ir t.t. Dėl šių priežasčių, tokio šilumokaičio skaičiavimas taip pat virsta pakankamai sudėtingu kompleksiniu uždaviniu.

2. GARINTUVŲ, SKIRTŲ ŽEMO POTENCIALO ŠILUMAI ABSORBUOTI APŽVALGA [13]

Tiriant galimybes panaudoti vandens telkinių žemo potencialo energiją, pirmiausiai reikia išnagrinėti tam skirtus garintuvus.

Užtvindomo tipo garintuvai

Užtvindomo tipo garintuvai (I pav.) yra sudaryti iš korpuso, kuriame gali būti patalpintas, priklausomai nuo garintuvo tipo, vienas ar daugiau vamzdelių. Pastarieji garintuvo korpuse užima didžiąją dalį jo tūrio ir yra talpinami apatinėje jo dalyje, viršuje paliekant pakankamai vietos kauptis garui. Korpusas yra užpildomas darbo agentu taip, kad jis užlietų visus vamzdelius, kuriuose teka aukštesnės temperatūros fluidas. Tokiu būdu darbo agentas yra garinamas šiltesnio fluido. Susidaręs garas kyla į korpuso viršų ir ten kaupiasi. Įvairūs nešvarumai, patekę į korpusą su darbo agentu, susikaupia korpuso dugne ir yra pašalinami drenažo vamzdžiu.

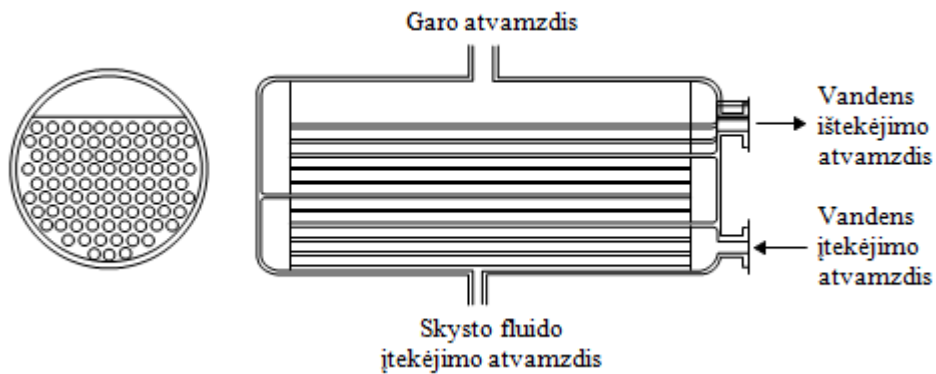


I. pav. užtvindomi garintuvai: (a) gaubtinis-vamzdinis, (b) gaubtinis, (c) kanalinis.

Gaubtinio - vamzdinio tipo garintuvuose vamzdžiais paprastai teka aukštesnės temperatūros fluidas. Šilumos siurblių atveju tai dažniausiai būtų iš aplinkos paimtas vanduo. Garintuvo korpusas maždaug $\frac{3}{4}$ užpildomas darbo agentu, o jo viršutinėje dalyje yra paliekama erdvė be vamzdelių, kad joje galėtų susikaupti garas. Dėl skysčio lašiukų, kurie yra pakeliami kartu su kylančiu garo srautu, papildomai yra naudojamos dar tokios priemonės kaip kolektoriai su daug išėjimų, skysčio gaudyklės ir reflektorinės pertvaros. Jos leidžia išvengti skysčio

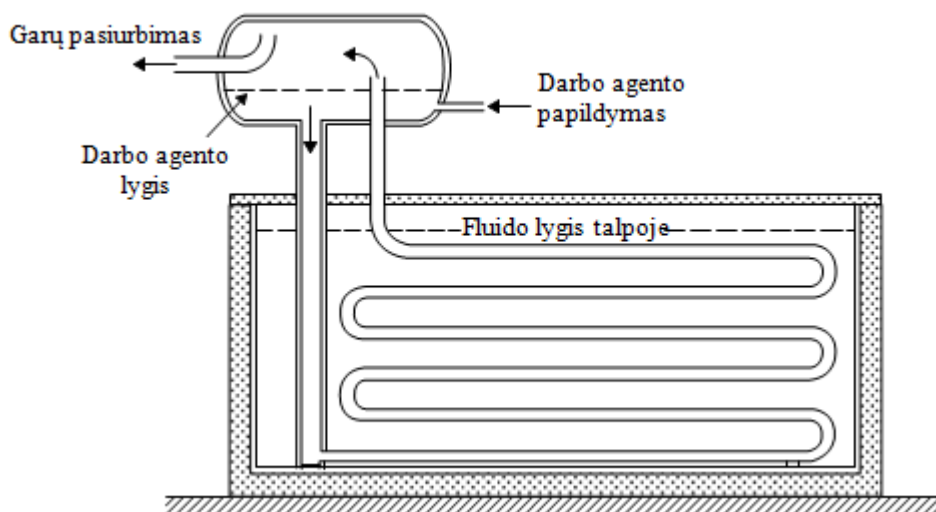
patekimo į garo pasiurbimo atvamzdį. Garo pasiurbimo greitis tokiame garintuve dažniausiai neviršija 3 m/s.

Gaubtinio - vamzdinio tipo garintuvo pjūvis pavaizduotas II pav. Fluido tekėjimo greitis garintuvo vamzdeliuose neturėtų būti mažesnis nei 1 m/s, kad būtų užtikrintas turbulentinis tekėjimas ir geresni šilumos mainai, o srauto išskaidymui į daug mažesnių srautų, garintuvo korpuso galuose naudojamos reflektorinės pertvaros.



II. pav. užtvindomas gaubtinis-vamzdinis garintuvas.

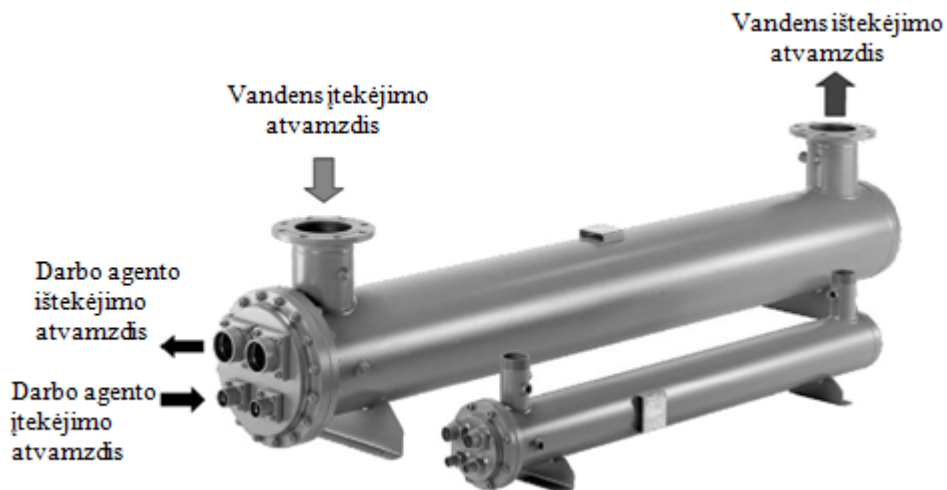
Dabar panagrinėkime atvejį, kai skysčiu aušinamame garintuve darbo agentas teka vamzdelių vidumi, o aukštesnės temperatūros fluidas apiplauna vamzdelius iš išorės. Toks garintuvas dažniausiai būna sudarytas iš gyvatuko formos vamzdelių, kurie patalpunami uždaramame arba atvirame rezervuare. Panardintas gyvatukas yra prijungiamas prie kombinuotos skysčio surinkimo talpos ir horizontalaus ar vertikalaus būgno formos garų siurbimo separatoriaus (III pav.). Paprastai šis junginys vadinamas tiesiog būgnu. Būgne skysčio lygis yra palaikomas naudojant išsiplėtimo vožtuvą, o natūrali cirkuliacija sukuriama burbulų, kurie susidaro ant vamzdelių paviršių ir kyla kartu su skystos fazės darbo agentu.



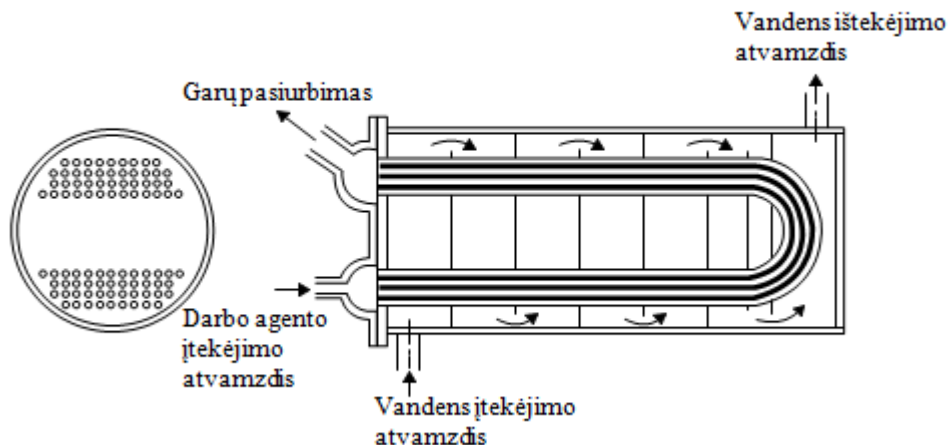
III. pav. užtvindyto rezervuaro garintuvas.

Tiesioginio plėtimosi tipo garintuvai

Tiesioginio plėtimosi garintuvų apžvalgą pradėkime nuo gaubtinio - vamzdinio tipo garintuvų. Siekiant palaikyti pastovų tekėjimo greitį, gaubtiniuose - vamzdinuose garintuvuose su tiesioginio plėtimosi cirkuliacija darbo agentas teka vamzdelių vidumi, o iš išorės juos apiplauna aukštesnės temperatūros fluidas. Galimi du tokio garintuvo variantai: kai darbo agentas įteka vienais vamzdeliais, o išteka grįžta kita vamzdelių linija, arba, kai darbo agentas garintuve teka vamzdelių gyvatuku (V pav.). Tuo tarpu šiltesnės temperatūros fluidas abejose konstrukcijose vamzdelius apteka vienodai. Geresnių šilumos mainų užtikrinimui reikia užtikrinti gerai išvystytą turbulentinį tekėjimą. Tam šiuose garintuvuose dažniausiai naudojamos pertvaros. Kitas variantas padidinti turbulenciją yra briaunuotų vamzdelių naudojimas.

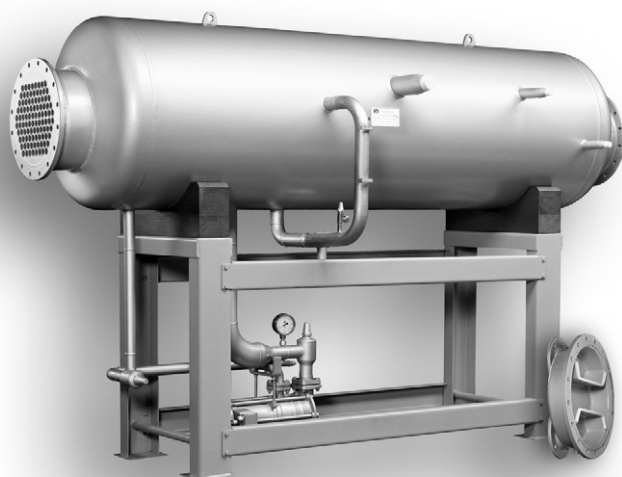


IV. pav. gaubtinis - vamzdinis tiesioginio plėtimosi garintuvas.



V. pav. gaubtinis garintuvas su gyvatuku.

Kitas tiesioginio plėtimosi garintuvų tipas yra garintuvai su aušinimo purkštukais (VI pav.). Šio tipo garintuvuose aukštesnės temperatūros fluidas su darbo agentu susikeičia vietomis, t.y. šiltesnis fluidas teka vamzdelių vidumi, o išpurkštas darbo agentas plona plėvele apiplauna vamzdelius iš išorės. Vamzdelių vidumi tekantis fluidas per vamzdžių sienelės perduoda savo šilumą DA plėvelei ir tokiu būdu ją išgarina. Garintuvo korpuso viduje skysto DA lašeliai atsiskiria nuo jo garo, tačiau, norint užtikrinti tinkamą garo atskyrimą nuo skysčio lašelių, prieš siurbimo jungtį DA garas yra droseliuojamas.



VI. pav. garintuvas su aušinimo purkštukais ir siurbliu.

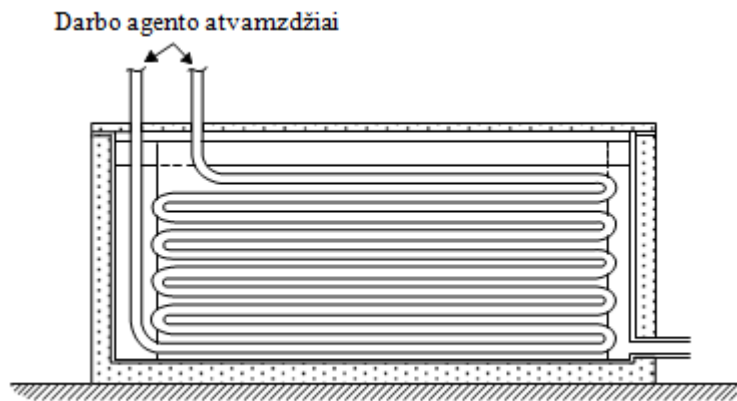
Tokia konstrukcija įgalina dirbti su daug mažesniu darbo agento apkrovimu, lyginant su standartiniu užtvindomu garintuvu. Pastarajame darbo agento naudojama tiek, kad visi vamzdeliai būtų jame panardinti, tuo tarpu naudojant purkštukus toks darbo agento kiekis nereikalingas. Jo reikia tik tiek, kad išpurškus būtų užtikrintas vamzdelių paviršiaus padengimas plona skysčio plėvele, o bendras skysčio lygis korpuse būtų žemiau apatinės vamzdelių eilės. Toks sprendimas padeda išvengti aušinamo fluideo užšalimo pavojaus.

Skysto DA perteklius yra surenkamas korpuso apačioje, o jo pakėlimui iki purkštukų naudojamas siurblys, kuris taip pat padeda užtikrinti pakankamą hidrostatinį slėgį.

Garinimo procesas sustoja, kai siurblys yra sustabdomas. Tokiu atveju nutraukiamas darbo agento išpurškimas, sustoja garavimas ir neleidžiama aušinančiam fluidui užšalti. Siurblio išjungimui naudojamas termostatas, kuris sumontuojamas aušinamo fluideo ištekėjimo angoje ir išjungia siurblį, kai pasiekama kritinė iš anksto nustatyta temperatūra. Dėl šios priežasties tirpalas gali būti atšaldytas iki temperatūros arti jo užšalimo taško, o temperatūros perkritis

siekti vos 2-3 °C. Kai toks garintuvas eksploatuojamas arti fluideo užšalimo temperatūros arba kai fluidas paskirstomas netolygiai, papildomai naudojami specialiai sukurti įdėklai, kurie vamzdelių paviršiuje užtikrina tolygų paskirstymą.

Panardinami į atvirą rezervuarą tiesioginio plėtimosi garintuvai su gyvatukais gali būti vientiso apytakos rato arba kelių lygiagrečių apytakos ratų (VII ir VIII pav.). Darbo agento tekėjimo greitis tokiuose gyvatukuose gali būti padidintas naudojant rezervuaro pertvaras ir specialios paskirties maišytuvus.

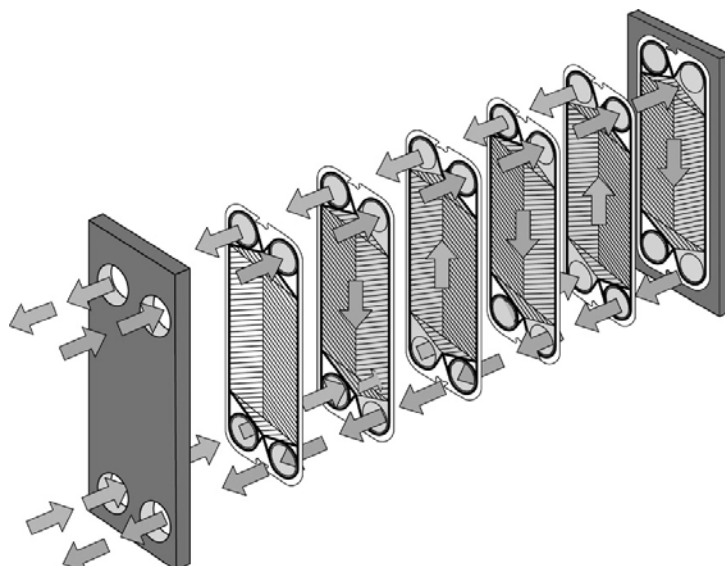


VII. pav. tiesioginio plėtimosi talpos garintuvas. Profilis.



VIII. pav. tiesioginio plėtimosi talpos garintuvas. Skerspjūvis.

Plokštelinio šilumokaičio garintuvai šiuo metu yra plačiausiai naudojami. Šio tipo garintuvas susideda iš kelių eglutės tipo gofruotų plokščių sumontuotų į vieną formą (IX pav.). Eglutės formos išpjovos yra išpjautos priešingomis kryptimis viena kitos atžvilgiu. Lituoti plokšteliniai garintuvai yra gaminami iš nerūdijančio plieno ir iš vienos pusės padengiami variu. Gamybos metu plokštės yra sujungiamos ir iš abiejų galų uždaromos galinių plokščių bei kaitinamos vakuomo sąlygomis. Kaitinimo metu varis išsilydo, o nustojus kaitinti vėl sukietėja ir taip užsandarina susijungimo vietas. Susiformuojama priešpriešinių srautų kanalų struktūra, atskirta tik plonu sluoksniu iš nerūdijančio plieno.



IX. pav. tiesioginio plėtimosi talpos garintuvas.

Darbo agento kiekis, reikalingas tokio tipo garintuvui, yra daugiau kaip 10 kartų mažesnis nei vamzdelinių garintuvų. Tai padeda palaikyti žemą darbo agento pripildymo lygį ir greitai reaguoti į energijos poreikio kitimus. Turbulencija, sukelta tokios kanalų struktūros, yra veiksnys, lemiantis didelį šilumos perdavimo koeficientą, kuris maždaug 3 - 4 kartus didesnis. Priešpriešinis srautas leidžia pasiekti temperatūrų skirtumą, artimą idealiam. Lituoti plokšteliniai garintuvai sukonstruoti taip, kad visi šaldomi kanalai būtų apsupti šiltesnio fluido kanalų taip, kad pastarųjų visada būtų vienu daugiau.

Jeigu sumažinamas kanalo aukštis arba padidinamas gofruotumo kampas, didėja slėgio perkritis ir gerėja šilumos mainai. Plokštelių pailginimas turi panašų poveikį. Todėl yra naudojamos įvairios plokščių konfigūracijos.

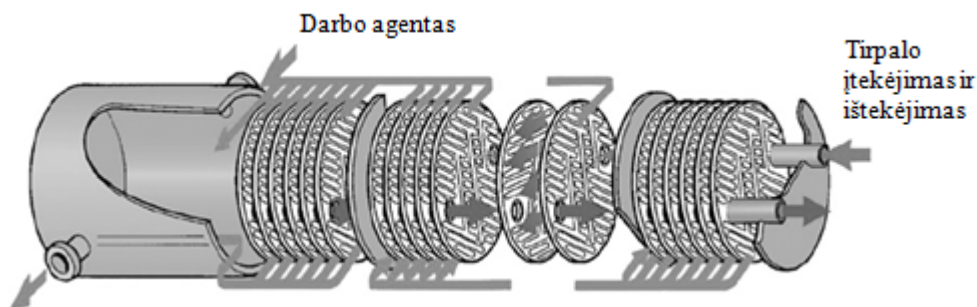


X. pav. tiesioginio plėtimosi talpos garintuvas.

Plokšteliuose garintuvuose turi būti užtikrintas pakankamas darbo agento garų greitis, kad kartu su savim jis sugebėtų pernešti tepalus, kurie lieka po išgarinimo. Tais atvejais, kai susidaro sąlygos, kurios mažina susimaišymą, tepalo plėvelės susiformavimas ant drėgno paviršiaus gali sumažinti šilumos mainus. Perkaitinimo dalyje šis efektas yra mažesnis, nes šioje dalyje yra žymus šilumos perdavimas ir greitis, kad perneštų tepalo lašelius.

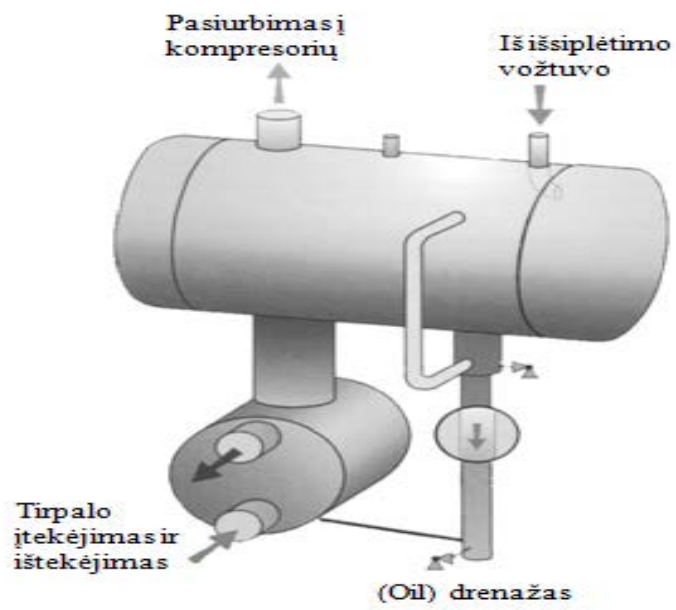
Kad darbo agentas patektų į visus kanalus vienodai, svarbu garantuoti gerą srauto padalijimą. Lituoti plokšteliniai garintuvai turėtų būti montuojami vertikaliai, su darbo agento įtekėjimu apačioje. Vamzdis tarp plėtimosi vožtuvo ir įtekėjimo atvamzdžio turėtų būti trumpas ir mažo diametro.

Kai kuriose konstrukcijose kaip pagalbiniė priemonė srauto padalijimui atlikti naudojami skirstytuvai. Blogas paskirstymas gali būti nepastovaus plėtimosi vožtuvo elgesio priežastimi bei mažinti garinimo slėgį. Elektroniniai plėtimosi vožtuvai, kurie užtikrina pastovų srautą, pavyzdžiui, kaip reguliuojamo purkštuko tipo, yra tinkami, bet dėl pernelyg mažos lituoto plokštelinio garintuvo talpos, pulsacinis vožtuvas gali sukelti nepriimtinius slėgio svyravimus.



XI. pav. plokštelinis-gaubtinis šilumokaitis.

Didesniuose įrenginiuose naudojami plokšteliniai-gaubtiniai garintuvai (XI pav). Šie garintuvai plačiausiai naudojami dirbti su amoniako ar anglies dioksido darbo agentais, gali būti laikomi užpildyti ir dirbti kartu su būgnu, į kurį skystis yra dozuojamas plūdinio išsiplėtimo vožtuvo (XII pav.).



XII. pav. plokštelinis - gaubtinis šilumokaitis su būgnu.

Nagrinėjamas garintuvas

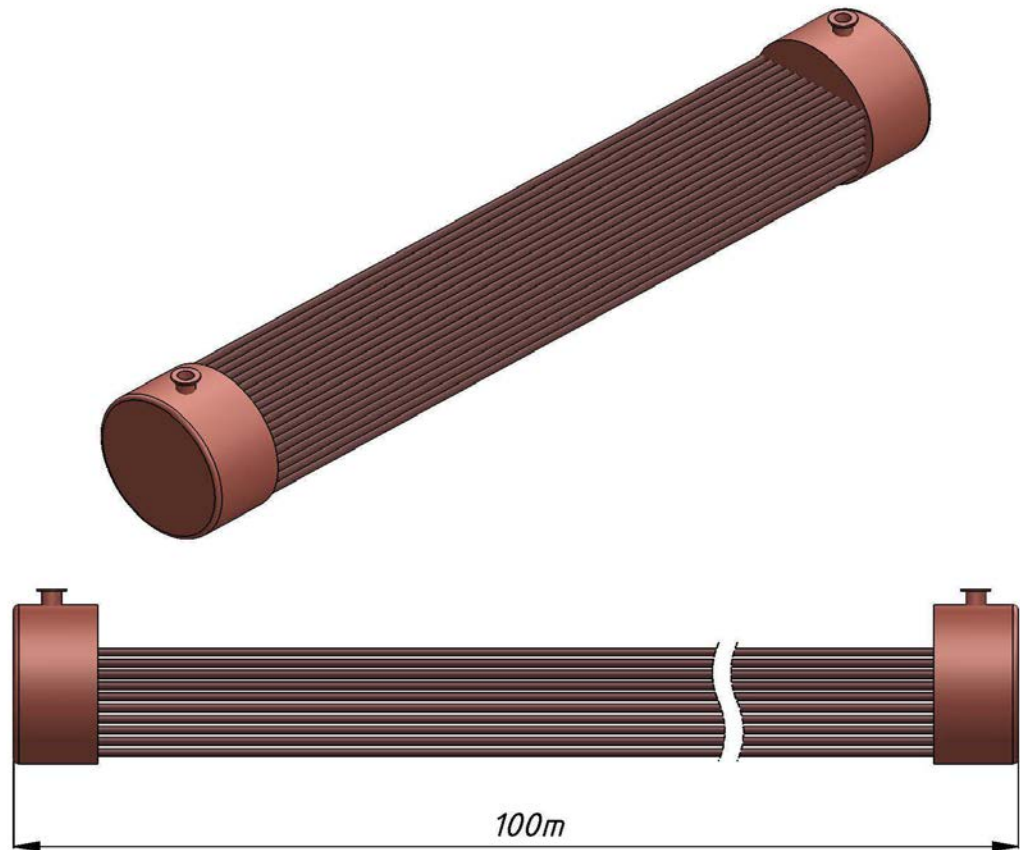
Šilumokaitis, būtų panardinamas (Nemuno tėkmėje), kurio ilgis maždaug 100 metrų, o skersmuo apie 2-2,5 m. Šilumos mainų plotas būtų sudarytas iš vamzdžių pluošto. Jo paviršius turėtų būti padengtas antikorozinė danga arba pagamintas iš korozijai atsparaus metalo. Šilumos mainų paviršiaus plotas sudarytų apie 50 tūkst. kv.m. Vamzdžių pluoštą turėtų sudaryti 4 - 6 tūkst. vamzdžių. Analogiško šilumokaičio fragmentas ir pjūvis parodyti (XII) pav. Vamzdžių pluoštas gali būti išdėstomas šachmatiniu, arba koridoriniu būdu (XIII), (XIV) pav. Dvifazis, verdantis freono R134A srautas tekėtų vamzdžių pluošto viduje. Šilumos mainai vyktų su visu Nemuno upės debitu, skersai apiplaunančiu šilumokaitį.

Žiemą šilumokaičio darbu didelės reikšmės turėtų jo apledėjimas. Tokiu atveju, stipriai sumažėtų šilumos mainai, jėgainės NVK taptų kritiškai žemu, kiltų kitų neigiamų padarinių. Lietuvos upės, įskaitant Nemuną iki Kauno Marių ir žemiau Kauno, neša praktiškai nulinės temperatūros vandenį. Tai konvekcinių mainų rezultatas. Tačiau telkiniuose, taip pat ir Kauno Mariose, vanduo beveik nejuda ir sluoksniuojasi. Konvekcijos vertikalia kryptimi beveik nėra, todėl gilesniuose sluoksniuose turime vandens temperatūrą, aukštesnę už 0°C. Būtent iš giliųjų sluoksnių vanduo patenka į Kauno HES hidroagregatus, kurie sukasi apie vertikalias ašis. 2010 ir 2011-ųjų metų vasario mėnesio eksperimentiniai matavimai patvirtina Kauno Marių šilumos balanso skaičiavimus, kad net šaltą žiemą marių gilumoje yra mažiausiai vieno laipsnio temperatūros vanduo. Tokią temperatūrą sąlygoja keletas faktorių, kurių pagrindinis geoterminė energija iš grunto gelmių, kurios galingumas virš 1300MW. Taigi iškart už HES-o turime pakankamai saugios nuo užšalimo temperatūros vandens šilumos šaltinį. Iš kitos pusės šis šaltinis yra saugus su sąlyga, visas Nemuno debitas dalyvauja šilumos mainuose. Žiemą debitas yra mažesnis už vidutinį daugiametį (293 m³/s) ir gali nukristi iki 150 m³/s. Tačiau ir tokio debito pakanka, kad galėtume pasigaminti reikiamą Kaunui šilumos kiekį ir neatšaldyti vandens daugiau kaip pusę laipsnio.

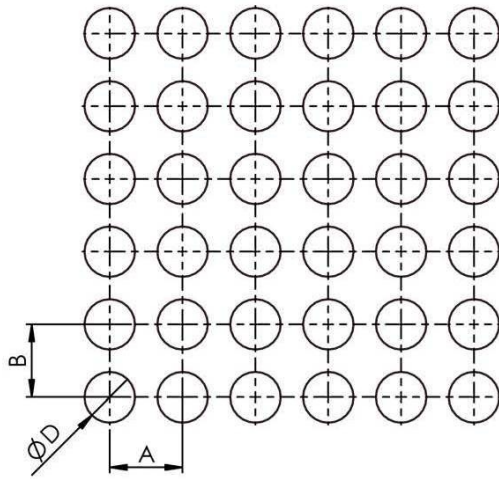
Stebėjimai rodo, kad šalčiausiu metų periodu, ištekančio iš Nemuno vandens temperatūra sieks 1°C, o pratekėjęs pro šilumokaitį šis srautas atšals iki 0,88°C. Ši temperatūra užtikrina, kad šilumokaitis nepasidengs ledo sluoksniu. Jei stipriai pasikeistų klimatinės sąlygos, ir vanduo tekantis iš Kauno HES agregatų taptų šaltesnis, tai neužtikrinų šilumokaičio apledėjimo dėl didelio debito, ir išaugančio vandens srauto greičio, jam patekus į šilumokaitį,

Daug lėšų kainuotų tokio šilumokaičio sumontavimas skersai Nemuno. Iš abiejų upės pusių reiktų pastatyti betonines dambas sukuriant 1 - 2 metrų slenksčius upės pakrantėse, galbūt tektų įrengti papildomas laikančias konstrukcijas.

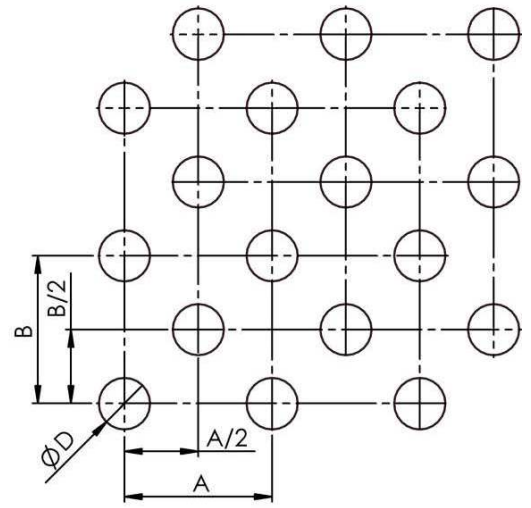
Šio šilumokaičio privalumai būtų gana svarūs. Jam nereikėtų cirkuliacinių siurblių, kas sutaupytų daug energijos ir darytų jėgainę efektyvesnę bei pigesnę. Šiuolaikinėms šilumos siurblių sistemoms, dirbančioms su vandeniu, reikia 42-48W cirkuliacinio siurblio galingumo vienam kilovatui šilumos. Taigi sutaupytume apie 12MW elektros galios, kas padidintų jėgainės efektyvumą beveik 5%. Sumažėtų kapitaliniai įdėjimai - nereikėtų pirkti nei siurblių nei variklių. Dar vienas privalumas – beveik izoterminis šilumos mainų procesas.



XIII. pav. nagrinėjamas garintuvas.



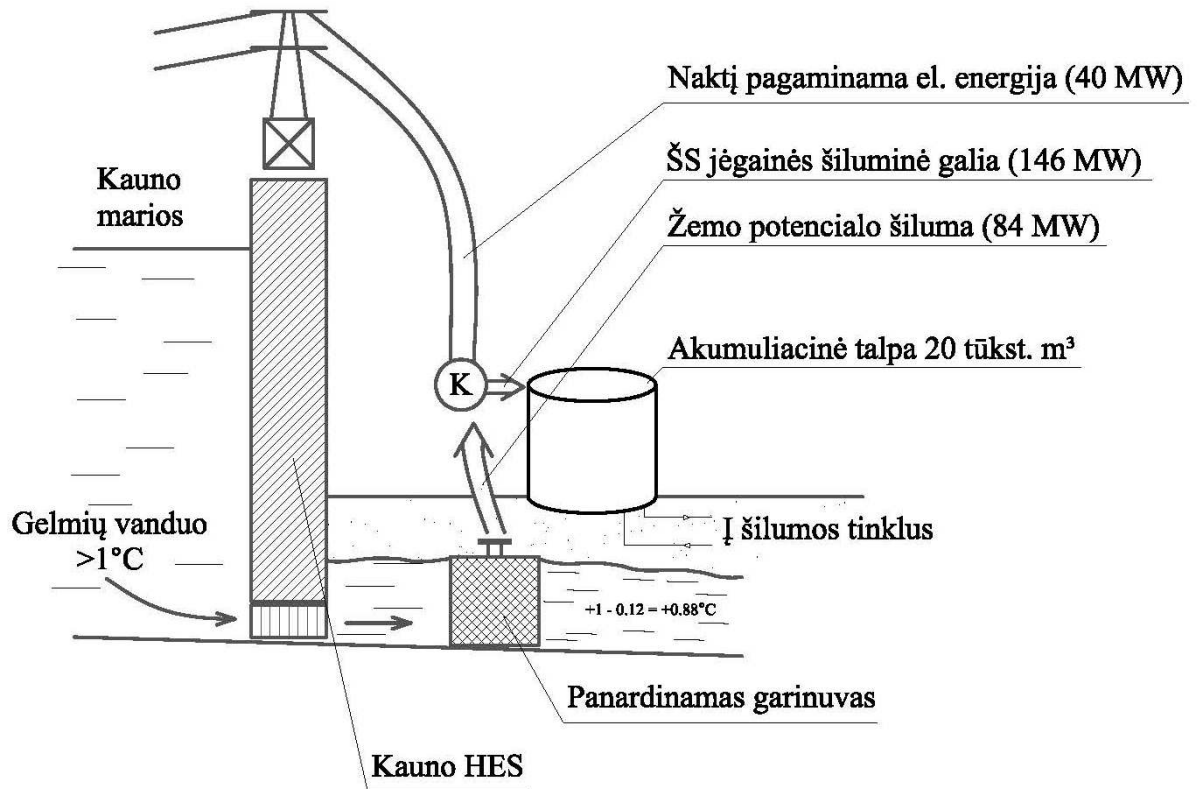
XIV. pav. koridorinis vamzdžių išdėstymo būdas.



XV. pav. šachmatinis vamzdžių išdėstymo būdas.

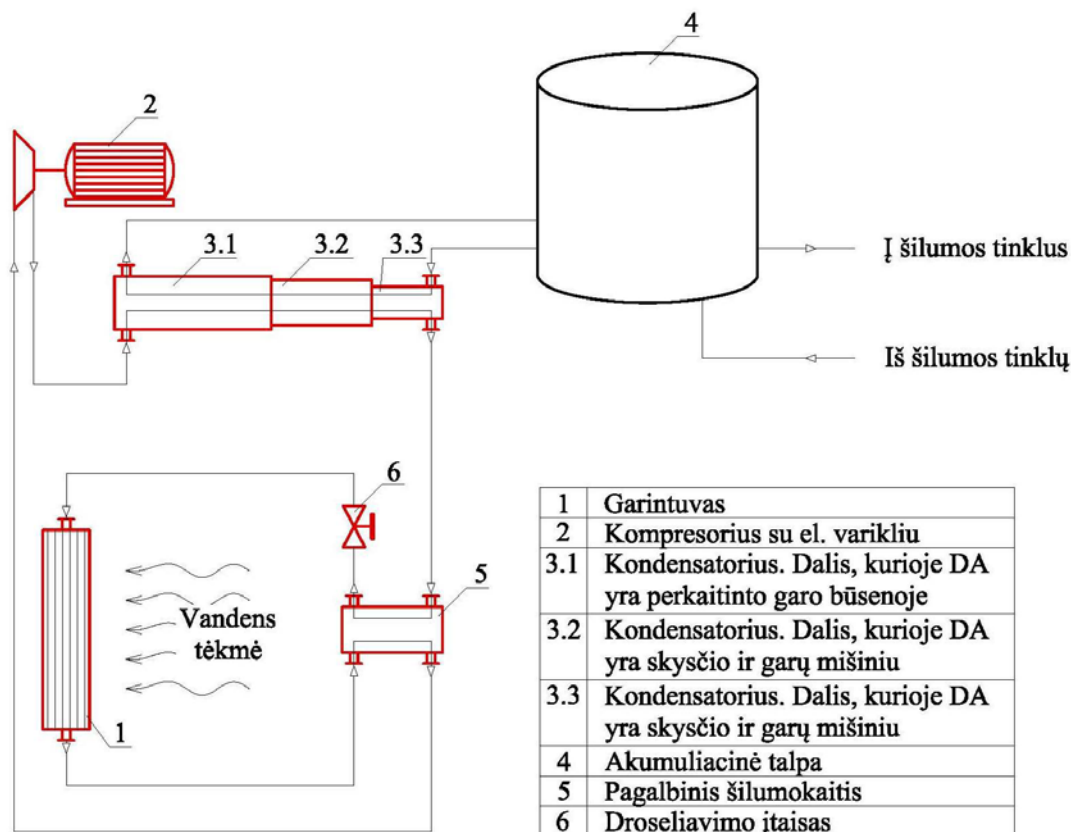
3. ŠILUMOS SIURBLIO JĖGAINĖS SPECIFIKA, STRUKTŪRA IR VEIKIMO PRINCIPAS

Jėgainės schema su garantuotu orientavimu Kano HES atžvilgiu pavaizduota (XVI) pav.



XVI. pav. jėgainės schema.

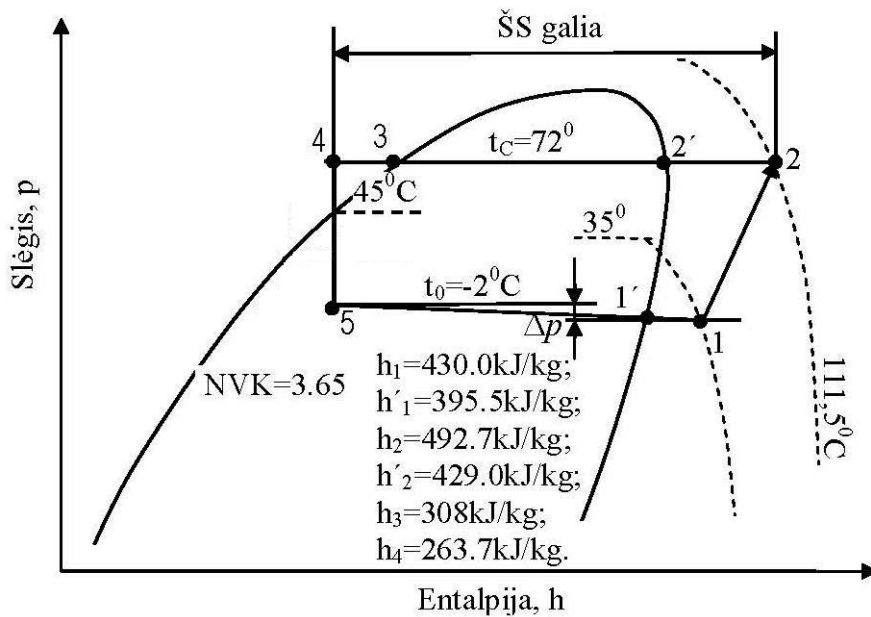
Funkcinė šilumos siurblio jėgainės schema pavaizduota (XVII) pav.



XVII. pav. funkcinė schema.

Pagrindinės jėgainės dalys:

1. Užtvindomas garintuvas, kuris bus prie Kauno HES, per jį pratekės visas Nemuno vandens debitas
2. Papildomas garintuvas, skirtas pašildyti DA srautui, esančiam tarp garintuvo upėje ir kompresoriaus;
3. Kompresorius su elektriniu varikliu, kuris yra varomas pertekline, naktiniu tarifu parduodama elektros energija;
4. Šilumokaitis, skirtas iš DA perduoti šilumą į akumuliacinę talpą;
5. Akumuliacinė talpa, šiluma bus akumuliuojama termofikaciniame vandenyje, ji bus prijungta prie Kauno šilumos tinklų padalinio Petrašiūnuose.



XVIII. pav. jėgainės veikimo ciklas P-h diagramoje

Procesai:

- 5-1' – DA virimas panardinamame garintuve;
- 1'-1 – DA suteikiamas šilumos kiekis papildomame šilumokaityje;
- 1-2 – DA suslegiamas kompresoriuje;
- 2-2' – DA šilumos atidavimo procesas, perkaitinto garo būsenoje;
- 3-2 - DA šilumos atidavimo procesas, skysčio ir garo mišinio būsenoje;
- 3-4 - DA šilumos atidavimo procesas, skystoje būsenoje;
- 4-5 – DA droseliavimas.

Veikimo principas – jėgainės garintuvą apiplaus pro Kauno Hidroelektrinės agregatus pratekėjęs vanduo, jame virs darbo agentu naudojamas freonas R134a, vyks šilumos mainai. Garu pavirtęs darbo agentas pateks į pagalbinį šilumokaitį, jame bus suteikiamas papildomas šilumos kiekis. Tada srautas keliaus iki kompresoriaus, ten bus suslėgtas, išaugs jo termodinaminis potencialas, dėl suteikto energijos kiekio darbo agentas pereis į perkaitintų garų fazinę būseną.

Toliau darbo agentas pateks į aukšto slėgio šilumokaitį, kuriame vyks šilumos mainai tarp jo, ir akumuliacinės talpos termofikacinio vandens. Darbo agentas keis savo fazines būsenas iš perkaitinto garo į garo ir skysčio mišinio, iš jo į skystą būseną. Talpoje esantis termofikatas sušils iki 85°C. Akumuliacinė talpa bus sujungta su AB „Kauno energija“ šilumos padaliniu Petrašiūnų seniūnijoje. Šiai jungčiai reikės naujos, beveik 2 km šiluminės trasos.

Jėgainė dirbs naktį. Kompresorius variklis naudos perteklinę, ne pikinio vartojimo metu pagaminamą elektros energiją, kur yra parduodama mažesne nei dienos metu kaina.

Kompresorius sunaudos apie 40MW elektros energijos, o jėgainės šiluminis potencialas sieks apie 146MW energijos. Jėgainės NVK bus apie 3.65. Energija bus akumuliuojama talpoje su termofikaciniu vandeniu, kurios tūris apie 20 tūkst. m³, joje esančio vandens temperatūra šildymo sezono metu sieks 85C.

Kitas galimas jėgainės variantas [20]. Šilumos siurblio jėgainės su kombinuoto ciklo dujų turbina Principinė šilumos siurblio jėgainės schema pavaizduota pav. Schemoje matyti, kad jėgainėje yra trys pagrindiniai ciklai. Oro-degimo produktų cikle oras įsiurbiamas iš lauko ir pašildomas kondensaciniame šilumokaityje, aušindamas ir kondensuodamas į aplinką išmetamus degimo produktus. Po to oras keliauja į turbokompresoriaus pirmą pakopą, kur yra suslegiamas. Kadangi suslėgus pakyla oro temperatūra, oras ataušinamas tarpiniame šilumokaityje, o šiluma perduodama darbo agento garams šildyti prieš kompresorių. Iš tarpinio šilumokaičio, oras keliauja į antrą turbokompresoriaus pakopą, kur yra suslegiamas iki dujų turbina reikalingo slėgio. Suslėgtas oras parenka į pirmą degimo kamerą, kurioje dega gamtinės dujos. Gamtinės dujos deginamos su dideliu oro pertekliumi, siekiant sumažinti degimo temperatūrą, kad būtų išvengta NO_x susidarymo ir kad būtų gauta dujų turbina darbai reikalinga temperatūra. Karšti dūmai iš degimo kameros keliauja sukti dujų turbina. Po dujų turbina, atidurbę degimo produktai patenka į antrą degimo kamerą, kur yra papildomai pašildomi deginant gamtines dujas. Tuomet šios įkaitusios dujos keliauja pro garo generatorių, kur išgarina vandenį ir perkaitina vandens garus. Po garo generatoriaus degimo produktai dalį šilumos atiduoda darbo agentui ir galiausiai kiek įmanoma šilumos dar nuvedama kondensaciniame šilumokaityje iš lauko imamo oro pašildymui.

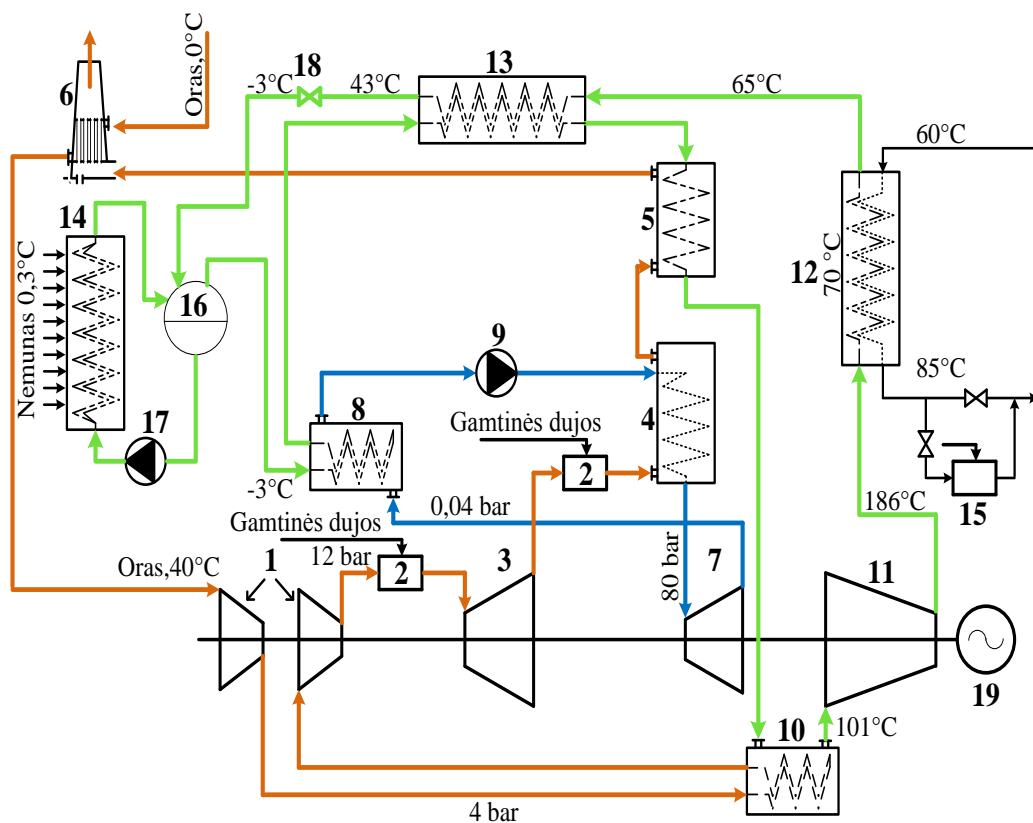
Garų turbina cikle perkaitintas garas iš garo generatoriaus keliauja sukti garų turbina. Po garų turbina, atidurbęs garas eina į garo kondensatorių ir kondensuojasi atiduodamas šilumą darbo agento garams. Sukondensuotas vanduo siurbliu tiekiamas atgal į garo generatorių.

Šilumos siurblio cikle, darbo agentas R134a kompresoriumi suslegiamas iki slėgio, kuriame kondensuojasi esant 75°C temperatūrai. Tuomet darbo agento garai patenka į termofikacinį vandenį šildantį šilumokaitį, kur aušdamas agentas kondensuojasi ir yra peraušinamas. Po termofikacinio vandens šilumokaičio susikondensavęs darbo agentas patenka į šilumokaitį kuriame yra dar labiau peraušinamas to paties agento žemo slėgio garais. Po peraušinimo darbo agentas išplečiamas iki slėgio, kuriame verda esant minusinei temperatūrai. Išplėtimo metu dalis darbo agento išverda ir šis garų ir skysčio mišinys keliauja į skysčio skirtuvą, skirtuve skystis nusėda ant dugno ir iš čia yra paimamas siurbliu ir pumpuojamas į garintuvą panardintą Nemune. Garintuve agentas verda, paimdamas iš vandens geoterminę šilumą, surinktą iš Kauno marių dugno. Darbo agento skysčio ir garų mišinys iš garintuvo patenka atgal į skysčio skirtuvą, kuriame skystis nusėda ant dugno, pakartotiniam pumpavimui

į garintuvą, o garas toliau tiekiamas į vandens garo kondensatorių, kur surenka vandens garo kondensacijos šilumą. Iš vandens garo kondensatoriaus, agento garai peraušina agento skystį prieš išplėtimą. Po to agento garai surenka dalį atlikinės šilumos iš degimo produktų ir aušina orą prieš antrą oro suslėgimo pakopą.

Tokia jėgainės schema leidžia efektyviai panaudoti gamtinių dujų kuro energiją kompresoriaus sukimo darbui gauti, taip pat naudingai panaudojama turbinos likutinė šiluma, bei dalis šilumos paimama iš upės vandens ir visų šių šaltinių energija galiausiai atiduodama termofikaciniam vandeniui šildyti.

Galima rasti pasaulyje pavyzdžių, kur šilumos siurblio kompresorius yra sukamas šiluminiu varikliu. Bet šilumos siurblyje naudoti kombinuoto ciklo turbiną taip pat yra nauja idėja.



XIX. pav. šilumos siurblio jėgainės su kombinuoto ciklo dujų turbina principinė schema.

1 – dviejų pakopų oro turbokompresorius, 2 – gamtinių dujų degimo kameros, 3 – dujų turbina, 4 – garo generatorius, 5 – darbo agento/degimo produktų šilumokaitis, 6 – oro/degimo produktų šilumokaitis, 7 – garo turbina, 8 – garo kondensatorius, 9 – vandens siurblys, 10 - oro tarpinio aušinimo šilumokaitis, 11 – darbo agento kompresorius, 12 – termofikacinio vandens šilumokaitis 13 – vidinis darbo agento skysčio/garų šilumokaitis, 14 – šilumokaitis Nemune, 15 – rezervinis vandens šildytuvas, 16 – darbo agento skysčio – dujų skirtuvas, 17 – darbo

agento skysčio siurblys, 18 – agento droseliavimo įrenginys, 19 – elektros generatorius/apkrova.

Termodinaminio, ekonominio ir ekologinio jėgainės vertinimo principai ir metodai

Kaip matyti iš anksčiau pateiktos principinės jėgainės schemos (XIX pav.), jėgainėje yra trys ciklai, kurie visi susiję tarpusavyje, Tai reiškia, kad kiekvieno elemento veikimas daro įtaką kitiems elementams ir atvirkščiai. Tokio įrenginių komplekso skaičiavimas dėl parametru tarpusavio priklausomybių tampa sudėtingu uždaviniu, kuris gali būti sprendžiamas tik iteraciniais metodais.

Principinė tarp elektrinės mazgų esančių energijos srautų skaičiavimų schema

Reikalingus jėgainės termodinaminius parametrus galima rasti iteraciniais skaičiavimais, panaudojant Grafų metodą. Siekiant supaprastinti patį modelį ir palengvinti skaičiavimus, jėgainės schemos elementai apjungiami į stambesnes grupes (skaičiavimo mazgus). Schemos elementai skaičiavimams jungiami į mazgus remiantis šiais principais:

Šaldymo agento kompresorius (XIX pav. nr. 11) yra vienas iš esminių ir tiesiogiai jėgainės parametrus veikiančių įrenginių. Jis negali būti apjungiamas su kitais prietaisais ir turi būti skaičiuojamas atskirai. Pagrindiniai šio elemento parametrai yra kompresoriaus sukimo darbas, kuris yra perduodamas darbo agentui, pakeliant jo slėgį ir temperatūrą, ir kuris priklauso nuo agento slėgio ir temperatūros prieš kompresorių, ir reikalingo agento slėgio už jo.

Termofikacinį vandenį šildantis šilumokaitis – kondensatorius (XIX pav. nr. 12) aušina ir kondensuoja darbo agento garus ir jo pagalba jėgainės pagaminta šiluminė energija perduodama termofikaciniam vandeniui šildyti. Šis šilumokaitis taip pat skaičiuojamas atskirai.

Nemune pamerktas šilumokaitis – garintuvas (XIX pav. nr. 14), skaičiavimams yra sujungiamas į vieną mazgą su skysčio skirtuvu (XIX pav. nr. 16) ir kita šilumokaičio darbui būtina įranga. Priimama, kad į šį mazgą atiteka droseliuotas darbo agento skysčio ir dujų mišinys, šiame mazge visas mišinys išverda paimdamas šilumą iš Nemuno vandens, ir iš šio mazgo išteka tik sotus sausas garas.

Vidinis šilumos siurblio ciklo šilumokaitis, skaičiavimams sujungiamas su droseliavimo įrenginiu ir priimama, kad į šį mazgą atitekėjęs skystas darbo agentas iš vienos pusės yra atšaldomas, t.y. papildomai peraušinamas, atiduodamas dalį savo turimos šilumos, ir po to yra išplečiamas iki reikiamo slėgio, taip išgarindamas dalį savo srauto kiekio, o iš kitos pusės, įėję to paties agento žemesnės temperatūros garai yra papildomai perkaitinami, paimdami skysčio atiduotą šilumą. Čia reikia pastebėti, jog šiame taške agento garų temperatūra nebus tiksliai

žinoma, nes po garintuvo garai dar pašils garo turbinos kondensatoriuje kondensuodami vandenį. Tačiau, kadangi garo turbinos galia sudarys tik dalį visos iš kuro gaunamos energijos, garas šiame turbinos kondensatoriuje pašils nedaug. Todėl priimama, kad šaldymo agento skysčio - garų šilumokaityje bus pakankamai didelis temperatūrų skirtumas šilumos mainams vykti, o skysčio atiduotas ir garų paimtas šilumos kiekis įvertinamas kaip tam tikras, nekintantis ir abiem fluidams vienodas (nes masės srautai lygūs) entalpijų skirtumas.

Visa sistema dirba be šilumos nuostolių į aplinką. Dėl įrengto dūmų rekuperatoriaus, yra daroma prielaida, jog visa šiluma gauta deginant gamtines dujas ir apskaičiuota pagal apatinį gamtinių dujų šilumingumą yra panaudojama naudingai kompresoriui sukuti, arba darbo agentui šildyti, o likusi šilumos dalis paimama dūmų rekuperatoriumi ir gražinama atgal į sistemą.

Jėgainės darbo sąlygos nekinta ir sistema dirba nusistovėjusiame režime. Kombinuoto ciklo dujų turbinos, kompresoriaus ir šilumokaičių pagrindiniai parametrai yra nekintantys ir žinomi. Kadangi kombinuoto ciklo dujų turbinos pagrindinis tikslas yra sukuti darbo agento kompresorių (tiekti naudingą darbą), o likutinė šiluma bus surenkama darbo agento cikle, galima visus turbinai priklausančius agregatus, įskaitant rekuperatorių (ekonomaizerį), dviejų pakopų oro turbokompresorių, degimo kameras, dujų turbiną, garo turbinos ciklui priklausančius įrenginius, suslėgto oro ir degimo produktų šilumokaičius, pažymėti kaip vieną mazgą. Šis mazgas tiekia reikiamą darbo kiekį agento kompresoriui sukuti, o su atlikusia šiluma šildo darbo agento garus prieš kompresorių, o energiją tam gauna naudodamas gamtines dujas. Šiuo atveju net tiksli šilumokaičių išdėstymo eilės tvarka skaičiavimams įtakos neturės, išlaikant sąlygą, jog šaldymo agento temperatūra prieš vidinį agento ciklo šilumokaitį bus pakankamai žema, šilumos mainams šiame šilumokaityje vykti. Tokiu būdu bus galima išvengti daugybės papildomų skaičiavimų, vertinant kiekvieno papildomo įrenginio darbą atskirai.

4. NAGRINĖJAMO SRAUTO PARAMETRAI

Dvifazio srauto tekėjimo režimai

Skysčio virimas ir jo modeliavimas yra sudėtingas procesas, o kai tai vyksta esant priverstiniam srauto tekėjimui horizontaliame kanale, šilumos mainus pasidaro dar sudėtingiau aprašyti. Horizontaliame kanale dėl gravitacijos jėgos įtakos dvifazis srautas sluoksniuojasi, dėl šlyties jėgų maišosi, didėjant dujinės fazės kiekiui kyla srauto greitis, dėl to intensyvėja šilumos mainai dėl konvekcijos, o kadangi nuvedama nuo sienelės šiluma naudojama tik skysčiui garinti, intensyvėja ir virimas. Jeigu srautas sluoksniuojasi arba jo garingumas yra labai didelis, kanalo sienelės gali nudžiūti ir šilumos atidavimo koeficientas gali staigiai kristi. Norint kuo tiksliau aprašyti šilumos mainus, reikia žinoti ir srauto tekėjimo režimą, nes nuo to priklauso kai kurios srauto savybės.

Tekėjimo režimai horizontaliame kanale atitinka vertikalaus kanalo tekėjimo režimus. Skirtumas tik tas, kad dėl gravitacijos jėgų srautas sluoksniuojasi, apatinėje kanalo dalyje būna didesnė dalis skysčio, o viršutinėje – dujų. Pagrindiniai tekėjimo režimai pavaizduoti XX pav.

Burbulinis tekėjimas. Dujų burbuliukai pasiskirstę skystyje. Esant dideliems tekėjimo greičiams, dominuoja šlyties jėgos ir burbuliukai būna pasiskirstę tolygiai visame skerspjuvyje. Esant mažesniems tekėjimo greičiams pasireiškia gravitacijos jėgų įtaka ir viršutinėje kanalo dalyje burbuliukų koncentracija būna didesnė.

Kamštinis tekėjimas. Didėjant dujų kiekiui sraute ir esant dar nedideliems greičiams, dalis burbuliukų susijungia į didesnius, pailgus burbulus. Tarp jų esančiame skystyje dažnai būna mažesnių, dar nesusijungusių į didesnius dujų burbuliukų. Burbulų skersmuo yra mažesnis už kanalo skersmenį, taigi po burbulais yra nenutrūkstantis skysčio srautas.

Sluoksniuotas tekėjimas. Esant mažiems tekėjimo greičiams, dujų ir skysčio fazės atsiskiria. Apatinėje kanalo dalyje teka skystis, o viršutinė kanalo dalis, kur teka dujos, yra nedrėkinama.

Banguotas tekėjimas. Kanale didėjant dujų greičiui, skysčio paviršiuje ima formotis bangos, sklindančios tekėjimo kryptimi. Bangų dydis priklauso nuo abiejų fazių greičių skirtumo. Sklindančios bangos drėkina kanalo sienes.

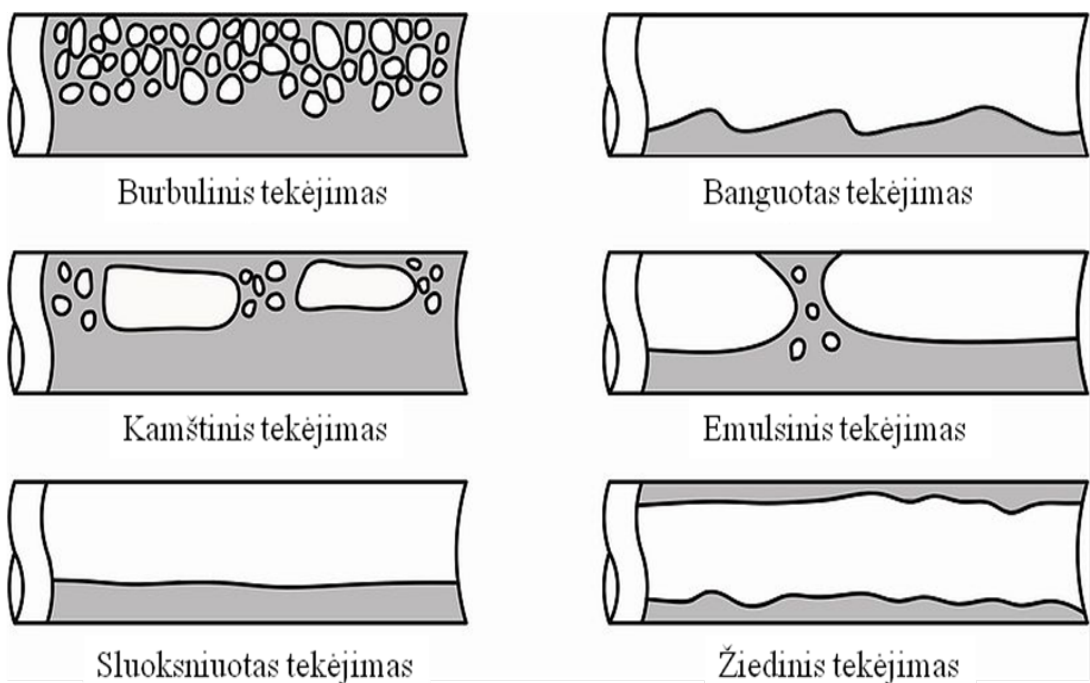
Emulsinis tekėjimas. Toliau didėjant dujų greičiui, kai kurios bangos padidėja iki tiek, kad užpildo visą kanalo skerspjuvį, drėkina visą kanalo paviršių, būna draskomos ir taškomos.

Žiedinis tekėjimas. Esant dar didesniems srauto greičiams, skystis suformuoja žiedą aplink kanalo perimetrą, o centrine kanalo dalimi teka dujos su smulkiais skysčio lašeliais. Apatinėje kanalo dalyje dėl gravitacijos skysčio plėvelė yra storesnė, todėl viršutinė kanalo dalis gali nudžiūti pirma. Kaip ir vertikaliame tekėjime, esant labai dideliems tekėjimo greičiams ir

mažam skysčio kiekiui, visas skystis atplėšiamas nuo sienelių ir teka kartu su dujomis rūko pavidalu.

Tipinis tekėjimo režimų pasiskirstymas išilgai horizontalaus kanalo srautui verdant pavaizduotas XX pav. Kondensacijos atveju tekėjimo režimai yra panašūs, tačiau tuomet visa sienelė būna padengta kondensato plėvele. Siekiant išvengti vamzdžio nusausėjimo, naudojami grafikai, kuriais galima numatyti kada kanalo viršus nudžiūsta kai srautas verda esant žiediniam tekėjimui. XX pav. pavaizduotas vienas iš grafikų, naudojamų nustatyti tekėjimo režimą srautui verdant horizontaliame kanale.

Norint, kad šilumokaityje nebūtų dideli slėgio nuostoliai, pageidautinas kuo mažesnis srauto greitis vamzdeliuose, tuo pačiu ir išlaikant nedidelį masės srauto tankį.



XX. pav. pagrindiniai dvifazio srauto tekėjimo režimai horizontaliame kanale.

Šilumos mainų iš verdančio ir tekančio agento pusės

Priverstinis verdančio darbo agento tekėjimas vamzdžiuose ar uždaruose kanaluose padidina šilumos mainus, nes skysčio plėvelė ne tik verda ir garuoja, bet ir teka. Priverstinė konvekcija pagreitina garų burbuliukų atitrūkimą nuo sienelės. Taip jų vietoje greičiau susidaro nauji burbuliukai, kurie tekančio srauto vėl nutraukiami nuo vamzdžio sienelės.

Šilumos mainai šiuo atveju yra vieni sudėtingiausių. Tai ne vien dvifazio srauto šilumos mainai, bet dar ir judančio srauto, kurio greitis nuolat kinta. Mažėjant skysčio dedamajai ir didėjant garų tūriui, jų greitis greitai didėja ir tuo pačiu greičiau velka skysčio plėvelę. Kita vertus, plonėjant skysčio plėvelei, ji vis labiau priešinasi vilkimo efektui dėl santykinai didesnio klampio. Juk plonėjant plėvelei greičio gradientas didėja ne tiek dėl garų greičio, kiek dėl to, kad plėvelė darosi plonesnė.

Be to, mainams įtakos daro hidraulinių nuostolių poveikis. Šis poveikis itin svarbus, kai padidėja garų dedamoji, o skysčio sumažėja. Tuomet garų greitis išauga ir greitai didina hidraulinius nuostolius, nes nuostoliai dėl trinties vamzdyje yra tiesiog proporcingi greičio kvadratui. Vadinasi, garintuvo vijos viduryje, kur garų padaugėja du kartus, trinties nuostoliai išauga 4 kartus.

Visus šiuos ir dar kai kuriuos kitus faktorius padeda įvertinti kriterinės lygtys, sudarytos eksperimentinių tyrimų pagrindu. Kai kuriuose didesniuose šilumos ir masės mainų veikaluose šios lygtys yra apibendrintos, pateikiamos sąlygos, kurioms esant galima vieną ar kitą jų naudoti, pateikiami lygčių naudojimo pavyzdžiai.

Išsamiausiai šios rūšies šilumos mainai išnagrinėti [4] lit. šaltiniuose. Autorius pateikia tokias lygtis šilumos atidavimo koeficientui skaičiuoti:

$$\left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{VD} = (1 - x)^{0.8} \times (0.668 \times Co^{-0.2} \times f_o + 1058 \times Bo^{0.7} \times F) \quad (1)$$

$$\left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{KD} = (1 - x)^{0.8} \times (1.136 \times Co^{-0.9} \times f_o + 667 \times Bo^{0.7} \times F) \quad (2)$$

čia: x - darbo agento garų kiekis dvifaziame sraute

Co - konvekcijos kriterijus;

Bo - virimo kriterijus;

f_o - orientacijos faktorius [4];

F - Kandlikar koreliacijos koeficientas variniams vamzdeliams, priklausantis nuo fluido.

[5].

Šiose lygtyse „VD“ ir „KD“ reiškia atitinkamai virimo dedamąją ir konvekcijos dedamąją. Bet kokių atveju, skaičiavimus reikia atlikti pagal abi lygtis ir pasirinkti tą, kuris yra didesnis. Jei pirmasis, tai dominuoja šilumos mainai virimu, o ne konvekcija, jei antrasis – priešingai.

Abiejose lygtyse skaičiuojame šilumos atidavimo koeficientų santykį tarp tekančio skysčio virimo šilumos mainų koeficiento (α_v) ir šilumos atidavimo koeficiento (α_s). Pastarasis paskaičiuojamas skysto agento tekėjimo sąlygomis pagal viefazio skysčio tekėjimo lygtis.

Konvekcijos kriterijaus apskaičiavimas:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \times \left(\frac{\rho_g}{\rho_s}\right)^{0.5} \quad (3)$$

čia:

ρ_g, ρ_s - atitinkamai darbo agento garų ir skysčio tankiai;

x - darbo agento sausumo laipsnis.

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} \text{ kg/m}^3 \quad (4)$$

$$\rho_s = \frac{1}{v_s} \text{ kg/m}^3 \quad (5)$$

čia: v_g, v_s - atitinkamai garų ir skysčio savitojo tūrio reikšmės, m^3/kg .

Šilumos mainų iš darbo agento pusės virimo dominantės kriterijus:

$$Bo = \frac{q_w}{G \times h_r} \quad (6)$$

čia:

q_w - savitasis šilumos srautas, W/m^2 ;

G - masinis dvifazio srauto debitas tenkantis 1 vamzdeliui, $\text{kg}/(\text{m}^2 \times \text{s})$;

h_r - darbo agento savitoji garavimo šiluma, kJ/kg .

Savitasis šilumos srautas iš garintuvo vidinės pusės:

$$q_w = \frac{Q_0}{f_v} \quad (7)$$

čia:

Q_0 - bendras šilumos našumas, W ;

f_v - visų garintuvo vamzdelių vidaus plotas, m^2 ;

$$G = \frac{g}{f_{vid.s.}} kg/(m^2 \times s) \quad (8)$$

čia:

g – debitas, reikalingas perduoti tam tikrą energijos kiekį šilumos mainuose;

$f_{vid.s.}$ - vidinis vamzdelių, sudarančių garintuvą skerspjūvis

$$g = \frac{Q_0}{\Delta h} \text{ kg/s} \quad (9)$$

čia:

Q_0 – garintuvo našumas, W;

Δh – DA entalpijų skirtumas garintuvo galuose, kJ/kg;

Pilnai išvystyto srauto Nuselto skaičius lygiame vamzdyje priklauso nuo hidraulinių nuostolių trinties koeficiento bei Reinoldso ir Prandtlio kriterijų, ir yra apskaičiuojamas pagal lygtį:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1)} \quad (10)$$

Hidraulinių nuostolių trinties koeficientas šiuo atveju apskaičiuojamas sekančiai:

$$f = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} Re - 1,64)^2} \quad (11)$$

Šilumos atidavimo koeficientas nuo darbo agento garintuvo sienelei:

$$\alpha = \frac{Nu \times \lambda}{d} \quad (12)$$

d – vamzdžio vidinis skersmuo, m;

λ – šilumos laidumo koeficientas, W/(m×K);

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{\lambda} \quad (13)$$

čia:

μ - dinaminis klampumo koeficientas, Pa×s;

c_p - specifinė šiluma, J/(kg×K);

λ - šilumos laidumo koeficientas, W/(m×K).

Randu Reinoldso skaičių cilindriniam kūnui:

$$Re = \frac{v \times d \times \rho}{\mu} \quad (14)$$

Trinties nuostoliai

Slėgio nuostoliai dėl trinties nagrinėjamame garintuve mažina šilumos siurblio ciklo efektyvumą. Viena vertus nuostoliai turi būti kuo mažesni, kita vertus darbo agento tekėjimas turi užtikrinti kuo didesnę šilumos atidavimo koeficientą. Siekdami mažinti nuostolius turime didinti tekėjimo kanalo skerspjūvio plotą, tai yra didinti vamzdelių skersmenį. Siekdami geresnių šilumos mainų – priešingai – šį skersmenį mažinti.

Darbe pristatomi skaičiavimai, pasirenkant keletą standartinių vamzdelių skersmenų ir analizuojant gautus rezultatus, priklausomai nuo vamzdelių skaičiaus. Pristatomos išvados apie vieno ar kito vamzdelių skaičiaus tinkamumą pasitelkiant nuostatą, kad atvirksčio termodinaminio ciklo aparatuose (kondensatoriuje, garintuve, rekuperatoriuje) slėgio nuostoliai dėl trinties neturi sudaryti daugiau kaip 5%.

Slėgio nuostoliai dėl tekėjimo garintuvo vamzdeliais skaičiuojami pagal tokias lygtis [5]:

Trinties koeficientas:

$$f = 8 \times \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + 1/(A + B)^{1,5} \right)^{1/12} \quad (15)$$

čia:

Re – Reinoldso kriterijus;

Koeficientas A:

$$A = \left(2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{\varepsilon}{d}} \right) \right)^{16} \quad (16)$$

čia:

e – vamzdžio šiurkštumas;

d – skersmuo, m;

Koeficientas B:

$B =$

$$\left(\frac{37,53}{Re} \right)^{16} \quad (17)$$

)

Slėgio perkrytis ΔP 30,48m vamzdžio ilgyje:

$$\Delta P_{30,48} = 4,167 \times f \times v^2 \times \rho / (g_c \times d) \text{ kPa} \quad (18)$$

)

čia:

v – srauto greitis, m/s;

ρ – tankis kg/m^3 ;

g – laisvojo kritimo pagreitis m/s^2 ;

Šilumokaitis bus sudarytas iš 80m ilgio vamzdžių, ΔP bus skaičiuojamas sekančiai:

$$\Delta P_{80} = 10,93 \times f \times v^2 \times \rho / (g_c \times d) \text{ kPa} \quad (19)$$

Šilumos mainų iš vandens pusės savitumai [13]

Šilumos mainai iš vandens pusės yra visiškai konvekcinio pobūdžio, todėl skaičiuojami kiek paprasčiau. Čia pagrindinis mainus lemiantis faktorius yra Reinoldso ir Prandtlio kriterijai.

Reinoldso kriterijų savo ruožtu lemia vandens tekėjimo greitis. Šiuo atveju, kai nagrinėjame garintuvą, kuriame darbo agentas verda imdamas šilumą iš 1 °C temperatūros vandens telkinio, labai svarbu kuo didesnis vandens greitis. Ir tai svarbu ne dėl geresnių šilumos mainų, bet dėl garintuvo patikimumo. Vanduo garintuve neturi atšalti daugiau kaip vienu laipsniu, priešingu atveju atsirastų garintuvo užšalimo pavojus. Priėmus šią sąlygą, pagal sekančią formulę galima paskaičiuoti reikiamą vandens debitą:

$$g_v = \frac{Q_0}{c_v \cdot \Delta t_v}; \quad (20)$$

čia: c_v - vandens specifinė šiluma, kJ/(kg·K).

Skaičiuojant šilumos mainus iš vandens pusės, reikia vertinti, kad jie vyksta ne apie vieną cilindrą. Šiuo atveju vanduo skersai apteka eilę vamzdžių. Be to, kaip matome iš preliminarios garintuvo konstrukcijos, tai ne vienos pakopos vamzdžių eilė, o kelių. Tokiu atveju šilumos mainai skaičiuojami pagal lygtis, kurios gautos tiriant vamzdžių pluošto šilumokaičius. Bendru atveju šias lygtis galima išreikšti sekančiu pavidalu:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{1/3}; \quad (21)$$

čia: C, n – pastovūs dydžiai, randami bandymų metu.

Čia Reinoldso kriterijus skaičiuojamas imant maksimalų vandens tekėjimo greitį, t.y. skaičiuojant šį greitį siauriausioje garintuvo vietoje. Ši bendro pobūdžio lygtis konkretizuojama, priklausomai nuo tekėjimo režimo bei vamzdžių išdėstymo tipo. Pastarasis gali būti koridorinis arba šachmatinis.

$$Nu = Pr^{0,36} \cdot (Pr/Pr_s)^{0,25} \cdot fn(Re); \quad (22)$$

čia: $fn(Re)$ - tekėjimo režimo funkcija:

- kai $100 < Re < 10^3$:

$$fn(Re) = 0,52 \cdot Re^{0,5}, \text{ koridoriniam vamzdžių pluoštui};$$

$$fn(Re) = 0,71 \cdot Re^{0,5}, \text{ šachmatiniam vamzdžių pluoštui}.$$

- kai $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$:

$$fn(Re) = 0,27 \cdot Re^{0,63}, \text{ koridoriniam pluoštui}.$$

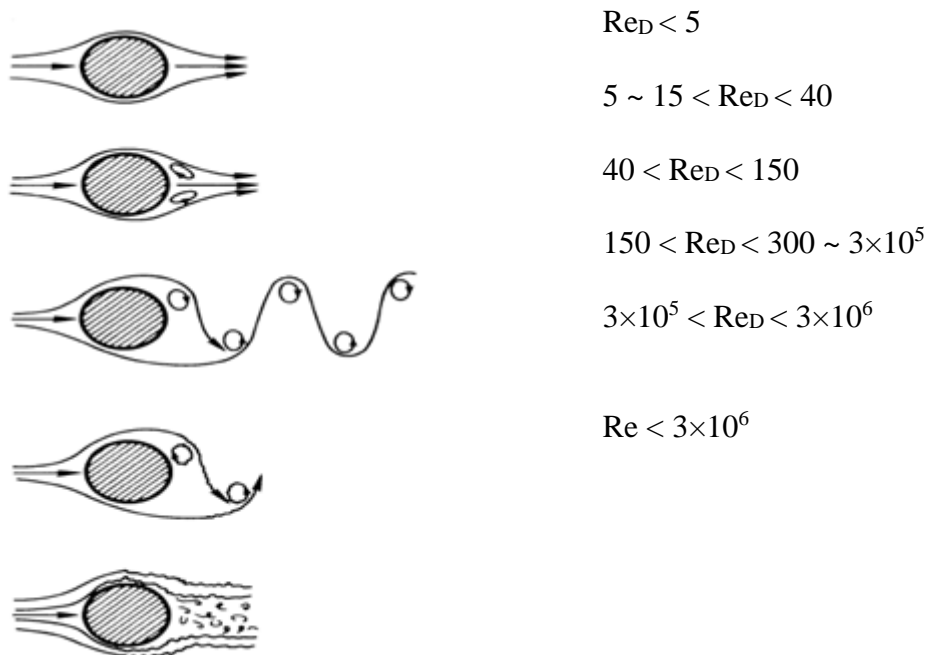
Šiuo atveju turi būti tenkinama dar viena sąlyga: $St_T/Sl > 0,7$. Esant mažesniems šio santykio dydžiams, šilumos atidavimo koeficientas yra ženkliai mažesnis, todėl tokie šilumokaičiai neprojektuojami ir negaminami.

Šachmatinei vamzdžių tvarkai ir esant dideliems tekėjimo greičiams, mainai taip pat priklauso nuo S_T/S_L santykio. Šis santykis apsprendžia Reinoldso kriterijaus reikšmę, nes skaičiuojamas siauriausioje vietoje tarp vamzdžių. Tokiu atveju:

$$fn(Re) = 0,35 \cdot \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0,2} \cdot Re^{0,6}, \text{ kai } S_T/S_L \leq 2;$$

$$fn(Re) = 0,4 \cdot Re^{0,6} \text{ kai } S_T/S_L \geq 2.$$

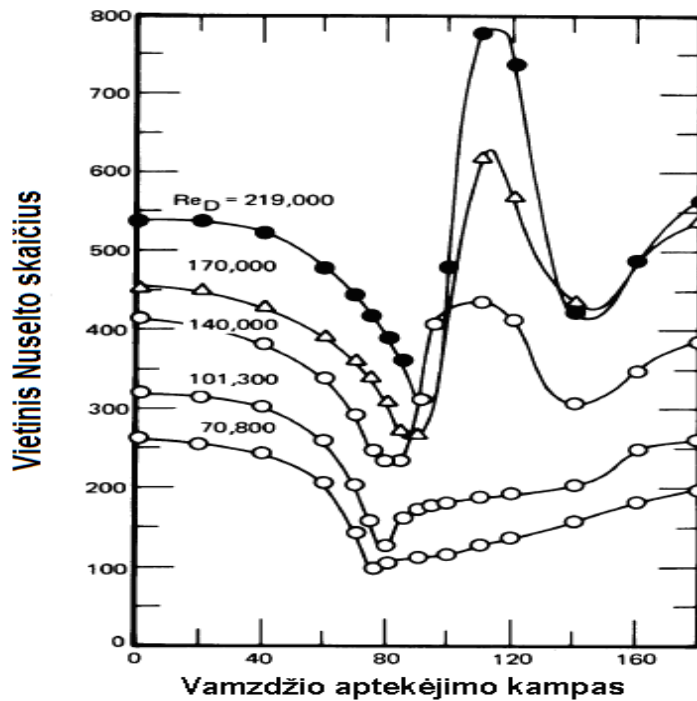
Siekiant patikimos garintuvo konstrukcijos, reikia užtikrinti, kad ant jo vamzdelių išorinių paviršių nesidengtų ledas. Žinodami šilumos mainų intensyvumą iš verdančio agento pusės, iš kitos pusės turime pasiekti tokį efektyvumą, kad išorinio paviršiaus temperatūra nekristų žemiau 0 °C. Šią temperatūrą sąlygoja ne tik šilumos mainų intensyvumas, bet ir temperatūros perkritis per vamzdelio sienelę bei terminės apnašos abiejose jo pusėse. Be to, didelę reikšmę šiuo atveju turėtų vaidinti vietiniai šilumos atidavimo koeficientai. XXI paveiksle matome fluideo aptekėjimo apie apvalų kūną pobūdį priklausomai nuo tekėjimo greičio, t.y. nuo Reinoldso kriterijaus. Matome, kad esant laminariniam tekėjimui, už kūno, mūsų atveju varinio vamzdelio, susidaro blogesnių mainų zona. Didėjant greičiui, tuo pačiu ir vidutiniam šilumos atidavimo koeficientui, už vamzdelio išlieka blogesnių mainų zona. Ir tik esant itin dideliems Reinoldso kriterijaus skaičiams, galinė zona yra apiplaunama intensyviai.



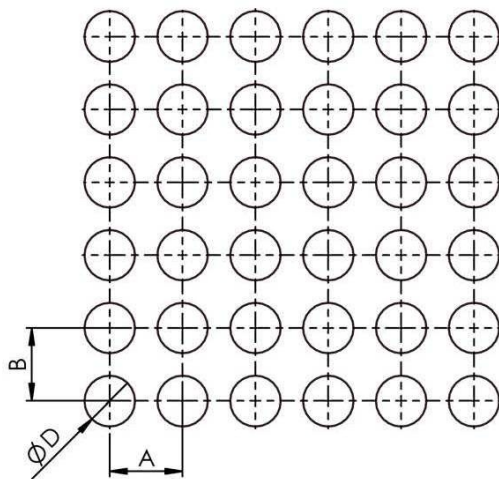
XXI. pav. Fluideo aptekėjimo apie apvalų skerspjuvį pobūdis esant įvairioms Re reikšmėms.

Atkreipkime dėmesį, kad šilumos atidavimo koeficientas apvalaus apiplaunamo skerspjuvio paviršiuje taip pat nėra vienodas. Kaip matome XXII paveiksle, blogiausi šilumos mainai šiuo atveju yra 80-90° zonoje (nulinis vamzdzio aptekėjimo kampas yra ties fluideo

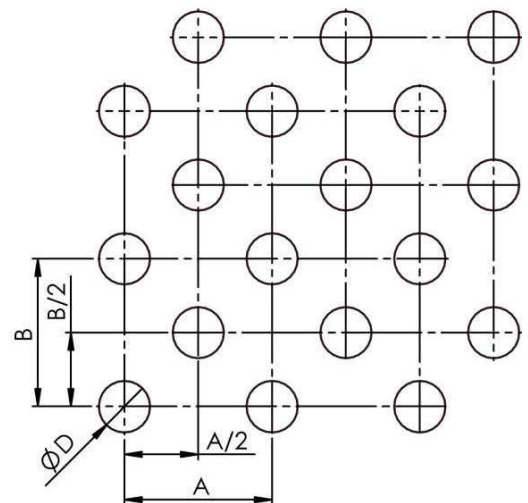
aptekėjimo pradžia). Tuo tarpu geriausias šilumos atidavimo koeficientas esant dideliems Re skaičiams yra ties $110-120^\circ$ kampu.



XXII. pav. vietiniai šilumos atidavimo koeficientai pagal vamzdžio skerspjūvio perimetrą polinėje koordinatinių sistemoje.



Koridorinis išdėstymo būdas



Šachmatinis išdėstymo būdas

XXIII. pav. vamzdžių pluošto išdėstymai.

5. Nagrinėjamo srauto parametrų skaičiavimas

Savitojo šilumos srauto skaičiavimas

Tam, kad galima būtų paskaičiuoti šilumos atidavimo koeficientą iš darbo agento pusės, naudojuosi anksčiau minėta metodika.

Skaičiavimus atlieku priimančias, kad:

Šilumokaitį sudaro $n = 500$ vamzdelių

- $Q_0 = 84 \text{ MW}$;
- Vamzdelių vidinis skersmuo $0,044\text{m}$.
- Garų tankis:

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{0,07659} = 13,06, \text{ kg/m}^3$$

Skysčio tankis:

$$\rho_s = \frac{1}{v_s} = \frac{1}{0,00077} = 1298,7 \text{ kg/m}^3$$

Konvekcijos kriterijus:

$$Co = \left(\frac{1 - 0,281}{0,281}\right)^{0,8} \times \left(\frac{13,06}{1298,7}\right)^{0,5} = 0,212$$

Kitos apskaičiuotos Co reikšmės pateiktos lentelėje (1).

Savitasis šilumos srautas iš garintuvo vidinės, t.y. darbo agento virimo pusės:

$$q_w = \frac{Q_0}{f_v} = \frac{Q_0}{2 \times \pi \times r \times l} = \frac{84 \times 10^6}{2 \times \pi \times 0,022 \times 80 \times 500} = 15199 \text{ W/m}^2$$

Darbo agento debitai:

$$g = \frac{Q_0}{\Delta h} = \frac{84 \times 10^6}{395 - 263} = 636,36 \text{ kg/s}$$
$$G = \frac{g}{f_{vid.s.}} = \frac{g}{\pi \times r^2 \times 500} = \frac{636,36}{0,759} = 837,4 \text{ kg/(m}^2 \times \text{s)}$$

Virimo kriterijus:

$$Bo = \frac{q_w}{G \times h_r} = \frac{15199}{837,4 \times 199420} = 0,00009$$

Prandtlio kaičius:

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{\lambda} = \frac{0,000271 \times 1340}{0,092} = 3,9$$

Reinoldso skaičius:

$$Re = \frac{v \times d \times \rho}{\mu} = \frac{0,75 \times 0,044 \times 1298}{0,000271} = 159376$$

Hidraulinių nuostolių trinties koeficientas:

$$f = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} Re - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} 159376 - 1,64)^2} = 0,016$$

Nuselto kriterijus:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,016}{8}\right) \times (159376 - 1000) \times 3,9}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{0,016}{8}} \times (3,9^{2/3} - 1)} = 377,8$$

Šilumos atdavimo koeficientą nuo tekančio darbo agento vidinei garintuvo sienelei:

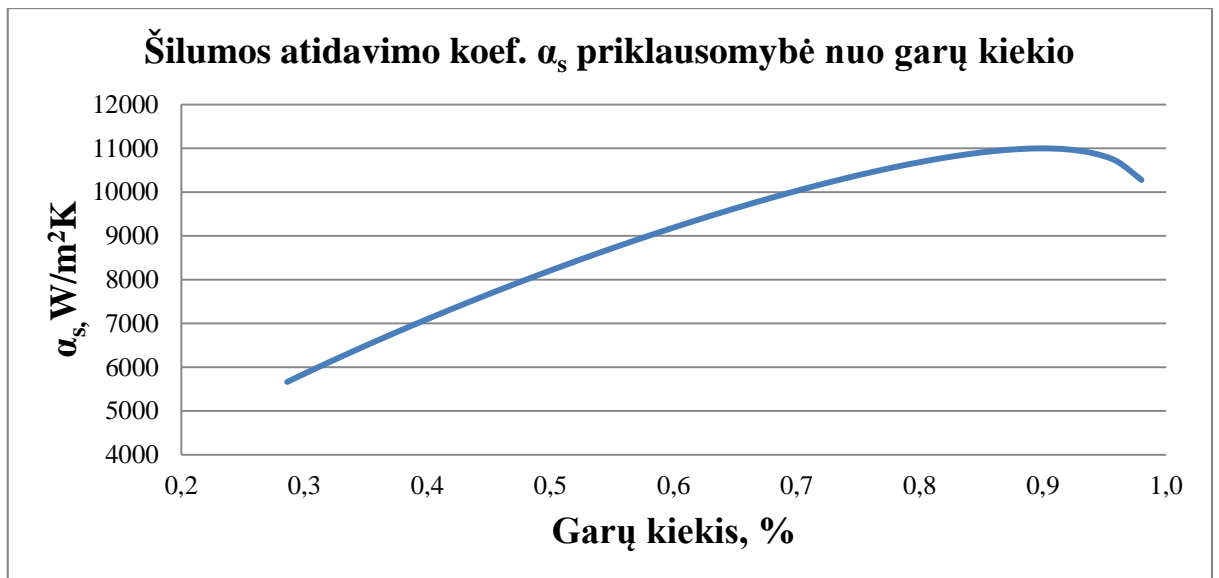
$$\alpha = \frac{Nu \times \lambda}{d} = \frac{377 \times 0,092}{0,044} = 1580 \text{ W/m}^2 \times K$$

Tekančio ir verdančio DA šilumos atdavimo koef. gaunamas sudauginant α su virimo, arba tekėjimo režimo dominante, skaičiuojant reikia rinktis didesniąją. Skaičiavimas pateiktas lentelėje (1).

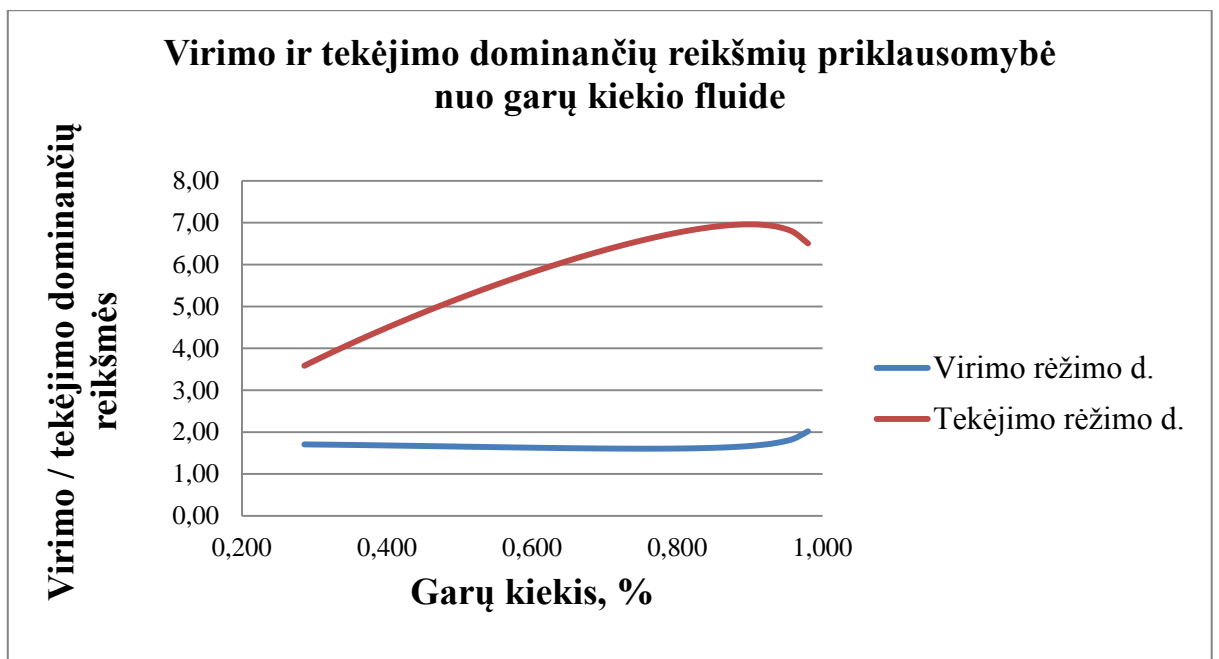
1 Lentelė. Tiriamo srauto šilumos mainų, ir kiti parametrai.

Garų kiekis fluide	Co	Pr	Re	Trinties hidraulinių nuostolių koeficientas	Nu	Tekančio DA šilumos atidavimo koef. $W/(m^2 \times K)$	Virimo režimo dominantė	Tekėjimo režimo dominantė	Tekančio ir verdančio DA šilumos atidavimo koef. $W/(m^2 \times K)$
0,286	0,208	3,9	159376	0,016	377	1580	1,71	3,58	5664
0,300	0,197						1,70	3,70	5851
0,320	0,183						1,70	3,87	6114
0,340	0,170						1,70	4,03	6369
0,360	0,158						1,69	4,19	6619
0,380	0,148						1,69	4,34	6862
0,400	0,138						1,68	4,49	7100
0,420	0,129						1,68	4,64	7333
0,440	0,121						1,67	4,78	7560
0,460	0,114						1,67	4,93	7782
0,480	0,107						1,66	5,06	7999
0,500	0,100						1,65	5,20	8210
0,520	0,094						1,65	5,33	8416
0,540	0,088						1,64	5,45	8618
0,560	0,082						1,64	5,58	8814
0,580	0,077						1,63	5,70	9005
0,600	0,072						1,63	5,82	9190
0,620	0,068						1,62	5,93	9370
0,640	0,063						1,62	6,04	9544
0,660	0,059						1,61	6,15	9712
0,680	0,055	1,61	6,25	9875					

0,700	0,051				1,61	6,35	10030
0,720	0,047				1,61	6,44	10178
0,740	0,043				1,60	6,53	10319
0,760	0,040				1,60	6,61	10450
0,780	0,036				1,61	6,69	10573
0,800	0,033				1,61	6,76	10685
0,820	0,030				1,61	6,83	10784
0,840	0,027				1,62	6,88	10869
0,860	0,023				1,63	6,92	10936
0,880	0,020				1,65	6,95	10982
0,900	0,017				1,67	6,96	10998
0,920	0,014				1,70	6,95	10975
0,940	0,011				1,75	6,89	10892
0,960	0,008				1,84	6,77	10704
0,980	0,004				2,02	6,50	10277



XXIV. pav. šilumos atidavimo koef. priklausomybė nuo garų kiekio sraute.



XXV. pav. virimo ir tekėjimo dominančių reikšmių priklausomybė nuo garų kiekio fluide.

Skaičiavimus atlieku priimdamas, kad:

- Šilumokaitį sudaro $n = 600$ vamzdelių
- $Q_0 = 84 \text{ MW}$;
- Vamzdelių vidinis skersmuo $0,044\text{m}$.

Garų tankis:

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{0,07659} = 13,06, \text{ kg/m}^3$$

Skysčio tankis:

$$\rho_s = \frac{1}{v_s} = \frac{1}{0,00077} = 1298,7 \text{ kg/m}^3$$

Konvekcijos kriterijus:

$$Co = \left(\frac{1 - 0,281}{0,281}\right)^{0,8} \times \left(\frac{13,06}{1298,7}\right)^{0,5} = 0,212$$

Kitos apskaičiuotos Co reikšmės pateiktos lentelėje (2).

Savitasis šilumos srautas iš garintuvo vidinės, t.y. darbo agento virimo pusės:

$$q_w = \frac{Q_0}{f_v} = \frac{Q_0}{2 \times \pi \times r \times l} = \frac{84 \times 10^6}{2 \times \pi \times 0,022 \times 80 \times 600} = 12666 \text{ W/m}^2$$

Darbo agento debitai:

$$g = \frac{Q_0}{\Delta h} = \frac{84 \times 10^6}{395 - 263} = 636,36 \text{ kg/s}$$
$$G = \frac{g}{f_{vid.s.}} = \frac{g}{\pi \times r^2 \times 600} = \frac{636,36}{0,911} = 697,8 \text{ kg/(m}^2 \times \text{s)}$$

Virimo kriterijus:

$$Bo = \frac{q_w}{G \times h_r} = \frac{12666}{697,8 \times 199420} = 0,00009$$

Prandtlio kaičius:

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{\lambda} = \frac{0,000271 \times 1340}{0,092} = 3,9$$

Reinoldso skaičius:

$$Re = \frac{v \times d \times \rho}{\mu} = \frac{0,58 \times 0,044 \times 1298}{0,000271} = 124261$$

Hidraulinių nuostolių trinties koeficientas:

$$f = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} Re - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} 124261 - 1,64)^2} = 0,017$$

Nuselto kriterijus:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,017}{8}\right) \times (124261 - 1000) \times 3,9}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{0,017}{8}} \times (3,9^{2/3} - 1)} = 303,9$$

Šilumos atidavimo koeficientą nuo tekančio darbo agento vidinei garintuvo sienelei:

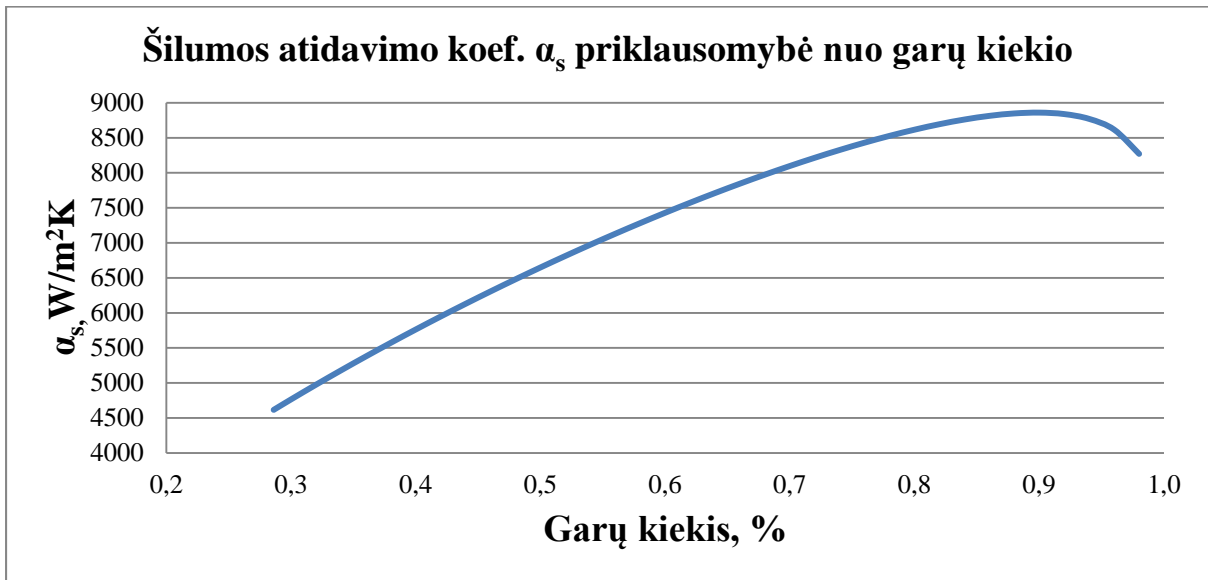
$$\alpha = \frac{Nu \times \lambda}{d} = \frac{303 \times 0,092}{0,044} = 1270 \text{ W/m}^2 \times K$$

Tekančio ir verdančio DA šilumos atidavimo koef. gaunamas sudauginant α su virimo, arba tekėjimo režimo dominante, skaičiuojant reikia rinktis didesniąją. Skaičiavimas pateiktas lentelėje (2)

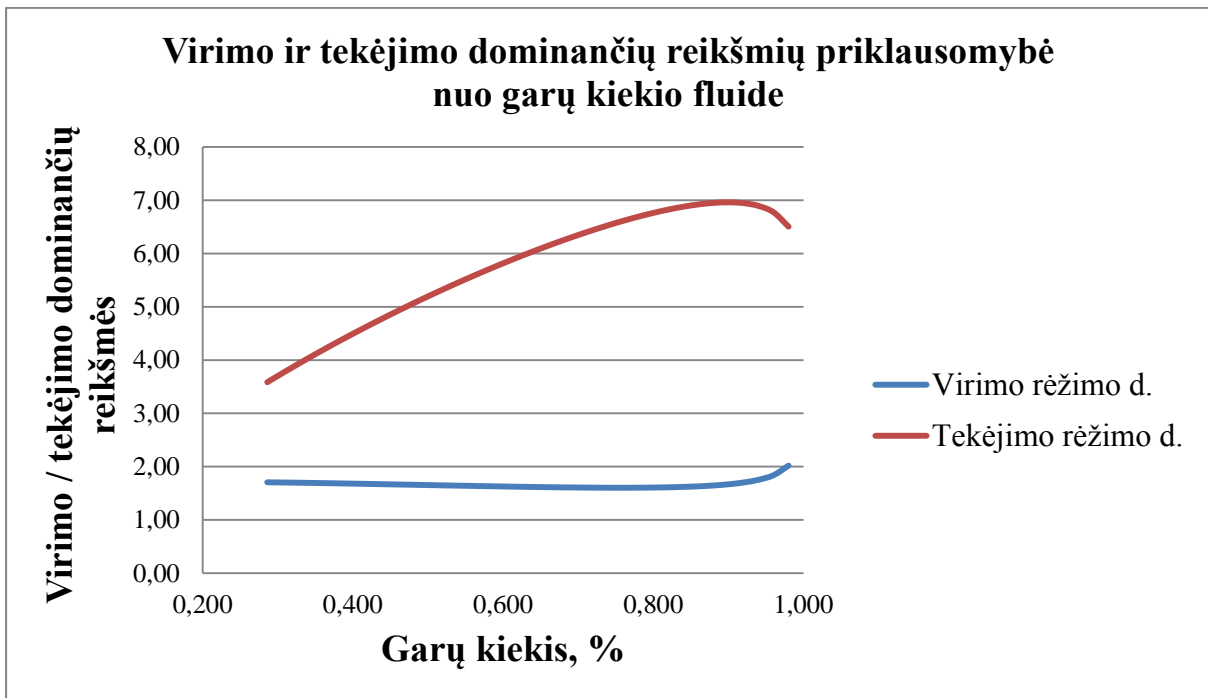
2 Lentelė. Tiriamo srauto šilumos mainų, ir kiti parametrai.

Garų kiekis fluide	Co	Pr	Re	Trinties hidraulinių nuostolių koeficientas	Nu	Tekančio DA šilumos atidavimo koef.	Virimo režimo dominantė	Tekėjimo režimo dominantė	Tekančio ir verdančio DA šilumos atidavimo koef.
0,286	0,208	3,9	124261	0,017	303	1270	1,81	3,59	4560
0,300	0,197						1,81	3,71	4711
0,320	0,183						1,80	3,87	4922
0,340	0,170						1,80	4,03	5128
0,360	0,158						1,79	4,19	5328
0,380	0,148						1,78	4,35	5524
0,400	0,138						1,77	4,50	5716
0,420	0,129						1,77	4,64	5903
0,440	0,121						1,76	4,79	6085
0,460	0,114						1,75	4,93	6263
0,480	0,107						1,74	5,07	6438
0,500	0,100						1,74	5,20	6608
0,520	0,094						1,73	5,33	6774
0,540	0,088						1,72	5,46	6935
0,560	0,082						1,71	5,58	7093
0,580	0,077						1,70	5,70	7246
0,600	0,072						1,70	5,82	7395
0,620	0,068						1,69	5,93	7540
0,640	0,063						1,68	6,04	7680
0,660	0,059						1,67	6,15	7815
0,680	0,055	1,67	6,25	7946					

0,700	0,051					1,66	6,35	8070
0,720	0,047					1,66	6,44	8189
0,740	0,043					1,65	6,53	8302
0,760	0,040					1,65	6,62	8408
0,780	0,036					1,65	6,69	8507
0,800	0,033					1,65	6,76	8597
0,820	0,030					1,65	6,83	8676
0,840	0,027					1,65	6,88	8745
0,860	0,023					1,66	6,92	8799
0,880	0,020					1,67	6,95	8835
0,900	0,017					1,69	6,96	8848
0,920	0,014					1,72	6,95	8829
0,940	0,011					1,77	6,89	8762
0,960	0,008					1,85	6,78	8611
0,980	0,004					2,02	6,50	8267



XXVI. pav. šilumos atidavimo koef. priklausomybė nuo garų kiekio sraute.



XXVII. pav. virimo ir tekėjimo dominančių reikšmių priklausomybė nuo garų kiekio fluide.

Skaičiavimus atlieku priimdamas, kad:

Šilumokaitį sudaro $n = 750$ vamzdelių

- $Q_0 = 84 \text{ MW}$;
- Vamzdelių vidinis skersmuo $0,044\text{m}$.
- Garų tankis:

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{0,07659} = 13,06, \text{ kg/m}^3$$

Skysčio tankis:

$$\rho_s = \frac{1}{v_s} = \frac{1}{0,00077} = 1298,7 \text{ kg/m}^3$$

Konvekcijos kriterijus:

$$Co = \left(\frac{1 - 0,281}{0,281}\right)^{0,8} \times \left(\frac{13,06}{1298,7}\right)^{0,5} = 0,212$$

Kitos apskaičiuotos Co reikšmės pateiktos lentelėje (3).

Savitasis šilumos srautas iš garintuvo vidinės, t.y. darbo agento virimo pusės:

$$q_w = \frac{Q_0}{f_v} = \frac{Q_0}{2 \times \pi \times r \times l} = \frac{84 \times 10^6}{2 \times \pi \times 0,022 \times 80 \times 750} = 10133 \text{ W/m}^2$$

Darbo agento debitai:

$$g = \frac{Q_0}{\Delta h} = \frac{84 \times 10^6}{395 - 263} = 636,36 \text{ kg/s}$$
$$G = \frac{g}{f_{vid.s.}} = \frac{g}{\pi \times r^2 \times 600} = \frac{636,36}{1,139} = 636,3 \text{ kg/(m}^2 \times \text{s)}$$

Virimo kriterijus:

$$Bo = \frac{q_w}{G \times h_r} = \frac{10133}{636,3 \times 199420} = 0,00009$$

Prandtlio kaičius:

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{\lambda} = \frac{0,000271 \times 1340}{0,092} = 3,9$$

Reinoldso skaičius:

$$Re = \frac{v \times d \times \rho}{\mu} = \frac{0,37 \times 0,044 \times 1298}{0,000271} = 79527$$

Hidraulinių nuostolių trinties koeficientas:

$$f = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} Re - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} 79527 - 1,64)^2} = 0,018$$

Nuselto kriterijus:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,018}{8}\right) \times (79527 - 1000) \times 3,9}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{0,018}{8}} \times (3,9^{2/3} - 1)} = 205,8$$

Šilumos atidavimo koeficientą nuo tekančio darbo agento vidinei garintuvo sienelei:

$$\alpha = \frac{Nu \times \lambda}{d} = \frac{205 \times 0,092}{0,044} = 860 \text{ W/m}^2 \times K$$

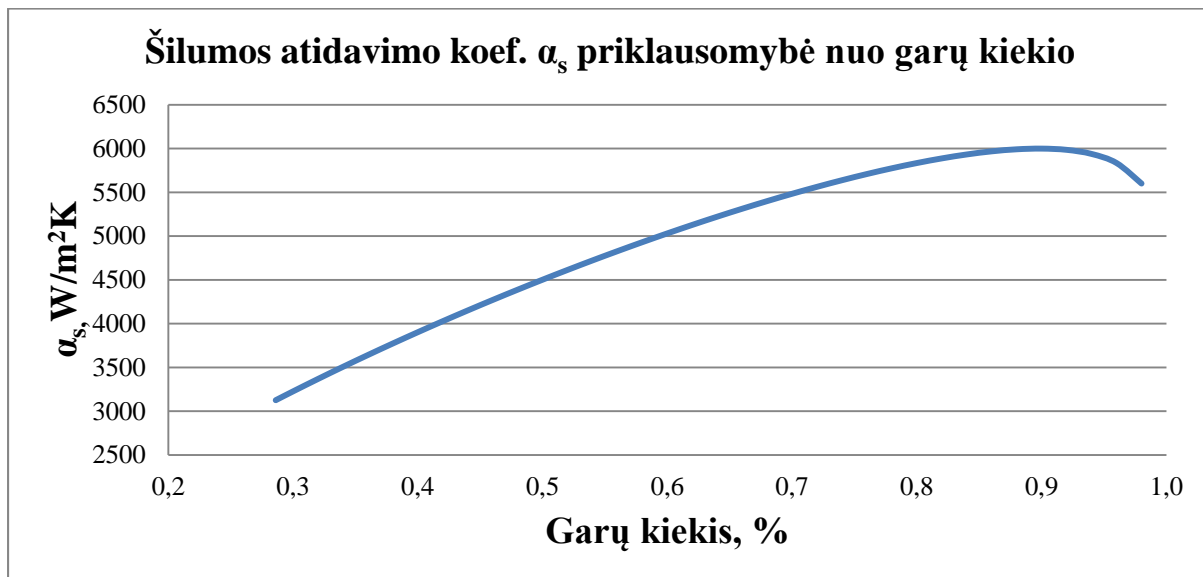
Tekančio ir verdančio DA šilumos atidavimo coef. gaunamas sudauginant α su virimo, arba tekėjimo režimo dominante, skaičiuojant reikia rinktis didesniąją. Skaičiavimas pateiktas lentelėje

(3)

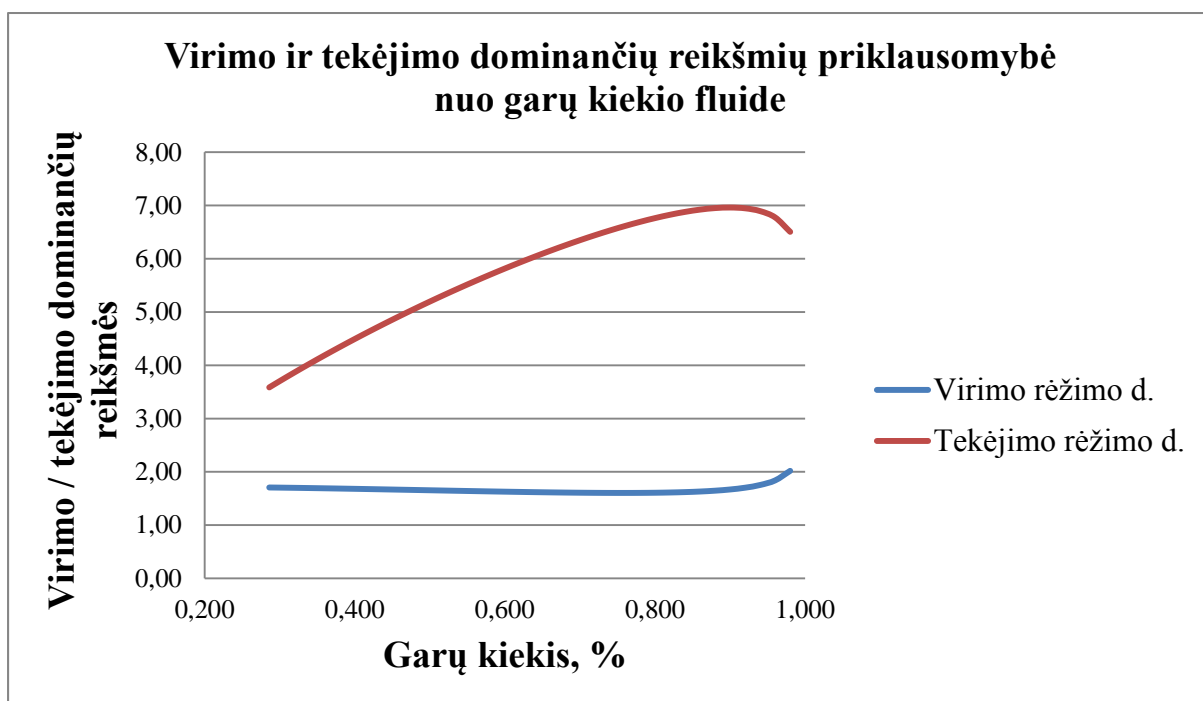
3 Lentelė. Tiriamo srauto šilumos mainų, ir kiti parametrai.

Garų kiekis fluide	Co	Pr	Re	Trinties hidraulinių nuostolių koeficientas	Nu	Tekančio DA šilumos atidavimo koef.	Virimo režimo dominantė	Tekėjimo režimo dominantė	Tekančio ir verdančio DA šilumos atidavimo koef.
0,286	0,208	3,9	79527	0,018	205	860	2,87	3,63	3126
0,300	0,197						2,85	3,75	3227
0,320	0,183						2,82	3,91	3369
0,340	0,170						2,79	4,08	3508
0,360	0,158						2,76	4,23	3643
0,380	0,148						2,72	4,39	3775
0,400	0,138						2,69	4,54	3903
0,420	0,129						2,66	4,68	4029
0,440	0,121						2,63	4,82	4152
0,460	0,114						2,59	4,96	4272
0,480	0,107						2,56	5,10	4389
0,500	0,100						2,53	5,23	4503
0,520	0,094						2,49	5,36	4614
0,540	0,088						2,46	5,49	4723
0,560	0,082						2,43	5,61	4829
0,580	0,077						2,39	5,73	4932
0,600	0,072						2,36	5,85	5032
0,620	0,068						2,32	5,96	5129
0,640	0,063						2,29	6,07	5223
0,660	0,059						2,26	6,17	5313
0,680	0,055	2,22	6,27	5400					
0,700	0,051	2,19	6,37	5484					

0,720	0,047					2,16	6,46	5563
0,740	0,043					2,12	6,55	5639
0,760	0,040					2,09	6,63	5710
0,780	0,036					2,06	6,71	5775
0,800	0,033					2,03	6,78	5835
0,820	0,030					2,00	6,84	5888
0,840	0,027					1,97	6,89	5933
0,860	0,023					1,95	6,93	5968
0,880	0,020					1,93	6,96	5992
0,900	0,017					1,91	6,97	6000
0,920	0,014					1,90	6,95	5985
0,940	0,011					1,91	6,90	5939
0,960	0,008					1,96	6,78	5835
0,980	0,004					2,09	6,51	5601



XXVIII. pav. šilumos atidavimo koef. priklausomybė nuo garų kiekio sraute.



XXIX. pav. virimo ir tekėjimo dominančių reikšmių priklausomybė nuo garų kiekio fluide.

Skaičiavimus atlieku priimdamas, kad:

- Šilumokaitį sudaro $n = 1000$ vamzdelių
- $Q_0 = 84 \text{ MW}$;
- Vamzdelių vidinis skersmuo $0,044\text{m}$.

Garų tankis:

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{0,07659} = 13,06, \text{ kg/m}^3$$

Skysčio tankis:

$$\rho_s = \frac{1}{v_s} = \frac{1}{0,00077} = 1298,7 \text{ kg/m}^3$$

Konvekcijos kriterijus:

$$Co = \left(\frac{1 - 0,281}{0,281}\right)^{0,8} \times \left(\frac{13,06}{1298,7}\right)^{0,5} = 0,212$$

Kitos apskaičiuotos Co reikšmės pateiktos lentelėje (4).

Savitasis šilumos srautas iš garintuvo vidinės, t.y. darbo agento virimo pusės:

$$q_w = \frac{Q_0}{f_v} = \frac{Q_0}{2 \times \pi \times r \times l} = \frac{84 \times 10^6}{2 \times \pi \times 0,022 \times 80 \times 1000} = 7599 \text{ W/m}^2$$

Darbo agento debitai:

$$g = \frac{Q_0}{\Delta h} = \frac{84 \times 10^6}{395 - 263} = 636,36 \text{ kg/s}$$
$$G = \frac{g}{f_{vid.s.}} = \frac{g}{\pi \times r^2 \times 600} = \frac{636,36}{1,139} = 636,3 \text{ kg/(m}^2 \times \text{s)}$$

Virimo kriterijus:

$$Bo = \frac{q_w}{G \times h_r} = \frac{7599}{636,3 \times 199420} = 0,00009$$

Prandtlio kaičius:

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{\lambda} = \frac{0,000271 \times 1340}{0,092} = 3,9$$

Reinoldso skaičius:

$$Re = \frac{v \times d \times \rho}{\mu} = \frac{0,21 \times 0,044 \times 1298}{0,000271} = 44734$$

Hidraulinių nuostolių trinties koeficientas:

$$f = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} Re - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \times \log_{10} 44734 - 1,64)^2} = 0,021$$

Nuselto kriterijus:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,021}{8}\right) \times (44734 - 1000) \times 3,9}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{0,021}{8}} \times (3,9^{2/3} - 1)} = 124,4$$

Šilumos atidavimo koeficientą nuo tekančio darbo agento vidinei garintuvo sienelei:

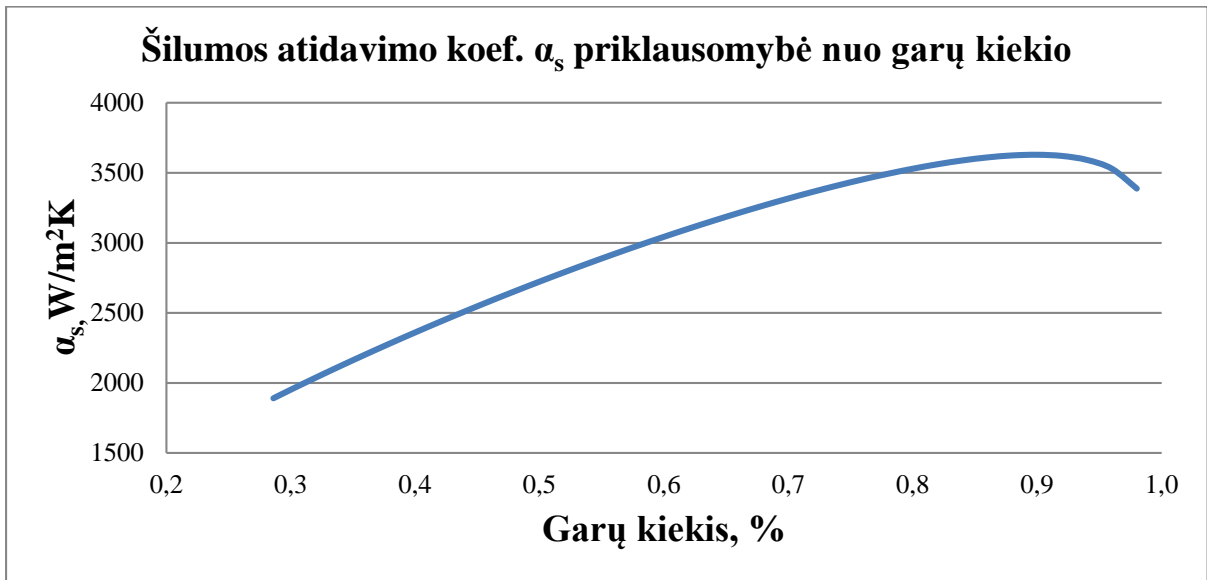
$$\alpha = \frac{Nu \times \lambda}{d} = \frac{124 \times 0,092}{0,044} = 520 \text{ W/m}^2 \times K$$

Tekančio ir verdančio DA šilumos atidavimo koef. gaunamas sudauginant α su virimo, arba tekėjimo režimo dominante, skaičiuojant reikia rinktis didesniąją. Skaičiavimas pateiktas lentelėje (4).

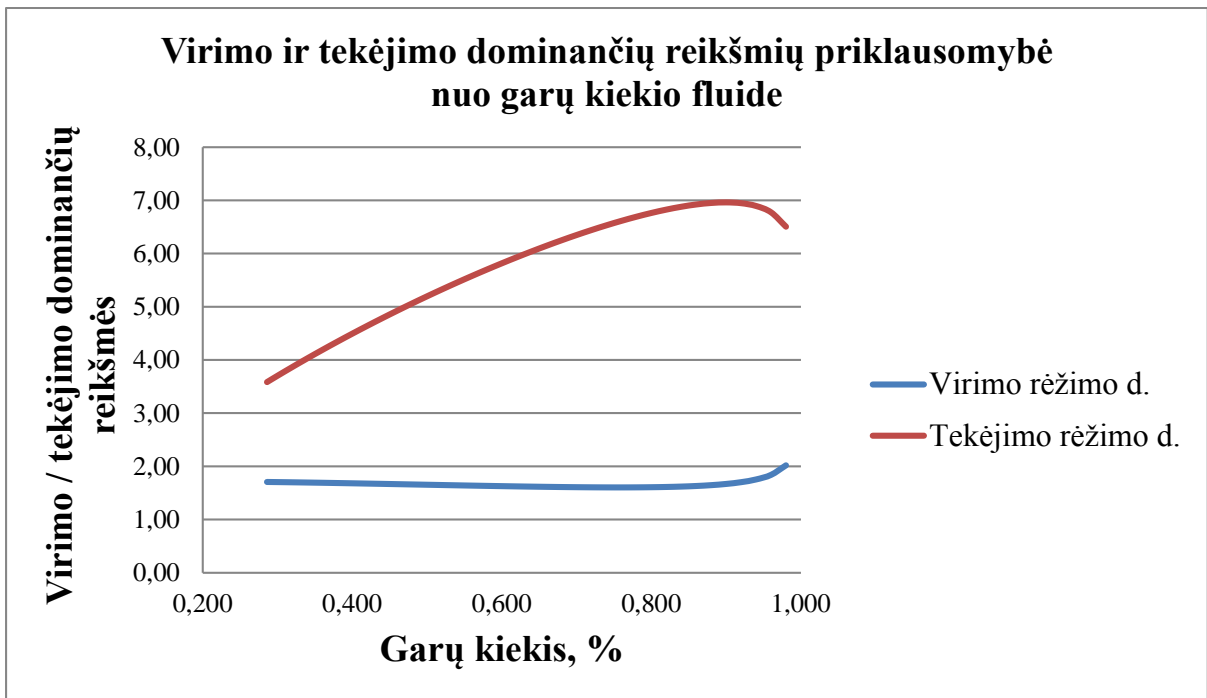
4 Lentelė. Tiriamo srauto šilumos mainų, ir kiti parametrai.

Garų kiekis fluide	Co	Pr	Re	Trinties hidraulinių nuostolių koeficientas	Nu	Tekančio DA šilumos atidavimo koef.	Virimo režimo dominantė	Tekėjimo režimo dominantė	Tekančio ir verdančio DA šilumos atidavimo koef.
0,286	0,208	3,9	44734	0,021	124	520	2,87	3,63	1891
0,300	0,197						2,85	3,75	1952
0,320	0,183						2,82	3,91	2038
0,340	0,170						2,79	4,08	2121
0,360	0,158						2,76	4,23	2203
0,380	0,148						2,72	4,39	2283
0,400	0,138						2,69	4,54	2361
0,420	0,129						2,66	4,68	2437
0,440	0,121						2,63	4,82	2511
0,460	0,114						2,59	4,96	2583
0,480	0,107						2,56	5,10	2654
0,500	0,100						2,53	5,23	2723
0,520	0,094						2,49	5,36	2791
0,540	0,088						2,46	5,49	2856
0,560	0,082						2,43	5,61	2920
0,580	0,077						2,39	5,73	2983
0,600	0,072						2,36	5,85	3043
0,620	0,068						2,32	5,96	3102
0,640	0,063						2,29	6,07	3159
0,660	0,059						2,26	6,17	3213
0,680	0,055	2,22	6,27	3266					
0,700	0,051	2,19	6,37	3317					

0,720	0,047				2,16	6,46	3365
0,740	0,043				2,12	6,55	3410
0,760	0,040				2,09	6,63	3453
0,780	0,036				2,06	6,71	3493
0,800	0,033				2,03	6,78	3529
0,820	0,030				2,00	6,84	3561
0,840	0,027				1,97	6,89	3588
0,860	0,023				1,95	6,93	3610
0,880	0,020				1,93	6,96	3624
0,900	0,017				1,91	6,97	3629
0,920	0,014				1,90	6,95	3620
0,940	0,011				1,91	6,90	3592
0,960	0,008				1,96	6,78	3529
0,980	0,004				2,09	6,51	3387



XXX. pav. šilumos atidavimo koef. priklausomybė nuo garų kiekio sraute.



XXXI. pav. virimo ir tekėjimo dominančių reikšmių priklausomybė nuo garų kiekio fluide.

Tirties nuostolių skaičiavimas

Slėgio nuostoliai dėl trinties nagrinėjamuose garintuvuose mažina šilumos siurblio ciklo efektyvumą. Viena vertus nuostoliai turi būti kuo mažesni, kita vertus darbo agento tekėjimas turi užtikrinti kuo didesnę šilumos atidavimo koeficientą. Siekdami mažinti nuostolius turime didinti tekėjimo kanalo skerspjūvio plotą, tai yra didinti vamzdelių skersmenį. Siekdami geresnių šilumos mainų – priešingai – šį skersmenį mažinti.

Optimizavimo uždavinys šiame darbe nesprenžiamas. Tai neįeina į darbo užduotį, ir yra per sudėtingas, reikalaujantis sudėtingo modeliavimo algoritmo.

Darbe pristatomi skaičiavimai, pasirenkant keletą standartinių vamzdelių skersmenų ir analizuojant gautus rezultatus, priklausomai nuo vamzdelių skaičiaus. Pristatomos išvados apie vieno ar kito vamzdelių skaičiaus tinkamumą pasitelkiant nuostatą, kad atvirkščio termodinaminio ciklo aparatuose (kondensatoriuje, garintuve, rekuperatoriuje) slėgio nuostoliai dėl trinties neturi sudaryti daugiau kaip 5%.

Slėgio nuostoliai dėl tekėjimo garintuvo vamzdeliais skaičiuojami pagal anksčiau aprašytas lygtis. Skaičiavimai atliekami vienam šilumokaičio vamzdeliui.

500 vamzdelių pluošto šilumokaičio trinties nuostolių skaičiavimas 1 vamzdeliui

$$Re = 159376;$$

$$e = 0,005;$$

$$d = 0,044 \text{ m};$$

$$v = 0,75 \text{ m/s};$$

$$\rho = 13,05 \text{ kg/m}^3;$$

$$g_c = 9,81 \text{ m/s}^2;$$

Koeficientas A:

$$A = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{\varepsilon}{d}} \right))^{16} = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{159376}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{0,005}{0,044}} \right))^{16}$$
$$= 1,45 \times 10^{15}$$

Koeficientas B:

$$B = \left(\frac{37,53}{Re}\right)^{16} = \left(\frac{37,53}{159376}\right)^{16} = 8,9 \times 10^{-59}$$

Trinties koeficientas:

$$f = 8 \times \left(\left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}}\right)^{1/12}$$
$$= 8 \times \left(\left(\frac{8}{159376}\right)^{12} + \frac{1}{(1,45 \times 10^{15} + 8,9 \times 10^{-59})^{1,5}}\right)^{1/12} = 0,1$$

Slėgio perkrytis 80m ilgio vamzdžyje:

$$\Delta P_{80} = 10,93 \times f \times v^2 \times \rho / (g_c \times d) = 10,93 \times 0,1 \times 0,75^2 \times 13,05 / (9,81 \times 0,044) = 18,9 \text{ kPa}$$

600 vamzdelių pluošto šilumokaičio trinties nuostolių skaičiavimas 1 vamzdeliui

$$Re = 124261;$$

$$e = 0,005;$$

$$d = 0,044 \text{ m};$$

$$v = 0,58 \text{ m/s};$$

$$\rho = 13,05 \text{ kg/m}^3;$$

$$g_c = 9,81 \text{ m/s}^2;$$

Koeficientas A:

$$A = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{\varepsilon}{d}} \right))^{16} = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{124261}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{0,005}{0,044}} \right))^{16}$$
$$= 1,44 \times 10^{15}$$

Koeficientas B:

$$B = \left(\frac{37,53}{Re}\right)^{16} = \left(\frac{37,53}{124261}\right)^{16} = 4,79 \times 10^{-57}$$

Trinties koeficientas:

$$f = 8 \times \left(\left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right)^{1/12}$$
$$= 8 \times \left(\left(\frac{8}{124261}\right)^{12} + \frac{1}{(1,44 \times 10^{15} + 4,79 \times 10^{-57})^{1,5}} \right)^{1/12} = 0,1$$

Slėgio perkrytis 80m ilgio vamzdžyje:

$$\Delta P_{80} = 10,93 \times f \times v^2 \times \rho / (g_c \times d) = 10,93 \times 0,1 \times 0,58^2 \times 13,05 / (9,81 \times 0,044) = 11,3 \text{ kPa}$$

750 vamzdelių pluošto šilumokaičio trinties nuostolių skaičiavimas 1 vamzdeliui

$$Re = 75527;$$

$$e = 0,005;$$

$$d = 0,044 \text{ m};$$

$$v = 0,37 \text{ m/s};$$

$$\rho = 13,05 \text{ kg/m}^3;$$

$$g_c = 9,81 \text{ m/s}^2;$$

Koeficientas A:

$$A = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{\varepsilon}{d}} \right))^{16} = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{75527}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{0,005}{0,044}} \right))^{16} \\ = 1,43 \times 10^{15}$$

Koeficientas B:

$$B = \left(\frac{37,53}{Re}\right)^{16} = \left(\frac{37,53}{75527}\right)^{16} = 1,38 \times 10^{-53}$$

Trinties koeficientas:

$$f = 8 \times \left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5} \cdot 1/12} \\ = 8 \times \left(\frac{8}{75527}\right)^{12} + \frac{1}{(1,43 \times 10^{15} + 1,38 \times 10^{-53})^{1,5} \cdot 1/12} = 0,1$$

Slėgio perkrytis 80m ilgio vamzdžyje:

$$\Delta P_{80} = 10,93 \times f \times v^2 \times \rho / (g_c \times d) = 10,93 \times 0,1 \times 0,37^2 \times 13,05 / (9,81 \times 0,044) = 4,6 \text{ kPa}$$

1000 vamzdelių pluošto šilumokaičio trinties nuostolių skaičiavimas 1 vamzdeliui

$$Re = 44734;$$

$$e = 0,005;$$

$$d = 0,044 \text{ m};$$

$$v = 0,21 \text{ m/s};$$

$$\rho = 13,05 \text{ kg/m}^3;$$

$$g_c = 9,81 \text{ m/s}^2;$$

Koeficientas A:

$$A = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{\varepsilon}{d}} \right))^{16} = (2,457 \times \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{44734}\right)^{0,9} + 0,27 \times \frac{0,005}{0,044}} \right))^{16} \\ = 1,40 \times 10^{15}$$

Koeficientas B:

$$B = \left(\frac{37,53}{Re}\right)^{16} = \left(\frac{37,53}{75527}\right)^{16} = 6,02 \times 10^{-50}$$

Trinties koeficientas:

$$f = 8 \times \left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \\ = 8 \times \left(\frac{8}{44734}\right)^{12} + \frac{1}{(1,40 \times 10^{15} + 6,02 \times 10^{-50})^{1,5}} = 0,1$$

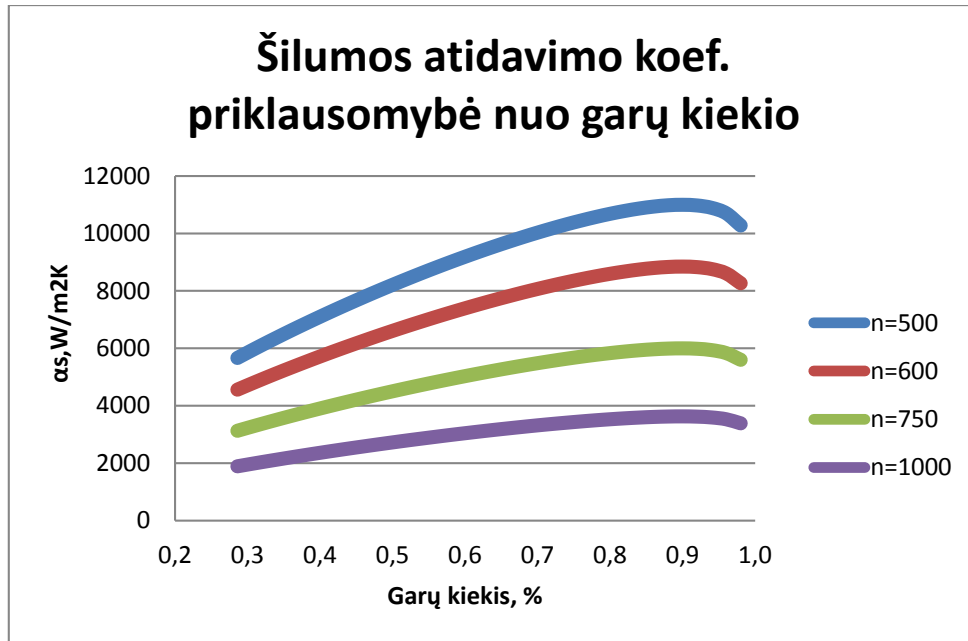
Slėgio perkrytis 80m ilgio vamzdzyje:

$$\Delta P_{80} = 10,93 \times f \times v^2 \times \rho / (g_c \times d) = 10,93 \times 0,1 \times 0,21^2 \times 13,05 / (9,81 \times 0,044) = 1,4 \text{ kPa}$$

6.

GARINTUVO GEOMETRINIŲ PARAMETRŲ PALYGINIMAS

Vamzdelių skaičiaus įtaka ir optimalus jų kiekis eigoje

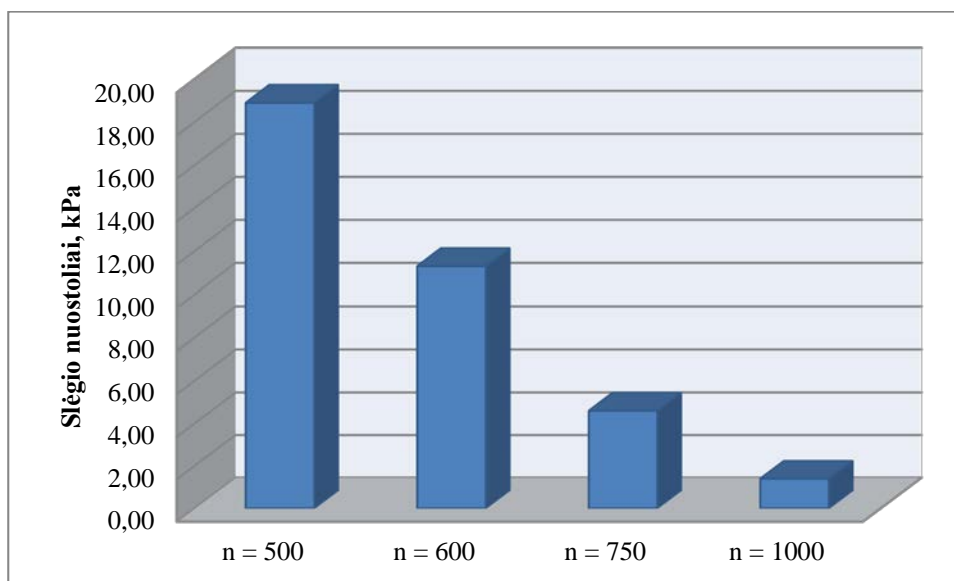


XXXII. pav. šilumos atidavimo koeficiento dydis, priklausantis nuo garų kiekio sraute.

XXXII paveikslėlyje pateikti šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimo rezultatai priklausomai nuo vamzdelių skaičiaus garintuve. Visų garintuvų galia lygi 84MW. Šilumokaičiai sudaryti iš vienodo skersmens vamzdelių, skiriasi tik jų skaičius, taip pat, didinamas arba mažinamas darbo agento tekėjimo greitis. Kuo vamzdelių skaičius mažesnis, tuo greitis didesnis. Greičiui didėjant, šilumos mainai gerėja, ir tai demonstruoja pateiktos kreivės. Tiesiogiai tekėjimo greitis lygtyse neregistroja, tačiau jis įeina į bedimensinį kriterijų Bo per masinį srautą ploto vienetui (tai dydis G).

Analizuodami kreives pastebime, kad didžiausias šilumos atidavimo koeficientas garintuve yra zonoje, kai garų kiekis artėja prie maksimalaus, tačiau po to greitai mažėja, nes baigiasi šilumos atidavimo dedamoji dėl virimo (lieka tik garo tekėjimas).

Trinties nuostolių šilumokaičių vamzdžiuose palyginimas



XXXIII. pav. slėgio nuostolių tenkančių 1 vamzdeliui reikšmės: šilumokaityje iš 500v. $\Delta P = 18,9$ kPa; šilumokaityje iš 600v. $\Delta P = 11,3$ kPa; šilumokaityje iš 750v. $\Delta P = 4,6$ kPa; šilumokaityje iš 1000v. $\Delta P = 1,4$ kPa.

Tekėjimo trinties nuostolių skaičiavimai atlikti pasirinkus tuos pačius vamzdelių skaičius. Jie rodo, kad kritinis skaičius yra apie 600, nes esant 500, trinties nuostoliai smarkiai išauga. Žinant, kad trinties nuostoliai yra tiesiog proporcingi vamzdžių skersmeniui penktame laipsnyje, mažesnis kaip 500 vamzdelių skaičius sukelia neleistiną slėgio kritimą garintuve. Pavyzdžiui, darbo agento R134a atveju virimo slėgis garintuve yra 236kPa, o jo kritimas yra 18,9kPa. Vadinasi slėgio nuostoliai jau viršija 5% ir tai yra neleistina termodinaminiu požiūriu. Tuo tarpu 600 vamzdelių atveju, slėgio nuostoliai yra apie 11,3kPa (žr. XXXIII pav.) ir tai sudaro 4,6%.

7. EKONOMINĖ JĖGAINĖS APŽVALGA

Šilumos siurblio jėgainės išlaidos bus sudarytos iš pradinių investicijų į jėgainės statybas, išlaidų kurui, eksploatacijai, darbuotojų atlyginimams, turto nusidėvėjimui. Tačiau vienintelės vertinamos jėgainės pajamos bus gaunamos pardavinėjant pagamintą šilumą. Tai reiškia, kad nebus vertinami papildomi, tačiau sunkiai prognozuojami pajamų šaltiniai, tokie kaip subsidijos ir dotacijos.

Pagrindinė, ir ekonominiu požiūriu svarbiausia savybė yra ta, kad jėgainės kompresorius bus sukamas pigia elektros energija. Kauno termofikacinės elektrinės pagamintos elektros energijos kaina tam tikromis paros valandomis kinta, ir priklauso nuo suvartojimo. Kainos vidurkis išlieka ties 46 EUR/MWh. Ne piko metu, tai yra naktį, energija parduodama daug pigiau. Vidutinė energijos kaina 21 iki 5 val. tesiekia 32,9 EUR/MWh. Ji ir būtų naudojama sukant jėgainės kompresorių. Šilumos siurblys sunaudoja 40MW naktiniu tarifu parduodamos elektros energijos, ir per 9 valandas sugeneruoja 1.310 mln. kWh šiluminės energijos. Ji parduodama pagal rinkos kainą AB „Kauno energija“. 1 kWh elektros energijos sugeneruoja maždaug 3,65kWh šiluminės energijos. Elektra varomo kompresoriaus naudingumas siekia apie 97%, tad priimu, kad bus sugeneruojama apie 3,54kWh šilumos, kuri turės pakankamą termodinaminį potencialą, ir bus tiekiama į miesto šilumos tinklus.

Kauno ŠSJ gaminamos šilumos kaina susidėtų iš kintamosios (kuro) dedamosios ir pastoviosios dalies, skirtos jėgainei bei jos darbuotojams išlaikyti. Be jų, prisidėtų dedamoji, skirta kapitalo grąžai. Kintama jėgainės šilumos kainos dalis priklauso nuo darbuotojų skaičiaus, įrengimų aptarnavimo kaštų, suvartotos elektros energijos ir kitų.

Atsipirkimo greitis priklauso nuo dviejų faktorių. Pirmasis – šilumos kainų skirtumas rinkoje, tarp modernių šilumos gamybos jėgainių, ir aptartosios. Sekantis atsipirkimą įtakojantis faktorius – parama iš finansinių institucijų šiam projektui. Šilumos siurblio jėgainė veikia be CO₂ emisijos, yra viena iš atsinaujinančios energijos gamybos vienetų. Tuo metu pavydžiui, biokuro jėgainėms naudojama mediena, naikinami miškai. Tai būtų pilotinis projektas, jis turėtų būti remiamas dėl savo inovatyvumo, ir galimybės sukelti proveržį visame šiluminės energijos gamybos sektoriuje.

Preliminari jėgainės elementų kaina [12]

Akumuliacinė talpa, ir garintuvas bus brangiausiais šilumos siurblio jėgainės elementais. Rezervuaro kaina yra apie 96 tūkst. EUR/1000m³, taigi rezervuaras be termoizoliacinės dangos kainuotų apie 1,92 mln. EUR. Talpai reikia apie 800m³ termoizoliacinės medžiagos, ir suminė, reikalinga investicija į rezervuarą būtų 2,095 mln. EUR. Garintuvo išorės plotas sieks 16 tūkst. m², o jo darbiniai elementai (vamzdžių pluoštas) bus sudarytas iš korozijai atsparaus vario. Vamzdžių svoris bus apie 110t, vien varinių konstrukcijų kaina sieks 1,33EUR, kita metalinė garintuvo dalis

sudarys apie 20% galutinės jo kainos, šilumokaičio sumontavimas – 60% (apie 1 mln. EUR).
Suminė garintuvo kaina 2,45 mln. EUR.

Remiantis [8] šilumos siurblio kompresoriaus kaina būtų apie 1,39 mln. EUR. Palyginus (8) ir (9) siūlomus būdus santykiniam SŠJ elementų apskaičiavimui gauname panašius rezultatus, jie pateiktui () lentelėje.

Visos ŠSJ savininko išlaidos, įskaitant statybas ir jėgainės paleidimą/derinimą, išlaidas aplinkos sutvarkymui, ir t.t. yra nustatytos remiantis [10], kur aprašomi kainos skaičiavimai, įvairioms elektros energijos gamybos technologijoms. Visas išlaidas, susijusias su nauja šilumos siurblio jėgaine yra parodytos (5) lentelėje.

5 Lentelė. Šilumos siurblio jėgainės elementų suvestinė.

Elementas	Charakteristika	Kaina pagal [8] mln. EUR	Kaina pagal [10] mln. EUR	Priimta elemento kaina mln. EUR
Kondensatorius. Dalis, kurioje DA būtų perkaitinto garo būsenoje	10090m ²	0,84	0,78	0,84
Kondensatorius. Dalis, kurioje DA būtų skysčio ir garo mišinio būsenoje	3570 m ²	0,37	0,31	0,37
Kondensatorius. Dalis, kurioje DA būtų skystos būsenos	2850 m ²	0,31	0,26	0,31
Papildomas šilumokaitis	6020 m ²	0,55	0,51	0,55
Garintuvas	16000 m ²			2,45
Akumuliacinė talpa	20000m ³			2,1
Kompresorius				1,39
Kitos išlaidos				14,1
Suma				22,11

1 kWh šilumos būtų parduodama už 0,028 EUR. Per 1 parą jėgainė pagamintų $1,31 \times 10^6$ kWh, per 156 dienų šildymo sezoną . $204,36 \times 10^6$ kWh.

Vieno sezono pajamos siektų:

$$0,028 \text{ EUR/kWh} \times 204,36 \times 10^6 \text{ kWh} = 5,72208 \text{ mln. EUR}$$

Preliminarus atsipirkimo laikas parduodant šiluminę energiją:

$$22,11 / 5,7708 = 3.86 \text{ šild. sez.}$$

8. IŠVADOS

1. Šilumos siurblio jėgainės, kurios naudoja atsinaujinančią žemo potencialo šilumą (grunto, vandens telkinių, oro šilumos šaltinius) priešingai nei tos, kurios naudoja atliekinę šilumą (pavyzdžiui, elektros jėginių, pramonės įmonių atliekinę šilumą) yra priskiriamos atsinaujinančios energetikos technologijoms ir gali būti finansiškai remiamos, kaip technologijos, mažinančios klimatą šiltnančių dujų emisiją;

2. Kauno Marios – unikalus žemo potencialo šilumos šaltinis, galintis patenkinti viso miesto šilumos poreikius, jei panaudojamas visas vandens debitas po hidroagregatų; Aukštą šilumos siurblio efektyvumą užtikrina labai efektyvūs šilumos mainai tiek iš vandens tiek ir darbo agento pusės;

3. Žemą šilumos savikainą bei greitą investicinių kaštų atsipirkimą lemia ne tik aukštas šilumos siurblio jėgainės efektyvumas, bet ir maža naudojamos elektros kaina. Kompresoriaus sukimui naudojama naktinė hidroelektrinėje gaminama elektra, o pagaminta šiluma kaupiama akumuliacinėje talpoje.

4. Sudėtingiausias ir brangiausias jėgainės įrenginys yra garintuvas, kurio termodinaminei bei ekonominei analizei šiame darbe skirtas didelis dėmesys;

5. Darbe pateiktas šilumos mainų ir hidraulikos iš tekančio ir verdančio darbo agento pusės skaičiavimo modelis, leidžiantis vertinti atskirai tekėjimo ir virimo dedamąsias ir tuo pačiu optimizuoti garintuvo vamzdžių skersmenį bei išlaidas metalui – šiuo atveju variui.

6. Optimalus vamzdelių skaičius vienoje garintuvo eigoje yra 600vnt. Toks skaičius užtikrina optimalius tokio tipo jėgainėse hidraulinius nuostolius ir didelį šilumos atidavimo koeficientą.

7. Išnagrinėta pasaulinė situacija energetikos sektoriuje, kuro, statybos žaliavų, energijos kainų kitimo dinamika. Išvada – iškastinis kuras sparčiai brangsta, novatoriškos, anksčiau santykinai brangumu pasižymėjusios energijos gamybos technologijos darosi vis patrauklesnės. Dėl šios priežasties investicijos į didelių šilumos siurblio jėginių statybas ima atrodyti ne tokios brangios. Ši tendencija būdinga ne tik Europai, bet ir visam pasauliui.

8. Apžvelgtos atskirų valstybių strategijos ir uždaviniai energetikos srityje artimiausiems dešimtmečiams. Jau naudojama, ir siekiama, kad santykinai kuo daugiau energijos būtų išgaunama panaudojant atsinaujinančius šaltinius. Lietuvoje šie taip pat yra įgyvendinami, bet didžiaja dalimi dėka biokuro naudojimo, užmirštant didžiulį šilumos siurblių potencialą ir pritaikymo galimybes.

9. Aprašyta nagrinėjama šilumos siurblio jėgainė, kurios kompresorius varomas elektriniu varikliu, išnagrinėta:

- Jėgainės koncepcija;

- Šilumos siurblio jėgainės specifika, struktūra ir veikimo principas;
- Aprašomi jėgainės termodinaminio, ekonominio ir ekologinio jėgainės vertinimo principai.

9. LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. Gimbutis G. ir kt. Šiluminė technika, 1993m, "Mokslas", Vilnius
2. International Conference on 2014 combined heat pump and water-power plant at Kaunas Lagoon, Vytautas Dagilis, Liutauras Vaitkus.
3. Energijos erdvė, 2011 Nr. 4 (11)
http://www.leka.lt/sites/default/files/dokumentai/11_energijos_erdves_pdf.pdf
4. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, S. G. Kandlikar
<http://www.rit.edu/~w-taleme/Papers/Journal%20Papers/J010.pdf>
5. John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V. „A Heat Transfer Textbox. Third Edition“, Cambridge, MA: Phlogiston Press 2004 m.;
6. F. Kreith, R.F. Boehm et. al. „Heat and Mass Transfer: Mechanical Engineering Handbook“, Boca Raton: CRC Press LLC 1999 m.;
7. J. Gudzinskas, V. Lukoševičius, V. Martinaitis, E Tuomas, Šilumos vartotojo vadovas, Vilnius, 2011.
8. Arsalis A. 2008. Thermoeconomic modeling and parametric study of hybrid SOFC – gas turbine-steam turbine power plants ranking from 1.5 to 10MWE.
9. Dagilis V. 2011. Kaunas heat pump plant or how to reduce heat price twice. Energijos Erdvė 4(11), 19-23.
10. Sayyaadi H., Mehrabipour R. 2012. Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized turbular recuperative heat exchanger, *Energy*, vol.38, 362-375.
11. Lund, H., Moller, B., Mathiesen B.V., Dyrelund, A. 2010. The role of district heating in future renewable energy systems, *Energy*, vol.35: 1381-1390.
12. Dagilis V., Vaitkus L., 2014. Combined heat pump and water-power plant at Kaunas Lagoon
13. Lemanas E. 2012. Tvenkinio vandens žemo potencialo šilumos panaudojimo studija.
14. Scott S. Haraburda, Steve Chafin 2000. Calculating Two-Phase Pressure Drop.
15. Intemann P.A., Kazmierczak M. 1997. Heat transfer and ice formation deposited upon cold tube bundles immersed in flowing water – I. Convection analysis, *Int. J. Heat Transfer. Vol.40*, 557-572.
16. Kazmierczak M., Intemann P.A. 1997. Heat transfer and ice formation deposited upon cold tube bundles immersed in flowing water – II. Conjugate analysis, *Int. J. Heat Transfer. Vol.40*, 573-588.
17. Blarke M, Lund H. 2007. Large-scale heat pumps in sustainable energy systems: system and project perspectives, *Thermal Science;11(3)*, 141–52.

18. Dagilis V. 2013. Combined heat pump and power plant. Part I: thermodynamic analysis, *Mechanika, vol.19 (1)*.
19. Dagilis V. 2013. Combined heat pump and power plant. Part II: economic analysis, *Mechanika vol.19 (2)*.
20. Kabišius G. 2013. Šilumos siurblio jėgainės termodinaminė, ekonominė bei ekologinė analizė.
21. Dagilis V, Kabišius G. 2012. Šilumos siurblio jėgainė su kombinuoto ciklo turbina.
22. Dr. K. J. Bell, Dr. A. C. Mueller, 2001. Voiverine Engineering Data Book II. Basic heat transfer.

UŽTVINDOMŲ GARINTUVŲ DARBO PARAMETRŲ PALYGINIMAS ESANT VIENODAI APKROVAI

Maksimas Tarasovas¹, Vytautas Dagilis²

¹Kauno technologijos universitetas, Šilumos ir atomo energetikos katedra, Studentų g. 56, el. paštas:maksimas.t@gmail.com

²Kauno technologijos universitetas, Šilumos ir atomo energetikos katedra, Studentų g. 56, el. paštas:vytautas.dagilis@ktu.lt

Raktiniai žodžiai: užtvindomas šilumokaitis, garintuvas, šilumos mainai, dvifazis srautas, trinties nuostoliai.

1. Įvadas

Iškastinio kuro kainų šuolis per paskutinius dešimtmečius paskatino tyrimus atsinaujinančios energijos sektoriuose. Ženkliai pasistūmėjo į priekį, ir išlieka perspektyvi tyrimams geoterminės energijos sritis. Atlikta daug tyrimų, galimybių studijų, susijusių su dideliais šilumos siurbliais, ir šilumos siurblio principu veikiančiomis jėgainėmis. Jų tikslas – panaudoti sugeneruojamą energiją šildymui.

Reikia pažymėti, kad per paskutinius 10-15 metų statybos kainos neaugo taip drąstiškai kaip iškastinių resursų, ir iš jų gaunamos energijos. Dėl šios priežasties investicijos į didelių šilumos siurblio jėgainių statybas jau nebeatrodo labai brangios. Negana to, elektros energijos, reikalingos šilumos siurblių darbui, kainos didėjo ne taip dinamiškai kaip iškastinio kuro. Tai dar vienas veiksnys, skatinantis kompresinių, elektros energiją naudojančių šilumos siurblių plėtrą.

Darbe pristatoma šilumos siurblio jėgainės, naudojančios Kauno Marių vandens šilumą, garintuvo analizė. Šiuo atveju garintuvas – sudėtingiausias ir brangiausias jėgainės aparatas. Nuo jo parametrų didžiausia (didesne nei kompresorius) dalimi priklauso šilumos siurblio darbo ciklo efektyvumas, vadinamas jo transformavimo koeficientas.

Nagrinėjamas garintuvas – tai tėkmėje panardintas vamzdinis šilumokaitis, kurį skersai apiplauna Nemuno vanduo po hidroagregatų šalia Kauno HES. Darbe pristatomi užtvindomų vamzdelinių garintuvų šilumos atidavimo, hidraulinių nuostolių skaičiavimo lygtys, skaičiavimo rezultatai, pateikta šilumos atidavimo iš darbo agento pusės priklausomybė nuo dvifazio srauto skysčio ir garų sudėties.

2. Šilumos atidavimo koeficiento iš verdančio ir tekančio darbo agento pusės skaičiavimo pagrindinės lygtys

Skaičiuojant šilumos atidavimo koeficientą iš darbo agento pusės vertinamos tiek virimo tiek ir tekėjimo dedamosios, nes dvifazis srautas ir verda ir tuo pačiu teka. Skaičiavimai atliekami pagal dvi skirtingas lygtis [4]:

$$\left(\frac{\alpha_{nv}}{\alpha_s}\right)_{VD} = (1-x)^{0.8} (0.668 \times Co^{-0.2} \times f_0 + 1058 \times Bo^{0.7} \times F) \quad (1)$$

$$\left(\frac{\alpha_{nv}}{\alpha_s}\right)_{KD} = (1-x)^{0.8} (1.136 \times Co^{-0.9} \times f_0 + 667 \times Bo^{0.7} \times F) \quad (2)$$

čia:

x - darbo agento garų kiekis dvifaziame sraute;

Co - konvekcijos kriterijus;

Bo - virimo kriterijus;

f - orientacijos faktorius;

F - Kandlikar koreliacijos koeficientas variniams vamzdeliams, priklausantis nuo darbo agento rūšies.

Indeksai „ VD “ ir „ KD “ reiškia atitinkamai virimo dedamąją ir konvekcijos dedamąją.

Konvekcijos kriterijaus išraiška tokia:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \times \left(\frac{\rho_g}{\rho_s}\right)^{0.5}, \quad (3)$$

kur:

ρ_g, ρ_s - darbo agento garų ir skysčio tankiai;

x - darbo agento sausumo laipsnis.

Atitinkamai virimo kriterijaus išraiška:

$$Bo = \frac{q_w}{G \times h_r}. \quad (4)$$

Čia:

q_w - savitasis šilumos srautas, W/m^2 ;

G - masinis dvifazio srauto debitas tenkantis 1 vamzdeliui, $kg/(m^2 \times s)$;

h_r - darbo agento savitoji garavimo šiluma, kJ/kg.
Savitasis šilumos srautas iš garintuvo vidinės pusės:

$$q_w = \frac{Q_0}{f_v} \quad (5)$$

Q_0 – bendrasgarintuvo šiluminisnašumas, W;

f_v – visųgarintuvovamzdeliųvidausplotas, m²;

Šilumosatidavimokoefficientasnuotekančiodarboagentovidinei garintuvosienelei:

$$\alpha_s = \frac{Nu \times \lambda}{d} \quad (6)$$

Nu – Nuseltokriterijus;

λ – šilumoslaidumokoefficientas W/mK;

d – vidinisvamzdžioskersmuo, m.

Bendras šilumos atidavimo koeficientas nuo tekančio ir tuo pačiu verdančio darbo vamzdžio sienelėi:

$$\alpha_v = \alpha_s \times \left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{KD}, \quad W/(m^2 \times K) \text{ jei } \left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{KD} > \left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{VD}, \quad (7)$$

arba:

$$\alpha_v = \alpha_s \times \left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{VD}, \quad W/(m^2 \times K) \text{ jei } \left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{VD} > \left(\frac{\alpha_{tv}}{\alpha_s}\right)_{KD}. \quad (8)$$

3. Trinties nuostolių skaičiavimo pagrindinės lygtys

Slėgio nuostoliai dėl trinties nagrinėjame garintuve mažina šilumos siurblio ciklo efektyvumą. Viena vertus nuostoliai turi būti kuo mažesni, kita vertus darbo agento tekėjimas turi užtikrinti kuo didesnį šilumos atidavimo koeficientą. Siekdami mažinti nuostolius turime didinti tekėjimo kanalo skerspjūvio plotą, tai yra didinti vamzdelių skersmenį. Siekdami geresnių šilumos mainų – priešingai – šį skersmenį mažinti.

Optimizavimo uždavinys šiame darbe nesprenžiamas. Tai neįeina į darbo užduotį, ir yra per sudėtingas, reikalaujantis sudėtingo modeliavimo algoritmo.

Darbe pristatomi skaičiavimai, pasirenkant keletą standartinių vamzdelių skersmenų ir analizuojant gautus rezultatus, priklausomai nuo vamzdelių skaičiaus. Pristatomos išvados apie vieno ar kito vamzdelių skaičiaus tinkamumą pasitelkiant nuostatą, kad atvirkščio termodinaminio ciklo aparatuose (kondensatoriuje, garintuve, rekuperatoriuje) slėgio nuostoliai dėl trinties neturi sudaryti daugiau kaip 5%.

Slėgio nuostoliai dėl tekėjimo garintuvo vamzdeliais skaičiuojami pagal tokias lygtis [5]:

$$f = 8 \times ((8/Re)^{12} + 1/(A + B)^{1.5})^{1/12}, \quad (9)$$

$$\text{kur } A = [2.457 \times \ln(1/((7/Re)^{0.9} + 0,27 \times \epsilon/d))]^{16}, \quad (10)$$

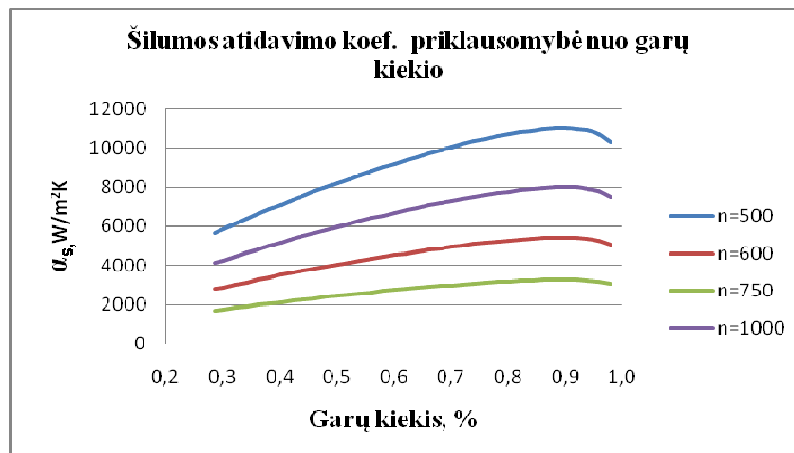
$$B = (37,530/Re)^{16} \quad (11)$$

$$\Delta P = 10,82 \times f \times v^2 \times \rho / (g * d) \text{ kPa} \quad (12)$$

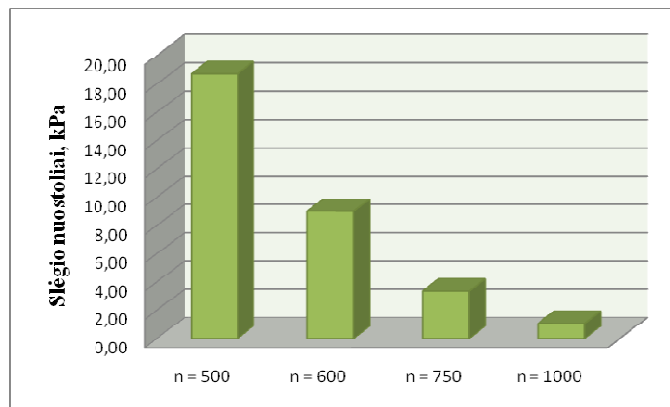
4. Skaičiavimo rezultatai. Analizė ir išvados.

Pirmame paveikslėlyje pateikti šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimo rezultatai priklausomai nuo vamzdelių skaičiaus garintuve. Šiuo atveju yra pasirinktas vamzdelio vidinis skerspjūvio plotas ir keičiant vamzdelių skaičių didinamas arba mažinamas darbo agento tekėjimo greitis. Kuo vamzdelių skaičius mažesnis, tuo greitis didesnis. Greičiui didėjant, šilumos mainai gerėja, ir tai demonstruoja pateiktos kreivės. Tiesiogiai tekėjimo greitis lygtyse neregūruoja, tačiau jis įeina į bedimensinį kriterijų Bo per masinį srautą ploto vienetui (tai dydis G).

Analizuodami kreives pastebime, kad didžiausias šilumos atidavimo koeficientas garintuve yra zonoje, kai garų kiekis artėja prie maksimalaus, tačiau po to greitai mažėja, nes baigiasi šilumos atidavimo dedamoji dėl virimo (lieka tik garo tekėjimas)



1 pav. Šilumos atidavimo koeficiento dydis, priklausantis nuo garų kiekio sraute.



2 pav. Slėgio nuostolių tenkančių 1 vamzdeliui reikšmės: šilumokaityje iš 500v. $\Delta P = 18,73$ kPa; šilumokaityje iš 600v. $\Delta P = 9,01$ kPa; šilumokaityje iš 750v. $\Delta P = 3,36$ kPa; šilumokaityje iš 1000v. $\Delta P = 1,08$ kPa.

Tekėjimo trinties nuostolių skaičiavimai atlikti pasirinkus tuos pačius vamzdelių skaičius. Jie rodo, kad kritinis skaičius yra apie 600, nes esant 500, trinties nuostoliai smarkiai išauga. Žinant, kad trinties nuostoliai yra tiesiog proporcingi vamzdžių skersmeniui penktame laipsnyje, mažesnis kaip 500 vamzdelių skaičius sukelia neleistiną slėgio kritimą garintuve. Pavyzdžiui, darbo agento R134a atveju virimo slėgis garintuve yra 236kPa, o jo kritimas yra 18,3kPa. Vadinasi slėgio nuostoliai jau viršija 5% ir tai yra neleistina termodinaminio požiūriu. Tuo tarpu 600 vamzdelių atveju, slėgio nuostoliai yra apie 9kPa (žr. 2pav.) ir tai sudaro 3,8%.

5. Išvados

1. Darbe pristatytas šilumos siurblio jėgainės garintuvas yra termodinamiškai svarbiausias ir ekonomiškai brangiausias jėgainės aparatas, reikalaujantis detalios analizės ir pagrindinių parametų optimizavimo.
2. Svarbiausias garintuvo geometrinis parametras – vamzdelių vidinis skersmuo. Nuo jo priklauso šilumos mainų efektyvumas ir trinties nuostoliai tekant vidumi dvifaziams darbo agento srautui.
3. Slėgio nuostolių skaičiavimai rodo, kad pasirinktam standartiniam vamzdelių skersmeniui, optimalus vamzdelių skaičius yra apie 600.
4. Šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimo rezultatai rodo, kad esant vamzdelių skaičiui 600, šilumos atidavimo koeficientas iš verdančio darbo agento (R134a) pusės, priklausomai nuo garų kiekio sraute, kinta nuo 4000 iki 8000W/m²K. Toks dydis užtikrina labai efektyvius šilumos mainus ir mažina išlaidas garintuvo gamybai.

6. Literatūra

1. **VytautasDagilis, LiutaurasVaitkus.**InternationalConferenceon 2014 combined heat pump and water-power plant at Kaunas Lagoon;
2. **Lietuvos energetikos konsultantų asociacija.** Energijos erdvė, 2011 Nr. 4 (11) http://www.leka.lt/sites/default/files/dokumentai/11_energijos_erdves_pdf.pdf[žiūrėta 2015.04.16];
3. **S. G. Kandlikar.**A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes.
4. **John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V.**A Heat Transfer Textbox. Third Edition, Cambridge, MA: Phlogiston Press 2004 m;
5. **Scott S. Haraburda.**Chemical Processing, fluid flow annual, 2000.