

**Հ Հ Կ Ր Թ Ո Ւ Թ Յ Ա Ն Ե Վ Գ Ի Տ Ո Ւ Թ Յ Ա Ն Ն Ա Խ Ա Ր Ա Ր Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն
Հ Ա Յ Ա Ս Տ Ա Ն Ի Ա Չ Գ Ա Յ Ի Ն Պ Ո Լ Ի Տ Ե Խ Ն Ի Կ Ա Կ Ա Ն
Հ Ա Մ Ա Լ Ս Ա Ր Ա Ն**

Խ Ա Չ Ա Տ Ր Յ Ա Ն Ռ Ո Ւ Բ Ե Ն Գ Ե Վ Ո Ր Գ Ի

**Շ Ո Գ Ե Գ Ա Չ Ա Յ Ի Ն Է Ն Ե Ր Գ Ա Բ Լ Ո Կ Ն Ե Ր Ի
Ա Ր Դ Յ Ո Ւ Ն Ա Վ Ե Տ Ո Ւ Թ Յ Ա Ն Բ Ա Ր Զ Ր Ա Տ Ո Ւ Մ Ը Զ Ե Ր Մ Ա Յ Ի Ն
Տ Ր Ա Ն Ս Ֆ Ո Ր Մ Ա Տ Ո Ր Ն Ե Ր Ի Օ Գ Տ Ա Գ Ո Ր Ծ Մ Ա Մ Բ**

Ա Տ Ե Ն Ա Խ Ո Ս Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

Ե .14.03- «Ձ ե թ մ ա է ն ե թ գ ե տ ի կ ա» մ ա ս ն ա գ ի տ ո ւ թ յ ա մ ք
տ ե խ ն ի կ ա կ ա ն
գ ի տ ո ւ թ յ ո ւ ն ն ե թ ի թ ե կ ն ա ծ ո ւ ի գ ի տ ա կ ա ն ա ս տ ի ճ ա ն ի
հ ա յ ց մ ա ն

Գ ի տ ա կ ա ն ղ ե կ ա վ ա թ
Տ ե խ ն ի կ ա կ ա ն գ ի տ ո ւ թ յ ո ւ ն ն ե թ ի թ ե կ ն ա ծ ո ւ ,
դ ո ց ե ն տ **Լ .Ս .Հ Ո Վ Հ Ա Ն Ն Ի Ս Յ Ա Ն**

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ 2

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ 4

ԳԼՈՒԽ 1. ՁԵՐՄԱՅԻՆ ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՅԱՆՆԵՐՈՒՄ ՁԵՐՄԱՅԻՆ ՏՐԱՆՍՖՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ ՕԳՏԱԳՈՐԾՄԱՆ ՏԱՐԲԵՐԱԿՆԵՐԻ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ 8

1.1. Տնտեսության էներգետիկական արդյունավետության վերլուծությանը 8

1.2. Ջերմային պոմպերի ներդրումը որպես համախառն ներքին արդյունքի էներգատարության նվազեցման միջոց 13

1.3. Ջերմային էլեկտրական կայաններում ջերմային պոմպերի կիրառման լուծումների վերլուծությանը 16

1.4. Ծոզեգազային ջերմային էլեկտրակայանների տեղակայված հզորությանը ներքին զարգացման հեռանկարները 24

1.5. Հայկական էներգահամակարգի զազատուրքի նային տեղակայանքների աշխատանքի վրա բնակչի մայակական պայմանների ազդեցության վերլուծությանը 25

1.6. ԳՏՏ կոմպրեսորներ ծծվող օդի բարձր ջերմաստիճանով պայմանավորված հզորության թերարտադրության փոխհատուցումը հովացման համակարգերի օգտագործմամբ 32

1.7. Խնդրի դրվածքը 37

ԳԼՈՒԽ 2. ԷՆԵՐԳԱԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՆՊԱՏԱԿՈՎ ՁԵՐՄԱՅԻՆ ՏՐԱՆՍՖՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ ԿԻՐԱՌՄԱՆ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆԸ 40

2.1. Ընդհանուր դրույթներ 40

2.2. Ջերմային պոմպերի աշխատանքի արդյունավետությանը 43

2.3. Հայաստանում ջերմային պոմպերի ներդրման նպատակահարմարությանը և հետզնման ժամկետի գնահատումը 45

2.4. Ջերմամատակարարման էներգատարարությանը բարձրացումը շոգեկոմպրեսորային ջերմատարմային տեխնոլոգիաների կիրառմամբ 49

2.5. Աբսորբցիոն բրոմի իթիումային ջերմային տրանսֆորմատորների առանձնահատկությանը 53

2.6. Աբսորբցիոն սառնարանայ ին մեքենաների դասակարգումը և աշխատանքի սկզբունքը 56

Եզրակացու թյուր նկեր երկրորդ գլխի վերաբերյալ 58

ԳԼՈՒԽ 3. ՁԵՐՄԱՅԻՆ ԷԼԵԿՏՐՈԿԱՅԱՆՆԵՐԻ ԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՆՊԱՏԱԿՈՎ ՁԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ՕԳՏԱԳՈՐԾՈՒՄԸ 59

3.1. ՁԵԿ-երում մշերմային պոմպերի օգտագործման նախադրյալները 59

3.2. ՁԵԿ-երի էներգաարդյունավետության բարձրացման համար մշերմային պոմպերի օգտագործման թերմոդինամիկական վերլուծություն 63

3.3. Ձերմային պոմպերի կիրառմամբ մշերմալեկտրական էներգիաների արդյունավետության բարձրացման սխեմաների համադրական վերլուծություն 69

Եզրակացու թյուր նկեր երկրորդ գլխի վերաբերյալ 74

ԳԼՈՒԽ 4. ՍԱՌՆԱՐԱՆԱՅԻՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՕԳՏԱԳՈՐԾՈՒՄԸ ԳՏՏ ՄՏՆՈՂ ՕՂԻ ՅՈՎԱՑՄԱՆ ՅԱՄԱՐ 75

4.1. Յայկական էներգահամակարգի շոգեգազատու ռեինային տեղակայանքների բնութագրերը 75

4.2. Գազատու ռեինային տեղակայանքների մուտքում օդի հոսվածքի էնթալպիայի ընտրությունը՝ կախված տարածաշրջանային կլիմայական պայմաններից 80

4.3. ՇԳՏ-ի հաշվարկի մուտքային պարամետրերի վրա բնակված մայական պայմանների ազդեցությունը և գնահատումը 93

4.4. Շոգեգազային տեղակայանքի հաշվարկի պարամետրերը 99

4.5. Աշխատանքի փոփոխական ռեժիմների դեպքում ԵՐՁԵԿ-ում տեղակայված GT13E2 MXL գազային տուրբինի պարամետրերի հաշվարկի մեթոդիկայի մշակումը 102

4.6. Երևանի համակցված շոգեգազային ցիկլով ԷԼԵԿՏՐՈԿԱՅԱՆԱՆԻ էներգետիկական ցուցանիշների վրա արտաքին օդի պարամետրերի ազդեցությունը և գնահատումը 106

4.7. Օդային հոսվածքի ասպարատների մակերևույթների համեմատությունը էներգետիկական արդյունավետության գործակցի միջոցով 110

4.8. Աբսորբցիոն բրոմլիթիումային սառնարանային մեքենայի մշերմային հոսքերի հաշվարկը 120

4.9. ԳՏՏ մատուցվող օդի՝ մշերմագտահանող աբսորբցիոն սառնարանային մեքենայով հոսվածքի համակարգի նախագծման հաշվարկային մշերմաստիճանի օպտիմալ նշանակությունը և ընտրությունը 126

4.10. ԵրՁԵԿ-ի համակցված ցիկլով աշխատող ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՅԱՆ ՈՒՄՔԱՐՃՐ
ՃՆՇՈՒՄԱՅ ԻՆՎԵՇՈՇԱԿԱՏՈՒՄԻ և ԱԲՍՄ-ով հովացման համակարգերի
համեմատությունը 132

ԵՉՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ 135

ՕԳՏԱԳՈՐԾՎԱԾ ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ 137

ՕԳՏԱԳՈՐԾՎԱԾ ՀԱՊԱՎՈՒՄՆԵՐԻ ՑԱՆԿ 150

ՀԱՎԵԼՎԱԾ 151

Ն Ե Ր Ա Ճ Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

Թեմայի արդիականությունը: Տնտեսական զարգացմանը գնագընթաց աճում և էլեկտրաէներգիայի պահանջարկը: Հաշվի առնելով, որ Հայաստանում սպառվող առաջնային էներգակիրների շուրջ երկու երրորդը ներկրվում է՝ տնտեսության զարգացումն ապահովելու համար էներգաարդյունավետության բարձրացմանն ուղղված քաղաքականությունն այլընտրանք չունի: Այդ կապակցությամբ ՀՀ էներգահամակարգում նկատվում է նոր տեսակի, մոդեռնիզացված ջերմային էլեկտրակայանների (ՁԷԿ) ստեղծման անհրաժեշտություն: Բարձր շահավետությամբ և մանևրայնությամբ օժտված համակցված ցիկլով տեղակայանքների կառուցումը վերջին երկու տասնամյակում համաշխարհային ջերմաէներգետիկայի հիմնական միտումն է:

Հայաստանում նույնպես հնացած և ցածր արդյունավետությամբ աշխատող հզորությունների փոխարինումը, ինչպես նաև նոր արդիական տեղակայանքների ներդրումը կատարվում է ժամանակակից տեխնոլոգիաներով գազատուրբինային տեղակայանքների (ԳՏՏ) հիման վրա՝ Երևանի համակցված շոգեգազային ցիկլով էլեկտրակայանում (ՀԾԳՑԷ) և Հրազդանի ՁԷԿ-ի 5-րդ էներգաբլոկում: Այս տարի Երևանում սկսվել է 234ՄՎտ հզորությամբ երկրորդ ՀԾԳՑԷ-ի շինարարությունը, որի գործարկումը նախատեսվում է 2019թ.-ին: Քանի որ ԳՏՏ-ների արտադրողականությունը և աշխատանքի արդյունավետությունը խիստ կախվածություն մեջ են մթնոլորտային պարամետրերից, ՀՀ էներգահամակարգի համար շոգեգազային ցիկլով

աշխատող Էներգաբլոկների Էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների՝ նախագծային արժեքների և մոտեցումը ապահովող տեխնոլոգիաների մշակումը գործնական կարևոր նշանակություն ունեցող խնդիր է: Աշխարհի տարբեր երկրներում լայն տարածում են գտել մթնոլորտային օդի բարձր ջերմաստիճանի հետևանքով արտադրողականության անկումը փոխհատուցելու նպատակով ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր տրվող օդի հովացման տարատեսակ եղանակներ, որոնց թվին է պատկանում սառնարանային մեքենաների օգտագործումը:

Ջերմային էլեկտրակայանների աշխատանքի ընթացքում ջերմության զգալի կորուստները պայմանավորված են շոգու կոնդենսացման ջերմության և քսայնոլի ու գեներատորների ստատորների փաթույթների հովացման համակարգերի ցածր պոտենցիալային ջերմության արտանետմամբ մթնոլորտ: Վերոնշյալ ջերմային կորուստների կրճատման եղանակներից մեկը երկրորդային ջերմության օգտահանումն է ջերմային պոմպերով (ՋՊ): Ավանդական ջերմագեներատորների համեմատ ՋՊ օգտագործումը կարող է ապահովել վառելիքի գրեթե կրկնապատիկ տնտեսում՝ նպաստելով ներկրված գազի պահանջարկի կրճատմանը՝ համամասնորեն կրճատելով դրա հետ կապված ջերմոցային գազերի արտանետումները:

Յետևաբար խիստ արդիական է ջերմային տրանսֆորմատորների (ՋՏ)՝ ջերմային պոմպերի և սառնարանային մեքենաների կիրառմամբ՝ շոգեգազային Էներգաբլոկների արդիականացման սխեմաների հետազոտությունը, վերլուծությունը և այնպիսի տեխնիկական լուծումների մշակումը, որոնք կնպաստեն էլեկտրական և ջերմային

Է ն ե ղ զ ի ա յ ի ար տ ա դ ղ ղ ու թ յ ա ն գ ո ղ ղ ո ղ տ ե խ ն ո լ ղ զ ի ա յ ի
կ ա տ ա ղ ե լ ա գ ո ղ ղ մ ա ն ը , ի ն չ ա ղ ե ս ն ա ն ջ ե ղ մ ա է ն ե ղ զ ե տ ի կ
հ ա մ ա լ ի ղ ի կ ո ղ մ ի ց շ ղ ջ ա կ ա մ ի ջ ա վ ա ղ ղ ղ ի վ ղ ղ ա
բ ա ց ա ս ա կ ա ն ա գ ո ղ ե ց ու թ յ ա ն ն վ ա գ մ ա ն ը :

Ա շ խ ա տ ա ն ք ի ն պ ա տ ա կ ղ : Ա տ ե ն ա խ ո ս ա կ ա ն
ա շ խ ա տ ա ն ք ի ն պ ա տ ա կ ն է Ջ Տ օ գ տ ա գ ո ղ ղ մ ա մ բ
ե ղ կ ղ ղ ո ղ ղ ա յ ի ն ջ ե ղ մ ու թ յ ա ն օ գ տ ա հ ա ն մ ա ն առ ա վ ե լ
ար ո ղ ի ա կ ա ն ս խ ե մ ա ն ե ղ ղ ի ու ս ու մ ն ա ս ի ղ մ ա մ բ ն
վ ե ղ ղ ու ղ ղ ու թ յ ա մ բ ա յ ն ա ղ ի ս ի տ ե խ ն ի կ ա կ ա ն
լ ու ղ ղ ու մ ն ե ղ ղ ի մ շ ա կ ու մ ը , ո ղ ղ ն ք ղ ու ղ ղ ղ ե ն տ ա լ ի ս
բ ա ղ ղ ղ ա ց ն ե լ շ ո գ ե գ ա գ ա ղ ղ ի ն Ջ Է Կ - ե ղ ղ ի
տ ե խ ն ի կ ա տ ն տ ե ս ա կ ա ն ց ու ց ա ն ի շ ն ե ղ ղ :

Յ ե տ ա գ ո տ ու ղ ղ ղ ա ն գ ի տ ա կ ա ն ն ո ղ ու ղ ղ :

1. Մ շ ա կ վ ե լ է Գ Տ Տ - ի Է ն ե ղ զ ե տ ի կ ա կ ա ն
ց ու ց ա ն ի շ ն ե ղ ղ ի հ ա շ վ ա ղ կ ի մ ե ղ ո ղ , ո ղ ը հ ա շ վ ի է
առ ն ու մ . կ ո մ ա ղ ե ս ո ղ ն ե ղ ղ ղ վ ո ղ օ ո ղ ղ պ ա ղ մ ե տ ղ ե ղ ղ ղ
կ ա խ վ ա ղ ` ո ղ ղ ա ղ ա խ ս ի փ ո փ ո խ ու ղ ղ ղ ու ն ը , կ ո մ ա ղ ե ս ո ղ ղ
մ ու տ ք ու մ ջ ե ղ մ ա ս տ ի ղ ա ն ի ա գ ո ղ ե ց ու ղ ղ ու ն ը ղ ն շ մ ա ն
բ ա ղ ղ ղ ա ց մ ա ն ա ս տ ի ղ ա ն ի վ ղ ղ ա , ի ն չ ա ղ ե ս ն ա ն ա ղ ղ մ ա ն
խ ու ց տ ղ վ ո ղ բ ն ա կ ա ն գ ա գ ի ն ա ղ ղ մ ա ն ար գ ա ս ի ք ն ե ղ ղ ի
ղ ա վ ա լ ա ղ ի ն կ ա գ մ ը :

2. Առ ա ջ ա ղ կ վ ե լ ե ն ե ղ կ ու պ ա ղ մ ե տ ղ ե ղ ղ ղ
Ֆ ու ն կ ց ի ա ն ե ղ ` ա բ ս ո ղ բ ց ի ո ն Ջ Տ ա շ խ ա տ ա ն ք ա ղ ի ն
տ ի ղ ու ղ ղ ու մ լ ի ղ ի ու մ ի բ ղ ո մ ի ո ղ ջ ղ ա ղ ի ն
լ ու ղ ղ ու ղ ղ ղ ղ ղ ե ղ մ ո ղ ղ ի ն ա մ ի կ ա կ ա ն պ ա ղ մ ե տ ղ ե ղ ղ ղ
ո ղ ո շ մ ա ն հ ա մ ա ղ :

3. Մ շ ա կ վ ե լ է կ ո ղ ա վ ո ղ ղ ա ղ ղ ղ ղ ղ ղ ո ղ վ ա կ ա փ ն ջ ե ղ ղ ղ
ջ ե ղ մ ա հ ի ո ղ ղ ա վ լ ի կ ար ո ղ ղ ու ն ա վ ե տ ու ղ ղ ղ ու ն ը Է
հ ա ղ ա բ ե ղ ղ ա կ ա ն պ ա ղ մ ե տ ղ ղ ղ մ ի ջ ո ց ո վ ո ղ պ ե ս է տ ա լ ո ն
ը ն տ ղ վ ա ղ տ ա ղ բ ե ղ ղ ա կ ի հ ե տ հ ա մ ե մ ա տ ե լ ու ո ղ ո շ ա կ ի
մ ե ղ ո ղ :

4. Մ շ ա կ վ ե լ է ա բ ս ո ղ բ ց ի ո ն ս առ ն ա ղ ա ն ա ղ ի ն
մ ե ք ե ն ա ն ե ղ ո վ հ ո վ ա ց մ ա ն հ ա մ ա կ ար գ ի ն ա խ ա գ ղ մ ա ն
փ ու լ ու մ տ ե խ ն ի կ ա տ ն տ ե ս ա կ ա ն շ ա հ ա վ ե տ ու ղ ղ ղ ա ն
հ ա շ վ ա ղ կ ի հ ի մ ա ն վ ղ ղ ա մ ղ ն ո լ ո ղ ղ ա ղ ի ն օ ո ղ առ ա վ ե լ

ն պատակ ահարմար հաշվարկային ջերմաստիճանի գնահատման մեթոդիկա:

Կիրառական նշանակությունը: Առաջարկված և աշխատանքում հիմնավորված տեխնիկական և լոճոլոմները թույլ են տալիս բարձրացնել ՋԷԿ-երի ջերմային շահավետությունը: Բացահայտվել են որպես տաք ջրամատակարարման և ջեռուցման աղբյուր՝ ՋԷԿ-երի տեխնոլոգիական սխեմայում ՋՊ-ների օգտագործման այնպիսի սխեմաներ, որոնց կիրառումը բավարարում է թե էներգաարդյունավետության, թե տնտեսական շահավետության պահանջները ամբողջ տարվա ընթացքում:

Մշակված մեթոդիկան և ծրագրային ապահովման փաթեթը կարող են օգտագործվել շահագործող և նախագծային կազմակերպությունների կողմից՝ ամառային ժամանակաշրջանում մթնոլորտային օդի բարձր ջերմաստիճանների ազդեցությունը շոգեգազային ցիկլով աշխատող էներգաբլոկների էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների վրա գնահատելու, ինչպես նաև նոր կայանների նախագծման և գործող ՋԷԿ-երի արդիականացման դեպքում, ՋՏ օգտագործմամբ հովացման համակարգի ներդրման նախագծային աշխատանքների ժամանակ:

Ատենախոսական աշխատանքի արդյունքները որոշակիորեն կարող են նպաստել ՀՀ էլեկտրաէներգետիկայի հետագա զարգացմանը, քանի որ մշակված սխեմաների ներդրման արդյունքում կաճի արդյունավետ էներգախնայողական տեխնոլոգիաների հիման վրա էներգիայի արտադրությունը՝ ինչն իր հերթին կնվազեցնի երկրի տնտեսության կախվածությունը օրգանական վառելիքի ներկրումից:

Յրապարակումները:

Իրականացված

հետազոտությունների հիմնական դրույթները և արդյունքները գեկոլգվել և քննարկվել են «Ջերմատերգետիկա և շրջակա միջավայրի պաշտպանություն» ամբիոնի գիտական սեմինարներում և ՀԱՊՀ-ի ամենամյա տարեկան գիտաժողովներում (2014-2017թթ.), Օլդենբուրգի Կարլ Օսեցկու անվան համալսարանի Տնտեսագիտական կրթության ինստիտուտում (Գերմանիա) և Երևանի պետական համալսարանում «Յամակարգված և կայուն էներգաարդյունավետություն և Յայաստանում - SYNERGIA» նախագծի շրջանակներում կազմակերպված գիտական սեմինարներում (2015-2016թթ.):

Ատենախոսության դրույթներն ու արդյունքներն արտացոլված են 13 գիտական աշխատություններում:

Ատենախոսության կառուցվածքը և ծավալը:

Ատենախոսությունը կազմված է ներածությունից, չորս գլուխներից, եզրակացություններից, 125 անուն օգտագործված գրականության ցանկից և 8 հավելվածներից: Ատենախոսական աշխատանքի ընդհանուր ծավալը կազմում է 188էջ:

Պաշտպանության ներկայացվող հիմնական դրույթները.

1. ԳՏՏ-ի էներգետիկական ցուցանիշների հաշվարկի մեթոդիկա, որի կիրառմամբ հնարավոր է գնահատել փոփոխվող արտաքին պայմանների ազդեցությունը՝ հաշվի առնելով գազային վառելիքի ծավալային կազմը,
2. Լիթիումի բրոմիդի ջրային լուծույթի թերմոդինամիկական պարամետրերի որոշման մաթեմատիկական արտահայտություններ,
3. Լայնակի կողավորմամբ խողովակափնջերի ջերմահիդրավիկ արդյունավետության համեմատման մեթոդ,

4. Երևանի ՅՇԳՑԷ-ի օրինակով ԳՏՏ-ի կոմպրեսորներ ծծվող օդի հովացման առաջարկվող համակարգերի համադրական վերլուծության արդյունքներ:

**ԳԼՈՒԽ 1. ԶԵՐՄԱՅԻՆ ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՅԱՆՆԵՐՈՒՄ
ԶԵՐՄԱՅԻՆ ՏՐԱՆՍՖՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ ՕԳՏԱԳՈՐԾՄԱՆ
ՏԱՐԲԵՐԱԿՆԵՐԻ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ**

**1.1. Տնտեսություն էներգետիկական
արդյունավետության վերլուծությունը**

ՀՀ տնտեսության էներգաարդյունավետության
ուսումնասիրությունը [1] ցույց է տալիս, որ
գործող տեխնոլոգիաների էներգախնայողական
ներուժը կազմում է էներգածախսի 35...40%-ը, մինչդեռ,
ինչպես հայտնի է, վառելիքի տնտեսումը 2...3 անգամ
ավելի է ժան է, քան համարժեք քանակությամբ
վառելիքի արդյունահանումը և մատակարարումը
սպառողին: Ազգային տնտեսության
էներգարդյունավետությունը բնորոշող
կարևորագույն պարամետրերից են բնակչության
մեկ շնչին ընկնող էներգասպառումը և ներքին
համախառն արդյունքի (ՀՆԱ) էներգատարությունը:
Վերջին ցուցանիշի նվազման տեմպը վկայում է
պետության էներգախնայողական
քաղաքականության արդյունավետության մասին:

Էներգաարդյունավետությունը
վառելիքաէներգետիկական ռեսուրսների (ՎԷՌ)
օպտիմալ օգտագործումն է՝ տեխնոլոգիական
զարգացման արդի մակարդակի դեպքում և հաշվի
առնելով շրջակա միջավայրի պահպանության
պահանջները:

Որպես էներգաարդյունավետության
ընդհանրացված ցուցանիշ օգտագործվում է
«տնտեսության էներգատարություն»
հասկացությունը, ինչը սպառված առաջնային
էներգիայի հարաբերությունն է ՀՆԱ-ին [2]: ՀՆԱ-ի

Է ն ե թ գ ա տ ա թ ու թ յ ու ն ը Ե թ կ թ ն ե թ ի մ ի ջ ն հ ա մ ե մ ա տ Է Լ ու ղ Ե պ թ ու մ ա յ ն ար տ ա հ ա յ տ վ ու մ Է կ ա՛ մ ն ա վ թ ա յ ի ն հ ա մ ար ժ Ե ք ի կ ի Լ ո գ թ ա մ ն ե թ ո վ (*Կ գ Ն .հ .*), կ ա՛ մ Է Լ պ ա յ մ ա ն ա կ ա ն վ ա ռ Է Լ ի ք ի կ ի Լ ո գ թ ա մ ն ե թ ո վ (*Կ գ պ .վ .*)՝ ար տ ա հ ա յ տ վ ա ծ Ա Մ Ն ղ ո Լ ար ո վ (*Կ գ Ն .հ ./ղ ո Լ .Ա Մ Ն , Կ գ պ .վ ./ղ ո Լ .Ա Մ Ն*): Ը ն դ ո թ ու մ , Զ Ն Ա -ն վ ե թ ա հ ա շ վ ար կ վ ու մ Է Ա Մ Ն ղ ո Լ ար ո վ ի ն չ պ ե ս գ ն ո ղ ու ն ա կ ու թ յ ա ն պ ար ի տ Ե տ ո վ (Գ Պ), ա յ ն պ ե ս Է Լ ար ժ ու թ ա յ ի ն կ ու ը ս ո վ : Ս ղ ա ճ ի ա գ դ Ե ց ու թ յ ա ն ք ա ց ա ռ մ ա ն հ ա մ ար Զ Ն Ա -ն ն ե թ կ ա յ ա ց վ ու մ Է ք ա գ ա յ ի ն տ ար վ ա , օ թ ի ն ա կ ՝ 2005թ . գ ն ե թ ո վ :

Զ ա մ ա ձ ա յ ն վ ե թ ը շ ար ա դ թ վ ա ծ ի .

$$\text{Է ն ե թ գ ա ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ու ն} = \frac{\text{Հ Ն Ա}}{\text{Առ ա ջ ն ա յ ի ն է ն ե թ գ ի ա՛}},$$

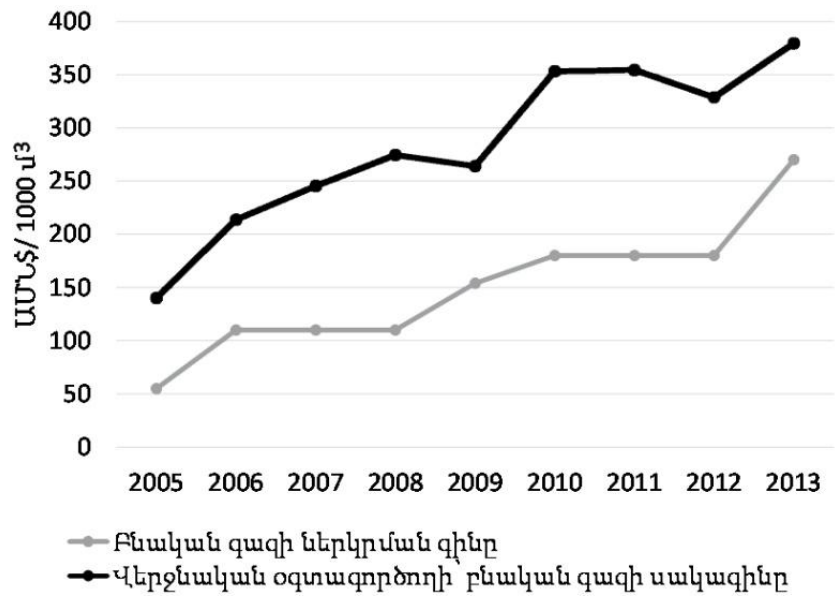
$$\text{Է ն ե թ գ ա տ ար ու թ յ ու ն} = \frac{\text{Առ ա ջ ն ա յ ի ն է ն ե թ գ ի ա՛}}{\text{Հ Ն Ա}}:$$

Ա ն հ թ ա ժ Ե շ տ Է տ ար ք ե թ ա կ Է Լ Է ն ե թ գ ա ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ու ն և Է ն ե թ գ ա խ ն ա յ ո ղ ու թ յ ու ն հ ա ս կ ա ց ու թ յ ու ն ն ե թ ը [3]: Ե Լ ն ե Լ ո վ ս ա հ մ ա ն ու մ ի ց , կ ար ե Լ ի Է ա ռ ա ն ձ ն ա ց ն ե Լ Է ն ե թ գ ա տ ա թ ու թ յ ա ն ն վ ա գ Ե ց մ ա ն Ե թ կ ու Ե ղ ա ն ա կ : Ա ռ ա ջ ի ն ը ս պ ա ռ վ ո ղ ա ռ ա ջ ն ա յ ի ն Է ն ե թ գ ի ա յ ի ք ա ն ա կ ի կ թ ճ ա տ ու մ ն Է Զ Ն Ա -ի հ ա ս տ ա տ ու ն ար ժ Ե ք ի դ Ե պ թ ու մ ՝ Է ն ե թ գ ա խ ն ա յ ո ղ ու թ յ ա ն ի թ ա կ ա ն ա ց ու մ : Ե թ կ թ ո թ դ Ե ղ ա ն ա կ ը Զ Ն Ա -ի մ Ե ծ ա ց ու մ ն Է ա ն փ ո փ ո խ Է ն ե թ գ ա ս պ ա ռ մ ա ն դ Ե պ թ ու մ , ի ն չ ը ն շ ա ն ա կ ու մ Է Է ն ե թ գ ա ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ա ն ք ա թ ճ ր ա ց ու մ : Վ ե թ ջ ի ն ս դ ի տ վ ու մ Է ո թ պ ե ս շ ա տ ա վ Է Լ ի կ ար ն ո թ գ ո թ ծ ը ն թ ա ց ՝ հ ա մ ե մ ա տ ա ծ դ թ ա մ ա ս ն ա վ ո թ դ Ե պ թ ի ՝ Է ն ե թ գ ա խ ն ա յ ո ղ ու թ յ ա ն հ Ե տ :

Ը ս տ Զ ա մ ա շ խ ար հ ա յ ի ն ք ա ն կ ի տ վ յ ա Լ ն ե թ ի ՝ [4] 2011թ . հ ա մ ար Զ ա յ ա ս տ ա ն ի Զ ա ն թ ա պ Ե տ ու թ յ ա ն Զ Ն Ա -ի Է ն ե թ գ ա տ ա թ ու թ յ ա ն ց ու ց ա ն ի շ ը կ ա գ մ Է Լ Է 269,2 *Կ գ Ն .հ ./1000 ղ ո Լ* , ի ս կ ը ս տ գ ն ո ղ ու ն ա կ ու թ յ ա ն պ ար ի տ Ե տ ի ՝ 134,5 *Կ գ Ն .հ ./1000 ղ ո Լ* (Ռ ու ս ա ս տ ա ն ի Դ ա շ ն ու թ յ ա ն ը ՝ 384,3

(226,55), Թուրքիայի նր՝ 145,1 (85,53), Ադրբեջանի նր՝ 190,9 (86,92),
 Վրաստանի նր՝ 245,7 (124,98): Հայաստանում
 էներգակիրների այսպիսի բարձր պահանջարկի
 հիմնական պատճառը տնտեսության բարձր
 էներգատարունակն է
 (էներգաարդյունավետության ցածր մակարդակը):

Վերջին տարիներին Հայաստանը փորձում է
 դիվերսիֆիկացնել էներգառեսուրսների
 մատակարարման աղբյուրները: Սակայն պետք է նշել,
 որ, չնայած մասնակի հաջողություններին,
 պետության էներգետիկական քաղաքականության
 վեկտորն անփոփոխ է. Ռուսաստանը շարունակում է
 մնալ հիմնական մատակարարը: Այդ իսկ պատճառով
 պետք է մեծ տեմպով ակտիվացնել աշխատանքները
 էներգախնայողության քաղաքականության
 իրականացման ոլորտում: Մանավանդ որ
 Ռուսաստանից բնական գազի ներկրման գինը
 2005...2015թթ. շարունակաբար աճել է, ինչի հետևանքով
 կայուն կերպով բարձրացել են բնական գազի
 սակագները (դր/հզ. մ³) վերջնական սպառողներ
 հանդիսացող բնակիչների համար: 2005-2013 թթ.
 վերջնական սպառողների բնական գազի սակագինը
 բարձրացել է 170 տոկոսով: Նկ.1.1-ում ցույց են տրված
 բնական գազի ներկրման գինը և բնական գազի
 սակագինը բնակչության համար (դր/հզ. մ³) 2005-2013թթ.
 [5]:



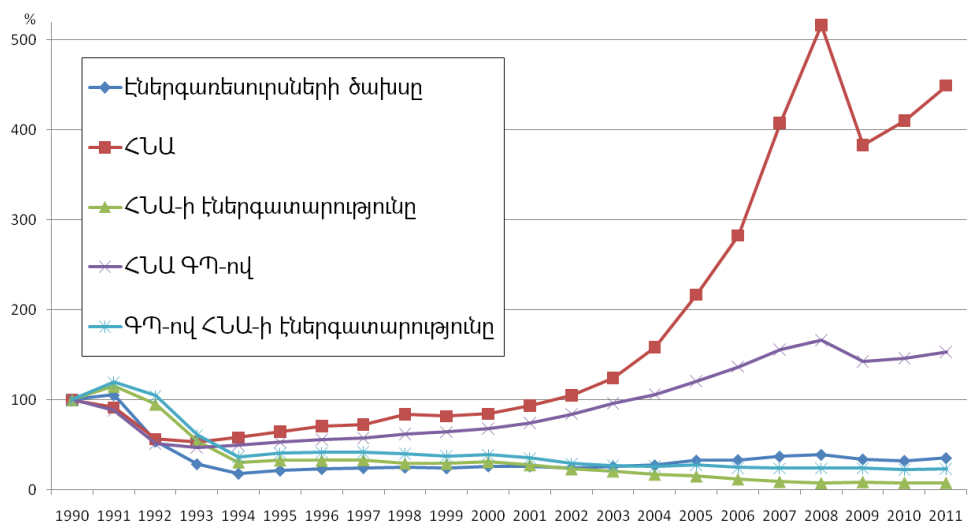
Նկ. 1.1. Բնական գազի ներկրման զինը և սակագինը
բնակչության համար 2005-2013թթ.

Ըստ ՄԱԿ-ի տվյալների՝ մարդկային պոտենցիալի զարգացմամբ Հայաստանն աշխարհի 188 երկրների մեջ գտնվում է 84-րդ տեղում [6]: Ռուսաստանը զբաղեցնում է 49-րդ տեղը, Թուրքիան՝ 71, Իրանը՝ 69, Ադրբեյջանը՝ 78, Վրաստանը՝ 70-րդ տեղը: Կատարված վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ Հայաստանի ռեյթինգի և ավացման հիմնական ուղղություններին մեկը կարող է լինել ՀՆԱ-ի էներգատարունակության փոքրացումը [7]: Հայաստանը որդեգրել է կայուն տնտեսական զարգացման քաղաքականություն, որը ենթադրում է տնտեսության ճյուղերի համաչափ զարգացում, և այդ համատեքստում էներգետիկան՝ որպես բնակչության զարգացումն ապահովող կարևորագույն ոլորտ, իր որակական և քանակական զարգացումներով կոչված է ապահովելու երկրի առաջընթացն ու տնտեսության զարգացումը [8]:

Ցանկացած պետության համար ՀՆԱ-ի էներգատարունակության փոքրացումը հնարավորություն կտա նվազեցնել ՎԷՌ ձեռքբերման համար արժույթային ծախսերը և դրանով իսկ փոքրացնել երկրի էներգամատակարարման

կախված ու թյ ու ն ը ՎԷՌ արտաքին մատակարարներից, բարձրացնել արտադրանքի մրցունակ ու թյ ու ն ը ներքին և արտաքին շուկաներում, նվազեցնել է ներգետնիկական սեկտորի բացասական ազդեցությունը շրջակամիջավայրի վրա [9]:

Վերջին 20 տարիների տնտեսական ցուցանիշների վերլուծությունը [7] ցույց է տալիս, որ ՀՆԱ-ի անկումը Հայաստանում հասավ իր նվազագույն արժեքին 1993թ. 53,2% 1990թ. վականի մակարդակի նկատմամբ (նկ .1.2): 1995թ. -ից մինչև 2008թ. դիտվում է ՀՆԱ-ի աճի միտում տարեկան միջին մոտ 5% տեմպով: Արդյունքում՝ 2008թ. ՀՆԱ-ն 1995թ. նկատմամբ բարձր է 694%-ով և առավել քան հնգապատիկ գերազանցել է դրա 1990թ. մակարդակը: 2008-2009թթ. տնտեսական ճգնաժամի հետևանքով ՀՆԱ-ն նվազեց մոտ 25,8%-ով: 2009թ. -ից նկատվում է ՀՆԱ-ի աստիճանական աճ:



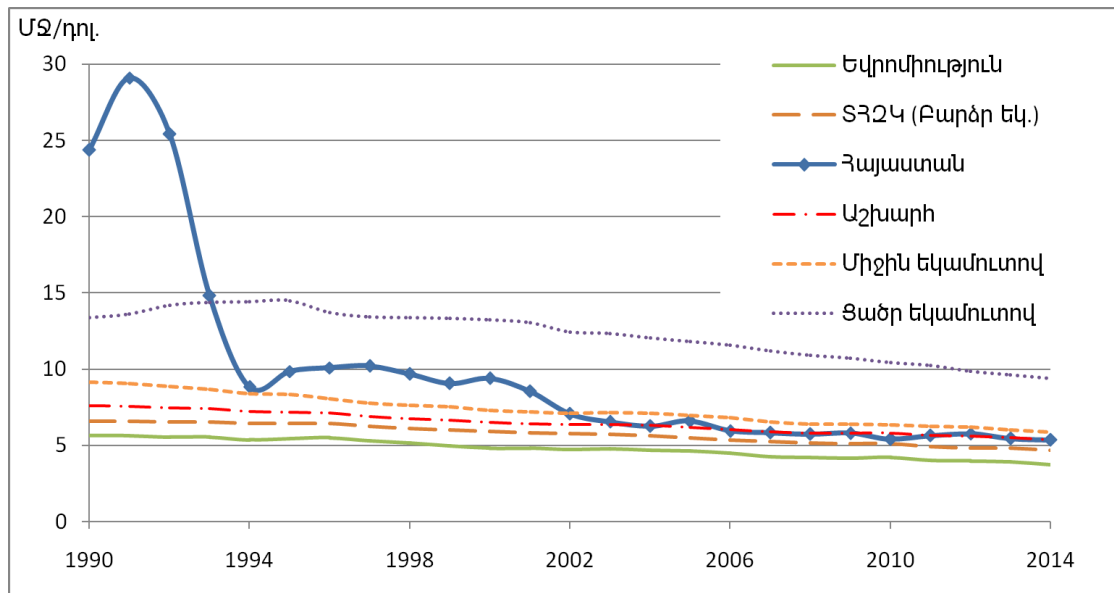
Նկ .1.2. Հայաստանի ցուցանիշների փոփոխությունը 1990թ. տվյալների նկատմամբ

Դիտարկվող	տարիներին	առաջնային
էներգառեսուրսների ծախսը	փոփոխվել է՝	որոշակի
չափով	կրկնելով	ՀՆԱ-ի
օրինաչափությունները:	ԽՍՀՄ-ի	փլուզման
հետևանքով	առաջացած	տնտեսական
		ճգնաժամի

արդյունքում առաջնային էներգամետուրսների ծախսը նորաստեղծ հանրապետությունում կրճատվել էր՝ հասնելով իր նվազագույն արժեքին 1994թ. և կազմելով 1990թ. ցուցանիշի ընդամենը 17,9%-ը, որից հետո մինչև 2008թ. գրանցվել է կայուն աճ՝ հասնելով $3 \cdot 10^6$ տ Ն.հ. ցուցանիշին, որը կազմում է 1990թ. համապատասխան ցուցանիշի 39%-ը:

Այնուհետև, որոշ չափով նվազելուց հետո 2008-2010թթ. տիրույթում կրել է աննշան փոփոխություն և կազմել միջինում $2,6 \cdot 10^6$ տ Ն.հ.: Այս փոփոխություններն իրենց արտահայտություն են գտել ՀՀ ՀԱ-ի էներգատարության նվազման մեջ, որը 2000-2010թթ. տիրույթում կազմել է միջինում տարեկան 12,8%:

Հայաստանի ՀԱ-ի էներգատարության ցուցանիշը ($5,35$ ՄՋ/դոլ. ԱՄՆ 2011թ. ԳՊ) թեև հավասար է միջին համաշխարհային մակարդակին (նկ. 1.3), սակայն 1,44 անգամ գերազանցում է Եվրոմիության երկրների միջին ցուցանիշը, որը կազմում է $3,7$ ՄՋ/դոլ. ԱՄՆ [10]:



Նկ. 1.3. Հայաստանի էներգատարության մակարդակը և առաջնային էներգաիայի աշխարհի միջարթ երկրների համեմատ (ՄՋ/դոլ. ԱՄՆ 2011թ. ԳՊ)

ՎԷՌ-ի օգտագործման արդյունավետության այնպիսի առաջատարներ, ինչպիսին են ճապոնիան, Դանիան, Նորվեգիան, Կանադան, ԱՄՆ-ը, Մեծ Բրիտանիան, Ավստրիան, Գերմանիան և այլն, մոտերկու անգամ նվազեցնելով իրենց տնտեսության էներգատարողությունը, ապահովել են մեկ շնչին ընկնող ՅՆԱ-ի աճ 1,5...2անգամ:

Տնտեսական զարգացման միտումների վերլուծության (Յվելվաժ 1) հիման վրա կարելի է անել հետևյալ եզրակացությունը: Միայն երկու ցուցանիշների համակցությունը (ՅՆԱ-ի էներգատարողության և բնակչության մեկ շնչի էներգասպառման) օբյեկտիվորեն արտացոլում է ազգային տնտեսության վիճակը: Չարգացող երկրները, որոնց շարքում է և Հայաստանը, պետք է ձգտեն փոքրացնել տնտեսության էներգատարողությունը և ապահովել եկամուտների (ՅՆԱ-ի) աճը: Դրա համար անհրաժեշտ է փնտրել միջոցներ կառուցվածքային փոփոխության և նոր տեխնոլոգիաների անցման համար, իրականացնել լայնամասշտաբ էներգախնայողություն, ավելի լայնորեն ընդգրկել հանրապետության էներգահաշվեկշռում էներգիայի վերականգնող աղբյուրները (ԷՎԱ) և երկրորդային էներգամետսուները (ԵԷՌ):

1.2. Ջերմային պոմպերի ներդրումը որպես համախառն ներքին արդյունքի էներգատարողության նվազեցման միջոց

Էներգիայի հիմնական աղբյուրների ընտրությունը բնակելի և հանրային շենքերի էներգաարդյունավետ ջերմամատակարարման համակարգերի նախագծման և ստեղծման ժամանակ, ըստ էության, ամենապատասխանատու խնդիրն է:

Ընդ որում, պետք է նշել, որ ջերմամատակարարման ավանդական աղբյուրների թերույուն է դրանց ցածր էներգետիկական (հատկապես փոքր կաթսայատների դեպքում), էկոլոգիական և տնտեսական արդյունավետությունը, քանի որ դրանք շրջակամիջավայրի աղտոտման հիմնական աղբյուրներից են: Դրան պետք է ավելացնել նաև բարձր սակագները էներգամետուրսների տեղափոխման համար, որոնք խորացնում են ավանդական ջերմամատակարարմանը հատուկ առանց այն էլ բացասական գործոնները և ազդեցությունները: Բացի այդ, նշվում է ջերմային ցանցերի, որոնք հավանաբար կենտրոնացված ջերմամատակարարման համակարգերում ամենա ոչ հուսալի տարրն են, ստեղծման և սպասարկման չարդարացված բարձր արժեքը:

Չի կարելի հաշվի չառնել նաև ավանդական ջերմամատակարարման այնպիսի լուրջ թերույուն, ինչպիսին է օգտակար գործողություն ցածր էքսերգետիկական գործակիցը, որը բնութագրում է այն առավելագույն աշխատանքը, որը կարող է ստացվել, եթե թերմոդինամիկական համակարգը հակադարձելի անցում կատարի տվյալ պարամետրերով վիճակից մինչև շրջակամիջավայրի հետ հավասարակշռություն հաստատելը: Ջերմամատակարարման համակարգերի համար օգտագործվող վառելիքի քիմիական հատկությունների օգտագործումը էներգիայի արտադրության համար կազմում է 8...10%:

Դասական թերմոդինամիկայի զարգացման հետևյալ գլխից նրա հիմնադիր Ս. Կառնոն դեռևս 1824 թ. նախագուշացնում էր՝ «էներգակրի օգտագործումը միայն տաքացման համար, չվերցնելով նրանից աշխատանքը, հանցագործություն է»: ՎԷՌ ծախսի մեծ ծավալները հանրապետությունում և դրա

օգտագործումը հիմնականում
ցածր պոտենցիալային ջերմության ստացման համար
վկայում է, որ ՀՀ-ում վերոնշյալը հաշվի չի
առնվում:

Ավանդական ջերմամատակարարման բոլոր
թվարկված բացասական գործոնները
են երգախնայող ու շրջակա միջավայրին
նվազագույն վնաս հասցնելու պայմաններում
պահանջում են որակական այլ մոտեցումներ՝
նորակառույց շենքերի համար ջերմության
ստացման և սպառման հիմնախնդրի լուծման համար [11]:
Այդպիսի հնարավոր տարբերակներից մեկը
ցածր ջերմաստիճանային (+4...+40°C) ցրված բնական
ջերմության (լիտոսֆերայի կամ հիդրոսֆերայի
վերին շերտը, օդային տարածության ներքին
մասերը, որոնք միջտիև չ-որ չափով ստանում և
պահպանում են արևի էներգիան) կամ
արդյունաբերական ջերմային թափոնների
օգտագործումն է ՋՊ-ների միջոցով
ջերմամատակարարման համար:

[12]-ում ցույց է տրված, որ ՋՊ զարգացման
հիմնական միտումը հակադարձելի ՋՊ-երի, որոնք
աշխատում են ինչպես հովացման, այնպես էլ
շենքերի և տարածքների ջեռուցման համար,
կատարելագործումն է ու թողարկման աճը:
Ներկայումս զարգացած երկրների մեծ մասում
խոսքն օրպես ջերմամատակարարման աղբյուր՝ ՋՊ-
երի ոչ միայն տեղային, այլև արդյունաբերական
կիրառման մասին է [13,14]: Վերջերս, ելնելով շուկայի
պահանջներից, արտադրվում են ավելի լայն
աշխատանքային ջերմաստիճանների միջակայքով ՋՊ-
ներ: Վերջին նորամուծությունները ցուրտ
կլիմայում արդյունավետ աշխատելու նպատակ
ջերմային պոմպերն են: Ճապոնական
ընկերությունները, ներառյալ՝ Mitsubishi Electric, Daikin և Hitachi,

մշակել են ՁՊ-եր ծայրահեղ ցուրտ կլիմայի համար, որոնք ընդունակ են ապահովել ջերմություն նույնիսկ, երբ դրսի օդի ջերմաստիճանը շատ ցածր է: Այդպիսի ջերմային պոմպերով համակարգերն երաշխավորում են շահագործական արդյունավետության բարձր մակարդակ -15°C ջերմաստիճանի դեպքում և անխափան աշխատանք -25°C-ի դեպքում [15]:

ՀՀ-ում էներգաարդյունավետության խթանման միջոցառումների վերաբերյալ մշակվել են զգալի թվով օրենսդրական փաստաթղթեր, հայեցակարգեր և կանոնա-կարգեր: 2017թ. փետրվար ամսին կառավարության հավանության արժանացած էներգախնայողության գործողությունների ծրագրի երկրորդ փուլը բոլոր ոլորտների համար ներկայացնում է նոր միջոցառումներ: Այս միջոցառումները ներառում են նաև էներգիայի վերջնական օգտագործողների կողմից սեփական կարիքների համար վերականգնող էլեկտրատեներգիայի ու ջերմային էներգիայի ապակենտրոնացված արտադրության խթանում: Ծրագրում առաջարկվում է առավել մեծ աջակցություն ցուցաբերել արևային ջրատաքացման համակարգերի, բաշխված արևային ֆոտովոլտաիկ համակարգերի, գյուղատնտեսական թափոններից կենսազազի ստացման և շենքերի ջեռուցման համար երկրաջերմային էներգիայով ջերմային պոմպերի օգտագործման փորձնական ծրագրերին [16]:

Նախատեսվում է առողջարանային Ջերմուկ քաղաքի համար տեղական բարձր-ջերմաստիճանային հանքային աղբյուրների ջուրը օգտագործող երկրաջերմային ջեռուցման համակարգի նախագծումն ու փորձարկումը: Ջերմուկն ունի երկարատև ջեռուցման սեզոն և զբոսաշրջիկների

մեծ հոսք, ինչը բազմաթիվ հյուրանոցների և հանգստյան տների համար ստեղծում է որակյալ ջեռուցման և ՏՁՄ ծառայությունների մեծ պահանջարկ: Ձերմուկում երկրաջերմային ՁՊ-ների փորձնական համակարգի արդյունավետության դեպքում այն հնարավոր կլինի կրկնել նաև այլ քաղաքներում:

Ջեռուցման համար երկրաջերմային ջերմային պոմպերի օգտագործումը ըստ գնահատումների զգալի ներուժ ունի [17] և կարող է կրճատել ջեռուցման համար ներկրված գազի պահանջարկը և դրա հետ կապված ջերմոցային գազերի արտանետումները՝ տեղական մաքուր և կայուն էներգետիկ ռեսուրսը օգտագործելու շնորհիվ:

ՁՊՏ-ի թերմոդինամիկական արդյունավետությանը պայմանավորված է նրա-նով, որ նրա արտադրած ջերմային հզորությունը մի քանի անգամ գերազանցում է նրա աշխատանքի համար պահանջվող էլեկտրական հզորությունը: Էներգիայի ոչ ավանդա-կան աղբյուրների վրա հիմնված ջերմամատակարարման ջերմապոմպային տեխնոլոգիաների առավելությունը, դրանց ավանդական նույնատիպերի համեմատ, պայմանավորված է ոչ միայն շենքերի և շինությունների կենսաապահովման համակարգերում էներգիայի ծախսի կրճատմամբ, այլ նաև դրանց էկոլոգիապես մաքուր լինելով, ինչպես նաև կենսաապահովման համակարգերի ինքնավարության աստիճանի բարձրացման նոր հնարավորություններով: Ամենայն հավանականությամբ ոչ հեռու ապագայում հենց այդ որակները կուսեն նաև վճռորոշ նշանակությունը ջերմագետերացնող սարքավորումների շուկայում մրցակցային իրավիճակի ձևավորման գործում:

Համաձայն Միջազգային Էներգետիկական գործակալության կանխատեսումների՝ 2020թ. այդ կազմակերպության մեջ մտնող երկրներում ջերմամատակարարման 75%-ը կիրականացվի ջերմային պոմպերի միջոցով: Գերմանիայում ՁՊ ներդրված յուրաքանչյուր 1կՎտ հզորության համար պետությունը վճարում է որպես խրախուսանք 400€ վրո: Ճապոնիայում յուրաքանչյուր տարի արտադրվում է 3 միլիոն ՁՊ, իսկ ԱՄՆ-ում՝ 1 միլիոն: Այժմ աշխարհում շահագործվում են ավելի քան 35 միլիոն ՁՊ, որոնց միավոր հզորությունը մի քանի կՎտ-ից հասնում է մինչև տասնյակ ՄՎտ-եր:

Ընդհանրացնելով, կարող ենք եզրահանգել հետևյալին. Էլեկտրական էներգիա չարտադրող, ֆիզիկապես և բարոյապես մաշված ջեռուցման կաթսայական և ջերմագեներատորային համակարգերի փոխարինումը մինի ՁԷՑ-երով և հանրապետության էներգետիկական հաշվեկշռում, ջերմային պոմպերի հիմքի վրա, վերականգնվող էներգառեսուրսների լայնամասշտաբ օգտագործումը հնարավորություն կտան սկզբունքորեն նվազեցնելու ՀՀ ՀՆԱ-ի էներգատարությունը, մոտեցնելու այդ ցուցանիշի արժեքը զարգացած երկրների մակարդակին [2]:

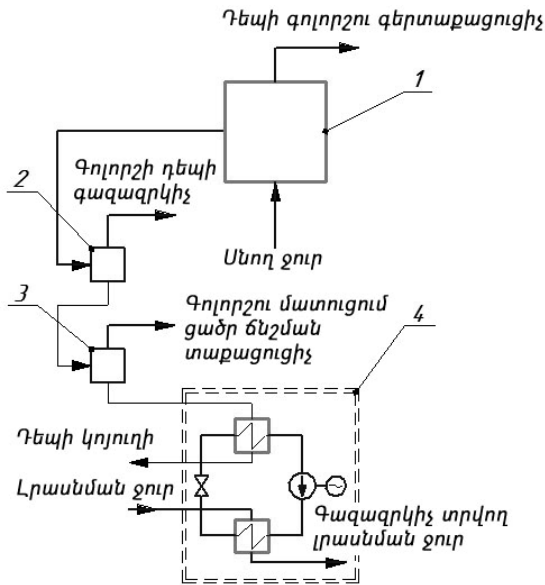
Չնայած նշված հանգամանքներին՝ հանրապետությունում ներդրված ջերմային պոմպերի թիվը չի անցնում մեկ տասնյակից, միաժամանակ բացակայում է պետական ծրագիր՝ ուղղված ջերմամատակարարման համակարգերում ջերմապոմպային տեղակայանքների կիրառման խթանմանը:

1.3. Ջերմային Էլեկտրական կայաններում ջերմային պոմպերի կիրառման լուծումների վերլուծությունը

Տեխնիկական գրականության մեջ արդեն շատ տասնամյակներ քննարկվում է էներգետիկայի տարբեր ոլորտներում ՋՊ-ների օգտագործման հարցը:

Շոգեկոմպրեսորային ՋՊ-ը (ՇԿՋՊ) (ևկ .1.4) հնարավոր է օգտագործել սնող ջրի գազազրկման համակարգի աշխատանքի և վարկման համար [18]:

Թմբուկային շոգեկաթսայի անընդհատ արտափչման ընդարձակիչ (ԱԱԸ) տրվող արտափչվող ջրի ջերմային էներգիայի օգտահանման սխեմայում գոյություն ունեցող հարմարադասման դեպքում քիմիապես մաքրված ջրի հոսքի կողմից օգտահանվող ջերմային էներգիայի քանակությունը շատ փոքր է, իսկ գազազրկիչի աշխատանքի արդյունավետությունը զգալիորեն կախված է գազազրկման համար մատուցվող ջրի ջերմաստիճանից, և որքան այն բարձր է, այնքան ավելի արդյունավետ է իրակա-նացվում գազազրկումը: Առաջարկվող սխեմայում որպես արտափչվող ջրի ցածր պո-տենցիալային էներգիայի օգտահանիչ օգտագործվում է ՇԿՋՊ, որը պետք է ապահովի քիմիապես մաքրված ջրի զգալի նախնական տաքացում՝ տուրբինի ռեգեներատիվ առումից գազազրկիչ տրվող տաքացնող շոգու ծախսը նվազեցնելու նպատակով:



Նկ. 1.4. Շոգ երեսն երատորից արտափչվող ջրի թափոնային ջերմուժայան օգտահանումը

1-2 ռգեկաթսա, 2-անընդհատ արտափչման ընդարձակիչ, 3-անընդհատ արտափչման զատիչ (սեպարատոր), 4-2 ռգեկոմպրեսորային ջերմային պոմպ

Նախքան գազազրկիչ տրվելը քիմիապես մաքրված ջրերը տաքացնելու համար տուրբինի առումից վերցվող գոլորշու փոխարեն [19]-ում օգտագործվել է արսորթցիոն բրոմլիթիոն մային ջերմային պոմպ (ԱԲՁՊ), որը որպես ցածր պոտենցիալային ջերմուժայան աղբյուր օգտագործում է շոգետուրբինի կոնդենսատորի ելքում տաքացած շրջանառու ջրերը, իսկ աշխատանքի համար որպես տաքացնող միջավայր՝ շոգեկաթսայի ԱԱԸ-ից 0,3...0,4ՄՊա ճնշմամբ գոլորշին: Այս սխեմայում քիմիապես մաքրված ջրի տաքացման համար շոգու կոնդենսացման ջերմուժայան օգտահանման շնորհիվ իրականացվում է ՁԷԿ-ում վառելիքի խնայողություն:

Գազատուրբինային տեղակայանքի [20]-ում առաջարկված սխեմայում ՁՊ-ի ներառումը (նկ.1.5) բերում է հետևյալ տեխնիկական արդյունքներին.

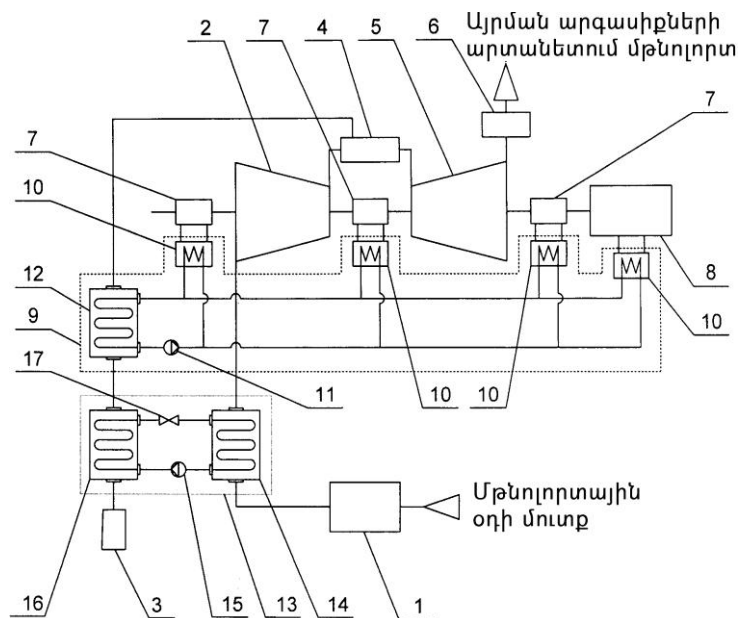
- ԳՏՏ-ի արդյունավետության բարձրացում ՁՊ-ի միջոցով այրման խոց տրվող վառելիքի

լրացուցիչ տաքացման ճանապարհով .
արդյունավետությունը բարձրանում է ԳՏՏ-ի
կոմպրեսորի սպառած հզորությունը նվազեցման
հաշվին, որը տեղի է ունենում կոմպրեսորի
մուտքում օդի ջերմաստիճանի նվազեցման
հաշվին՝ պայմանավորված օդից ջերմային
էներգիայի մի մասի խլամբ և հաղորդմամբ
վառելիքային գազին ,

- տվյալ տեսնիկական լուծման
համապիտանիությունը տարատեսակ գազային և
հեղուկ վառելիքներով ԳՏՏ-ների համար
վառելիքի տաքացման աստիճաններում
միջանկյալ ջերմակրի օգտագործման շնորհիվ ,
- ԳՏՏ-ի վառելիքի տաքացման համակարգի
անվտանգությունը բարձրացում հեռացող գազերի
տրակտում, որտեղ հնարավոր է վառելիքի
կոնտակտը բոցավառման կետից բարձր
ջերմաստիճանով թթվածին պարունակող գազերի
հետ, վառելիքի տաքացման ջերմափոխանակիչից
հրաժարվելու և վառելիքի տաքացման
կոնտոլներում միջանկյալ (թթվածին
չպարունակող և ոչ այրելի) ջերմակրի
կիրառման հաշվին :

Մթնոլորտային օդը ՁՊ գոլորշացուցիչում իր
ջերմությունը փոխանցում է ՁՊՏ-ի կոնտոլրի
ենացող սառնարանային ագենտին :
Գոլորշացուցիչից հետո հովացած օդը տրվում է
ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր, որից հետո օդը բարձր ճնշումով և
բարձր ջերմաստիճանով տրվում է ԳՏՏ-ի այրման
խուց : ԳՏՏ-ի աշխատանքի համար այրման խուց տրվող
վառելիքը (գազային կամ հեղուկ) հաջորդաբար
անցնում է ՁՊ-ի կոնդենսատորի և կարգավորվող
շրջանառության կոնտոլրի միջով, որտեղ
տաքացվում է ՁՊ-ում օդից խլված ջերմային
էներգիայի հաշվին :

Այս պիսոնով, ՁՊ-ի առկայությունը շնորհիվ միաժամանակ տեղի է ունենում օդի հովացում ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքում և ԳՏՏ-ի վառելիքի տաքացում: Դա թույլ է տալիս մեծացնել ԳՏՏ-ի աշխատանքի արդյունավետությունը (օ.գ.գ.) և նվազեցնել մթնոլորտային օդի ջերմաստիճանի փոփոխության ազդեցությունը ԳՏՏ-ի աշխատանքի պարամետրերի վրա, ՇԿՁՊ-ի բեռնվածքի փոփոխության միջոցով ԳՏՏ-ի մուտքում օդի ջերմաստիճանի կարգավորման առաջացած հնարավորության շնորհիվ:



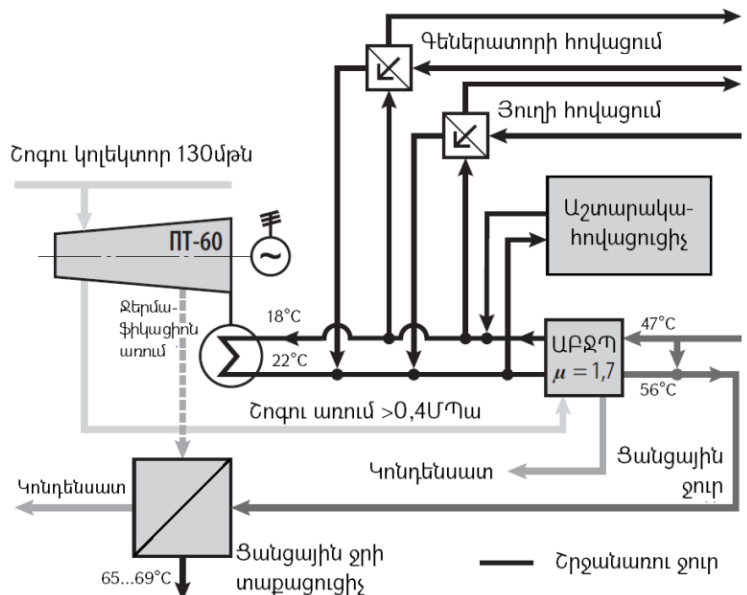
Նկ. 1.5. Վառելիքի տաքացման համար օգտագործվող ՁՊ-նով ԳՏՏ-ի սխեմա

1-օդի նախապատրաստման սարք, 2-կոմպրեսոր, 3-վառելիքի մատուցման և կարգավորման սարք, 4-այրման խուլց, 5-գազային տուրբին, 6-հեռացող ծխազագերի տրակտ, 7-գազատուրբինային շարժիչի շփման հանգույցների յուղային համակարգ, 8-գեներատորի շփման հանգույցների յուղային համակարգ, 9-կարգավորվող շրջանառության կոնտուր, 10-յուղի հովացման ջերմափոխանակիչներ, 11-շրջանառության պոմպ, 12-վառելիքի տաքացման ջերմափոխանակիչ, 13-ՁՊ, 14-ՁՊ-ի գոլորշացուցիչ, 15-ՁՊ-ի կոմպրեսոր, 16-ՁՊ-ի կոնդենսատոր, 17-ՁՊ-ի դրոսուել փական

Տուրբոգեներատորի ջերմային սխեմայում գոյություն ունեն մի շարք ջերմային հոսքեր, որոնք աշտարակա հովացուցիչների միջոցով

ցրվում են շրջակա միջավայրում: [21]-ում որպես վատագված վակուումով աշխատանքի համար տուրբոգեներատորների արդիականացման այլընտրանք ուսումնասիրվել է ցանցային ջրի տաքացման համար ԱԲՋՊ-ների կիրառումը (նկ.1.6), որոնց միջոցով առանց տուրբոտեղակայանքի կառուցվածքի փոփոխության անհրաժեշտության կարելի է ավելի արդյունավետորեն լուծել շրջանառու ջրի ջերմության օգտահանման խնդիրը:

ԱԲՋՊ-ի աշխատանքի համար պահանջվող գոլորշու ճնշումը պետք է 0,4ՄՊա-ից բարձր լինի, ինչն առաջարկվել է ապահովել՝ ՊՏ-60 տուրբինի №4 ռեգեներատիվ առումից վերցվող գոլորշու (5,3մթն): Այդ դեպքում ռեգեներատիվ առումի բեռնվածքն աճում է 9,6Գկալ/ժ-ով՝ էլեկտրական հզորությունը ավելացնելով 3,5ՄՎտ-ով: Մյուս կողմից ջերմաֆիկացիոն առումի բեռնվածքի նվազմամբ պայմանավորված՝ տուրբինի էլեկտրական հզորությունը կրճատվում է 8,2ՄՎտ-ով:



Նկ.1.6.Ցանցային ջրի տաքացման համար ՋԷՑ-ի ջերմային սխեմայում տուրբինի ռեգեներատիվ առումից գոլորշու աշխատող ԱԲՋՊ-ի սկզբունքային սխեման

Կատարված տնտեսական գնահատումը ցույց է տվել, որ հետզնման պարզ ժամկետը կազմում է 2,3 տարի, 20% դիսկոնտավորման տոկոսադրույքի դեպքում հետզնման ժամկետը կազմում է 2,8 տարի, շահույթաբերության ներքին նորմը՝ 42%:

Ցանցային ջրի տաքացման համար ՋԷՑ-ի սխեմայում ԱԲՁՊ-ի օգտագործման դեպքում հնարավոր է ապահովել ՋԷՑ-ում 12 հզ. տպ.վ. տարեկան խնայողություն (ՈՒ-60 շոգետուրքի նային տեղակայանքի օրինակի վրա): Ընդ որում ջերմային բեռնվածքի պահպանման դեպքում էներգաբլոկի էլեկտրական հզորությունը նվազում է 4,7ՄՎտ-ով, և էլեկտրաէներգիայի համապատասխան քանակությունը արտադրվում է համակարգի այլ կայաններում: ԾԿՁՊ-ի տարբերակի հետ համեմատման արդյունքում որոշվել է, որ համակարգում վառելիքի տնտեսման տեսանկյունից արդյունավետ է միայն աբսորբցիոն ջերմային պոմպի կիրառման տարբերակը [22]:

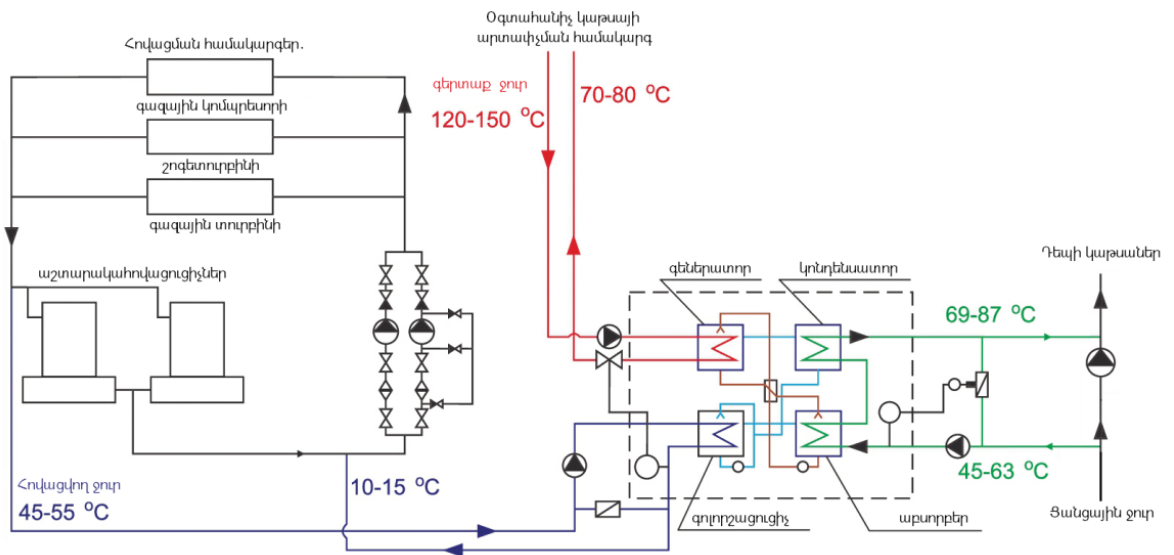
Նախագծի իրականացման արդյունքում վառելիքի տարեկան համակարգային տնտեսումը կարող է կազմել 5,5 հզ. տպ.վ., ընդ որում, բնականաբար, անփոփոխ է ջերմային էներգիայի և էլեկտրաէներգիայի սպառումը: Բնական գազի համակարգային տնտեսումը գնահատվում է տարեկան մոտ 1,3 մլն. դոլ.: Ներդրումային նախագծի արդյունավետության գնահատման պարզեցված եղանակի դեպքում հետզնման ժամկետը կկազմի 2,7 տարի, 20% դիսկոնտավորման դրույքի դեպքում հետզնման ժամկետը կազմում է 4,3 տարի, շահույթաբերության ներքին նորմը՝ 35%:

Բերված էներգետիկական և տնտեսական ցուցանիշներն ընդգծում են ներդրումների համար նախագծի բարձր գրավչությունը: Տվյալ տեսնիկական լուծումը շոգեգազատուրքի նային

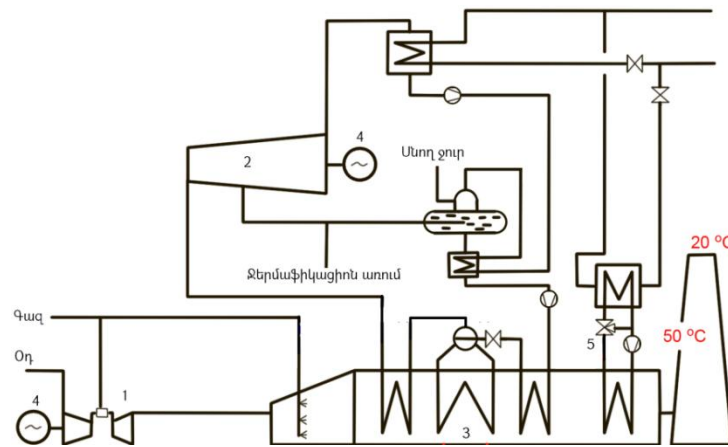
ՁԷՑ-երում կիրառելու դեպքում նաև հայտեզալիս ամռանը ԳՏՏ-ի աշխատանքային պարամետրերը կայունացնելու նպատակով միևնույն ԱԲՁՊ-ների միջոցով (սառնարանային մեքենայի ռեժիմում) կոմպրեսորներ ծծվող օդի հովացում իրականացնելու հնարավորություն:

Շոգեզազային էներգաբլոկի արդյունավետության բարձրացման համար արդյուն-նաբերական աբսորբցիոն ՁՊՏ-ի օգտագործմամբ շրջանառու ջրի ցածրպոտենցիալային ջերմությունը օգտահանելու նպատակահարմարությունը ապացուցվել է «Imanta» ջերմաէլեկտրակենտրոնի գործնական օրինակի վրա (նկ.1.7), որը 2010թ. ճանաչվել է Լատվիայում ամենանորոքարական նախագիծը: 3ՄՎտ ջերմային էներգիայի ծախսի դեպքում ԱԲՁՊ-ն արտադրում է 5ՄՎտ ջերմային հզորություն: Իրականացված նախագիծը հնարավորություն է տալիս օգտահանել հովացման համակարգի ջերմություն միմասը (2ՄՎտ)և, այդպիսով, կանխարգելել ջերմային կորուստները դեպի մթնոլորտ: Արդյունքում էներգաբլոկի օ.գ.գ.-ն ավելացել է 2%-ով [23]: Նախագծի իրականացման ընդհանուր ծախսերը կազմել են 696,7 հզ. եվրո: Հաշվի առնելով Լատվիայում բնական գազի բարձր գինը և ակնկալվող տարեկան տնտեսումը 842 հզ.մ³ ծավալով՝ նախագծի հետզման ժամկետը գնահատվում է երեք տարի:

Ներկայացված համակարգի թերություններինց Ե ԱԲՁՊ-ում ջերմության արտադրության սահմանափակումը՝ էներգաբլոկի հովացման համակարգի ջրի ծախսից և ջերմաստիճանից կախված: Մինչդեռ էներգաբլոկը հիմնականում աշխատում է էլեկտրաէներգիայի արտադրության համար և տեխնոլոգիապես ուղղակիորեն կապված չէ ԱԲՁՊ-ով ջերմային էներգիայի արտադրության հետ:



ա)



բ)

Նկ .1.7. Աբսորբցիոն ջերմային պոմպը (ա) և փակ ջերմաֆիկացիոն կոնտուրը (բ) ՋԷՑ-ի կոգեներացիոն էներգաբլոկի սկզբունքային ջերմային սխեմայում

1. գազային տուրբին, 2. ոգետուրբին, 3. օգտահանիչ կաթսա, 4. էլեկտրական գեներատոր, 5. փակ ջերմաֆիկացիոն կոնտուր

ՁՊ տեսակն ընտրելիս հաշվի է առնվել, որ կոմպրեսորային տեղակայանքներն ավելի շատ ու շահարոլթյուն են պահանջում՝ տեխնոլոգիական պրոցեսի ընդհանուր իներտությամբ պայմանավորված: Տեխնիկական սպասարկման ծախսերը նույնպես տարբեր են. ՇԿՁՊ-ներում օգտագործվող յուղը անհրաժեշտ է պարբերաբար փոխել և լրացնել: Բացի այդ, տեղի է ունենում հովացնող հեղուկի արտահոսք (երաշխիքի համաձայն

տարեկան 1%-ի սահմաններում): Քանի որ մի քանի ոչ մեծ օժանդակ պոմպերից բացի արսորբցիոն տեղակայանքներում շարժվող տարրեր չկան, ԱԲՁՊ-ների տեխնիկական սպասարկման ծախսերը նվազագույնն են:

ՁՊՏ-ի աշխատանքի համար էներգաարդյունավետության տեսանկյունից շահավետ է, որ դիտարկվող դեպքում ցածր պոտենցիալային ջերմակրի ջերմաստիճանը բավականին բարձր է (45...55°C): Դա, սակայն, առաջ է բերում որոշակի բարդություններ: Այդպիսի ջերմաստիճանով ջերմությունը օգտահանելու համար ԾԿՁՊ-ներում անհրաժեշտ է օգտագործել ավելի թանկ և, բացի այդ, ջերմոցային էֆեկտով օժտված բանող մարմին, ինչպես նաև օգտագործել ավելի հզոր և, հետևաբար, ավելի թանկ կոմպրեսոր: Մինչդեռ ԱԲՁՊ-ում տվյալ դեպքում լիովին կարող է կիրառվել ավանդական բանող մարմինը (լիթիումի բրոմիդի լուծույթ):

Կարելի է եզրակացնել, որ ԱԲՁՊ-ի օգտագործումը տվյալ դեպքում ունի մի շարք անվիճելի առավելություններ: Որպես բարձր պոտենցիալային ջերմության աղբյուր առաջարկվում է կիրառել փակ ջերմաֆիկացիոն կոնտուրը (նկ.1.7,բ):

Փորձը ցույց է տվել, որ ներկայացված սխեմայով ԱԲՁՊ-ի շահագործումը ավելի պարզ է տեխնիկական ջրի «չոր» աշտարակահոսքի չնեղված ՁԷՑ-երում: Դրա պատճառն այն է, որ ցուրտ ձմեռային պայմաններում և շրջանառու ջրի մեծ մասը ԱԲՁՊ ուղղելու դեպքում թաց տիպի հոսքման աշտարակներում սառցագոյացման կանխարգելումը ծայրահեղ բարդ է [24]:

[25]-ն Լ մ ն երկայացվել է ն հանրային (ադմինիստրատիվ) շենքի համար ջերմա- և ցրտամատակարարման աղբյուրներին երկու տարբերակի տեխնիկատնտեսական համեմատման տվյալները: Առաջին տարբերակում և՛ ջեռուցումը, և՛ օդորակումը իրականացվում է ջերմաէլեկտրակենտրոնից առաքվող տաք ջրի հաշվին աշխատող արսորբցիոն ջերմային տրանսֆորմատորներով, որոնք նաև ջերմուղյան աղբյուր են ծառայում ՏՁՄ համար: Երկրորդ տարբերակում ջեռուցումն իրականացվում է սեփական կաթսայատնից, իսկ օդորակումը՝ շոգեկոմպրեսորային սառնարանային մեքենաների կիրառմամբ: Տեխնիկատնտեսական հաշվարկները ցույց են տալիս, որ տաք ջուրը կամ հեռացող ծխազագերի ջերմուղյունը որպես հիմնական էներգետիկական աղբյուր օգտագործող արսորբցիոն մեքենաների կիրառումը առավել նպատակահարմար է և ցածր շահագործման ծախսերի շնորհիվ տալիս է զգալի տնտեսական օգուտ, որը խոշոր շենքերի համար կարող է հասնել տարեկան տասնյակ հազար եվրոյի:

1.4. Շոգեզագային ջերմային էլեկտրակայանների տեղակայված հզորությունների զարգացման հեռանկարները

Էլեկտրաէներգիայի ինչպես ներքին սպառման, այնպես էլ արտահանման ավելացման հետևանքով տարեսկզբի երկու ամիսներին Հայաստանում արձանագրվել է Էլեկտրաէներգիայի արտադրության ծավալների շուրջ 10,4 տոկոս աճ: Ընդհանուր առմամբ արտադրվել է 1մլրդ.450մլն կՎտ.ժ Էլեկտրաէներգիա, ինչը 136,5 մլն. կՎտ.ժ-ով գերազանցել է նախորդ տարվա ցուցանիշը [26]: Այս

տարվա հունվար-փետրվար ամիսներին Վրաստան է առաքվել ավելի քան 25 մլն .կվտ.ժ էլեկտրաէներգիա:

ՀՀ կառավարությունը, հաշվի առնելով Հայաստանում էլեկտրաէներգիայի արտադրության կատմամբ կայուն և աճող պահանջարկը և նպատակ ունենալով նպաստել ՀՀ էներգահամակարգի արտադրական հզորությունների զարգացմանն ու էլեկտրական էներգիայի արտահանմանը, նիստին հավանություն է տվել իտալական «Ռենկո» ընկերության հետ՝ Երևանի ՋԷԿ-ին հարակից տարածքում համակցված շոգեգազային ցիկլով 234 ՄՎտ ընդհանուր հզորություն և ոչ պակաս, քան 50,5% արդյունավետությամբ էլեկտրաէներգիա արտադրող (արժեքները հաշվարկված են Երևանի պայմաններում) նոր էլեկտրակայանի կառուցման և շահագործման վերաբերյալ փոխըմբռնման հուշագիր կնքելու առաջարկին [27]:

2017թ. մարտ ամսին դրվեց Երևանի նոր ՋԷԿ-ի կառուցման հիմքը: Ծրագրի արժեքը կկազմի շուրջ 285 մլն . ԱՄՆ դոլար: Ֆինանսավորումը կիրականացվի մասնավոր ներդրումների հաշվին, այսինքն՝ առանց պետական պարտք վերցնելու: Ծինա-րարական աշխատանքները կտևեն 26 ամիս և կավարտվեն 2019թ. երկրորդ կեսին:

Պետությունը կտրամադրի հաջորդ 20 տարվա ընթացքում արտադրվող էլեկտրաէներգիայի գնման երաշխիք: Էներգաբլոկի արտադրանքը կգնվի 6,62 ԱՄՆ ցենտ/(կվտ.ժ) գնով՝ գումարած ԱԱՀ-ն և ցանկացած լրացուցիչ հարկ կամ տուրք (6 ցենտով՝ առանց ԱԱՀ): ՀՀ կառավարությունը պարտավորվում է էլեկտրակայանը կառուցելուց հետո 20 տարուց ոչ պակաս ժամանակահատվածում էլեկտրաէներգիայի արտադրության համար էլեկտրակայանին մատակարարել անհրաժեշտ գազը՝ 1000 խմ համար 230,8 ԱՄՆ դոլար գնով՝ գումարած ՀՀ-ում գործող հարկերը,

տուրքերը և այլ վճարումները: Ինչպես ամրագրված է հոլշագրում, էլեկտրականի առավելագույն հզորությունը համապատասխան բնական գազի ծախսը կկազմի 45680 նմ³/ժ:

1.5. Չայ կական էներգահամակարգի գազատոուրքին ային տեղակայանքներին աշխատանքի վրաբնակլիմայական պայմաններին ազդեցությունը վերլուծությունը

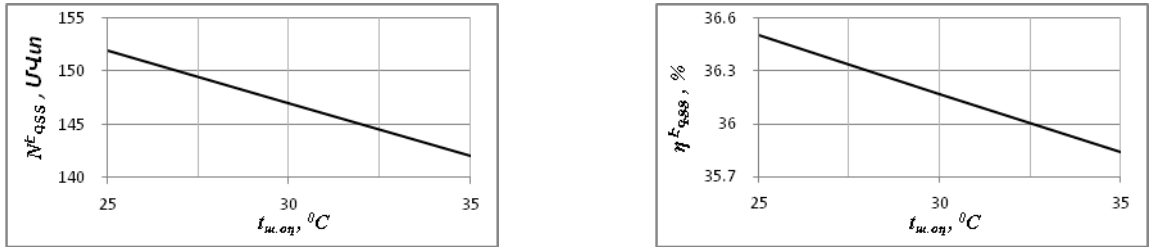
Շոգեգազային ՁԷԿ-երի կազմում աշխատող ԳՏՏ-ները նախագծվում են արտաքին օդի ստանդարտ պարամետրերի համար [28,29]. ջերմաստիճանը՝ 15°C, մթնոլորտային ճնշումը՝ 101,3կՊա, հարաբերական խոնավությունը՝ 60% (ISO 3977): Այդ պայմաններին համարեն որոշվում առանցքային կոմպրեսորի և գազային տուրքին հոսքային մասի տարրերի երկրաչափական բնութագրերը: Աշխատանքի փոփոխական ռեժիմներում էներգատեղակայանքի տեխնիկական բնութագրերը՝ օ.գ.գ.-ն, վառելիքի և հեռացող ծխագազերի ծախսը, ԳՏՏ-ի ելքում գազերի ջերմաստիճանը, դրանցում օդի ավելցուկի գործակիցը, փոխվում են:

ԳՏՏ-ների կարևորագույն առանձնահատկությունը դրանց աշխատանքի ցուցանիշների ավելի ուժեղ կախվածությունն է կլիմայական պայմաններից և տեղակայանքի հարաբերական հզորությունից, քան շոգեուժային տեղակայանքների դեպքում: Այդ կախվածությունների ազդեցության հարցը ընդհանուր առմամբ ՇԳՏ-ի ցուցանիշների վրա շարունակում է ուսումնասիրվել: Ռուսական և արտասահմանյան հեղինակների մի շարք աշխատություններում բերվել են կոնկրետ տեղակայանքների փորձարկումների

արդյունքները, որոնք հաստատում են շագագային բլոկների ցուցանիշների վրա արտաքին օդի պարամետրերի և ԳՏՏ-ի բեռնվածքի գալի ազդեցությունն փաստը [30,31]:

[30] աշխատությունում իրականացվել է արտաքին օդի ջերմաստիճանի ազդեցությունն հետազոտումը Լիբանանում օգտագործվող GT13D, GT13E1, GT13E2 ԳՏՏ-ների հզորությունների և օ.գ.գ.-ների վրա: Ե՛վերևանի, և՛ Յրազդանի ՋԷԿ-ում տեղադրված է GT13E2 գազատուրբին, որի համար, մասնավորապես, արտաքին օդի ջերմաստիճանի $t_{u,օդ}$ բարձրացումը 10°C -ով հանգեցնում է 2%-ով օ.գ.գ.-ի և 7,2%-ով հզորությունն ավազում: Մինչև 35°C $t_{u,օդ}$ -ի բարձրացման դեպքում օ.գ.գ.-ն ավազում է 4,2%-ով, հզորությունը՝ 14%-ով:

[31]-ում դիտարկվել է $t_{u,օդ}$ -ի ց ԳՏՏ-ի ցուցանիշների կախվածությունը: Հետազոտությունն արդյունքները ներկայացված են նկ.1.8-ում:



Նկ.1.8. ԳՏՏ-ի հզորություն N_{QSS}^E և օ.գ.գ.-ի η_{QSS}^E փոփոխությունը՝ $t_{u,օդ}$ -ի ց կախված

Այս տվյալների համաձայն, $t_{u,օդ}$ -ի բարձրացման դեպքում 25°C -ից մինչև 35°C (Կոտ Դ՛իվոնար հանրապետության պայմաններում) գրեթե զծայնորեն ավազում է ինչպես ԳՏՏ-ի հզորությունը, այնպես էլ տեղակայանքի օ.գ.գ.-ն: Ընդ որում հարկավոր է հաշվի առնել, որ արտաքին օդի ջերմաստիճանի աճը ԾԳՏ-ի պարագայում ազդում է ոչ միայն ԳՏՏ-ի ցուցանիշների վրա, այլև տեղակայանքի գոլորշային մասի ցուցանիշների

վրա: Դա պայմանավորված է նրանով, որ արտաքին օդի ջերմաստիճանի բարձրացմանը գույքը նթաց բարձրանում է կոնդենսացման ճնշումը շոգետուրբի կոնդենսատորում, ինչը, իր հերթին, ցածրացնում է շոգետուրբի օ.գ.գ.-ն:

Վերը թվարկված օրինակներից բացի, այլ նման օրինակ աշխատություններում նույնպես բերվում են ԳՏՏ-ի աշխատանքի արդյունավետության վրա մթնոլորտային օդի պարամետրերի (հատկապես, ջերմաստիճանի) ուժեղ ազդեցության օրինակներ: Այս երևույթի էությունը խորը հասկանալու և այս բացասական ազդեցությունը մեղմող միջոցառումներ առաջարկելու համար՝ առավել հանգամանալից ու սումասիրենք ԳՏՏ-ի աշխատանքի թերմոդինամիկական պրոցեսի էությունը:

ԳՏՏ-ի աշխատանքային պրոցեսը բնութագրվում է ցիկլի օգտակար աշխատանքի մեծությամբ և օգտակար գործողության գործակցով: ԳՏՏ-ի հզորությունը ցանկացած ռեժիմում որոշվում է բանող մարմնի զանգվածային ծախսի G և օգտակար աշխատանքի արտադրյալով.

$$N_i = G \cdot l_i: \tag{1.1}$$

Օգտակար աշխատանքը l_i , կՋ/կգ, ԳՏՏ-ի համար հաշվարկվում է որպես տուրբինի կողմից արտադրված և կոմպրեսորի կողմից սպառած աշխատանքի տարբերությունը [32].

$$l_i = C_{pt} T_3 \eta_{iT} (1 + \beta) \left(1 - \pi_T^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right) - C_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ik}} \left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right), \tag{1.2}$$

իսկ ցիկլի օ.գ.գ.-ն՝

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{C_{pt} T_3 \eta_{iT} (1 + \beta) \left(1 - \pi_T^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right) - C_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ik}} \left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right)}{\frac{1}{\eta_{kc}} [(1 + \beta) C_{pk} T_3 - C_{pk} T_2]}, \tag{1.3}$$

որտեղ C_{pt}, C_{pk} -ը բանոց մարմնի ջերմունակություններն են, համապատասխանաբար, տուրբինում կոմպրեսորում, $4 \text{ Զ} / (4 \text{ Գ} \cdot 4), T_3, T_1$ -ը՝ բանոց մարմնի ջերմաստիճանները, համապատասխանաբար, տուրբինի փողրակներից առաջ և կոմպրեսորի մուտքում, η_{it}, η_{ik} -ը՝ համապատասխանաբար, տուրբինի և կոմպրեսորի ներքին օ.գ.գ.-ն, $\beta = 1/(\alpha \cdot L_0) = 0,01 \dots 0,02$ -ը՝ գործակից, որը հաշվի է առնում վառելիքի զանգվածը, որը մուտք է գործել ցիկլայրման խցում վառելիքի այրման արդյունքում, $\alpha \cong 3 \dots 7$ -ը՝ այրման խցում օդի ավելցուկի ընդհանուր գործակիցը, $L_0 \cong 14,7$ -ը՝ ստեխիոմետրիկ թիվ, որը բնորոշում է 1 կգ վառելիքի այրման համար անհրաժեշտ օդի քանակությունը, $\pi_T \cong \pi_k$ -ը՝ տուրբինում ճնշման նվազեցման և կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանները, k_k, k_t -ը՝ ադիբատայրոցեսիցուցիչներն են, համապատասխանաբար, բանոց մարմնի սեղմման և ընդարձակման դեպքում:

Վերոնշյալ արտահայտությունները հետևում է, որ

- ԳՏՏ-ի հիմնական թերությունը օ.գ.գ.-ի ցածր արժեքն է, քանի որ գազային տուրբինի (ԳՏ) կողմից արտադրված հզորության կեսից ավելի ծախսվում է կոմպրեսորի աշխատանքի վրա: ԳՏՏ-ը միակ ջերմային շարժիչն է, որի սեփական կարիքների վրա ծախսվում է արտադրված ամբողջ հզորության կեսը: Այսպես GT13E2-ի համար անվանական ռեժիմում կոմպրեսորի վրա ծախսում է ԳՏ-ի հզորության 49%-ը, իսկ տեխնիկական նվազագույն բեռնվածքի դեպքում՝ 75%-ը:
- քանի որ գրեթե բոլոր ԳՏՏ-ներն ունեն օդի հաստատուն ծավալային ծախս, համակարգ մուտք գործող օդի խտության բարձրացման դեպքում

աճ ու մ է դրա զանգվածը G , ընդ որում բարձրանում է տեղակայանքի հզորությունը:

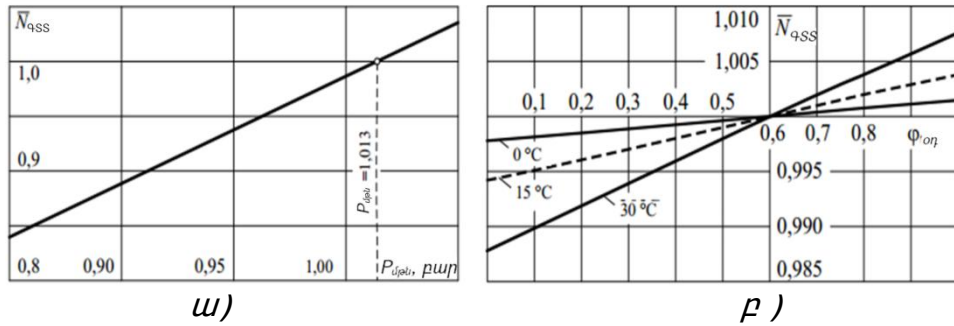
Տվյալ ջերմաստիճանում որքան բարձր է հարաբերական խոնավությունը, այնքան խոնավ օդը չոր օդից թեթև է: Մթնոլորտային ճնշումը կախված է տեղանքի բացարձակ բարձրությունից (որքան տվյալ վայրը բարձր է ծովի մակարդակից, այնքան օդի ճնշումն այդտեղ ցածր է), ինչպես նաև օդի ջերմաստիճանից: Տաքանալիս օդի ծավալն աճում է, այն դառնում է ավելի նոսր և թեթև: Այդ պատճառով նվազում է նաև մթնոլորտային ճնշումը:

Մթնոլորտային ճնշումն ազդում է հիմնականում (նկ.1.9, ա) ԳՏՏ-ի զարգացրած էլեկտրական հզորության վրա [28]: Ծովի մակարդակի նկատմամբ ԳՏՏ-ի հարթակի բարձրության ավելացումը 300մ-ով հանգեցնում է 3,5% հզորության նվազման: Այդ ազդեցությունը կարելի է հաշվի առնել $K_p = P_a/1,013$ գործակցի միջոցով, որտեղ P_a -ը բացարձակ բարոմետրական ճնշումն է:

Վիճակագրական տվյալների վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ մթնոլորտային ճնշումը քերականում փոխվում է 0,894-ից մինչև 0,93 բար միջակայքում, միջինը կազմում է 0,912 բար: Յրազդանում այն փոփոխվում է 0,8-ից մինչև 0,844 բար միջակայքում, միջինը՝ 0,822 բար: Ցանկացած տեղանքում բարոմետրական ճնշումն առհասարակ տատանվում է ոչ ավելի քան $\pm 4\%$ միջին ճնշումից: Դրան համապատասխան օդի խտությունը աճում է: ԳՏՏ-ի օգտակար հզորությունը փոփոխվում է ևս ոչ ավելի քան $\pm 4\%$, իսկ ՕԳԳ-ն մնում է հաստատուն, որը բնորոշում է դրանց ոչ մեծ ազդեցությունը ԳՏՏ-ի աշխատանքի վրա:

Օդի հարաբերական խոնավությունը ևս ազդում է հիմնականում ԳՏՏ-ի զարգացրած էլեկտրական

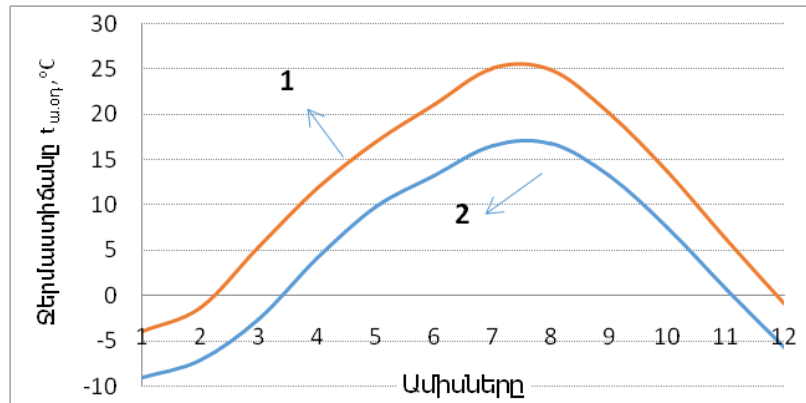
հ գ ո Ր ո ւ թ յ ա ն վ Ր ա (ն կ .1.9, բ): Մ ի ն չ ն 35°C ջ ե Ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ա յ ի ն մ ի ջ ա կ ա յ ք ո ւ մ օ դ ի հ ա Ր ա ք ե Ր ա կ ա ն խ ո ն ա վ ո ւ թ յ ա ն փ ո փ ո խ ո ւ թ յ ա ն ա զ դ ե ց ո ւ թ յ ո ւ ն ը Գ Տ Տ -ի օ .գ .գ .-ի վ Ր ա ք ա վ ա կ ա ն ի ն ա ն ն շ ա ն է (հ ա Ր ա ք ե Ր ա կ ա ն փ ո փ ո խ ո ւ թ յ ո ւ ն ը չ ի գ ե Ր ա զ ա ն ց ո ւ մ 0,05%), ո Ր ը կ ա Ր ե լ ի է գ ո Ր ծ ն ա կ ա ն հ ա շ վ ա Ր կ ն ե Ր ո ւ մ ա ն տ ե ս ե լ [33]:



Ն կ .1.9. Գ Տ Տ -ի է լ ե կ տր ա կ ա ն հ գ ո Ր ո ւ թ յ ա ն փ ո փ ո խ ո ւ թ յ ո ւ ն ը ա ն վ ա ն ա կ ա ն ք ե ո ն վ ա ծ ք ի դ ե պ ք ո ւ մ ' մ թ ն ո լ ո Ր տ ա յ ի ն ճ ն շ ո ւ մ ի ց (ա) և հ ա Ր ա ք ե Ր ա կ ա ն խ ո ն ա վ ո ւ թ յ ո ւ ն ի ց (բ) կ ա խ վ ա ծ

Վ ե Ր ո ն շ յ ա լ ի ց հ ե տ ն ո ւ մ է, ո Ր Գ Տ Տ -ի հ գ ո Ր ո ւ թ յ ո ւ ն ը և օ .գ .գ .-ն կ ա խ վ ա ծ ե ն մ թ ն ո լ ո Ր -տ ա յ ի ն ճ ն շ ո ւ մ ի ց, օ դ ի խ ո ն ա վ ո ւ թ յ ո ւ ն ի ց և ջ ե Ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ի ց : Մ ա ս ն ա վ ո Ր ա պ ե ս , ո Ր ք ա ն ց ա ծ Ր է օ դ ի խ ս ո ւ թ յ ո ւ ն ը (ց ա ծ Ր է մ թ ն ո լ ո Ր տ ա յ ի ն ճ ն շ ո ւ մ ը , ք ա Ր ձ Ր օ դ ի խ ո ն ա վ ո ւ թ յ ո ւ ն ը և ջ ե Ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ը), ա ն ք ա ն ց ա ծ Ր է Գ Տ Տ -ի օ .գ .գ .-ն ո ւ օ գ տ ա կ ա Ր ա շ խ ա տ ա ն ք ը :

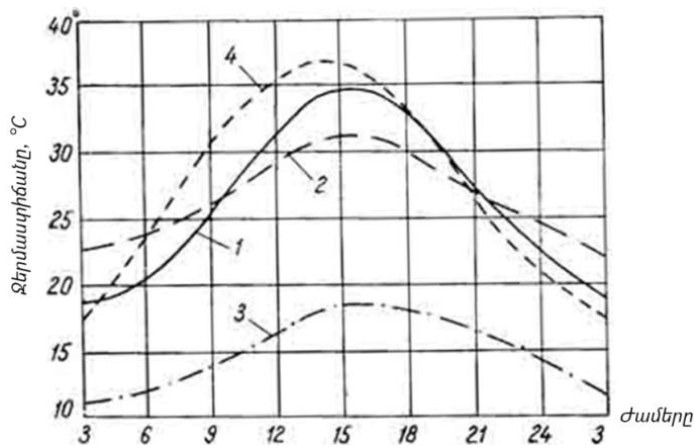
Ե թ ե Շ Տ Տ -ի հ ա մ ա Ր շ Ր ջ ա պ ա տ ո ղ մ ի ջ ա վ ա յ Ր է կ ո ն դ ե ն ս ա տ ո Ր ի հ ո վ ա ց ն ո ղ ջ ո ւ Ր ը , ո Ր ի ջ ե Ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ը տ ա տ ա ն վ ո ւ մ է 2...4°C-ի ց ձ մ ո ա ն ը մ ի ն չ ն 25...30°C ա մ ո ա ն ը , ա պ ա Գ Տ Տ -ի հ ա մ ա Ր շ Ր ջ ա պ ա տ ո ղ մ ի ջ ա վ ա յ Ր է մ թ ն ո լ ո Ր տ ա յ ի ն օ դ ը , ո Ր ի ջ ե Ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ի տ ա տ ա ն ո ւ մ ն ե Ր ը ք ա վ ա կ ա ն ի ն գ գ ա լ ի ե ն ո չ մ ի ա յ ն տ ա Ր վ ա ը ն թ ա ց ք ո ւ մ , ա յ լ և օ Ր վ ա ը ն թ ա ց ք ո ւ մ (ն կ . 1.10, 1.11):



Նկ. 1.10. Արտաքին օդի միջին ամսեկան ջերմաստիճանները 3 այստանի քաղաքներում . 1- Երևան, 2-Յրագղան

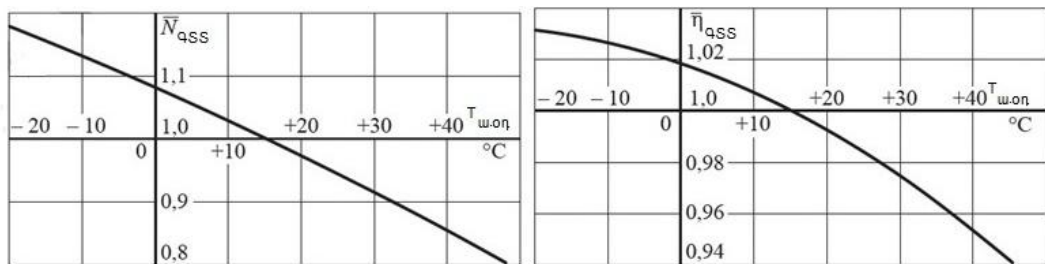
Բոլոր ռեժիմային և շահագործման գործունեության ԳՏՏ-ի թերմոդինամիկական և տնտեսական ցուցանիշների վրա առավել խիստ ազդում է արտաքին օդի ջերմաստիճանը: Օրվա ընթացքում այն կարող է փոփոխվել մինչև 15...20°C-ով, իսկ տարվա ընթացքում, օրինակ, -30°C-ից ձմռանը մինչև 40°C ամռանը մոտ 0°C միջին տարեկան ջերմաստիճանի դեպքում:

Էլեկտրատեներգիա արտադրող ԳՏՏ-ների արդյունավետությանը ամռային ամիսներին կտրուկ նվազում է կոմպրեսորի մոտեքում արտաքին օդի խտության և, համապատասխանաբար, դրա ծախսի նվազման հետևանքով, ինչպես նաև արտաքին օդի բարձր ջերմաստիճանների դեպքում սեղմման տեսակարար աշխատանքի աճի պատճառով: Դա պայմանավորված է նրանով, որ որքան օդի տեսակարար ծավալը բարձր է, այնքան ավելի շատ աշխատանք է պահանջվում կատարել սեղմման համար: Դրա հետևանքով հոլլիս-օգոստոս ամիսներին, երբ ջերմաստիճանը հասնում է մինչև $t_{w,օդ} = 35 \dots 40^\circ\text{C}$, աճում է վառելիքի տեսակարար ծախսը b_e և նվազում ԳՏՏ-ի արդյունավետ հզորությունը մինչև դրանվանական (ISO 3977-ին համապատասխանող, 15 °C ջերմաստիճանի դեպքում) արժեքի 80%-ը:



Նկ. 1.11. Օդի ջերմաստիճանի փոփոխությունը օրվա ընթացքում Երևանում (1), Սոչիում (2), Տալլինում (3) և Դուշանբեում (4) պարզեղանակի նամանակը

Նկ. 1.12.-ում ներկայացված են ԳՏՏ-ի Եներգետիկական բնութագրերի վրա արտաքին օդի ջերմաստիճանի ազդեցության կախվածությունները և իրիվ Էլեկտրական բեռնվածքի դեպքում:



Նկ. 1.12. ԳՏՏ-ի հարաբերական հզորություն \bar{N}_{qss} և արդյունավետություն $\bar{\eta}_{qss}$ փոփոխման

կախվածությունը արտաքին օդի ջերմաստիճանից՝ ըստ գործարանային տվյալների

ԳՏՏ-ի Եներգետիկական բնութագրերի գրաֆիկական կախվածությունները կարելի է ձևափոխել անալիտիկի՝ կիրառելով երկրորդ և երրորդ կարգի բազմանդամներ: Որոշ Եներգետիկական ԳՏՏ-ներին բնորոշ Եարտաքին օդի որոշակի ջերմաստիճանի դեպքում աշխատանքի բնութագրերի բեկումն, ինչը բացատրվում է ԳՏՏ-ի գետերատորի առավելագույն հնարավոր Էլեկտրական բեռնվածքի սահմանափակումներով: Այդ դեպքում տեղակայանքի բնութագրերը կարող են

կազմվել էր կոլ հավասարումներից, որոնցից յոլրաքանչյոլրը՝ որոշակի ջերմաստիճանային միջակայքի համար:

Երևանի ՋԷԿ-ում տեղակայված գազային տոլրքի նի համար ստացվել են և օգտագործվել հետագոտոլթյան մեջ հետևյալ մոտարկային կախվածոլթյոլրը.

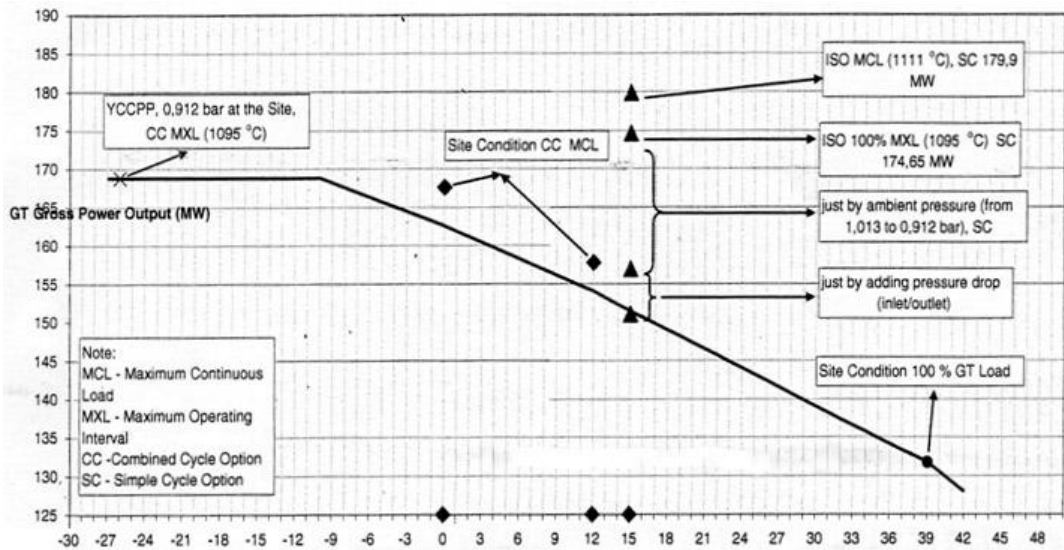
ԳՏՏ-ի էլեկտրական բեռնվածքի համար, ՄՎտ. երբ $t_{w.o\eta} < -10^{\circ}\text{C}$, $N_{\text{գՏՏ}}^{\text{է}} = 168,62\text{ՄՎտ}$, իսկ երբ $t_{w.o\eta} \geq -10^{\circ}\text{C}$, $N_{\text{գՏՏ}}^{\text{է}} = -3 \cdot 10^{-4} \cdot t_{w.o\eta}^2 - 0,6518 \cdot t_{w.o\eta} + 162,3$:

ԳՏՏ-ի էլեկտրական օ.գ.գ.-ի համար, % երբ $t_{w.o\eta} < -10^{\circ}\text{C}$, $\eta_{\text{գՏՏ}}^{\text{է}} = 36,55\%$, իսկ երբ $t_{w.o\eta} \geq -10^{\circ}\text{C}$, $\eta_{\text{գՏՏ}}^{\text{է}} = -5 \cdot 10^{-4} \cdot t_{w.o\eta}^2 - 0,0265 \cdot t_{w.o\eta} + 36,3$:

Նկ.1.13.-ում ներկայացված է արտադրող գործարանի հանձնարարական -գծապատկերն ըստ հզորոլթյան GT13E2 MXL գազատոլրքի նի համար՝ արտաքի ն ջերմաստիճանից կախված:

Աղ.1.1-ում ներկայացված են նոլրյնատիպ տվյալ ներ ԳՏՏ-ի բնոլթագրերի հաշվարկ ների հիման վրա ք. Երևանի կլիմայական պայման ների համար, ինչպես նաև ԳՏՏ-ի հզորոլթյան շեղոլումը «բազային» ռեժիմի նկատմամբ արտաքի ն օդի 12°C ջերմաստիճանի դեպքոլում:

Ինչպես երևոլում է բերված տվյալ ներից, արտաքի ն օդի -10°C -ից մինչև 39°C ջերմաստիճանային միջակայքոլում ԳՏՏ-ի հզորոլթյոլրը նվազոլում է 168,6-ից մինչև 135,84 ՄՎտ (օ.գ.գ.-ն՝ 36,55-ից 34,45%): ԳՏՏ-ի էլեկտրական հզորոլթյան գգալի կորոլւտ (1,1%-ից ավել) տեղի է ոլնենոլում կոմպրեսորի ներքի ն հզորոլթյան վրա ծախսերի աճի հետևանքով ավելի բարձր ջերմաստիճանով օդի սեղմման դեպքոլում:



Նկ .1.13. GT13E2 MXL գազային տուրբինի ցուցանիշների կախվածությունը $t_{u,or}$ -ից

Աղյուսակ 1.1

ԳՏՏ-ի բնութագրերը և դրանց շեղումը «բազային» ռեժիմի համեմատ

Նշանակումները	Արտաքին օդի ջերմաստիճանը, $t_{u,or}$, °C						
	+12	+39	+36	+21	0	-10	-27
$N_{qss}, ՄՎտ$	153,88	135,84	139,3	147,48	162,3	168,6	168,6
$\Delta N_{qss}, ՄՎտ$	0	-18,04	-14,62	-6,4	8,42	14,72	14,72
$\Delta N_{qss} / N_{qss}, \%$	0	-11,72	-9,5	-4,16	5,48	9,57	9,57
ԳՏՏ-ի օ.գ.ա.ն, %	35,93	34,45	34,75	35,55	36,32	36,55	36,55
$\Delta \eta_{qss}, \%$	0	-1,48	-1,18	-0,38	0,39	0,62	0,62

Շարադրվածից հետևում է, որ ԳՏՏ-ի աշխատանքի արդյունավետության բարձրացման համար, հատկապես շոգ երկրներում, անհրաժեշտ է նախատեսել օդի նախնական հովացման, այսինքն՝ այն ԳՏՏ-ի արդյունավետ աշխատանքի համապատասխանող, պահանջվող պայմաններին մոտեցնելու միջոցներ:

1.6. ԳՏՏ կոմպրեսորների ծծվող օդի բարձր ջերմաստիճանով պայմանավորված հզորության թերարտադրության փոխհատուցումը հովացման համակարգերի օգտագործմամբ

ՀԱՊՅ-ում պաշտպանված ատենախոսական աշխատանքում Ռ.Ա. Ռաֆյանի կողմից Երևանի ՁԷԿ-ի համակցված ցիկլով էներգաբլոկի համար ուսումնասիրվել է ԳՏՏ մատուցվող օդի ջերմաստիճանի ազդեցությունը ԳՏՏ-ի էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների վրա տարեկան կտրվածքով: Ուսումնասիրվել են ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման բոլոր համակարգերը: Դիտարկվել են այդ համակարգերի դրական և բացասական կողմերը: Ուսումնասիրվել է ոչ բարենպաստ կլիմայական պայմաններից բխող ԳՏՏ-ի արտադրողականության և արդյունավետության անկումը վերականգնելու նպատակով առաջարկվող ջրային մշուշապատման հովացման համակարգի կիրառման արդյունքում ստացվող լավարկումը:

Կատարվել է գրականությանում բերված ԳՏՏ ջերմային հաշվարկի հայտնի մեթոդների համակողմանի վերլուծություն՝ պարզելու համար դրանց կիրառելիությունը ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման համակարգերի արդյունավետության հաշվարկի համար: Բացահայտվել են այն հիմնական թերությունները, որոնք խնդիր են առաջացրել նոր մեթոդիկա մշակելիս.

1. ԳՏՏ արտադրողները չեն բացահայտում ճշման արժեքները տուրբինի և կոմպրեսորի աստիճաններում:
2. ԳՏՏ աշխատող մարմինների էնթալպիաների հաշվարկի աղյուսակային մեթոդն անխուսափելիորեն հանգեցնում է նշանակալի անճշտությունների:
3. Որևէ մեթոդում հաշվի չի առնվում ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի խոնավապարունակությունը:

4. Նաև որևէ հաշվարկային մեթոդով հաշվի չի առնվում, որ ԳՏՏ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը որոշակի կախվածություն ունի մեջ է գտնվում ներծծվող օդի ջերմաստիճանից:

Առաջարկվել է ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանի փոփոխությունն ազդեցությունը ԳՏՏ կոմպրեսորի ճնշման բարձրացման աստիճանի վրա գնահատող բանաձև: Մանրակրկիտ ուսումնասիրվել է ԳՏՏ էներգետիկական ցուցանիշների փոփոխման բնույթը կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի, դրսի օդի ջերմաստիճանի և հարաբերական խոնավություն արժեքների լայն տիրույթում:

Ինչպես ցույց են տալիս ատենախոսական աշխատանքում բերված հաշվարկների արդյունքները ԵրՋԵԿ-ի շոգեգազային ցիկլով աշխատող էներգաբլոկը դիտարկվող ջերմաստիճանային տևողականության մի տիրույթում արտադրում է 783,7 մլն. կՎտ·ժ Էլեկտրական էներգիա: Սակայն, եթե դրա հզորությունը լիներ հավասար իր նախագծայինին, այդ նույն տիրույթում այն կարտադրեր 832,6 մլն. կՎտ·ժ Էլեկտրական էներգիա:

Ջրային մշուշապատման համակարգի կիրառության արդյունքում, դիտարկվող ժամանակահատվածում հնարավոր է արտադրել 816,9 մլն. կՎտ·ժ Էլեկտրաէներգիա [34]: Այսինքն բլոկը հովացման համակարգի կիրառման արդյունքում արտադրում է իր նախագծային արտադրանքի 98,1%-ը, մինչդեռ առանց հովացման համակարգի այն արտադրում է 94,1%-ը: Վերականգնված արտադրանքը կազմում է 33,23 մլն. կՎտ·ժ:

Հզորություն տեսանկյունից բերված սվայները վկայում են, որ 17,5°C միջին

ջերմաստիճանի նկատվող 1279,2 ժամերի ընթացքում ԳՏՏ-ի հզորությունը կազմում է նախագծայինի 95,9%-ը, իսկ շոգետուրբի նիւնը՝ 98,2%: Իսկ 32,5°C միջին ջերմաստիճանի դիտարկվող 33,6 ժամերի ընթացքում ԳՏՏ-ի հզորությունը ընկնում է մինչև նախագծայինի 86,2%-ին հավասար:

Այսպիսով, առաջարկվող բարձր ճնշումային մշուշապատման համակարգի միջոցով ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի հովացման դեպքում ԵրՋԵԿ-ի համակցված էներգաբլոկում հնարավոր է փոխհատուցել տարվա 3808 ժամերի ընթացքում դիտարկվող բարձր ջերմաստիճանով պայմանավորված թերատադրված 48,8մլն. կՎտ-ժ Էլեկտրատեներգիայի 68%-ը, և այդ փոխհատուցված արտադրանքի համար վառելիքի ծախսը կազմում է 131,2գրգազ/կՎտ-ժ: Յովացման համակարգի տեղադրման կապիտալ ներդրումների հետզման ժամկետը կազմել է 0,69տարի:

Բարձր ճնշումային մշուշային հովացման համար անհրաժեշտ է աղադրված ջուր, կոմպրեսորի թիակների վնասման և բարձր ջերմաստիճանային գոտու կորոզիոն երևույթներից խուսափելու համար: Սակայն պարտադիր պայման է, որ հովացման համակարգի բոլոր խողովակները և դրանց միացումները լինեն չժանգոտող պողպատից: Եթե ջրի որակը պահանջներին չի համապատասխանում, առաջանում է զգալի վնաս կոմպրեսորի վթարների և կորոզիայի տեսքով:

[35]-ում առաջարկվել է Բահրեյնում ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր ներծծվող օդը հովացնելու համար օգտագործել ջերմություն օգտահանող պարզ բրոմալիթիումային աբսորբցիոն համակարգ, ձմռան համեմատ ձմռանը 30°C-ով դրսի օդի ջերմաստիճանի փոփոխությունը փոխհատուցելու նպատակով: Յաշվարկվել է, որ ծխագազերից օգտահանված

ջերմության շնորհիվ հնարավոր է 10°C-ով նվազեցնել մթնոլորտից ներծծվող օդի 40°C ջերմաստիճանը՝ ապահովելով 10% հզորության աճ:

[36]-ով նվազեցնել է երկաստիճան ԱԲՄ-ով հովացման համակարգ 100ՄՎտ հզորությամբ ԳՏՏ-ի համար Բանկոկում: Նվազեցնելով ներծծվող օդի ջերմաստիճանը մինչև 15°C հզորության աճը ընդհանուր առմամբ կազմել է 11%:

[37]-ով պարզ ցիկլով գազատուրբիսային տեղակայանքի և համակցված ցիկլով էլեկտրակայանի մշակված համակարգչային մոդելի կիրառմամբ ցույց է տրվել, որ Յարավային Եվրոպայի համար բնորոշ 40...45 °C դրսի ջերմաստիճանները հանգեցնում են 20%-ից ավելի հզորության կորուստ: Ներկայացվել են գոլորշարար հովացուցիչները և ԱԲՄ-ները համադրելու հնարավոր օգուտները: Առաջարկված աբսորբցիոն համակարգի առավելությունն այն է, որ անկախ մթնոլորտային օդի վիճակից՝ ներծծվող օդը հնարավոր է հովացնել մինչև որոշակի հաստատուն ջերմաստիճան և կայուն կերպով բարձրացնել էլեկտրակայանի հզորությունը:

Իրանում տեղակայված է 170 գազատուրբիսային տեղակայանք 9500ՄՎտ գումարային հզորությամբ, բայց ամռանը շոգ եղանակը բերում է 1900ՄՎտ-ի կորստի: [38]-ով իրականացվել է Իրանական Չաբահար էլեկտրակայանում շոգեաբսորբցիոն սառնարանային տեղակայանքի միջոցով ԳՏՏ ներծծվող օդի հովացման համակարգի տեսական վերլուծություն, ընդ որում արտադրվող հզորությունն ավելացել է 11,3%-ով: Տեսական ուսումնասիրությունները կատարվել են տարեկան հավելյալ 14000 ՄՎտժ էլեկտրաէներգիայի արտադրություն կամ տի աճի հիման

վրա, շահույթաբերությունը գնահատվել է 23,4%,
հետզնման ժամկետը՝ 4,2տարի:

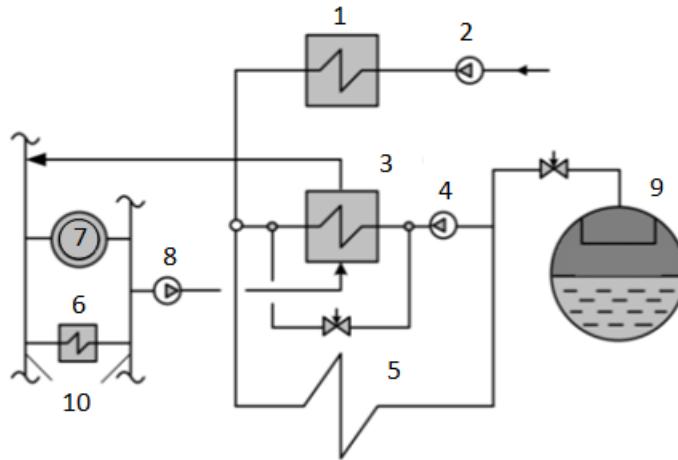
[39]-ում քննարկվել է ամոնիակաջրային ԱՍՄ-ների
օգտագործումը, որոնք աշխատում են ԳՏՏ-ի աշխատած
ծխագազերից օգտահանված ջերմության հաշվին:
Օմանում երկու ԳՏՏ-ների ներծծվող օդի
հովացումը մինչև 7 °C բերում է մի դեպքում 20%,
մյուսում՝ 14% հզորության աճի:

[40]-ում մաթեմատիկական մոդելավորման
միջոցով գնահատվել են հաշվարկային 27,06%
արդյունավետության պարզ ցիկլով ԳՏՏ-ի
աշխատանքի արդյունավետությունը
բարձրացնելու միջոցով հնարավոր է բարձրացնել,
որ եթե կիրառվի ներծծվող օդի հովացման
աբսորբցիոն համակարգ տուրբինի
արդյունավետությունը հնարավոր է բարձրացնել
մինչև 28,22%: Սա համեմատվել է այրման խցում
գոլորշու ներարկման տեխնոլոգիայի հետ, որի
դեպքում տուրբինի արդյունավետությունը կարող
է հասնել 28,63%, և հնարավոր է մինչև 34,98% ավելացում,
եթե կոմպրեսորի և այրման խցի միջև տեղադրվի
ռեգեներատոր:

[41]-ում գնահատվել են Բանկոկում գտնվող
համակցված ցիկլով էլեկտրա-կայանի հզորության
բարելավման եղանակները: Առաջարկվել է կիրառել
շոգեաբսորբցիոն սառնարանային մեքենա
ներծծվող օդի ջերմաստիճանը մինչև 15°C
նվազեցնելու համար: Ակնկալվող հզորության աճը
10,6% է, հետզնման ժամկետը՝ 3,8տարի:

ՇԳՏ-ի սարքավորումների պարագայում ԱԲՍՄ-ի
գեներատորի ջերմության աղբյուր կարող է լինել
ինչպես տուրբինի կամ կաթսայի գոլորշին, այնպես
էլ ջրա-ջրային ջերմափոխանակիչի տաք ջրերը (և կ .1.14)
2ՄՊա ճնշմամբ և 150...180°C ջերմաստիճանով [42], իսկ
որպես ԱԲՍՄ-ի կոնդենսատորի հովացնող միջավայր՝

շոգետուլը բիւի կոնդենսատորից տրվող հիմնական կոնդենսատը 2,1ՄՊա ճնշմամբ և 20...30°C ջերմաստիճանով, նախքան այն ՕԿ-ի կոնդենսատի գազային տաքացուցիչ (ԿԳՏ) մղելը:



Նկ.1.14. Օգտահանիչ կաթսայի ցածր ճնշման կոնտուրում ջրա-ջրային ջերմափոխանակիչի տեղադրաշխման սկզբունքային սխեման.

1. կիպացուցիչի գոլորշու կոնդենսատոր, 2. կոնդենսատային պոմպ, 3. ջրա-ջրային ջերմափոխանակիչ, 4. վերաշրջանառության պոմպ, 5. կոնդենսատի գազային տաքացուցիչ, 6. գազային վառելիքի տաքացման ջերմափոխանակիչ, 7. ջերմային ցանց, 8. ցանցային պոմպ, 9. ՕԿ-ի ցածր ճնշման թմբուկ, 10. ջերմային ցանցի կոլեկտորներ

Ինչպես հայտնի է, քանի որ կոնդենսացիոն ՇԳՏ-ի սխեմայում բացակայում են ԲՃՏ-ները և ՑՃՏ-ները, միակ ջերմափոխանակիչը, որում տաքացվում է կոնդենսատը կոնդենսատորից հետո կիպացուցիչի գոլորշու կոնդենսատորն (ԿԳԿ) է: Այն նախատեսված է շոգետուլը բիւի կիպացուցիչից տրվող գոլորշու հովացման և կոնդենսացման համար: ԿԳԿ-ից հետո հիմնական կոնդենսատը տրվում է ՕԿ-ի ԿԳՏ նախապես տաքացվելուց հետո ԿԳՏ-ի տաք կոնդենսատի հետ խառնման ճանապարհով (վերաշրջանառություն): Այսպիսով ջուրը ԿԳՏ տրվում է 65°C ջերմաստիճանով՝ գազային կողմից ՕԿ-ի պոչային մակերևույթների կորոզիայի կանխարգելման համար: ԿԳՏ-ի վերաշրջանառության գծի վրա տեղադրված է ջրա-ջրային ջերմափոխանակիչ, որի

ջերմունքը ունենում է օգտագործվում է նաև ԿՊՏ-ի այրման խցում այրելու համար վառելիքային գազի պատրաստման կետի ջերմափոխանակիչները: Վառելիքային գազի տաքացման կարգավորման տիրույթը 25...40°C է: Ամառային շրջանում, երբ ջերմային սպառողների թիվը զգալիորեն կրճատվում է, ջրա-ջրային ջերմափոխանակիչն օգտագործվում է միայն վառելիքային բնական գազի տաքացման համար: Այդ դեպքում ԿՊՏ-ի վերաշրջանառության շրից խլվող ջերմունքյան աննշան քանակության հետևանքով ԿՊՏ-ից առաջ կոնդենսատի ջերմաստիճանը դառնում է պահանջվողից բարձր: ԿՊՏ-ն ըստ հեռացող գազերի հոսքի ՕԿ-ի վերջին ջերմափոխանակիչն է, այդ պատճառով կոնդենսատի ջերմաստիճանի բարձրացումը ԿՊՏ-ից առաջ հանգեցնում է ՕԿ-ից հեռացող գազերի ջերմաստիճանի բարձրացմանը:

Յետևաբար, ամառային շրջանում օգտագործելով տաք ջրեր ԱԲՄ-ի աշխատանքի համար՝ օգտահանվում է տուրբինի հեռացող ծխագազերի ջերմունքը և, համապատասխանաբար, նվազում հեռացող գազերի ջերմաստիճանը:

1.7. Խնդրի դրվածքը

Յայաստանը չունի որևէ հանածո վառելիքի ներքին ռեսուրս, ինչի հետևանքով ազգային տնտեսական զարգացումը սերտորեն կապված է էներգիայի գների և ներմուծված էներգակիրների մատչելիության հետ: Երկրի էներգետիկ անվտանգության ամրապնդման կարևորությունը քիչ է և էներգախնայողական և վերականգնող էներգետիկ տեսլանուն գիտերի խթանման անհրաժեշտությունը, ինչը կնպաստի այս ոլորտում տեսլանիկական հմտությունների ձևավորմանը,

աշխատատեղերի ստեղծմանը և ազգային ածխածնային արտանետումների հետքի նվազմանը: Այդ իսկ պատճառով, մեծ կարևորություն ունի տեղական վերականգնվող և երկրորդային էներգետիկական ռեսուրսների օգտագործումը ՀՆԱ-ի էներգատարունակը ատման նկատառումներով:

Դրված նպատակին հասնելու առավել արդյունավետ ուղիներից մեկն է ջերմային տրանսֆորմատորների հիմքի վրա տեղական վերականգնվող էներգառեսուրսների լայնամասշտաբ օգտագործումը և ավանդական, ոչ ավանդական և վերականգնվող էներգիայի աղբյուրների համակցված օգտագործմանն ուղղված նորմոտեցումները:

Ջերմային էլեկտրական կայանների շահավետություն և էկոլոգիական անվտանգությունը բարձրացման զգալի պաշարները կապված են առկա էական ցածր պոտենցիալային էներգիայի աղբյուրի՝ տուրբինների բանած շոգու կոնդենսացման ջերմություն օգտակար օգտագործումը կազմակերպելու հետ:

ՁԷԿ-երի շոգետուրբինային և շոգեզագատուրբինային տեղակայանքների կոնդենսատորների «թափոնային» ջերմությունն առավել արդյունավետ օգտահանել թույլ են տալիս նոր լուծումները՝ ՁՏ-ների օգտագործմամբ: Այդ ջերմությունը հետագայում փոխանցվում է ցանցային ջրին կամ կիրառվում ցիկլի ներսում, օրինակ, վառելիքի, քիմիապես մաքրված ջրի կամ հիմնական կոնդենսատի տաքացման համար: Գրականությունում բերված սխեմատիկ լուծումների մանրակրկիտ վերլուծության արդյունքում հիմնավորվել է, որ էներգաարդյունավետության բարձրացման նպատակով ջերմամատակարարման համակարգերում և ջերմային

Էլեկտրակայաններում ՁՊ-ների օգտագործման
շնորհիվ հնարավոր է հասնել վառելիքի ծախսի
զգալի կրճատման:

ԳՏՏ-ների էներգետիկական և տնտեսական
բնութագրերի փոփոխությունը շրջակա միջավայրի
պարամետրերի ազդեցությունը զգալի է: Ուստի ՀՀ
էներգահամակարգի համար գործնական կարևոր
նշանակություն ունեցող խնդիր է շոգեգազային
ցիկլով աշխատող էներգաբլոկների
էներգետիկական ցուցանիշների՝ նախագծային
արժեքներին մոտեցումը ապահովող
տեխնոլոգիաների մշակումը: Այս աշխատանքում
խնդիր է դրված երևանի ՁԷԿ-ի համակցված ցիկլով
էներգաբլոկի օրինակով, ԳՏՏ մատուցվող օդի
բարձր ջերմաստիճանի ոչ բարենպաստ ազդեցության
հետևանքով էներգաբլոկի արտադրողականության և
արդյունավետության անկումը վերականգնելու
նպատակով, մշակել հովացման համակարգի
նախագծման որոշակի մեթոդիկա՝ հաշվի առնելով
բնակլիմայական պայմանները:

Երևանի ՁԷԿ-ի համակցված ցիկլով էներգաբլոկի
համար Ռ.Ա.Ռաֆյանի կողմից առաջարկվել է կիրառել
ջրային մշուշապատման հովացման համակարգ,
ուսումնասիրվել է ստացվող լավարկումը, սակայն
չի դիտարկվել սառնարանային մեքենաների
օգտագործմամբ հովացման տարբերակի կիրառման
նպատակահարմարությունը: Ուստի որոշակի
հետաքրքրություն է ներկայացնում խոնավ
մշուշային հովացման և առաջարկվող հովացման
մեթոդի՝ ջերմային տրանսֆորմատորների
կիրառման դեպքում ստացվող լավարկման
համեմատումը: ԱՍՄ-ներով հովացման համակարգերի
վերաբերյալ [35-41] գրականության վերլուծության
արդյունքում բացահայտվել է, որ, բնակլիմայական
պայմաններից կախված, սառնարանային մեքենայի

ցրտարտադրողականության ընտրության հարցը
բավարար չափով ուսումնասիրված չէ: Ելնելով
վերը նշվածից, առաջադրվել են և լուծվել հետևյալ
հիմնական խնդիրները.

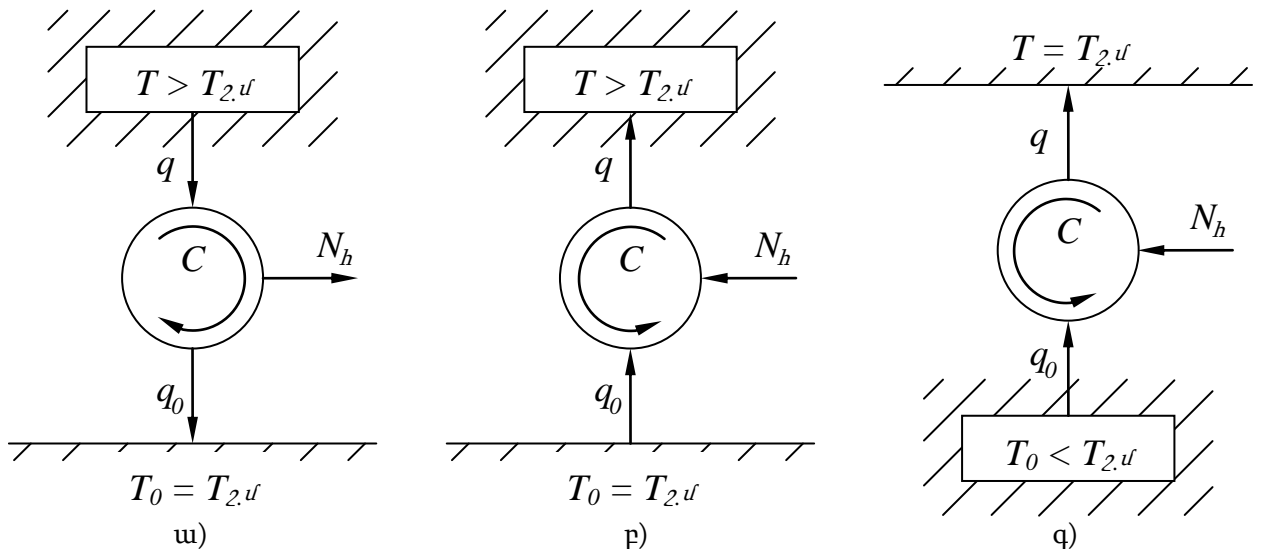
- ուսումնասիրել ՀՀ-ում ՁՊ-ների օգտագործման
նպատակահարմարությունը,
- գնահատել ՁԵԿ-երում ՁՏ կիրառման դեպքում
ջերմային շահավետության ցուցանիշների
փոփոխությունները և օրգանական վառելիքի
տնտեսումը,
- իրականացնել արսորբցիոն և
շոգեկոմպրեսորային ջերմային տրանսֆոր-
մատորների համեմատական վերլուծությամբ
ընտրության հիմնավորում,
- իրականացնել ԳՏՏ-ի կոմպրեսորներ ծծվող օդի`
սառնարանային մեքենաներով և գոլորշարար
հովացման համակարգերի համեմատությունը,
- մշակել ԳՏՏ-ի աշխատանքի վրա տարածաշրջանի
բնակլիմայական պայմանների ազդեցության
հաշվի առնմամբ և ԳՏՏ-ի մուտքում օդի
հովացման դիտարկմամբ ԾԳՏ-ի ջերմային
հաշվարկի մեթոդ,
- տարածաշրջանի կլիմայական պարամետրերի
վիճակագրության օգտագործմամբ, կիրառման
նպատակահարմարության ուսումնասիրմամբ և
համապատասխան վերլուծությամբ`
իրականացնել ԳՏՏ-ի մուտքում օդի հովացման
համակարգի օպտիմալ տարբերակի ընտրություն:

**ԳԼՈՒԽ 2. ԷՆԵՐԳԱԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ
ՆՊԱՏԱԿՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՏՐԱՆՍՖՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ
ԿԻՐԱՌՄԱՆ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆԸ**

2.1. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՊՐՈԼՅԵԿՏ

Ջերմային մեքենաներն ըստ նշանակության կարելի է տարանջատել երեք դասի .

- ջերմային շարժիչներ, որոնցում իրականացվում է ջերմության փոխակերպում մեխանիկական աշխատանքի :
- ջերմային պոմպեր (տաքացնող մեքենաներ), որոնք հակադարձ ջերմային շարժիչներ են և ծառայում են ջերմությունն ստանալու համար :
- սառնարանային մեքենաներ, որոնք նախատեսված են ցուրտ ստանալու համար, այսինքն՝ ջերմությունն իլելու համար հովացվող մարմնից կամ շինությունից, որում պահանջվում է պահպանել շրջապատող միջավայրից $T_{2,u}$ ավելի ցածր ջերմաստիճան (նկ .2.1):

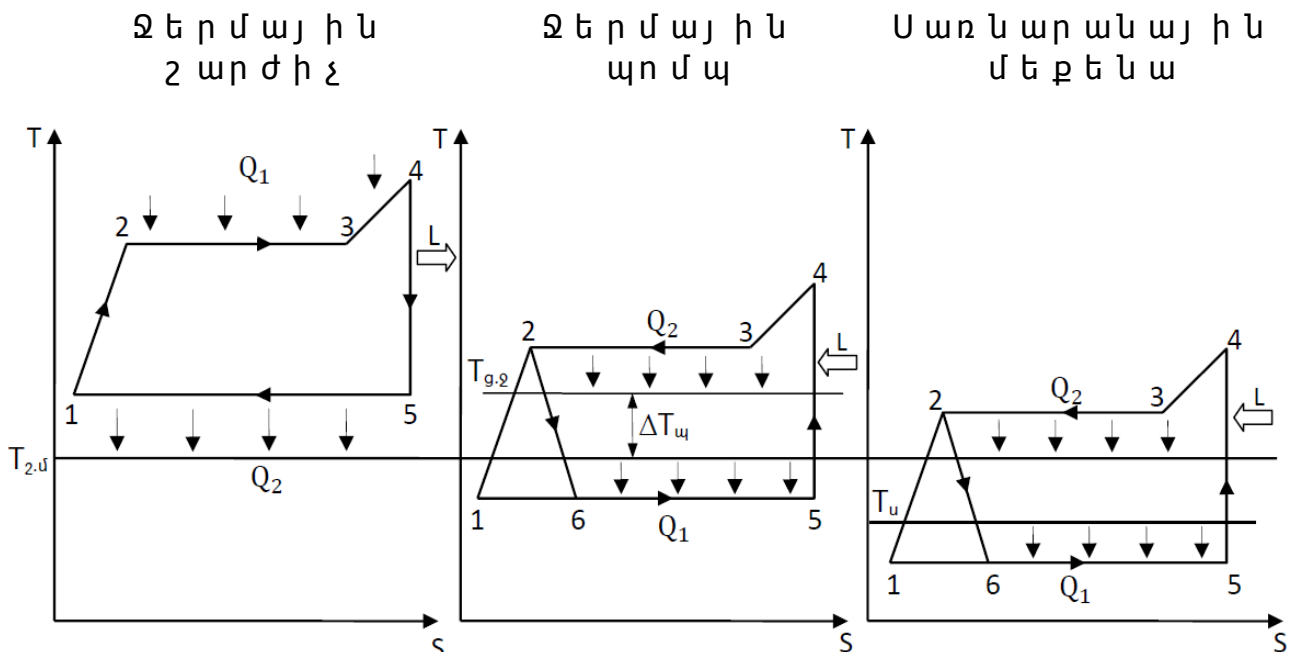


Նկ. 2.1. Ջերմային շարժիչի (ա), ջերմային պոմպի (բ) և սառնարանային տեղակայանքի (գ) աշխատանքի սխեման

Այն տեխնիկական սարքավորումները, որոնց միջոցով արտաքինից կատարած աշխատանքի (ծախսած էներգիայի) շնորհիվ հնարավոր է իրականացնել ջերմության հաղորդումը ջերմաստիճանային էջերի հակառակ ուղղությամբ, այսինքն՝ ցածր ջերմաստիճանով ջերմադրյունը ավելի բարձր ջերմաստիճան ունեցողին, կրում են ջերմունքային տրանսֆորմատորները նդհանուր անվանումը: Դրանց աշխատանքի սկզբունքը ձևակերպվել է Ս.Կառնոյի աշխատունք ունենեցում:

Թերմոդինամիկական տեսանկյունից սառնարանային մեքենաների (ՍՍ) և ջերմային պոմպերի (ՋՊ) գործողության միջև սկզբունքային տարբերությունն չկա: Դրանք տարբերվում են միայն պրոցեսների ջերմաստիճանային մակարդակով և,

ամենակարևորը, նշանակությունը [43]: Այդ կապակցությունը դիտարկենք Ռենկինի իդեալական ցիկլի օգտագործման երեք տարբերակ (նկ.2.2): Ուղիղ ցիկլն օգտագործվում է ջերմային շարժիչներում, իսկ հակառակ ցիկլերը՝ ջերմային պոմպերում և սառնարանային մեքենաներում: Ցիկլերը տարբեր դասավորություն ունեն շրջապատող միջավայրի ջերմաստիճանի համապատասխանող $T_{2,u}$ իզոթերմի նկատմամբ, որի իմաստը տարբեր է յուրաքանչյուր դիտարկվող տեղակայանքի համար:



Նկ.2.2.Ջերմային շարժիչի և ջերմոլթյան տրանսֆորմատորների Ռենկինի թերմոդինամիկական ցիկլերը

Ուղիղ ցիկլում ջերմափոխանակության հիմնական պրոցեսներն ընթանում են շոգեգեներատորում (1-4) և կոնդենսատորում (5-1): Ընդ որում շոգեգեներատորում ստացած Q_1 բարձր պոտենցիալային ջերմոլթյունը ստացվում է վառելիքի այրման հաշվին, իսկ կոնդենսատորում հեռացված Q_2 ջերմոլթյունը Q_1 -ի ցպակաս է Լօգտակար աշխատանքը ստանալու համար օգտագործված ջերմոլթյան քանակության չափով: (5-1) պրոցեսում

ջեռամասի խանցման ասպահովման համար կոնդենսացման ջեռամաս տիճանը պետք է շրջապատող միջավայրի $T_{2,u}$ ջեռամաս տիճանից բարձր լինի: Տվյալ դեպքում որպես $T_{2,u}$ հանդես է գալիս կոնդենսատորում հովացնող ջրի ջեռամաս տիճանը, որը կախված է տեխնիկական շրամատակարարման համակարգի տեսակից և աղբյուրից: Ի տարբերություն ուղիղ ցիկլի՝ հակառակ ցիկլում Q_2 հեռացված ջեռմուկները բանոլ մարմնին գոլորշացուցիչում հաղորդված Q_1 ջեռմուկների քանակությունից ավել է արտաքինից ստացած էրացուցիչ աշխատանքի շնորհիվ:

ՁՊ-ի համար գոլորշացուցիչում (1-5) ջեռամաս տիճանը ցածր է շրջապատող միջավայրի ջեռամաս տիճանից անհրաժեշտ ջեռամաս տիճանային տարբերության չափով: Ընդ որում որպես շրջապատող միջավայր դիտարկվում է ցածր պոտենցիալային ջեռմուկների օրինակ, ջրամբարների ջուրը: Եթե ՁՊ-ն օգտագործվում է ջեռուցման համար, ապա բանոլ մարմինը կոնդենսանում է՝ ջեռմուկները ցանցային ջրին հաղորդելով, որի ջեռամաս տիճանը $T_{g,2}$ պետք է կոնդենսացման ջեռամաս տիճանից ցածր լինի նվազագույն թույլատրելի ջեռամաս տիճանային տարբերության՝ δT չափով: Ընդ որում $\Delta T_{uy} = T_{g,2} - T_{2,u}$ ջեռամաս տիճանային տարբերությունն է որոշում ջեռմային պոմպի կողմից արտադրված ջեռմուկների ջեռամաս տիճանային պոտենցիալի աճը:

ՍՄ-ում կատարվում է համանման պրոցես, սակայն ջեռմուկներն է խլվում ոչ թե շրջապատող միջավայրից, այլ սառնարանային խցից՝ արտանետվելով շրջապատող միջավայր: Ընդ որում գոլորշացման ջեռամաս տիճանը պետք է δT չափով ցածր

լի նի քան սառնարանային խցում T_u ջերմաստիճանը, իսկ կոնդենսատորում ջերմաստիճանը, համապատասխանաբար, պետք է լի նի $T_{2,u}$ -ի ցրարձր: δT -ով պայմանավորված սահմանափակումները կրճատում են (2-1) պրոցեսում ջերմության հեռացման հնարավորությունները: Այդ պատճառով թերմոդինամիկական ցիկլը փակելու համար իրականացվում է կոնդենսատի դրոսելում կոնդենսատորի ճնշումից մինչև գոլորշացման ճնշումը: Դրա արդյունքում բանող մարմինը մասնակիորեն գոլորշանում է, և գոլորշացուցչի մուտքում կարելի է դիտել որոշ քանակությամբ գոլորշու պարունակություն (2-6):

Վերը նկարագրված ցիկլն իրագործող ջերմության տրանսֆորմատորները կոչվում են շոգեկոմպրեսորային: Դա ջերմության փոխակերպման սարքավորումների լայնորեն տարածված, սակայն անենևին միակ տեսակը չէ:

2.2. Ջերմային պոմպերի աշխատանքի արդյունավետությունը

Ինչպես հայտնի է, ցանկացած թերմոդինամիկական պրոցես, ընդհանուր դեպքում, ՋՊ-ում կարող է ներկայացվել իր երեք բաղադրիչներով՝ ջերմափոխանակությամբ, ՋՊ-ի կողմից (կամ նրավրա) կատարած աշխատանքով և ներքին էներգիայի փոփոխությամբ: Այդ դեպքում ադիաբատ պրոցեսը, միջավայրի հետ ջերմափոխանակության բացակայության հետևանքով $\Delta Q = 0$ հանգում է միայն վերջին երկու բաղադրիչներին, իսկ թերմոդինամիկայի առաջին օրենքը ստանում է հետևյալ տեսքը. $\Delta U = -A$, որտեղ ΔU -ն համակարգի ներքին էներգիայի փոփոխությունն է, A -ն արտաքին մարմինների վրա կատարված աշխատանքը:

Համակարգի էներգիայի S փոփոխությունն համակարգի սահմաններով շերմություն փոխանցման արդյունքում տեղի չի ունենում:

Շոգեկոմպրեսորային շերմային պոմպերի աշխատանքի ընթացքում միշտ տեղի ունի (2.1) հարաբերակցությունը.

$$Q_2 + Q_{m,2} = N_e + Q_0 \quad (2.1)$$

Պրոցեսի արդյունավետությունը բնութագրում է ֆոփոխակերպման գործակցի (COP - Coefficient of performance) թվային արժեքը, որքան այն մեծ է, այնքան արդյունավետ է շերմային պոմպը:

$$\varphi = \frac{Q_2 + Q_{m,2}}{N_e} = 1 + \frac{Q_0}{N_e} = 1 + \varepsilon, \quad (2.2)$$

որտեղ Q_0 -ն ցածր շերմաստիճանային աղբյուրից խլված շերմաքանակն է (սառնարանային մեքենայի ցրտարտադրողականությունը), ε -ը՝ սառնարանային մեքենայի սառնարանային գործակիցը: (2.2)-ից հետևում է, որ φ -ն միշտ մեկից մեծ է: COP-ի իմաստը հետևյալն է. այն հավասար է շերմային պոմպի կողմից տրված շերմային էներգիայի ($Q_2 + Q_{m,2}$) և կոմպրեսորի աշխատանքի վրածախսված էլեկտրական էներգիայի (N_e) շերմային համարժեքի հարաբերությանը:

ՁՊ կիրառման արդյունքում էներգա- և ռեսուրսախնայողությունը ձեռք է բերվում ներկրվող բնական գազի փոխարեն տեղական երկրորդային թափոնային և վերականգնվող շերմություն աղբյուրների օգտագործման հաշվին: Առևտրային շերմությունը $Q_2 + Q_{m,2}$ արտադրվող $\varphi=4$ դեպքում 75%-ով բաղկացած է այդ աղբյուրների փոխակերպված շերմությունից Q_0 : Դա անվճար տեղական էներգետիկական հումք է, որը ՁՊ-ում էլեկտրաէներգիայի համեմատաբար ոչ բարձր ծախսերի հաշվին N_e (25%) փոխակերպվում է ցածր

ի ն ք ն ար ժ ե ք ո վ Է կ ո լ ն գ ի ա պ Ե ս մ ա ք ո ւ ր ա ն և տր այ ի ն ջ Ե ր մ ո ւ թ յ ա ն :

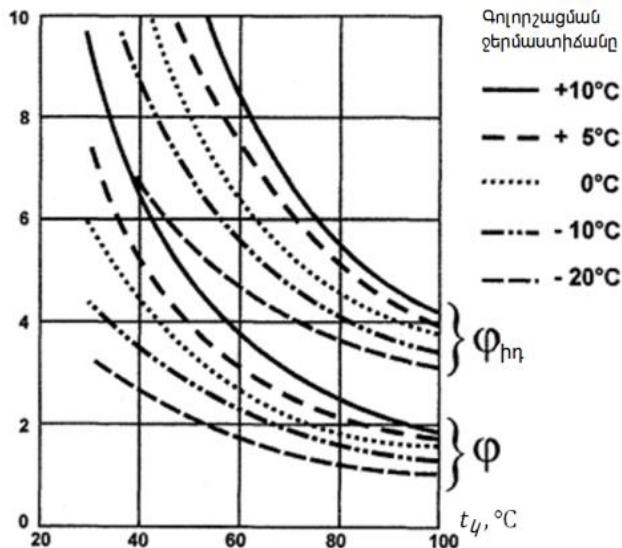
COP-ը կ ախ վ ա ծ Է ` ց ա ծ ր պ ո տ Ե ն ց ի ա լ ա յ ի ն ջ Ե ր մ ո ւ թ յ ա ն ա ղ ք յ ո ւ ր ի և ք ա ր ձ ր ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ա յ ի ն ջ Ե ր մ ո ւ թ յ ա ն ս պ ա ռ ի չ ի ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ն Ե ր ի տ ա ր ք Ե ր ո ւ թ յ ո ւ ն ի ց , ս ա ն և ար ա ն ա յ ի ն ա գ Ե ն տ ի թ Ե ր մ ո դ ի ն ա մ ի կ ա կ ա ն և ջ Ե ր մ ա \$ ի գ ի կ ա կ ա ն հ ա տ կ ո ւ թ յ ո ւ ն ն Ե ր ի ց [44], ց ի կ լ ի թ Ե ր մ ո դ ի ն ա մ ի կ ա կ ա ն ա ն ա ն ձ ն ա հ ա տ կ ո ւ թ յ ո ւ ն ն Ե ր ի ց և ջ Ե ր մ ա յ ի ն պ ո մ պ ի կ ա ռ ո ւ ց վ ա ծ ք ի տ Ե խ ն ի կ ա կ ա ն կ ա տ ա ր Ե լ ո ւ թ յ ո ւ ն ի ց : Կ ա խ վ ա ծ ա յ դ գ ո ր ծ ո ն ն Ե ր ի ց ` COP-ի ի ր ա կ ա ն ար ժ Ե ք ն Ե ր ը տ ա տ ա ն վ ո ւ մ Ե ն 2,5...5,5 մ ի ջ ա կ ա յ ք ո ւ մ :

Ի դ Ե ա լ ա կ ա ն Ջ Պ-ի հ ա մ ար COP-ն ար տ ա հ ա յ տ վ ո ւ մ Է հ Ե տ ն յ ա լ ք ա ն ա ձ և ո վ `

$$\varphi_{\text{ը}} = T_{\text{կ}} / (T_{\text{կ}} - T_{\text{գ}}), \quad (2.3)$$

ո ր տ Ե դ $T_{\text{կ}}$ և $T_{\text{գ}}$ - կ ո ն դ Ե ն ս ա ց մ ա ն և գ ո լ ո ր շ ա ց մ ա ն ք ա ց ա ր ձ ա կ ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ն Ե ր ն Ե ն :

Ո ր ք ա ն փ ո ք ր Է ջ Ե ր մ ո ւ թ յ ա ն ա ղ ք յ ո ւ ր ի և ջ Ե ռ ո ւ ց մ ա ն կ ո ն տ ո ւ ր ո ւ մ ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ն Ե ր ի տ ա ր ք Ե ր ո ւ թ յ ո ւ ն ը , ա յ ն ք ա ն փ ո խ ա կ Ե ր պ մ ա ն գ ո ր ծ ա կ ի ց ը մ Ե ծ Է (և կ .2.3): Դ ր ա հ ա մ ար ն պ ա տ ա կ ա հ ար մ ար Է ջ Ե ռ ո ւ ց Ե լ շ ի ն ո ւ թ յ ո ւ ն ը ց ա ծ ր ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ա յ ի ն հ ա մ ա կ ար գ ո վ [45]. «տ ա ք հ ա տ ա կ » հ ա մ ա կ ար գ ո վ կ ա մ օ դ ա յ ի ն ջ Ե ռ ո ւ ց ո ւ մ ո վ , ք ա ն ի ո ր ա յ դ դ Ե պ ք ո ւ մ ջ Ե ր մ ա կ ր ի ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ը չ պ Ե տ ք Է լ ի ն ի 35°C-ի ց ք ա ր ձ ր :



Նկ. 2.3. Ի դեպի ական և իրական փոխակերպման գործակիցները կախված ությունը սառնարանային ապեռտի գոլորշացման և կոնդենսացման ջերմաստիճաններից

2.3. Յայաստանում ջերմային պոմպերի ներդրման նպատակահարմարություն և հետզնման ժամկետի գնահատումը

Յայաստանը հետեմնում զարգացած երկրներից ՋՊՏ-ների արտադրություն և տնտեսություն տարբեր ոլորտներում կիրառմամբ: ՅՅ-ում ՋՊՏ-ների արդյունաբերական արտադրությունը չկա, սակայն ներդրված տեղակայանքները, որպես կանոն, նույնիսկ ոչ միշտ օպտիմալ պարամետրերի դեպքում հաստատում են ՋՊ կիրառման առավել ությունները և առանձնահատկությունը՝ որպես արդյունավետ էներգախնայող ջերմություն աղբյուրներ:

Ինչքան էլ արդյունավետ լինի ջերմային պոմպը, նրա գրավչությունը պատվիրողի համար կախված է ոչ այնքան նրա տեխնիկական կատարելությունից կամ օգտագործման սխեմայից, որքան պետության սակագնային քաղաքականությունից:

Ջերմային պոմպի աշխատանքի համար անհրաժեշտ էլեկտրաէներգիայի համար ծախսերը կլինեն ավելի

փոքր, քան ավանդական ջեռուցման համար օգտագործվող բնական գազի կամ ջերմային էներգիայի ձեռք բերումը, եթե պահպանվում է հետևյալ անհավասարությունը.

$$U_z < (\varphi/\eta) \cdot U_q, \quad (2.4)$$

որտեղ U_z -ն էլեկտրաէներգիայի սակագինն է, U_q -ը՝ ավանդական էներգակիրներին ցորևեմեկի սակագինը, φ -ն՝ ՁՊ փոխակերպման գործակիցը, η -ն՝ ավանդական ջերմության գեներատորի օգտակար գործողության գործակիցը:

Ջերմային պոմպի արդյունավետության որոշման կարևոր չափանիշներինց է հետզնման ժամկետը, որի որոշման համար անհրաժեշտ է գնահատել շահագործման ծախսերի տնտեսումը: Էներգակիրներին առումով շահագործման ծախսերի տնտեսումը՝ *Շ դրամ/տարի*, ջերմային պոմպի օգտագործման դեպքում որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$\sigma = Q \cdot (U_q/\eta - U_z/\varphi), \quad (2.5)$$

որտեղ Q -ն ջեռուցման ժամանակաշրջանում շենքի ջեռուցման համար անհրաժեշտ ջերմային էներգիայի քանակն է, *կՎտ·ժ*: Այս բանաձևն օգտագործելու համար սակագները՝ U_z և U_q , պետք է արտահայտված լինեն միևնույն չափման միավորով:

(2.4) պայմանի իրականացումը մեծամասամբ կախված է էլեկտրաէներգիայի և վառելիքի սակագների հարաբերությունից (U_z/U_q):

Յաշվարկները ցույց են տալիս, որ $U_z/U_q < 2,5$ դեպքում ՁՊ տեխնիկայի հետզնման ժամկետը կազմում է 2...3 տարի: Ծվեդիայում՝ «ջերմային պոմպերի երկրում», այդ ժամկետը կազմում է 1,3, Գերմանիայում՝ 2,2: Նախկին ԱՊՅ երկրներում այդ հարաբերության մակարդակը 10 էր, որն էլեկտրահաղորդակով ՁՊ-ի լայնածավալ կիրառման անշահավետության

պատճառներից մեկն էր, չնայած՝ առաջնային էներգիայի զգալի խնայողությունը: Այժմ Յայաստանում այդ հարաբերությունները կազմում է 3: Կարելի է ակնկալել, որ Յայաստանի անցումը միջազգային գներին կխթանի ընդհանուր առմամբ էներգախնայող տեխնոլոգիաների և մասնավորապես ջերմապոմպային տեխնոլոգիաների ներդրմանը՝ ջերմության արտադրության գործում:

Չմեծությունները որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$Q_{\text{ջերմ}} = q \cdot V \cdot n \cdot (t_{\text{հ}} - t_{\text{դ}}) = 24 q \cdot V \cdot D \cdot 10^{-3}, \text{կՎտ} \cdot \text{ժ} \quad (2.6)$$

որտեղ V -ն շենքի ներքին ծավալն է, 10^3 , և $V = Fh$, որտեղ F -ը մակերեսն է, իսկ h -ը՝ բարձրությունը, n -ը՝ ջեռուցման ժամանակաշրջանի տևողությունը սվյալ բնակավայրում, ընդունվում է ըստ ՀՀԾՆ IV-12.02.01-04, հավելված է [46], o ը, $t_{\text{հ}}$ -ն սենքի ներսի ջերմաստիճանն է, ընդունվում է ըստ СН 23-101-2004 աղ. 1 [47], $^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{դ}}$ -ն արտաքին օդի հաշվարկային ջերմաստիճանն է, բնակավայրից կախված, ընդունվում է ըստ ՀՀԾՆ IV-12.02.01-04, հավելված է, $^{\circ}\text{C}$, D -ն ջեռուցման շրջանի ջերմաստիճան-օրերի քանակն է սվյալ բնակավայրում, $^{\circ}\text{C} \cdot \text{օր}$: q -ն շենքի տեսակարար ջերմային բնութագիրն է, $\text{կՎտ} \cdot \text{ժ} / (10^3 \cdot \text{C} \cdot \text{օր})$, այսինքն՝ օրական ջերմային էներգիայի ծախսը շենքի 10^3 -ի ջեռուցման համար, երբ դրսի և ներսի օդի ջերմաստիճանների միջև տարբերությունը 1°C է: Տվյալ դեպքում այն չափվում է $\text{կՎտ} \cdot \text{ժ}$: Այդ մեծությունները ցույց է տալիս էներգաարդյունավետության չափը և կարող է ունենալ տարբեր արժեքներ: Յայաստանի համար այն կազմում է $14 \cdot 10^{-3} \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ} / (10^3 \cdot \text{C} \cdot \text{օր})$:

Կապիտալ ներդրումները՝ ΔK , որոշվում են որպես ջերմային պոմպի և ավանդական ջեռուցման համակարգի գնման կապիտալի տարբերություն: Այդ

դեպքում պարզ հետզման ժամկետը ($R\sigma$, տարի) կորոշվի հետևյալ բանաձևով՝

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta K}{C} = \frac{\Delta K}{Q_{տար} \cdot \left(\frac{U_0}{\eta} - \frac{U_E}{COP} \right)} : \quad (2.7)$$

Այժմ Յայաստանում շենքերի ջեռուցման և օդափոխության աշխատող համակարգերում տեղի է ունենում որոշ չափով իրենց գործառույթների կրկնօրինակում. օդափոխության համակարգերը ամռանը շենքերում կատարում են հովացում, անցումային ժամանակաշրջանում շենքերի ջեռուցում (ՋՊ-ի ռեժիմ), իսկ ջեռուցման համակարգերը նույնպես շենքերում ցուրտ ժամանակ արտադրում են տաքություն: Կապիտալ ծախսերի տեսանկյունից երկուսի փոխարեն արդյունավետ է օգտագործել մեկ համակարգ: Միջերկրածովյան երկրներում (Իսպանիա, Իտալիա և այլն) օդափոխության համակարգերում ՋՊ-ի ռեժիմով ոչ մեծ բացասական ջերմաստիճանային տատանումներն ապահովում են շենքերում ամբողջ տարվա ջերմաստիճանը: Սակայն սարքավորումների նախագծման առանձնահատկությունները, իսկավելի հատուկ՝ Յայաստանի շենքերի համար բացասական ջերմաստիճաններում աշխատանքի սահմանափակումը մինչև այժմ թույլ էր տալիս օգտագործել նույն սխեման: Այդուհանդերձ նոր տիպի օդափոխության համակարգերը Յայաստանի կլիմայական պայմաններում արդեն ծառայում են ոչ միայն ամռանը շենքի հովացման համար, այլև հնարավորություն են տալիս ցուրտ ժամանակաշրջանում իրականացնել ջեռուցում (նույնիսկ -20°C արտաքին ջերմաստիճանի դեպքում) [48]:

Որպես գազով ջեռուցման կաթսայատան համեմատ օդային ՋՊ-ի օգտագործման տնտեսական արդյունավետության օրինակ դիտարկենք Յայաստանի մի քանի քաղաքների պայմաններում 400M^2

սպասարկվող տարածքով արդյունաբերական գրասենյակային շինություն:

Կաթսայատան միջոցով ավանդական ջեռոցման տարբերակը կարժենա 23600 ԱՄՆ դոլլար, օդային ՋՊ-ի միջոցով ջեռոցուման համար կապիտալ ծախսերը կկազմեն՝ 27500 ԱՄՆ դոլլար: Այսպիսով, ՋՊ-ը կապիտալ ծախսերի տեսանկյունից մոտ 16,5%-ով թանկեզազային կաթսայի համեմատ: Գազային կաթսայից անցնելիս ՋՊ-ի կապիտալ ծախսերի մեծացումը կազմում է [49]

$$\Delta K = 27500 - 23600 = 3900 \text{ ԱՄՆ դոլլար} :$$

Շենքի ջեռոցման համար ջերմային էներգիայի տարեկան ծախսը,

$$Q_{\text{ջեռ}} = q \cdot Fh \cdot n \cdot (t_{\text{է}} - t_{\text{դ}}) = 14 \cdot 10^{-3} \cdot 400 \cdot 3 \cdot 140 \cdot (20 - 1) = 44688 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ} :$$

Բնական գազի տարեկան ծախսը կկազմի.

$$B_{\text{ջեռ}} = \frac{44688 \cdot 860}{8000 \cdot 0,9} = 5337,7 \text{ մ}^3 / \text{տարի} :$$

Ջերմային պոմպի օգտագործման դեպքում էլեկտրական էներգիայի ծախսը

$$W_{\text{էլ.էն}} = \frac{44688}{3,45} = 12953 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ} / \text{տարի} :$$

Կաթսայատան փոխարեն ջերմային պոմպեր օգտագործելու դեպքում շահագործման ծախսերի կրճատումը.

$$\Delta \text{Շ} = 5337,7 \cdot 139 - 12953 \cdot 45 = 159060 \text{ դրամ} / \text{տարի} = 329,5 \text{ ԱՄՆ դոլլար} / \text{տարի} :$$

Այդ դեպքում հետգնման ժամկետը կկազմի

$$\text{Յժ} = 3900 / 329,5 = 11,8 \text{ տարի} :$$

Կատարված վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ ընդլայնված ջերմաստիճանային միջակայքի և բարձր էներգետիկական արդյունավետության շնորհիվ ՅՅ պայմաններում հնարավոր է ժամանակակից օդա-օդային ջերմային պոմպերի կիրառությունը ինչպես օդորակման համար, այնպես էլ որպես հիմնական ջերմություն աղբյուր շենքերի ջեռոցման համար: Վերը ներկայացված

հաշվարկի ալգորիթմի միջոցով հնարավոր է գնահատել ֆինանսական ծախսերի կրճատումը և հետզնման ժամկետը (աղ.2.1):

Բերված հաշվարկներից երկուսն է, որ ՋՊ հետզնման ժամկետը նվազելու է եներգիայի փոխակերպման գործակցի աճին, տեղակայված հզորությունն օգտագործման ժամերի թվի ավելացմանը, $U_{էլ}/U_{գազ}$ հարաբերության փոքրացմանը գույքնթաց [49]:

Այսպիսով, շարադրված մեթոդիկայի հիման վրա կարելի է նախապես գնահատել գազային կաթսայատների փոխարեն ՋՊ կիրառման նպատակահարմարությունը: Ընդ որում, ՋՊ կոմպրեսորի երաշխավորված ծախսերի ժամկետը 60000 ժ է: Համապատասխանաբար, ջերմային պոմպը կծառայի մոտ 25 տարի մինչև առաջին կապիտալ վերանորոգումը: Այսպիսով, այսօր ջերմային պոմպի ձեռք բերումը և տեղադրումը արդյունավետ ներդրում է, որը ոչ հեռու ապագայում երաշխավորված կտնտեսի ներդնողի միջոցները:

Հայաստանի միջարքքաղաքներում օդային ջրի կիրառման

նպատակահարմարությունը հաշվարկի արդյունքները

	Երևան	Գյումրի	Վանաձոր	Դիլիջան	Ջերմուկ
Ջեռուցման տևողություն (n), օր	140	189	181	178	212
Օդի միջին ջերմաստիճանը ջեռուցման սեզոնում ($t_{\text{ջ}}$), °C	1	-2,1	0,8	1,7	-1,5
Ջեռուցման շրջանի ջերմաստիճան-օրերի քանակն է տվյալ բնակավայրում (D), °C·օր	2660	4176.9	3475.2	3257.4	4558
Ջեռուցման ժամանակաշրջանի COP [48]	3,45	3,24	3,29	3,51	3,27
Օդի միջին տարեկան ջերմաստիճանը, °C	11	6,5	7,4	8,1	4,1
Ջերմային էներգիայի տարեկան ծախսը ջեռուցման համար ($Q_{\text{ջ}}$), կՎտ·ժ	44688	70172	58383	54724	76574
Գազի միջին տարեկան ծախսը ջեռուցման համար ($B_{\text{ջ}}$), մ ³ /տարի	5338	8382	6974	6537	9146
Սակագինը գազի համար ($U_{\text{գ}}$), դր/մ ³	139				
Սակագինը էլեկտրաէներգիայի համար ($U_{\text{է}}$), դր/կՎտ·ժ	45				
Կապիտալ ծախսերը գազային ջեռուցման համար ($K_{\text{գ}}$), հզ. դր	11392				
Կապիտալ ծախսերը ջերմային պոմպի համար ($K_{\text{է}}$), հզ. դր	13275				
Կապիտալ ծախսերի տարբերությունը ΔK , հզ. դր	1883				
Շահագործման ծախսերը գազային վառելիքի համար ջեռուցման սեզոնում ($C_{\text{գ}}$), դր/տարի	741945	1165049	969326	908576	1271348
Էլեկտրաէներգիայի ծախսը ջերմային պոմպի կիրառման դեպքում ($W_{\text{է}}$), կՎտ·ժ/տարի	12953	21658	17746	15591	23417
Շահագործման ծախսերը էլեկտրաէներգիայով աշխատող ջերմային պոմպի համար ջեռուցման սեզոնում ($C_{\text{է}}$), դր/ամ/տարի	582887	974610	798556	701593	1053776

Գազային կաթսայատնից ջերմային պոմպի անցման դեպքում շահագործման ծախսերի տարբերություն (ΔC), դրամ/տարի	159058	190439	170769	206982	217572
Յետգնման ժամկետ (R), տարի	11,8	9,9	11	9,1	8,7

2.4. Ջերմամատակարարման

Էներգաարդյունավետության բարձրացումը Շոգեկոմպրեսորային ջերմապոմպային տեխնոլոգիաների կիրառմամբ

Բոլոր ջերմային պոմպերը թանկարժեք սարքավորումներ են, սակայն նրանց կողմից արտադրվող ջերմության ցածր ինքնարժեքի և էկոլոգիապես մաքուր լինելու հետևանքով դրանք կարող են արժանի մրցակցություն ներկայացնել օրգանական վառելիքի տեսակների հիման վրա ավանդական աղբյուրներին: Շոգեկոմպրեսորային ՋՊ աշխատանքի տնտեսական ցուցանիշները հիմնականում որոշվում են էլեկտրաէներգիայի սակագներով: Փոխակերպման գործակցի $\phi=3,45$ միջին տարեկան արժեքի դեպքում էներգիայի ծախսերը կկազմեն մոտ 337կՎտ.ժ/Գկալ: ՋՊՏ-ի ավտոմատացման բարձր աստիճանը թույլ է տալիս նվազագույնի հասցնել ջերմապոմպային տեխնիկայի սպասարկման բոլոր այլ տեսակի ծախսերը: Էներգածախսի տեսակարար մասն արտադրվող ջերմության լրիվ ինքնարժեքում կարելի է գնահատել 85...90%-ի չափով: Յետևաբար, 45դր/կՎտ.ժ էլեկտրաէներգիայի սակագնի դեպքում ՋՊՏ-ի կողմից արտադրվող ջերմության ողջ ինքնարժեքը կկազմի մոտ 17,8հգ. դր/Գկալ կամ 15,3դր/կՎտ.ժ: Յամեմատություն համար՝ ՅԿԿ-ի կողմից սահմանված ջեռուցման համար ջերմային էներգիայի միադրույք սակագինը 26դր/կՎտ.ժ է:

Չնայած, որ ջերմային պոմպերը կարող են արտադրել համեմատաբար էժան ջերմություն,

ջեռուցման համակարգերում ՋՊՏ-ներին ներդրումային գրավչությունը դեռևս ցածր է կապիտալ ծախսերի համեմատաբար երկար հետզնման ժամկետների պատճառով: ԱՊՅ երկրներում հիմնականում ներկայացված են արևմտաեվրոպական արտադրողների ՋՊ-ները (Գերմանիա, Ավստրիա), և դրանք բավականին թանկ են: Բացի հիմնական սարքավորումների արժեքից, դրա մոնտաժից և կարգաբերումից ջերմամատակարարման ոլորտում ամենից տարածված երկրաջերմային ՋՊՏ-ները պահանջում են հորատման աշխատանքների կատարում: Յաշվարկները ցույց են տալիս, որ այդպիսի ՋՊՏ-ի լրակազմը իր օժանդակ սարքավորումներով և տեղադրումով կաթսայից ջերմամատակարարման համեմատ թանկ է 2,4...2,8 անգամ [50]: Բացի այդ, սահմանափակվում է ջերմաստիճանը ջերմային պոմպի ելքում: Առավելագույն ջերմաստիճանը, որը կարող է ապահովել երկրաջերմային ջերմային պոմպերի տաքացնող կոնտուրը, որպես կանոն, կազմում է 55...65°C:

Ջերմային պոմպերի դասակարգումը ներկայացված է Յավելված 2-ում:

Ջերմամատակարարման համակարգերում ՋՊ աշխատանքի սկզբունքից կախված՝ տարբերում ենք ՋՊՏ կիրառման երկու հիմնական սխեմա.

- անջատ (monovalent), երբ տարեկան ջերմային պահանջարկն ամբողջությամբ ծածկվում է ՋՊ կողմից, ներառյալ սեզոնային «պիկային» ջերմային բեռնվածքները:
- համակցված (bivalent), երբ ջերմային պոմպը ծածկում է տարեկան ջերմային էներգիայի պահանջարկի 50-ից 70%-ը, շատ ցածր արտաքին ջերմաստիճանների դեպքում գազաթնային ջերմային բեռնվածքը ծածկվում է ջեռուցման լրացուցիչ աղբյուրների հաշվին, առավել հաճախ բնական գազով, ածխով կամ հեղուկ վառելիքով աշխատող

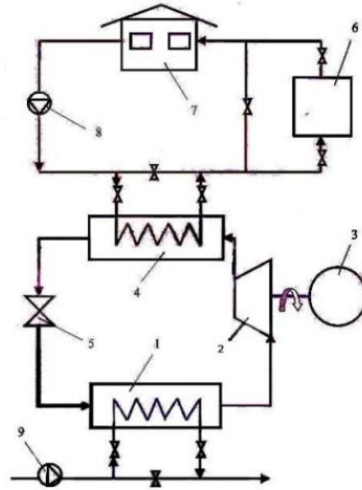
կաթսաներով: Այս սխեման կիրառվում է նաև, երբ հին շենքերը վերանորոգելիս որոշվում է շարունակել գոյություն ունեցող կաթսայի շահագործումը:

ՁՊ օգտագործումը հեռանկարային է համակցված սխեմաներում՝ գույքով Եներգիայի այլ այլ ընտրանքային աղբյուրների (արեգակնային, հողմային, կենսազանգվածի) հետ, քանի որ հնարավորություն է տալիս, օպտիմալացնելով այդպիսի համակարգերի պարամետրերը, հասնել ամենաբարձր տեսական ցուցանիշների:

Մեծ հեռանկար ունի արդյունաբերական ձեռնարկությունների ցածր ջերմաստիճանային ջերմային արտանետումների Եներգիայի օգտահանումը ջերմային պոմպերով: Օրինակ, ՁԵԿ-երի հովացման աշտարակների միջոցով շրջապատող միջավայր տրվող ջերմության քանակությունը լրիվ բավարար է քաղաքի մի մեծ շրջանի ջերմամատակարարման պահանջների բավարարման համար:

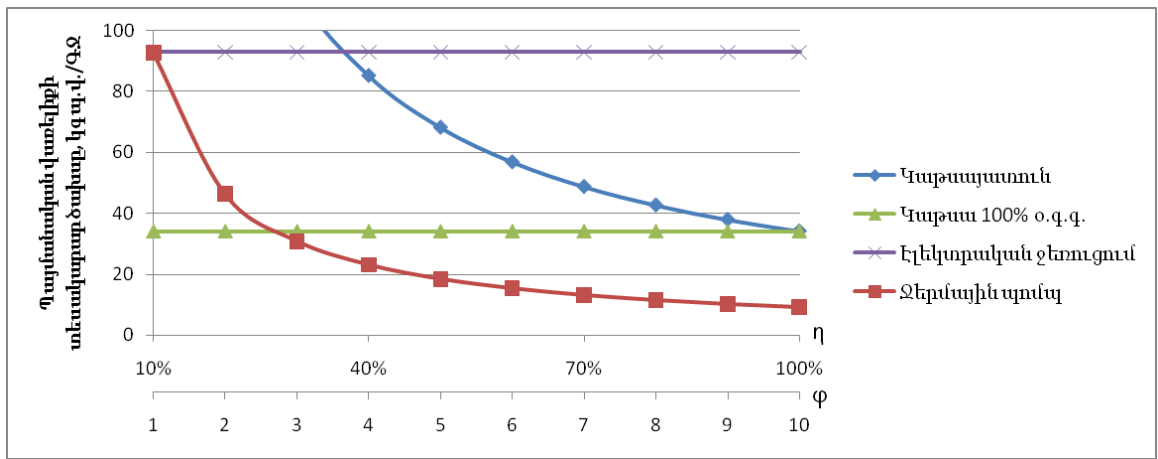
Ջերմապոմպային տեխնիկայի ներդրումային գրավչությունը բարձրացնելու համար անհրաժեշտ է գոնե ջեռուցման սեզոնում ապահովել դրա շարունակական աշխատանքը շահագործման բազային ռեժիմում: Աշխատանքի այդպիսի ռեժիմը հնարավոր է համակցված ջերմաղբյուրների կազմում (ջերմակաթսայատների) ջեռուցման համար և արդյունաբերական ձեռնարկություններում ամբողջ տարվա ընթացքում աշխատող տեխնոլոգիական ջերմա- և ցրտամատակարարման համակարգերի կազմում: Հաշվի առնելով ջեռուցման ժամանակաշրջանում ջերմային բեռնվածքների բաշխման բնույթը՝ համակցված ջերմաղբյուրի կազմում (նկ.2.4) ՁՊ-ն ընդունակ է աշխատանքի բազային ռեժիմում ծածկել սեզոնային ջեռուցման

բեռնվածքի զգալի մասը: Ընդ որում նրա տեղակայված ջերմային հզորությունը կարող է զգալիորեն ավելի ցածր լինել ջեռուցման համակարգի հաշվարկային բեռնվածքից:



Նկ .2.4.3 ամակցված ջերմադրյունըի կազմում ՇԿՁՊ-ի աշխատանքի սկզբունքային սխեման
 1-գոլորշացուցիչ ,2-կոմպրեսոր ,3-հաղորդակ ,4-կոնդենսատոր ,
 5-դրոսել ,6-կաթսա,
 7-ջերմոլթյան սպառիչ ,8-ցանցային պոմպ ,9-մատակարարող պոմպ

Այսպիսի սխեման հնարավորություն է տալիս ապահովել էներգաարդյունավետ-տոլթյան բարձր ցուցանիշներ: Օրինակ ՁՊ-ում ջեռուցման համակարգի հետադարձ ցանցային ջրի մինչև 56°C տաքացման դեպքում կունենանք $7,5 \geq \varphi \geq 3,6$, համապատասխանաբար, վերականգնվող և թափոնային աղբյուրների $30 \geq t \geq 5^\circ\text{C}$ ջերմաստիճանների միջակայքի համար: Այդպիսի պայմաններում միշտ ավելի ձեռնտու է օգտագործել ՁՊ-երը, այլ ոչ թե օրգանական վառելիքով աշխատող կաթսաները (նկ .2.5):



Նկ .25. Տարբեր ջերմաղբյուրներին ցածր մոլթյան արտադրություն և վրավառելիքի միջին տեսակարար ծախսը, կգ պ.վ./ՊՋ

Վերականգնվող և թափոնային ջերմության աղբյուրներին օգտագործման շնորհիվ ՁՊ-երը կարող են ունենալ ավելի բարձր էներգաարդյունավետության տեսակարար ցուցանիշներ, քան օրգանական վառելիքով աշխատող կաթսայատները և բարձրարդյունավետության մբջէՑ-երը: Սակայն հարկ է ընդգծել, որ միայն 2,45-ից բարձր փոխակերպման գործակցի արժեքների դեպքում ՇԿՁՊ-երը չեն գիշում 90% օ.գ.գ.-ով ժամանակակից կաթսայատներին:

Չաշվի առնելով ջերմային պոմպերում էներգիայի փոխակերպման առանձնահատկությունները՝ 2008թ. դեկտեմբերին Եվրախորհրդարանի կողմից ընդունվել է վերականգնվող էներգիայի աղբյուրներին օգտագործման Դիրեկտիվ (Directive on the Use of Renewable Energy Sources), որը թույլ է տալիս 2,875 ավելի ցածր փոխակերպման գործակց ունեցող ջերմային պոմպերի օգտագործումը:

Կաթսաները նպատակահարմար է օգտագործել ՁՊ-ից հետո ջերմակրիլրացուցիչ տաքացման համար: Ջերմության համակցված արտադրության այդպիսի սխեման հնարավորություն է տալիս բարձրացնել ջերմամատակարարման ընդհանուր

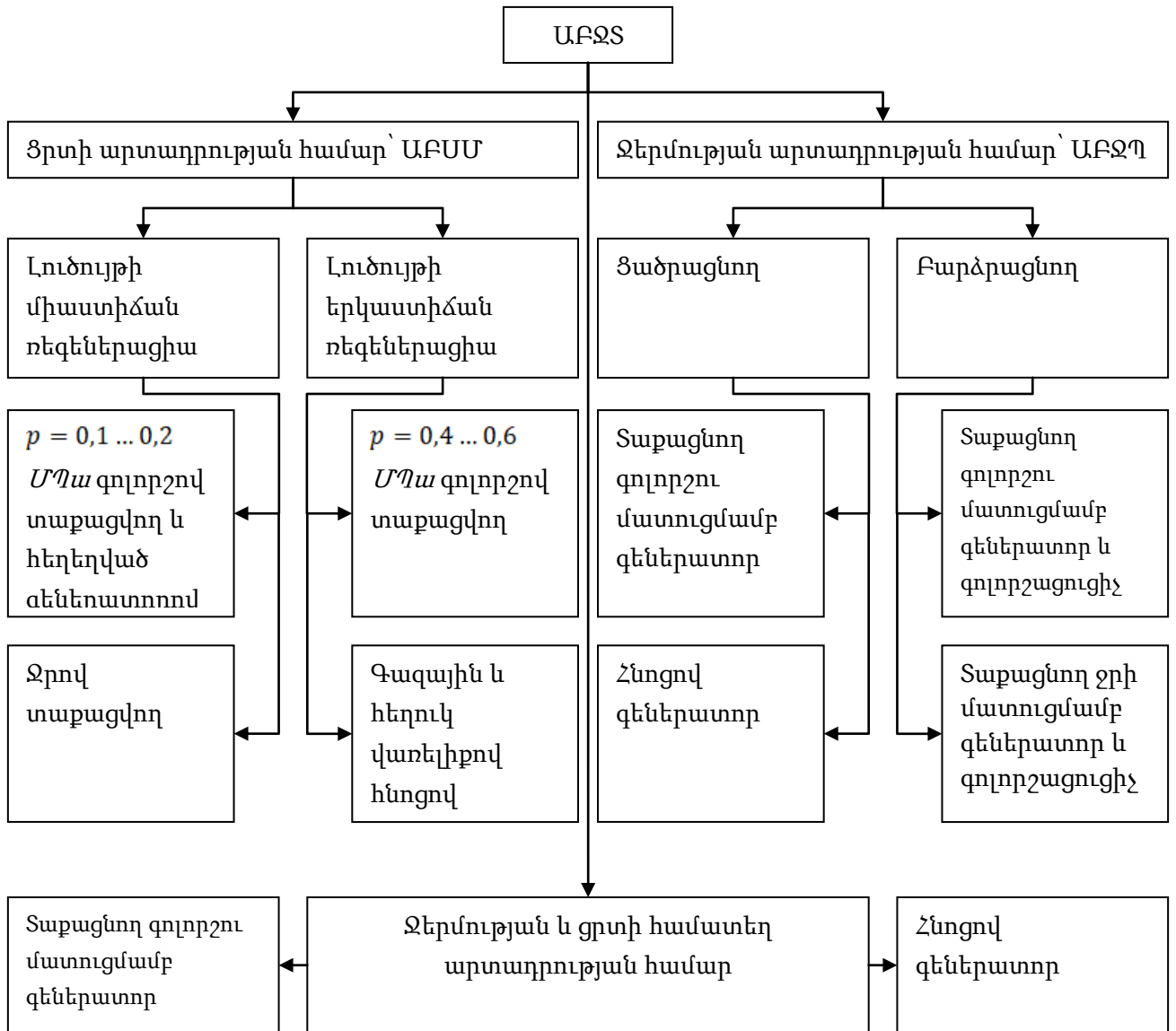
հուսալի ությունը և որակը, քանի որ աղբյուրներինց մեկի աշխատանքի ընդհատումը չի հանգեցնի սպառիչներին ջերմության առաքման առհասարակ ընդհատման:

2.5. Աբսորբցիոն բրոմլիթիոլմային ջերմային տրանսֆորմատորներին առանձնահատկությունները

Ցածր պոտենցիալային բնական էներգիայի կամ երկրորդային ցածր ջերմաստիճանային էներգառեսուրսների ջերմությունն օգտագործման համար պիտանի բարձր պոտենցիալային ջերմային էներգիայի փոխակերպման ջերմապոմպային տեխնոլոգիան ոչ թե ավանդական էներգաաղբյուրների հերթական արդիականացումն է, այլ ջերմության ստացման նոր, առաջադեմ, բարձր արդյունավետությամբ և էկոլոգիապես մաքուր տարբերակ է: Դա է վկայում արտասահմանում աբսորբցիոն բրոմլիթիոլմային տեխնոլոգիաների արտադրության լայն տարածումը, որը պայմանավորված է բարձր սպառողական հատկանիշներով. էկոլոգիական մաքրություն, էլեկտրական էներգիայի նվազագույն օգտագործում, անաղմուկ աշխատանք, ծառայության երկար ժամկետ: Քանի որ բոլոր պրոցեսներն ընթանում են վակուումի պայմաններում, բացառվում է նյութի թափանցումը արտաքին ջերմակիրների մեջ և շրջակամիջավայր:

Գոյություն ունեն ԱԲՁՏ-ների մի շարք տեսակներ (նկ. 2.6), որոնք կատարում են տարբեր գործառնություններ: ԱԲՁՏ-ները կարող են արտադրել ցուրտ, միաժամանակ ցուրտ և ջերմություն, ինչպես նաև փոխակերպել ջերմությունը բարձր ջերմաստիճանային մակարդակից ցածր ջերմաստիճանայինի

(ցածրացնող ԱԲՁՏ) կամ ցածր շերտ մաստիճանային մակարդակից ավելի բարձրի (բարձրացնող ԱԲՁՏ):



Նկ .2.6. ԱԲՁՏ դասակարգումը

ԱԲՁՏ մեծամասնությամբ նախատեսված է ջրի հոսքի համար, որն օգտագործվում է կենցաղային և տեխնոլոգիական օդորակման համակարգերում: Վերջին տարիներին ավելացել է գազային կամ հեղուկ վառելիք օգտագործող հնոցով, ուղղակի տաքացմամբ ԱԲՁՏ-ների

արտադրողները, որոնք ամռանը կարող են աշխատել սառնարանային մեքենայի ռեժիմում, իսկ տարվացուրտ ժամանակաշրջանում՝ ջրատաքացուցիչ կաթսայի ռեժիմում: ԱԲՁՏ հիմնական արտադրողներն են ճապոնիան, ԱՄՆ-ն, Չինաստանը և Կորեան:

ԾԿՁՊ հիման վրա ՁՊՏ-ները հիմնականում կիրառվում են գտել բնակելի ոլորտում, իսկ ԱԲՁՊ-ները՝ արդյունաբերության մեջ: Ձերմոլթյան փոխանցման պրոցեսները արսորբցիոն մեքենաներում կատարվում են համատեղ ուղիղ և հակառակ թերմոդինամիկական ցիկլերի միջոցով, ի տարբերություն ԾԿՁՊ-ների, որոնցում բանոց մարմինը (ֆրեոն) կատարում է միայն հակառակ թերմոդինամիկական ցիկլ:

ԱԲՁՊ-ի արդյունավետությունը (COP) շատ բանում կախված է այն ջերմաստիճանային միջակայքից, որում այն շահագործվում է [51]: Որքան վերջինս ներդրում է, այնքան բարձր են տեղակայանքի էներգետիկական ցուցանիշները: Տաքացվող ջերմակրի միջև մոտ 85°C և օգտահանվող ջերմադրյունի մոտ 20°C ջերմաստիճանների դեպքում լուծոլթի միաստիճան ռեգեսերացիայով ԱԲՁՊ-ի ջերմոլթյան փոխակերպման գործակիցը՝ $\text{COP}=1,65\dots 1,75$:

Քանի որ արտադրվող ջերմոլթյան մեջ ԱԲՁՊ-ում օգտահանվող էժան, թափոնային ջերմոլթյան մասնաբաժինը կազմում է մոտ 40%, վառելիքի տեսակարար ծախսը կաթսայի համեմատ 35...50%-ով ցածր է: Դա նշանակում է, որ բոլոր տեսակի ԱԲՁՊ-ների դեպքում վառելիքի օգտագործման արդյունավետությունը 1,5...2 անգամ բարձր է, քան կաթսայում: Օրինակ՝ երբ ջերմային էներգիայի արտադրողական ջերմապոմպային գործակիցը հավասար է $\eta_{ջպ}=1,7$, շնորհիվ $15\dots 40^{\circ}\text{C}$ ջերմաստիճանով ցածր պոտենցիալային ջերմոլթյան տեղական

աղբյուրների օգտագործման՝ ԱԲՁՊ-ի իդեալական ցիկլը ապահովում է վառելիքի ջերմության տեսակարար տնտեսում՝ $\Delta B = 1 - 1,7^{-1} = 0,412$ կամ 41,2%:

Ներկայումս աբսորբցիոն տեխնիկայի արտադրողներն առաջարկում են այնպիսի ԱԲՁՊ-ներ, որոնք անհրաժեշտության դեպքում կարող են միաժամանակ աշխատել որպես սառնարանային մեքենաներ՝ ապահովելով սառը ջրի մատակարարում 7/12°C ջերմաստիճանային գրաֆիկով [52]: Արդյունքում, ինչն անկարևոր չէ, գործնականորեն բոլոր դեպքերում հնարավոր է ապահովել աբսորբցիոն տեղակայանքի անընդհատ շահագործում ամբողջ տարվա ընթացքում:

2.6. Աբսորբցիոն սառնարանային մեքենաների դասակարգումը և աշխատանքի սկզբունքը

ԱՍՄ-ները լինում են ուղղակի և անուղղակի տաքացմամբ, ըստ կիրառվող սխեմայի միաստիճան, երկաստիճան և եռաստիճան: Ուղղակի տաքացմամբ մեքենաներում որպես ջերմաղբյուր կարող է օգտագործվել բնական գազը կամ այլ վառելիք, որն այրվում է անմիջապես սարքավորումում: Անուղղակի տաքացման մեքենաներում օգտագործվում է շոգի կամ բարձր ջերմաստիճան ունեցող այլ ջերմակիր: Այդ դեպքում որպես ջերմաղբյուր կարող է հանդիսանալ կաթսայատունը կամ, օրինակ, կարող է օգտագործվել որևէ տեխնոլոգիական պրոցեսի ընթացքում առաջացած երկրորդային ջերմային էներգիան:

Գոյություն ունեն բրոմալիթիումային և ամոնիակաջրային ԱՍՄ-ներ: ԱԲՍՄ-ում որպես սառնարանային ագենտ օգտագործվում է ջուրը, իսկ որպես աբսորբենտ (կլանիչ)՝ լիթիումի բրոմիդը (LiBr): Ամոնիակային ԱՍՄ-ներում որպես սառնարանային

ագետնտօգտագործվում է ամոնիակը՝ NH_3 , իսկ որպես արսուրբենտ՝ ջուրը: Ներկայումս ավելի լայն տարածում են գտել բրոմալիթիումային արսուրբեցիոն սառնարանային մեքենաները [53]:

Սառնարանային ագետնտի կոնցենտրացիայի փոփոխությունը արսուրբերում և դեսուրբերում ուղեկցվում է հագեցման ջերմաստիճանի փոփոխմամբ: Արսուրբերի և դեսուրբերի միջև արսուրբենտի շրջապտույտի ընթացքում էներգիայի կորուստը նվազեցնելու համար տեղադրվում է ռեկուպերատիվ ջերմափոխանակիչ:

Միաստիճան ԱՍՄ-ները, որպես կանոն, տեղադրում են այնպիսի շինություններում, որտեղ առկա է հեշտ հասանելի թափոնային ջերմություն աղբյուր: Այս տիպի մեքենաները օգտագործվում են օդափոխության համակարգի կազմում և որպես սառը ջրի աղբյուր գանազան տեխնոլոգիական գործընթացներում: Արտադրողների մեծ մասը առաջարկում է միաստիճան ԱՍՄ-ներ մոտ 350կՎտ-ից մինչև 5,2ՄՎտ հզորությունների տիրույթում [54]:

ԱԲՍՄ-ի աշխատանքի սկզբունքը հիմնված է լիթիումի բրոմիդի լուծույթի՝ դրանից ավելի սառը ջրային գոլորշիները կլանելու (արսուրբելու) ունակության վրա: Սառեցվող միջավայրը մղվում է գոլորշացուցիչ, որտեղ սառեցվում է մինչև անհրաժեշտ ջերմաստիճանը վակուումում սառնարանային ազդակի՝ ջրի գոլորշացման հաշվին: Ջրային գոլորշիները գոլորշացուցիչից անցնում են արսուրբեր, որտեղ լիթիումի բրոմիդի (LiBr) խիտ լուծույթը, հանդիսանալով ջրի ուժեղ արսուրբենտ, կլանում է գոլորշին և վերածվում նոսր լուծույթի, որը մղվում է գեներատոր: Այնտեղ ջուրը գոլորշացվում է ջերմային էներգիայի արտաքին աղբյուրի հաշվին (տաք ջուր, ջրային գոլորշի,

բանած գագեր կամ երկրորդային
էներգառեսուրսներին (տես սակներ): Որքան խորն է
անհրաժեշտ հովացնել օդը կոմպրեսորից առաջ,
այնքան ավելի շատ ջերմություն է անհրաժեշտ
ծախսել գեներատորում ջրի գոլորշացման վրա,
որպեսզի ստացվի LiBr խիտ լուծույթի ավելի մեծ
քանակություն: Յագեցած լուծույթը ԱՄՄ
գեներատորից վերադառնում է արտորբեր:
Գեներատորում արտադրված ջրային գոլորշին
կոնդենսանում է ԱՄՄ-ի կոնդենսատորում:

Երկաստիճան ԱՄՄ-ները կարող են լինել տարբեր
հարմարադասման: Երկու հիմնական
հարմարադասումներն են՝ երկու կոնդենսատորով
համակարգերը և երկու արտորբերով համակարգերը:
Այս սարքավորումներում երկու կոնդենսատոր կամ
երկու արտորբեր օգտագործելու շնորհիվ
ապահովվում է արտորբերից սառնարանային
ագենտի ավելի արդյունավետ անջատում ջերմային
էներգիայի ավելի փոքր ծախսի դեպքում:

Երկաստիճան ԱՄՄ-ների աշխատանքի սկզբունքը
հիմնվում է այն բանի վրա, որ սառնարանային
մեքենայի հովացման ունակությունը նախևառաջ
կախված է գոլորշացուցչում գազային \$ագի
փոխակերպված սառնարանային ագենտի
քանակությունից: Արտորբերից դսորբվող
սառնարանային ագենտի քանակությունը հնարավոր
է ավելացնել՝ օգտագործելով կոնդենսատորում
անջատված կամ արտորբերից ընթացքում ի հայտ
եկած ջերմային էներգիան:

Այս տիպի մեքենաներում, որպես ջերմային
էներգիայի աղբյուր կարող են օգտագործվել բարձր
ճնշման գերտաք շոգի կամ տարբեր տիպի
վառելիքներ, հիմնականում օգտագործվում է
բնական գազ: Երկաստիճան ԱՄՄ-ն նպատակահարմար է
օգտագործել այն դեպքերում, երբ կա բարձր

ճնշմամբ գերտաք շոգու աղբյուր: Թեև երկաստիճան ԱՍՄ-ները ավելի արդյունավետ են, սակայն միևնույն ժամանակ ավելի թանկ են միաստիճան ԱՍՄ-ներին:

Եզրակացու թյուններ երկրորդ գլխի վերաբերյալ

1. Այսօր էներգախնայող ու թյան խնդիրներն լուծման համար ջերմային պոմպերը համարվում են ոչ ավանդական էներգետիկայի աղբյուրների մեջ առավել հեռանկարայինները՝ շրջակա միջավայրից վերականգնվող էներգիան կորզելու և թափոնային էներգիան օգտահանելու հնարավորություն շնորհիվ:
2. Աշխարհում շահագործվում են տարատեսակ գործառույթներ իրականացնող միլիոնավոր ՋՊՏ-ներ՝ ապահովելով ՎԷՌ հսկայական տնտեսում և մթնոլորտ CO_2 -ի և այլ վնասակար արտանետումների զգալի նվազեցում:
3. ՋՊՏ զանգվածային ներդրումն այն ոլորտներում, որտեղ այդ ներդրումը նպատակահարմար է, թույլ կտա 40...50%-ով նվազեցնել բնական գազի այրումը կոմունալ ջերմաէներգետիկայի ջերմագեներատորներում՝ բնական վերականգնվող էներգիայի աղբյուրների օգտագործման հաշվին:
4. ՋՊ-ների կիրառման տնտեսական արդյունավետությունը կախված է բնական գազի գնի և էլեկտրաէներգիայի սակագնի հարաբերակցությունից: Ջերմամատակարարման ջերմապոմպային համակարգերի ներդրումային գրավչությունը դեռևս ցածր է՝ բարձր կապիտալ ներդրումների և համեմատաբար երկար հետզնման ժամկետների պատճառով:

**Գ Լ ՈՒ Խ 3. Ջ Ե Ր Մ Ա Յ Ի Ն Է Լ Ե Կ Տ Ր Ա Կ Ա Յ Ա Ն Ն Ե Ր Ի
Ա Ր Դ Յ ՈՒ Ն Ա Վ Ե Տ ՈՒ Թ Յ Ա Ն Բ Ա Ր Զ Ր Ա Ց Մ Ա Ն Ն Պ Ա Տ Ա Կ Ո Վ
Ջ Ե Ր Մ Ա Յ Ի Ն Պ Ո Մ Պ Ե Ր Ի Օ Գ Տ Ա Գ ՈՐ Ծ ՈՒ Մ Ը**

**3.1. Ջ Ե Կ - Ե Ր Ո Լ Մ Ջ Ե Ր Մ Ա Յ Ի Ն Ա Պ Ո Մ Ա Կ Ե Ր Ի Օ Գ Տ Ա Գ Ո Ր Ծ Մ Ա Ն
Ն Ա Խ Ա Պ Ր Յ Ա Լ Ն Ե Ր Ո Ղ**

Ը ս տ մ ա ս ն ա գ ե տ ն ե թ ի գ ն ա հ ա տ մ ա ն մ ո տ ա պ ա գ ա յ ո ւ մ հ ա մ ա շ խ ա թ հ ա յ ի ն վ ա ռ ե Լ ի ք ա Է ն ե թ գ ե տ ի կ հ ա շ վ ե կ շ ռ ո ւ մ վ ե թ ա կ ո ղ մ ն ո թ ո շ ո ւ մ չ ի կ ա ն խ ա տ Ե ս վ ո ւ մ , և հ ա մ ա շ խ ա թ հ ա յ ի ն ս պ ա ռ մ ա ն կ ա ռ ո ւ ց վ ա ծ ք ո ւ մ փ ո փ ո խ ո ւ թ յ ո ւ ն ն ե թ ը կ բ ն ո ւ թ ա գ թ վ ե ն վ ե թ ա կ ա ն գ ն վ ո ղ Է ն ե թ գ ա ա ղ բ յ ո ւ թ ն ե թ ի կ ի թ ա ռ մ ա ն ը ն դ Լ ա յ ն մ ա մ բ մ ի ա յ ն բ ա ց ա թ ձ ա կ ա թ ա հ ա յ տ ո ւ թ յ ա մ բ : Դ թ ա ն ց տ Ե ս ա կ ա թ ա թ կ շ ի ռ ը ա ռ ա ջ ն ա յ ի ն Է ն ե թ գ ա կ ի թ ն ե թ ի հ ա մ ա շ խ ա թ հ ա յ ի ն ս պ ա ռ մ ա ն մ Ե ջ մ ի ն չ և 2020թ ., ը ս տ Է ն ե թ գ ե տ ի կ ա յ ի գ ծ ո վ հ ա մ ա շ խ ա թ հ ա յ ի ն խ ո թ հ թ դ ի Գ ե թ մ ա ն ա կ ա ն ա գ գ ա յ ի ն կ ո մ ի տ Ե ի կ ա ն խ ա տ Ե ս մ ա ն , չ ի գ ե թ ա գ ա ն ց ի 5%-ը [55]: Ա թ և ի , ք ա մ ո ւ , կ Ե ն ս ա գ ա ն գ վ ա ծ ի և ա յ Լ Է ն ե թ գ ի ա ն ե թ ի Օ Գ Տ Ա Գ Ո Ր Ծ Մ Ա Ն տ Ե խ ն ո Լ ո գ ի ա ն ե թ ի ն ա խ ա գ ծ մ ա ն և ն ե թ դ թ մ ա ն հ Ե տ մ Ե կ տ Ե ղ ա ն հ թ ա ժ Ե շ տ Է կ ա տ ա թ Ե Լ ա գ ո թ Ե Լ ա թ դ Ե ն ի ս կ գ ո յ ո ւ թ յ ո ւ ն ո ւ ն Ե ց ո ղ ջ Ե թ մ ա յ ի ն Է Լ Ե կ տ թ ա կ ա յ ա ն ն ե թ ի ս ա թ ք ա վ ո թ ո ւ մ ն ե թ ի ա շ խ ա տ ա ն ք ա յ ի ն ս խ Ե մ ա ն ե թ ը Է ն ե թ գ ի ա յ ի ա յ Լ ը ն տ թ ա ն ք ա յ ի ն ա ղ բ յ ո ւ թ ն ե թ ի Օ Գ Տ Ա Գ Ո Ր Ծ Մ Ա Ն հ ա շ վ ի ն , ի ն չ պ ի ս ի ք Ե ն Ջ Պ Տ -ն ե թ ը : Ա յ դ տ Ե ս ա ն կ յ ո ւ ն ի ց ա թ դ ի ա կ ա ն խ ն դ ի թ Է բ ա թ թ շ ա հ ա վ Ե տ ո ւ թ յ ա մ բ հ ա մ ա պ ի տ ա ն ի տ Ե խ ն ո Լ ո գ ի ա ն ե թ ի մ շ ա կ ո ւ մ ը ո ւ ղ ղ վ ա ծ ջ Ե թ մ ա յ ի ն ս պ ա ռ մ ա ն վ թ ա ա թ ա դ թ վ ա ծ Է Լ Ե կ տ թ ա Է ն ե թ գ ի ա յ ի բ ա ժ ն Ե մ ա ս ի մ Ե ծ ա ց մ ա ն ը և , հ ա մ ա պ ա տ ա ս խ ա ն ա բ ա թ , կ ո ն դ Ե ն ս ա ց ի ո ն հ գ ո թ ո ւ թ յ ա ն բ ա ժ ն Ե մ ա ս ի ն վ ա գ մ ա ն ը , ո թ ը չ ի պ ա հ ա ն ջ ի գ գ ա Լ ի ն ե թ դ թ ո ւ մ ն ե թ ջ Ե թ մ ա Է Լ Ե կ տ թ ա -կ Ե ն տ թ ո ն ն ե թ ի (Ջ Ե Ց)

գործող շերմային սխեմաների արդիականացման համար:

ՁԵՑ-երում ՁՊՏ Լայնամասշտաբ ներդրման համար նախադրյալ են աշտարակահոսքի ցանցի շերմարտանետվող շերմուկային բավականին մեծ ծավալները (կոնդենսատոր շոգու անգամ նվազագույն անցման դեպքում): Բացի այդ, հոսքի մասնակցային սխեմաները տուրբինների կոնդենսատորները հոսքի ցանցի հոսքի համակարգերի կարիք ունեն: ՁԵԿ-երի և ԱԵԿ-ների բանած շոգու կոնդենսացման շերմուկային հեռացման համար, կախված տեղական պայմաններից և դրված խնդիրներից, կիրառվում են.

- տեխնիկական շրամատակարարման ուղղահաս համակարգեր,
- Լճակ-հոսքի ցանցի շերմարտանետվող հոսքի համակարգեր,
- հոսքի մասնաշաղկապային համակարգեր՝ գոլորշացման աշտարակահոսքի ցանցի և ցայտեցման ավազաններով,
- հոսքի մասնաշաղկապային համակարգեր՝ շրջանառու շերմարտանետվող «չոր» հոսքի ցանցի ցանցի (օրինակ՝ ՅԵԼԼ-երի համակարգը),
- բազիսային «չոր» հոսքի ցանցի և գազաթնային գոլորշացման հոսքի ցանցի ներառող համակցված հոսքի ցանցի շրջապատային համակարգեր:

Կոնդենսատորի աշխատանքն էական ազդեցություն ունի թողնում տուրբոտեղակայանքի արդյունավետության վրա: Նույնիսկ տուրբինի շոգու անփոփոխ սկզբնական պարամետրերի դեպքում (P_0, t_0) նրա արտածման մասի աշխատանքի պայմանները էապես կախված են կոնդենսատորում ճնշումից՝ P_k : Յոսքի շերմարտանետվող հոսքի արտադրական

ջ եր մաս տի ճանի բարձրացման հետևանքով, ինչպես
 նաև կոնդենսատորի աշխատանքի խաթարման
 հետևանքով *P_կ*-ի բարձրացումը նվազեցնում է
 տուրբիներում առկա ջերմանկումը, ինչը բերում է
 ցիկլի թերմոդինամիկական ՕԳԳ-ի նվազման: ՁԵԿ-երի
 և ԱԵԿ-ների կառուցման շրջաններում ջրի
 պակասորդը (դեֆիցիտը), ինչպես նաև եկոլոգիական
 հավասարակշռությունն պահպանելու փորձը
 բերեցին միջանկյալ ջերմակրով «չոր» հովացման
 համակարգերի կիրառման անհրաժեշտությամբ:

Չնայած «չոր» հովացման համակարգերի հայտնի
 թերություններին (խոշոր կապիտալ ներդրումներ,
 ամառը տուրբիներին հզորություններին զգալի
 նվազում և այլն), շրջապատության և ուղղահոս
 հովացման համակարգերի համեմատորանք ունեն մի
 շարք առավելություններ [56].

- որպես հովացնող միջավայր օգտագործվում է
 օդը՝ գործնականում անսպառառեսուրս,
- բացառվում է կողմնակի աղբյուրից վերցվող
 ջրի անհրաժեշտությունը (լրասնման վրա
 աննշան ծախսերից բացի),
- վերացվում են գոլորշացման
 աշտարակահովացուցիչ շոգեջրային ջահի
 տարածման և հովացնող ջրի կորուստների հետ
 կապված խնդիրները,
- բացառվում է գոլորշացման
 աշտարակահովացուցիչներից արտափչվող ջրի
 արտանետման խնդիրը, բնահողի և հովացնող
 ջրամբարների ջրի աղակալումը,
- ՁԵԿ-երի և ԱԵԿ-ների տեղաբաշխումը կապված չի
 լինում ջրամատակարարման աղբյուրին, ինչը
 պարզեցնում է նոր էլեկտրակայանների համար
 հրապարակների ընտրության խնդիրը և

հնարավորություն է տալիս տեղակայել դրանք վառելիքի աղբյուրների մոտակայքում,

- բարելավվում է տուրբինների ջրաքիմիական ռեժիմը, ինչը զգալիորեն բարձրացնում է դրանց հոսքի ու թյունը:

Բացի այդ գոլորշացման աշտարակահոսքի չնեղացումը և շոգեջրային հոսքերի արտանետումը մթնոլորտ ձմեռային ժամանակաշրջանում կարող է հարուցել էլեկտրահաղորդման գծերի, շենքերի և շինությունների սառցակալում, մառախուղի առաջացում, թթվային տեղումներ, ինչը լիովին բացառված է չոր աշտարակահոսքի չնեղացումից և շահագործման դեպքում: Չոր աշտարակահոսքի չնեղացումը էլեկտրակայանները ենթադրում են ինչպես մակերևութային, այնպես էլ խառնման կոնդենսատորների օգտագործում: Հայտնի արտասահմանյան էներգամեքենաշինական ընկերությունները նախընտրությունը տալիս են ինչպես մի տեսակի, այնպես էլ մյուս տեսակի կոնդենսատորներին: Օրինակ՝ GEA ընկերությունը (Գերմանիա) նախագծում է և մատակարարում «չոր» հոսքի համակարգեր մակերևութային կոնդենսատորներով, իսկ այնպիսի ընկերություններ, ինչպես EGI-ը (Վենզուելա), Lummus-ը (Ռուսաստան) նախապատվությունը տալիս են խառնման տիպի կոնդենսատորներին (ԽՏԿ) [57,58]:

ԽՏԿ-ն մակերևութային կոնդենսատորի նկատմամբ ունի հետևյալ առավելությունները.

- ավելի ցածր ջերմաստիճանային էջք (0,5...1,0°C՝ ի տարբերություն 4...5°C-ի մակերևութային կոնդենսատորում),
- ավելի փոքր (մոտ 1,5 անգամ) հոսքի քանակ, բազմապատիկ,

- խողոզակային համակարգի բացակայություն, ինչը հանգեցնում է ԽՏԿ-ի ավելի փոքր արժեքի, աղտոտման և հիդրավլիկական քիփության խնդիրները բացակայության,
- շահագործման պարզություն և հոսալիություն:

Գնահատումը ցույց է տալիս, որ կատարելագործված ՅԵԼԼԵՐԻ համակարգը նպաստում է ջրախնայողական հովացման համակարգի տնտեսական արդյունավետության բարձրացմանը: Ելնելով ընթացիկ արժեքից՝ բնական քարշով ՅԵԼԼԵՐԻ համակարգը կարող է մրցակցել գոլորշացման հովացման համակարգի հետևող նիսկ լրասնման ջրի միջին արժեքի դեպքում [59]:

Վերջին տարիների ձեռքբերումները ՋՊ-ների կառուցման ոլորտում, կապված ագրեգատների միավոր հզորության ավելացման, բարձր ճնշման կոնտուրում ջերմակրի ջերմաստիճանի աճի և էներգիայի փոխակերպման էներգետիկական արդյունավետության բարձրացման հետ, թույլ են տալիս դիտարկել ՋԵԿ-երի տեխնոլոգիական սխեմաներում ՋՊ-ների ներդրման հնարավորությունը: Այս դեպքում գոլորշու կոնդենսացման ջերմությունը, որը նախկինում կորչում էր շրջանառության ջրի հետ, կամ թափոնային ջերմությունը, որը հեռացվում էր էներգետիկական սարքավորումները հովացնող հեղուկներով, կարող է փոխակերպվել ջերմային պոմպում և կրկին օգտագործվել, օրինակ, քիմիապես մաքրված լրասնման ջրի տաքացման համար, ջերմային ցանցերում մագիստրալային ջրի տաքացման համար, կայանի սրահների և կայանին կից ավանի ջեռուցման և տաք ջրամատակարարման համար: Ընդ որում առաջանում է ցանցային տաքացուցիչներում ջերմաֆիկացիոն առման

գ ո լ ո թ շ ու ղ ու ը ս մ ղ մ ա ն և տ ու ը ք ի ն ի ց ա ծ ը ճ ն շ մ ա ն մ ա ս ու մ Լ ը ա ց ու ց ի չ Է Լ Ե կ տր ա կ ա ն հ գ ո թ ու թ յ ա ն ար տ ա դ ը թ ու թ յ ա ն հ ա մ ար դ ը ա օ գ տ ա գ ո ծ մ ա ն հ ն ար ա վ ո թ ու թ յ ու ն : Չ ա յ տ ն ի Է , ո թ Ջ Է Կ - Ե ը ի ար դ յ ու ն ա վ Ե տ ու թ յ ա ն գ ն ա հ ա տ մ ա ն դ Ե պ ք ու մ առ ա վ Ե Լ Է ա կ ա ն Ե ն շ ո գ Ե տ ու ը ք ի ն ն Ե ը ի կ ո ն դ Ե ն ս ա տ ո ը ն Ե ը ու մ ջ Ե ը մ ու թ յ ա ն կ ո թ ու ս տ ն Ե ը ը : Կ ո ն դ Ե ն ս ա ց ի ո ն տ ու ը ք ո տ Ե ղ ա կ ա յ ա ն ք ն Ե ը ու մ շ ը ջ ա ն առ ու թ յ ա ն ջ ը ի հ Ե տ շ ը ջ ա կ ա մ ի ջ ա վ ա յ ը Է ար տ ա ն Ե տ վ ու մ տ ու ը ք ի ն ա յ ի ն տ Ե ղ ա կ ա յ ա ն ք ու մ ը ն դ հ ա ն ու ը ջ Ե ը մ ու թ յ ա ն մ ի ն չ և 60...70%-ը : Ջ Ե ը մ ա \$ ի կ ա ց ի ո ն տ ու ը ք ո տ Ե ղ ա կ ա յ ա ն ք ն Ե ը ի կ ո ն դ Ե ն ս ա տ ո ը ն Ե ը ու մ ջ Ե ը մ ու թ յ ա ն կ ո թ ու ս տ ը հ ա ս ն ու մ Է 20...60% ար ժ Ե ք ն Ե ը ի ` կ ա խ վ ա ծ ո Ե ժ ի մ ի ց (ջ Ե ը մ ա \$ ի կ ա ց ի ո ն կ ա մ կ ո ն դ Ե ն ս ա ց ի ո ն) և ա շ խ ա տ ա ն ք ի գ ը ա \$ ի կ ի ց : Ծ ո գ Ե տ ու ը ք ի ն ն Ե ը ի կ ո ն դ Ե ն ս ա տ ո ը ն Ե ը ի հ ո վ ա ց մ ա ն կ ա գ մ ա կ Ե ը պ ու մ ը ու ղ ղ ա հ ո ս ս խ Ե մ ա յ ո վ հ ա ն գ Ե ց ն ու մ Է գ Ե տ Ե ը ի ջ Ե ը մ ա յ ի ն ա ղ տ ո տ մ ա ն :

Ց ա ծ ը ջ Ե ը մ ա ս տ ի ճ ա ն ա յ ի ն մ ա կ ար դ ա կ ի պ ա տ ճ առ ո վ Է Լ Ե կ տր ա գ Ե ն Ե ը ա տ ո ը ն Ե ը ի հ ո վ ա ց մ ա ն դ Ե պ ք ու մ հ Ե ո ա ց վ ո ղ ջ Ե ը մ ու թ յ ու ն ը կ ար գ ա վ ո ը մ ա ն հ ա մ ա կ ար գ ի և առ ա ն ց ք ա կ ա Լ ն Ե ը ի հ ո վ ա ց վ ո ղ յ ու ղ ի ց , օ դ ա փ ո խ ա ն ա կ ու թ յ ա ն հ ա մ ա կ ար գ Ե ը ի ց և ա յ Լ ն ն ու յ ն պ Ե ս ց ը վ ու մ Է շ ը ջ ա կ ա մ ի ջ ա վ ա յ ը ու մ :

Բ ա ց ի ա յ դ , 2015թ .-ի ո չ ք ն ա կ ա ն ո ն տ ա ք ա մ առ ը Չ ա յ ա ս տ ա ն ու մ առ ա ջ ա ց ը Ե ց մ Ե կ ա յ Լ խ ն դ ի ը հ ա յ ը Ե ն ա կ ա ն Ջ Է Կ - Ե ը ի հ ա մ ար , ո թ ո ն ք ա շ խ ա տ ու մ Ե ն Է Լ Ե կ տր ա կ ա ն գ ը ա \$ ի կ ո վ շ ո գ Ե տ ու ը ք ի ն ն Ե ը ի կ ո ն դ Ե ն ս ա տ ո ը ն Ե ը ի շ ը ջ ա ն առ ու թ յ ա ն ջ ը ի հ ո վ ա ց մ ա ն գ ո յ ու թ յ ու ն ու ն Ե ց ո ղ հ ա մ ա կ ար գ Ե ը ի առ ա վ Ե Լ ա գ ու յ ն ք Ե ո ն վ ա ծ ք ո վ , ա յ ն Է կ ա յ ա ն ի ա ն կ ար ո ղ ու թ յ ու ն ը ` կ ը Ե Լ ու ա ն հ ը ա ժ Ե շ տ (ը ն դ ո թ ու մ ` հ ա շ վ ար կ ա յ ի ն) Է Լ Ե կ տր ա կ ա ն հ գ ո թ ու թ յ ու ն ը [60]: Ն մ ա ն դ Ե պ ք Ե ը ու մ Ջ Է Կ - Ե ը ու մ շ ը ջ ա ն առ ու թ յ ա ն ջ ը ի հ ո վ ա ց մ ա ն առ ա ջ ար կ վ ո ղ տ Ե խ ն ո լ ո գ ի ա յ ի կ ի ը առ ու մ ը

թ ու յ լ կ տ ա ն վ ա գ ե ց ն ե լ Է լ Ե կ տր ա կ ա ն հ գ ո թ ու թ յ ա ն
ս ա հ մ ա ն ա փ ա կ ու մ ը :

**3.2. Ջ Ե Կ - Ե թ ի Է ն ե թ գ ա ր դ յ ու ն ա վ Ե տ ու թ յ ա ն
բ ա ր ձ թ ա գ մ ա ն հ ա մ ա ր ջ Ե թ մ ա յ ի ն պ ո մ պ Ե թ ի
օ գ տ ա գ ո թ մ ա ն թ Ե թ մ ո դ ի ն ա մ ի կ ա կ ա ն
վ Ե թ լ ու ծ ու թ յ ու ն**

Ջ Ե թ մ ու թ յ ա ն կ ո թ ու ս տ ն Ե թ ի և շ ը ջ ա կ ա
մ ի ջ ա վ ա յ թ ի վ թ ա վ ն ս ս ա կ ա ր ա գ դ Ե ց ու թ յ ա ն
ն վ ա գ ե ց մ ա ն հ ա մ ա ր ա ռ ա ջ ա ր կ վ ու մ Է
կ ա տ ա ր Ե լ ա գ ո թ Ե լ հ ո վ ա գ մ ա ն հ ա մ ա կ ա ր գ Ե թ ի
ս խ Ե մ ա ն Ե թ ը Ջ Պ Տ ն Ե թ դ թ մ ա մ բ : Կ ա ր Ե լ ի Է
ա ռ ա ն ձ ն ա ց ն ե լ Ջ Ե Կ - Ե թ ու մ Ջ Պ - ն Ե թ ի օ գ տ ա գ ո թ մ ա ն
Ե թ կ ու ն Ե լ ղ ղ ու թ յ ու ն Է լ թ ա ց ու ց ի չ
ջ Ե թ մ ա ր տ ա դ թ ու թ յ ու ն ի թ ա կ ա ն ա ց ն ե լ ու և
գ ո յ ու թ յ ու ն ու ն Ե ց ո ղ տ Ե խ ն ո լ ո գ ի ա կ ա ն
պ թ ո ց Ե ս ն Ե թ ը կ ա տ ա ր Ե լ ա գ ո թ Ե լ ու հ ա մ ա ր :

Կ ո ն դ Ե ն ս ա ց ի ո ն Է ն ե թ գ ա բ լ ո կ ն Ե թ ի ս խ Ե մ ա յ ու մ
Ջ Պ - ի օ գ տ ա գ ո թ մ ա ն ա թ դ յ ու ն ա վ Ե տ ու թ յ ա ն ո թ ո շ մ ա ն
ն պ ա տ ա կ ո վ հ ա ջ ո թ դ ի վ դ ի տ ա ր կ վ Ե լ Ե ն
շ ը ջ ա ն ա ռ ու թ յ ա ն ջ թ ի ջ Ե թ մ ու թ յ ա ն օ գ տ ա հ ա ն մ ա ն
հ ն ա ր ա վ ո թ տ ա ր բ Ե թ ա կ ն Ե թ (K-210-130 AM3 [61] և
K-300-240-2XT3 տ ու թ թ ի ն ն Ե թ ի հ ա մ ա ր):

K-200 ը ն տ ա ն ի ք ի կ ո ն դ Ե ն ս ա ց ի ո ն տ ու թ թ ի ն ն Ե թ ը
ն ա խ ա տ Ե ս վ ա ծ Ե ն ա ռ ա ջ ի ն հ Ե թ թ ի ն
Է լ Ե կ տր ա Է ն Ե թ գ ի ա յ ի ա թ տ ա դ թ ու թ յ ա ն հ ա մ ա ր ,
ո թ ո ն ց ու մ ա մ բ ո ղ ջ բ ա ն ա ծ շ ո գ ի ն տ թ վ ու մ Է
կ ո ն դ Ե ն ս ա տ ո թ և դ թ ա ջ Ե թ մ ու թ յ ու ն ը օ գ տ ա կ ա ր
կ Ե թ պ ո վ չ ի օ գ տ ա գ ո թ վ ու մ : Ա յ դ պ ի ս ի
տ ու թ թ ո տ Ե ղ ա կ ա յ ա ն ք ն Ե թ ու մ հ ն ա ր ա վ ո թ Է ն ա ն
ա ն ն շ ա ն ջ Ե թ մ ա յ ի ն բ Ե ռ ն վ ա ծ ք ի ծ ա ծ կ ու մ ը (դ ա
հ ի մ ն ա կ ա ն ու մ կ ա յ ա ն ի ս Ե փ ա կ ա ն կ ա թ ի ք ն Ե թ ն Ե ն ,
ջ Ե ռ ու ց ու մ ը և մ ո տ ա կ ա բ ն ա կ ա վ ա յ թ Ե թ ի տ ա ք
ջ թ ա մ ա տ ա կ ա ր ա թ ու մ ը), ո թ ը ի թ ա կ ա ն ա ց վ ու մ Է

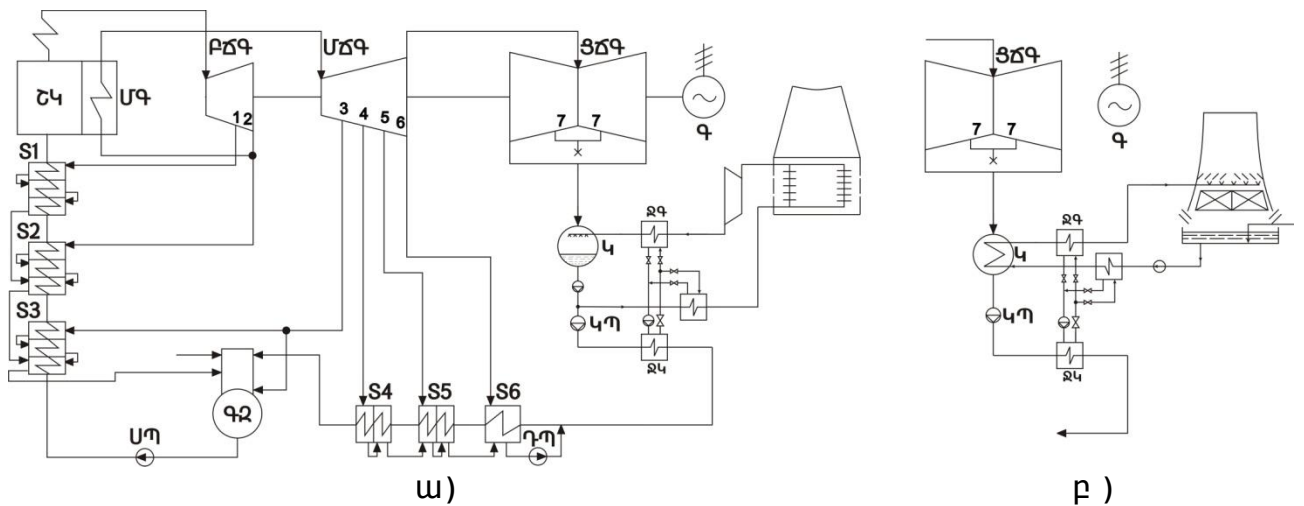
ռեգեներացիայից բացի նաև գոլորշու
 չկարգավորվող առումների կազմակերպման
 ճանապարհով: Այսպես, օրինակ, K-210-130 AM3 տուրբինի
 համար ցանցային ջրի հիմնական տաքացուցիչը (ՑՁՏ 1)
 սնվում է հիսգերորդ առումից 0,27ՄՊա ճնշմամբ (2,77
 մթն) գոլորշով, առավելագույն թույլատրելի
 գոլորշու առումը տաքացուցիչի համար կազմում է
 25տ/ժ: Ցանցային ջրի գազաթնային տաքացուցիչը
 սնվում է չորրորդ առումից 0,63ՄՊա ճնշմամբ (6,44 մթն)
 գոլորշով, իսկ առավելագույն թույլատրելի շոգու
 առումը կազմում է 20տ/ժ: Ընդ որում, չկարգավորվող
 առումից բաց թողնված մեկ տոննա գոլորշին
 թերարտադրում է տուրբինի հոսքային մասում
 համապատասխանաբար 170կՎտ/(տ գոլորշի) հիսգերորդ
 առման համար (ՑՁՏ 1-ի վրա) և 230 կՎտ/(տ գոլորշի)
 չորրորդ առման համար (ՑՁՏ 2-ի վրա): Ինչպես երևում է,
 ջերմաֆիկացիայի կազմակերպումը K-210-130 տուրբինի
 համար (ջերմաֆիկացիոն առումում ճնշումը
 պահպանող կարգավորող օրգանների
 բացակայության հետևանքով) իրականացվում է
 զգալիորեն ավելի բարձր պոտենցիալի գոլորշով,
 քան ջերմաֆիկացիոն տուրբինների համար, որտեղ
 ջեռուցման առումները կարգավորվող են, ինչը
 թույլ է տալիս պահպանել գոլորշու ճնշումը
 0,049...0,196ՄՊա (0,5...2 մթն) տիրույթում ստորին առումում
 և 0,059...0,245ՄՊա (0,6...2,5 մթն)՝ վերին առումում:

K-210-130-ի չկարգավորվող առումների ջերմային
 հզորությունը ստորին առումից գոլորշու ծախսի
 դեպքում ՑՁՏ 1-ի վրա և վերին առումից ՑՁՏ 2-ի վրա
 25տ/ժ և 20տ/ժ ծախսով, համապատասխանաբար, կազմում է
 մոտ 26ԳկՎտ/ժ:

Ավելի մեծ ջերմային բեռնվածք ծածկելու
 համար օգտագործվում են մի քանի տուրբիններից
 գոլորշու առումներ կամ ջրատաքացուցիչ
 կաթսաներ: Յայտնի են շատ դեպքեր, երբ

կոնդենսացիոն տուրբինները վերակառուցվել են՝ կազմակերպելով գոլորշու ինչպես կարգավորվող, այնպես էլ արացուցիչ չկարգավորվող ջերմաֆիկացիոն առումներ: Ընդ որում, աշխատանքի արդյունավետության երկու անոթը կապված է զգալի կառուցվածքային փոփոխությունների հետ տուրբոտեղակայանքի հոսքային մասում և հարմարադասման մեջ, ինչպես նաև տուրբինի մանևրայնության վատացման հետ: ՁՊ-ի օգտագործումը թափոնային ջերմության օգտահանման և ցանցային ջրի նախնական տաքացման համար թույլ կտամեծացնել տուրբոտեղակայանքի ջերմային հզորությունը առանց նրա հոսքային մասի վերակառուցման և մանևրայնության պահպանմամբ: Հնարավոր է նաև էլեկտրատեղակայի կոնդենսացիոն արտադրության մեծացման տարբերակը ջերմային պոպի միջոցով հետադարձ ցանցային ջրի նախնական տաքացման հաշվին և, որպես հետևանք, բարձր պարամետրերով (6,44 և 2,77 մթն) գոլորշու չկարգավորվող ջերմաֆիկացիոն առման մի մասի փոխարինման՝ դրա անցումով կոնդենսատոր և արացուցիչ էլեկտրական հզորության արտադրության մեջ:

Նկ.3.1-ում ներկայացված է կոնդենսատորը հովացնող ջրի «սառը» և «տաք» խողովակազուծերի վրա ՇԿՁՊ-ի տեղադրման սկզբունքային ջերմային սխեման [62]: Տվյալ սխեման թույլ է տալիս ստանալ, այդպիսով, ցածր պոտենցիալային ջերմություն մատակարարվող կամ հեռացվող շրջանառու ջրից՝ կախված շրջակա միջավայրի (օդի) ջերմաստիճաններից:



Նկ.3.1. Կոնդենսատորը հոսվացնող ջրի «սառը» և «տաք» խողովակազույգերի վրա

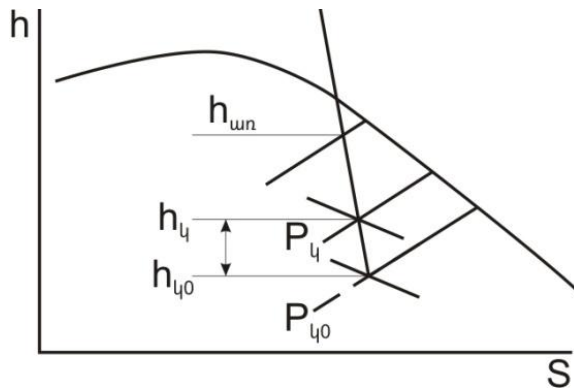
ՇԿՁՊ-ի տեղադրման սկզբում նքային ջերմային սխեմա

ա) չոր աշտարակահոսվացուցիչով, բ) թաց աշտարակահոսվացուցիչով

ՇԿ - շոգեկաթսա, ՍԳ - միջանկյալ գերտաքացուցիչ, ԲՃԳ, ՍՃԳ, ՅՃԳ - տուրբինի բարձր, միջին և ցածր ճնշման գլաններ, Գ - էլեկտրական գեներատոր, Կ - կոնդենսատոր,

ՁԳ, ՁԿ - ջերմափոխանակիչներ՝ համապատասխանաբար, ջերմային պոմպի գոլորշացուցիչ և կոնդենսատոր, S1, S2... S6 - ռեգեներատիվ տաքացուցիչներ, ՍՊ, ԿՊ, ԴՊ - սնող, կոնդենսատային և դրենաժի պոմպեր, ԳԶ - սնող ջրի գազազրկիչ

ՇՏՏ-ների աշխատանքի արդյունավետությունը այս դեպքում աճում է նրա հաշվին, որ հոսվացնող ջրից ստացված ջերմությունը օգտակար կերպով օգտագործվում է՝ տաքացնելով տուրբինի կոնդենսատը, իսկ ազատված ռեգեներատիվ առման գոլորշին, որը ուղղվում է տուրբին, արտադրում է էլրացուցիչ էլեկտրաէներգիա (թերարտադրում տեղի չի ունենում): Տուրբոտեղակայանքի արդյունավետությունը աճում է նաև նրա հաշվին, որ հոսվացնող ջրի ջերմաստիճանի նվազման արդյունքում բարելավվում է վակուումը կոնդենսատորում և աճում է տուրբինի օգտակար ջերմանկումը (նկ.3.2):



Նկ.3.2. Ցածր ճնշման գլանոլմ գոլորշու ընդարձակման h-ճի հարամը

Կոնդենսատորում ճնշման նվազեցումը բերում է տուրբինի ՑՃԳ-ի վերջին հատվածում ջերմանկման ավելացման՝ $\Delta h(\Delta P_u^\Phi)$ մեծության չափով (նկ.3.2) և ՑՃԳ-ի հզորության համապատասխան բարձրացման՝ հետևյալ մեծությամբ.

$$\Delta N_{տ} = D_{\text{ՑՃԳ}}^\Phi \Delta h(\Delta P_u^\Phi) \eta_{էվ}, \quad (3.1)$$

որտեղ $D_{\text{ՑՃԳ}}^\Phi$ -ն գոլորշու ծախսն է ՑՃԳ-ում կոնդենսատորում ցածրացված ճնշման ռեժիմում, $\eta_{էվ}$ -ն՝ տուրբոզենեատորի էլեկտրամեխանիկական ՕԳԳ-ն, ընդ որում.

$$\Delta h(\Delta P_u^\Phi) = h_{u0} - h_u^\Phi, \quad (3.2)$$

h_{u0}, h_u^Φ -ն գոլորշու էնթալպիաներն են կոնդենսատորում, համապատասխանաբար, նորմալ ճնշման դեպքում և դիտարկվող ռեժիմում:

Դրա հետ մեկտեղ կոնդենսատորում ճնշման նվազեցումը բերում է կոնդենսացման ջերմաստիճանի ցածրացման և ըստ կոնդենսատի հոսքի առաջին ցածր ճնշման տաքացուցիչից (ՑՃՏ) առաջ կոնդենսատի ջերմաստիճանի համապատասխան ցածրացմանը, ինչը ՑՃՏ-ի ելքում հաստատուն ջերմաստիճանի դեպքում, որպես արդյունք, կունենա գոլորշու առման մեծության ավելացում հետևյալ չափով.

$$\Delta D_{\text{unz}} = \frac{C_g \Delta t_{\text{ly}} D_{\text{ly}}}{(h_{\text{r}} - h_{\text{unz}}) \eta_{\text{un}}}, \quad (3.3)$$

նր տեղ Δt_{ly} -ն գոլորշու կոնդենսացման ջերմաստիճանի փոքրացումն է կոնդենսատորում. $\Delta t_{\text{ly}} = t_{\text{ly}} - t_{\text{ly}}^{\Phi}$, t_{ly} -ն, t_{ly}^{Φ} -ն կոնդենսացման ջերմաստիճաններն են, համապատասխանաբար, բազային և փաստացի ճնշումներին դեպքում, h_{r} -ն, h_{unz} -ն՝ գոլորշու դրենաժի և առման գոլորշու էնթալպիաները:

ՑՃԳ-կոնդենսատոր հատվածում գոլորշու ծախսն ընթացիկ նեժիմում կազմում է.

$$D_{\text{ՑՃԳ}}^* = D_{\text{ՑՃԳ0}} - \Delta D_{\text{unz}}: \quad (3.4)$$

ՑՃՏ-ում գոլորշու առման ավելացումը ΔD_{unz} չափով հանգեցնում է ՑՃԳ-ի հզորության փոքրացմանը դեպի ՑՃՏ գոլորշու առման և կոնդենսատորի միջև հատվածում.

$$\Delta N_{\text{ՑՃԳ}} = \Delta D_{\text{unz}} (h_{\text{unz}} - h_{\text{ly}}) \eta_{\text{էմ}}: \quad (3.5)$$

Այսպիսով, տուրբինի հզորության ընդհանուր բարձրացումը կոնդենսատորում ճնշման ΔP_{ly} չափով նվազեցման դեպքում կազմում է.

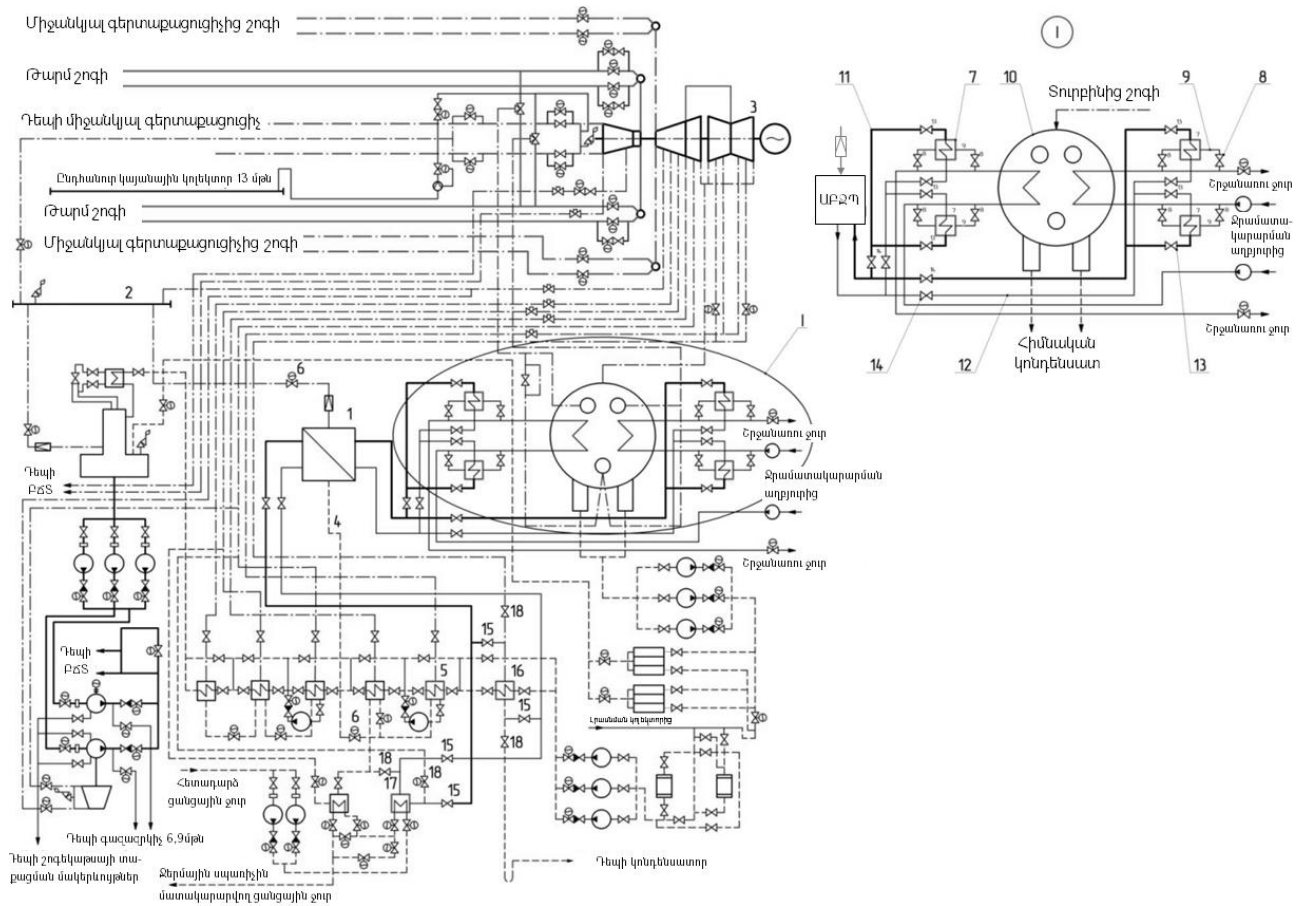
$$\Delta N = [D_{\text{ՑՃԳ0}} \Delta h(\Delta P_{\text{ly}}^{\Phi}) - \Delta D_{\text{unz}} (h_{\text{unz}} - h_{\text{ly}}^{\Phi} - \Delta h(\Delta P_{\text{ly}}^{\Phi}))] \cdot \eta_{\text{էմ}}: \quad (3.6)$$

Էլեկտրակայանի տեխնոլոգիական ցիկլում ՇԿՁՊ-երի օգտագործման նպատակահարմարության գնահատումը կատարվել է 300ՄՎտ հզորությամբ Էներգաբլոկի օրինակով [63]: Բացահայտվել է, որ ՇԿՁՊ-երի օգտագործումը ՁԷԿ-երի տեխնոլոգիական ցիկլում կարող է նպաստել Էլեկտրակայանի տեղակայված հզորության ավելացմանը 3344,72...7706,16 կՎտ-ով, իսկ օ.գ.գ.-ի՝ 0,5...1,1%-ով: Սակայն, հաշվի առնելով էներգիայի ծախսերն Էներգաբլոկի սեփական կարիքների վրա ջերմային պոմպի կոմպրեսորի աշխատանքի համար, որոնք զգալիորեն գերազանցում են ստանդարտ սխեմայի ցուցանիշները՝ 6024,02...11683,39 կՎտ-ով, Էլեկտրակայանի տեղակայված հզորության և օ.գ.գ.-ի փաստացի

արժեքները կլինեն ավանդական հարմարադասման համեմատ 0,75...1,4%-ով ցածր [64]:

Այսպիսով, ՇԿՁՊ-ի օգտագործումը թույլ կտա ապահովել միայն տուրբոտեղակայանքի աշխատանքի արդյունավետության ղրա էլեկտրական օ.գ.գ.-ի բարձրացման հաշվին, սակայն հնարավորություն չի տա բարձրացնել էլեկտրակայանի արդյունավետությանը՝ ընդհանուր առմամբ, սեփական կարիքների վրա են երգիայի բարձր ծախսերի հետևանքով: Յետևաբար, ՇԿՁՊ օգտագործումը կարելի է համարել աննպատակահարմար:

ՁԷԿ-ի աշխատանքի արդյունավետության բարձրացման առավել հեռանկարային եղանակ կարող է լինել կայանի տեխնոլոգիական ցիկլում արսորբցիոն բրոմլիթիոն մային ջերմային պոմպի (ԱԲՁՊ) օգտագործումը: Նկ. 3.3-ում ներկայացված է ԱԲՁՊ-ով K-300-240-2 XTF3 տուրբոտեղակայանքի ընդլայնված ջերմային սխեման:



Ն կ . 3.3. Ա Ք Ձ Պ - ո վ 300 Մ Վ տ հ գ ո ռ ո ւ թ յ ամ բ Ձ Է Կ -ի Է ն ե ռ գ ա բ լ ո կ ը

1. Ա Ք Ձ Պ, 2. Է լ է կ տրակայ անի ս ե փակ ան կ արի ք ն ե ռ ի կ ո լ է կ տ ո ռ, 3. 2 ո գ ե տ ո լ ը թ ի ն, 4. Ա Ք Ձ Պ -ի դ ռ ե ն ա ժ ի հ ե ռ ա գ մ ան խ ո ղ ո վ ակ ա գ ի ծ, 5, 16. Ց Ճ Տ, 6, 8, 13-15, 18. ս ո ղ ն ակ ն ե ռ, 7. Ա Ք Ձ Պ -ի գ ո լ ո ռ շ ա գ ո ւ ց ի չ, 9. ք ա յ պ ա ս ի (շ ը ջ ան ց մ ան) խ ո ղ ո վ ակ ա գ ի ծ, 10. կ ո ն դ ե ն ս ա տ ո ռ, 11, 12. հ ամ ա պ ա տ ա ս խ ան ա բ ար, ս ա ռ ն ար ան ա յ ի ն ա գ ե ն տ ի հ ե տ ա դ ար ծ և մ ա տ ա կ ար ար ո ղ խ ո ղ ո վ ակ ա գ ծ ե ռ, 17. ց ան ց ա յ ի ն տ ա ք ա գ ո ւ ց ի չ

Տ վ յ ա լ ս խ ե մ ա տ ի կ լ ո ւ ծ մ ան տ ար բ ե ռ ակ ի չ ա ռ ան ձ ն ա հ ա տ կ ո ւ թ յ ո ւ ն ն Է գ ո լ ո ռ շ ա գ մ ան կ ո ն տ ո լ ը ի (7) ա ռ կ ա յ ո ւ թ յ ո ւ ն ը տ ե խ ն ի կ ակ ան ջ ը ամ ա տ ա կ ար ար մ ան հ ամ ակ ար գ ի «ս ա ռ ը» և «տ ա ք» շ ը ջ ան ա ռ ո ւ թ յ ան գ ծ ե ռ ի վ ը ա և ռ ե գ ե ն ե ռ ա գ մ ան հ ամ ակ ար գ ի վ ե ռ ջ ի ն Ց Ճ Տ -ի ամ բ ո ղ ջ ո վ ի ն փ ո խ ար ի ն ո ւ մ ը Ձ Պ Տ -ի կ ո ն դ ե ն ս ա տ ո ռ ո վ :

Տ վ յ ա լ դ ե պ ք ո ւ մ Ձ Պ Տ -ն ա պ ա հ ո վ ո ւ մ Է ի ն չ պ ե ս Ց Ճ Տ -ի, ա յ ն պ ե ս Է լ Է ն ե ռ գ ա բ լ ո կ ի ջ ե ռ մ ա յ ի ն բ ե ռ ն վ ա ծ ք ը ա պ ա հ ո վ ո ղ ց ան ց ա յ ի ն տ ե դ ակ ա յ ան ք ի տ ա ք ա գ ո ւ ց ի չ ի (17) ջ ե ռ մ ա յ ի ն հ գ ո ռ ո ւ թ յ ո ւ ն ը : Տ ո ւ ը ը ո տ ե դ ակ ա յ ան ք ի վ ե ռ ջ ի ն ռ ե գ ե ն ե ռ ա տ ի վ ա ռ մ ան գ ո լ ո ռ շ ի ն չ ի օ գ տ ա գ ո ռ ծ վ ո ւ մ ռ ե գ ե ն ե ռ ա գ մ ան հ ամ ակ ար գ ի

հիմնական կոնդենսատի տաքացման համար, այլ մասնակցում է էլեկտրական հզորության արտադրությանը:

Ընդ որում ջերմային կորուստները կլիներ զգալիորեն ավելի պակաս, քանի որ կոնդենսատորում հեռացված ջերմության մի մասը օգտահանվելու է ՋՊ-ի գոլորշացման կոնտուրի կողմից:

ԱԲՋՊ-ի աշխատանքի համար պահանջվող տեխնոլոգիական գոլորշին վերցվում է շոգետուրբիների երրորդ ռեգեներատիվ առումից 1,48ՄՊաճնշումով, որի պարամետրերը ապահովում են էներգաբլոկի գազազրկիչ տեղակայանքի և ԲՃՏ3-ի շահագործման պայմանները: Աշխատանք կատարելով ՋՊ-ի գեներատորում՝ գոլորշու կոնդենսատը արտանետվում է ռեգեներացման համակարգի տաքացուցիչ (Տ8)՝ այդպիսով ապահովելով գոլորշային ցիկլի հիմնական կոնդենսատի արացուցիչ տաքացում: Ռեգեներացման համակարգի ցածր ճնշման տաքացուցիչի և ՋԷԿ-ի ցանցային տեղակայանքի ստորին ցանցային տաքացուցիչի միացումը ջերմային պոմպի կոնդենսացիոն կոնտուրին նպաստում է ռեգեներատիվ ցիկլի ջերմային ՕԳԳ-ի բարձրացմանը 1,6...1,8%-ով:

Տվյալ սխեմատիկ լուծման վերլուծությանը ցույց է տալիս, որ ջերմության տեսակարար ծախսը էներգաբլոկի վրա հաջողվում է կրճատել 16,55...34,21կՋ/(կՎտ·ժ)-ով ստանդարտ հարմարադասման համեմատ, իսկ էլեկտրական էներգաբլոկի օ.գ.գ.-ն՝ բարձրացնել 0,2...0,3%-ով [65]:

**3.3. Ջերմային պոմպերի կիրառմամբ
ջերմաէլեկտրական տրոններին
արդյունավետության բարձրացման սխեմաների
համադրական վերլուծություն**

Հայ տնի է, որ շոգեգազային ցիկլով աշխատող ՋԷԿ-երն (ՇԳՏ-ՋԷԿ) աչքի են ընկնում բարձր տեխնիկատնտեսական և էկոլոգիական ցուցանիշներով: Ներկայիս դրույթով ամբնախագծվող և կառուցվող էլեկտրակայանների մեծ մասը օգտահանիչ կաթսաներով ՇԳՏ-ՋԷԿ-եր են: Այդ պատճառով հատուկ հետաքրքրություն է ներկայացնում այդպիսի կայանների ջերմային սխեմայում տեխնիկական ջրի հովացման համակարգերի և օգտահանիչ կաթսայի հեռացող ծխագազերի ցածր պոտենցիալային ջերմային էներգիան օգտագործող ՋՊ ներառելու հաշվին շոգեգազային տեղակայանքի (ՇԳՏ) աշխատանքի արդյունավետության բարձրացման հարցը:

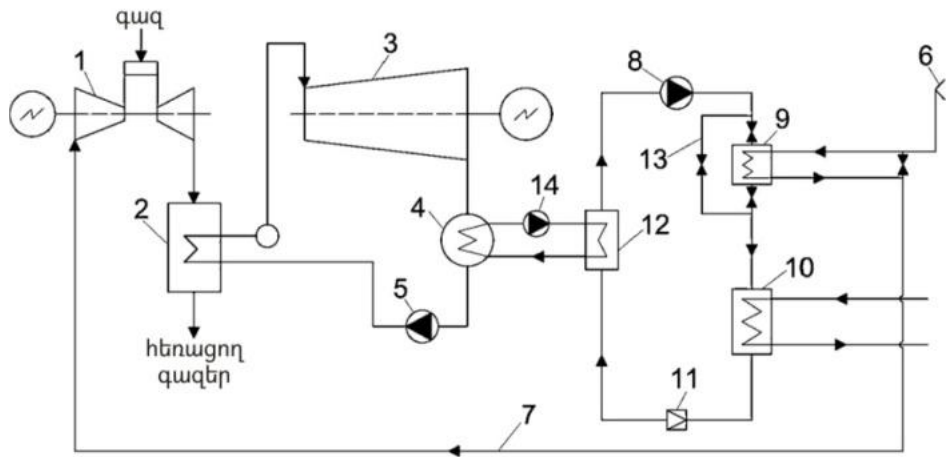
ՇԳՏ-ի բնութագրերի բարելավման հնարավոր և հասանելի եղանակներից մեկն է նրա կազմի մեջ մտնող ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր ներծծվող մթնոլորտային օդի ջերմաստիճանի օպտիմալ արժեքի պահպանումը: Գոյություն ունեն բավականին շատ լուծումներ տվյալ տեխնոլոգիայի իրագործման համար: Սակայն գործնականում դրանք բոլորը այդ նպատակների համար օգտագործում են բարձր պոտենցիալային ջերմություն (հեռացող ծխագազեր, կոմպրեսորի աստիճաններից օդի առում, շոգետուրբի նի առումից շոգի):

ՋՊՏ-ի կիրառումը ՇԳՏ-ի ցիկլում առկա ցածր պոտենցիալային էներգիայի հոսքերի օգտահանման համար թույլ է տալիս զգալիորեն բարձրացնել ամբողջ համակարգի արդյունավետությունը: Նման լուծումներից է ջերմության ցածր պոտենցիալային աղբյուրների օգտագործումը՝ ՋՊՏ-ի միջոցով խլված ջերմությանը հաղորդելով ավելի բարձր պոտենցիալ և ստացված ջերմային էներգիան

օգտագործելով ՇԳՏ-ի մթնոլորտային (շրջանառվող) օդի տաքացման սխեմայում [66]: Իսկ կոմպրեսորային ՁՊՏ-ում սառնարանային ագենտի կոնդենսացման պրոցեսը կարելի է բաժանել մի քանի աստիճանների: Կիրառելով կոնդենսացման մի քանի աստիճաններ՝ հնարավոր է իրականացնել ջերմության մատուցում մի քանի տարատեսակի հոսքերի: Նկ. 3.4-ում ներկայացված է ՁԵԿ-ի սկզբունքային սխեման, որն աշխատում է վերն առաջարկված տեխնոլոգիայով, որի հիմքում ներկայի նշանակությունը ՁՊՏ-ի օգտագործումն է: ՁՊՏ-ի կոնդենսատորի 1-ին աստիճանն ապահովում է օդի տաքացումը, իսկ 2-րդ աստիճանը՝ տաք ջրամատակարարման համար նախատեսված ջրի հոսքի ևրացումը և ջրաքանակի ցածրացումը:

Այս սխեման թույլ է տալիս բարձրացնել էլեկտրականի շահավետությունը և հոսքի ևրացումը շոգանառության կոնդենսատորից հետո տաքացած շրջանառության ջրի ջերմության արդյունավետ օգտագործման շնորհիվ և միաժամանակ ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքային մասի սառցակալման բացառմամբ:

Յարկ է նշել, որ ՁԵԿ-ի տեխնոլոգիական շղթայում ՁՊՏ-ի միացման առաջարկված սխեման ունի հետագակատարելագործման պոտենցիալ՝ ՁՊՏ-ի կոմպրեսորի էլեկտրաշարժիչը ավելի շահավետ հաղորդակ տուրբինով փոխարինելով միջոցով, որին բանող շոգին տրվում է հիմնական տուրբինի առումից և, հաղորդակ տուրբինում կատարելով անհրաժեշտ մեխանիկական աշխատանք, վերադարձվում է ավելի ցածր գտնվող առում: ՁԵԿ-ի ՁՊՏ-ի սխեմայի այդպիսի կատարելագործումը թույլ կտա զգալիորեն նվազեցնել էլեկտրաէներգիայի ծախսերը կայանի սեփական կարիքների համար և, համապատասխանաբար, մեծացնել դրա բացթողումը սպառիչներին:



Նկ. 3.4. Երկաստիճան ՋՊՏ-ով ԸԳՏ-ի սխեմա

1-ԳՏՏ, 2-օգտահանիչ կաթսա, 3-շոգետուլրբին, 4-շոգետուլրբինի կոնդենսատոր, 5-կոնդենսատային պոմպ, 6-օդաքարշ սարք, 7-մթնոլորտային օդի օդատար, 8-ՋՊՏ կոմպրեսոր, 9-ՋՊՏ կոնդենսատորի 1-ին աստիճան, 10-ՋՊՏ կոնդենսատորի 2-րդ աստիճան, 11-ՋՊՏ դրոստելման սարք, 12-ՋՊՏ գոլորշացուցիչ, 13-շրջանցման գիծ, 14-շրջանառության պոմպ

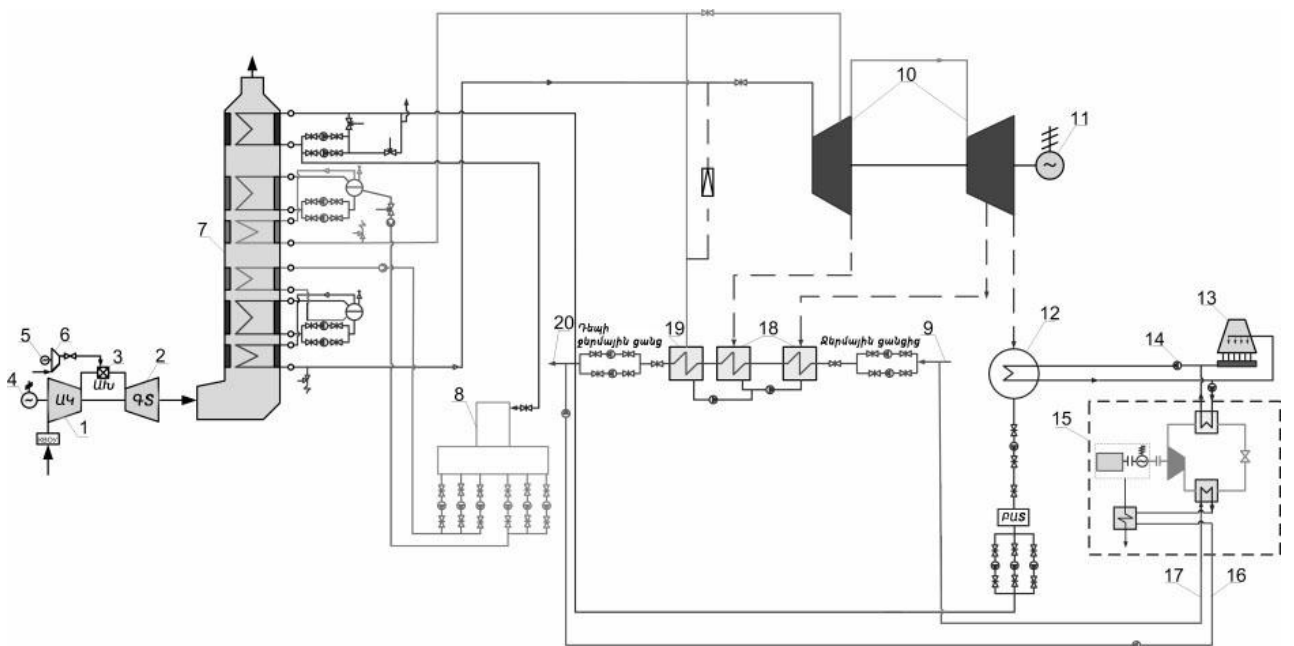
[67] հետազոտությունները ցուցաբերել են, որ ԸԳՏ-ՋԵԿ-ում ջերմաֆիկացիոն հզորության աճ ապահովող հետևյալ տարբերակների համեմատությունը. Էլեկտրաշարժաբեռով ՋՊՏ, գազաշարժաբեռով ՋՊՏ՝ առանց օգտահանիչ կաթսայի, գազաշարժաբեռով ՋՊՏ՝ օգտահանիչ կաթսայով և ջերմության օգտահանման համակարգով (ՋՕՅ):

Քանի որ ԸԳՏ-ՋԵՑ-ն արտադրում է էներգետիկական արտադրանքի երկու տեսակ՝ ջերմային և էլեկտրական էներգիաներ, աշխատանքում որպես արդյունավետության չափանիշ առաջարկվել է ամբողջ համակարգում վառելիքի գումարային ծախսի օգտագործումը՝ հաշվի առնելով փոխարինող աղբյուրները:

Առաջարկվող սխեմայում շոգետուլրբինի կոնդենսատորը հովացնող շրջանառության ջրերը բաժանվում է երկու հոսքի, որոնցից մեկն ուղարկվում է աշտարակահովացուցիչ, իսկ մյուս հոսքը, կոմպրեսորային ՋՊՏ-ի գոլորշացուցիչում

իր ջերմոլթյունը տալով ՁՊ քանոդ մարմնին, հովացվում է, ապա մղվում հետ կոնդենսատոր՝ նախապես խառնվելով աշտարակահովացուցիչից վերադարձող հոսքին: Շրջանառության ջրից օգտահանված ջերմոլթյունը ՁՊՏ կոնդենսատորում ավելի բարձր ջերմաստիճանով հաղորդվում է միջանկյալ ջերմակրիին, որն օգտագործվում է ցանցային ջրի տաքացման համար:

Որպես օրինակ նկ. 3.5-ում բերված է գազամխոցային (ԳՄՏ) հաղորդակով և ջերմոլթյան օգտահանման համակարգով ՁՊՏ-ով ПГУ-110T սկզբունքային ջերմային սխեման: Նմանատիպ եղանակով ՁՊՏ-ն ինտեգրվում է սխեմայում մյուս երկու տարբերակներում:



Նկ. 3.5. Գազամխոցային շարժիչով ՇԿՁՊ-ով և Լրացուցիչ ջերմափոխանակիչով օգտահանիչ տիպի ՇԳՏ-ի սկզբունքային ջերմային սխեմա

- 1-առանցքային կոմպրեսոր, 2-գազային տուրբին, 3-այրման խոռոչ, 4-գազային տուրբինի էլեկտրագեներատոր, 5-Լրասեղման կոմպրեսորի էլեկտրաշարժիչ, 6-Լրասեղման կոմպրեսոր,
- 7-օգտահանիչ կաթսա, 8-գազագրկիչ, 9-հետադարձ ցանցային ջրեր, 10-շոգետուրբին,
- 11-շոգետուրբինի էլեկտրագեներատոր, 12-կոնդենսատոր, 13-աշտարակահովացուցիչ,
- 14-շրջանառության պոմպ, 15-ՁՊՏ-ի բլոկ, 16-միջանկյալ

ջ երմակրի ելքը, 17-միջանկյալ ջ երմակրի մոլտքը, 18-ցանցային տաքացուցիչներ, 19-գազաթնային ցանցային տաքացուցիչ, 20-ցանցային ջուր, FUS -բլոկային աղազկիչ տեղակայանք

ՋՕՅ-ի օգտագործումը ԳՄՏ-ի համար, սխեմաների տարբերակները ջ երմային հզորությունը հավասարեցնելիս, թույլ է տալիս նվազեցնել վառելիքի ծախսը՝ ՋՊՏ-ի կոնդենսատորի և ՋՕՅ-ի միջև ջ երմային բեռնվածքի վերաբաշխման հաշվին: Մյուս տարբերակների համեմատ, այս տարբերակում ՋՊՏ-ի կոմպրեսորի սպառած հզորությունը ավելի փոքր է, ինչը համապատասխանում է հաղորդակ մեխանիզմի ավելի փոքր միավոր հզորությանը:

Վերը նշված առավելությունն շնորհիվ հոդվածում ներկայացված սխեմաներից վերջինը համարվում է ամենահեռանկարայինը [68]: Բացի այդ ՋՊՏ-ի կոմպրեսորի էլեկտրաշարժիչի փոխարինումը հանգեցնում է սեփական կարիքների համար էլեկտրաէներգիայի ծախսերի կրճատման, իսկ շրջանառության ջրից խլված ջերմության օգտագործումը ջ երմամատակարարման համար՝ վառելիքի տնտեսման և, համապատասխանաբար, ՋԷՑ-ի արդյունավետության բարձրացման:

Ցածր պոտենցիալային ջերմության աղբյուրի առկայությունն հաշվին արտադրվող ջ երմային հզորությունը բերում է վառելիքի ջերմության օգտագործման գործակցի աճի, այլ կերպ ասած՝ կատարվում է առաջնային վառելիքի տնտեսում: ՋՊՏ-ով ՇԳՏ-ՋԷԿ-ի արտադրանքի մրցունակության ապահովումն ուղղված է վառելիքային ծախսերի նվազեցմանը: Ջերմության և էլեկտրաէներգիայի համակցված արտադրությունը, ՋԷԿ-ում առաջատար շոգեգազային տեխնոլոգիայի օգտագործումը ՋՊՏ-ների հետբարձր օ.գ.գ.-ով և վառելիքի ցածր ծախսով կայանին տալիս են անվիճելի մրցակցային առավելություններ:

Եզրակացու թյուրեր երրորդ գլխի վերաբերյալ

ՁԷԿ-ն ի դեպլական օբյեկտ ԶՊՏ-ի օգտագործման համար, քանի որ միաժամանակ ցածր պոտենցիալային (թափոնային) ջերմության աղբյուր է և ավելի քարձր պոտենցիալի ջերմության սպառիչ:

1. Շոգեկոմպրեսորային ջերմային պոմպերը ՁԷԿ-երի տեխնոլոգիական ցիկլում նպաստում են տուրբոտեղակայանքների ՕԳԳ-ի քարձրացմանը, դրանց միավոր հզորության մեծացման հաշվին, սակայն սեփական կարիքների վրա էներգիայի քարձր ծախսերի հետևանքով (մինչև 4% էներգաբլոկի տեղակայված հզորության նից) բացասաբար են անդրադառնում ընդհանուր առմամբ էլեկտրակայանի ՕԳԳ-ի վրա:
2. ՁԷԿ-երի գոյությունը ունեցող սխեմատիկ լուծումների կատարված վերլուծության հիման վրա հաստատվել է, որ առավել հեռանկարային են, էլեկտրակայանի էներգաբլոկների աշխատանքի ջերմային շահավետության քարձրացման տեսանկյունից, ԱԲՁՊ-ները, քանի որ դրանք օգտագործում են միայն էլեկտրակայանի հիմնական տեխնոլոգիական ցիկլի ջերմային էներգիան և էլեկտրական հզորության արացուցիչ ծախսերի կարիք գրեթե չունեն:

**Գ Լ ՈՒ Խ 4. Ս Ա Ռ Ն Ա Ր Ա Ն Ա Յ Ի Ն Մ Ե Ք Ե Ն Ա Ն Ե Ր Ի
Օ Գ Տ Ա Գ ՈՐ Ծ ՈՒ Մ Ը Գ Տ Տ Մ Տ Ն Ո Ղ Օ Դ Ի Յ Ո Վ Ա Ց Մ Ա Ն Յ Ա Մ Ա Ր**

**4.1. Յ այ կ ակ ան է ն եր գ ա հ ա մ ակ ար գ ի
շ ո գ ե գ ա գ ա տ ու Լ ր ք ի ն այ ի ն տե ղ ակ այ ան ք ն եր ի
բ ն ու Թ ա գ ի ր ը**

Գ ա գ ա տ ու Լ ր ք ի ն այ ի ն և շ ո գ ե գ ա գ ա տ ու Լ ր ք ի ն այ ի ն տե ղ ակ այ ան ք ն եր ի կ ի ր առ ու մ ը ջ եր մ այ ի ն է Լ ե կ տր ա կ այ ան ն եր ու մ է ն եր գ ե տ ի կ այ ի գ ա ր գ ա գ մ ան հ եռ ան կ ար այ ի ն ու ղ ղ ու Թ յ ու ն է : Յ ա մ ակ գ վ ա ծ գ ի կ Լ ո վ տե ղ ակ այ ան ք ն եր ի կ առ ու գ ու մ ը վ եր ջ ի ն եր կ ու տա ս ն ա մ յ ա կ ու մ հ ա մ ա շ խ ա ր հ այ ի ն ջ եր մ ա է ն եր գ ե տ ի կ այ ի հ ի մ ն ակ ան մ ի տ ու մ ն է : Ե ն Թ ա դ ր վ ու մ է , ո ր հ ա մ ակ գ վ ա ծ գ ի կ Լ ո վ է ն եր գ ե տ ի կ ակ ան տե ղ ակ այ ան ք ն եր ը կ հ ան դ ի ս ան ան եր ր ո ր դ հ ա գ ար ա մ յ ա կ ի է ն եր գ ե տ ի կ այ ի հ ի մ ք ը [69,70]: Գ Տ Տ -ն եր ու մ կ ի ր առ վ ո ղ Բ ր այ տ ո ն ի և Շ Տ Տ -ն եր ու մ կ ի ր առ վ ո ղ Ռ ե ն կ ի ն ի գ ի կ Լ եր ի հ ա մ ակ գ ու մ ն ա պ ա հ ո վ ու մ է ջ եր մ այ ի ն ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու Թ յ ան գ գ ա Լ ի ա ճ : Բ ն ակ ան գ ա գ ո վ ա շ խ ա տ ո ղ Շ Գ Տ -ն եր ը մ ի ակ է ն եր գ ե տ ի կ ակ ան տե ղ ակ այ ան ք ն եր ն ե ն , ո ր ո ն ք կ ո ն դ ե ն ս ա գ ի ո ն ռ ե ժ ի մ ու մ կ ար ո ղ ե ն ար տ ա դ ր ե Լ է Լ ե կ տր ա է ն եր գ ի ա 58...60% օ գ տ ա կ ար գ ո ր ծ ո ղ ու Թ յ ան գ ո ր ծ ա կ գ ո վ :

Ը ն դ հ ան ու ր առ մ ա մ ք հ ա մ ակ գ վ ա ծ գ ի կ Լ ի ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու Թ յ ու ն ը հ ա վ ա ս ար է .

$$\eta_{<3} = \frac{W}{Q_{\dot{m}n}} = \frac{W_p + W_{\Omega}}{Q_{\dot{m}n}}, \tag{4.1}$$

ո ր տե ղ W-ն ար տ ա դ ր վ ա ծ է Լ ե կ տր ա է ն եր գ ի ան է , կ Վ տ . ժ , ի ս կ ի ն դ ե ք ս ն եր ը վ եր ա ք եր վ ու մ ե ն , հ ա մ ա պ ա տ ա ս խ ան ա ք ար , հ ա մ ակ գ վ ա ծ գ ի կ Լ ի ն (Յ), Բ ր այ տ ո ն ի (Բ) և Ռ ե ն կ ի ն ի (Ռ) գ ի կ Լ եր ի ն :

ԳՏՏ-ի ցիկլում վառելիքի այրումից ստացված ջերմաքանակը նշանակենք $Q_{\text{սն}}$, իսկ հեռացող ծխագազերի հետ դեպի մթնոլորտ արտանետվածը՝ $Q_{\text{հեռ}}$: Գազային տուրբինից դուրս եկող ջերմաքանակը նշանակվում է Q_1 : Քանի որ գազային տուրբինից հեռացող տաք ծխագազերը օգտագործվում են, որպես ջերմուղիան աղբյուր, երկֆազ Ռենկինի ցիկլի համար, ապա Q_1 -ը նաև գոլորշային ցիկլում տեղափոխվող ջերմուղիան քանակուղիությունն է:

Առաջին օրենքից, $\eta_{<3}$ -ը կարող է արտահայտվել երկու ցիկլերում տեղափոխվող ջերմության և հեռացված ջերմաքանակներով.

$$\eta_{<3} = \frac{Q_{\text{սն}} - |Q_1| + (|Q_1| - Q_{\text{հեռ}})}{Q_{\text{սն}}} = \left[1 - \frac{|Q_1|}{Q_{\text{սն}}}\right] + \left[1 - \frac{Q_{\text{հեռ}}}{|Q_1|}\right] \cdot \left(\frac{|Q_1|}{Q_{\text{սն}}}\right), \quad (4.2)$$

որտեղ $|Q_1|$ -ն արտահայտում է փոխանցված ջերմուղիան քանակուղիությունը՝ բացարձակ արժեքով: Աջ կողմի արտահայտություն մեջ քանակուղի փակագծերում առաջին անդամը Բրայտոնի ցիկլի արդյունավետությունն է (η_p), երկրորդը՝ Ռենկինի ցիկլի արդյունավետությունը (η_R), իսկ կոր փակագծերում գրված անդամը հավասար է $(1 - \eta_p)$: Այսպիսով համակցված ցիկլի արդյունավետությունը կարող է գրվել հետևյալ տեսքով [71].

$$\eta_{<3} = \eta_p + \eta_R - \eta_p \eta_R: \quad (4.3)$$

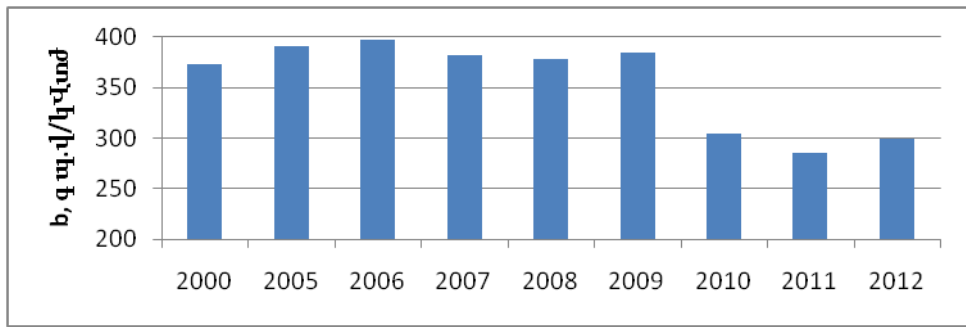
(4.3) արտահայտությունը թույլ է տալիս պատկերացում կազմել, թե ինչու են համակցված ցիկլերն այդքան հաջող: Ենթադրենք, որ գազատուրբինային ցիկլի արդյունավետությունը 40% է, որը բնորոշ արժեք է Բրայտոնի ցիկլով աշխատող արդի գազային տուրբինների համար, իսկ Ռենկինի ցիկլի արդյունավետությունը՝ 30% է: Յամակցված ցիկլի արդյունավետությունը կկազմի

58%, ինչը բավականին զգալի աճ է երկու պարզ ցիկլերից ցանկացածի համեմատ:

Ամենից տարածված են օգտահանիչ կաթսայով (ՕԿ) շոգեգազային տեղակայանքները, որոնցում ԳՏՏ-ից հեռացող ծխազազերն ուղղվում են ՕԿ, որտեղ նրանց ջերմության մեծ մասը հաղորդվում է ՇՏՏ-ի բանոց մարմնին, և արտադրվում է գերտաք գոլորշի, որը մատուցվում է շոգետուրբին: Յայաստանում տեղակայված են երկու գազային տուրբին համակցված ցիկլով կայանների կազմում երևանում և Յրագրանում:

Երևանի ՋԷԿ-ի հիմնական գործող սարքավորումների վիճակը, հաշվի առնելով դրանց աշխատանքի թույլատրելի առավելագույն ռեսուրսը, պահանջեց կայանի արմատական վերականգման ծրագրի իրականացում: Բնական գազի էներգիան, որը վառելիքի հիմնական տեսակն է, Էլեկտրական և ջերմային էներգիայի փոխակերպման արդյունավետության արդի պահանջներին չհամապատասխանող բարոյապես և ֆիզիկապես մաշված սարքավորումները, տեխնիկական մաշված ու թյամբ պայմանավորված, ապամոնտաժվել են և հանվել աշխատանքից:

ԵրջԷԿ-ի ապամոնտաժվող մասը փոխարինվել է 242ՄՎտ Էլեկտրական հզորությամբ շոգեգազային տեղակայանքով (ՇԳՏ)՝ 434,9ԳՋ/ժ ջերմության մատակարարմամբ: ՋԷԿ-ի էներգետիկական սարքավորումների սերնդափոխության և Էլեկտրաէներգիայի արտադրության համար առավել արդյունավետ շոգեգազային ցիկլի կիրառման շնորհիվ վառելիքի ծախսի կրճատումը 2000...2009թթ. գրանցված ցուցանիշների համեմատ [72] ցայտուն կերպով արտահայտված է նկ.4.1-ում:



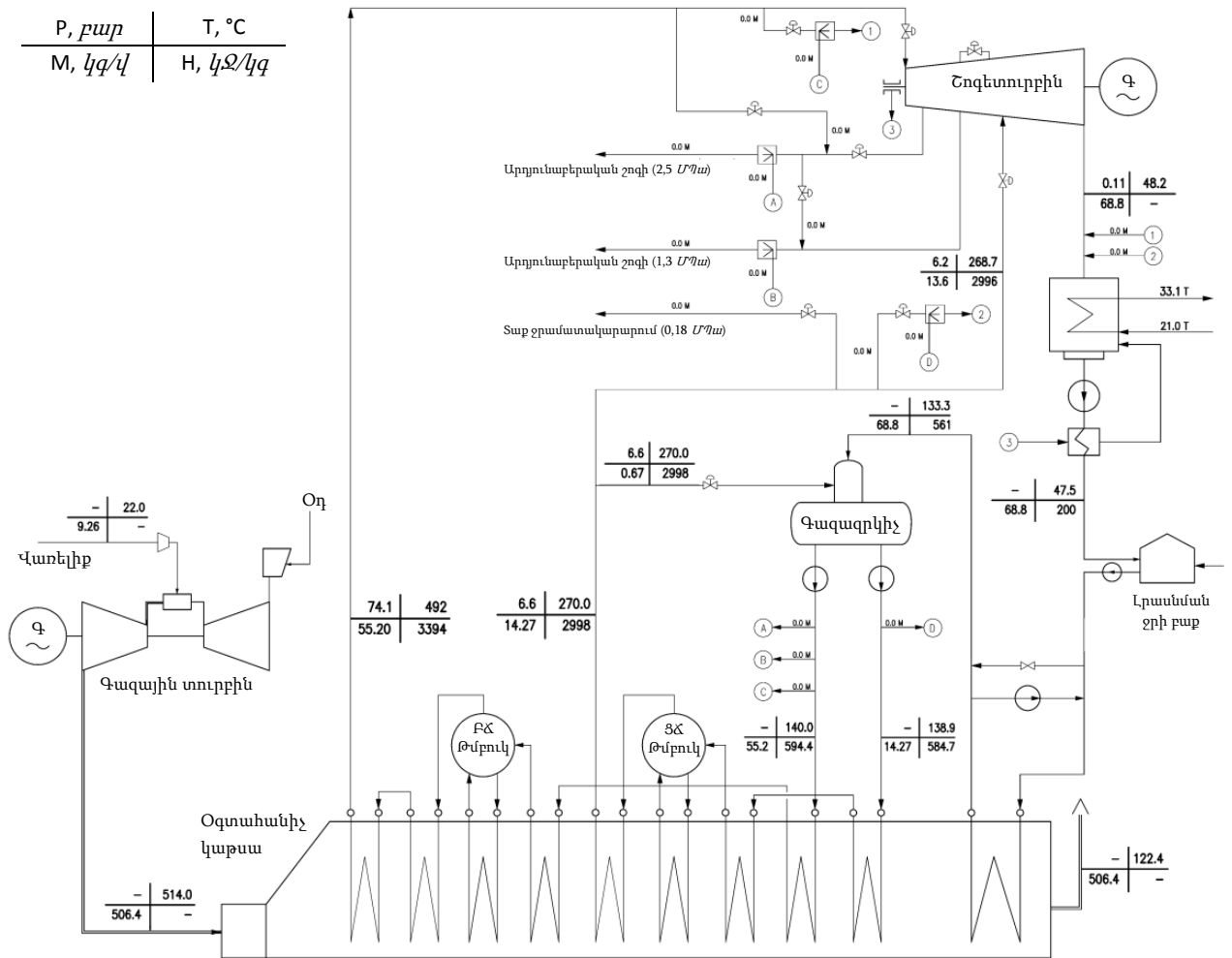
Նկ.4.1.33 Ձեռք-երկրամեկ էլեկտրատեներգիայի արտադրողական համարվառելիքի տեսակարար ծախսը, գ.պ.վ./կՎտ.ժ)

Նկ.4.2-ում ներկայացված է 2010թ. շահագործման հանձնված էներգաբլոկի սկզբունքային շերմային սխեման, որի վրանշված են բնորոշ կետերում բանող մարմնի ծախսը՝ M, ճնշումը՝ P, շերմաստիճանը՝ T, և էնթալպիան՝ H:

Երևանի ՅՇԳՑԷ-ի նախագծային ցուցանիշները ԳՏՏ-ի լրիվ բեռնվածքի դեպքում (MCL ռեժիմում) Արտաքին օդի 12°C շերմաստիճանի, 912մբար մթնոլորտային ճնշման և 56% հարաբերական խոնավոլթյան դեպքում կազմում են. ԳՏՏ-ի բրոնտտո հզորությունը՝ 157,87 ՄՎտ, ՇՏՏ-ի բրոնտտո հզորությունը՝ 61,80 ՄՎտ, Կայանի բրոնտտո հզորությունը՝ 219,67 ՄՎտ: Կոնտուրների քիչ քանակությունը և միջանկյալ գերտաքացման բացակայությունն ապահովում են տեղակայանքի առավել բարձր հուսալիությունը ՇԳՏ-ների այլ տեսակների համեմատ:

ՇԳՏ-ի տեխնոլոգիական սխեման ընտրված է՝ ելնելով «Alstom» ընկերության GT13E2 տիպի գազային տուրբինով բիսար ՇԳՏ-ի շերմային սխեմայի առավելագույն տեխնիկատեսակական ցուցանիշներ ստանալու պայմանից էլեկտրական և շերմային էներգիայի համակցված արտադրողական դեպքում: Կայանի հիմնական սարքավորումներն են շվեյցարական «Alstom» ընկերության արտադրողական

GT13E2 MXL տիպի գազատուրբինը՝ 179,9ՄՎտ դրվածքային հզորությամբ, 36,4% օգտակար գործողության գործակցով ու շահագործման երկու ռեժիմներով, ճապոնական «Fuji» ընկերության արտադրության ջերմաֆիկացիոն շոգետուրբինը՝ 63ՄՎտ էլեկտրական դրվածքային հզորությամբ, 103,7Գկալ/ժ ջերմային էներգիայի առաքմամբ և կորեական «SEC» ընկերության արտադրության երկկոնտուր օգտահանիչ կաթսան: Որպես հիմնական վառելիք օգտագործվում է բնական գազ:



Նկ. 4.2. Երևանի համակցված շոգեգազային ցիկլով էլեկտրակայանը (ՐԾԳՅԷ)

Յրագրանի ՋԷԿ-ի 5-րդ էներգաբլոկի ընդհանուր տեղակայված հզորությունը 440 ՄՎտ է: Յիմնական սարքավորումներն են:

- GT13E2 գազատու և բեռնային տեղակայանքը՝ 141,69ՄՎտ անվանական հզորություն և 36,07% օ.գ.գ.-ով Յրագրան քաղաքի հաշվարկային պարամետրերի դեպքում (մթնոլորտային ճնշումը՝ 0,822բար, ջերմաստիճանը՝ 15°C, հարաբերական խոնավությունը՝ 60%),
- ТГМП-344-AC շոգեկաթսան, որը նախատեսված է բլոկում 300ՄՎտ հզորություն և բեռնային հետաշխատանքի համար,
- K-300-240 AM3 շոգետու և բեռնային խառնման տիպի կոնդենսատորով:

Գազային տուրբինների շահագործական բնութագրերը զգալիորեն կախված են մթնոլորտային օդի պարամետրերից: Դրահետևանքով տեղի է ունենում էլեկտրական հզորության զգալի կորուստ ամառային շրջանում: Այսպիսով էլեկտրատեղակայության մեջ Յայկական էներգահամակարգի կարևորագույն խնդիրներից մեկը երևանի ՋԷԿ-ում և Յրագրանի ՋԷԿ-ի 5-րդ էներգաբլոկում տեղակայված GT13E2 ԳՏՏ-ների հենքի վրա ստեղծված ծԳՏ-ների աշխատանքի էներգաարդյունավետության ցուցանիշների բարձրացումն է և մոտեցումը նախագծային ցուցանիշներին: Այդ խնդրի լուծման համար առավել մանրամասն ուսումնասիրենք ԳՏՏ-ների աշխատանքի առանձնահատկությունները:

GT13E2 գազային տուրբինը 179,9ՄՎտ անվանական հզորություն և միալիսեռագրեգատ է, որն աշխատում է պարզ թերմոդինամիկական ցիկլով: Միևնույն լիսեռի վրա տեղադրված են տուրբինը, օդի կոմպրեսորը և օդային հովացմամբ տուրբոքեղաներատորը: Գազային տուրբինը սարքավորված է EV այրիչներով օդակառն խցով: Կոմպրեսորն ունի 21 աստիճան (ևկ.4.3), մոտեցում՝ պտտվող ուղղորդիչ ապարատ (ՊՈԼԱ): Կոմպրեսորում

սեղմված օդը տրվում է այրման խոց, որտեղ տրվում է վառելիքային գազը: ԳՏՏ-ի բեռնվածքի 70...100% տիրույթում գազերի սկզբնական ջերմաստիճանը տոլրբիսից առաջ 1095°C է: Այդ տիրույթում բեռնվածքը կարգավորվում է ուղղորդիչ ապարատի դիրքի փոփոխությամբ և վառելիքի մատուցման կարգավորիչ փականով:

Կոմպրեսորի մուտքում տեղադրված են ֆիլտրեր օդի մաքրման համար: Կոմպրեսորի մուտքի մասի սառցակալումը բացառելու նպատակով, ինչը հնարավոր է որոշակի ջերմաստիճանների և օդի խոնավուն թյան դեպքում, նախատեսված է էներգաբլոկի մեքենավարի հրահանգով կոմպրեսորում տաքացվող օդի վերաշրջանառությունը՝ դրամի մասը խառնելով ներծծվող սառը օդին:

-15°C-ից ցածր արտաքին օդի ջերմաստիճանի դեպքում գազային տոլրբիսները, դրանց անվտանգ աշխատանքի պայմանների համաձայն, ինքնաբերաբար կանգ-նեցվում են: Այդ պատճառով ցածր ջերմաստիճանների դեպքում օդի տաքացման համար կոմպրեսորից առաջ սովորաբար նախատեսված է լիսնում տաքացուցիչ:

4.2. Գազատոլրբիսային տեղակայանքների մուտքում օդի հովացման եղանակի ընտրությունը՝ կախված տարածաշրջանային կլիմայական պայմաններից

Ի տարբերություն մեր երկրի, որտեղ առավելագույն պահանջարկը տեղի ունի ձմեռային ամիսներին, բազմաթիվ ավելի տաք կլիմայով երկրներում պահանջարկն իր գագաթին է հասնում ամռանը ցերեկային ժամերին, մասնավորապես, կեսօրից հետո, երբ արտաքին օդի ջերմաստիճանը բարձր է, և օդորակման համակարգերը մեծ

քանակությունը էլեկտրական էներգիա են պահանջում: Դրան զուգահեռ, գործող գազատուրբինային և համակցված ցիկլով էլեկտրակայանների հզորությունը կրճատվում է արտաքին օդի այդպիսի բարձր ջերմաստիճանների դեպքում:

Վերը շարադրվածի համաձայն, արդիական է համարվում այնպիսի տեխնիկական լուծումների մշակումը, որոնք կկրճատեն արտաքին օդի բարձր ջերմաստիճանների բացասական ազդեցությունը էներգետիկական տեղակայանքների, հատկապես, գազատուրբինային տեխնոլոգիաների էներգետիկական և տնտեսական արդյունավետության ցուցանիշների վրա [73-75]: Այդպիսի լուծումներին են վերաբերվում, առաջին հերթին, կոմպրեսորի մուտքում օդի ջերմաստիճանի նվազեցման տարատեսակ եղանակները, այսինքն՝ դրամոտեցումը ԳՏՏ-ի արդյունավետ աշխատանքին համապատասխանող պայմաններին: Որքան օդը սառնե, այնքան այն խիտ է, ինչը պայմանավորում է օդի ավելի մեծ ծախսը և կոմպրեսորում սեղմման ավելի բարձր աստիճանը:

ԳՏՏ-ի մուտք գործող արտաքին օդի հովացման համակարգի կիրառման հիմնական առավելություններն են՝

- վառելիքի օգտագործման արդյունավետության բարձրացումը,
- գազային տուրբինի տարրերի շահագործման ժամկետի երկարեցումը,
- բարձրացնելով էլեկտրակայանի հզորությունը հնարավոր էլինում է հետաձգել կայանի ընդարձակման անհրաժեշտությունը՝ էներգաբլոկների քանակի մեծացմամբ,
- թույլ է տալիս նվազեցնել CO₂-ի արտանետումները,

▪ Ե ն ե ղ զ ի ա յ ի ար տ ա դ ը ղ յ ա ն կ ա ն խ ա տ ե ս մ ա ն
հ ն ա ր ա վ ո ղ ղ յ ո լ յ ո լ յ ն ը :

Յ ո վ ա գ մ ա ն հ ա մ ա կ ա ր զ ի կ ի ր ա ռ մ ա ն
թ ե ղ ղ յ ո լ յ ն ն ե ղ ի շ ա ր ք ի ն կ ա ր ե լ ի դ ա ս ե լ ա յ ն պ ի ս ի
գ ո ղ ղ ո ն ն ե ղ , ի ն չ պ ի ս ի ք ե ն `

▪ հ ա մ ա կ ա ր զ ի տ ե ղ ա կ ա յ մ ա ն հ ա մ ա ր հ ա ր կ ա վ ո ղ Ե
լ ղ ա գ ո լ ղ ի չ տ ա ր ա ծ ք և ս պ ա ս ա ր կ ո լ մ ,

▪ հ ո վ ա գ ն ո ղ գ ա լ ա ր ա շ ա ր ե ղ ղ և գ ո լ ո ղ շ ա ր ա ր ն ե ղ ղ
տ ե ղ ա դ ը վ ո լ մ ե ն օ դ ա յ ի ն հ ո ս ք ի ո լ ղ ո լ վ ղ ա `
հ ա ն գ ե գ ն ե լ ո վ ճ ն շ մ ա ն լ ղ ա գ ո լ ղ ի չ
կ ո ղ ո լ ս տ ն ե ղ ի :

Մ ա տ ո լ ղ ղ ո ղ օ դ ի գ ա ծ ղ շ ե ղ մ ա ս տ ի ճ ա ն ն ե ղ ն
ա պ ա հ ո վ ո լ մ ե ն օ գ տ ա հ ա ն ի չ կ ա թ ս ա տ ղ վ ո ղ ա շ խ ա տ ա ծ
ծ խ ա գ ա գ ե ղ ի շ ե ղ մ ա ս տ ի ճ ա ն ի ն վ ա գ ո լ մ : Ս ա կ ա յ ն ,
ն ե ղ ծ ծ վ ո ղ օ դ ի մ ե ծ ծ ա խ ս ի դ ե պ ք ո լ մ , ա ճ ո լ մ Ե
ծ խ ա գ ա գ ե ղ ի գ ա ն գ վ ա ծ ա յ ի ն ծ ա խ ս ը , ո ղ ղ ք ա վ ա ր ա ր
չ ա փ ո վ փ ո խ հ ա տ ո լ ղ ո լ մ Ե Օ Կ -ի հ գ ո ղ ո լ ղ յ ա ն
կ ո ղ ո լ ս տ ը ` պ ա յ մ ա ն ա վ ո ղ վ ա ծ շ ե ղ մ ա ս տ ի ճ ա ն ի
ն վ ա գ ե գ մ ա մ ք :

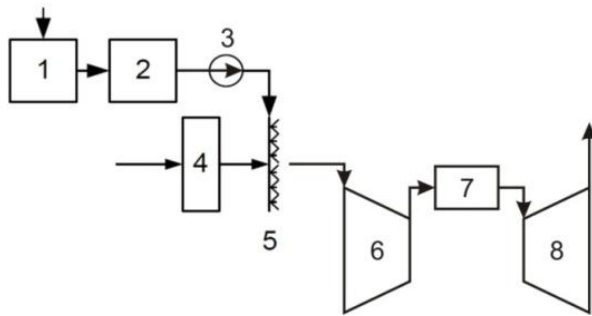
Գ ո յ ո լ ղ յ ո լ յ ո լ յ ն ո լ յ ն ե ն մ թ ն ո լ ո ղ տ ի գ կ ո մ պ ղ ե ս ո ղ ի
կ ո ղ մ ի գ վ ե ղ ղ ղ ո ղ ա ր տ ա ք ի ն օ դ ի հ ո վ ա գ մ ա ն հ ե տ ն յ ա լ
հ ի մ ն ա կ ա ն տ ա ր ք ե ղ ա կ ն ե ղ ղ [76].

- կ ո մ պ ղ ե ս ո ղ ի մ ո լ տ ք ո լ մ շ ղ ի փ ո շ ի ա գ ո լ մ և
գ ո լ ո ղ շ ա գ ո լ մ (գ ո լ ո ղ շ ա գ մ ա մ ք հ ո վ ա գ մ ա ն
տ ա ր ք ե ղ ա կ),
- ս ա ռ ն ա ր ա ն ա յ ի ն մ ե ք ե ն ա ն ե ղ ո վ կ ո մ պ ղ ե ս ո ղ ի
մ ո լ տ ք ո լ մ օ դ ի հ ո վ ա գ ո լ մ շ ե ղ մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի չ ի
մ ի շ ո գ ո վ :

Օ դ ի հ ո վ ա գ մ ա ն ա ռ ա շ ի ն ե ղ ա ն ա կ ը կ ա պ վ ա ծ Ե օ դ ի
հ ո ս ք ի մ ե շ ն ա խ ա պ ե ս շ ղ ի գ ա յ տ ե գ մ ա ն (ն կ . 4.4) և դ ղ ա
ա մ ք ո ղ շ ո վ ի ն գ ո լ ո ղ շ ա գ մ ա ն հ ե տ մ ի ն չ և կ ո մ պ ղ ե ս ո ղ
օ դ ի մ տ ն ե լ ը : Դ ա հ ն ա ր ա վ ո ղ Ե ի ղ ա կ ա ն ա գ ն ե լ մ ե ծ
հ ո վ ա գ մ ա ն մ ա կ ե ղ ղ ո լ ղ ղ ո վ մ ի շ ա ն կ յ ա լ
գ ո լ ո ղ շ ա ր ա ր ը խ ո ն ա վ ե գ ն ե լ ո վ կ ա մ օ դ ի հ ո ս ք ի մ ե շ
շ ղ ի գ ա յ տ ե գ մ ա մ ք : Յ ա շ վ ա ր կ ը հ ի մ ն վ ա ծ Ե գ ա յ տ ե գ մ ա ն

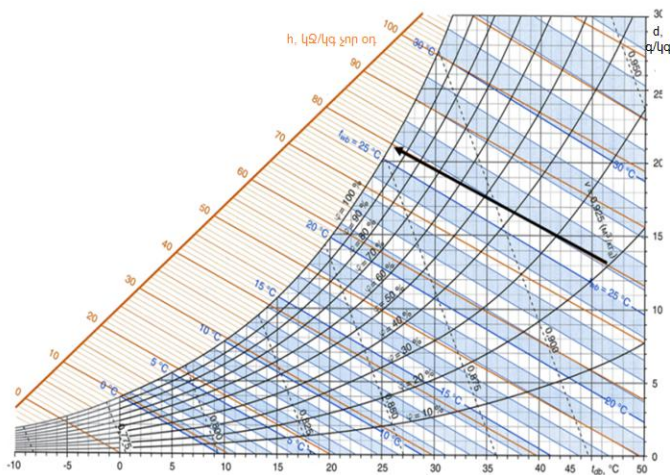
համակարգի ընտրության վրա այնպես, որպեսզի ամբողջ ջրի գոլորշացումից հետո օդի հարաբերական խոնավությունը լինի որոշ չափով 100%-ից ցածր (նկ.4.5):

Յեղուկը ցայտեցնում են փողրակների օգնությամբ, որոնք ապահովում են դրա արդյունավետ փոշիացումը: Ընդ որում հեղուկի մանր կաթիլները, հայտնվելով օդի հոսքի մեջ, գոլորշանում են, ինչի արդյունքում օդից խլվում է գոլորշացման ջերմաքանակը: Այդպիսի պայմաններում օդի սեղմումն ուղեկցվում է ջերմության հեռացմամբ, ինչը նվազեցնում է կոմպրեսորի տեսակարար աշխատանքը:



Նկ.4.4. Ջրի ցայտեցմամբ ՊՏՏ-ի արտաքին օդի հոսքի ցայտեցման սխեման

- 1-ջրի պատրաստման համակարգ, 2-կոմպակտի շրջան, 3-պոմպ, 4-օդի մաքրման համակարգ, 5-ջրի փոշիացման (ցայտեցման) համակարգ, 6-զազայի նտուրբիսի կոմպրեսոր, 7-այրման խոլց, 8-զազայի նտուրբիս



*Նկ.4.5.Ջրի ցայ տեղամբ օդի հովացման սխեման
պսիխրոմետրիկ դիագրամի վրա*

Ցայ տեղաման համակարգի աշխատանքի սկզբունքը բավականին պարզ է. ջուրը ֆիլտրվում է և մղվում է ջրային կոլեկտորի մեջ, որտեղից այն մի շարք կարգավորվող էլեկտրափականների միջոցով ղղվում է փողրակների շարքի մոտ, որոնք դասավորված են մուտքի օդատարում: Յուրաքանչյուր շարք բաղկացած է բազմաթիվ փողրակներից: Դրանք պատրաստված են այնպես, որ պեսուզի ցայտեցնեն ջուրն անհրաժեշտ չափի կաթիլների տեսքով և ապահովեն դրա օպտիմալ ծախսը: Երբ օդաջրային խառնուրդն անցնում է կոմպրեսորի միջով և ենթարկվում է սեղմման, ջուրը գոլորշանում է և արդյունավետորեն հովացնում է օդը կոմպրեսորի առաջին աստիճաններում, որոնցում սեղմման է ենթարկվում ոչ թե չոր օդի և ջրի գոլորշիների համասեռ խառնուրդը, այլ խոնավ օդի և ջրի կաթիլների տարասեռ խառնուրդը: Այս ամենը հարուցում է կոմպրեսորի առաջին աստիճանների թիակների էրոզիոն մաշվելու վտանգ:

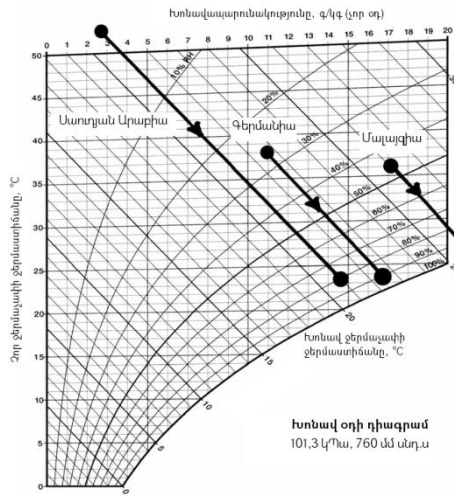
Խոնավ եղանակով հովացման արդյունավետությունը հաշվել բավականին դյուրին է: Օրինակ՝ 760 մմ սնդ.ս. հաստատուն ճնշման, 30°C օդի ջերմաստիճանի և 40% հարաբերական խոնավություն դեպքում խոնավեցումը մինչև 80% կապահովի ջերմաստիճանի նվազեցում մինչև 22,5°C, իսկ 20%-ից մինչև 80% հնարավորություն կտանվազեցնել ջերմաստիճանը մինչև 18°C: Արտաքին օդի բարձր ջերմաստիճանների դեպքում կոմպրեսոր աղաքրկված ջրի ցայտեցումը տալիս է հզորություն և ՕԳԳ-ի էական ավելացում: Ամռանը կոմպրեսորից առաջ օդի խոնավեցումն օրվա ընթացքում

խոնավության ընթացիկ շահագործական վիճակից մինչև $\phi = 80\%$ թույլ է տալիս բարձրացնել ԳՏՏ-ի հզորությունը 0,9...6%-ով՝ կախված արտաքին օդի խոնավությունից և ԳՏՏ-ի էլեկտրական հզորությունից:

Յետագա խոնավեցումը, բնականաբար, կբերի ավելի ցածր ջերմաստիճանի, սակայն օդի վերցման տրակտով այդպիսի օդի անցման դեպքում, որն ուղեկցվում է ճնշման անկմամբ, տեղի կունենա խոնավության մի մասի անկում՝ հետագա կոնդենսացմամբ տրակտի մակերևույթների վրա, ինչն անթույլատրելի է ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի անվտանգ աշխատանքը ապահովելու համար:

ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքում օդի հովացման գոլորշացմամբ տարբերակի առանձնահատկությունը առաջին հերթին օդի հովացման տվյալ տարբերակի համեմատաբար ցածր գինն է, որը կանխորոշել է դրա բավականին լայն տարածումը շոգ կլիմայով երկրներում: Սակայն միևնույն ժամանակ ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքում օդի հովացման գոլորշացմամբ տարբերակն ունի բնորոշ մի շարք անուղղելի թերություններ: Օրինակ՝ պահանջվում է աղազրկված ջրի մեծ քանակություն, համապատասխանաբար, ԳՏՏ-ի մոտակայքում պետք է լինի դրա բավականին հզոր աղբյուր, պահանջվում է ջրամշակում, և որքան մթնոլորտային օդի հարաբերական խոնավությունը բարձր է, այնքան վատ է կատարվում օդի հովացումը կոմպրեսորի մուտքում:

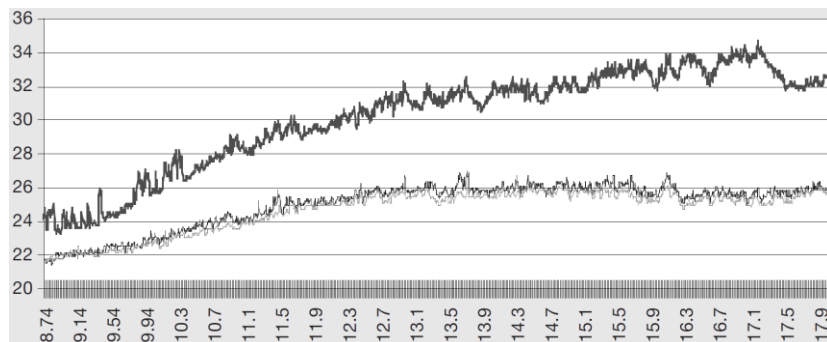
Յամաշխարհային կլիմայական տվյալների գնահատումը ցույց է տալիս, որ առավելագույն խոնավ ջերմաչափի ջերմաստիճանը զգալիորեն փոփոխվում է՝ կախված աշխարհագրական դիրքից և տարվա եղանակից (նկ.4.6):



Նկ.4.6. Առավելագույն հովացման պոտենցիալը աշխարհի տարբեր վայրերում

Կարևոր է իմանալ, որ տարվա կամ օրվա ամենատաք ժամերին օդի ջերմաստիճանների տարբերությունը՝ չոր և խոնավ ջերմաչափերով չափված, մոտ է կամ հասնում է իր առավելագույն արժեքին: Դա նշանակում է, որ գոլորշարար հովացումը առավել արդյունավետ է օդի բարձր ջերմաստիճանների դեպքում (նկ.4.7):

Ջերմաստիճանը,



Օրվա

*Նկ.4.7. Օդի հոսքի բնորոշ ջերմաստիճանները
գոլորշացմամբ հովացումից առաջ և հետո
Մալայ գիայում (GT13E2)*

Օդի հոսքի մեջ կաթիլային հեղուկի բացակայության նպատակով կոմպրեսորից առաջ անհրաժեշտ է հասնել օդի հովացման առավելագույն խորությունը, որը բնորոշվում է չհովացված t_1 և հովացված t_2 օդի ջերմաստիճանների առավելագույն տարբերությամբ ջրի նվազագույն ծախսի դեպքում:

Գոլորշացմամբ համակարգի արդյունավետությունը որոշվում է հետևյալ առնչությամբ՝

$$\eta_{\text{գոլորշացմամբ}} = \frac{T_{21} - T_{22}}{T_{21} - T_{\text{թ2}}} = \frac{d_2 - d_1}{d_3 - d_1} \quad (4.4)$$

որտեղ $T_2, T_{\text{թ2}}$ -ն օդի ջերմաստիճաններն են, համապատասխանաբար, չոր և խոնավ ջերմաչափերով, d -ն՝ օդի խոնավապարունակությունն է:

Գոլորշացմամբ հովացման համակարգի կիրառումը խոնավեցնում է միջավայրը: Տեղի է ունենում օդի հոսքի ադիաբատ հագեցում, որի ընթացքում խոնավ ջերմաճափի ջերմաստիճանը $T_{\text{թ2}}$ անփոփոխ է: Գոլորշարար հովացման պոտենցիալը կարող է իրագործվել 90...98% արդյունավետությամբ ժամանակակից տեխնոլոգիաների կիրառմամբ, այնպես որ հովացված օդի ջերմաստիճանը T_{22} ստացվում է ընդամենը տասնորդական աստիճանով բարձր խոնավ ջերմաչափի ջերմաստիճանից, որն այս եղանակով հովացման սահմանն է:

Ջրի ծախսի նվազեցումը հովացման աստիճանի պահպանման պայմանի դեպքում իրականացվում է փողրակներից առաջ ջրի տաքացման միջոցով, ինչը զգալիորեն բարելավում է դրացայտեցման որակը՝ դրամիզման վրահզորության ավելի փոքր ծախսերով: Դրա հետ մեկտեղ հովացման միևնույն արդյունքի դեպքում (առանց տաքացման ջրի մատուցման

համեմատ) զգալիորեն նվազում է ջրի ծախսը, քան ի որ տաքացած ջրի մատուցման դեպքում՝ այն մշուշի վերածելու համար էներգիայի ծախսը կլինի զգալիորեն փոքր, իսկ փոշիացման որակը՝ բարձր:

Արտաքին օդի հովացման պոտենցիալ խորությունը գոլորշացմամբ հովացման դեպքում սահմանափակվում է չորևթաց ջերմաչափերով դրա ջերմաստիճանների տարբերություններ, որն առաջին հերթին կախված է օդի հարաբերական խոնավությունից: Յաճախ այդ ջերմաստիճանային տարբերությունը չի գերազանցում 15°C-ը:

Տեղակայանքում հովացման համակարգի տեղակայման կարևորագույն գործոններն են էտվյալ նախագծի տնտեսական շահավետությունը: ԳՏՏ-ի մուտքում օդի հովացման գոլորշացմամբ համակարգի կիրառման դեպքում 1կՎտ նետտո հզորություն արտադրման վրա ծախսվում է 50...55\$, հետզնման ժամկետը 2...3 տարի [77]:

Ներկայումս կառավարման համակարգով և շրջանառություն պոմպերով ամբողջական միջանկյալ գոլորշարար հովացուցիչի նվազագույն գինը՝ տեղափոխումն ու տեղադրումը ներառյալ, կազմում է մոտավորապես 250...300 հզ. ԱՄՆ դոլ. 165 ՄՎտ (ISO) հզորություններ տեղակայանքի համար, մինչդեռ բարձր ճնշման մշուշապատման համակարգի համար գինը մոտավորապես 10...15%-ով ցածր է [78]: Յաշվի առնելով հովացման շնորհիվ առավելագույն հզորություն աճը արտաքին օդի բարձր ջերմաստիճանների դեպքում ընդամենը 5 ՄՎտ, համարժեք տեղակայված հզորություններ ԳՏՏ-ի գինը կկազմի մոտավորապես 1,25 մլն. ԱՄՆ դոլ., նույնիսկ արդի գազատուրբինային էլեկտրակայանների ներկայիս բավականին ցածր 250 ԱՄՆ դոլ./կՎտ տեսակարար կապիտալ ներդրումների դեպքում: Այս համեմատությունը ցույց է տալիս լրացուցիչ

Էլեկտրական հզորության համար համեմատաբար ցածր ներդրումային ծախսերը՝ համեմատած ԳՏՏ-ի տեսակարար կապիտալ ծախսերի հետ:

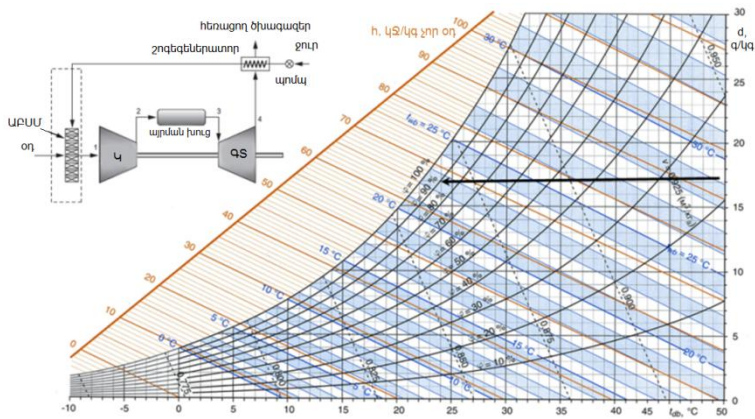
Գոլորշային հովացումը ունի պարզ կառուցվածք, պահանջում է ցածր կապիտալ ներդրումներ և ցածր սպասարկման արժեք: Սակայն այն ունի հովացման կարողության սահմանափակում, որը ըստ [79]-ի չի կարող բարձրացնել հզորությունը 12%-ից ավելի: Հիմնական բարդությունը կայանում է նրանում, որ հովացման համակարգի կիրառման և շահագործման ժամանակ զգալի քանակով խոնավություն անցնում է հոսքային մաս՝ ի հայտ բերելով կոմպրեսորի առաջնային աստիճանների թիակներում էռոզիոն մաշվածություն վտանգ:

ԳՏՏ-ի կոմպրեսորից առաջ արտաքին օդի առավել խորը հովացման նպատակով, ինչպես նաև դրա բարձր խոնավության դեպքում օգտագործում են օդի մակերևույթային հովացում սառնարանային մեքենաների կիրառմամբ:

Հաճախ ԳՏՏ արտադրողները մի շարք պատճառներով նախատեսում են ջեռուցման շրջանում մինչև 15°C օդի տաքացում, երբ շրջապատող միջավայրի ջերմաստիճանն իջնում է 10°C-ից ցածր: Այդպիսի լուծման համատեքստից հետևում է ԳՏՏ-ի բնութագրերի կայունացման հնարավորությունն ևս ոչ ջեռուցման ժամանակաշրջանում [80]: Այդ նպատակով ԳՏՏ ներծծվող օդի հոսքի տաքացման համար համալիր օդի մաքրման սարքավորման (ՕՄՍ) կազմում նախատեսված միևնույն խողովակափնջերի մեջ՝ հաշվարկված և արդիականացված ամառային շրջանում հովացման համար պահանջվող պարամետրերին, տրվում է սառեցված ջուր մուտքում 7°C ջերմաստիճանով, իսկ ելքում՝ 12°C:

Նմանատիպ լուծումը կիրառվում է Siemens-ի կողմից
Կանադայի լայնության վրա և ավելի ցածր
տեղակայված միջարք օբյեկտներում: Այդ դեպքում
«ջուր-օդ» ջերմափոխանակիչը, որը տեղադրվում է
ՕՄՍ-ի մեջ ձմռանը ներծծվող օդի հոսքը
տաքացնելու նպատակով, նախագծվում է նաև ամռանն
օդի հովացման համար: Արտաքին օդի բացասական
ջերմաստիճանների դեպքում կոմպրեսորի կողմից
ներծծվող օդը ՕՄՍ-ում տաքացվում է, իսկ ոչ
ջեռուցման ժամանակաշրջանում՝ հովացվում է: Երկու
դեպքում էլ որպես ջերմակիր օգտագործվում է ջուր
առանց էթիլենգլիկոլի կիրառման
անհրաժեշտության, որովհետև
օդատաքացուցիչները տարվա ընթացքում գործում
են անընդհատ: Ձմռանը ջուրը տրվում է 80°C-ից ոչ ցածր
ջերմաստիճանով, ամռանը՝ սառեցված ջուր 7/12°C
ջերմաստիճանով, որը կարելի է ստանալ ինչպես
շոգեկոմպրեսորային (ՇԿՍՄ), այնպես էլ
աբսորբցիոն (ԱԲՍՄ) սառնարանային մեքենաների
միջոցով:

ԱԲՍՄ-ների օգտագործումը հատկապես լայն
տարածում է գտել եռագեներացիայի
(տրիգեներացիայի) համակարգերում: Այսպիսի
մեքենաների շահագործման փորձը հաստատել է
դրանց առավել լայն ներդրումը այնպիսի
օբյեկտներում, որտեղ առկա է բավարար
քանակությամբ պահանջվող պարամետրերի տաք ջուր
կամ ջրային գոլորշի: Նկ.4.8-ում ներկայացված է
ԱԲՍՄ-ում օդի հովացման սխեման և պրոցեսը խոնավ
օդի դիագրամի վրա:



Նկ. 4.8. ԱԲՍՄ-ի միջոցով օդի հովացման սխեման պսիխրոմետրիկ դիագրամի վրա

ԾԿՁՊ-ներում կոմպրեսորը աշխատեցնելու համար օգտագործվում են էլեկտրաշարժիչներ, ներքին այրման շարժիչներ, գազային և շոգետուրքիչներ: Յադրոդակի տեսակի ընտրությունը կախված է կապիտալ և շահագործման ծախսերի մեծությունից, վառելիքի և էլեկտրական էներգիայի հասանելիությունից, ինչպես նաև ընդունված հոսքի չափանիշներից: Ծոգեկոմպրեսորային ֆրեոնային սառնարանային մեքենաները պահանջում են անընդհատ ու շարունակաբար հմուտ սպասարկող անձնակազմի կողմից, դրանք պարունակում են մեծ քանակությամբ շարժվող տարրեր, ինչը բարձրացնում է անսարքության առաջացման ռիսկը, ինչպես նաև դրանց բնորոշ է աղմուկի բարձր մակարդակ:

Ֆրեոնային սառնարանային մեքենաների համեմատ, աբսորբցիոն սառնարանային մեքենաներն ունեն մի շարք էական առավելություններ, որոնցից հիմնականներն են.

- ի տարբերություն կոմպրեսորային սառնարանային մեքենաների, ԱԲՍՄ-ները չունեն հադրոդակ էլեկտրաշարժիչ, և դրանց աշխատանքի համար ծախսվում է ոչ թե

Էլեկտրաէներգիա, այլ որպես էներգակիր օգտագործվում է կամ շոգետուլրբիների ջանկյալ առման գոլորշին, կամ տաք ջուր, որը ջերմային էլեկտրական տեղակայանքներում հատկապես ամռանը առատ է: Դրա շնորհիվ կատարվում է բավականին զգալի քանակությամբ էլեկտրաէներգիայի տնտեսում, և բացի այդ, ապահովվում է ցածր ճնշման գոլորշու օգտահանում, ինչը հատկապես արդիական է ՋԷԿ-երում ամռանը նթացքում:

- ԱԲՍՄ-ների բավականին պարզ կառուցվածքի և շարժվող, արագամաշ տարրերի բացակայության շնորհիվ ապահովվում է առանց անմիջական սպասարկման մեքենայի երկարատև անխափան աշխատանքը: ԱԲՍՄ-ները ունեն նաև նախքան շահագործումից հանելը զգալիորեն ավելի երկար ծառայության ժամկետ, քան կոմպրեսորային մեքենաները, ընթացիկ վերանորոգումների ծավալը, պահեստամասերի և օժանդակ նյութերի ծախսը և արժեքը նվազագույնն են:

- ԱԲՍՄ սարքավորումները կառուցվածքով նույնական են ՋԷԿ-ի հիմնական ջերմատեխնիկական սարքավորումներին, ինչի շնորհիվ դրանց սպասարկումը կարող է իրականացվել կայանի տեխնիկական անձնակազմի կողմից:

- անվտանգություն (ԱԲՍՄ-ի կազմում ավելցուկային ճնշման տակ աշխատող սարքավորումների բացակայությունը),

- Էկոլոգիապես մաքուր են ու անվնաս (չեն կիրառվում թուլնավոր, պայթյունա- և հրդեհավտանգ բանող նյութեր),

- տեղադրման և գործարկման-կարգաբերման աշխատանքների համեմատաբար ոչ մեծ ծավալը և արժեքը, ամբողջովին ավտոմատացված են,
- աշխատանքի ընթացքում աղմուկի ցածր մակարդակ:

Յարկ է նշել, որ ԱԲՍՄ-ները համապատասխանում են Մոնոեալի և Կինոտոյի արձանագրություններին պահանջներին, այսինքն՝ չեն նպաստում օգոնի շերտի քայքայմանը և համաշխարհային տաքացմանը, քանի որ արտադրության մեքենաներում չեն կիրառվում սառնարանային ագենտներ (\$րեոններ), որոնց արտահոսքը բերում է օգոնային շերտի քայքայման [81]:

Ցանկացած սառնարանային տեղակայանքի համար որպես էներգետիկական գործակից (ε) կիրառվում է սառնարանային գործակիցը՝ արտադրված ցրտի Q_0 հարաբերությունը ծախսված էներգիային Q :

$$\varepsilon = Q_0/Q, \tag{4.5}$$

որտեղ Q -ը ՇԿՍՄ-ի դեպքում $N_{\text{կ}}$ -ն կոմպրեսորի հաղորդակի էլեկտրաէներգիայի ծախսն է, իսկ ԱԲՍՄ-ի դեպքում՝ $Q_{\text{գ}}$ -ն գեներատորում ջերմության ծախսը:

Նույն էներգետիկական արդյունավետությամբ ԱՍՄ-ի և ՇԿՍՄ-ի պայմանը հետևյալն է՝

$$\frac{\varepsilon_{\text{ԱՍՄ}}}{\varepsilon_{\text{ՇԿՍՄ}}} = \frac{b_2(1 + \beta_{\text{ԱՍՄ}})}{a \cdot b_1(1 + \beta_{\text{ՇԿՍՄ}})}, \tag{4.6}$$

որտեղ b_1 -ն պայմանական վառելիքի տեսակարար ծախսն է էներգահամակարգում էլեկտրաէներգիայի արտադրության համար, $b_1 = 0,28 \dots 0,3$ կգ պ.վ./(կՎտ·ժ), $\beta_{\text{ՇԿՍՄ}}$ -ը՝ սեփական կարիքների համար անհրաժեշտ ծախսի գործակից, կարելի է ընդունել հավասար $\beta_{\text{ՇԿՍՄ}} = 0,05 \dots 0,07$, a ՝ չափային գործակից, b_2 -ն օգտագործվող ջերմության համար պայմանական վառելիքի տեսակարար ծախսը, $\beta_{\text{ԱՍՄ}}$ սեփական կարիքների համար

անհրաժեշտ ծախսի գործակից, կարելի է ընդունել հավասար $\beta_{\text{ԱՍՄ}} = 0,1 \dots 0,15$: Եթե $\frac{\varepsilon_{\text{ԱՍՄ}}}{\varepsilon_{\text{ՇԿՍՄ}}} > \frac{b_2(1+\beta_{\text{ԱՍՄ}})}{a \cdot b_1(1+\beta_{\text{ՇԿՍՄ}})}$, ապա

արդյունավետ է ԱՍՄ-ն, անհավասար ության հակառակ նշանի դեպքում՝ ՇԿՍՄ-ն:

Վերլուծելով անհավասար ությունը՝ կարելի է եզրակացնել, որ համեմատվող սառնարանային մեքենաների էներգետիկ նպատակահարմար ությունը զգալիորեն կախված է b_1 և b_2 պայմանական վառելիքի ծախսերից՝ էլեկտրական և ջերմային էներգիաների արտադրման եղանակից [82]: Ընդ որում b_1 -ն համեմատաբար կայուն մեծ ություն է, իսկ b_2 -ն կարող է փոփոխվել բավականին լայն տիրույթում՝ կախված ջերմ ության արտադրման աղբյուրից (կաթսայատու, ջերմաէլեկտրակենտրոն, կոգեներացիոն տեղակայանք):

Այսպիսով, տրված աշխատանքային պայմաններում, եթե ՇԿՍՄ-ի համար սառնարանային գործակիցը $\varepsilon_{\text{ՇԿՍՄ}} = 4$, ապա ըստ վառելիքի ծախսի համարժեք ԱՍՄ-ն պետք է ունենա հետևյալ սառնարանային գործակիցները՝ ՋԵՑ-ի առումից 0,1 ՄՊաշո գով ջերմամատակարարման դեպքում $\varepsilon_{\text{ԱՍՄ}} = 0,68$, վառելիքի ուղղակի այրմամբ արսորբցիոն մեքենաների դեպքում՝ $\varepsilon_{\text{ԱՍՄ}} = 1,7$:

ԱԲՍՄ-ների առավել ությունները հաշվի առնելով՝ կատարվել է նաև ՋԵԿ-ում հավասար ցրտարտադրողական ությամբ (2500 կՎտ) ԱԲՍՄ-ի և շոգեկոմպրեսորային սառնարանային մեքենայի օգտագործման դեպքում գումարային կապիտալ և շահագործման ծախսերի համեմատական վերլուծ ությունը [83]: Ցրտակրի ջերմաստիճանը երկու դեպքում էլ հավասար է 7°C:

Ընդ որում առաջին մոտեցմամբ, նախնական պայմանների հավասար ության տեսանկյունից,

Ենթադրվում է, որ ՇԿՍՄ-ի համար Էլեկտրական Եներգիայի ծախսը ապահովվելու է ցանցից, իսկ ԱՍՄ-ի համար ջերմուժյան ծախսը՝ գազաթնային կաթսայատնից: Ըստ իրականացված հաշվարկների՝ ՇԿՍՄ-ում ծախսվող Էլեկտրական Եներգիայի արժեքը 1,5 անգամ պակաս է ԱՍՄ-ում ծախսվող ջերմային Եներգիայի արժեքից [84]: Ուստի միայն շահագործման ծախսերի դիտարկման տեսանկյունից, եթե ԱՍՄ-ի համար անհրաժեշտ ջերմային Եներգիան ստացվում է կաթսայատանը, նպատակահարմար է դառնում ՇԿՍՄ-ի շահագործումը:

ԱԲՍՄ-ի աշխատանքի համար նպատակահարմար է օգտագործել Էժան ցածր պոտենցիալային ջերմային Եներգիա, օրինակ՝ ՋԷՑ-ի արդյունաբերական առման ջերմուժյունը, որպես կանոն, թերբեռնված ոչ ջեռուցման ժամանակաշրջանում, կամ ԳՏՏ-ի արտանետվող ծխազագերի օգտահանման վերջին աստիճանի ջերմուժյունը, որում հաճախ տաքացվում է կոնդենսատը մինչև ավելի բարձր ջերմաստիճան, քան պահանջվում է ԱԲՍՄ-ի աշխատանքի համար:

Այդ ջերմուժյան արժեքը գնահատելու համար ընդունենք, որ ջուրը տաքացվում է շոգետուրբիսի առումից *40°C*. ճնշմամբ հագեցած գոլորշու ջերմուժյան հաշվին:

ԱԲՍՄ-ի և ՇԿՍՄ-ի կիրառման տնտեսական ցուցանիշների հաշվարկի [85]-ում ներկայացված արդյունքները պատկերավոր ցուցադրում են այդ դեպքում ԱԲՍՄ-ների ներդրման տնտեսական նպատակահարմարությունը: Եներգառեսուրսների համար կատարվող ծախսերի խնայողությունը հնարավորություն է տալիս մոտերեք տարում հետգնել ԱԲՍՄ-ները:

Ներկայիս Եներգաարդյունավետ տեխնոլոգիական մոտեցումներն ուղղորդում են ՋԷԿ-երում առաջնային Եներգետիկական

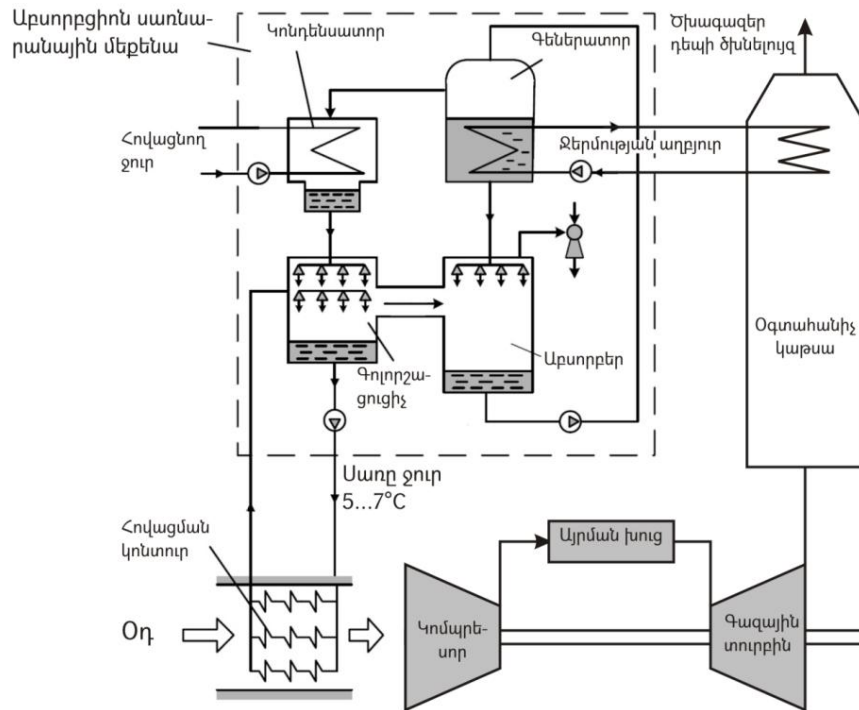
ռե ս ու լ ը ս ն եր ի ա վ ե լ ի խ ն ա յ ո ղ ա կ ան օ գ տ ա գ ո Ր ծ մ ան ը : Ա յ դ ա փ ս ի մ ի տ ու մ ն եր ի ց Ե Ջ Ե Կ -ի շ ը շ ա պ տ ու յ տ ա յ ի ն հ ո վ ա գ մ ան հ ա մ ա կ ա ր գ ի ջ ը ի ց ա ծ ը ա գ ո տ ե ն ց ի ա լ ա յ ի ն Է ն եր գ ի ա յ ի օ գ տ ա հ ան ու մ ը կ ամ , օ թ ի ն ա կ , ծ խ ա գ ա գ եր ի խ ո Ր ը հ ո վ ա գ ու մ ը , ո Ր ի ա Ր դ յ ու ն ք ու մ օ գ տ ա հ ան վ ա ծ ջ եր մ ա յ ի ն Է ն եր գ ի ա յ ի ս պ առ մ ան ք ա գ ա կ ա յ ու թ յ ու ն ը , հ ա տ կ ա պ ե ս ա մ առ ա յ ի ն ժ ա մ ան ա կ ա շ ը ջ ան ու մ , խ ն դ ի Ր Է ս տ ե ղ ծ ու մ : Մ ի ն ն ու յ ն ժ ա մ ան ա կ գ ա գ ա տ ու Ր ք ի ն ի կ ո մ ա ր ե ս ո Ր ի մ ու տ ք ու մ օ ղ ի հ ո վ ա գ մ ան խ ն դ ի Ր ը ծ ա գ ու մ Է հ ե ն ց ա մ առ ա յ ի ն ժ ա մ ան ա կ ա շ ը ջ ան ու մ : Ու ս տ ի ն եր կ ու խ ն դ ի Ր ն եր ի հ ա մ ա լ ի Ր Լ ու ծ մ ան դ ե պ ք ու մ Ա Ս Մ - ու մ ս պ առ վ ո ղ ջ եր մ ու թ յ ան հ ա մ ա Ր դ ը ա մ ա կ ան ծ ա խ ս եր ը ք ա գ ա կ ա յ ու մ ե ն , ո Ր ն ն ի Ր հ եր թ ի ն ` դ ա Ր ձ ն ու մ Է Ա Ս Մ -ի կ ի Ր առ ու մ ը թ ե ` կ ա պ ի տ ա լ , թ ե ` շ ա հ ա գ ո Ր ծ մ ան ծ ա խ ս եր ի տ ե ս ան կ յ ու ն ի ց Ծ Կ Ս Մ -ի հ ա մ ե մ ա տ առ ա վ ե լ ն պ ա տ ա կ ա հ ա Ր մ ար :

Ա ք ս ո Ր ք ց ի ո ն ս առ ն ա Ր ան ա յ ի ն մ ե ք ե ն ա ն օ գ տ ա հ ան ու մ Է տ ու Ր ք ի ն ի հ եռ ա գ ո ղ ծ խ ա գ ա գ եր ի ջ եր մ ու թ յ ու ն ը , ո Ր ն օ գ տ ա գ ո Ր ծ վ ու մ Է մ ի ա ս տ ի ճ ան ք Ր ո մ Լ ի թ ի ու մ ա յ ի ն ա ք ս ո Ր ք ց ի ո ն ս առ ն ա Ր ան ա յ ի ն մ ե ք ե ն ա յ ի մ ի ջ ո ց ո վ ս առ ը ջ ու Ր ա Ր տ ա դ Ր ե լ ու հ ա մ ա Ր : Ս առ ը ջ ու Ր ը , ա ն ց ն ե լ ո վ ջ եր մ ա փ ո խ ան ա կ ի չ ի մ ի ջ ո վ , ն վ ա գ ե ց ն ու մ Է կ ո մ ա ր ե ս ո Ր տ Ր վ ո ղ ա Ր տ ա ք ի ն օ ղ ի ջ եր մ ա ս տ ի ճ ան ը (ն կ .4.9):

Ա յ ս պ ի ս ո վ , ա մ առ ա յ ի ն շ ը ջ ան ու մ օ գ տ ա գ ո Ր ծ ե լ ո վ տ ա ք ջ ու Ր Ա Բ Ս Մ -ի ա շ խ ա տ ան ք ի հ ա մ ա Ր ` մ ի ա ժ ա մ ան ա կ Լ ու ծ վ ու մ Է եր կ ու խ ն դ ի Ր .

- շ ա հ ա վ ե տ կ եր պ ո վ օ գ տ ա գ ո Ր ծ ե լ ո վ ա ն վ ճ ա Ր ջ եր մ ու թ յ ու ն ը , Լ ու ծ վ ու մ Է կ ո մ ա ր ե ս ո Ր ի ց առ ա ջ օ ղ ի հ ո վ ա գ մ ան հ ի մ ն ա հ ա Ր ց ը , ա յ ս ի ն ք ն ` ք ա Ր ձ Ր ան ու մ Է գ ա գ ա տ ու Ր ք ի ն ա յ ի ն մ ա ս ի ա Ր դ յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ու ն ը ;
- Օ Կ -ի ց հ եռ ա գ ո ղ գ ա գ եր ի ջ եր մ ա ս տ ի ճ ան ի ն վ ա գ ե ց մ ան հ ե տ ն ա ն ք ո վ ք ա Ր ձ Ր ան ու մ Է շ ո գ ե տ ու Ր ք ի ն ա յ ի ն մ ա ս ի օ .գ .գ .-ը : Կ ա Ր ե լ ի Է

ակնկալել, որ այդպիսի միջոցառումը կհանգեցնի ընդհանուր առմամբ ողջ ՇԳՏ-ի արդյունավետության բարձրացմանը:



Նկ.4.9.ԳՏՏ-ի կոմպրեսորներ ծծվող օդի հովացման համար արսրբի ու ընդհանուր առմամբ ողջ ՇԳՏ-ի արդյունավետության բարձրացմանը:

ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մոտ տքում օդի հովացման առավել հարմար տարբերակն ԱԲՍՄ-ի նախագծումն ունենորոնում է՝ կոմպրեսորներ ծծվող օդի նցրտի հաղորդմամբ ջերմափոխանակիչ ապարատի միջոցով: Բոլոր ծախսերը հաշվի առնելով համակարգի տեսակարար արժեքն արտասահմանյան տվյալների համաձայն կազմում է 165 ԱՄՆ դոլ. 1կՎտ արացուցիչ հզորության համար [79]:

ԱԲՍՄ-ի համար ջերմության աղբյուրի ընտրությունը համալիր խնդիր է, որի լուծումը կախված է հետևյալ գործոններից.

- պահանջվող ցրտարտադրողականության և առկա ջերմային հզորության հարաբերակցությունը,

- տարբեր տեսակի ԱԲՍՄ-ների գներին (գոլորշով կամ տաք ջրով աշխատող ԱԲՍՄ-ները ծխագազերի ջերմության հաշվին աշխատող ԱԲՍՄ-ներից էժան են),
- յուրաքանչյուր տարբերակի համար օժանդակ սարքավորումների արժեքից (գոլորշու օգտագործման դեպքում այն ավելի բարձր է, քան տաք ջրի դեպքում),
- սպասարկման արժեքից (ամենապարզը տաք ջրով ջերմադրյունով սառնարանային մեքենաների շահագործումն է):

**4.3. ՇՊՏ-ի հաշվարկի մոլտքային պարամետրերի վրա
բնակլիմայական պայմանների ազդեցություն
գնահատումը**

Գազային տուրբինում բանող մարմնի հիմնական բաղադրիչը մթնոլորտային օդն է, որն էական ազդեցություն է թողնում արտադրվող էլեկտրաէներգիայի ծավալի վրա՝ անկախ կառուցվածքային առանձնահատկություններից և վառելիքի այրման եղանակից:

Քանի որ գազատուրբինը աշխատում է հաստատուն արագությամբ և կոմպրեսոր տրվում է հաստատուն ծավալով և կազմով օդ, ապա կոմպրեսոր տրվող օդի զանգվածային ծախսը \$n\$-ն կցիա է նրա խտությունից և ջերմաստիճանից [85]:

Ինչպես արդեն նշվել է, գազատուրբինային կոմպրեսորում սեղմվող օդը՝ ունենալով ավելի բարձր ջերմաստիճան քան նախագծային պայմանների դեպքում բնութագրվում է ավելի մեծ տեսակարար ծավալով: Դրանով է պայմանավորված, որ գազային տուրբինի կողմից արտադրվող հզորություն այն մասը, որը ծախսվում է կոմպրեսորում սեղմման աշխատանքի վրա,

ավելանում է: [86] աշխատության համաձայն օդի խտությունը նաև ազդում է կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի վրա:

Այդ տեսանկյունից գազատուրբի նային տեղակայանքի աշխատանքը փոփոխական կլիմայական պայմաններում բնութագրելու համար անհրաժեշտ է որոշել, թե ինչպես է փոփոխվում օդի խտությունը: Յետևաբար հարկավոր է ստանալ այնպիսի մաթեմատիկական արտահայտություն, որը բնութագրում է վերջինիս կախվածությունը միջարբ հարաչափերից, ինչպես արտաքին օդի ջերմաստիճանը՝ t հարաբերական խոնավությունը՝ φ և բացարձակ մթնոլորտային ճնշումը՝ P_p :

Ջերմային հաշվարկների համար բավարար ճշտությամբ ընդունում ենք, որ խոնավ օդը, որը կարելի է դիտարկել որպես չոր օդի և ջրային գոլորշու խառնուրդ, ենթարկվում է իդեալական գազերի խառնուրդի օրենքներին [87]: Չոր օդը և գոլորշին գբադեցնում են միևնույն ծավալը, ինչ որ չխառնուրդը: Դալտոնի օրենքի համաձայն խոնավ օդի ճնշումը, որը համապատասխանում է բարոմետրական ճնշմանը P_p , հավասար է չոր օդի $P_{\Sigma, \text{օդ}}$ և ջրային գոլորշու $P_{\text{գոլ}}$ մասնական ճնշումների հանրահաշվական գումարին.

$$P_p = P_{\Sigma, \text{օդ}} + P_{\text{գոլ}}, \quad \text{Պա:} \quad (4.7)$$

Մթնոլորտային օդի խտությունը հավասար է խոնավ օդի զանգվածի և ծավալի հարաբերությանը.

$$\rho_{\text{օդ}} = \frac{M_{\text{օդ}}}{V} = \frac{M_{\Sigma, \text{օդ}}}{V} + \frac{M_{\text{գոլ}}}{V} = \rho_{\Sigma, \text{օդ}} + \rho_{\text{գոլ}}: \quad (4.8)$$

Այսպիսով, մթնոլորտային օդի խտությունը կարող ենք որոշել որպես չոր օդի և գոլորշու խտությունների գումար:

Գրենք Մենդելեև-Կլապեյրոնի հավասարումը չոր օդի և գոլորշու համար.

$$\begin{aligned} P_{s,or} / \rho_{s,or} &= R_{s,or} T \\ P_{qn} / \rho_{qn} &= R_{qn} T \end{aligned} \quad (4.9)$$

այստեղից կստանանք խոնավ օդի խտությունը .

$$\rho_{or} = \rho_{s,or} + \rho_{qn} = \frac{P_{s,or}}{R_{s,or}T} + \frac{P_{qn}}{R_{qn}T} \quad (4.10)$$

Այսպիսով, կարելի է եզրակացնել, որ որքան քարձր է ճնշումը, և ցածր՝ ջերմաստիճանը, այնքան օդի խտությունը քարձր է :

Չաշվի առնելով (4.7)-ը՝ մի շարք ձևափոխություններին ցիտականք .

$$\rho_{or} = \frac{P_p - P_{qn}}{R_{s,or}T} + \frac{P_{qn}}{R_{qn}T} = \frac{P_p}{R_{s,or}T} - \frac{P_{qn}}{R_{s,or}T} + \frac{P_{qn}}{R_{qn}T} = \frac{P_p}{R_{s,or}T} - \frac{P_{qn}}{T} \left(\frac{1}{R_{s,or}} - \frac{1}{R_{qn}} \right), \quad (4.11)$$

որտեղ T -ն օդի ջերմաստիճանն է, Կ,

$$T = t + 273,15;$$

$R_{s,or}$ -ը՝ չոր օդի տեսակարար գազային հաստատունը,

$R_{s,or} = 287 \text{ Ջ}/(\text{կգ} \cdot \text{Կ})$; R_{qn} -ը՝ ջրային գոլորշու տեսակարար գազային հաստատունը,

$$R_{qn} = 8314/18,016 = 461,5 \text{ Ջ}/(\text{կգ} \cdot \text{Կ})$$

$$\frac{1}{R_{s,or}} - \frac{1}{R_{qn}} = \frac{1}{287} - \frac{1}{461,5} = 0,00132:$$

Օդի հարաբերական խոնավությունը φ խոնավ օդում գտնվող ջրային գոլորշու խտության ρ_{qn} (1 մ^3 խոնավ օդում դրա քանակության) և այդ օդի ջերմաստիճանին համապատասխանող չոր հագեցած գոլորշու խտության ρ''_{qn} հարաբերությունն է : Ենթադրելով, որ ջրային գոլորշին ենթարկվում է իդեալական գազերի համար ստացված օրենքներին, հարաբերական խոնավությունը հնարավոր է որոշել նաև որպես օդում պարունակվող գոլորշու մասնական ճնշման հարաբերությունն նույն ջերմաստիճանի դեպքում հագեցած գոլորշու P_s ճնշմանը .

$$\varphi = \frac{\rho_{qnl}}{\rho''_{qnl}} = \frac{P_{qnl}}{P_s} \quad (4.12)$$

Այս տեղից խոնավ օդում պարունակվող ջրային գոլորշու մասնական ճնշումը P_{qnl} կարելի է արտահայտել որպես .

$$P_{qnl} = \varphi P_s \quad (4.13)$$

Ջրային գոլորշու հագեցման ճնշման համար մաքուր ջրի մակերևույթի վրա $t = 0 \dots 83^\circ\text{C}$ ջերմաստիճանի դեպքում ճարտարագիտական հաշվարկների համար հարմար է օգտագործել [88] աշխատանքում առաջարկված բանաձևը .

$$P_s = e^{\left(\frac{16,57t-115,72}{233,77+0,997t}\right)}, \text{կՊա:} \quad (4.14)$$

Նշենք, որ 0-ից մինչև 43°C ջերմաստիճանային միջակայքում (4.14) արտահայտության նորոշված և աղյուսակային p_s արժեքների միջև առավելագույն տարբերությունը չի գերազանցում $0,0017$ կՊա:

Տեղադրելով ստացված արտահայտությունները (4.11)-ի մեջ կստանանք (P_p , Պա; $t, ^\circ\text{C}$; $\varphi = 0 \dots 1$ պարամետրերից կախված) մթնոլորտային օդի խտությունը որոշելու համար հետևյալ արտահայտությունը .

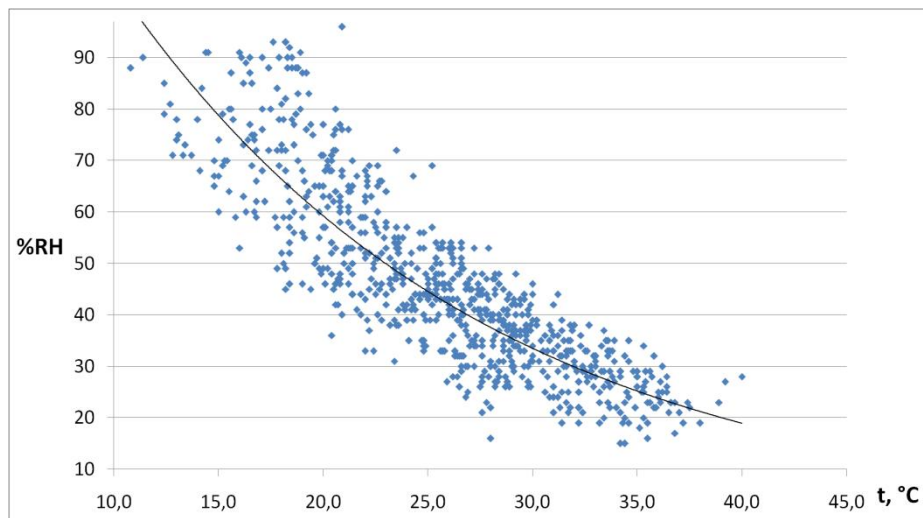
$$\rho_{o\eta} = \frac{P_p}{R_{\Sigma o\eta} T} - 0,00132 \frac{\varphi P_s}{T} = \frac{P_p}{287 \cdot (273,15 + t)} - 1,32 \cdot \frac{\varphi \cdot e^{\left(\frac{16,57t-115,72}{233,77+0,997t}\right)}}{273,15 + t} \quad (4.15)$$

Քանի որ (4.15) հավասարման աջ կողմի առաջին անդամը ներկայացնում է չոր օդի խտությունը, խոնավ օդի խտությունը միշտ փոքր է նույն ջերմաստիճանի դեպքում չոր օդի խտությունից երկրորդ անդամի չափով: Դա բացատրվում է այն բանով, որ ջրային գոլորշուների մոլեկուլային զանգվածը չոր օդի միջին մոլեկուլային զանգվածից փոքր է: Խոնավությունը պայմանավորված խտության փոփոխությունը էական ազդեցություն է թողնում ՊՏՏ-ի կոմպրեսորի աշխատանքի վրա [89, 90]:

Երևան քաղաքի կլիմայական տվյալների հիման վրա (նկ.4.10) մոտարկման միջոցով ստացվել է օդի ջերմաստիճանի և հարաբերական խոնավության միջև կապի աստատող հետևյալ բանաձևը

$$\varphi = 185 \cdot e^{-0,057 \cdot t}, \quad (4.16)$$

որը ստացվել է 2016թ. ամռան ամիսներին գրանցված ջերմաստիճանի և հարաբերական խոնավության [91] արժեքների մշակման արդյունքում:



Նկ.4.10. Մթնոլորտային օդի ջերմաստիճանի և հարաբերական խոնավության կապը

Տեղեկատվության տվյալներով թաց ջերմաչափի (t_p) և ցողի կետի (t_g) ջերմաստիճանների հետևյալ կախվածությունների $t_p = f(I)$ և $t_g = f(d)$ վերլուծության հիման վրա ստացվել են t_p և t_g հաշվարկման բանաձևերն աղյուսակային արժեքներից [92], համապատասխանաբար, 0,6% և 0,4% սխալանքով: Թաց ջերմաչափի ջերմաստիճանի՝ t_p , հաշվարկի հաջորդականությունը հետևյալն է [93].

Օդի խոնավապարունակությունը՝ $d = 622 \cdot P_{\text{գոլ}} / (P_p - P_{\text{գոլ}})$, կգ/կգ:

Խոնավ օդի էնթալպիան՝
 $I = 1,006 \cdot t + (2501 + 1,86 \cdot t) \cdot d / 1000$, կՋ/կգ:

$$t_{\text{թ}} = \frac{-6,14 + 0,651 \cdot I}{1 + 0,0097 \cdot I - 3,12 \cdot 10^{-6} \cdot I^2}, \text{ } ^\circ\text{C:} \quad (4.17)$$

Ցողի կետի (t_g) ջերմաստիճանը կկազմի .

$$t_g = \frac{-200,802 + 117,843 \cdot d^{0,404}}{4,433 + d^{0,404}}, \text{ } ^\circ\text{C:} \quad (4.18)$$

Յետազոտող թյունները ցույց են տվել, որ կոնդենսատորի աշխատանքի արդյունավետությանը գործնականում կախված է բարոմետրական ճնշումից, և այդ պատճառով շոգոճնշման մեծությունը $p_{\text{կ}}$ միանիշորեն բնութագրում է կոնդենսացիոն տեղակայանքի աշխատանքի արդյունավետությանը:

Կոնդենսատորում ճնշումը, իր հերթին, միանիշորեն որոշվում է գոլորշու կոնդենսացման ջերմաստիճանով t_h [94], որը ցանկացած ռեժիմի դեպքում փոփոխվում է ըստ հետևյալ առնչության.

$$t_h = t_{12} + \Delta t_2 + \delta t_2:$$

որտեղ δt_2 -ը միևնույն հագեցման ջերմաստիճանը թերտաքացման չափն է, $\delta t_2 = t_h - t_{22}$:

Այս կախվածությունը հիմնարար է կոնդենսատորի աշխատանքի արդյունավետության վերլուծության համար և ընդհանուր առմամբ ողջ կոնդենսացիոն տեղակայանքի հաշվարկի համար տուրբինի աշխատանքի ինչպես անվանական, այնպես էլ փոփոխական ռեժիմներին դեպքում:

Կոնդենսատորի մուտքում հովացնող ջրի ջերմաստիճանը t_{12} կախված է էլեկտրակայանի աշխարհագրական դիրքից, տարվա եղանակից և ջրամատակարարման համակարգի տեսակից: Արհեստական քարշով թաց տիպի աշտարակահովացուցիչների հաշվարկի դեպքում հովացված ջրի ջերմաստիճանը աշտարակահովացուցիչի ելքում՝ t_{12} , հովացման

տիրույթի փոքր լայն ու թյան և ոռոգման սովորական խտություններին դեպքում ընդունում են որոշ չափով բարձր աշտարակահովացուցիչ մտնող օդի ջերմաստիճանից՝ թաց ջերմաչափով t_{1g} :

$$t_{1g} = t_{թ} + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C:} \quad (4.19)$$

Կոնդենսատորում հովացնող ջրի տաքացման չափը կարելի է որոշել դրա ջերմային հաշվեկշռի հավասարումից .

$$\Delta t_g = t_{2g} - t_{1g} = \frac{D_{ly} \cdot (h_2 - h_{ly})}{G_{h,g} c_{pg}} = \frac{h_2 - h_{ly}}{m c_{pg}} \quad (4.20)$$

որտեղ D_{ly} -ը կոնդենսատոր տրվող շոգու ծախսն է, տ/ժ, h_2, h_{ly} -ը՝ շոգու և կոնդենսատի էնթալպիաները, համապատասխանաբար, կՋ/կգ, $G_{h,g}$ -ը՝ կոնդենսատորում հովացնող ջրի ծախսը, տ/ժ, c_{pg} -ը՝ ջրի ջերմունակությունը հաստատուն ճնշման դեպքում, կՋ/(կգ·Կ):

Ժամանակակից շոգետուրբիներին կոնդենսատորներում մինչև հագեցման ջերմաստիճանը հովացնող ջրի թերտաքացումը սովորաբար կազմում է $\delta t = 3 \dots 10^\circ\text{C}$: Ընդ որում թերտաքացման ավելի բարձր արժեքները համապատասխանում են, որպես կանոն, միաքայլ կոնդենսատորներին:

Կոնդենսատորում ճնշման (հագեցման ջերմաստիճանի) ընդհանուր ֆունկցիոնալ կախվածությունը կոնդենսատորի աշխատանքի արդյունավետությանը որոշող հիմնական պարամետրերի համալիրից գրվում է հետևյալ տեսքով .

$$p_{ly}(t_h) = f(t_{1g}, D_2, G_{h,g}, K, F) \quad \text{կամ} \quad p_{ly}(t_h) = f(t_{1g}, m, K, d_{ly}) \quad (4.21)$$

Այս կախվածությունը կոչվում է կոնդենսատորի բնութագիր: Այսպիսով կոնդենսատորում ճնշումը կախված է հետևյալ հիմնական պարամետրերից. մոտքում հովացնող ջրի ջերմաստիճանից, հովացման բազմապատիկից, ջերմափոխանցման գործակցից և տեսակարար գոլորշային բեռնվածքից: Կոնդենսատորի աշխատանքի արդյունավետության վրա էական ազդեցություն է գործում օդի ներծծումը, ինչպես նաև օդային պոմպերի աշխատանքի արդյունավետությունը: Անհրաժեշտ է հաշվի առնել նաև, որ ընդհանուր դեպքում աշխատանքի արդյունավետության վրա ազդում են գոլորշու հոսքին կոնդենսատորի դիմադրությունը և կոնդենսատի գերհովացումը:

Յուրաքանչյուր կոնդենսատորի համար (4.21) կախվածությունը համապատասխան հաշվարկային տվյալները ՇՏՏ-ի աշխատանքի անվանական և փոփոխական ռեժիմների դեպքում սովորաբար արտադրող գործարանի կողմից մատակարարվող տուրքինի տեխնիկական փաստաթղթերի բաղադրիչ մասն են կազմում և օգտագործվում են կայանի անձնակազմի կողմից սարքավորումների աշխատանքի արդյունավետությունը գնահատելիս:

Եթե հովացնող ջրի ծախսը $G_{h,2}$ հաստատուն է, ապա կոնդենսատորում ջերմափոխանցման գործակցը նույնպես անփոփոխ է, ուստի կարող ենք գրել.

$$\frac{t_h - t_{12}}{t_h^u - t_{12}^u} = \frac{D_4}{D_4^u} \quad (4.22)$$

որտեղ U ցուցիչը վերաբերում է հաշվարկային պայմաններին:

Կոնդենսատորում հագեցման ջերմաստիճանի և ճնշման մոտավոր արժեքները, կախված արտաքին օդի ջերմաստիճանից և հաշվի առնելով կոնդենսատոր

տրվող շոգոլծախսի փոփոխությունը, ներկայացված են աղ.4.1-ում:

Աղյուսակ 4.1

Կոնդենսատորում ճնշումը t_{0n} -ի տարբերարժեքների դեպքում

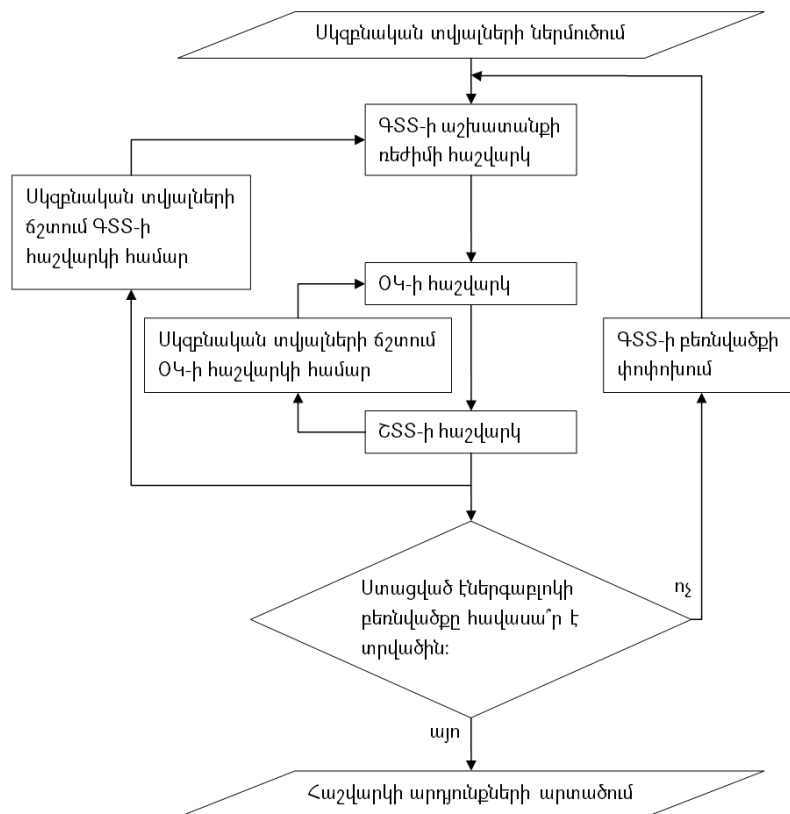
Արտաքին օդի ջերմաստիճանը, °C	12	15	24	36	42
Օդի հարաբերական խոնավությունը, %	93	79	47	24	20
Թաց ջերմաչափով ջերմաստիճանը, °C	12,0	13,7	17,3	21,1	23,8
Կոնդենսատորում հագեցման ջերմաստիճանը, °C	47,7	49,3	52,7	56,1	58,7
ճնշումը կոնդենսատորում, բար	0,11	0,12	0,14	0,17	0,19

4.4. Շոգեգազային տեղակայանքի հաշվարկի ալգորիթմը

Կատարված հետազոտության նպատակը պարզցիկլով աշխատող, ժամանակակից բարձր ջերմաստիճանային ԳՏՏ-ով և երկկոնտուր օգտահանիչ կաթսայով ՇԳՏ-ի աշխատանքային ցուցանիշների՝ արտաքին օդի պարամետրերից կախվածությունը [95] վերլուծությունն է երևանի ՋԷԿ-ի օրինակով:

Նկ. 4.11-ում ներկայացված են անակով հաշվարկը, սակայն, տվյալ դեպքում կիրառելի է, որովհետև ունի միջարքերությունը, մասնավորապես այն, որ ՇԳՏ-ի հզորությունը ելակետային տվյալ է: Դրված խնդիրը մթնոլորտային օդի որոշակի հարաչափերի դեպքում ՇԳՏ-ի աշխատանքի ցուցանիշների որոշումն է, որի համար թե՛ ԳՏՏ-ի հզորությունը, թե՛ ընդհանուր առմամբ ՇԳՏ-ի հզորությունը անհայտ են, ուստի դրանք պետք է լինեն հաշվարկային տվյալներ, այլ ոչ թե ելակետային:

Ուստի հարկավոր է մշակել մեթոդ, ըստ որի հնարավոր լինի գնահատել փոփոխվող արտաքին պայմանների ազդեցությունը ԳՏՏ-ի բնութագրերի վրա: Երկկոնտուր օգտահանիչ կաթսայով ՇԳՏ-ի ընդունված հաշվարկի [96] հիման վրա ստացվել է մեթոդ, որը հաշվի է առնում ԵրՋԵԿ-ում օգտագործվող բնական գազի կազմը, ըստ [97] մեթոդական ցուցումների որոշվել է այրման արգասիքների ծավալը:



Նկ. 4.11. Շոգեգազային տեղակայանքի ընդունված հաշվարկի ալգորիթմը

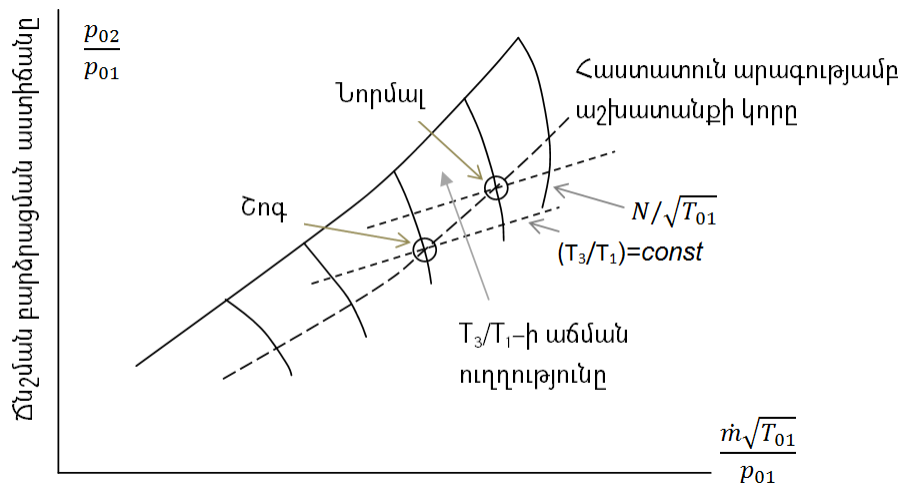
Տվյալ խնդրի դեպքում էլակետային տվյալներն են. կոմպրեսոր ներծծվող օդի զանգվածային ծախսը $G_{օդ}$, կգ/վ, ջերմաստիճանը $t_{օդ}$, °C, և հարաբերական խոնավությունը $\phi\%$, մթնոլորտային ճնշումը $p_{մթն}$, ՄՊա, այրման խոլց տրվող բնական գազի ծավալային կազմը՝ տոկոսներով արտահայտած, ջերմաստիճանը

գազային տուրբինի մուտքում t_3 , °C, կոմպրեսորի արտադրողական թյունը \dot{V}_t մ³/վ:

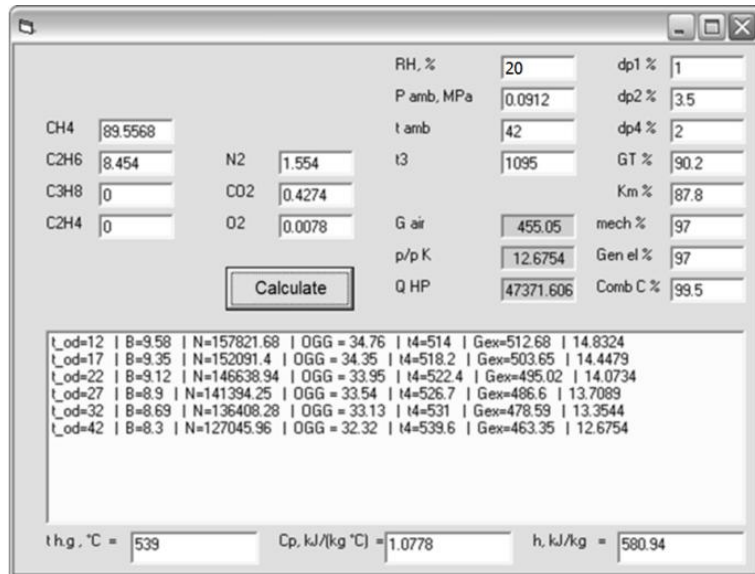
Քանի որ ԳՏՏ-ները նախագծվում են ներծծվող օդի 15°C ջերմաստիճանի համար, այդ ջերմաստիճանի դեպքում կոմպրեսորի ելքում օդի ճնշումը ունի իր անվանական արժեքը: Սակայն բնակլիմայական պայմաններին կախված այն փոփոխվում է: Նկ.4.12-ում այդ փոփոխությունը ներկայացված է կոմպրեսորի բնութագրի վրա: [98] աշխատությունում առաջարկվել է ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանից կախված դրա ելքում ճնշման գնահատման բանաձև՝ արտահայտված տոկոսով անվանական ճնշման նկատմամբ: Վերջինիս հիման վրա ստացվել է կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի փոփոխությունը ներծծվող օդի ջերմաստիճանի 12...36°C միջակայքում բնութագրող հետևյալ բանաձևը.

$$\varepsilon = 0,0002 \cdot t_{\text{օդ}}^2 - 0,0827 \cdot t_{\text{օդ}} + 15,8: \quad (4.23)$$

Մշակված մեթոդի (Քաղվել է 4, 5) հիման վրա Visual Basic միջավայրում կազմվել է համակարգչային հաշվարկային ծրագիր, որի ինտերֆեյսը ներկայացված է նկ.4.13-ում: Ծրագիրը հնարավորություն է տալիս հաշվարկել ԳՏՏ-ի էներգետիկական ցուցանիշները ցանկացած կազմով գազային վառելիքի համար մթնոլորտային օդի պարամետրերի փոփոխության և այն տիրույթում:



Նկ .4.12. Լիստեռի հաստատուն պտտվող տաքվերի դեպքում ներծծվող օդի ջերմաստիճանի ազդեցությունը կոմպրեսորում ճնշման քարճրացման աստիճանի փոփոխությանը



Նկ .4.13. ԳՏՏ-ի էներգետիկ ակնարկը և ներքին համակարգի աշխատանքի ծրագրի ներֆեյս

Մշակված մեթոդի հիման վրա կատարված ԳՏՏ-ի հաշվարկի արդյունքում ստացված տվյալներն ամփոփված են աղ. 4.2-ում:

Աղյուսակ 4.2

ԳՏՏ-ի հիմնական պարամետրերը մթնոլորտային օդի տարբեր ջերմաստիճանների դեպքում

$t_{0n}, ^\circ\text{C}$	$B_{qSS},$ կգ/վ	$N_t^{qSS},$ կՎտ	օ.գ.գ., %	$t_4 = t_{լ.տ}, ^\circ\text{C}$	$G_q, կգ/վ$	ϵ
12	9,58	157822	34,76	514	512,7	14,83
15	9,44	154358	34,51	516,5	507,2	14,60
24	9,03	144518	33,78	524,1	491,6	13,93
36	8,53	132557	32,81	534,4	472,3	13,08
42	8,3	127032	32,32	539,6	463,3	12,68

4.5. Աշխատանքի փոփոխական ռեժիմների դեպքում ԵրՋԷԿ-ում տեղակայված GT13E2 MXL գազային տուրբինի պարամետրերի հաշվարկի մեթոդիկայի մշակումը

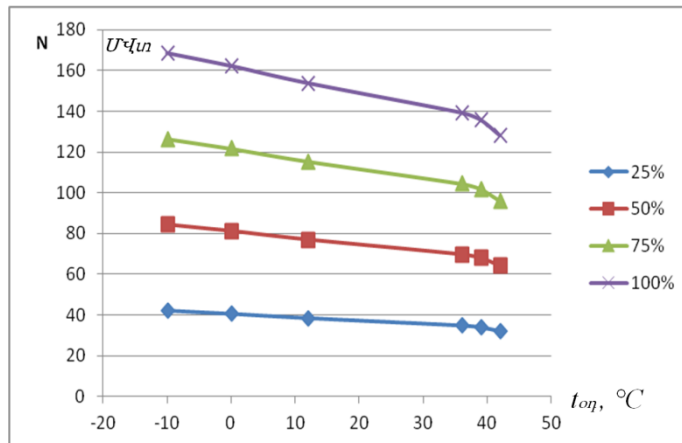
Անալիտիկ կախվածությունները ճշգրիտ չեն վրդովոզ գործունեության գալի ազդեցության հետևանքով [99]: Առավել ճիշտ են համարվում այնպիսի կախվածությունները, որոնք ստացվել են ուսումնասիրվող օբյեկտի մաթեմատիկական մոդելների շերմային հաշվարկների արդյունքների մշակման իջոցով [100-104]: Երկու գործունեության կախվածությունները թույլ են տալիս.

- որոշել շահագործման օպտիմալ հնարավորությունները ըստ ազդեցատների աշխատանքի հոլսալիության և արդյունավետության պայմանների,
- կանխատեսել էներգաբլոկի էլքային պարամետրերի փոփոխությունը՝ սկզբնական գործունեության կախված,
- գնահատել բեռնվածքների աշխատանքային միջակայքի սահմանային պայմանները:

Որոշիչ գործունեության տեխնիկական բնութագրերի մաթեմատիկական կախվածությունները և հաշվարկային վերլուծությունը իրականացվել են GT13E2 MXL գազային տուրբինի շերմային հաշվարկների կիրառմամբ դրա աշխատանքի հնարավոր փոփոխական ռեժիմներում: Յաշվարկային վերլուծությունը կատարվել է ԳՏՏ-ի հարաբերական բեռնվածքների $(0,25 \dots 1,0) \cdot N_{\text{ուղ}}$ տիրույթի համար, արտաքին օդի $t_{\text{օղ}} = -10 \dots 40^\circ\text{C}$ շերմաստիճանների միջակայքում: ԳՏՏ-ի ցիկլի օ.գ.գ.-ն աճում է արտաքին օդի շերմաստիճանի նվազման դեպքում, քանի որ օդի տեսակարար ծավալի փոքրացման դեպքում կոմպրեսորում դրա զանգվածային ծախսը և, որպես հետևանք, ԳՏՏ-ի հզորությունը $N_{\text{ԳՏՏ}}$ աճում են:

ԳՏՏ-ի էլեկտրական հզորության նվազումը 25...100% հարաբերական բեռնվածքի տիրույթում $t_{\text{ուղ}}$ -ի

հաշվարկային արժեքների դեպքում ներկայացված է նկ. 4.14-ում :



Նկ. 4.14. ԳՏՏ-ի էլեկտրական հզորությունը կախված ռեյնոլենսների արտաքին օդի ջերմաստիճանից և էներգատիկական տեղակայանքի հարաբերական բեռնվածքից $N/N_{տնի}$

Ընդ որում $t_{u.07}$ ջերմաստիճանի նվազեցումը 40-ից մինչև -10°C բարձրացնում է տեղակայանքի առավելագույն հզորությունը 30,3%-ով (մինչև $N_{\text{գՏՏ}}=168,6$ ՄՎտ): Բեռնվածքների աշխատանքային միջակայքի համար ԳՏՏ-ի էլեկտրական հզորությունը առավելագույն արժեքը կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով, ՄՎտ.

$$N_{\text{գՏՏ}} = 168,62 - 0,674 \cdot (10 + t)^{0,998} \quad (4.24)$$

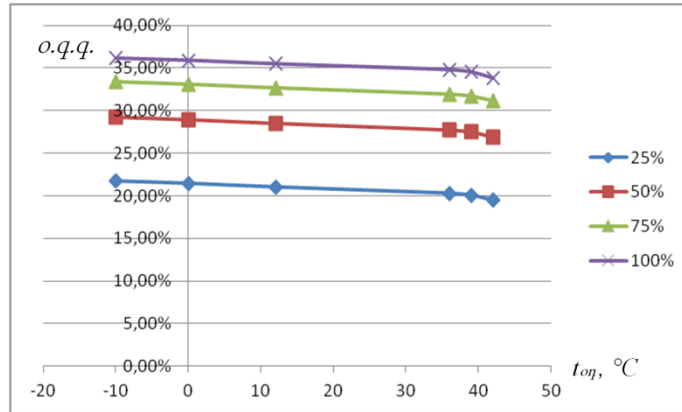
$t_{u.07}$ -ի արժեքների 40°C -ից մինչև -10°C նվազման դեպքում, կոմպրեսորի աշխատանքի վրա էներգաձախսերի կրճատմամբ պայմանավորված՝ ԳՏՏ-ի 100% բեռնվածքի պայմաններում օ.գ.գ.-ի արժեքն աճում է 34,6-ից հասնելով 36,55% (նկ. 4.15): Նկարից երևում է, որ ջերմաստիճանի նվազումը բերում է ԳՏՏ-ի օ.գ.գ.-ի 1,9...4%-ով աճի՝ հետևյալ կախված ռեյնոլենսի համաձայն.

$$\eta_{\text{գՏՏ}} = 36,55 - 0,0815 \cdot (10 + t)^{0,6564} \quad (4.25)$$

Այրման խոց տրվող բնական գազի ձախսը որոշվում է $N_{\text{գՏՏ}}$ և $\eta_{\text{գՏՏ}}$ պարամետրերի աճերի փոփոխությունից [99], կգ/վ.

$$B = \frac{N_{qSS}}{\eta_{qSS} Q_u^F}, \quad (4.26)$$

որտեղ Q_u^F -ը վառելիքի այրման ջերմունթյունն է, ՄՁ/կգ: Վառելիքի ֆիզիկական ջերմունթյունը, որպես կանոն, չի գերազանցում դրա այրման ջերմունթյան 1%-ը:

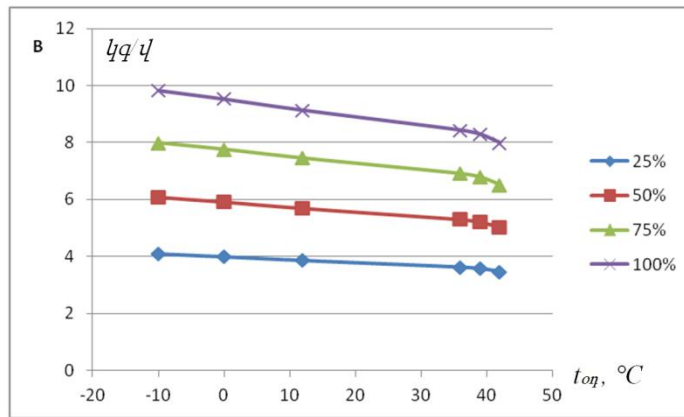


Նկ .4.15. ԳՏՏ-ի $o.q.q.$ -ի կախվածությունները արտաքին օդի ջերմաստիճանից և ԳՏՏ-ի էլեկտրական հզորությունից

Այսպիսով, բնական գազի ծախսը, որոշիչ գործոններին կախված, կարտահայտվի հետևյալ բանաձևով, կգ/վ.

$$B = 2,216 + 0,0454 \cdot N_{qSS} - 1,115 \cdot 10^{-6} \cdot (10 + t)^{2,8}; \quad (4.27)$$

$t_{w,0n}$ -ի արժեքներին 40°C -ից մինչև -10°C նվազման դեպքում N_{qSS} -ը աճում է 30%-ով, իսկ η_{qSS} -ն ընդամենը 5,6%-ով, այդ պատճառով ԳՏՏ-ում վառելիքի ծախսն ավելանում է: Վառելիքային բնութագրի (նկ .4.16) համաձայն՝ նվազագույն արժեքներին համեմատվառելիքի ծախսն աճում է 1,18...1,24 անգամ՝ $t_{w,0n} = -10^\circ\text{C}$ -ում 25...100% բեռնվածքներին դեպքում հասնելով համապատասխանաբար 4,09...9,83 կգ/վ արժեքներին:



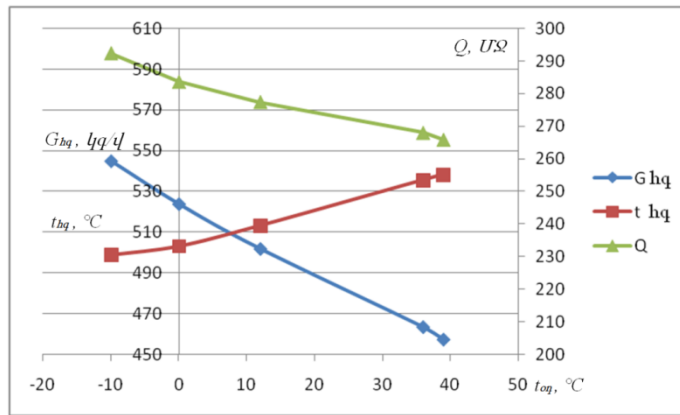
Նկ .4.16. ԳՏՏ-ի այրման խոլ ց տրվող բնական գազի ծախսի կախվածությունը t_{0q} և ներքին էլեկտրական հզորությունից և արտաքին օդի ջերմաստիճանից

ՇԳՏ-ի կազմում ԳՏՏ-ի ելքում գազերի ջերմաստիճանը կարևոր նշանակություն ունի օգտահանիչ կաթսայի աշխատանքի համար, ինչպես նաև մեծ ազդեցություն ունի, ընդհանուր առմամբ, էներգաբլոկի աշխատանքային ցուցանիշների վրա [89]: Արտաքին օդի $t_{u,0q} = -10 \dots 40^\circ\text{C}$ ջերմաստիճանների միջակայքում ԳՏՏ-ի ելքում գազերի ջերմաստիճանի արժեքներն աճում են, մինչդեռ ծխագազերի ծախսը նվազում է՝ ըստ որոշիչ գործոններից հետևյալ կախվածությունների.

$$t_{hq} = 535 + t - 27,9 \cdot (169 - N)^{0,07}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.28)$$

$$G_{hq} = 535 - t - 2,7629 \cdot (168,6 - N)^{0,7556}, \text{ կգ/վ:} \quad (4.29)$$

որտեղ $t = t_{0q}/1^\circ\text{C}$, իսկ $N = N_{\text{ԳՏՏ}}^{\text{է}}/1\text{ՄՎտ}$: Արդյունքում նվազում է օգտահանիչ կաթսա տրվող ջերմության քանակությունը $Q, \text{ՄՋ}$ (նկ .4.17): Ընդ որում, թեև գազերի ջերմաստիճանը տուրբինի ելքում գրեթե գծային կախում ունի $t_{u,0q}$ -ից, $N_{\text{ԳՏՏ}} = 168,8 \dots 129,8\text{ՄՎտ}$ հզորության փոփոխության դեպքում տուրբինի ելքում գազերի ջերմաստիճանի կախվածությունը $N_{\text{ԳՏՏ}}$ -ից աննշան է (համեմատական է 0,07 աստիճանին):



Նկ. 4.17. ԳՏՏ-ի ելքում մագաղաթի ջերմաստիճանի և ծախսի կախվածությունը և ՕԿ տրվող ջերմության քանակության կախվածությունը արտաքին օդի ջերմաստիճանից

Չաշվարկի արդյունքները համեմատվել են [100-102] աշխատության ներքին հետ, որտեղ առանձին կերպով ընդգծված է կախումը $t_{u,օդ}$ -ից և $N_{ԳՏՏ}$ -ից: Ստացված բանաձևերում ակնհայտ է ԳՏՏ-ի պարամետրերի կախվածությունը ինչպես կոմպրեսորի մուտքում օդի ջերմաստիճանից, այնպես էլ էներգաբերկի բեռնվածքից: Չաշվարկի մշակված մեթոդը ավելի ճշգրիտ է նկարագրում այդ գործոնների ազդեցությունը:

Ստացված բանաձևերն ու ելքային պարամետրերի (վառելիքի և հեռացող ծխազագերի ծախսերը, ԳՏՏ-ի օ.գ.գ.-ը և ԳՏՏ-ի ելքում մագաղաթի ջերմաստիճանը) մաթեմատիկական կախվածությունները էլեկտրական հզորությունից և արտաքին օդի ջերմաստիճանից թույլ են տալիս ոչ միայն օպերատիվ կերպով որոշել ռեժիմային բնութագրերը, այլև կանխատեսել դրանց փոփոխությունները՝ կախված էլման պայմաններից:

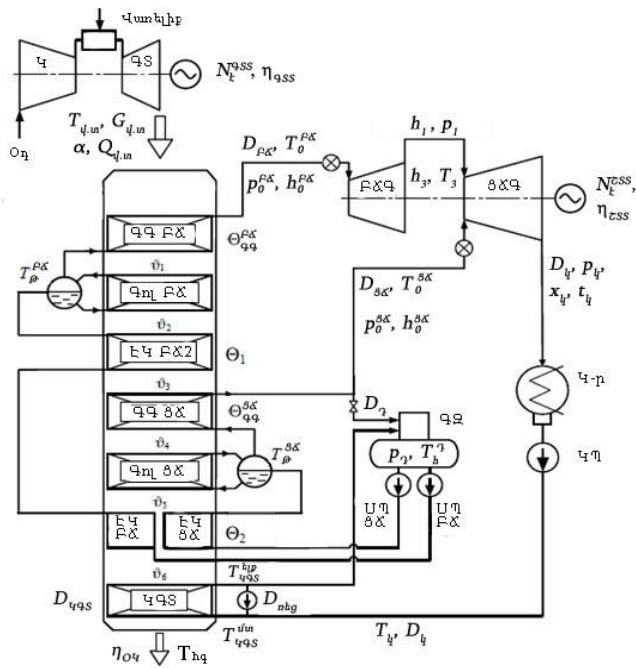
**4.6. Երևանի համակցված շոգեգազային ցիկլով
 էլեկտրակայանի էներգետիկական ցուցանիշների
 վրա արտաքին օդի պարամետրերի ազդեցության
 գնահատումը**

Կորեական արտադրողական օգտահանիչ կաթսան բաղկացած է երկու կոնտուրներից՝ բարձր և ցածր ճնշման: Ցածր ճնշման կոնտուրում ներառված է կոնդենսատի գազային տաքացուցիչը (ԿԳՏ), որտեղ տրվում է շոգետուրբիկ կոնդենսատը տաքացման համար:

ԿԳՏ-ից հետո տուրբիկ կոնդենսատն ուղղվում է գազազրկիչ, որը սնվում է կաթսայի ցածր ճնշման կոնտուրից տաքացնող գոլորշով: Գազազրկիչից շուրջ տրվում է կաթսա ցածր և բարձր ճնշման սնող պոմպերի միջոցով:

Այրման արգասիքները գազային տուրբիկից անցնում են օգտահանիչ կաթսա (ՕԿ), որտեղ իրենց ջերմությունը հաղորդում են տաքացվող ջերմակիրների կաթսայի առանձին տաքացման մակերևույթներին միջով (նկ.4.18): Առաջին տաքացման մակերևույթը՝ ըստ ՕԿ-ում գազերի հոսքի ուղղության, բարձր ճնշման երկաստիճան գոլորշու գերտաքացուցիչն (ԲՃԳԳ) է՝ աստիճանների միջև սնող ջրի ցայտեցմամբ: Դրանից հետո գազերի շարժման ուղղությամբ դասավորված են բարձր ճնշման գոլորշացուցիչը (ԲՃԳՈԼ) և էկոնոմայ գերի (ԲՃԷԿ) երկու աստիճանը, ցածր ճնշման գոլորշու գերտաքացուցիչի (ՑՃԳԳ), գոլորշացուցիչի (ՑՃԳՈԼ) և էկոնոմայ գերի (ՑՃԷԿ) տաքացման մակերևույթները և ԿԳՏ-ը:

Հիմնական կոնդենսատի պահանջվող ջերմաստիճանի պահպանման համար ԿԳՏ-ից առաջ կատարված է վերաշրջանառության գիծ՝ պոմպերով և կարգավորող փականով, 40...50°C ջերմաստիճանով հիմնական կոնդենսատին տաք կոնդենսատ (ԿԳՏ-ից հետո, մոտ 140°C) խառնելու համար, ինչը թույլ է տալիս նվազեցնել հեռացող գազերի ջերմաստիճանը [105]:



Նկ.4.18. Կոնդենսացիոն երկկոնտուր ծԳՏ-ի հաշվարկային սխեման

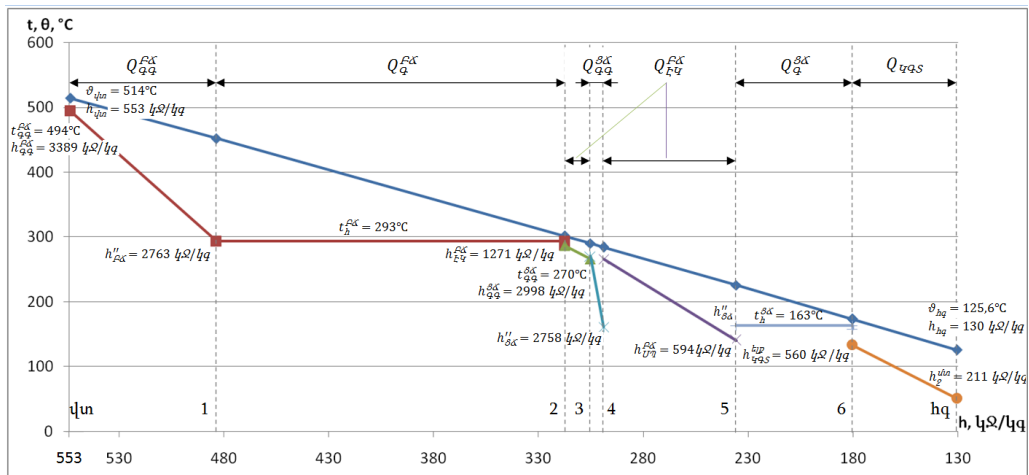
Յեռացող ծխագազերի ջերմաստիճանը կախված է ԿԳՏ-ից առաջ կոնդենսատի ջերմաստիճանից, որի թույլատրելի մակարդակը ՕԿ-ի մոտ տքում հիմնականում որոշվում է ԳՏՏ-ում օգտագործվող վառելիքի տեսակով: Օրինակ, եթե այրվում է հեղուկ գազատուրբիսային վառելիք, կոնդենսատի նվազագույն թույլատրելի ջերմաստիճանը կազմում է մոտ 110°C , մինչդեռ բնական գազի այրման դեպքում այդ ջերմաստիճանը զգալիորեն ավելի ցածր է: Արտադրող ձեռնարկությունները օգտահանիչ կաթսաների իրենց հաշվարկներում, որպես կանոն, օգտագործում են վերջինիս ուղղորդիչ արժեքներ՝ կաթսայի աշխատանքի պայմանների աշխատանքային տիրույթում այն ընդունելով հավասար $52...65^{\circ}\text{C}$ -ի: Ընդ որում, դրանվազագույն արժեքը որոշվում է կաթսայի տաքացման մակերևույթների կորոգիչայի բացակայության պայմաններից ելնելով, իսկ առավելագույնը՝ ըստ շոգետուրբիսի ենթադրվող աշխատանքի ռեժիմների:

ԲՃ գերտաք գոլորշու ջերմաստիճանի կարգավորումը կատարվում է սնող ջրի ցայտեցման միջոցով ԲՃ գոլորշու գերտաքացուցիչի առաջին աստիճանից հետո: ՑՃ կոնտուրի գերտաք գոլորշու ջերմաստիճանը չի կարգավորվում:

ՕԿ-ի ջերմային բնութագրերի որոշման համար կատարվել է ՕԿ-ի հաշվարկ [106-108]: Ըստ գոլորշու պարամետրերի և գազերի ծախսերի հայտնի արժեքների՝ ՕԿ-ի տաքացման մակերևույթների համար ջերմային հաշվեկշիռների մեթոդով որոշվել են բարձր ու ցածր ճնշման կոնտուրների շոգու ծախսերի արժեքները, բանող մարմնի ու գազային միջավայրի ջերմաստիճանները և ջերմային բեռնվածքները (Յավելված 6):

Ջերմաստիճանային էջքը ՕԿ գազերի մուտքում ընդունվել է $\theta = 20^{\circ}\text{C}$, գազերի ջերմաստիճանն այդ կետում հավասար է 514°C : Յաշվի են առնվել սնող ջրի վերաշրջանառության առկայությունը, շոգեջրային տրակտի հիդրավլիկական դիմադրությունը և ջերմություն կորուստները դեպի շրջակամիջավայր:

ՕԿ-ի հաշվարկի ստացված արդյունքների հիման վրա կառուցվել է Th դիագրամը (նկ. 4.19), որի արսցիսների առանցքի վրա նշված են գազերի էնթալպիայի արժեքները h , կՋ/կգ: $\Delta t_{էլ}$ -ը մինչև թմբուկում հագեցման ջերմաստիճանը էկոնոմայզերում ջրի թերտաքացման չափն է, որպեսզի տեղի չունենա տաքացվող միջավայրի եռում:



Նկ. 4.19. ՇՊՏ-ի երկկոնտուր օգտահանիչ կաթսայի տաքացման մակերևույթներում մթանող միջավայրերի ջերմաստիճաններին փոփոխման T-ի հագրամբ

Որոշվել են. ՕԿ-ի ջերմային բեռնվածքը, որը հավասար է 213,3 ՄՎտ (աղ. 4.3), ՕԿ-ի ելքում հեռացող ծխազագերի ջերմաստիճանը՝ 125,7°C, ՕԿ-ի օ.գ.գ.-ն՝ 76,1%: Գազերի հետ ՕԿ տրվող ջերմուժյան քանակությունը հավասար է 280,2 ՄՎտ:

Աղյուսակ 4.3

Բարձր և ցածր ճնշման կոնտուրների տաքացման մակերևույթների ջերմային բեռնվածքները

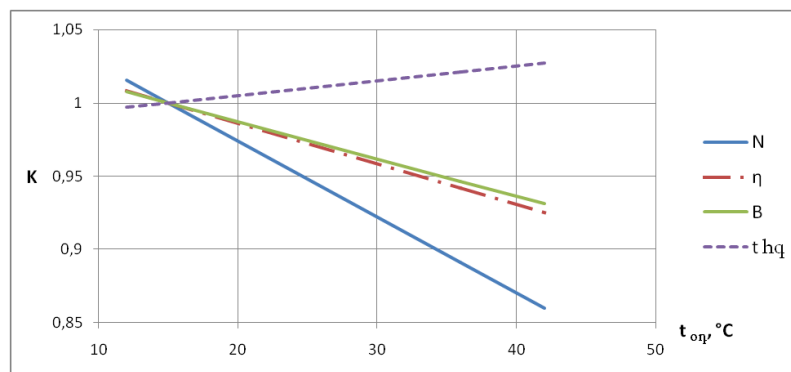
Ջերմային բեռնվածքը	$Q_{qf}^{P\delta}$	$Q_q^{P\delta}$	$Q_{Lq}^{P\delta}$	$Q_{qf}^{S\delta}$	$Q_q^{S\delta}$	Q_{qqs}	Գումարային
Արժեքը, կՎտ	35132	83806	38000	3125	28005	25232	213 300

ՇՊՏ-ի հաշվարկային ցուցանիշները կազմել են. էլեկտրական հզորությունը՝ 221,17 ՄՎտ, բացարձակ էլեկտրական օ.գ.գ.-ն՝ 51,4%, պայմանական վառելիքի տեսակարար ծախսը բրոտտո՝ 239 գ պ.վ./կՎտ.ժ): Առաջարկվող հաշվարկի մեթոդով որոշված $N_{L}^{\delta QS}, N_{L}^{qSS}, N_{L}^{\delta SS}$ արժեքները բավականին մեծ ճշտությամբ համադրելի են արխիվային տվյալների մշակման հիման վրա ստացված համապատասխան ցուցանիշներին (Քաղվելված 3), հետևաբար՝ առաջարկվող հաշվարկի մեթոդը կարելի է կիրառել ՇՊՏ-ի աշխատանքային ցուցանիշների

կախված ճ ու թ յ ու ն ը արտաքին օդի պարամետրերից ու ս ու մ ն ս ս ի թ ե լ ու հ ամ ար :

Յ ա շ վ ար կ ը կ ատար վ ե լ է արտաքին օդի $t_{օդ} = 12...42^{\circ}\text{C}$ ջ երմաստիճանների տիրույթում: $t_{օդ}$ -ից ՇԳՏ-ի հզորության N , օ.գ.գ.-ի η , վառելիքի ծախսի B հարաբերական արժեքների կախված ճ ու թ յ ու ն ը ներկայացված է նկ.4.20-ում: Նկարում K գործակիցը յ ու ը ր ա ք ա ն չ յ ու ը ր պարամետրի համար հավասար է տվյալ $t_{օդ}$ ջ երմաստիճանում դրա արժեքի հարաբերությանը 15°C -ում համապատասխան արժեքին, օրինակ, հզորության համար՝ $K = \bar{N} = N_{t_{օդ}} / N_{15^{\circ}\text{C}}$:

Ի ն չ պ ե ս երևում է նկարից, էներգաբերական զարգացրած հզորությանը խիստ կախման մեջ է գտնվում արտաքին օդի ջ երմաստիճանից: Դիտարկվող ջ երմաստիճանային միջակայքում այն նվազում է 15,3%-ով: Ն ու յ ն տիրույթում օ.գ.գ.-ն նվազում է 8,2%-ով (հարաբերական՝ 12°C -ում դիտարկվող պարամետրերի համեմատ): Դրա հետևանքով աճում է վառելիքի տեսակարար ծախսը, թեև ԳՏՏ-ի այրման խոց տրվող բնական գազի ծախսը կրճատվում է 7,6%-ով [108]:



Ն կ .4.20. Շ Գ Տ -ի հ ի մ ն ա կ ա ն պ ար ամ ե տր եր ի հ ար աբ եր ա կ ա ն ար ժ ե ք ն եր ի կ ա խ վ ա ճ ու թ յ ու ն ը ար տա ք ի ն օ դ ի ջ եր մ ս ս տ ի ճ ա ն ի ց

15°C -ից բարձր ջ երմաստիճանային տիրույթում ՇԳՏ-ի հզորության նվազումը պայմանավորված է ոչ միայն մթնոլորտային օդի ջ երմաստիճանից ԳՏՏ-ի

հ գ ո թ ու թ յ ա ն կ ախված ու թ յ ա մ բ , ա յ լ և Շ Տ Տ -ի հ գ ո թ ու թ յ ա ն ն վ ազ մ ա մ բ : Վ եր ջ ի ն ս տեղ ի է ու ն ե ն ու մ կ ո ն դ ե ն ս ա տ ո թ տր վ ող հ ո վ ա գ ն ող ջ թ ի ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ի և կ ո ն դ ե ն ս ա գ մ ա ն ճ ն շ մ ա ն բ ար ձ ր ա գ մ ա մ բ պ ա յ մ ա ն ա վ ո թ վ ա ծ (աղ . 5), ի ն չ ի հ ե տ ն ա ն ք ո վ ն վ ազ ու մ է Շ Տ Տ - ու մ ջ եր մ ա ն կ ու մ ը , մ ի ա ժ ա մ ա ն ա կ ն վ ազ ու մ է գ ազ եր ի հ ե տ Օ Կ տր վ ող ջ եր մ ու թ յ ա ն ք ա ն ա կ ու թ յ ու ն ը , թ ե ն ա ճ ու մ է դ ր ա ն ց ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ը (աղ . 3): Ք ա ն ի ո թ Կ Գ Տ -ի ց հ ե տ ո , ո թ ն Օ Կ -ի վ եր ջ ի ն տ ա ք ա գ մ ա ն մ ա կ եր ն ու յ թ ն է ը ս տ գ ազ եր ի հ ո ս ք ի , գ ազ եր ի ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ը կ ախված է Օ Կ մ ու տ ք ու մ կ ո ն դ ե ն ս ա տի ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ի ց , ու ս տի 3,8°C- ո վ ա ճ ու մ է ար տ ա ն ե տ վ ող ծ խ ա գ ազ եր ի ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ը t_{hg} :

Ար տ ա ք ի ն օ դ ի 12...42°C ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ա յ ի ն տի թ ու յ թ ու մ ո թ ո շ վ ե լ ե ն եր կ կ ո ն տ ու թ օ գ տ ա հ ա ն ի չ կ ա թ ս ա յ ո վ հ ա մ ա կ ց վ ա ծ ց ի կ լ ո վ է ն եր գ ա բ լ ո կ ի հ ի մ ն ա կ ա ն ց ու ց ա ն ի շ ն եր ը : Յ ե տ ա գ ո տ վ ե լ ե ն ն ր ա ն ց փ ո փ ո խ մ ա ն մ ի ջ ա կ ա յ ք ը և բ ն ու յ թ ը :

Եր բ ար տ ա ք ի ն օ դ ի ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ն ա ճ ու մ է 12-ի ց մ ի ն չ և 36°C, Գ Տ Տ -ի հ գ ո թ ու թ յ ու ն ը ն վ ազ ու մ է 25,3 Մ Վ տ- ո վ , ի ս կ Շ Գ Տ -ի ն ը ` 27,1 Մ Վ տ- ո վ : Ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ի ա ճ ի ն գ ու գ ա հ ե ո ա վ ե լ ա ն ու մ է 1 կ Վ տ ժ է լ ե կ տր ա է ն եր գ ի ա յ ի ար տ ա դ թ ու թ յ ա ն հ ա մ ար պ ա յ մ ա ն ա կ ա ն վ առ ե լ ի ք ի տ ե ս ա կ ար ար ծ ախ ս ը ` 239 գ պ .վ ./(կ Վ տ .ժ)ի ց հ ա ս ն ե լ ո վ 36°C- ու մ մ ի ն չ և 255,7 գ պ .վ ./(կ Վ տ .ժ): Ա յ ս հ ա ն գ ա մ ա ն ք ն եր ո վ պ ա յ մ ա ն ա վ ո թ վ ա ծ ` առ ա ջ է գ ա լ ի ս Գ Տ Տ -ի ց առ ա ջ օ դ ի ջ եր մ ա ս տի ճ ա ն ի կ ար գ ա վ ո թ մ ա ն խ ն դ ի թ ը :

**4.7. Օ դ ա յ ի ն հ ո վ ա գ մ ա ն ա պ ար ա տ ն եր ի
մ ա կ եր ն ու յ թ ն եր ի հ ա մ ե մ ա տ ու թ յ ու ն ը
է ն եր գ ե տ ի կ ա կ ա ն ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ա ն գ ո թ ա կ ց ի
մ ի ջ ո ց ո վ**

Ձեռմափոխանակիչի կատարելության կարևորագույն ցուցանիշներից է աշխատանքային մակերևույթի և այն կանալների էներգետիկական կամ ջերմահիդրոդինամիկական արդյունավետությունը, որոնցով անցնում է աշխատող միջավայրը:

Հաստատուն հիդրավլիկական դիմադրության պայմաններում որքան ավելի արդյունավետ է օգտագործվում հոսքերի էներգիան ջերմատվության ինտենսիվացման նպատակով, այդքան ավելի բարձր է ջերմափոխանցման գործակիցը տվյալ կառուցվածքի ապարատի դեպքում և այդքան ավելի ռացիոնալ է աշխատանքային մակերևույթի ձևը: Մակերևույթի ձևի և կանալների տեսքի էներգետիկական արդյունավետությունը վերջին հաշվով որոշում է ջերմափոխանցման մակերևույթի ընդհանուր չափերը տրված ջերմային բեռնվածքի, աշխատանքի ջերմաստիճանային և հիդրոմեխանիկական պայմանների դեպքում:

Մասնավորապես, դրված խնդրի լուծման դեպքում՝ ԳՏՏ կոմպրեսոր տրվող մթնոլորտային օդի հովացման համակարգում, այդ պարամետրն է որոշում, օդի հովացման և ծխագազերի ջերմությունն օգտահանող ջերմափոխանակիչների միևնույն ջերմային բեռնվածքների դեպքում նվազագույն հիդրավլիկական դիմադրությամբ մակերևույթը: Դա կարևոր է, քանի որ ԳՏՏ-ի հզորությունը նվազում է տեղադրվող ջերմափոխանակիչների հիդրավլիկական դիմադրության աճին զուգընթաց: Ուստի անհրաժեշտ է, որ հիդրավլիկ դիմադրությամբ պայմանավորված ճնշման անկումը, համապատասխանաբար, կոմպրեսորի մոլտքում և ՕԿ-ում լինի նվազագույնը:

Ձեռմահիդրոդինամիկական տեսանկյունից ավելի կատարյալ ջերմափոխանակիչ

սարքավորումները (ՋՍ) թույլ են տալիս քարձրացնել տաքացվող ջերմակրի ջերմաստիճանը և տեղակայանքի նույն չափերի դեպքում տեսնել ոգիական պրոցեսում ստանալ ավելի քարձր էներգախնայողական արդյունք: Տարբեր տեսակի ՋՍ կոնստրուկտիվ համեմատումը և գնահատումը բարդ խնդիր է նախ և առաջ այն տեսանկյունից, որ անհրաժեշտ է հաշվի առնել այն բնութագրող միջարքցուցանիչներ:

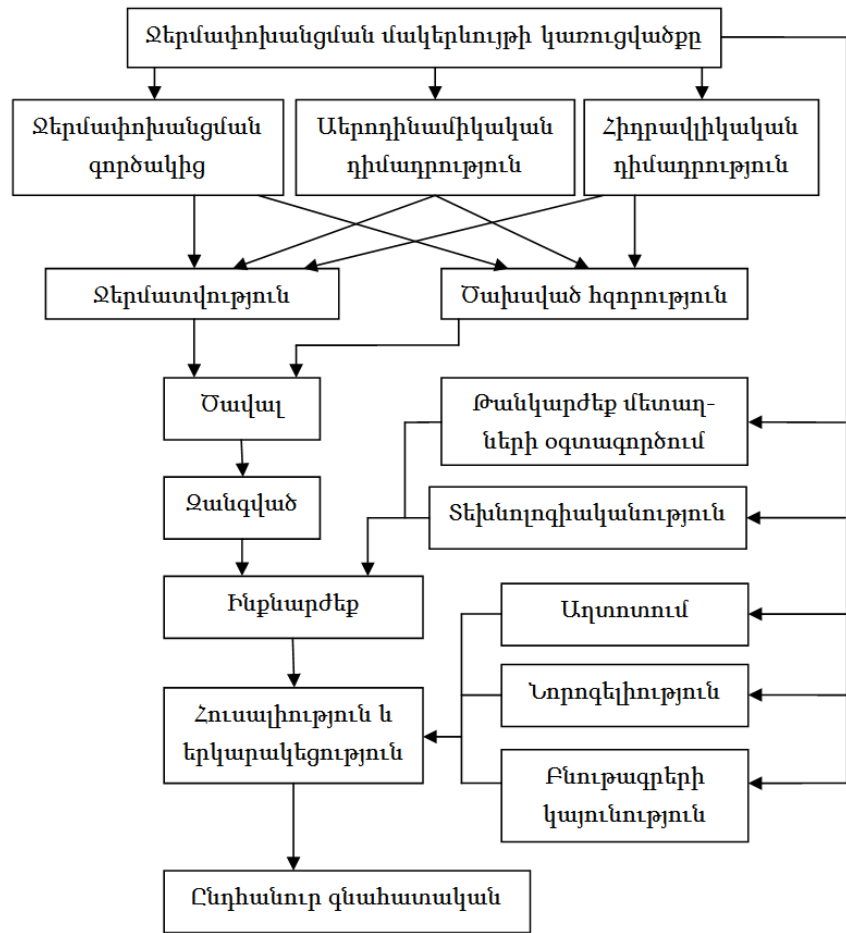
Յուրաքանչյուր ջերմափոխանակիչ մակերևույթ ջերմատեխնիկական տեսանկյունից բնութագրվում է երկու կրիտերիալ հավասարումներով, որոնք որոշում են դրա ջերմատվող թյունը և հիդրավլիկական դիմադրությունը, օրինակ՝ $Nu = f(Re, Pr)$ և $\xi = f(Re)$ [109]: Սակայն տարբեր մակերևույթների պարզ և կներև համեմատումը այս երկու կրիտերիալ հավասարումներով հնարավոր չէ իրականացնել, քանի որ չկա հստակ պատկերացում ջերմատվող թյան և հիդրավլիկական դիմադրության առավել շահավետ հարաբերակցության վերաբերյալ:

Ջերմափոխանակիչների հատկությունների մոտավոր փոխկապվածությունը ներկայացված է նկ.4.21-ում: Քանի որ ջերմափոխանակիչում ամենից կարևոր տարրը ջերմափոխանակման մակերևույթն է, ուստի առաջին հերթին անհրաժեշտ է գնահատել վերջինիս հիմնական հատկությունները:

ՋՍ արդյունավետության քանակական գնահատման բարդության պատճառն արդյունավետության վրա ազդող փոփոխական մեծություններն է:

«ՋՍ արդյունավետություն» ասելով հասկանում ենք ջերմափոխանցման գործակցի մեծությունը և ճնշման կորուստները՝ \$իքսված (էտալոնային) համեմատման պայմաններում: Ջերմափոխանցման գործակիցը բարդ մեծություն է՝ կախված ինչպես

ջ եր մ ա յ ի ն պր ո գ ե ս ի ե լ ա կ ե տ ա յ ի ն տ վ յ ա լ ն եր ի գ ,
 ա յ ն պ ե ս ե լ Ջ Ս կ առ ու ց վ ա ծ ք ա յ ի ն առ ա ն ձ ն ա հ ա տ կ ու թ -
 յ ու ն ն եր ի գ : Ար տա ք ի ն պար ամ ե տր եր ը
 ջ եր մ ա փ ո խ ա ն ց մ ա ն պր ո գ ե ս ի իր ակ ա ն ա ց մ ա ն ե լ ա -
 կ ե տ ա յ ի ն պ ա յ մ ա ն ն եր ն ե ն : Յ ամ ե մ ա տ վ ո ղ Ջ Ս ար տա ք ի ն
 պար ամ ե տր եր ը պ ե տ ք է ը ն տր վ ե ն ն ու յ ն ա կ ա ն ո թ ե ն `
 հ ա վ ա ս ար պ ա յ մ ա ն ն եր ու մ ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ա ն
 մ ի ա վ ո թ մ ե ծ ու թ յ ա ն վր ա չ ա գ դ ե լ ո վ :



Ն կ .4.21. Ջ եր մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի չ ն եր ի հ ա տ կ ու թ յ ու ն ն եր ի
 մ ո տ ա վ ո թ փ ո խ ա կ ա պ վ ա ծ ու թ յ ու ն ը ն ր ա ն ց գ ն ա հ ա տ մ ա ն և
 հ ամ ե մ ա տ ու թ յ ա ն դ ե պ ք ու մ

Է ն եր գ ա խ ն ա յ ո ղ ու թ յ ա ն տե ս ա ն կ յ ու ն ի ց առ ա վ ե լ
 կ ա տ ար յ ա լ տա ք ա ց մ ա ն մ ա կ եր ն ու յ թ ն եր ը թ ու յ լ ե ն
 տ ա լ ի ս առ ա վ ե լ ո ա ց ի ո ն ա լ տ ն օ թ ի ն ե լ ջ եր մ ա կ թ ի
 տե դ ա փ ո խ մ ա ն վր ա Է ն եր գ ի ա յ ի ը ն թ ա ց ի կ ծ ա խ ս եր ը

տրված Q (Վտ) ջերմային հզորության ստացման
 ուղղությամբ:

Տարբեր հեղիսակների կողմից կիրառվող
 մակերևույթների արդյունավետության
 գնահատման եղանակների ճնշող
 մեծամասնությամբ կարող է ստացվել Մ.Վ. Կիր-
 պիչովի մեթոդիկայից [110] այս կամ այն
 լրացումներով: Մ.Վ. Կիրպիչովի մեթոդիկան
 կայանում է մակերևույթների ջերմային արդյունա-
 վետության գնահատման մեջ E էներգետիկական
 գործակցի միջոցով, որը իրենից ներկայացնում է
 փոխանցված Q ջերմային էներգիայի
 հարաբերությունը ջերմակրի մղման վրածախսված N
 մեխանիկական էներգիային, այսինքն՝

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F \Delta t}{V \Delta P}, \quad (4.30)$$

որտեղ V ՝ ջերմակրի ծավալային ծախսն է, մ³/վ, F ՝
 ջերմափոխանակիչ մակերևույթի մակերեսն է, մ², α ՝
 ջերմատվողական գործակցն է, Վտ/(մ²Կ), ΔP ՝
 ջերմափոխանցման մակերևույթի նկատմամբ
 ջերմակրի տեղափոխման դեպքում
 հիդրոդինամիկական դիմադրությունն է, Պա:

Էներգետիկական գործակցը որոշվում է ջերմա-
 փոխանակիչ տրվող Q ջերմաքանակով, որը ներառում է
 $\Delta t_{2\sigma}$ ջերմաստիճանային տարբերությունը, որը
 կախված է ջերմափոխանակվող միջավայրերի
 շարժման սխեմայից: Սակայն մակերևույթների
 ջերմային արդյունավետության գնահատման
 դեպքում ջերմաստիճանային տարբերության
 մեծությունը չպետք է ունենա որևէ էական
 նշանակություն, քանի որ ինչպես հայտնի է
 փոխանցվող Q ջերմաքանակը համեմատական է
 ջերմակրի և ջերմատու մակերևույթի միջև $\Delta t_{2\sigma}$
 ջերմաստիճանային տարբերությանը, իսկ ջերմակրի
 մղման վրածախսվող N էներգիան գործնականորեն

կախված չէ այդ տարբերություններից: Դրա հետևանքով մակերևույթների շերտային արդյունավետության գնահատումը պետք է իրականացվի դրանց՝ նույն շերտաստիճանային տարբերություններով աշխատանքի դեպքում: Բացի այդ փոխանցվող շերտային էներգիայի հարաբերությունը շերտակրի մղման համար անհրաժեշտ էներգիային հանդիսանում է հարաբերական մեծություն: Այլ հավասար պայմանների դեպքում այդ հարաբերությունն ունի առավելագույն արժեք կողավորված մակերևույթով շերտափոխանակիչների մոտ, որոնք աշխատում են շերտակիրների ցածր արագության դեպքում, քանի որ վերլուծությունը ցույց է տալիս որ այլ հավասար պայմաններում շերտակրի արագության փոփոխությունը տարբեր կերպով է ազդում տարբեր մեծությունների վրա, որոնք բնութագրում են շերտափոխանակիչ ապարատի աշխատանքը՝ շերտափոխանցման գործակիցը համեմատական է արագության (կամ ծախսի) $0,6...0,8$ աստիճանին, հիդրոդինամիկական դիմադրությունը համեմատական է արագության $1,7...1,8$ աստիճանին, շերտակրի մղման համար հզորությունը՝ $2,75$ աստիճանին:

Անհրաժեշտ է նաև նշել, որ վերը ներկայացված մեթոդիկայում շերտափոխանակիչ տարբեր մակերևույթների համեմատումը միևնույն շերտության քանակի ($Q=idem$) անջատման համար իրականացվում է շերտակրի մղման տարբեր հզորությունների դեպքում ($N_0=var$), մինչդեռ պետք է իրականացվեր միևնույն հզորության ($N_0=idem$) դեպքում, ինչը հանդիսանում է այդ մեթոդիկայի զգալի թերությունը: Տարբեր մակերևույթների համեմատական գնահատման ճիշտ մոտեցումը, մեր կարծիքով, առկա է Ա.Ա.Գոլիսմանի աշխատանքում [111]:

Արժանի ն մատուցելով այդ մեթոդների հիմնարար դրույթներին՝ ներկայիս պայմաններում մենք չենք կարող բավարարվել դրանց արդյունքներով: Տալով ՁՍ կառուցվածքի առանձին պարամետրերի որակական գնահատական՝ այդ մեթոդիկաները թույլ չեն տալիս ՁՍ տվյալ կառուցվածքի համար անփոփոխ մեկ քանակական չափորոշիչի միջոցով գնահատել համեմատվող սարքավորումները միևնույն կիրառման պայմաններում:

Ձերմափոխանակիչում ջերմակիրների տեղափոխման վրա ծախսվող հզորությունը գգալիորեն որոշում է ջերմատվողյան գործակցի մեծությունը կամ սարքավորման ընդհանուր ջերմարտադրողականությունը: E գործակցի բացարձակ արժեքը չի կարող ծառայել որպես ՁՍ ջերմահիդրոդինամիկական կատարելություն չափ և կիրառելի է միայն երկու և ավելի սարքավորումների համեմատման դեպքում:

Որքան մեծ է գործակցի քանակական միավորը, այդքան ավելի լավն է ՁՍ-ի կառուցվածքը և նրանում ջերմափոխանակության ինտենսիվացման եղանակը: Սակայն համեմատաբար պարզ կախվածությունը (4.30) լայն տարածում չի գտել: Վերջինիս գլխավոր թերությունը հանդիսանում է E գործակցի ոչ միանշանակ փոփոխությունը կախված աշխատող միջավայրերի ընդունված արագություններից և ջերմափոխանցման գործակիցների հարաբերություններից, ջերմաստիճանային միջակայքից և այլն: Նույնիսկ համեմատման այլ հավասար պայմանների դեպքում աշխատող միջավայրերի արագությունների մեծացմանը գուցե թագ E -ի արժեքը նվազում է, քանի որ էներգիայի ծախսը աճում է արագության խորանարդին համեմատական:

ՁՍ Ժամանակակից կառուցվածքներում ամենամեծ շերմափոխանցման շերմային դիմադրու թյունը ի հայտ է գալիս պատիկ մոտ սահմանային շերտում: Չերմափոխանցման ինտենսիվացում դիտվում է սահմանային շերտի հաստության նվազման կամ քայքայման դեպքում, սակայն դակապված է հիդրավլիկական դիմադրության աճի և վերջինիս հաղթահարման համար անհրաժեշտ է ներգիայի ծախսերի մեծացման հետ: Յարթ շերմափոխանակության մակերևույթների վրա, կանալում հեղուկի շարժման արագության մեծացմանը զուգընթաց շերմափոխանցման պրոցեսը ուժեղանում է, սակայն միաժամանակ ավելի արագ տեմպով աճում է հիդրավլիկական դիմադրությանը (Ռեյնոլդսի անալոգիա):

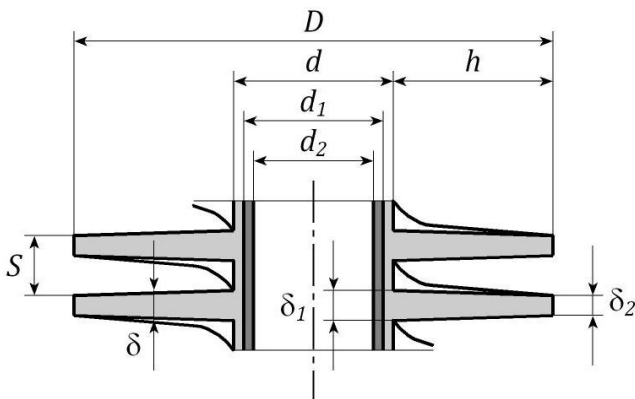
Բարդ (կորագիծ) ձևի շերմափոխանակման մակերևույթներում Ռեյնոլդսի անալոգիան կորցնում է իր դերը: Օրինակ՝ ալիքաձև մակերևույթներով կանալների հեղուկով ողողման դեպքում շերմափոխանցման ինտենսիվության և հիդրավլիկական դիմադրության (ծախսված հզորության) հարաբերությունն արագության մեծացման դեպքում ստանում է այլ կախվածություն:

Յանդիպում են իրավիճակներ, որոնք հանգեցնում են շերմատվության էական մեծացմանը էներգիայի զգալիորեն ավելի ցածր ծախսերի դեպքում, քան հարթ մակերևույթների վրա:

Կանալներում շերմափոխանակության մակերևույթների ձևի ինտենսիվացնող ազդեցությունը կլինի բարենպաստ, երբ այդ ձևը առաջ է բերում սահմանային շերտում հեղուկի մասնիկների արագացված նորացում: Այդպիսի բարդ ձևի շերմափոխանակության մակերևույթի շերմաէներգետիկական որակը բարձրանում է:

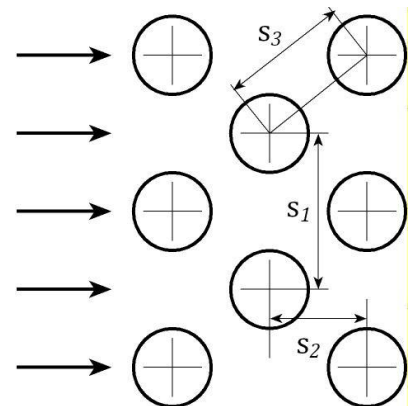
Ինչպես երևում է վերը բերված հավասարումից ՋՍ կոնստրուկտիվ հաշվարկում առկա են բավականին շատ անհայտ պարամետրեր, որոնք անհրաժեշտ են հենց աշխատանքի սկզբում:

Դիտարկենք մի կողմից կողավորված և մի ջխողովակային տարածքում գազային ջերմակրող ողողվող խողովակային մակերևույթի դեպքը: Խողովակային ջերմափոխանցող մակերևույթների կողավորումը ապահովում է ջերմափոխանցման ինտենսիվացումը և նպաստում է ջերմափոխանակիչ ապարատի կոմպակտությանը: Նկ.4.22 և Նկ.4.23-ում բերված են կողավորման կարևորագույն երկրաչափական պարամետրերը:



Նկ.4.22. Երկմետաղ կողավորված խողովակի երկրաչափական բնութագրերը.

d, d_1 - խողովակի արտաքին և ներքին տրամագծեր, d_2 - կրող կոնստրուկցիայի (պողպատ) ներքին տրամագիծ, D - կողի արտաքին տրամագիծ, S - կողավորման քայլ, $h_y = (D-d)/2$ - կողի բարձրություն, δ_1 և δ_2 - կողի հաստությունը



Նկ.4.23. Ծախմատած և դասավորությունից խողովակափնջի տեսքը.

S_1, S_2, S_3 խողովակների լայնական, երկայնական և անկյուն ազդային քայլերը փնջում, $\sigma_1 = S_1/d, \sigma_2 = S_2/d, \sigma_3 = S_3/d$ - խողովակների լայնական, երկայնական և անկյուն ազդային հարաբերական քայլերը փնջում, n_1 - շարքում

հիմքում և ճակատում, $\delta = (\delta_1 + \text{խողովակների քանակը}, \delta_2)/2$ -կողմից հաստությունը: z -շարքերի քանակը:

Կողավորված մակերևույթներից անջատված ջերմային հոսքը որոշվում է հետևյալ արտահայտություններով [112].

$$Q = \alpha_p \Delta T F_{\delta}, \quad (4.31)$$

որտեղ $\Delta T = T_{\delta} - T_{\delta_2}$ - ողողման մակերևույթի վրա ջերմաստիճանային էջքն է, T_{δ} և T_{δ_2} - կրող մակերևույթի և արտաքին ջերմակրի միջինացված ջերմաստիճաններն են, F_{δ} - ողողվող մակերևույթի մակերեսն է, $\alpha_p = \alpha_{\delta} \left(\frac{F_{\delta_1, \delta}}{F_{\delta}} + \eta_{\delta} \frac{F_{\delta_2, \delta}}{F_{\delta}} \right)$ - ջերմատվող լայն բերված գործակիցն է, α_{δ} - ըստ մակերևույթի միջինացված ջերմատվող լայն կոնվեկտիվ գործակիցն է, $F_{\delta_1, \delta}$ և $F_{\delta_2, \delta}$ համապատասխանաբար չկողավորված և կողավորված մակերևույթների մակերեսներն են, η_{δ} - կողի ջերմային արդյունավետությունն է, որը հաշվի է առնում ջերմաստիճանի նվազումը խողովակի մակերևույթից հեռանալիս:

Կանալներում ջերմակրի մղման համար պահանջվող հզորությունը հավասար է

$$N = \frac{\Delta P \cdot G}{\rho}, \quad (4.32)$$

որտեղ ΔP - ճնշումների անկումն է կանալի մուտքում և ելքում, G, ρ - ջերմակրի ծախսը և խտությունը: Յաշվի առնելով՝

$$\Delta P = \zeta \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho V_h^2}{2} \text{ և } \frac{G}{\rho} = F_{\text{կտր}} \cdot V_h, \quad (4.33)$$

(4.32) արտահայտությունը ձևափոխվում է հետևյալ տեսքի

$$N = \zeta \frac{L F_{\text{կտր}} \cdot \rho V_h^3}{d_h}, \quad (4.34)$$

որտեղ ζ - կանալում հիդրավլիկ դիմադրությունը, L - կանալի երկարությունը, $d_h, F_{լոր}$ - կանալի համարժեք տրամագիծը և կենդանի կտրվածքի մակերեսը, V_h - հոսքի բնութագրիչ արագությունն է: $d_h, F_{լոր}, V_h$ սովորաբար որոշվում է կանալի նեղ կտրվածքի համար: Յաշվի առնելով (4.31) և (4.34) հավասարումները՝ (4.30) արտահայտությունը ստանում է հետևյալ տեսքը [113].

$$E = \frac{2\alpha_l \left(\frac{F_{z,l,d}}{F_d} + \eta_l \frac{F_{l,d}}{F_d} \right) \Delta T F_d d_h}{\zeta \rho V_h^3 F_{լոր} L} \quad (4.35)$$

Կողավորված մակերևույթների համադրումը ըստ ջերմահիդրավլիկական E արդյունավետության, անհրաժեշտ է իրականացնել դինամիկական, երկրաչափական և ջերմաֆիզիկական հետևյալ պարամետրերի հավասարության դեպքում. $\rho, Re, \Delta T, V_h, d_h, L, F_{լոր} = idem$: Որպեսզի համեմատվի կողավորված մակերևույթի արդյունավետությունը էտալոնի նկատմամբ, նպատակահարմար է E մեծության փոխարեն օգտագործել $\bar{E} = E/E_f$ հարաբերական պարամետրը, որի հաշվարկման համար անհրաժեշտ է իրականացնել նույն երկարության կողավորված մակերևույթների տեղամասերի համեմատություն, օրինակ կանալի տեղամասի 1 գծային մետրի համար: Յարաբերական \bar{E} պարամետրը թույլ է տալիս անմիջապես որոշել այս կամ այն կողավորված կոնստրուկցիայի ջերմահիդրավլիկական արդյունավետության բարելավման աստիճանը էտալոնի համեմատ:

Այնուհետև իրականացվել է ջերմափոխանցման ինտենսիվություն, հիդրավլիկական դիմադրություն և հարաբերական ջերմահիդրավլիկական արդյունավետության համեմատություն տարատեսակ կողավորված շախմատաձև խողովակափնջերի համար (աղ. 3.4) [114]:

Ջեռմափոխանակիչ ապարատների ջեռմային և հիդրավլիկական հաշվարկը (Յավելված 8) կատարվել է ըստ Սանկտ Պետերբուրգի պոլիտեխնիկական համալսարանի կողմից մշակված մեթոդիկայի [115]:

Որպես էտալոն ընտրված 5-րդ տարբերակի համար կատարված հաշվարկի արդյունքները բերված են աղ. 4.4-ում:

$\varphi = 10,2, h_{կ} = 8,95 \text{ մ/վ}, F_{միջ} = 49 \text{ մ}^2, F_h = 511 \text{ մ}^2, l_o = 27 \text{ մ}, T_{մ} = 20 \text{ }^\circ\text{C}, \sigma_1 = 2,58,$
 $\sigma_2 = 1,79, \sigma_3 = 2,20, \lambda_{կ} = 180 \text{ Վտ/}(մ \text{ }^\circ\text{C}), d_h = 12,88 \text{ մ}:$

Աղյուսակ 4.4

Հաշվարկի արդյունքները

Պարամետր	Շարժվող օդի արագությունը, W մ/վ				
	5	10	15	20	25
Ռեյնոլդսի կրիտերիա, Re	9058	18117	27175	36233	45292
Նուսելտի կրիտերա, Nu	59,27	96,68	128,72	157,71	184,62
Ջեռմատվող անգործակից, α , Վտ/(մ ² °C)	56,3	91,8	122,2	149,7	175,3
Կողավորման արդյունավետության գործակից, η	0,87	0,80	0,77	0,71	0,70
Բերված ջեռմատվող ան գործակից, $\alpha \cdot \eta$, Վտ/(մ ² °C)	49	74	94	107	123
Հիդրավլիկական դիմադրության գործակից, ζ_0	0,69	0,58	0,53	0,49	0,46
Ճնշման կորուստ, ΔP_1 Պա	10,44	35,13	71,42	118,15	174,6

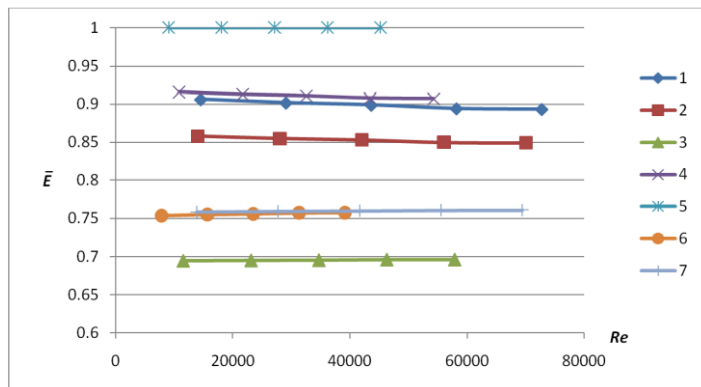
Աղյուսակում ΔP_1 -ը ճնշման կորուստն է խողովակների մեկ շարքով օդի մղման համար (երբ խողովակափնջում շարքերի թիվը $z > 4$): Ինչպես երևում է ստացված արդյունքներից W-ն 5-ից մինչև 25 մ/վ մեծացնելիս այն աճում է 16,7 անգամ, իսկ ջեռմատվող ունն ինտենսիվանում է α -ն աճում է, ընդամենը 3,1 անգամ: Էտալոնի հետ համեմատման արդյունքում [116] տարբեր երկրաչափական չափեր ունեցող կողավորված խողովակափնջերի համար ստացել ենք \bar{E} -ի հետևյալ արժեքները (աղ. 4.5):

Աղյուսակ 4.5

*Ըջ եր մ ա հ ի դ ը ր ա վ լ ի կ ա կ ա ն ար դ յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ա ն
գ ո ը ծ ա կ ի ց ը տ ա ր ք ե ը խ ո ղ ո վ ա կ ա փ ն ջ ե ը ի հ ա մ ար*

Խ ո ղ ո վ ա կ ա փ ն ջ ի հ ա մ ար ը	1	2	3	4	5	6	7
\bar{E}	0,898	0,853	0,695	0,911	1	0,756	0,760

Վ ե ը ջ ի ն ն ե ը ս Ռ ե յ ն ու լ դ ս ի թ վ ի տ ա ր ք ե ը ար ժ ե ք ն ե ը ի (տ ա ր ք ե ը ար ա գ ու թ յ ու ն ն ե ը ի) հ ա մ ար գ ր ա Ֆ ի կ ո ը ե ն ն ե ը կ ա յ ա ց վ ա ծ ե ն ն կ .4.24- ու մ : Ա յ ս տ ե ղ ի ց պ ա տ կ ե ը ա վ ո ը ե ը ն ու մ է , ո ը 1, 4 և 5 մ ա կ ե ը ն ու յ թ ն ե ը ն ա վ ե լ ի ար դ յ ու ն ա վ ե տ ե ն մ յ ու ն ե ը ի հ ա մ ե մ ա տ :



Ն կ . 4.24. Տ ա ր ք ե ը ե ը կ ը ր ա ջ ա փ ա կ ա ն ջ ա փ ե ը ի խ ո ղ ո վ ա կ ա փ ն ջ ե ը ի հ ա մ ար \bar{E} պ ար ա մ ե տ ը ի ար ժ ե ք ն ե ը ը

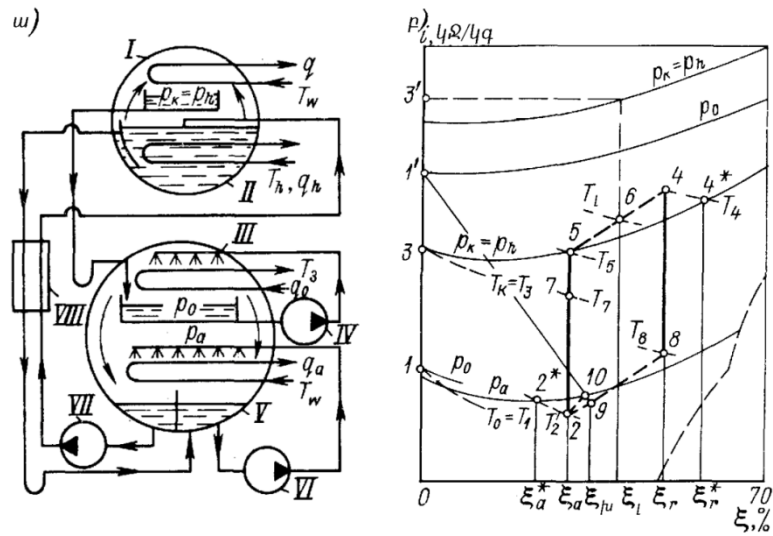
Չ ա շ վ ա ը կ ի ար դ յ ու ն ք ն ե ը ի հ ի մ ա ն վ ը ա կ ար ե լ ի է ե գ ը ա կ ա ց ն ե լ , ո ը 5-ր դ մ ա կ ե ը ն ու յ թ ը ու ն ի ա մ ե ն ա մ ե ծ \bar{E} մ ե ծ ու թ յ ու ն ը , ա յ ս ի ն ք ն ն ը ա մ ի ջ ո ց ո վ մ ի ն ն ու յ ն ջ ե ը մ ա ք ա ն ա կ ի փ ո խ ա ն ց մ ա ն դ ե պ ք ու մ ջ ե ը մ ա կ ը ի տ ե ղ ա փ ո խ մ ա ն հ ի դ ը ր ա վ լ ի կ ա կ ա ն դ ի մ ա դ ը ու թ յ ու ն ը ա մ ե ն ա փ ո ք ը ն է , ու ս տ ի դ ի տ ա ը կ վ ա ծ խ ո ղ ո վ ա կ ա փ ն ջ ե ը ի ջ ե ը մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի ջ մ ա կ ե ը ն ու յ թ ն ե ը ի ց լ ա վ ա գ ու յ ն ջ ե ը մ ա հ ի դ ը ո դ ի ն ա մ ի կ ա կ ա ն հ ա տ կ ու թ յ ու ն ն ե ը ն ու ն ի 5-ր դ տ ա ր ք ե ը ը ա կ ը :

Ը ն դ ո ը ու մ տ վ յ ա լ ջ ե ը մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի ջ մ ա կ ե ը ն ու յ թ ի հ ա մ ար հ ար ա ք ե ը ը ա կ ա ն \bar{E} մ ե ծ ու թ յ ու ն ը խ ո ղ ո վ ա կ ո վ ջ ե ը մ ա կ ը ի հ ո ս ք ի ար ա գ ու թ յ ու ն ի ց կ ա խ վ ա ծ գ ո ը ծ ն ա կ ա ն ու մ ջ ի փ ո փ ո խ վ ու մ

համեմատվող խողովակներում էտալոնի հետևում և արագությամբ անպայմանի դեպքում:

4.8. Աբսորբցիոն բրոմլիթիոմային սառնարանային մեքենայի ջերմային հոսքերի հաշվարկը

Կոմպրեսոր ներծծվող օդի հովացման համար ընտրված է հեղեղված տիպի գեներատորով, աբսորբերում և գոլորշացուցիչում համապատասխանաբար ցածր կոնցենտրացիայի լուծույթի ու ջրի վերաշրջանառությամբ սառնարանային մեքենայի սխեման (նկ. 4.25): Յովացնող ջրի մատուցումը աբսորբեր և կոնդենսատոր գոլգահեռ է: Ելակետային տվյալները հետևյալն են. տաքացնող ջրի ջերմաստիճանը $t_h=98^\circ\text{C}$, հովացնող $t_w=22^\circ\text{C}$, սառեցված $t_3=7^\circ\text{C}$:



Նկ. 4.25. Աբսորբցիոն սխեման (ա) և պրոցեսները ξ - i դիագրամի վրա (բ):

I-կոնդենսատոր, II-գեներատոր, III-գոլորշացուցիչ, IV, VI, VII-համապատասխանաբար, շրջապտույտային ջրի, I թիոմի բրոմլիթի խառնված և նոսր լուծույթների պոմպերը, V-աբսորբեր, VIII-ռեկուլպերատիվ ջերմափոխանակիչ

Առավելագույն ջերմաստիճանը գեներատորում լուծույթի եռման պրոցեսի վերջում.

$$t_4 = t_h - \Delta t_h = 98 - 10 = 88^\circ\text{C}:$$

Ջրային գոլորշու կոնդենսացման
 ջերմաստիճանը ընդունված է հավասար
 $t_k = t_w + \Delta t_w = 22 + 8 = 30^\circ\text{C}$, և լուծույթի ջերմաստիճանը
 արտոբյուր (կլանման) պրոցեսի վերջում՝
 $t_2 = t_w + \Delta t_a = 22 + 8 = 30^\circ\text{C}$, գոլորշացուցչում ջրի եռման
 ջերմաստիճանը՝ $t_0 = t_3 - \Delta t_3 = 7 - 3 = 4^\circ\text{C}$: Բանոդ մարմնի
 կոնդենսացման ճնշումը և եռման ճնշումը
 համապատասխանաբար կլինեն . $p_k = 4,241$ կՊա, $p_0 = 0,83$ կՊա
 [117, 118]:

Բանիորբանոդ մարմնի կոնդենսացման ճնշումը
 զգալիորեն ավելի բարձր է, քան եռման ճնշումը, ապա
 կոնդենսատորում գոլորշու տեսակարար ծավալը
 տվյալ պայմաններում գրեթե վեց անգամ ցածր է, քան
 գոլորշու տեսակարար ծավալը գոլորշացուցչում:
 Դրանով պայմանավորված գեներատոր-կոնդենսատոր
 բլոկում գոլորշու շարժման արագությունը
 գեներատորից կոնդենսատոր կլինի ցածր և նշված
 ապարատների միջև գոլորշու հոսքի
 հիդրավլիկական դիմադրությունները կարելի է
 անտեսել և լուծույթի եռման ճնշումը p_n ընդունել
 հավասար գոլորշու կոնդենսացման ճնշմանը՝
 $p_n = p_k = 4,24$ կՊա: Արտոբյուր-գոլորշացուցչի բլոկում
 գոլորշու տեսակարար ծավալի բարձր արժեքի
 պատճառով գոլորշացուցչից արտոբյուր դրահոսքի
 արագությունը կլինի զգալի (40...50 մ/վ), ուստի
 անհրաժեշտ է հաշվի առնել գոլորշու
 հիդրավլիկական դիմադրությունները
 գոլորշացուցչից արտոբյուր գոլորշու հոսքի
 բլոր տեղամասերում: Փորձնական տվյալների
 համաձայն արդյունաբերական նշանակության
 մեքենաներում վերջիններիս մեծությունը
 հասնում է $\Sigma\Delta p = 0,13$ կՊա: Այդ դեպքում արտոբյուրում
 գոլորշու ճնշումը՝

$$p_a = p_0 - \Sigma \Delta p = 0,83 - 0,13 = 0,7 \text{ կՊԱ:}$$

Նոսր ξ_a^* և խիտ ξ_r^* լուծոլթների կոնցենտրացիաների տեսական արժեքները որոշվում են ըստ $\xi - i$ դիագրամի t_2, p_a և t_4, p_h համապատասխան արժեքների համաձայն. $\xi_a^* = f(t_2, p_a) = 57\%$, $\xi_r^* = f(t_4, p_h) = 67,5\%$: Խիտ լուծոլթի իրական կոնցենտրացիան տեսական արժեքից ցածր է լուծոլթից ջրի ոչ լրիվ գոլորշացման չափով $\Delta \xi_r$, որը հեղեղված տիպի գեներատորում առաջ է գալիս հիմնականում եռացող լուծոլթի սյան հիդրոստատիկ ճնշման կողմից եռման պրոցեսի վրա բացասական ազդեցության հետևանքով:

Փորձնական տվյալների համաձայն արդյունաբերական մեքենաների հեղեղված տիպի գեներատորներում $\Delta \xi_r$ մեծությունը փոփոխվում է աշխատանքային պարամետրերից կախված 2,5...3,5% տիրույթում: Այդ դեպքում $\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r = 67,5 - 3,5 = 64\%$: Խիտ լուծոլթի իրական կոնցենտրացիան ապարատներում, խողովակաշարերում և մեքենայի այլ տարրերում դրա բյուրեղացման վտանգի հետևանքով չպետք է գերազանցի 64%:

Եթե $\xi_r > 64\%$, անհրաժեշտ է փոփոխել խիտ լուծոլթի ջերմաստիճանը t_4 կամ դրա եռման ճնշումը p_h համապատասխանաբար Δt_h մեծությունը կամ կոնդենսացման ջերմաստիճանը t_k բարձրացնելով միջոցով: Կարելի է միաժամանակ փոփոխել t_4 -ը և t_k -ն այնքան, մինչև չիրականացվի $\xi_r \leq 64\%$ պայմանը:

Նոսր լուծոլթի իրական կոնցենտրացիան աբսորբերում ξ_a տեսական արժեքից ξ_a^* բարձր է լուծոլթի թերհագեցման մեծության $\Delta \xi_a$ չափով: $\Delta \xi_a$ -ը կախված է մեքենայի աշխատանքի պարամետրերից և կարող է փոփոխվել 0,5...2,5% սահմաններում:

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a = 57 + 1 = 58\%: \quad (4.36)$$

Ջեռմաս տիճանային վերջնական տարբերություն Δt_z առկայություն դեպքում ջեռմափոխանակիչի «սառը» կողմում խիտ լուծույթի ջեռմաս տիճանը դրա ելքում կկազմի $t_8 = t_2 + \Delta t_z$: Ջեռմաս տիճանային տարբերությունն Δt_z ընդունվում է 15...20 °C սահմաններում: Այդ դեպքում $t_8 = 30 + 15 = 45$ °C:

Աբսորբցիոն ՋS աշխատանքային տիրույթում լիթիումի բրոմիդի ջրային լուծույթի թերմոդինամիկական պարամետրերի որոշման համար աղյուսակային տվյալների մշակման արդյունքում առաջարկվել են երկու պարամետրերի ցֆունկցիաներ՝ լիթիումի բրոմիդի ջրային լուծույթի էնթալպիայի և ջեռմաս տիճանի, ինչպես նաև գեներատորում արտադրվող գոլորշու էնթալպիայի որոշման համար:

Լիթիումի բրոմիդի լուծույթի էնթալպիան կարելի է հաշվել հետևյալ տեսքի արտահայտությունից $i = f(t, \xi)$:

$$\text{երբ } \xi=0\%, \quad i = 4,19 \cdot t + 418,4,$$

երբ $\xi=30\text{...}65\%$, ջեռմաս տիճաններ $t=30\text{...}120$ °C տիրույթում լիթիումի բրոմիդի ջրային լուծույթի էնթալպիան բնութագրող հավասարումը ներկայացվում է հետևյալ տեսքով, կՋ/կգ լուծույթ).

$$i = A \cdot T - C, \text{ կՋ/կգ}, \quad (4.37)$$

որտեղ

$$A = \sum_{j=0}^3 a_j \xi^j, \quad C = \sum_{j=0}^3 c_j \xi^j: \quad (4.38)$$

Աղյուսակային տվյալների համեմատմիջին սխալը նշված տիրույթում կազմում է 0,25%, առավելագույնը՝ 0,96%: Հավասարման a_j և c_j գործակիցները բերված են աղ. 4.6-ում:

Առաջարկված արտահայտությունը հնարավորություն է տալիս նաև հեշտությամբ հաշվել լուծոլթի ջերմաստիճանը, երբ հայտնի են էնթալպիան և լիթիումի բրոմիդի կոնցենտրացիան .
 $t = f(i, \xi)$

$$T = \frac{i + C}{A}, \text{ Կ:} \tag{4.39}$$

Գոլորշու էնթալպիան լուծոլթի կոնցենտրացիայի $\xi=50\text{...}65\%$ և ճնշման $p=2700\text{...}12800$ Պա տիրույթում բարձր ճշտությամբ որոշելու համար առաջարկվել է հետևյալ բանաձևը .

$$i' = B \cdot (-4,89277 + \ln(p)) + D, \text{ ԿՋ/Կգ,} \tag{4.40}$$

$$B = \sum_{j=0}^2 b_j \xi^j, \quad D = \sum_{j=0}^2 d_j \xi^j: \tag{4.41}$$

Առավելագույն հարաբերական սխալը կազմում է 0,053%: Հավասարման b_j և d_j գործակիցները բերված են աղ .4.6-ում :

Աղյուսակ 4.6

(4.38) և (4.41) բանաձևերի գործակիցները

<i>j</i>	0	1	2	3
a_j	4,77724789	-0,088568363	$0,973306 \cdot 10^{-3}$	$-4,5147 \cdot 10^{-6}$
c_j	940,4889615	-24,45453155	0,443817949	$-3,298712 \cdot 10^{-3}$
b_j	77,1622	-1,61146252	0,0165684	0
d_j	2549,8	9,7986	-0,061	0

Նկ .4.25-ում պատկերված ցիկլերի հանգուցային կետերի պարամետրերը ներկայացված են աղ .4.7-ում :

Աղյուսակ 4.7

ԱՐՄ-ի հանգուցային կետերի պարամետրերը

Նյութի լիճակը	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{ կՊա}$	$\xi, \%$	$i, \text{ կՋ/Կգ}$
Հեղուկ	$t_k = t_2 = 30$	$p_k = 4,24$	$\xi = 0$	$i_3 = 544,3$
Ջուրը կոնդենսատորից				

հ Ե տո				
Լ ո Լ ծ ո Լ յ թ ը . Ն ո ս ր	$t_2 = 30$	$p_a = 0,7$	$\xi_a = 58$	$i_2 = 245,6$
ա ք ս ո ր ք Ե ր ի ց հ Ե տո				
խ ի տ գ Ե ն Ե ր ա տ ո ր ի ց	$t_4 = 88$	$p_h = 4,24$	$\xi_r = 64$	$i_4 = 361,7$
հ Ե տո				
խ ի տ	$t_8 = 45$	$p_h = 4,24$	$\xi_r = 64$	$i_8 = 279,3$
ջ Ե ր մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի չ ի ց				
հ Ե տո				
Ջ ո Լ ր ը	$t_0 = t_1 = 4$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435,5$
Գ ո Լ ո ր շ ա ց ո Լ ց ի չ ո Լ մ				
Գ ո Լ ո ր շ ի ն	$t_1 = 4$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_{1r} = 2914,2$
Գ ո Լ ո ր շ ա ց ո Լ ց ի չ ի ց				
հ Ե տո				

Լ ո Լ ծ ո Լ յ թ ի շ ր ջ ա ն ա ո ո Լ թ յ ա ն ք ա գ մ ա պ ա տ ի կ ը

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} = \frac{64}{64 - 58} = 10,7 \text{ կգ/կգ:} \quad (4.42)$$

Ռ Ե կ ո Լ պ Ե ր ա տ ի վ ջ Ե ր մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի չ ի ջ Ե ր մ ա յ ի ն ք Ե ո ն վ ա ծ ք ը .

$$q_2 = (f - 1)(i_4 - i_8) = (10,7 - 1)(361,7 - 279,3) = 799,3 \text{ կՋ/կգ:} \quad (4.43)$$

Ն ո ս ր Լ ո Լ ծ ո Լ յ թ ի Ե ն թ ա Լ պ ի ա ն ջ Ե ր մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի չ ի ց հ Ե տո

$$i_7 = i_2 + q_2/f = 252,9 + 799,3/10,7 = 320,3 \text{ կ Ջ /կ գ:} \quad Ե ն թ ա Լ պ ի ա յ ի$$

ս տ ա ց վ ա ծ ա ր ժ Ե ք ո վ $\xi_a = 60\%$ դ Ե պ ք ո Լ մ $\xi - i$ դ ի ա գ ր ա մ ի ց ո ր ո շ ո Լ մ Ե ն 7 կ Ե տ ի դ ի ր ք ը և Ն ո ս ր Լ ո Լ ծ ո Լ յ թ ի ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ը ջ Ե ր մ ա փ ո խ ա ն ա կ ի չ ի Ե Լ ք ո Լ մ $t_7 = 67^\circ\text{C}$:

Պ ա յ մ ա ն ա վ ո ր վ ա ծ ն ր ա ն ո վ , ո ր Ն ո ս ր Լ ո Լ ծ ո Լ յ թ ը գ Ե ն Ե ր ա տ ո ր ի մ ո Լ տ ք ո Լ մ թ Ե ր տ ա ք ա ց ա ծ Ե , ա յ ն գ Ե ն Ե ր ա տ ո ր ո Լ մ ն ա խ տ ա ք ա ց վ ո Լ մ Ե մ ի ն չ և հ ա վ ա ս ա ր ա կ շ ո ո Լ թ յ ա ն վ ի ճ ա կ ի ն 5 հ ա ս ն Ե Լ ը և ա պ ա Ե ո ո Լ մ Ե 5-4 պ ր ո ց Ե ս ո Լ մ : t_5 ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ը ո ր ո շ ո Լ մ Ե ն $\xi - i$ դ ի ա գ ր ա մ ի ց ը ս տ հ ա յ տ ն ի p_h և ξ_a ա ր ժ Ե ք ն Ե ր ի . $t_5 = 68^\circ\text{C}$: Գ Ե ն Ե ր ա տ ո ր ո Լ մ Ե ո ա ց ո ղ Լ ո Լ ծ ո Լ յ թ ի մ ի ջ ի ն ջ Ե ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ը .

$$t_z = (t_4 + t_5)/2 = (88 + 68)/2 = 78 \text{ }^\circ\text{C:} \quad (4.44)$$

t_z ջեռմաստիճանին համապատասխանող
 Լուծույթի կոնցենտրացիան հավասար է $\xi_z = 61\%$:
 Գերտաք գոլորշու էնթալպիան գետեբատորի ելքում
 որոշում են $\xi - i$ դիագրամից ըստ հայտնի p_h և ξ_z
 արժեքների. $i_{3'} = 3052$ կՋ/կգ: Գետեբատորի
 ջեռմուկը՝

$$q_h = i_{3'} + (f - 1)i_4 - fi_7 = 3052 + (10,7 - 1) \cdot 361,7 - 10,7 \cdot 320,3 = 3133,3 \text{ կՋ/կգ:}$$

Գոլորշացուցիչ ջեռմուկը՝
 $q_0 = i_{1'} - i_3 = 2914,2 - 544,3 = 2369,9$ կՋ/կգ: Կոնդենսատորի
 ջեռմուկը՝ $q = i_{3'} - i_3 = 3052 - 544,3 = 2507,7$ կՋ/կգ:

Աբսորբերի ջեռմուկը՝
 $q_a = i_{1'} + (f - 1)i_8 - fi_2 = 2914,2 + (10,7 - 1) \cdot 279,3 - 10,7 \cdot 245,6 = 2995,5$ կՋ/կգ:

Մատուցված ջեռմուկը՝
 $\sum q_{\text{մտ}} = q_h + q_0 = 3133,3 + 2369,9 = 5503,2$ կՋ/կգ: Յեռացված
 ջեռմուկը՝ $\sum q_{\text{հեռ}} = q + q_a = 2507,7 + 2995,5 = 5503,2$ կՋ/կգ:
 Ջեռման հաշվեկշիռը՝ $\sum q_{\text{մտ}} = \sum q_{\text{հեռ}} = 5503,2$ կՋ/կգ:
 Ջեռմուկի օգտագործման գործակիցը.

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h} = \frac{2369,9}{3133,3} = 0,756: \quad (4.45)$$

Որոշենք ԱԲՍՄ-ի աշխատանքի համար անհրաժեշտ
 98°C ջեռմաստիճանով տաք ջրի ծախսը, եթե անվանական
 պարամետրերով աշխատող գազա-ջրային
 տաքացուցիչի (ԳՋՏ) ջեռմուկը ամբողջությամբ
 օգտագործող ԱԲՍՄ-ի ցրտարտադրողականությամբ
 կազմում է 7782 կՎտ:

ԱԲՍՄ-ից հետո տաքացնող ջրի ջեռմաստիճանը
 կնվազի 10°C -ով (տրված է ԱԲՍՄ-ի հաշվարկում), ապա
 տաքացնող ջրի ջեռմաստիճանը ԱԲՍՄ-ի ելքում
 կկազմի $t'' = 98 - 10 = 88^\circ\text{C}$, իսկ ջրի էնթալպիան կկազմի
 $h'' = 370$ կՋ/կգ: Ընդ որում, տաք ջրի հոսքից տրված
 ջեռմուկը կկազմի.

$$Q_2 = Q_0/\zeta = 7782/0,756 = 10294 \text{ կՎտ:} \quad (4.46)$$

Յետևաբար՝ պահանջվող տաք ջրի ծախսը հավասար կլինի.

$$G_2 = \frac{Q_2}{i' - i''} = \frac{10294}{412 - 370} = 245 \text{ կգ/վ} \quad (4.47)$$

Գազատուրբի նային տեղակայանք մատուցվող օդի հովացման համար նախատեսվում է տեղադրել 2 ԱԲՍՄ, որոնց աշխատանքի համար տաք ջրը նարտադրվելու է հեռացող ծխագազերից չորս ջերմափոխանակիչների միջոցով օգտահանվող ջերմության հաշվին:

Գազա-ջրային տաքացուցիչն (ԳՋՏ) ունի շախմատաձև խողովակափնջերում գազերով լայնակիորեն ողողվող, արտաքինից կողավորված խողովակների տեսքով տաքացման մակերևույթ: Քայլերի քանակը ջրի կողմից 3 է, գազի կողմից՝ 1:

Յաշվարկային տվյալների համաձայն (Յավելված 7) խողովակների կողավորված մակերևույթն ունենալու է 1819 մ² մակերես, շարքում խողովակների քանակությունը՝ 55 և խողովակների շարքերի քանակությունը՝ 10: Այդպիսի ջերմափոխանակիչի արժեքը, եթե տեսակարար ծախսերը մեկ մետր երկարությամբ կողավորված խողովակին վերագրած 20,4\$/մ են, կկազմի

$$55 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 20,4 = 44880 \text{ ԱՄՆ դոլ} .:$$

Վերագրենք ջերմափոխանակիչների ձեռքբերման վրա կատարվող ներդրումները փոխանցվող միավոր ջերմաքանակին, կստանանք.

$$4 \cdot 44880 / 10305 \text{ կՎտ} = 17,4 \text{ \$/կՎտ}:$$

4.9. ԳՏՏ մատուցվող օդի՝ ջերմօգտահանող արսորբցիոն սառնարանային մեքենայով հովացման համակարգի նախագծման հաշվարկային ջերմաստիճանի օպտիմալ նշանակության ընտրությունը

Եթե Էլեկտրականության տեղադրվի 3891 կՎտ ցրտարտադրողականության ամբերկու ԱԲՍՄ, ապա հնարավոր է ստանալ $2 \cdot 3891 = 7782$ կՎտ ցուրտ, ընդ որում այդ ցուրտն արտադրվում է ԳՁՏ-ում ԳՏՏ-ի հեռացող ծխագազերի օգտահանման հաշվին ստացված ջերմության օգտագործմամբ, այսինքն՝ առանց դրա արտադրության վրա էներգիայի լրացուցիչ քանակության նծախսելու:

Ելնելով վերը նշվածից՝ կատարենք ՇԳՏ-ում կոմպրեսորներ Ներծծվող օդի՝ ԱԲՍՄ-ի միջոցով հովացման տնտեսական արդյունավետության գնահատումը: Հովացման համակարգի տեղադրման կապիտալ ներդրումների հիմնական բաղադրիչներն են արտոբեցիոն սառնարանային տեղակայանքի և ջերմափոխանակիչների կապիտալ ծախսերը:

Արդյունաբերական ձեռնարկության ներքին համար անհրաժեշտ են բարձր ցրտարտադրողականության ամբերկու արտոբեցիոն բրոմալիթիոնումային սառնարանային մեքենաներ: Հայտնի է, որ մեքենայի ցրտարտադրողական աճի հետևվագում են միավոր արտադրվող ցրտի վրա կապիտալ ծախսերը: Որպես ջերմության աղբյուր տաք ջուր օգտագործող մեկաստիճան արտոբեցիոն սառնարանային մեքենայի (5...12Վտ) կապիտալ ծախսերը, հովացնող ջրի աշտարակահովացուցիչի արժեքը ներառյալ, կազմում են մոտ $190\$/կՎտ$: Կապիտալ ներդրումները ներառում են նաև ներծծվող օդը հովացնող ջերմափոխանակիչի վրա կատարվող ծախսերը՝ մոտ $17,4\$/կՎտ \cdot Q_w$, որտեղ Q_w -ն ընդունում ենք հավասար սառնարանային մեքենայի ցրտարտադրողականությանը, և օգտահանիչ կաթսայի ելքում արտանետվող ծխագազերի ջերմության ն օգտահանող ջերմափոխանակիչի վրա կատարվող ծախսերը՝ $17,4\$/կՎտ \cdot Q_2$, որտեղ $Q_2 = Q_w / \zeta$: Օդի հովացման

համար անհրաժեշտ սառնարանային մեքենայի հզորությունը Q_u կախված է արտաքին օդի ջերմաստիճանի հաշվարկային արժեքի $t_{u,օդ}^i$ և ներծծվող օդը հովացնող ջերմափոխանակիչի ելքում ջերմաստիճանի $t_{h,օդ}^i$ տարբերությունից և որոշվում է որպես .

$$Q_u = G_{օդ} c_{օդ} (t_{u,օդ}^i - t_{h,օդ}^i) \quad (4.48)$$

որտեղ $G_{օդ}$ -ը և $c_{օդ}$ -ը ներծծվող օդի ծախսը և ջերմունակությունն են, որոշված օդի ջերմաստիճանի $t_{h,օդ}^i$ արժեքի դեպքում :

Յովացման համակարգի վրա կատարվող գումարային կապիտալ ներդրումները տարբեր $t_{u,օդ}^i$ -ի դեպքում ամփոփված են աղ.4.8-ում :

Որպես ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքում ԱԲՍՄ-ով օդի հովացման տնտեսական արդյունք հանդես է գալիս միևնույն վառելիքի ծախսի պայմաններում ($B=idem$) հովացման արդյունքում արդյունավետության բարձրացման շնորհիվ հավելյալ արտադրված էլեկտրական էներգիայի առտրային իրացումից ստացված եկամուտը : Տարեկան դրամական հոսքը կորոշվի հետևյալ բանաձևով .

$$CF_{uz} = U_{էլ} \cdot (E_{հով} - E_{առտրայ}), \quad (4.49)$$

որտեղ $U_{էլ}$ -ը «Երևանի ՋԷԿ» ՓԲԸ շոգեգազային ցիկլով աշխատող էներգաբերկի կողմից առաքված էլեկտրական էներգիայի սակագնի դրույքն է, որը 2016թ. III-եռամսյակում կազմել է $U_{էլ} = 21,3$ դր /կՎտժ [119],

$E_{հով}$ և $E_{առտրայ}$ -ը, համապատասխանաբար, հովացմամբ և առանց հովացման ԳՏՏ-ի կողմից արտադրված էլեկտրա-էներգիան է, երբ վառելիքի ծախսն այրման խցում միևնույնն է և հավասար առանց հովացման մթնոլորտային օդի ջերմաստիճանի և համապատասխանող վառելիքի ծախսին՝ $B_{առտրայ}$, կգ/վ :

Արտադրված է Լեկտրատենտրգիայի քանակությունը կարելի է որոշել $E = N_{QSS}^E \cdot \tau_{hny}$ քանակից, ընդ որում՝ $N_{QSS}^E = B \cdot Q_u^F \cdot \eta_{QSS}$, հետևաբար՝ տարեկան դրամական հոսքի որոշման համար կստանանք հետևյալ արտահայտությունը.

$$CF_{vt} = U_{\tau} \cdot B_{unwutig} \cdot Q_u^F \cdot \tau_{hny} (\eta_{hny}^{QSS} - \eta_{unwutig}^{QSS}), \quad (4.50)$$

որտեղ τ_{hny} -ը սառնարանային մեքենայի աշխատանքի ժամերի թիվն է, σ , Q_u^F -ը՝ վառելիքի այման ջերմությունը, $Q_u^F = 47372$ կՋ/կգ, η_{hny}^{QSS} , $\eta_{unwutig}^{QSS}$ -ը՝ ՊՏՏ-ի օ.գ.գ.-ի արժեքներն են, համապատասխանաբար, հովացմամբ և առանց հովացման: Վերջիններս կարելի է որոշել հաշվարկների արդյունքների հիման վրա ստացված արտաքին օդի ջերմաստիճանից տ դրանց կախվածությունն արտահայտող հետևյալ արտահայտությունից.

$$\eta_{QSS} = 0,3579 \cdot e^{-0,00242 \cdot t}, \quad (4.51)$$

իսկ վառելիքի ծախսի համար կարող ենք գրել.

$$B = 10,14 \cdot e^{-0,00479 \cdot t}; \quad (4.52)$$

τ_{hny} -ը հաշվելու համար անհրաժեշտ է իմանալ տարվա ընթացքում ջերմաստիճանների փոփոխությունները:

Միջին ջերմաստիճանի փոփոխությունը երևանք աղաքի համար արտահայտելու համար ստացվել է հետևյալ կախվածությունը.

$$t = 11,3 + 15,2 \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{9500} \cdot (\tau - 2450)\right), \quad (4.53)$$

որտեղ τ -ը ժամերի թիվն է տարվա սկզբից: Այս արտահայտությամբ որոշված միջին ջերմաստիճաններն ըստ ամիսների համադրվել են [120]-ում բերված կլիմայական տվյալների հետ:

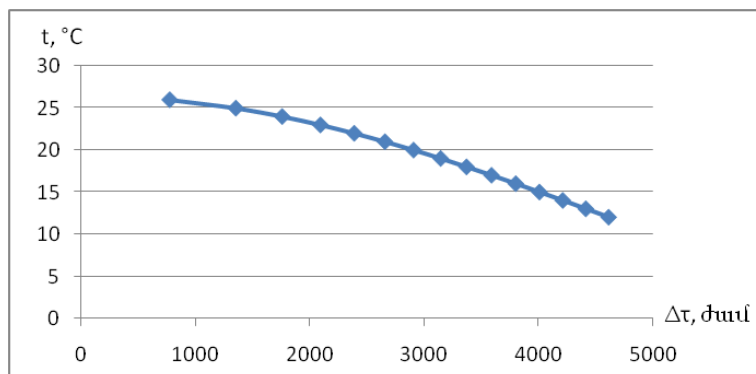
Ստացված արտահայտության հիման վրա որոշվել է որոշակի միջին ջերմաստիճանից բարձր արտաքին

օդի ջերմաստիճանով տարվա ընթացքում գումարային ժամերի քանակը (նկ .4.26):

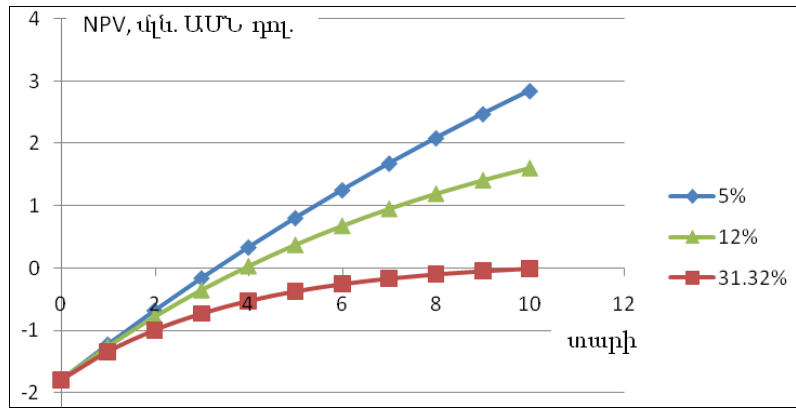
Տարեկան դրամական հոսքերը որոշելուց հետո (աղ .4.8) կարող ենք գտնել նախագծի իրականացման արդյունքում ստացված գումարերված շահույթը (NPV), որի հիման վրա կորոշվի արտաքին օդի օպտիմալ հաշվարկային ջերմաստիճանի արժեքը, որի համար սառնարանային մեքենան նախագծելու դեպքում ստացվող շահույթը կլինի առավելագույնը: Չուտբերված շահույթը կարող ենք գտնել հետևյալ բանաձևով [121].

$$NPV = \sum_{y=0}^n \frac{CF_y}{(1+R)^y} \quad (4.1)$$

որտեղ n -ը նախագծի իրականացման տարիներին է, y -ը՝ տարվա հերթական համարը, R -ը՝ դիսկոնտավորման դրույթը: Հաշվարկը կատարվել է 10 տարի ժամանակահատվածի համար, որպես դիսկոնտավորման դրույթ դիտարկվել է երկու արժեք (նկ .4.27). առաջին դեպքում R -ն ընդունվել է հավասար 33 կենտրոնական բանկի կողմից [122] սահմանված դրամական միջոցների ներգրավման տոկոսադրույթին՝ $R=5\%$, իսկ երկրորդ դեպքում բանկային տոկոսի հաշվարկային դրույթին՝ $R=12\%$, դրամը ԱՄՆ դոլարի վերահաշվարկելիս օգտագործվել է ԿԲ սահմանած 19.12.2016 ժամարժեքը՝ $1\text{USD}=482,68$ դր:



Նկ .4.26. ԼՄ իջի նարժեքի ցրար ձրարտաքին օդի ջերմաստիճանով ժամերի քանակը



Նկ. 4.27.2 ռևուտի 5%, 12% և 31.32% դիսկոնտի արժեքի դեպքում տարբեր դրոշմային արժեքի դեպքում

Օգտահանի չկաթսայի հաշվարկի արդյունքում ստացված տվյալների և առնչությունների հիման վրա որոշվել է հեռացող ծխազագերի ջերմաստիճանը՝ θ'' դրանց ջերմության հաշվի սառնարանային մեքենայի միջոցով մուտքում օդի հովացման համակարգի կիրառման դեպքում: Ինչպես երևում է աղ. 4.8-ից $\theta'' > 100^\circ\text{C}$ պայմանը պահպանելու նպատակով (ծխազագերում առկա ջրային գոլորշիների կոնդենսացումից հետագա թթվային միջավայրի ստեղծումից խոստովանելու համար) ԱԲՍՄ-ի ցրտարտադրողականությունը պետք է սահմանափակվի 10 ՄՎտ-ով, իսկ $t_{u.oz}^{\text{ն}}$ -ը, համապատասխանաբար, 28°C -ով:

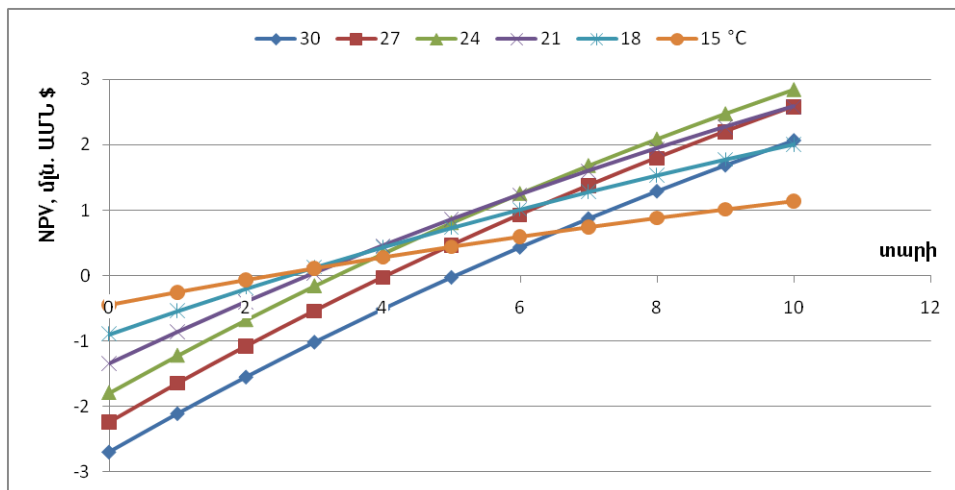
Աղյուսակ 4.8

ԱԲՍՄ-ի միջոցով ներծծվող օդի հովացման համակարգի տեխնիկատնտեսական ցուցանիշները

$t_{u.oz}^{\text{ն}}$, °C	$Q_{\text{ԱԲՍՄ}}$, կՎտ	Ջերմափոխանակիչից հետո ծխազագերի ջերմաստիճանը՝ θ'' , °C	Ընդհանուր կապիտալ ներդրումները, դոլ.	CF_{u} , դոլ./տարի	Պարզ հետզևման ժամկետը, տարի
30	11673	97	2689627	616845	4.36
29	11024	98	2540204	619807	4.10
28	10376	100	2390780	622783	3.84
27	9727	102	2241356	625773	3.58
26	9079	103	2091932	628778	3.33

25	8430	105	1942509	619505	3.14
24	7782	106	1793085	600997	2.98
23	7133	108	1643661	575898	2.85
22	6485	110	1494237	545248	2.74
21	5836	111	1344814	509621	2.64
20	5188	113	1195390	469385	2.55
19	4539	114	1045966	424786	2.46
18	3891	116	896542	375998	2.38
17	3242	118	747119	323144	2.31
16	2594	119	597695	266311	2.24
15	1945	121	448271	205555	2.18

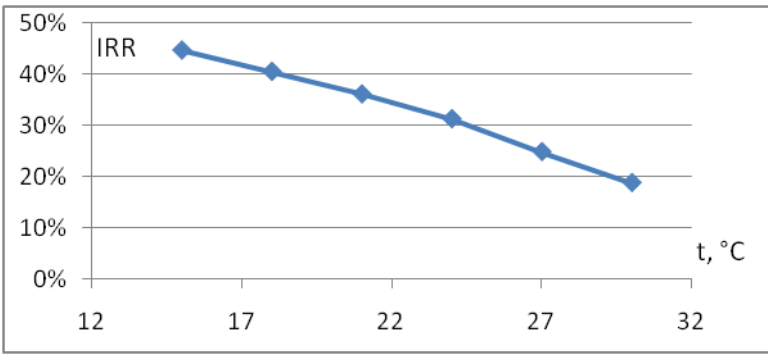
Արտաքին օդի ջերմաստիճանի հաշվարկային արժեքը $t_{u.օդ}^h$ որոշելիս կարևոր դերակատար ություն ունի դիսկոնտավորման դրույքի R ճիշտ որոշումը, քանի որ այն զգալիորեն ազդում է NPV-ի վրա (նկ. 4.28): Այսպես, պարզ հետզնման ժամկետը և եկամուտը գնահատելիս ($R=0$) օպտիմալ արտաքին օդի ջերմաստիճանը կազմել է $t_{u.օդ}^h = 25^\circ\text{C}$, որի դեպքում ԱԲՍՄ-ի տեղադրումից 10 տարի անց շահույթն առավելագույնն է՝ 4253 հզ. ԱՄՆ դոլ., իսկ հետզնման ժամկետը՝ $PBP=3,14$ տարի: $R=5\%$ դեպքում (նկ. 6) օպտիմալ է $t_{u.օդ}^h = 24^\circ\text{C}$, որի դեպքում $PBP=4$ տարի, իսկ $NPV=2848$ հզ. ԱՄՆ դոլ.: Մինչդեռ $R=12\%$ դեպքում օպտիմալ է $t_{u.օդ}^h = 23^\circ\text{C}$, որի դեպքում $PBP=4$ տարի, իսկ $NPV=1610$ հզ. ԱՄՆ դոլ.: $R=20\%$ դեպքում՝ $t_{u.օդ}^h = 21^\circ\text{C}$:



Նկ .4.28.2 *ն Լ տ ր Ե ր վ ա ծ շ ա հ ո Լ Ե թ ը $t_{u.o\ddot{u}}$ -ի տարբեր
արժեքների դեպքում ($R=5\%$)*

Ինչպես երևում է ստացված գրաֆիկից (նկ . 6),
Էական նշանակու թյ ու ն ու ն ի ն ախազ ծ ի տևող ու թյ ա ն
ը ն տր ու թյ ու ն ը , ք ա ն ի ո Ր տարբեր $t_{u.o\ddot{u}}$ -ի ց կ ախվ ա ծ $CF_{u\ddot{u}}$ -ի
արժեքները զգալիորեն տարբերվում են , ինչի
հետևանքով կորերն ու ն են տարբեր թեք ու թյ ու ն , և
ն ախազ ծ ի տևող ու թյ ու ն ի ց կ ախվ ա ծ ` առավել ազ ու յ ն
NPV-ին համապատասխանող $t_{u.o\ddot{u}}$ -ը կարող է փոխվել :
Օրինակ `10 տարի ա ն ց $t_{u.o\ddot{u}} = 27^{\circ}\text{C}$ -ի ն համապատասխանող NPV-ը
կ հավասարվի , ի ս կ հետագա տարիներին կ գերազանցի
 $t_{u.o\ddot{u}} = 21^{\circ}\text{C}$ -ի ն համապատասխանող NPV-ի արժեքին , մինչդեռ
ն ախք ա ն ա յ դ վ եր ջ ի ն ի ս արժեքն ա վ ել ի ք ար ձ ր Ե ր :

Կոմպրեսոր ներծծվող օդի հովացման
համակարգը նախազ ծ ել ի ս պե տք Ե ն ա ն հ ա շ վ ի առ ն ել ,
ո Ր շ ա հ ո Լ թ ա ք Եր ու թյ ա ն ն եր ք ի ն ն ո Ր մ ը (IRR)
զգալիորեն փոփոխվում է ` ը ն տր վ ա ծ Ա Բ Ս Մ -ի
ց Ր տար տադ Ր ող ա կ ա ն ու թյ ու ն ի ց կ ախվ ա ծ : Ի ն չ պ ե ս
Երևում է նկարից (նկ .4.29), արտաքին օդի հաշվարկային
արժեքից $t_{u.o\ddot{u}}$ կ ախվ ա ծ ` IRR-ը զգալիորեն նվազում է :



*Նկ .4.29. IRR-ի կ ախվ ա ծ ու թյ ու ն ը ար տաք ի ն օ դ ի
հ ա շ վ ար կ ա յ ի ն ջ Ե Ր մ ա ս տ ի ճ ա ն ի ց*

**4.10. ԵրՁԵԿ-ի համակցված ցիկլով աշխատող
Էլեկտրակայանում քարձր ճնշումային**

**մ շ ու շ ապատմամբ և ԱԲՍՄ-ն վ հ ո վ աց մ ան հ ամակ ար գ ե թ ի
հ ամ ե մ առ ու թ յ ու ն ը**

ԵրՋԷԿ-ում տեղակայված ԳՏՏ-ի հզորությունը 15°C ջերմաստիճանի և 60% հարաբերական խոնավություն պարագայում հավասար կլիսի 155,2ՄՎտ, իսկ շոգետուրբիսի հզորությունը նույն պայմաններում հավասար է 63,4ՄՎտ:

Էլեկտրատեներգիայի թերարտադրությունը տարվակտրվածքով օդի ջերմաստիճանի 15°C-ից բարձր կլիսելու հետևանքով գնահատվում է ըստ ջերմաստիճանային տիրույթների՝ 5°C քայլով: Դիտարկվող ջերմաստիճանային տևողականությունը սիրույթում՝ 3808,8ժ [123], նշված պայմաններում, եթե ջերմաստիճանի ազդեցությամբ հզորությունը չնվազեր, էներգաբլոկը կարտադրեր 832,6մլն.կՎտ·ժ Էլեկտրատեներգիա [34]:

Բոլոր կորուստների գումարը կլիսի միջին տարեկան կորուստը կապված ջերմաստիճանի բարձր կլիսելու հետ: Կառուցելք աղյուսակ, որում արտահայտված կլիսեն [124]-ում դիտարկվող միջին ջերմաստիճանների և տևողականությունների դեպքում էներգաբլոկի գազատուրբիսային և շոգեուժային տեղակայանքների հզորությունները և գումարային արտադրանքը (աղ.4.9):

ԱԲՍՄ-ների կողմից տասնյակ անգամ պակաս Էլեկտրատեներգիա է սպառվում ՇԿՍՄ-ների համեմատ: Չնայած որ այս դեպքում ջերմության աղբյուրը Էլեկտրական էներգիա չի ծախսում, սակայն Էլեկտրական էներգիա անհրաժեշտ է պոմպերի, աշտարակահովացուցիչների օդամուղների և այլ օժանդակ սարքավորումների համար: ԱԲՍՄ-ի կազմում հիմնական Էլեկտրասպառող սարքավորումներն են կլիթիումի բրոմիդի

լ ու ծ ու յ թ ի , ս առ ն ար ա ն ա յ ի ն ա գ ե ն տ ի (ջ ը ի) պ ո մ պ ե ը ը և վ ա կ ու ու մ ա յ ի ն պ ո մ պ ը , ո թ ո ն ց գ ու մ ար ա յ ի ն է լ ե կ տր ա ս պ առ ու մ ը կ ա գ մ ու մ է մ ի ա վ ո թ ի ց մ ի ն չ և տ ա ս ն յ ա կ կ Վ տ-ե թ , մ ի ն չ դ եռ Ա Բ Ս Մ-ն ե թ ի ց թ տ ար տ ա դ թ ո ղ ա կ ա ն ու թ յ ու ն ը հ ա ս ն ու մ է տ ա ս ն յ ա կ Մ Վ տ-ե թ ի :

Ց թ տ ա մ ա տ ա կ ար ար մ ա ն հ ա մ ա կ ար գ ե թ ի ն ա խ ա գ ծ մ ա ն դ ե պ թ ու մ է լ ե կ տր ա է ն ե թ գ ի ա յ ի հ ի մ ն ա կ ա ն ս պ առ ո ղ ն ե թ ն ե ն հ ո վ ա ց վ ո ղ , հ ո վ ա ց ն ո ղ և տ ա ք ա ց ն ո ղ ջ ը ի շ ը ջ ա ն առ ու թ յ ա ն պ ո մ պ ե ը ը (տ ա ք ջ ու ը ջ ե թ մ ա կ թ ո վ Ա Բ Ս Մ-ն ե թ ի դ ե պ թ ու մ): Վ ե թ ո ն շ յ ա լ շ ը ջ ա ն առ ու թ յ ա ն պ ո մ պ ե թ ի և ա շ տ ար ա կ ա հ ո վ ա ց ու ց ի չ ն ե թ ի օ դ ա մ ու ղ ե թ ի ա շ խ ա տ ա ն ք ի հ ա մ ար ծ ա խ ս վ ո ղ է լ ե կ տր ա կ ա ն հ գ ո թ ու թ յ ու ն ը կ ա գ մ ու մ է Ա Բ Ս Մ-ի ա ն վ ա ն ա կ ա ն ց թ տ ար տ ա դ թ ո ղ ա կ ա ն ու թ յ ա ն 2...5%-ը [125]:

Ա ղ յ ու ս ա կ 4.9

Դ ի տ ար կ վ ո ղ տ ն ո ղ ա կ ա ն ու թ յ ա մ ք ջ ե թ մ ա ս տ ի ճ ա ն ն ե թ ի պ ա յ մ ա ն ն ե թ ու մ հ ո վ ա ց մ ա ն հ ա մ ա կ ար գ ե թ ի կ ի թ առ մ ա ն դ ե պ թ ու մ ե թ Ջ Ե Կ-ի ար տ ա դ թ ո ղ ա կ ա ն ու թ յ ա ն փ ո փ ո խ ու թ յ ու ն ը

	$t_{0 \eta}, ^\circ\text{C}$	17,5	22,5	27,5	32,5	Գ ու մ ար ա յ ի ն
	$\tau, \text{ժ}$	1279,2	1586,4	909,6	33,6	3808,8
Ս Մ Ս Ս Ս հ ո վ ա ց մ ս ս լ	$N_{qS}, \text{Մ Վ տ}$	148,8	143,6	138,6	133,9	783,7
	$N_{cS}, \text{Մ Վ տ}$	62,3	61,6	61,07	60,5	
	$N_{\delta qS}, \text{Մ Վ տ}$	211,1	205,2	199,7	194,4	
	$W_{\Sigma}, \text{մ լ ն.}$	270,0	325,5	181,6	6,5	
	$կ Վ տ \cdot \text{ժ}$					
Գ ու լ ո թ շ ա ց մ ա մ ք հ ո վ ա ց ու մ	$t_h, ^\circ\text{C}$	11,5	15,6	19,8	23,9	816,4
	$N_{qS}, \text{Մ Վ տ}$	155,8	151,07	146,8	142,7	
	$N_{cS}, \text{Մ Վ տ}$	63,6	62,7	62,2	61,8	
	$N_{\delta qS}, \text{Մ Վ տ}$	219,4	213,77	209	204,5	
	$N_{\text{պոմայ}}, \text{կ Վ տ}$	41,9	153,6	55,9	63,9	
	$\Delta N_{\delta qS}, \text{Մ Վ տ}$	8,3	8,4	9,3	10	
	$W_{\Sigma}, \text{մ լ ն.}$	280,6	338,9	190,1	6,9	
$կ Վ տ \cdot \text{ժ}$						
ն վ հ ո վ ա ց	$t_h, ^\circ\text{C}$	12	12	15,5	20,5	
	$N_{\delta qS}, \text{Մ Վ տ}$	221,14	221,05	217,18	211,53	
	$N_{\text{ԱԲՍՄ}}, \text{կ Վ տ}$	21	21	21	21	
	$N_{\text{պոմայ}}, \text{կ Վ տ}$	390	390	390	390	

$\Delta N_{\text{գ Գ S}}, \text{Մ Վ տ}$	9,6	15,4	17,1	16,7	
$W_{\Sigma}, \text{մ լ ն .}$	282,4	350,0	197,2	7,1	836,6
Կ Վ տ-ժ					

Դիտարկվող ջերմաստիճանային տևողակալանոթյամբ տիրոջ թույլ ԱԲՍՄ-ով օդը հովացվում է մինչև նվազագույնը՝ 12°C ջերմաստիճան: Յուրաքանչյուր օդի ջերմաստիճանը պայմանավորված է մթնոլորտային օդի դիտարկվող միջին ջերմաստիճաններով և ընտրված ԱԲՍՄ-ի ցրտարտադրողակալանոթյամբ:

Գնահատենք ԵրՋԷԿ-ի համակցված ցիկլով Էներգաբլոկում ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր ներծծվող օդի հովացման համար 7,8ՄՎտ ցրտարտադրողակալանոթյամբ ԱԲՍՄ-ի օգտագործման դեպքում ստացվող լավարկումը՝ հաշվի առնելով ԱԲՍՄ-ով հովացման համակարգի սեփական կարիքների համար Էլեկտրաէներգիայի ծախսը (աղ.4.9): Այսպես, ուղղակիորեն ԱԲՍՄ-ի աշխատանքի համար ծախսվում է 21կՎտ Էլեկտրական էներգիա, իսկ շրջանառակալան պոմպերի և օդամուղերի վրա՝ մոտ 390կՎտ:

Ինչպես երևում է ստացված տվյալներից, ԱԲՍՄ-ով հովացման շնորհիվ դիտարկվող ժամանակահատվածում հնարավոր է արտադրել 836,6մլն.կՎտ-ժ Էլեկտրական էներգիա: Այդ ցուցանիշը 6,7%-ով ավել է իր նախագծային արտադրանքից, մինչդեռ առանց հովացման համակարգի արտադրվում է նախագծային արտադրանքի 94,1%-ը, գոլորշացմամբ հովացման դեպքում՝ 98,1%-ը: Դա պայմանավորված է օդի ավելի խորը (մինչև 12°C) հովացմամբ, ինչի շնորհիվ «վերականգնված» արտադրանքը կազմում է 52,9մլն.կՎտ-ժ՝ թերարտադրված Էլեկտրաէներգիայից 8,3%-ով ավել:

Այսպիսով՝ ԱԲՍՄ-ով հովացման առավել ությունը գոլորշացմամբ հովացման

համակարգերի համեմատողի ավելի խորը հովացումն է և, հետևաբար, ԳՏՏ-ի արտադրողականության ավելի մեծ չափով ավելացման հնարավորությունը: ԱԲՍՄ-ով հովացման համակարգի օգտագործման շնորհիվ $32,5^{\circ}\text{C}$ միջին ջերմաստիճանի դիտարկվող $33,6$ ժամերի ընթացքում ՅՇԳՑԷ-ի հզորությունը առանց հովացման տար-բերակի համեմատ աճում է $16,7\text{ՄՎտ-ով}$ ($8,6\%$ -ով), մինչդեռ գոլորշացմամբ հովացման դեպքում այն աճում էր ընդամենը 10ՄՎտ-ով [124]: Կատարված հաշվարկի արդյունք-ներից երևում է, որ դիտարկվող ջերմաստիճանային տևողականության մեծ տիրույթում է ներգաբլոկի հզորության ավելի բարձր է ԱԲՍՄ-ի օգտագործման դեպքում:

Թեև, սառնարանային մեքենաներով հովացման համակարգի կապիտալ ներդրումերը մշուշապատման համակարգի համեմատ զգալիորեն ավելի բարձր են, կատարված վերլուծության հիման վրա կարող ենք եզրակացնել, որ էներգաբլոկի հզորության վերականգնման տեսանկյունից ԱԲՍՄ-ների օգտագործումը ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող մթնոլորտային օդի հովացման համար ավելի նպատակահարմար է, քան գոլորշացմամբ հովացման եղանակը:

ԵՁՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

1. Ապացուցվել է, որ ՀՀ-ում ՁՊ-երի կիրառումը նպատակահարմար է այլ աղբյուրների հետ համակցված սխեմաներում, իսկ ջեռուցման համար անջատ սխեմայով ՁՊ-ների կիրառումը ունի ցածր ներդրումային գրավչություն՝ կապիտալ ներդրումների համեմատաբար երկար հետզնման ժամկետներով պայմանավորված:

2. Առաջարկվել է ՁԷԿ-երի շրջանառու ջրի ջերմության օգտահանումը կազմակերպել ու նպատակով արսորբցիոն ջերմային պոմպերի կիրառումը, քանի որ դրանք օգտագործում են միայն էլեկտրակայանի հիմնական տեխնոլոգիական ցիկլի ջերմային էներգիան և էլեկտրական հզորության և րացուցիչ ծախսերի կարիք գրեթե չունեն:

3. Մշակվել է ԳՏՏ էներգետիկական ցուցանիշների հաշվարկի մեթոդ, որը հաշվի է առնում կոմպրեսոր ներծծվող օդի ծախսի փոփոխությունը՝ մթնոլորտային օդի պարամետրերից կախված, կոմպրեսորի մոտեքում ջերմաստիճանի ազդեցությունը ճնշման բարձրացման աստիճանի վրա, ինչպես նաև այրման խոց տրվող բնական գազի և առաջացած այրման արգասիքների ծավալային կազմը:

4. Հիմնավորված է, որ արտաքին օդի ջերմաստիճանի է 12-ից մինչև 36°C աճի դեպքում ԳՏՏ-ի հզորությունը նվազում է 25,3ՄՎտ-ով, իսկ ԾԳՏ-ինը՝ 27,1ՄՎտ-ով: Ջերմաստիճանի աճին զուգահեռ ավելանում է 1կՎտ·ժ էլեկտրաէներգիայի արտադրության համար պայմանական վառելիքի տեսակարար ծախսը՝ 239գ պ.վ./կՎտ·ժ)ից հասնելով 36°C-ում մինչև 255,7գ պ.վ./կՎտ·ժ):

5. Հիմնավորվել է որպես էներգետիկական տեղակայանքների արդյունավետության բարձրացման հնարավոր տարբերակ՝ համակցված տեղակայանքների օգտագործումը ՇԳՏ-ների և ջերմօգտահանիչ ԱԲՍՄ-ների համատեղ կիրառմամբ:

6. Առաջարկվել են արդյունակային տվյալների մշակման արդյունքում ստացված երկու պարամետրերից ֆունկցիաներ՝ լիթիումի բրոմիդի ջրային լուծույթի թերմոդինամիկական պարամետրերի որոշման համար:

7. Վերլուծվել են ջերմափոխանակիչ մակերևույթների արդյունավետության գնահատման մեթոդները և համեմատմանը վերաբերող հարցեր: Առաջարկվել է որպես էտալոն ընտրված տարբերակի համեմատ կողավորված մակերևույթի ջերմահիդրավլիկ արդյունավետությանը բնութագրող \bar{E} հարաբերական պարամետրի միջոցով շահմատաձև դասավորված լայնակի կողավորմամբ խողովակափնջերի տարատեսակ մոդիֆիկացիաների ջերմատվողական, հիդրավլիկական դիմադրողական և ջերմահիդրավլիկ արդյունավետության համեմատման մեթոդ:

8. Առաջարկվել է ԳՏՏ մատուցվող օդի սառնարանային մեքենաներով հովացման համակարգը նախագծելիս տեխնիկատնտեսական հիմնավորմամբ մթնոլորտային օդի առավել նպատակահարմար հաշվարկային ջերմաստիճանի ընտրողական մեթոդ: Որպես օպտիմալ ընտրվել է $t_{u,0}^i = 24^\circ\text{C}$ ($Q_{\text{ԱԲՍՄ}} \approx 7,8 \text{ ՄՎտ}$):

9. Ապացուցվել է, որ երևանի պայմաններում ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքում ԱԲՍՄ-ի միջոցով օդի հովացման համակարգի կիրառումը տնտեսապես շահավետ է: Երևանի ՋԷԿ-ի շոգեգազային էներգաբլոկի օրինակի վրա այդպիսի համակարգի հետգնման ժամկետը կազմել է 3..4 տարի, տարեկան

շահույթաբերություններ՝ մոտ 601 հզ. ԱՄՆ դոլ. (290 մլն. դր): Ապացուցվել է ԱԲՍՄ-ով հովացման դեպքում գոլորշացմամբ հովացման համակարգերի համեմատ ԳՏՏ-ի արտադրողականության ավելի մեծ չափով ավելացման հնարավորություններ:

ՕԳՏԱԳՈՐԾՎԱԾ ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ

1. Հայաստանի Հանրապետության էներգետիկայի ազգային ծրագիր (ՀՀ կառավարության 18 հոկտեմբերի 2007թ. №2 արձանագրային որոշում). - 53 էջ : http://www.minenergy.am/storage/files/pages/pg_0732718218_national_program_armenian.doc
2. **Հովհաննիսյան Լ.Ս., Խաչատրյան Ռ.Գ.** Ջերմային պոմպերի ներդրումը որպես համախառն ներքին արդյունքի էներգատարողական և վազեցման միջոց // ՀՊՃՀ Բանբեր, սերիա Էլեկտրատեխնիկա, էներգետիկա. - 2014.թ. 17, №2. էջ 59-70:
3. **Հովհաննիսյան Լ.Ս.** էներգետիկական մենեջմենթ. - Երևան : Ճարտարագետ. - 2008. - 442 էջ :
4. ՀՀ վերականգնող էներգիայի ընդլայնման ծրագիր : Ներդրումային ծրագիր. - Հոկտեմբեր, 2014. - 196 էջ : http://r2e2.am/wp-content/uploads/2014/09/Armenia-SREP-Investment-Plan_final-June-27-2014-arm-final.pdf
5. National Accounts Statistics database [Электронный ресурс]. - режим доступа: <http://www.oecd-ilibrary.org/statistics>, свободный.
6. **Джахан С. и др.** Доклад о человеческом развитии 2016 [Резюме]. - Изд. «Весь мир». - 40 с. hdr.undp.org/sites/default/files/HDR2016_RU_Overview_Web.pdf
7. **Հովհաննիսյան Լ.Ս., Խաչատրյան Ռ.Գ.** Համախառն ներքին արդյունքի էներգատարողական փոքրացումը որպես տնտեսության կայուն զարգացման կարևորագույն գործոն // ՀԱՊՀ Լրաբեր : Գիտական հոդվածների ժողովածու 3 մասով. - 2015. - Մաս 2. - էջ 479-492:
8. Հայաստանի Հանրապետության էներգետիկական տնտեսության ապահովման հայեցակարգ (Հավելված ՀՀ կառավարության 2011թ. դեկտեմբերի 22-ի նիստի N 50 արձանագրային որոշման). - 39 էջ :

https://www.e-gov.am/u_files/file/decrees/arc_voroshum/12/MAR50-14_1.pdf

9. **Бушуев В.В.** Энергетический потенциал и устойчивое развитие. – М.: ИАЦ Энергия, 2006. – 320 с.
10. **Համաշխարհային բանկ .**
[http://data.worldbank.org/indicator/EG.EGY.PRIM.PP.KD?](http://data.worldbank.org/indicator/EG.EGY.PRIM.PP.KD?contextual=default&end=2014&locations=AM-1W-OE-EU&start=1990&view=chart)
contextual=default&end=2014&locations=AM-1W-OE-EU&start=1990&view=chart
11. **Степаненко В.А., Афанасьев А.С.** Тепловые насосы в системах теплоснабжения и кондиционирования городов и зданий Украины в XXI веке // Международная конференция “Тепловые насосы в странах СНГ”, 2013г., г. Алушта (Крым, Украина).-2013.-19с.
12. Тепловые насосы – состояние и тенденции развития в Азии и Тихоокеанском регионе / Heat pumps – status and trends in Asia and the Pacific. **T. Machida** // Int. J. Refrig.- 2002. – 25, №4. – P. 405–413.
13. **Laue H.J.** Stand und Zukunft der Heizungswärmepumpe // Kalte- und Klimatechn.-2002.-55, №9.-P. 56–61.
14. Обзор мирового рынка тепловых насосов типа “воздух-вода” 2009 г. HVAC ReFerent по материалам журнала JARN (N 487-5-август 2009).
15. **Кологривых А.С., Семененко А.С.** Обзор мирового и российского рынка теплонасосных установок // БГТУ. journal. esco.co.ua/ cities/2014.8/art 156.pdf.-55с.
16. **Հայաստանի էներգախնայող ուղղութիւններ ծրագրի 1-ին փուլի հաշվետվությունը (Հավելված N2: ՀՀ կառավարություն 2017թ փետրվարի 2-ի նիստի №4 արձանագրային որոշման).** – 304 էջ : https://www.e-gov.am/u_files/file/decrees/arc_voroshum/2017/02/4-7_2ardz_voroshum.pdf
17. **Հայաստանի Հանրապետությունը Վերականգնող էներգետիկայի զարգացման ուղեցուցային ծրագիր (ամփոփում).** – Մայիս, 2011. – 11 էջ : http://r2e2.am/wp-content/uploads/2012/07/Renewable-Energy-Roadmap-for-Armenia_arm.pdf
18. **Плевако А.П.** Возможность использования тепловых насосов на ТЭС и котельных // Сборник научных трудов. Национальный исследовательский Томский политехнический университет. - Томск. - 2012. - С. 229-232.
19. **Ермакова Ю.В.** Использование тепловых насосов в системе ХВО ТЭЦ (ТЭС) // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Ч 1. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – С. 25-28.

20. **Буров В.Д. , Дудолин А.А. , Сойко Г.В.** Газотурбинная установка с тепловым насосом // Патент. RU 2515910 С1. – 2014. – 7 с.
21. **Романюк В.Н., Муслина Д.Б., Бобич А.А. и др.** Абсорбционные тепловые насосы в тепловой схеме ТЭЦ для повышения ее энергетической эффективности // Энергия и менеджмент. - 2013. - № 1 .- С. 14-19.
22. **Романюк В.Н., Бобич А.А., Мальков С.В.** Абсорбционные или парокомпрессионные тепловые насосы в схемах ТЭЦ // Энергия и менеджмент. - 2013. - №4-5. - С. 18-21.
23. **Турлайс Д., Жигурс А., Церс А., Плискачев С.** Утилизация низкопотенциального тепла с использованием тепловых насосов для повышения эффективности комбинированной выработки энергии // Новости теплоснабжения. - 2009. - № 10 (110). - С. 23-25.
24. **Талцис Н., Церс А., Плискачев С., Дзелзитис Э., Турлайс Д.** Опыт утилизации низкопотенциального тепла с использованием абсорбционного теплового насоса // Новости теплоснабжения. - 2011. - № 5 (129). - С. 27-31.
25. **Максимук Е.П.** К проблеме повышения величины и годовой равномерности полезной тепловой нагрузки теплоэлектроцентралей города Кишинева // Проблемы региональной энергетики. - 2010. - № 1. - С. 61-65.
26. Ավելի ցածր էներգիայի օգտագործման համար, աշխարհում էլեկտրակայանները կարող են օգտագործել ջրի և սառնամանուկի համակարգերը: <http://minenergy.am/article/869>
27. Հայաստանի Հանրապետության 2015թ. նոյեմբերի 19-ի N 1364 - Առևտրային գործարարության հարկի մասին: https://www.e-gov.am/u_files/file/decrees/kar/2015/11/15_1364_1.pdf
28. **Цанев С.В., Буров В.Д., Ремизов А.Н.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева.- 2-е изд., стереот. - М.: Изд. дом. МЭИ, 2006. - 584 с.
29. **ГОСТ 29328-92.** Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1992.
30. **Абуд Н.А.** Совершенствование энергетических газотурбинных установок, используемых в Ливии, для повышения выработки электрической энергии: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / С.-Петербург. политехн. ун-т. - СПб., 2009. - 18 с.
31. **Кеке Т.С.А.** Исследование влияния системы технического водоснабжения на характеристики парогазовой установки в условиях Республики Кот-д'Ивуар: Авто-реферат дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Нац. исслед. ун-т МЭИ. – М., 2013. - 20 с.
32. **Рыбалко В.В., Часовских А.А.** Методика теплового расчёта газотурбинных энергетических установок. Учебное пособие. СПб. 2002. – 120 с.

33. **Гринчук А.С.** Влияние параметров циклового воздуха и аэродинамики газового тракта на экономичность ГТУ и ПГУ // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ - Энергетика : научно-технический и производственный журнал. - 2009. - N 6. - С. 74-82.
34. **Ռաֆյան Ռ.Ա.** Շոգեգազատու լրբիւայիւտեղալայանքի աշխատանքայիւնեժիմնէրի հետազոտու թյունը և լավարկումը (էրՋԷԿ-ի օրիւակի վրա) : Սենդմ. Ե.14.03- «Ջերմատէրգետիկա» մասն.տեխն.գիտ.թեկն.-էրևան, 2015. - 27 էջ .
35. **Nasser A.E.M., El-Kalay M.A.** A heat recovery cooling system to conserve energy in gas-turbine power stations in Arabian Gulf // Applied Energy. – 1991. - №38. – P. 133-142.
36. **Mohanty B., Paloso G.** Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using as absorption chiller // Heat Recovery Systems and CHP. – 1995. - №15. – P. 41-50.
37. **Kakaras E., Doukelis A., Karellas S.** Compressor intake air cooling in gas turbine plants // Energy. – 2004. - №29. – 2347-2358.
38. **Amery M., Hejazi S.H.** The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller // Applied Thermal Engineering. – 2004. - №24. – P. 59-68.
39. **Al-Bortmany J.N.** Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air // Proceedings of ASME Turbo Expo. – June, 2002. – P. 3-6.
40. **Hariri R., Aghanajafi C.** The influence of recovering wasted energy and air coolers on gas turbine cycle performance // Energy Engineering. – 2009. - №106 (1). – P. 24-39.
41. **Boonnasa S., Namprakai P., Muangnapoh T.** Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller // Energy. – 2006. - №31. – P. 2036-2046.
42. **Рабенко В.С., Будаков И.В., Неуймин В.М.** Об особенностях эксплуатации энергоблоков ПГУ в климатических условиях России // Энергосбережение и водоподготовка. – 2010. - №6(68). – С. 9-14.
43. **Ղուլոյան Լ.Տ., Բուրնաջյան Մ.Բ.** Ջերմատէխնիկա : Մաս 1. Ջերմատէխնիկայի տեսական հիմնականները . - Եր. : Լոյս , 1986. - 312 էջ :
44. **Жидович И.С.** Применение тепловых насосов в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения многоквартирного жилого фонда на принципах энергосбережения.- Минск, 2014.- 28 с.
45. **Васильев Г.П., Хрустачев Л.В. и др.** Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии / Правительство Москвы, МОСКОМАРХИТЕКТУРА. – М., 2001. – 66 с.

46. **ՀՀՇԼ IV-12.02.01-04** Ձեռնոցում, օդափոխում և օդի լավորակում. Շինարարական նորմեր. - Երևան. - 2004թ. - 58 էջ .
47. **СП 23-101-2004** Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование тепловой защиты зданий. - М.: ФГУП ЦПП. - 2004. - 145 с.
48. **Оганесян А.С., Казарян М.Г.** Эффективность применения воздушных тепловых насосов в условиях Армении // Вестник НПУА. Электротехника. Энергетика. - 2015.- №1.- С. 11-35.
49. **Հոսանքային և Լ.Ս., Խաչատրյան Ռ.Գ.** Հայաստանում ջերմային պոմպերի կիրառման առավել ությունները և թերուրյունները // ՀԵՍԼ Լրաբեր. - 2015. - Հ.12. - №4. - էջ 635-643.
50. **Филиппов С.П., Дильман М.Д., Ионов М.С.** Перспективы применения тепловых насосов в России // Электронный журнал “ЭнергоСовет”. - 2011. - №5 (18). - С. 42-45. - режим доступа: http://www.energsovet.ru/bul_stat.php?idd=215
51. Развитие энергосбережения на базе инновационной технологии абсорбционных тепловых насосов / **В.Н. Романюк, А.А. Бобич и др.** // Энергоэффективность. - 2013. - № 2. - С. 28 - 30.
52. Абсорбционные тепловые насосы в теплоэнергетических системах промышленных предприятий для снижения энергетических и финансовых затрат / **Романюк В.Н., Бобич А.А., Муслина Д.Б и [др.]** // Энергия и менеджмент. - 2013.- №2 .- С.32-37.
53. **Шилкин Н.В.** Абсорбционные холодильные машины // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. - 2008. - №1. - С. 44-51.
54. Применение абсорбционных технологий для одновременной утилизации тепла и получения холода для различных нужд: дополнение к курсу лекций «Тепловые насосы и термотрансформаторы» и «Теплоиспользующие холодильные машины». - СПбГУНиПТ. - г. Санкт-Петербург - 21с. [Электронный ресурс] -<http://www.teplosibmash.ru/files/File/Addition%20for%20education.pdf>.
55. **Бушуев В.В.** Мировая энергетика: Состояние, проблемы, перспективы. - М.: Энергия. - 2007. - 664 с.
56. **Фон Клеве Х.** Электростанции с охлаждаемыми воздухом конденсаторами и их значение для будущего // ВВК. - 1988. - № 11. - С. 26-39.
57. Охладительные системы Геллера для электрических станций. Референц-лист. ф. EGI. - Венгрия, 1991.
58. Техническое предложение ф. Lummus на разработку и поставку воздушного конденсатора для турбины 200 МВт / Lummus Heat Transfer System. - Голландия, 1991.
59. **Balogh A., Szabó Z.** Advanced Heller System to Improve Economics of Power Generation // EPRI Conference on Advanced Cooling Strategies/Technologies. - Sacramento (CA), June 2005.

60. **Калатузов В.А.** Низкопотенциальная часть тепловых электростанций одна из причин ограничения их мощности [Текст] // Энергосбережение и водоподготовка. - 2010. - №3.
61. Технические условия ТУ 108-932-80. Турбина паровая стационарная конденсационная без регулируемых отборов пара К-210-130-3, К-210-130-6 / Производственное объединение турбостроения «Ленинградский металлический завод», 1977.
62. **Оганесян Л.С., Хачатрян Р.Г.** Термодинамический анализ применения тепловых насосов для повышения энергоэффективности тепловых электрических станций // Вестник Инженерной академии Армении. - 2015. - Т.12. - №2. - С. 261-269.
63. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / Под общ. ред. **Ю.Ф. Косяка.** - М.: Энергоиздат, 1982. - 272 с.
64. **Янченко И.В.** Влияние абсорбционного теплового насоса на тепловую экономичность ТЭС и АЭС : Диссертация ... кандидата технических наук : 05.14.14 / [Место защиты: Юж.-Рос. гос. техн. ун-т]. - Новочеркасск, 2015. - 180 с.
65. **Ефимов Н.Н., Янченко И.В., Скубиенко С.В.** Энергетическая эффективность использования абсорбционного бромисто-литиевого теплового насоса в тепловых схемах ТЭС // Изв. вузов. Сев-Кавк. регион. Технические науки. - 2014. - № 1. - С.17-21.
66. **Шарапов В.И., Пазушкин П.Б., Цюра Д.В. и др.** Методика расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды на тепловых электростанциях // Проблемы энергетики. Известия вузов. - 2002. - № 7-8. - С. 22-35.
67. **Олейникова Е.Н., Макаревич Е.В., Дудолин А.А., Буров В.Д.** Оценка эффективности использования пароконденсационных ТНУ с газопоршневым приводом на ПГУ-ТЭЦ // Материалы VIII международной научно-технической конференции "Энергия - 2013". Т.1. - Иваново. - ИГЭУ. - 2013. - С. 56-60.
68. **Խաչատրյան Ռ.Գ.** Ջերմային պոմպերի կիրառմամբ ջերմաէլեկտրակայաններին արդյունավետորթյան բարձրացման սխեմաների համարական վերլուծություն // ՀԱՊՀ Լրաբեր : Գիտական հոդվածներին ժողովածու. - 2016. - Մաս 2. - Էջ 575-583:
69. **Бойс М.** Турбомашиностроение в следующем тысячелетии // Газотурбинные технологии. - 2000.- № 5. - С.14-19.
70. **Мельников Ю.В., Мошкарин А.В.** Обзор направлений и объема ввода парогазовых блоков в мире и России // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX. - М.: Энергоатомиздат, 2009. - С. 3-19.

71. **Thermodynamics.** Combined Cycles in Stationary Gas Turbine for Power Production / Massachusetts Institute of Technology.
<http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node67.html>
72. Сводный отчет о мониторинге "Дорожной карты по ключевым экологическим вопросам объединения электроэнергетических рынков ЕС и СНГ" за 2011-2012 гг. (в части СНГ) / Электроэнергетический Совет СНГ. Протокол № 46 от 24 октября 2014 года. - 58 с.
73. **Jaber Q.M., Jaber J.O., Khawaldah M.A.** Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems // Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering. - 2007. - 1. - P. 7-15.
74. **Chiang S.H., Weismantel G.** A novel concept for reducing water usage and increasing efficiency in power generation. - 2004. - 35 p.
75. **Flin D.** Combustion Turbine inlet air cooling // Energy & Cogeneration World. - September, 2004.
76. **Meherwan P. Boyce** Gas Turbine Engineering Handbook // Butterworth Heinemann, Elsevier. - 2012. - 956 p.
77. **Grace D., Boncimino G., Stenzel W.** Combined cycle power plant optimization studies // Proceeding of JPGC01, International Joint Power Generation Conference, New Orleans, Louisiana, The Netherlands, June 4-7 2007, Paper NO: JPGc2007/pwr-1900, 2007.
78. **Kraneis W.** The increased importance of evaporative coolers for gas turbine and combined-cycle power plants // VGB PowerTech, 2000. - N.9. - pp. 36-40.
79. **Альрави Аммар И. Ибрагим** Оптимизация параметров ПГУ и систем охлаждения наружного воздуха ПГУ и ГТУ для территорий с жарким климатом. Автореф. дис. ... канд. техн. наук Ир., 2012. - 25 с.
80. **Романюк В.Н., Бобич А.А., Коломыцкая Н.А. и др.** Повышение эффективности ГТУ на ТЭС в летний период // Энергия и Менеджмент. - 2011. - № 1. - С. 18-22.
81. **Бурцев С.И.** О некоторых преимуществах абсорбционных холодильных машин. Источник: TopClimat.ru
82. **Սարգսյան Ա.Գ., Խաչատրյան Ռ.Գ.** Գազատուրբինային տեղակայանքներին մոտ տքնում օդի հոսքի արդյունավետությունը Երմատնտեսական մեթոդի վերլուծություն // ՅՃԱԼ րաբեր. - 2016. - Դ.13. - №2. - Էջ 249-254:
83. **Хачатрян Р.Г.** Выбор способа кондиционирования воздуха на входе газотурбинных установок в зависимости от региональных климатических условий // Вестник Инженерной академии Армении. - 2015. - Т.12. - №3. - С. 480-486.
84. **Յնվանեսյան Լ.Ս., Սարգսյան Ա.Գ., Խաչատրյան Ռ.Գ.** Գազատուրբինային տեղակայանքի մոտ տքնում

օ դ ի հ ն վ ա գ մ ա ն ե ղ ա ն ա կ ի ը ն տր ու թ յ ու ն ը ` կ ա խ վ ա ծ տ ա ր ա ծ ա շ ր ջ ա ն ի կ լ ի մ ա յ ա կ ա ն պ ա յ մ ա ն ն ե թ ի ց // Յ Ա Պ Յ Լ ր ա ք ե ր : Գ ի տ ա կ ա ն հ ո ն դ վ ա ծ ն ե թ ի ժ ո ղ ո վ ա ծ ու 3 մ ա ս ո վ . - 2016. - Մ ա ս 2. - Է ջ 583-591:

85. **Meher-Homji Cyrus B., Thomas R.Mee III.** Gas Turbine Power Augmentation By Fogging of Inlet Air // Proceeding of the 28th Turbomachinery symposium.-2007.
86. Durability surveillance of advanced gas turbines-Performance and mechanical baseline establishment for GE Frame 7F / **C.B. Meher-Homji, A.N. Lakshminarasimha, G. Mani, et al** // ASME gas turbine and aeroengine congress.-Cincinnati, 1993. - 11 p.
87. **Паномаренко В.С., Арефьев Ю.И.** Градирни промышленных и энергетических предприятий // Москва. – Энергоатомиздат. – 1998. – 376 с.
88. **Тарабанов М.Г.** J-d диаграмма влажного воздуха. Методические указания. – Волгоград, 2003. – 24 с.
89. **Оганесян А.С., Хачатрян Р.Г.** Разработка методики расчета параметров газовой турбины GT13E2 MXL установленной на Ер.ТЭЦ при переменных режимах работы // Вестник НПУА. Электротехника, Энергетика. – Ереван, 2016. – №2. – С. 35-45.
90. **Матвеева А.А.** Расчет показателей экономичности газотурбинных и парогазовых установок: Методические указания к курсовой работе.- Томск: Изд.-во ТПУ, 2014.- 40 с.
91. Расписание погоды [Электронный ресурс]. https://rp5.ru/Погода_в_Ереване
92. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. **С.Н. Богданова**. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999.
93. **Гаврилкин В.П., Куранов Е.А.** Аналитическое определение параметров влажного воздуха // Вестник Астраханского государственного технического университета. – 2007. - №2(37). – С.148-151.
94. **Մ ա ր ու խ յ ա ն Ո .Չ ., Բ ու ն ա չ յ ա ն Յ .Ա .** Ջ ե ր մ ա յ ի ն Է լ ե կ տր ա կ ա յ ա ն ն ե թ ի ա շ խ ա տ ա ն ք ա յ ի ն ո ե ժ ի մ ն ե թ ո շ ա հ ա գ ո թ ու մ . - Յ Ա Պ Յ . - Ե թ ու ա ն . - 1994. - 146 է ջ :
95. **Оганесян А.С., Хачатрян Р.Г.** Влияние природно-климатических условий на работу газотурбинных установок армянской энергосистемы // Вестник НПУА. Электротехника, Энергетика. – Ереван, 2015. – №2. – С. 49-61.
96. Расчет ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором / МЭИ. - Электронный ресурс: режим доступа: twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-19.xmcd (19.05.2016)
97. **Тепловой расчет котлов:** нормативный метод / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора и др. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. - 256 с.

98. **Մարտիկյան Ռ.Զ., Ռաֆյան Ռ.Ա.** Գազատուրբինային տեղակայանքի կոմպրեսորների ծծվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացման ազդեցությունը շոգեգազային տեղակայանքի աշխատանքի վրա // ՅԳԱԱ և ՅԱՊՅ տեղեկագիր. Տեխնիկական գիտություններ հարի: Յատր 64. №3. - 2011. - Էջ 243-249:
99. **Цанев С.В.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций // М.: Изд-во МЭИ, 2002. - 584 с.
100. **Гринчук А.С.** Влияние параметров циклового воздуха и аэродинамики газового тракта на экономичность ГТУ и ПГУ // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. - 2009. - № 6.- С. 74-81.
101. **Радин Ю.А.,** Гомболевский В.И., Чертков А.И., Воронов Е.О. Особенности эксплуатационных режимов парогазовой установки типа ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3 // Тезисы доклада конференции “Новейшие научные достижения - 2012”. Технические науки.
http://www.rusnauka.com/9_NND_2012/Tecnic/5_105676.doc.htm
102. **Гнути Т.С.,** Оганесян А.О. Разработка методики определения текущих и среднегодовых показателей работы теплофикационных парогазовых установок // Вестник ГИУА. Серия “Электротехника, энергетика”. - 2013. - Вып. 16, №1.- С. 82-90.
103. **Герман М.Л.,** Рыков А.Н., Сенягин Ю.В., Щербич В.И. Проект энергоблока ПГУ-230 для модернизации технологической схемы Минской ТЭЦ-3 // Журнал “Электрические станции”.- Минск, Республика Беларусь, 2009.- №5. - С. 9-15.
104. Электронный ресурс: режим доступа <http://nnhpe.spbstu.ru/wp-content/uploads/2015/02/gtList.pdf>
105. **Качан С.А.** Расчет тепловой схемы утилизационных парогазовых установок: Методическое пособие по дипломному проектированию. - Минск: БНТУ, 2007. - 130с.
106. **Трухний А.Д.,** Петрунин С.В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. Методическое пособие по курсу «Энергетические установки». - М.: Издательство МЭИ, 2001. - 24 с.
107. **Костюк А.Г.,** Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. / Под редакцией А.Г. Костюка. - М.: Издательский дом МЭИ, 2008. - 556 с.
108. **Յոսիանիսյան Լ.Ս.,** Խաչատրյան Ռ.Գ. Արտաքին օդի ջրամետրերի ազդեցությունը երկաթի համալցված շոգեգազային ցիկլ վերականգնման ելակետային էներգետիկական

գ ու ց ա ն ի շ ն ե ռ ի Վ ը շ // Յ Գ Ա Ա Ա Յ Ա Պ Յ Տ ե ղ ե կ ա գ ի ը . Տ ե խ ն . գ ի տ . ս ե ռ ի շ . - 2016. - Յ . 69. - N4. - Է ջ 363-372.

109. **Сухов В.В., Казаков Г.М.** Основы конструирования и расчёта теплообменных аппаратов. Методические указания к курсовой работе // Нижний Новгород, издание ННГАСУ, 2009 г. - 60с.
110. **Кирпичев М.В.** О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского, 1944.- Т. 12. - С. 5-9.
111. **Гухман А.А.** Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей [Текст] // Теплоэнергетика. - 1977. - № 4. - С. 5-8
112. **Иванов В.А., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И.** Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов // 2-е изд., стер. - М.: Изд во МГТУ, 2004. - 592 с.
113. **Горобец В.Г.** Сравнительный анализ теплоотдачи и гидравлического сопротивления пучков труб с оребрением различного типа // Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. - Т. 6. - М.: Изд. МЭИ, 2006. - С. 182-186.
114. **ОСТ 26-02-537-79** Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразные с двумя вентиляторами. Основные параметры и размеры // ВНИИНефтеМаш, 1979. - 71 с.
115. **Гавра Г.Г., Михайлов П.М., Рис В.В.** Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок: учебное пособие // Л., ЛПИ, 1982.— 72 с.
116. **Յ ո Վ հ ա ն ն ի ս յ ա ն Լ .Ս ., Խ ա չ ա տ ը յ ա ն Ռ .Գ .** Օ ղ ա յ ի ն հ ո Վ ա գ մ ա ն ա լ լ ա ղ ա տ ն ե ռ ի մ ա կ ե ռ Ա ու Լ յ թ ն ե ռ ի հ ա մ ե մ ա տ ու լ թ յ ու Լ ն ը Է ն ե ռ գ ե տ ի կ ա կ ա ն ա ը ղ յ ու Լ ն ա Վ ե տ ու Լ թ յ ա ն գ ո ը ծ ա կ գ ի մ ի ջ ո գ ո Վ // Յ Գ Ա Ա Ա Յ Ա Պ Յ Տ ե ղ ե կ ա գ ի ը . Տ ե խ ն . գ ի տ . ս ե ռ ի շ . - 2016. - Յ ա տ ո ը 69. - N2. -Է ջ 106-117:
117. **Дзино А.А., Малинина О.С.** Тепловые насосы и термотрансформаторы: Учеб.-метод. пособие // СПб.: Университет ИТМО, 2015. 68 с.
118. **Верба О.И., Груздев В.А., Захаренко А.Г., Черкасский В.С.** Термодинамические свойства водных растворов бромистого лития // Теплофизические свойства раство-ров. Сб. научн. тр. - Новосибирск: Изд-во ин-та теплофизики. - 1983. - С. 19-34.
119. Յ Յ Յ ա ն ը ա յ ի ն ծ ա ռ ա յ ու Լ թ յ ու Լ ն ն ե ռ ը կ ա ը գ ա Վ ո ը ո ղ հ ա ն ձ ն ա ժ ո ղ ո Վ . <http://psrc.am/images/docs/reports/electric/2016/3-er/Araqum-2016-3.pdf>
120. **Յ Յ Շ Լ** **II-7.01-2011** «Շ ի ն ա ը ա ը ա կ ա ն կ Լ ի մ ա յ ա ը ա ն ու Լ թ յ ու Լ ն » շ ի ն ա ը ա ը ա կ ա ն ն ո ը մ ե ը (Յ Յ

քաղաքաշինությունների 2011թ. սեպտեմբերի 26-ի N167-Ն հրամանի Յավելված.)-57էջ :

121. **Черкасова Н.И., Татарникова А.Н.** Экономика энергетики: Учебное пособие / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2011. - 147 с.
122. Հայաստանի Հանրապետություն Կենտրոնական Բանկ . <https://www.cba.am/am/>
123. Справочник по климату СССР. Вып. 16. Армянская ССР. Часть 4. –Л., 1969. –195 с.
124. **Ռաֆյան Ռ.Ա., Մարտիրոսյան Ռ.Զ., Խաչատրյան Ռ.Գ.** ԳՏՏ կոմպրեսորները և երծծվող օդի ջրային մշուշապատմամբ հոսքի արագացումը համակարգի կիրառման տեխնիկատնտեսական հաշվարկ (ԵրՋԷԿ-ի օրինակով) // ՀԳԱԱ և ՀԱՊՀ Տեղեկագիր. Տեխն. Գիտ. սերիա. - 2015. - Հատոր 68. - №2. - Էջ 163-168:
125. **Насосная станция BROAD** [Электронный ресурс]. – режим доступа: <http://www.broadrussia.ru/produksiya/nasosnaya-stantsiya-broad.html>

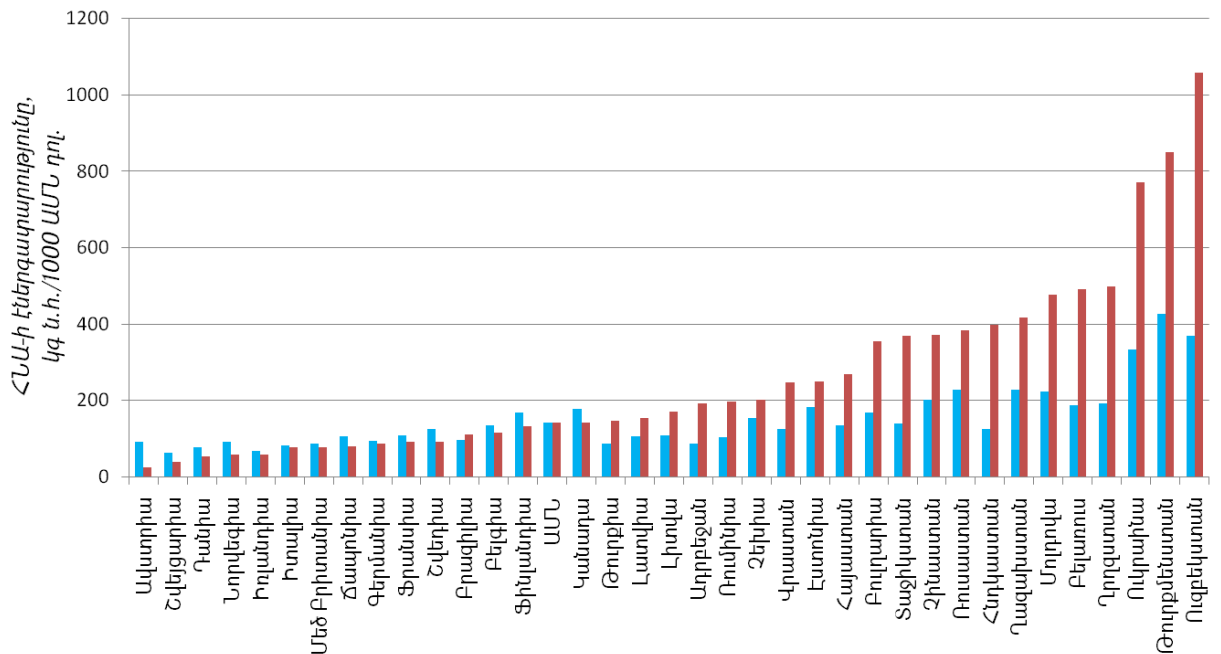
ՕԳՏԱԳՈՐԾՎԱԾ ՀԱՊԱՎՈՒՄՆԵՐԻ ՑԱՆԿ

- ԳՏՏ** գ ա գ ա տ ու ր բ ի ն ա յ ի ն տ ե ղ ա կ ա յ ա ն ք
- ՀՇԳՅԷ** հ ա մ ա կ ց վ ա ծ շ ո գ ե գ ա գ ա յ ի ն ց ի կ լ ո վ
Է լ Ե կ տր ա կ ա յ ա ն
- ՋՊ** ջ ե ր մ ա յ ի ն պ ո մ պ
- ՋՏ** ջ ե ր մ ա յ ի ն տր ա ն ս Ֆ ո ր մ ա տ ո ր
- ՀՆԱ** հ ա մ ա խ ա ռ ն ն ե ր ք ի ն ա ր դ յ ու Լ ն ք
- ՏՀԶԿ** տ ն տ ե ս ա կ ա ն հ ա մ ա գ ո թ ա կ ց ու թ յ ա ն և
գ ա ր գ ա ց մ ա ն կ ա գ մ ա կ ե ր պ ու թ յ ու Լ ն
- ԳՊ** գ ն ո ղ ու Լ ն ա կ ու թ յ ա ն պ ա ր ի տ ե տ
- ՎԷՌ** վ ա ռ Ե լ ի ք ա Ե ն ե ր գ ե տ ի կ ռ ե ս ու Լ ր ս ն ե ր
- ԷՎԱ** Է ն ե ր գ ի ա յ ի վ ե ր ա կ ա ն գ ն վ ո ղ ա ղ ք յ ու Լ ր ն ե ր
- ԵԷՌ** Ե ր կ ր ո թ ա յ ի ն Է ն ե ր գ ա ռ ե ս ու Լ ր ս ն ե ր
- ՏՋՄ** տ ա ք ջ ր ա մ ա տ ա կ ա ր ա ր ու մ
- ՋՊՏ** ջ ե ր մ ա պ ո մ պ ա յ ի ն տ ե ղ ա կ ա յ ա ն ք
- ՇԿՋՊ** շ ո գ ե կ ո մ պ ր ե ս ո թ ա յ ի ն ջ ե ր մ ա յ ի ն պ ո մ պ
- ԱԱԸ** ա ն ը ն դ հ ա տ ա ր տ ա փ չ մ ա ն ը ն դ ա ր ձ ա կ ի չ
- ԱԲՋՊ** ա բ ս ո թ բ ց ի ո ն բ ր ո մ լ ի թ ի ու մ ա յ ի ն ջ ե ր մ ա յ ի ն
պ ո մ պ
- ՇԳՏ** շ ո գ ե գ ա գ ա յ ի ն տ ե ղ ա կ ա յ ա ն ք
- ԱՍՄ** ա բ ս ո թ բ ց ի ո ն ս ա ռ ն ա ր ա ն ա յ ի ն մ ե ք ե ն ա
- ԱԲՍՄ** ա բ ս ո թ բ ց ի ո ն բ ր ո մ լ ի թ ի ու մ ա յ ի ն
ս ա ռ ն ա ր ա ն ա յ ի ն մ ե ք ե ն ա
- ԿԳԿ** կ ի պ ա ց ու մ ն ե ր ի գ ո լ ո թ շ ու կ ո ն դ Ե ն ս ա տ ո ր
- ՕԿ** օ գ տ ա հ ա ն ի չ կ ա թ ս ա
- ԿԳՏ** կ ո ն դ Ե ն ս ա տ ի գ ա գ ա յ ի ն տ ա ք ա ց ու ց ի չ
- ԲԾՏ** բ ա ր ձ ր ճ ն շ մ ա ն տ ա ք ա ց ու ց ի չ
- ՑԾՏ** ց ա ծ ր ճ ն շ մ ա ն տ ա ք ա ց ու ց ի չ
- ԲՋՍ** «բ ա ր ձ ր» պ ո տ ե ն ց ի ա լ ի ջ ե ր մ ու թ յ ա ն ս պ ա ռ ո ղ ն ե ր
- ՑՋԱ** ց ա ծ ր պ ո տ ե ն ց ի ա լ ա յ ի ն ջ ե ր մ ու թ յ ա ն
ա ղ ք յ ու Լ ր ն ե ր
- ՇԿՍՄ** շ ո գ ե կ ո մ պ ր ե ս ո թ ա յ ի ն ս ա ռ ն ա ր ա ն ա յ ի ն մ ե ք ե ն ա

Հ Ա Վ Ե Լ Վ Ա Ճ

Հ ա վ Ե Լ Վ ա ծ 1. Տ ն տ Ե ս ա կ ա ն գ ա ր գ ա ց մ ա ն մ ի տ ո ւ մ ն Ե ր ի վ Ե ր Լ ո ւ ծ ո ւ թ յ ո ւ և և ր

Չ ն ա յ ա ծ Հ Ն Ա-ի Է ն Ե ր գ ա տ ա ր ո ւ թ յ ա ն ց ո ւ ց ա ն ի շ ի ն վ ա գ մ ա ն ը ն դ հ ա ն ո ւ ր մ ի տ ո ւ մ ի ն՝ Հ ա յ ա ս տ ա ն ի Հ Ն Ա-ի Է ն Ե ր գ ա տ ա ր ո ւ թ յ ո ւ և և ր դ Ե ռ և ս մ ն ո ւ մ Է գ գ ա Լ ի ո ր Ե ն ա վ Ե Լ ի ք ա ր ձ ր՝ հ ա մ Ե մ ա տ ա ծ ք ա ր ձ ր գ ա ր գ ա ց ա ծ Ե ր կ ր ն Ե ր ի հ Ե տ (և կ .Հ .1):



- - Հ Ն Ա-ն Ա Մ Ն-ի դ ո լ ա ր ն Ե ր ո Վ՝ ը ս տ ա ր ժ ո ւ յ թ ի կ ո ւ ր ս ի 2005 թ. գ ն Ե ր ո Վ
- - Հ Ն Ա-ն Ա Մ Ն-ի դ ո լ ա ր ն Ե ր ո Վ՝ ը ս տ Գ Պ-ի 2005 թ. գ ն Ե ր ո Վ

և կ .Հ .1. Մ ի շ ա ր ք Ե ր կ ր ն Ե ր ի Հ Ն Ա-ի

Է ն Ե ր գ ա տ ա ր ո ւ թ յ ա ն ց ո ւ ց ա ն ի շ ն Ե ր ը (2011 թ.)

Ա շ խ ա ր հ ի մ ի շ ա ր ք Ե ր կ ր ն Ե ր ի հ ա մ ա ր տ ն տ Ե ս ո ւ թ յ ա ն գ ա ր գ ա ց մ ա ն մ ա կ ա ր դ ա կ ի և Հ Ն Ա-ի Է ն Ե ր գ ա տ ա ր ո ւ թ յ ա ն կ ա խ վ ա ծ ո ւ թ յ ա ն վ Ե ր Լ ո ւ ծ ո ւ թ յ ո ւ և և ր հ ն ա ր ա վ ո ր ո ւ թ յ ո ւ և Է տ վ Ե Լ ք ա ց ա հ ա յ տ Ե Լ ո ւ հ Ե տ ն յ ա Լ օ ր ի ն ա չ ա փ ո ւ թ յ ո ւ և և ր .

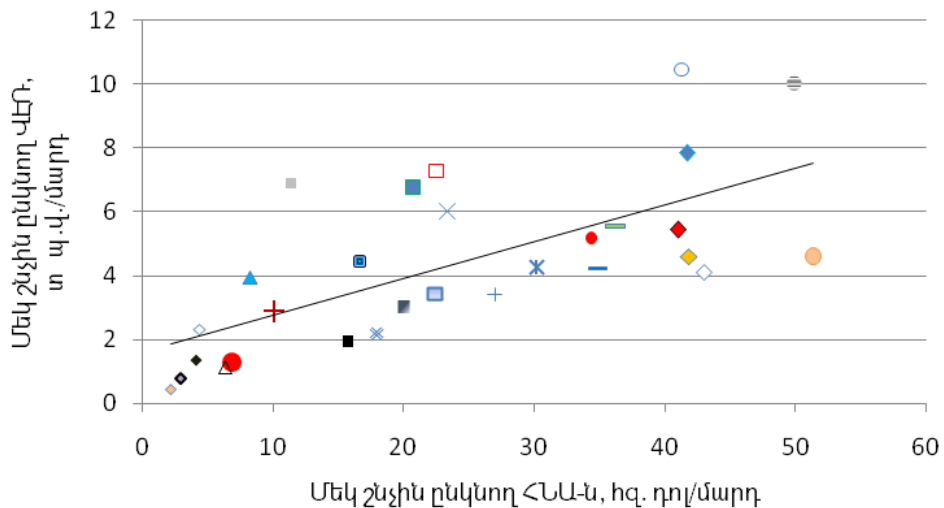
որպես կանոն, որքան փոքր է ՀԱՀ-ի
Էներգատարողությունը, այնքան բարձր է այդ
երկրների տնտեսության զարգացման մակարդակը:
Սակայն ցածր էներգատարողությունը, կապված
արտադրողական ցածր էներգազիսվածություն հետ, ոչ
միշտ է վկայում երկրի զարգացման բարձր
մակարդակի մասին, օրինակ՝ Գաբոնը, Բոտսվանան,
Կոնգոն, ունենալով ՀԱՀ-ի ցածր
էներգատարողություն, զբաղեցնում են
համապատասխանաբար 109, 172, 186 տեղերը մարդկային
պոտենցիալի զարգացման ինդեքսի կարգում (ՄՊԶԻ):
Մյուս կողմից բարձր էներգատարողամբ և
մարդկային պոտենցիալի զարգացմամբ երկրները
կարող են լինել համաշխարհային շուկա
էներգետիկական ռեսուրսների խոշոր
մատակարարներ, կամ էլ այդ երկրների ՀԱՀ-ի
կառուցվածքում կարող են գերակայել էներգատար
արտադրողությունները:

Մեկ շնչին ընկնող էներգասպառումը միայն
որոշակի աստիճանով է արտացոլում մարդկանց
բարեկեցությունը և կյանքի մակարդակը: Այն հայտ
է, որ ՀԱՀ-ի պահանջվող ցուցանիշների ապահովման
համար անհրաժեշտ է վառելիքաէներգետիկ
ռեսուրսների սպառման համապատասխան ծավալ:
Նկ.Յ.2-ում էներգասպառման ՀԱՀ-ից կախվածության
գրաֆիկի վրակարելի է դիտել կետերի երկու խումբ.
Ներքևում ձախից՝ զարգացող երկրները, վերևում
աջից՝ տնտեսական համագործակցության և
զարգացման կազմակերպության երկրները (ՏՀԶԿ):
Այդ կախվածությունն արտացոլում է ՀԱՀ-ի
մեծացման հետ էներգասպառման աճը: Բարձր
զարգացած երկրները բնութագրվում են
արտադրողական բարձր մակարդակով և, որպես
արդյունք, մեկ շնչին ընկնող ՀԱՀ-ի բարձր
մակարդակով (31...54 հգ.դր.), որն ապահովվում է զգալի

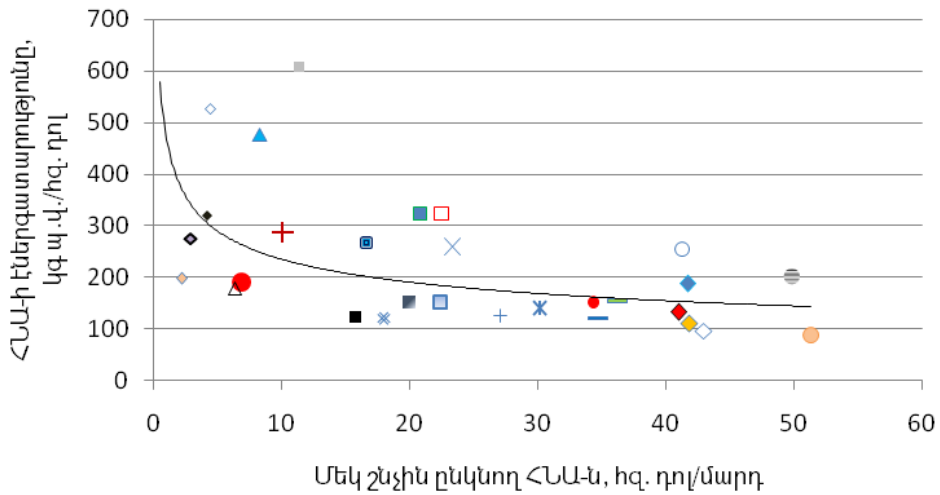
Է ն ե ղ ր գ ա ս պ ա ռ ու մ ո վ (4...10,5 տ պ.վ. վ ե ղ ր ա գ ղ ա ծ մ ե կ ք ն ա կ չ ի ն):

Պ ե տ ու թ յ ա ն տ ն տ ե ս ա կ ա ն գ ա ղ ր գ ա գ մ ա ն մ ա կ ա ղ ր դ ա կ ի ք ա ղ ծ ր ա գ ու մ ն ու ղ ե կ գ վ ու մ Է Զ Ն Ա-ի Է ն ե ղ ր գ ա տ ա ղ ր ու թ յ ա ն ն վ ա գ ու մ ո վ (ն կ .Յ .3): Դ ղ ր ա ն ո վ Է Լ հ ե ն ց պ ա յ մ ա ն ա վ ո ղ ր վ ա ծ Է Է ն ե ղ ր գ ա ա ղ ր յ ու ն ա վ ե տ ու թ յ ա ն ք ա ղ ծ ր ա գ մ ա ն օ ղ ե ն ք ի հ ա ն դ ե ս գ ա լ ը . ք ա ղ ե կ ե ց ու թ յ ա ն ք ա ղ ծ ր ա գ ու մ ը ա ն մ ի ջ ա կ ա ն ո ղ ե ն կ ա պ վ ա ծ Է Է ն ե ղ ր գ ա տ ա ղ ր ու թ յ ա ն փ ո ք ղ ա գ մ ա ն հ ե տ :

Պ ե տ ք Է ն շ ե Լ , ո ղ Զ ա յ ա ս տ ա ն ի Զ Ն Ա-ի Է ն ե ղ ր գ ա տ ա ղ ր ու թ յ ա ն ց ու ց ա ն ի շ ը 1,365 ա ն գ ա մ ք ա ղ ծ ր Է , ք ա ն Տ Յ Չ Կ ե ղ կ ղ ն ե ղ ղ ի ն ը : Դ ա վ կ ա յ ու մ Է մ ե ղ ե ղ կ ղ ղ վ ա ռ ե Լ ի ք ա Է ն ե ղ ր գ ե տ ի կ ա կ ա ն ռ ե ս ու Բ ս ն ե ղ ղ տ ն տ ե ս ե Լ ու ղ գ ա լ ի պ ո տ ե ն ց ի ա լ ի վ ե ղ ր ա ք ե ղ ղ ա լ : Բ ա ց ի ա յ դ , Տ Յ Չ Կ ե ղ կ ղ ն ե ղ ղ ի հ ա մ ա ղ ք ն ու թ ա գ ղ ա կ ա ն Է Զ Ն Ա-ի Է ն ե ղ ր գ ա տ ա ղ ր ու թ յ ա ն հ ա մ ե մ ա տ ա ք ա ղ կ ա յ ու ն ա ց ու մ ը : Ա յ ս պ ա ղ ա մ ե տ ղ ղ ի ն վ ա գ ե ց ու մ ը տ ե ղ ի Է ու ն ե ն ու մ շ ա տ դ ա ն դ ա ղ և հ ն ա ղ ա վ ո ղ ր Է ղ գ ա լ ի ն ե ղ ղ ղ ու մ ն ե ղ ղ ի և ն ո ղ ա գ ու յ ն տ ե խ ն ու ղ ո գ ի ա ն ե ղ ղ կ ի ղ ա ռ մ ա ն հ ա շ վ ի ն :



Ն կ .Յ .2.Է ն ե ղ ր գ ա ս պ ա ռ մ ա ն կ ա խ վ ա ծ ու թ յ ու ն ը Զ Ն Ա-ի ց (2011թ .)



Նկ.3.3.3 ՆԱ-ի է ն ե ր գ ա տ ա ր ու թ յ ա ն կ ա խ վ ա ծ ու թ յ ու ն ը մ ե կ շ ն չ ի ն ը ն կ ն ո ղ Յ Ն Ա -ի ց (2011թ.)

- | | | | | |
|----------|--------------|-----------|--------------|-----------|
| ● | ○ | ● | ◇ | □ |
| Հայաստան | Շվեյցարիա | ԱՄՆ | Իռլանդիա | Ռուսաստան |
| ◆ | ◆ | ○ | ◆ | + |
| Դանիա | Ավստրալիա | Կանադա | Գերմանիա | Հունաստան |
| — | ● | + | — | × |
| Ֆրանսիա | Ճապոնիա | Չինաստան | Մեծ Բրիտանիա | Իսրայել |
| △ | ■ | ■ | ■ | × |
| Վրաստան | Ղազախստան | Լատվիա | Լիտվա | Էստոնիա |
| ■ | ■ | × | ▲ | ■ |
| Ադրբեջան | Թուրքմենստան | Թուրքիա | Ուկրաինա | Բելառուս |
| ◆ | ◇ | ◆ | ◆ | |
| Մոլդովա | Ուզբեկստան | Տաջիկստան | Ղրղզստան | |

Վառելիքատեղեր գեոտիկական ռեսուրսների արդյունավետ օգտագործումը ներկայումս կարևորագույն հիմնահարցերից մեկն է, որի հաջող լուծումն ըստ ամենայնի կունենա որոշիչ ազդեցություն ոչ միայն համաշխարհային հանրության հետագա զարգացման, այլև վերջինիս կենսագործունեության միջավայրի պահպանման համար:

Հայաստանի տնտեսության համար, որի սեփական վաճառքի քառասուն տոկոսը պաշարները բավարարում են պահանջարկի մինչև 8%-ը (ատոմային էներգետիկայի ներառմամբ՝ մինչև 35%) և, բնականաբար, դրանով պայմանավորված խիստ է կախվածությունը արտերկրյա էներգաաղբյուրներից, խնդրի լուծումը էներգաարդյունավետության բարձրացումը և վերականգնվող տեղական էներգապաշարների զարգացումն է:

Բնակչության մեկ շնչին ընկնող էներգասպառումը հանրապետությունում 2011թ. կազմել է 9164 գ. ն.հ./մարդ, որը ԱՊՀ երկրների մեջ ամենացածր ցուցանիշներից մեկն է: Սակայն հարցի էությունը ոչ միայն էներգասպառումն է, այլևայն, թե երկրում էներգիայի սպառման մեկ շնչին ընկնող ինչպիսի ՅՆԱ է ստեղծվում: Այդ տեսակետից համեմատական վերլուծությունը ամենևին էլ Հայաստանի տնտեսության օգտին չէ: Հայաստանը դեռևս մնում է բնակչության մեկ շնչին եկամուտների մակարդակով միջինից ցածր երկիր և աշխարհի 191 երկրների շարքում զբաղեցնում է 122-րդ տեղը, որը Անդրկովկասի երեք հանրապետություններից ամենացածրն է: Այդ իսկ տեսակետից հանրապետությունում էներգետիկական ռեսուրսների արդյունավետ ծախսման և էներգաարդյունավետության հետագա բարձրացման ուղիների որոշումը, որոնք կարող են հանգեցնել ՅՆԱ-ի մեծացմանը, ներկայացնում է կարևորագույն խնդիր:

Չնայած էներգաարդյունավետ նոր էներգատեխնոլոգիաների մշակման ուղղությամբ կատարվող մեծածավալ աշխատանքներին, դեռևս շատ տարիներ որոշիչ նշանակություն կունենան նավթը և բնական գազը: Եվ պահանջարկը այդ

Ե ն ե ղ Գ ա ռ Ե ս ու Լ ր ս ն ե ղ Ի ն կ ա տ մ ա մ ք ա ն ը ն դ հ ա տ ա ճ Է Լ ու
Է՝ հ ա ն գ Ե ց ն Է Լ ո վ դ ր ա ն ց ա ր ժ Ե ք Ի մ Ե ծ ա ց մ ա ն ը :

Յ ա յ ա ս տ ա ն ու մ տ ն ա յ Ի ն տ ն տ Ե ս ու Թ յ ու Լ ն ն ե ղ ը
ք ն ա կ ա ր ա ն ն ե ղ ը ջ Ե ռ ու ց ու մ Ե ն հ Ի մ ն ա կ ա ն ու մ
ք ն ա կ ա ն գ ա գ ո վ և Է Լ Ե կ տ ր ա կ ա ն ու Թ յ ա մ ք : Յ ա յ ա ս տ ա ն Ի
կ Ե ն տ ր ո ն ա ց վ ա ծ ջ Ե ռ ու ց մ ա ն ց ա ն ց ը , ո ղ ը
ջ Ե ղ մ ու Թ յ ու Լ ն Է ղ մ ա տ ա կ ա ր ա ր ու մ Յ ա յ ա ս տ ա ն Ի
տ ն ա յ Ի ն տ ն տ Ե ս ու Թ յ ու Լ ն ն ե ղ Ի մ ո տ ա վ ո ղ ա պ Ե ս 55
տ ո կ ո ս Ի ն , ա ն վ Ե ղ ա դ ա ր ձ կ Ե ղ ա ո վ շ ա ր ք Ի ց դ ու Լ ր ս Է
Ե կ Ե Լ : Բ ա գ մ ա թ Ի վ ջ Ե ղ մ ա մ ա տ ա կ ա ր ա ր ո ղ
ը ն կ Ե ղ ու Թ յ ու Լ ն ն ե ղ ր ս ն ա ն կ ա ց ա ն և փ ա կ վ Ե ց Ի ն 1990-ա կ ա ն
թ վ ա կ ա ն ն ե ղ Ի ս կ գ ք Ի ն՝ տ ն տ Ե ս ա կ ա ն և Է ն ե ղ Գ Ե տ Ի կ
շ ղ Ե ա փ ա կ մ ա ն հ Ե տ ն ա ն ք ո վ : Ա ղ դ յ ու Լ ն ք ու մ՝ ք ա գ մ ա թ Ի վ
տ ն ա յ Ի ն տ ն տ Ե ս ու Թ յ ու Լ ն ն ե ղ ա ն ց ա ն
Է Լ Ե կ տ ր ա կ ա ն ու Թ յ ա մ ք , Ի ս կ հ ա մ Ե մ ա տ ա ք ա ր վ Ե ղ ջ Ե ղ ս՝
ք ն ա կ ա ն գ ա գ ո վ ա ն հ ա տ ա կ ա ն ջ Ե ռ ու ց մ ա ն : 2005-2011թ թ .
գ ա գ Ի ք ա շ Խ Ի չ ց ա ն ց Ի վ Ե ղ ա կ ա ն գ ն մ ա ն և ը ն դ Լ ա յ ն մ ա ն
շ ն ո ղ Ի Ի վ ջ Ե ռ ու ց մ ա ն ն ա պ ա տ ա կ ո վ օ գ տ ա գ ո ղ վ ո ղ
վ ա ռ Ե Լ Ի ք Ի հ ա մ ա դ ր ու Թ յ ա ն մ Ե ջ ք ն ա կ ա ն գ ա գ Ի
ք ա ժ ն Ե մ ա ս ը 10 տ ո կ ո ս Ի ց ա ճ Ե Լ Է 70 տ ո կ ո ս Ի՝
փ ո Խ ա ր Ի ն Ե Լ ո վ վ ա ռ Ե Լ ա փ ա յ տ Ի ն ,
Է Լ Ե կ տ ր ա կ ա ն ու Թ յ ա ն ը և վ ա ռ Ե Լ Ի ք Ի ա յ Լ տ Ե ս ա կ ն ե ղ Ի ն :

Ե Լ ն Ե Լ ո վ ա յ ն ա կ ն հ ա յ տ փ ա ս տ Ի ց , ո ղ չ Ի կ ա ր Ե Լ Ի
Յ Ն Ա-Ի Է ն ե ղ Գ ա տ ա ր ու Թ յ ու Լ ն ը ա ն ս ա հ մ ա ն փ ո ք ր ա ց ն Ե Լ ,
Է ն ե ղ Գ ա Խ ն ա յ ո ղ ու Թ յ ա ն ո Լ ո ղ տ ու մ պ Ե տ ա կ ա ն
ք ա դ ա ք ա կ ա ն ու Թ յ ա ն ն ա պ ա տ ա կ ը պ Ե տ ք Է հ ա ն դ Ի ս ա ն ա ո չ
մ Ի ա յ ն Վ Է Ռ ս ա պ ա ռ մ ա ն ծ ա վ ա Լ ն ե ղ Ի փ ո ք ր ա ց ու մ ը , ա յ Լ և
դ ր ա ն ց օ գ տ ա գ ո ղ մ ա ն ա ր դ յ ու Լ ն ա վ Ե տ ու Թ յ ա ն
ք ա ր ձ ր ա ց ու մ ը և Յ Ն Ա-Ի ծ ա վ ա Լ ն ե ղ Ի ա ճ ը : Ա յ դ
հ Ի մ ն ա հ ա ր ց ը պ ա հ ա ն ջ ու մ Է ա ն մ Ի ջ ա կ ա ն Լ ու ծ ու մ :
Ա յ դ տ Ե ս ա կ Ե տ Ի ց՝ ք Ի չ թ Ե շ ա տ մ ա ն ր ա մ ա ս ն
ա ն դ ր ա դ ա ռ ն ա ն ք ն շ վ ա ծ հ Ի մ ն ա հ ա ր ց Ի Լ ու ծ մ ա ն
հ ա մ ա շ Խ ա ր հ ա յ Ի ն փ ո ղ Ի ն : 1973-74թ թ . Է ն ե ղ Գ Ե տ Ի կ ա կ ա ն
ճ գ ն ա ժ ա մ ը ս տ Ի պ Ե ց վ Ե ղ ա ն ա յ Ե Լ
Է ն ե ղ Գ ա Խ ն ա յ ո ղ ու Թ յ ա ն , Յ Ն Ա-Ի Է ն ե ղ Գ ա տ ա ր ու Թ յ ա ն

նվազեցման և վառելիքա-էներգետիկական ռեսուրսներով ապահովված ության բարձրացման անհրաժեշտ միջոցառումները, սեփական ներքին պաշարների և վերականգնվող էներգիայի աղբյուրների, ինչպես նաև ԵԵՌ-ների ժամանակակից էներգախնայողական տեխնոլոգիաների ստեղծման հաշվին [4]:

Քանի որ հանրապետությունում սպառվող առաջնային էներգիան հիմնականում ծախսվում է կոմունալ-կենցաղային սեկտորում, ուստի ավելի մանրամասն կանգ առնենք այդ ոլորտում կիրառվող տեխնոլոգիաների և միջոցառումների վրա: Այժմ զարգացած երկրների մեծ մասում այս ոլորտում օգտագործվում են հետևյալ հիմնական էներգախնայողական միջոցառումները, որոնք, մեր կարծիքով, կիրառելի են նաև մեր հանրապետությունում.

- ինչպես պատող կոնստրուկցիաների, այնպես էլ խողովակաշարերի ժամանակակից ջերմային մեկուսացում,
- ջերմամատակարարման ապակենտրոնացված համակարգերի (կոգեներացման համակարգերի) կիրառում,
- ջերմային պոմպերի օգտագործում, որոնք օգտագործում են երկրի, արտանետվող օդափոխության օդի, հոսքաչրերի ջերմությունը,
- արեգակնային կոլեկտորների օգտագործում շինությունների տաք ջրամատակարարման (ՏՋՄ) և հովացման համակարգերում և այլն:

Եվրամիությունը, Ելնելով էներգետիկական և Էկոլոգիական անվտանգության գերակայությունից, ընդունել է պլան՝ հասցնել ու

տարածաշրջանի էներգահաշվեկշռում ԷՎԱ-ի մասնաբաժինը 2020թվին 20%և 2040թ.՝ 40%-ի :

Հայաստանի էներգահաշվեկշռում ոչ ավանդական ԷՎԱ մասնաբաժինը այսօր ավանդական փոքր է : Հայաստանի ռազմավարական խնդիրն է հասցնել վերականգնվող էներգիայի սպառումը 2025թ. մինչև 35%, ասաց Երևանում ՀՀ նախագահ Սերժ Սարգսյանը, ելույթ ունենալով հայ-ավստրիական բիզնես ֆորումում :

Առաջին անգամ մշակված է «Ծրագիր-նղեցույց վերականգնվող էներգիայի զարգացման», որի մշակման մեջ մասնակցություն են ունեցել մասնագետներ ինչպես Հայաստանից, այնպես էլ Եվրոպայից : 2013թ. ընդունվել է «Վերականգնվող էներգիայի ընդլայնման ծրագիրը», համաձայն որի վերականգնվող էներգիայի ռեսուրսների ներուժը հանրապետությունում գնահատվում է 3750...4300ՄՎտ, իսկ արտադրությունը՝ 7340...8100 ԳՎտ·ժ/տարի :

ՀՀ էներգետիկական անվտանգության նոր հայեցակարգով նախատեսվում է աճող մասշտաբներով ոչ ավանդական և վերականգնվող էներգիայի աղբյուրների օգտագործում : Հաշվի առնելով բնակլիմայական և մետեորոլոգիական պայմանները՝ գերակայություն է տրվում փոքր հիդրոէլեկտրակայաններին, հողմաէներգետիկական և երկրաջերմային տեղակայանքներին, ֆոտոէլեկտրական տեղակայանքներին և հելիոկրատաքացուցիչներին և ջերմային պոմպերին :

Ամբողջությամբ վերցված գյուղական տնտեսություններում և կոմունալ-կենցաղային տնտեսություններում վառելիքաէներգետիկական ռեսուրսների էներգետիկական արդյունավետության ամենամեծ բարձրացմանը կարելի է հասնել այդ ճյուղերի սպառիչների

ավանդական է ներգաապահովումն արդիականացնելով՝ ինքնավար միկրո- և միևի ջերմաէլեկտրակենտրոնների (ՁԷՑ)՝ ջերմային էներգիայի կոգեներացմամբ և ջերմային պոմպերի օգտագործմամբ:

Մեր կողմից իրականացրած խոշորացված էներգիայի ձևափոխման տարբեր տեսակների էքսերգետիկական վերլուծությունը հնարավորություն է տալիս եզրակացնել, որ արված նպատակին հասնելու ամենից կարևոր ուղղությունը ՁՊ կիրառությունն է՝ էլեկտրաէներգիայի ջերմունքյան ամենաարդյունավետ ձևափոխիչի, ամենից հասանելի վերականգնվող էներգիայի աղբյուրի՝ շրջակա միջավայրի ջերմունքյան օգտագործման շնորհիվ: Այդ դրոյթը հաստատվում է հետևյալ հանգամանքներով: Ճապոնիայում, Գերմանիայում և ՅՆԱ-ի ցածր էներգատարունակությամբ այլ երկրներում արտադրական և կենցաղային շինությունների մակերեսների 20...25% տաքացվում են (կոնդիցիոնացվում են) ջերմային պոմպերով:

Նման տրանսֆորմատորների կիրառությունը հեռանկարային է՝ էներգաապահովման վրածախսերի և ածխաջրածնային էներգակիրների օգտագործող ավանդական էներգատեղակայանքներից CO_2 արտանետումներին համապատասխան հիմնարար կրճատման առումով:

Ինչպես ցույց է տալիս հետազոտությունը, ՅՆԱ-ի էներգատարունակությունը, այնուամենայնիվ, մեծ չափով կախված է ՅՆԱ-ի մեծությունից, կառուցվածքից, ինչպես նաև կլիմայական պայմաններից: Ստացված արդյունքների վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ որքան քարձր է տվյալ երկրում տարեկան միջին ջերմաստիճանը, այնքան ՅՆԱ-ի էներգաարդյունավետությունը

բարձր է կոմունալ -կենցաղային կարիքների համար
Են երգառեսուներսների պահանջարկի նվազման
արդյունքում:

Չնայած որ Հայաստանում ՀՆԱ-ի
Են երգատարությունը վերջին տասնամյակում
կրճատվել է առավել, քան նախկին խորհրդային
մյուս երկրներում, սակայն այդ նվազումը
նույնպես կապված էր ՀՀ տնտեսության
կառուցվածքի փոփոխության հետ: Անկախացումից
հետո Հայաստանը կորցրեց իր արդյունաբերության
մեծ մասը: Հայաստանի տնտեսությունում
կառուցվածքային փոփոխությունը հանգեցրեց
ներքին պահանջարկի զգալի փոփոխությանը: Չնայած
որ արդյունաբերական արտադրանքը նվազեց,
համեմատած գործունեության մյուս տեսակների
հետ, արդյունաբերությունում սպառվող
Են երգիայի ծավալը գրեթե չփոփոխվեց, որը
վկայում է տվյալ տեսակում
Են երգաարդյունավետության ցածր մակարդակի
մասին:

Վառելիքաէներգետիկ ռեսուրսների տնտեսման
և ՀՆԱ-ի Են երգատարության կրճատման առավել
արդյունավետ ուղիներից մեկն է կոլոգիապես
մաքուր ոչ ավանդական վերականգնվող Են երգիայի
աղբյուրների, գրունտում, ջրամբարներում, օդում
կուտակված արեգակնային Են երգիայի
օգտագործումն է: Սակայն այդ աղբյուրների
գործելու փուլայնությունը և ցածր
ջերմաստիճանային պոտենցիալը
հնարավորություն չեն տալիս անմիջականորեն
առանց ձևափոխման, օգտագործելու դրանց
Են երգիան: Որպես ցածր ջերմաստիճանով ջերմակրից
ավելի բարձր ջերմաստիճանով ջերմակրի ջերմային
Են երգիայի ձևափոխիչ կիրառումն էն
ջերմապոմպային տեղակայանքները (ՁՊՏ):

**Յ ա վ ե լ վ ա ծ 2. Է ն եր գ ախ ն ա յ ո ղ ու թ յ ա ն
հ ա մ ա կ ա ր գ եր ու մ կ իր առ վ ո ղ ջ եր մ ա յ ի ն պ ո մ պ եր ի
դ ա ս ա կ ա ր գ ու մ ը**

Ջ եր մ ա պ ո մ պ ա յ ի ն տեղ ա կ ա յ ա ն ք ն եր ը , որ ո ն ց
հ ի մ ն ա կ ա ն խ ն դ ի իր ն օր գ ա ն ա կ ա ն վ առ ե լ ի ք ի
փ ո խ ա ր ի ն ու մ ն է , պ ե տ ք է ա շ խ ա տ ե ն շ ա հ ա գ ո թ մ ա ն
պ ա յ մ ա ն ն եր ի լ ա յ ն տ իր ու յ թ ու մ : Ջ Պ Տ -ն եր ը
գ եր ա գ ա ն ց ա պ ե ս կ իր առ ու թ յ ու ն ե ն գ տ ն ու մ .

- ք ն ա կ ե լ ի , վ ա ր չ ա կ ա ն և ա ր տ ա դ ր ա կ ա ն շ ե ն ք եր ի
ջ եր մ ա մ ա տ ա կ ա ր ա ր մ ա ն և տ ա ք ջ ր ա մ ա տ ա կ ա ր ա ր մ ա ն
հ ա մ ա ր ,
- մ ի շ ա ր ք տե խ ն ո լ ո գ ի ա կ ա ն պ ր ո ց ե ս ն եր ջ եր մ ա յ ի ն
Է ն եր գ ի ա յ ո վ ա պ ա հ ո վ ե լ ու հ ա մ ա ր (չ որ ա ց ու մ ,
ջ եր մ ա յ ի ն մ շ ա կ ու մ , կ ա լ որ ի \$ եր ա յ ի ն
տեղ ա կ ա յ ա ն ք ն եր ը ջ եր մ ու թ յ ա մ ք ա պ ա հ ո վ ու մ),
- գ յ ու ղ ա տ ն տե ս ա կ ա ն օ ք յ ե կ տ ն եր ի ջ եր մ ա- և
ց ր տ ա մ ա տ ա կ ա ր ա ր մ ա ն հ ա մ ա ր (կ ա թ ն ա մ թ եր ք ի
տ ն տե ս ու թ յ ու ն , ք ա ն ջ ա ր ե ղ ե ն ի պ ա հ ե ս տ ն եր և
ա յ լ ն):

Գ ո յ ու թ յ ու ն ու ն ե ն ջ եր մ ա յ ի ն պ ո մ պ եր ի
դ ա ս ա կ ա ր գ մ ա ն ք ա գ մ ա պ ի ս ի տ ա ր ք եր ա կ ն եր : Ը ս տ
գ ո թ առ ու յ թ ն եր ի Ջ Պ Տ -ն եր ը կ ա ր ե լ ի է ք ա ժ ա ն ե լ
չ որ ս հ ի մ ն ա կ ա ն խ մ ք ի .

1. Ջ Պ մ ի ա յ ն ջ եռ ու ց մ ա ն հ ա մ ա ր , որ ո ն ք
օ գ տ ա գ ո թ վ ու մ ե ն շ ե ն ք եր ու մ հ ա ր մ ա ր ա վ ե տ
ջ եր մ ա ս տ ի ճ ա ն ա պ ա հ ո վ ե լ ու հ ա մ ա ր ,
2. Ջ Պ ջ եռ ու ց մ ա ն և հ ո վ ա ց մ ա ն հ ա մ ա ր , որ ո ն ք
կ իր առ վ ու մ ե ն ա մ ք ո ղ ջ տ ա ր վ ա ը ն թ ա ց ք ու մ
շ ե ն ք եր ի օ դ որ ա կ մ ա ն հ ա մ ա ր , ը ն դ որ ու մ դ ր ա ն ք
կ ա ր ո ղ ե ն ն ա ն ա պ ա հ ո վ ե լ եր կ ու ա շ խ ա տ ա ն ք ա յ ի ն
ռ ե ժ ի մ ն եր ը մ ի ա ժ ա մ ա ն ա կ ,

3. ՁՊ-ի հիման վրա համապարփակ համակարգեր, որոնք ապահովում են ջեռուցում, հովացում, տաք ջրամատակարարում (ՏՁՄ), երբեմն նաև հեռացվող օդի ջերմության օգտահանում,

4. բացառապես ՏՁՄ համար նախատեսված ՁՊ-եր, որոնք հաճախ որպես ջերմության աղբյուր օգտագործում են հոսքաչրերը:

ՁՊ-ի աշխատանքի արդյունավետությունը առավելապես կախված է «ցածր» պոտենցիալի ջերմության աղբյուրների (ՑՁԱ) և «բարձր» պոտենցիալի ջերմության սպառողների (ԲՁՍ) ճիշտ ընտրությունից: ՁՊՏ-ները առավել հաճախ օգտագործվում են ջերմամատակարարման և տաք ջրամատակարարման համակարգերում, ինչը պայմանավորված է ավանդական համակարգերի համեմատորանց առավելություններով [49].

- վառելիքի 20...30-ից մինչև 50...70% խնայողություն, ինչը վկայում է, որ ջերմապոմպային տեխնիկան էներգետիկայի ոլորտում էներգախնայողական և բնապահպանական խոշորագույն պոտենցիալ ունեցող տեխնոլոգիան է,

- մի քանի անգամ նվազում է քաղաքներում էներգետիկայի կարիքների համար սպառվող վառելիքի քանակությունը, նվազում է քաղաքների և տարածաշրջանների կախվածությունը դրա արտաքին մատակարարումներից,

- անվտանգ է ի համեմատություն գազային վառելիքով աշխատող կաթսայատների,

- սարքավորումը աշխատում է անաղմուկ, զբաղեցնում է փոքր տարածք, ուստի ՁՊՏ-ները կարող են տեղաբաշխվել ջերմության սպառիչների մոտակայքում, օրինակ՝ շենքի նկուղում կամ ջերմաբաշխիչ կետերում,

- մի քանի անգամ կրճատվում է ջերմային ցանցերի ընդհանուր ձգվածությունը և արժեքը, ինչպես նաև առաջանում է իրական հնարավորություններ մետաղական ջերմային խողովակաշարերը փոխարինել երկարակյաց ոչ մետաղականներով,
- էլեկտրաէներգիայի պակասորդի դեպքում հնարավոր է ՋՊՏ-ների աշխատանքի համար էլեկտրաէներգիայի օգտագործումը էներգահամակարգի բեռնվածքի անկման ժամերին, ինչը նաև նպաստում է վերջինիս ցուցանիշների բարելավմանը,
- ի հայտ է գալիս ջերմամատակարարման օպտիմալ տարբերակի ընտրության հնարավորությունը, մասնավորապես, էլեկտրական էներգիա օգտագործող ՋՊՏ-ների առկայության դեպքում նվազում է մի բավականին արդիական խնդրի սրությունը, որն է հեռավոր շրջաններ վառելիքի մատակարարումը:

Բոլոր այդ առավելություններով է պայմանավորված ջերմապոմպային տեխնիկայի զանգվածային տարածումը գործնականորեն բոլոր արդյունաբերական զարգացած երկրներում: Ըստ մի շարք հատկանիշների՝ ջերմային պոմպերի դասակարգումը ներկայացված է աղ. 3.1-ում:

Աղյուսակ 3.1

Ջերմային պոմպերի դասակարգումը

Դասակարգման հատկանիշները	Բովանդակությունը
Ըստ աշխատանքի սկզբունքի	<ul style="list-style-type: none"> - շոգեկոմպրեսորային, - աբսորբցիոն, - ջերմաէլեկտրական:

<p>Ըստ ցածր պոտենցիալային ջերմության աղբյուրների (ՑՁԱ) տեսակի</p>	<ul style="list-style-type: none"> - բնական (արտաքին օդ, մակերևույթային ջրեր և այլն) - արհեստական (թափոնային ջերմության, արդյունաբերական և կենցաղային հոսքաջրեր և այլն)
<p>Ըստ ՑՁԱ և ԲՁՍ համադրությունների</p>	<p>օդ-օդ, օդ-ջուր, հող-օդ, հող-ջուր, ջուր-օդ, ջուր-ջուր:</p>
<p>Ըստ աշխատանքի համար անհրաժեշտ էներգիայի աղբյուրների (հաղորդակի տեսակը)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Էլեկտրահաղորդակ, - ջերմության տարատեսակ վառելիքով կաթսայատներից, - ջերմաֆիկացիոն ջուր, ջրային գոլորշի, - անմիջական գազային տաքացում, - արտադրական պրոցեսների ԵԷՌ:
<p>Ըստ ծախսվող էներգիայի տեսակի</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Էլեկտրական էներգիա, - բնական գազ, հեղուկ և պինդ վառելիք:
<p>Ըստ ջերմաստիճանային ռեժիմի</p>	<ul style="list-style-type: none"> - բարձր ջերմաստիճանային, - միջին ջերմաստիճանային, - ցածր ջերմաստիճանային:
<p>Ըստ կիրառվող բանոց մարմնի</p>	<ul style="list-style-type: none"> - օդային, - ֆրեոնային, - գոլորշային (ջրային գոլորշով) և այլն:

**Յ ա մ ե լ վ ա ծ 3. Ե Ր Ձ Է Կ -ի շ ո գ ե գ ա գ ա յ ի ն Է ն ե թ գ ա բ լ ո կ ի
 հ ի մ ն ա կ ա ն ս ա թ ք ա վ ո թ ո ւ մ ն ե թ ի տե խ ն ի կ ա կ ա ն
 բ ն ո ւ թ ա գ թ ե թ ը**

Աղ.Յ.2-ն ւ մ բ ե թ վ ա ծ Ե ն Է ն ե թ գ ա բ լ ո կ ի հ ի մ ն ա կ ա ն ս ա թ ք ա վ ո թ ո ւ մ ն ե թ ի տե խ ն ի կ ա կ ա ն բ ն ո ւ թ ա գ թ ե թ ը՝ ս տ ա գ վ ա ծ ար խ ի վ ա յ ի ն տ վ յ ա լ ն ե թ ի մ շ ա կ մ ա ն հ ի մ ա ն վ թ ա, շ թ ջ ա պ ա տ ո ղ մ ի ջ ա վ ա յ թ ի հ ե տ ն յ ա լ պ ա թ ա մ ե տ թ ե թ ի դ ե պ թ ո ւ մ .t=+12°C, հ ա թ ա բ ե թ ա կ ա ն խ ո ն ա վ ո ւ թ յ ո ւ ն ը՝ $\phi = 56\%$, $P = 0,912$ բ ա թ : Ը ն դ ո թ ո ւ մ ա ղ յ ո ւ ս ա կ ո ւ մ գ ա գ ա յ ի ն վ ա ռ ե լ ի թ ի ծ ա խ ս ը , ը ս տ խ ա տ ո ւ թ յ ա ն , ա թ տ ա հ ա յ տ վ ա ծ Է գ ա ն գ վ ա ծ ա յ ի ն մ ի ա վ ո թ ն ե թ ո վ :

Ա ղ յ ո ւ ս ա կ Յ .2

Ե Ր Ձ Է Կ -ի շ ո գ ե գ ա գ ա յ ի ն ց ի կ լ ո վ ա շ խ ա տ ո ղ
 Է ն ե թ գ ա բ լ ո կ ի հ ի մ ն ա կ ա ն ս ա թ ք ա վ ո թ ո ւ մ ն ե թ ի
 տե խ ն ի կ ա կ ա ն բ ն ո ւ թ ա գ թ ե թ ը

GT13E2 գ ա գ ա յ ի ն տ ո ւ թ թ ի ն ի ց ո ւ ց ա ն ի շ ն ե թ ը	Ա թ ժ ե ք ն ե թ ը			
Գ ե ն ե թ ա տ ո թ ի հ գ ո թ ո ւ թ յ ո ւ ն ը , Մ Վ տ	157,87			
Գ ա գ ե թ ի ջ ե թ մ ա ս տ ի ճ ա ն ը գ ա գ ա տ ո ւ թ թ ի ն ի ց հ ե տ ո , °C	514			
Գ ա գ ե թ ի ծ ա խ ս ը , կ գ /վ	506,4			
Վ ա ռ ե լ ի թ ի ծ ա խ ս ը , կ գ /վ	9,26			
Գ ա գ ա տ ո ւ թ թ ի ն ա յ ի ն տե ղ ա կ ա յ ա ն թ ի օ .գ .գ .-ն , %	35,93			
Կ ո մ պ թ ե ս ո թ ի օ .գ .գ .-ն , %	87			
Կ ո մ պ թ ե ս ո թ ո ւ մ ճ ն շ մ ա ն բ ա թ ճ թ ա գ մ ա ն ա ս տ ի ճ ա ն ը	14,6			
Օ գ տ ա հ ա ն ի չ կ ա թ ս ա յ ի ց ո ւ ց ա ն ի շ ն ե թ ը	Ա թ ժ ե ք ն ե թ ը			
Գ Տ Տ -ի բ ե ռ ն վ ա ծ ք ը , %	100	75	25	100(Ձ)
Բ ա թ ճ թ ճ ն շ մ ա ն կ ո ն տ ո ւ թ ը				

Շոգեարտադրողականությունը , կգ/վ	56,74	50,41	20,84	56,79
Բճգունությունը ,բար	75,8	68,7	45,5	72,7
Ելքում գունություն ջերմաստիճանը ,°C	492,5	506,7	363,7	496,3
Սնող ջրի ջերմաստիճանը ,°C	140			
Ցածր ճնշման կոնտուրը				
Շոգեարտադրողականությունը , կգ/վ	12,8	10,16	12,56	14,67
Ցճթմբուկում ճնշումը ,բար	6,7	5,5	4,7	4,9

Աղյուսակ 3.2-ի շարունակություն

Ելքում գունություն ջերմաստիճանը ,°C	273,2	268,1	235,5	265,8
ԿԳՏ-ի կոնտուրը				
Կոնդենսատի ջերմաստիճանը ԿԳՏ-ի ելքում	15°C-ով ցածր գազադրկիչում հագեցման ջերմաստիճանից			
Գազային տրակտը				
Կաթսայի մուտքում գազերի ջերմաստիճանը ,°C	514	541	366	514
Կաթսայի ելքում գազերի ջերմաստիճանը ,°C	126,7	113,4	125	112,5
Գազերի ծախսը կաթսայում , կգ/վ	506,4	402,8	376,9	506,4
Շոգետուրբիև ՇԳՏ-ի ցուցանիշները			Արժեքները	
Շոգետուրբի հզորությունը ,ՄՎտ	63,4	56,4	22,1	38,6
Բարձր ճնշման կոնտուրի գունություն պարամետրերը .				
ճնշումը ,բար	73,4	66,5	45	70,2
Ջերմաստիճանը ,°C	492,5	505	362,6	493,7

Գոլորշու զանգվածային ծախսը, կգ/վ	56,74	50,41	20,84	56,79
Ցածր ճնշման կոնտուրի գոլորշու պարամետրերը.				
ճնշումը, բար	6,3	5,27	4,5	4,5
Ջերմաստիճանը, °C	271,9	266,7	234,1	264,4
Գոլորշու զանգվածային ծախսը, կգ/վ	12,07	9,07	12,14	7,46
Յոճացնող ջրի ջերմաստիճանը, °C	21	20	19,7	24,1
Յոճարկային ճնշումը կոնդենսատորում, բար	0,11	0,09	0,05	0,058
Ջեռուցման ջերմային բեռնվածքը (գոլորշու երկու առումից), Գկալ/ժ	-			434,9
ՇԳՏ-ի հզորությունը, ՄՎտ	221,3	171,8	60,5	196,5
Առաքումը, ՄՎտ	213,3	164,66	55,74	189
Կայանի օ.գ.գ.-ն, %	48,5	46,9	30,5	69,5

Հավելված 4. Գազային վառելիքի այրման արգասիքների կազմի և էնթալպիայի հաշվարկը

Գազային վառելիքի կազմը տրվում է տոկոսներով՝ ըստ ծավալի, և բոլոր հաշվարկները վերաբերվում են չոր գազի խորանարդ մետրին նորմալ պայմաններում (101,3 կՊա և 0°C): ԵրջեԿ-ում օդատար ծվող բնական գազի կազմն է.

- թթվածին՝ O_2 0,0078%,
- ածխածնի երկօքսիդ՝ CO_2 0,4274%,
- ազոտ՝ N_2 1,5540%,
- մեթան՝ CH_4 89,5568%,
- էթան՝ C_2H_6 8,4540%:

Բնական գազի այրման ջերմունքայնությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$Q_u^p = 0,01 \left[Q_{H_2S} H_2S + Q_{CO} CO + Q_{H_2} H_2 + \sum Q_{C_m H_n} C_m H_n \right], \text{ կՋ/մ}^3$$

$$Q_u^p = 358,2 CH_4 + 590,66 C_2H_6 + 637,46 C_3H_8$$

$$Q_u^p = 358,2 \cdot 89,5568 + 590,66 \cdot 8,454 = 37072,7 \text{ կՋ/մ}^3:$$

Չ որ գ ազ ի խտոՆ թ յ ու Ն ը ն ո Ր մ ալ պ ա յ մ ա ն ն ե Ր ու մ .

$$\rho_{գ,վ}^s = 0,01 \cdot [1,96CO_2 + 1,52H_2S + 1,25N_2 + 1,43O_2 + 1,25CO + 0,0899H_2 + \\ + \sum(0,536m + 0,045n)C_mH_n] =$$

$$= 0,01 \cdot [1,96 \cdot 0,4274 + 1,25 \cdot 1,554 + 1,43 \cdot 0,0078 + (0,536 \cdot 1 + 0,045 \cdot 4) \cdot 89,5568 + \\ + (0,536 \cdot 2 + 0,045 \cdot 6) \cdot 8,454] = 0,7826 \text{ կգ/մ}^3:$$

Ա յ ս տե ղ ի ց կ ա Ր ո ղ ե ն ք ո Ր ո շ ե լ ք ն ա կ ա ն գ ա զ ի ա յ Ր մ ա ն ջ ե Ր մ ու թ յ ու Ն ը ն ո Ր պ ե ս .

$$Q_u^p = 37072,7/0,7826 = 47371 \text{ կՋ/կգ:}$$

Օ ղ ի ն ա յ Ր մ ա ն ա Ր գ ա ս ի ք ն ե Ր ի ծ ա վ ա լ ն ե Ր ը ն գ ա ն գ վ ա ծ ը 1 մ³ չ ո Ր գ ա զ ա յ ի ն վ ա ճ ե լ ի ք ի ա յ Ր մ ա ն ղ ե պ ք ու մ ո Ր ո շ վ ու մ ե ն հ ե տ ն յ ա լ ք ա ն ա ձ ն ե Ր ո վ .

1) $\sum C_m H_n$ կ ա զ մ ու Ն ե ց ո ղ 1 մ³ չ ո Ր գ ա զ ա յ ի ն վ ա ճ ե լ ի ք ի լ Ր ի վ ա յ Ր մ ա ն հ ա մ ա Ր ա ն հ Ր ա ժ ե շ տ ո ղ ի տե ս ա կ ա ն ք ա ն ա կ ու թ յ ու Ն ը , մ³/մ³,

$$V^0 = 0,0476 \cdot \left[\sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n - O_2 \right] = \\ = 0,0476 \cdot \left[\left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 89,5568 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 8,454 - 0,0078 \right] = 9,934 \text{ մ}^3/\text{մ}^3:$$

Ս ո վ ո Ր ա ք ա Ր հ ա շ վ ա Ր կ ն ե Ր ի հ ա մ ա Ր ը ն ղ ու Ն ու մ ե ն 1 կգ չ ո Ր ո ղ ու մ 10 գ խո ն ա վ ա պ ա Ր ու Ն ա կ ու թ յ ա մ ք ո ղ : Ա յ ղ պ ա տ ճ ա ճ ո վ V⁰ ն L₀ ա Ր ժ ե ք ն ե Ր ը ք ա զ մ ա պ ա տ կ ու մ ե ն 1,016-ո վ : Ա Ր ղ յ ու Ն ք ու մ կ ու Ն ե ն ա ն ք . V⁰ = 10,093 մ³/մ³: V⁰-ի ն հ ա մ ա պ ա տ ա ս խ ա ն ո ղ տե ս ա կ ա ն ո Ր ե ն ա ն հ Ր ա ժ ե շ տ ո ղ ի գ ա ն գ վ ա ծ ա յ ի ն ծ ա խ ս ը հ ա վ ա ս ա Ր կ լ ի ն ի .

$$L_0 = V^0 \frac{\rho_{ոդ}}{\rho_{գ,վ}^s} = 10,093 \cdot \frac{1,293}{0,7826} = 16,67 \text{ կգ/կգ:}$$

Գ ա զ ա յ ի ն վ ա ճ ե լ ի ք ի ա յ Ր մ ա ն ա Ր գ ա ս ի ք ն ե Ր ի ծ ա վ ա լ ա յ ի ն կ ա զ մ ը

Վ ա ճ ե լ ի ք ի լ Ր ի վ ա յ Ր մ ա ն ա Ր գ ա ս ի ք ն ե Ր ի ծ ա վ ա լ ն ե Ր ը (մ³/մ³) ո ղ ի տե ս ա կ ա ն ո Ր ե ն ա ն հ Ր ա ժ ե շ տ

քանակությունը ($\alpha = 1$) որոշվում է ն հետևյալ քանակներով:

2) ազոտի տեսական ծավալը

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01N_2 = 0,79 \cdot 10,093 + 0,01 \cdot 1,554 = 7,986 \text{ Մ}^3/\text{Մ}^3,$$

3) եռատոմ գազերի ծավալը

$$V_{CO_2}^0 = 0,01 \left(CO_2 + \sum m C_m H_n \right) = 0,01 \cdot (0,4274 + 1 \cdot 89,5568 + 2 \cdot 8,454) = 1,069 \text{ Մ}^3/\text{Մ}^3,$$

4) ջրային գոլորշիների տեսական ծավալը

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left(\sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,0161V^0 \right) = 0,01 \cdot (2 \cdot 89,5568 + 3 \cdot 8,454) + 0,0161 \cdot 10,093 = 2,207 \text{ Մ}^3/\text{Մ}^3,$$

5) գազային վառելիքի այրման արգասիքների ընդհանուր տեսական ծավալը

$$V_q^0 = V_{CO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 = 1,069 + 7,986 + 2,207 = 11,262 \text{ Մ}^3/\text{Մ}^3,$$

Սեկից մեծ $\alpha > 1$ օդի ավելցուկի գործակցի դեպքում այրման արգասիքները կարելի է դիտարկել, որպես երկու գազերի խառնուրդ՝ օդի տեսականորեն անհրաժեշտ քանակությամբ վառելիքի ընդհանուր այրման արգասիքներ, այսինքն՝ մաքուր այրման արգասիքներից V_q^0 և ավելցուկային օդից $V_{\text{օդ}}^{\text{ավ}}$ = $(\alpha - 1) \cdot V^0$:

Գազային վառելիքի համար ծխագազերի ծավալը, $\text{Մ}^3/\text{Մ}^3$ բնական գազ.

$$V_q = V_q^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0 = 11,262 + (\alpha - 1) \cdot 10,093 = 1,169 + 10,093 \cdot \alpha$$

Ծխագազերի զանգվածը վերագրած 1 Մ^3 վառելիքին, $\text{կգ}/\text{Մ}^3$ բնական գազ.

$$G_q = \rho_{p,q} + 1,306\alpha V^0 = 0,7826 + 13,18146\alpha :$$

Ծխագազերի խտությունը, $\text{կգ}/\text{Մ}^3$,

$$\rho_q = \frac{G_q}{V_q} = \frac{0,7826 + 13,18146\alpha}{1,169 + 10,093\alpha} :$$

Այրման արգասիքներում գազերի ծավալային մասերը

Գազային վառելիքի մաքուր այրման արգասիքներին համար՝ $r_q = V_q^0 / V_q$:

$$r_q = \frac{11,262}{1,169 + 10,093\alpha}$$

Օդի համար՝ $r_{oq}^{wq} = (\alpha - 1) \cdot V^0 / V_q$:

$$r_{oq}^{wq} = \frac{(\alpha - 1) \cdot 10,093}{1,169 + 10,093\alpha}$$

Այրման արգասիքներում ազոտի, եռատոմ գազերի և ջրային գոլորշիներին ծավալային մասերը .

$$r_{N_2} = \frac{7,986}{1,169 + 10,093\alpha}$$

$$r_{CO_2} = \frac{1,069}{1,169 + 10,093\alpha}$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,207}{1,169 + 10,093\alpha}$$

Օդի և ծխագազերի էնթալպիայի հաշվարկը աղյուսակային տարբերակով անհարմար է կերպով ներկայացնելու սխալանքի: Այդ առումով անհրաժեշտ է հաշվարկել ծխագազերի էնթալպիան որոշակի օդի ավելցուկի և ջերմաստիճանի համար՝ հիմք ընդունելով դրանց ծավալային կազմը: Այրման արգասիքներում պարունակվող գազերի միջին ջերմունակությունները ներկայացված են աղյուսակ 3.3-ում:

Աղյուսակ 3.3

Օդի և գազերի միջին ծավալային ջերմունակությունները հաստատուն ճնշման c'_{pm} և ծավալի c'_{vm} դեպքում 0-ից մինչև $t^\circ\text{C}$, կՋ / (մ³աստ)

Գազ	c'_{pm}	c'_{vm}
O_2	1,3138+0,0001577 t	0,9429+0,0001577 t
N_2	1,2799+0,0001107 t	0,9089+0,0001107 t
Օդ	1,2866+0,0001201 t	0,9157+0,0001201 t
H_2O	1,4733+0,0002498 t	1,1024+0,0002498 t

CO_2	1,6990+0,0004796 t	1,3281+0,0004796 t
--------	--------------------	--------------------

Գազերի ջերմունակությունները որոշելիս գազերի մեկ կիլոմոլի ծավալն ընդունվել է հավասար 22,414 Մ³-ի 760 մմ սնդ.ս. ճնշման և 0 °C ջերմաստիճանի դեպքում: Ջերմունակությունները վերագրված են 1 Մ³-ին նշված պայմաններում: Յաշվի առնելով, որ ունիվերսալ գազային հաստատունը՝ $R=8,314$ Ջ/(մոլ աստ), ըստ Մայերի բանաձևի՝ իզոբար ջերմունակությունը կարող ենք ներկայացնել հետևյալ տեսքով.

$$c'_p = c'_v + \frac{R}{V_\mu} = c'_v + \frac{8,314}{22,414} = c'_v + 0,3709, \text{ կՋ}/(\text{մ}^3 \text{ աստ}):$$

Խոնավ օդի ջերմունակությունները $c_{\text{օդ}}$ որոշված են 10 գ/կգ չոր օդ խոնավապարունակության դեպքում և վերագրված են 1 Մ³ չոր օդին:

Այրման արգասիքների ջերմունակություններն որոշվում են որպես գազային խառնուրդների ջերմունակություններ, կՋ/(մ³ աստ).

$$c'_{\mu} = \sum_{i=1}^n c'_i r'_i$$

Վերը նշված կազմով բնական գազի այրման արգասիքների միջին ծավալային ջերմունակությունները մեկից մեծ α օդի ավելցուկի գործակցի դեպքում, կՋ/(մ³ աստ).

$$c'_{pm} = \frac{2,30344 + 12,98565\alpha + (7,361 + 12,1217\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot t}{1,169 + 10,093 \cdot \alpha}$$

$$c'_{vm} = \frac{1,86904 + 9,24216\alpha + (7,361 + 12,1217\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot t}{1,169 + 10,093 \cdot \alpha}$$

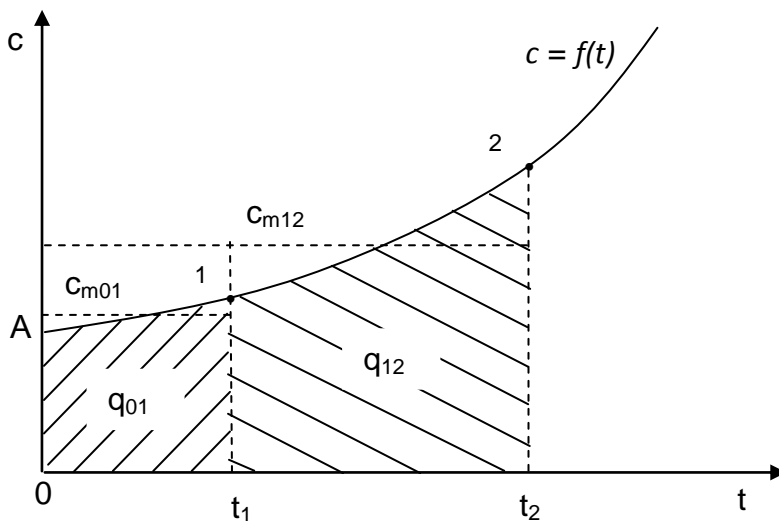
Միջին ծավալային ջերմունակությունը $c'_{m_{t_1}}^{t_2}$ ջերմություն այն քանակությունն է, որը միջին հաշվով պետք է ծախսել t_1 -ից մինչև t_2 ջերմաստիճանային միջակայքում 1մ³ գազի

ջեղմաստիճանը 1°C -ով փոխելու համար: Այնորոշվում է որպես.

$$c'_{m12} = \frac{q_{12}}{t_2 - t_1}:$$

Միջին ջեղմունակությունը կարող է օգտագործվել միայն տվյալ որոշակի ջեղմաստիճանների միջակայքում, սակայն, օգտագործելով 0°C -ից մինչև տվյալ t ջեղմաստիճանների միջակայքում որոշված $c'_{m_0 t}$ միջին ջեղմունակությունը՝ կարող ենք գտնել ցանկացած 1-2 պրոցեսում (նկ. 3.4) փոխանցված ջեղմաքանակը (էնթալպիայի փոփոխությունը) հետևյալ բանաձևով.

$$q_{12} = q_{02} - q_{01} = c'_{m02}t_2 - c'_{m01}t_1:$$



Նկ. 3.4. Գաղի միջին ջեղմունակության որոշման շեղումը

Յեղանակաբար միջին ջերմունակությունը t_1 և t_2 ջերմաստիճաններին միջակայքում հավասար է [43].

$$c'_{m_{t_1}} = \frac{c'_{m_0} \cdot t_2 - c'_{m_0} \cdot t_1}{t_2 - t_1}:$$

Երբ 0°C -ից t միջակայքում միջին ջերմունակության կախումը ջերմաստիճանից արտահայտվում է քառակուսային բազմանդամի տեսքով.

$$c'_{m_0} = \alpha + \beta t + \gamma t^2,$$

$$c'_{m_{t_1}} = \frac{(\alpha + \beta t_2 + \gamma t_2^2) \cdot t_2 - (\alpha + \beta t_1 + \gamma t_1^2) \cdot t_1}{t_2 - t_1} = \frac{\alpha(t_2 - t_1) + \beta(t_2^2 - t_1^2) + \gamma(t_2^3 - t_1^3)}{t_2 - t_1} =$$

$$= \alpha + \beta(t_2 + t_1) + \gamma(t_2^2 + t_2 t_1 + t_1^2):$$

Եթե ընդունվում է, որ գազի ջերմունակությունը ջերմաստիճանից գծային կախումում է $\gamma = 0$.

$$c'_{m_{t_1}} = \alpha + \beta(t_1 + t_2):$$

Դիտարկվող գազի կամ գազերի խառնուրդի ադիաբատից ու ճիշդ որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$k = \frac{c_{p_{t_1}}}{c_{v_{t_1}}},$$

որտեղ c_p -ը և c_v -ը ջերմունակություններն են, համապատասխանաբար, հաստատուն ճնշման և հաստատուն ծավալի դեպքում:

$$\text{Գազային խառնուրդի էնթալպիան } h'_{fu} = c'_{fu_{pm}} \cdot t,$$

կ՝ Ջ/մ³:

Յավելված 5. GT13E2 ԳՏՏ-ի ջերմային սխեմայի հաշվարկը

Հաշվարկն իրականացվել է ԵրՋԵԿ-ի գազային տուրբինի համար մթնոլորտային օդի հետևյալ պարամետրերի դեպքում. $t=12^\circ\text{C}$, հարաբերական

խոնավությունը՝ $\phi=93\%$, մթնոլորտային ճնշումը՝ $P=912$
բար:Սկզբնական տվյալներն են.

Օդի ջերմաստիճանը կոմպրեսորի մուտքում $t_1 = 12^\circ\text{C}$,

Գազային տուրբինի ցառաչ ջերմաստիճանը $t_3=1095^\circ\text{C}$,

ճնշման բարձրացման աստիճանը $\varepsilon = 14,83$,

Կոմպրեսորում օդի ծախսը $G_{\text{օդ}} = 503,1 \text{ կգ/վ}$

Կոմպրեսորի ՕԳԳ-ն $\eta_{կ} = 0,878$,

Գազային տուրբինի ՕԳԳ-ն $\eta_{գտ} = 0,902$,

Այրման խցի ՕԳԳ-ն $\eta_{ախ} = 0,995$,

ԳՏՏ-ի մեխանիկական ՕԳԳ-ն $\eta_{մխ}^{գՏՏ} = 0,97$,

Էլեկտրական գեներատորի ՕԳԳ-ն $\eta_{գեն} = 0,97$,

ճնշման կորոլ ստները կոմպրեսորի մուտքում

$$\Delta p_{ւտ} = (0,009 \div 0,011) \cdot p_{ւթն},$$

ճնշման կորոլ ստները կոմպրեսորի ցմիսչև

$$\text{գազային տուրբին } \Delta p_{րճ} = (0,035 \div 0,04) p_2,$$

ճնշման կորոլ ստները ելքում $\Delta p_{ցճ} = (0,02 \div 0,04) \cdot p_{ւթն},$

Վառելիքը՝ բնական գազ $Q_u^p = 47372 \text{ կՋ/կգ}$

Ա. Պարամետրերը ցիկլի բնորոշ կետերում (նկ.Յ.5) և օդի ավելցուկի գործակիցը

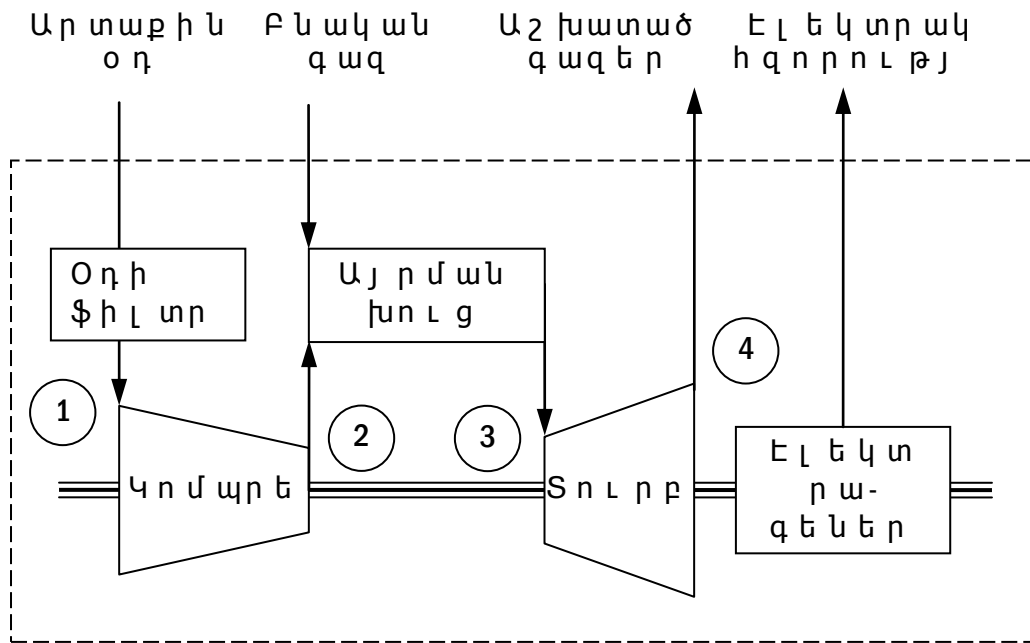
Կետ 1

$$p_1 = p_{ւթն} - \Delta p_{ւտ} = (1 - 0,01) \cdot p_{ւթն} = 0,99 \cdot 91,2 = 90,3 \text{ կՊա}$$

$$T_1 = 12 + 273 = 285 \text{ Կ}$$

$$h_1 = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 12) \cdot 12 = 15,5 \text{ կՋ/մ}^3$$

$$h_1 = 15,5/1,293 = 12 \text{ կՋ/կգ:}$$



Նկ. 3.5.9 ՏՏ-ի պարզ գիլի իբնորոշ կետերը սկզբունքային սխեմայի վրա

Կետ 2

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon = 90,3 \cdot 14,83 = 1339,2 \text{ կՊա}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_{կ}} \cdot (\varepsilon^m - 1) \right)$$

T_2 -ն որոշվում է աստիճանական մոտեցումների մեթոդով: Իտերացիաների վերջին քայլում ընդունվում է $t_2 = 375^\circ\text{C}$, հետևաբար

$$c'_{pm,օդ} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 387 = 1,333 \text{ կՋ/(մ}^3 \text{ սստ)}$$

$$k_{օդ} = \frac{c'_{pm,օդ}}{c'_{vm,օդ}} = \frac{c'_{pm,օդ}}{c'_{pm,օդ} - \frac{R}{V_\mu}} = \frac{1,333}{1,333 - 0,3709} = 1,3856$$

$$m_{or\eta} = \frac{k_{or\eta} - 1}{k_{or\eta}} = \frac{0,3856}{1,3856} = 0,2783$$

$$T_2 = 285 \cdot \left(1 + \frac{1}{0,878} \cdot (14,83^{0,2783} - 1) \right) = 647,9 \text{ Կ}$$

$$t_2 = 647,9 - 273 \approx 374,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_2 = 374,9 \text{ }^\circ\text{C}$ համընկնում է նախապես ընտրված արժեքի հետ:

$$h'_{2or\eta} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 374,9) \cdot 374,9 = 499,2 \text{ կՋ/մ}^3$$

$$h_2 = 499,2/1,293 = 386 \text{ կՋ/կգ}$$

Կետ 3

$$p_3 = p_2 - \Delta p_2 = (1 - 0,035) \cdot p_2 = 0,965 \cdot 1339,2 = 1292,3 \text{ կՊա,}$$

$$t_3 = 1095^\circ\text{C,}$$

$$T_3 = 1095 + 273 = 1368 \text{ Կ:}$$

Օդի ավելցուկի գործակիցը անորոշվում է զստի արման խցի ջերմային հաշվեկշռի հավասարումից.

$$V_q \cdot h'_{3q} - V_{or\eta} \cdot h'_{2or\eta} = Q_u^p \cdot \eta_{սխ},$$

որտեղ $V_{or\eta} = \alpha V^0$, $V_q = 1,169 + 10,093 \cdot \alpha$, $h'_{3q} = c'_{pm,q} \cdot t_3$:

$$\begin{aligned} c'_{pm,q} &= \frac{2,30344 + 12,98565\alpha + (7,361 + 12,1217\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot t_3}{V_q} = \\ &= \frac{2,30344 + 7,361 \cdot 10^{-4} \cdot t_3 + \alpha(12,98565 + 12,1217 \cdot 10^{-4} \cdot t_3)}{V_q} = \\ &= \frac{2,30344 + 7,361 \cdot 10^{-4} \cdot 1095 + \alpha(12,98565 + 12,1217 \cdot 0,1095)}{V_q} = \\ &= \frac{3,1095 + 14,313\alpha}{V_q}, \end{aligned}$$

$$V_q \cdot \frac{3,1095 + 14,313\alpha}{V_q} \cdot t_3 - \alpha V^0 \cdot h'_{2or\eta} = Q_u^p \cdot \eta_{սխ}$$

$$\alpha = \frac{Q_u^p \cdot \eta_{սխ} - 3,1095 \cdot t_3}{14,313 \cdot t_3 - V^0 \cdot h'_{2or\eta}} = \frac{37072,69 \cdot 0,995 - 3,1095 \cdot 1095}{14,313 \cdot 1095 - 10,093 \cdot 499,2} = 3,1479 = 3,15:$$

Տեղադրելով օդի ավելցուկի գործակից $\alpha = 3,15$ արժեքն ստանալով արտահայտումը յոյնական տեսքի մեջ՝ կստանանք.

$$V_{or} = \alpha V^0 = 3,15 \cdot 10,093 = 31,77 \text{ մ}^3 / \text{մ}^3 \text{ p. q.},$$

$$V_q = 1,169 + 10,093 \cdot \alpha = 1,169 + 31,77 = 32,94 \text{ մ}^3 / \text{մ}^3 \text{ p. q.},$$

$$h'_{3q} = c'_{pm,q} \cdot t_3 = \frac{3,11 + 14,3 \cdot 3,15}{32,94} \cdot 1095 = 1,462 \cdot 1095 = 1601,1 \text{ կՋ} / \text{մ}^3 :$$

Ծխագազերի զանգվածը՝ վերագրած 1 մ³ վառելիքիս [97], կգ / մ³ բնական ազազ .

$$G_q = \rho_{q,v}^{\xi} + 1,306 \alpha V^0 = 0,7826 + 1,306 \cdot 31,77 = 42,27 \text{ կգ} / \text{մ}^3 \text{ p. q.},$$

որտեղ $\rho_{q,v}^{\xi}$ -ը չոր գազի խտությունն է նորմալ

պայմաններում . $\rho_{q,v}^{\xi} = 0,7826 \text{ կգ} / \text{մ}^3 :$

Ծխագազերի խտությունը կորոշվի .

$$\rho_q = \frac{G_q}{V_q} = \frac{42,27}{32,94} = 1,283 \text{ կգ} / \text{մ}^3 :$$

Յետևաբար, ծխագազերի էնթալպիան հավասար կլիսի .

$$h_{3q} = 1601,1 / 1,283 = 1248 \text{ կՋ} / \text{կգ}:$$

Կետ 4

$$p_4 = p_{վթն} + \Delta p_3 = (1 + 0,02) \cdot p_{վթն} = 1,02 \cdot 91,2 = 93 \text{ կՊա},$$

$$\varepsilon_T = \frac{p_3}{p_4} = \frac{1292,3}{93} = 13,892$$

$$T_4 = T_3 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_q} \right) \cdot \eta_{qm} \right]$$

որոշվում է աստիճանական մոտեցումների մեթոդով :
Իտերացիաների վերջին քայլում ընդունվում ենք
 $t_4 = 514 \text{ }^\circ\text{C}:$

$$t_3 + t_4 = 1095 + 514 = 1609 \text{ }^\circ\text{C} \text{ համար գտնվում ենք } k_{q,v} \text{ .}$$

$$\begin{aligned} c'_{pm,q} &= \frac{2,30344 + 12,98565\alpha + (7,361 + 12,1217\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot (t_3 + t_4)}{V_q} = \\ &= \frac{2,30344 + 12,98565 \cdot 3,15 + (7,361 + 12,1217 \cdot 3,15) \cdot 10^{-4} \cdot (t_3 + t_4)}{32,94} = \\ &= \frac{43,20824 + 0,004554435 \cdot 1609}{32,94} = 1,533 \text{ կՋ} / (\text{մ}^3 \text{ սսս}) \end{aligned}$$

$$c'_{vm,q} = \frac{1,86904 + 9,24216\alpha + (7,361 + 12,1217\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot (t_3 + t_4)}{V_q} =$$

$$= \frac{1,86904 + 9,24216 \cdot 3,15 + (7,361 + 12,1217 \cdot 3,15) \cdot 10^{-4} \cdot (t_3 + t_4)}{32,94} =$$

$$= \frac{30,98184 + 0,004554435 \cdot 1609}{32,94} = 1,162 \text{ կՋ}/(\text{մ}^3 \text{ ատմ})$$

$$k_q = \frac{c'_{pm,q} \frac{t_3+t_4}{0}}{c'_{vm,q} \frac{t_3+t_4}{0}} = \frac{1,533}{1,162} = 1,319$$

$$m_q = \frac{k_q - 1}{k_q} = \frac{1,319 - 1}{1,319} = 0,242$$

$$T_4 = 1368 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{1}{13,892^{0,242}} \right) \cdot 0,902 \right] = 786,95 \text{ Կ}$$

$$t_4 = 786,95 - 273 \approx 514 \text{ }^\circ\text{C}$$

t_4 -ը գործնականում համընկնում է ընդունված $t_4 = 514^\circ\text{C}$ արժեքի հետ:

$$c_{qpm}^{t_4} = \frac{43,20824 + 0,004554435 \cdot 514}{32,94} = 1,382 \text{ կՋ}/(\text{մ}^3 \text{ ատմ})$$

$$h'_{4q} = c_{qpm}^{t_4} \cdot t_4 = 1,382 \cdot 514 = 710,3 \text{ կՋ}/\text{մ}^3$$

$$h_{4q} = 710,3/1,283 = 553,5 \text{ կՋ}/\text{կգ}$$

Բ.1 կգ բանոցում արմնի նվեր ազդած մեծ ություն ներքին հաշվարկը և ՕԳԳ-ի որոշումը

Կոմպրեսորում 1 կգ իդեալական գազի սեղմման աշխատանքը .

$$l_y = c_p \cdot T_0^K \cdot \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{0i}^K} \text{ կՋ}/\text{կգ}$$

որտեղ c_p -ի գործարջերմունակ ություն ներքին, կՋ/(կգ·Կ);

$$l_y = \frac{1,333}{1,293} \cdot 285 \cdot (14,83^{0,278} - 1) \cdot \frac{1}{0,878} = 374,1 \text{ կՋ}/\text{կգ}:$$

Գազային տուրբինի աշխատանքը .

$$l_{in} = c_p \cdot T_0^T \cdot \left(1 - \pi_T^{\frac{k-1}{k}} \right) \cdot \eta_{0i}^T \text{ կՋ}/\text{կգ}$$

$$l_{in} = \frac{1,533}{1,283} \cdot 1368 \cdot \left(1 - \frac{1}{13,892^{0,242}} \right) \cdot 0,902 = 694,3 \text{ կՋ}/\text{կգ}$$

ԳՏՏ-ն Լ մ 1 կ գ բ ան ո ղ մ ար մ ն ի տե ս ակ ար ար օ գ տակ ար աշ խատան ք ը .

$$l_{\text{գՏՏ}} = l_{\text{գուն}} - l_y = 689,26 - 377,11 = 312,15 \text{ կՋ/կգ}$$

Գ ե ն ե ր ա տ ո թ ի մ ի ջ ո ճ ո վ Է Լ Ե կ տր ա Է ն ե ր գ ի ա յ ի ար տա դ թ ո Լ թ յ ան հ ա մ ար օ գ տ ա գ ո թ ծ վ ո ղ տե ս ակ ար ար օ գ տակ ար աշ խատան ք ը .

$$l_{\text{գՏՏ}}^t = l_{\text{գՏՏ}} \cdot \eta_{\text{մեխ}} \cdot \eta_{\text{գեղ}} = 312,15 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 287,65 \text{ կՋ/կգ}$$

Գ.Ճ ախ ս ե թ ի , հ գ ո թ ո Լ թ յ ո Լ ն ն ե թ ի և ԳՏՏ-ի օ .գ .գ .ի հ աշ վ ար կ ը

Վ առ Ե Լ ի ք ի ծ ախ ս ը .

$$B = \frac{G_{\text{օղ}}}{\alpha \cdot L_0} = \frac{503,1}{3,15 \cdot 16,67} = 9,58 \text{ կգ/վ:}$$

$$G_{\text{գ}} = B + G_{\text{օղ}} = 9,58 + 503,1 = 512,68 \text{ կգ/վ:}$$

Կ ո մ պր Ե ս ո թ ի հ գ ո թ ո Լ թ յ ո Լ ն ը .

$$N_y = l_y \cdot G_{\text{օղ}} = 374,1 \cdot 503,1 = 188\,207 \text{ կՎտ:}$$

Գ ա գ ա յ ի ն տ ո Լ թ թ ի ն ի հ գ ո թ ո Լ թ յ ո Լ ն ը .

$$N_{\text{գուն}} = l_{\text{գուն}} \cdot G_{\text{գ}} = 694,3 \cdot 512,68 = 355\,942 \text{ կՎտ:}$$

Գ Տ Տ -ի ն ե թ թ ի ն հ գ ո թ ո Լ թ յ ո Լ ն ը .

$$N_{\text{գՏՏ}} = 355\,942 - 188\,207 = 167\,735 \text{ կՎտ:}$$

Գ Տ Տ -ի Է Լ Ե կ տր ա կ ան հ գ ո թ ո Լ թ յ ո Լ ն ը .

$$N_{\text{գՏՏ}}^t = 167\,735 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 157\,822 \text{ կՎտ:}$$

Գ Տ Տ -ի ն ե թ թ ի ն Օ Գ Գ -ը .

$$\eta_{\text{գՏՏ}} = \frac{N_{\text{գՏՏ}}}{B Q_u^p} = \frac{167\,735}{9,58 \cdot 47371} = 0,37:$$

Գ ա գ ա տ ո Լ թ թ ի ն ա յ ի ն տե ղ ա կ ա յ ան ք ի թ թ ո Լ տտո Է Լ Ե կ տր ա կ ան Օ Գ Գ -ը .

$$\eta_{\text{գՏՏ}}^t = \frac{N_{\text{գՏՏ}}^t}{B Q_u^p} = \frac{157\,822}{9,58 \cdot 47371} = 0,3476 :$$

Յ ա վ Ե Լ վ ա ծ 6.Շ ԳՏ-ի ց ո Լ ց ա ն ի շ ն ե թ ի հ աշ վ ար կ ը Ե թ և ան ք ա ղ ա ք ի պ ա յ մ ան ն ե թ ի հ ա մ ար

Գնահատում ենք օգտահանիչ կաթսայի հիմնական ջերմատեխնիկական պարամետրերը .

- ջերմաստիճանային էջքը Բճ գոլորշացուցիչի և Ցճ գոլորշացուցիչի սկզբում $\Theta_1 = 8^\circ\text{C}$ և $\Theta_2 = 10^\circ\text{C}$,
- ջերմաստիճանային էջքը գերտաքացուցիչի (ԳԳ)ելքում $\Theta_{\text{գգ}} = 20^\circ\text{C}$,
- ՕԿ-ի մուտքում ջրի ջերմաստիճանը $t_2^{\text{մտ}} = 50^\circ\text{C}$:

Առաջին փուլ : Լուծում ենք ջերմային հաշվեկշռի հավասարումները բարձր ճնշման տաքացման մակերևույթների համար : Ընդունում ենք , որ .

$$p_{\text{Բճ}}^{\text{Բճ}} = 6 \dots 10 = 7,8 \text{ ՄՊ ա},$$

$$p_{\text{ՍՅ}}^{\text{Բճ}} = (1,1 \dots 1,15) \cdot p_{\text{Բճ}}^{\text{Բճ}} = 1,1 \cdot 7,8 = 8,58 \text{ ՄՊ ա},$$

Սնող ջրի ճնշումը և ջերմաստիճանը բարձր ճնշման էկոնոմայ գերիելքում .

$$p_{\text{ԷԿ}}^{\text{Բճ}} = 1,05 \cdot p_{\text{Բճ}}^{\text{Բճ}} = 1,05 \cdot 7,8 = 8,19 \text{ ՄՊ ա},$$

$$t_{\text{ԷԿ}}^{\text{Բճ}} = t_h^{\text{Բճ}}(p_{\text{ԷԿ}}^{\text{Բճ}}) - (8 \dots 10) = 296,56 - 9,56 = 287^\circ\text{C} \Rightarrow h_{\text{ԷԿ}}^{\text{Բճ}} = 1271,2 \text{ կՋ /կգ},$$

$$p_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ}} = p_{\text{Բճ}}^{\text{Բճ}} - \Delta p_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ},h} = 7,8 - 0,22 = 7,58 \text{ ՄՊ ա},$$

որտեղ $\Delta p_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ},h}$ -ը ճնշման կորուստն է բարձր ճնշման գերտաքացուցիչում , $\Delta p_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ},h} = 0,2 \dots 0,3 \text{ ՄՊ ա}$:

Բարձր ճնշման գոլորշու գերտաքացուցիչ (ԳԳ-Բճ)

$$Q_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ}} = G_{\text{վն}} \cdot (h_{\text{վն}} - h_1) \cdot \varphi = D_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ}} \cdot (h_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ}} - h_{\text{Բճ}}'')$$

$$p_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ}} = 7,58 \text{ ՄՊ ա} \quad \text{և} \quad t_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ}} = \vartheta_{\text{վն}} - \Theta_{\text{գգ}} = 514 - 20 = 494^\circ\text{C} \quad \text{դեպքում}$$

$$h_{\text{ԳԳ}}^{\text{Բճ}} = 3388,8 \text{ կՋ /կգ} \quad \text{և} \quad h_{\text{Բճ}}'' = 2763,3 \text{ կՋ /կգ} :$$

$$\vartheta_2 = t_h^{\text{Բճ}}(p_{\text{Բճ}}^{\text{Բճ}}) + \Theta_1 = 293,1 + 8 = 301,1^\circ\text{C} \quad \text{դեպքում}$$

$$h_2 = 301,1 \cdot 1,054 = 317,3 \text{ կՋ /կգ} :$$

$$h_{\text{վն}} = 514 \cdot 1,0765 = 553,3 \text{ կՋ /կգ}$$

Օգտահանիչ կաթսայի Բճ կոնտուրում արտադրվող գոլորշու ծախսը (առանց Բճ թմբուկից արտափչումը հաշվի առնելու) .

$$D_{q\dot{q}}^{\rho\delta} = \frac{G_{\dot{q}in} \cdot (h_{\dot{q}in} - h_2) \cdot \varphi}{h_{q\dot{q}}^{\rho\delta} - h_{\dot{q}4}^{\rho\delta}} = \frac{506,4 \cdot (553,3 - 317,3) \cdot 0,995}{3388,8 - 1271,2} = 56,15 \text{ կգ/վ:}$$

Գ Գ - Բ Ծ - ի ջ երմայի ն հաշվել կ շ ռ ի հավասար ու մ ի ց կ ս տան ան ք .

$$h_1 = h_{\dot{q}in} - \frac{D_{q\dot{q}}^{\rho\delta} \cdot (h_{q\dot{q}}^{\rho\delta} - h_{\rho\delta}^{\prime\prime})}{G_{\dot{q}in} \cdot \varphi} = 553,3 - \frac{56,15 \cdot (3388,8 - 2763,3)}{506,4 \cdot 0,995} = 483,6 \text{ կՋ/կգ:}$$

$$Q_{q\dot{q}}^{\rho\delta} = G_{\dot{q}in} \cdot (h_{\dot{q}in} - h_1) \cdot \varphi = 506,4 \cdot (553,3 - 483,6) \cdot 0,995 = 35132 \text{ կՎտ:}$$

Բ ար ձ ը ն շ մ ան գ ո լ ո ղ շ ա գ ո լ ց ի չ (Գ - Բ Ծ)

$$Q_{\dot{q}}^{\rho\delta} = G_{\dot{q}in} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \varphi = D_{q\dot{q}}^{\rho\delta} \cdot (h_{\rho\delta}^{\prime\prime} - h_{\dot{q}4}^{\rho\delta})$$

$$Q_{\dot{q}}^{\rho\delta} = 506,4 \cdot (483,6 - 317,3) \cdot 0,995 = 83806 \text{ կՎտ:}$$

Ա ռ ա ջ ի ն մ ո տ ե ց մ ամ բ ո ղ ղ շ ո լ մ ե ն ք օ գ տ ա հ ան ի չ կ ա թ ս ա յ ո լ մ ար տ ա դ ը ղ ո ղ ց ա ծ ը ճ ն շ մ ան գ ո լ ո ղ շ ո լ ծ ա խ ս ը :

Բ ար ձ ը ն շ մ ան է կ ո ն ո մ ա յ գ ե ղ (Է Կ - Բ Ծ)

$$Q_{\dot{q}4}^{\rho\delta} = G_{\dot{q}in} \cdot (h_2 - h_3) \cdot \varphi = D_{q\dot{q}}^{\rho\delta} \cdot (h_{\dot{q}4}^{\rho\delta} - h_{U\eta}^{\rho\delta})$$

Ս ն ո ղ ջ ը ի է ն թ ա լ ա ի ան բ ար ձ ը ճ ն շ մ ան է կ ո ն ո մ ա յ գ ե ղ ի մ ո լ տ ք ո լ մ ո ղ ղ շ վ ո լ մ է ը ս տ գ ա գ ա գ ը կ ի չ ո լ մ ս ն ո ղ ջ ը ի պ ար ամ ե տ ղ ե ղ ի .

$$p_{\eta} = 341,37 \text{ կՊա; } t_{\eta}^{\prime} = 138^{\circ}\text{C; } h_{\eta}^{\prime} = 580,5 \text{ կՋ/կգ:}$$

$$p_{U\eta}^{\rho\delta} = 8,58 \text{ ՄՊա, և } t_{U\eta}^{\rho\delta} = t_{\eta}^{\prime} + (1 \dots 2) = 138 + 2 = 140^{\circ}\text{C } \eta \text{ ե պ ը ո լ մ}$$

$$h_{U\eta}^{\rho\delta} = 594,45 \text{ կ Ջ /կ գ :}$$

Բ ար ձ ը ճ ն շ մ ան է կ ո ն ո մ ա յ գ ե ղ ի ջ երմայի ն հաշվել կ շ ռ ի ց ո ղ ղ շ ո լ մ ե ն ք h_3 -ը .

$$h_3 = h_2 - \frac{D_{q\dot{q}}^{\rho\delta} \cdot (h_{\dot{q}4}^{\rho\delta} - h_{U\eta}^{\rho\delta})}{G_{\dot{q}in} \cdot \varphi} = 317,3 - \frac{56,15 \cdot (1271,2 - 594,45)}{506,4 \cdot 0,995} = 241,9 \text{ կՋ/կգ:}$$

$$Q_{\dot{q}4}^{\rho\delta} = G_{\dot{q}in} \cdot (h_2 - h_3) \cdot \varphi = 506,4 \cdot (317,3 - 241,9) \cdot 0,995 = 38000 \text{ կՎտ:}$$

Ե ղ կ ղ ո ղ ղ ի փ ո լ լ : Ց ա ծ ը ճ ն շ մ ան գ ո լ ո ղ շ ա գ ո լ ց ի չ ի և գ ո լ ո ղ շ ո լ գ ե ղ տ ա ք ա գ ո լ ց ի չ ի ջ երմայի ն

հաշվել կշռի հազարարժեքը կազմելու համար ընդունված նյութը.

$$p_{\rho}^{\text{ՅՃ}} = 0,67 \text{ ՄՊ ա,}$$

$$p_{\rho}^{\text{ՅՃ}} = (1,1 \dots 1,15) \cdot p_{\rho}^{\text{ՅՃ}} = 1,1 \cdot 0,67 = 0,737 \text{ ՄՊ ա:}$$

ճնշման կորոլուտը ցածր ճնշման գերտաքացուցիչում, $\Delta p_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ, հ}} = 0,04 \dots 0,05 \text{ ՄՊ ա:}$

$$p_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} = p_{\rho}^{\text{ՅՃ}} - \Delta p_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ, հ}} = 0,67 - 0,04 = 0,63 \text{ ՄՊ ա:}$$

Ցածր ճնշման գոլորշու գերտաքացուցիչ (ԳԳ-ՑՃ)

$$D_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} = \frac{G_{\text{լն}} \cdot (h_3 - h_5) \cdot \varphi}{h_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} - h_{\rho}^{\text{ՅՃ}}}$$

$$\vartheta_5 = t_h^{\rho} (p_{\rho}^{\text{ՅՃ}}) + \Theta_1 = 163,2 + 10 = 173,2^{\circ}\text{C} \quad \text{ջերմաստիճանի}$$

դեպքում գազերի էնթալպիան՝ $h_5 = 173,2 \cdot 1,04 = 180,1 \text{ կՋ/կգ:}$

$p_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} = 0,63 \text{ ՄՊ ա}$ և $t_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} = 270^{\circ}\text{C}$ դեպքում $h_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} = 2998,1 \text{ կՋ/կգ}$ և $h''_{\text{ՅՃ}} = 2757,1 \text{ կՋ/կգ:}$

$p_{\rho}^{\text{ՅՃ}} = 0,737 \text{ ՄՊ ա}$ և $t_{\rho}^{\text{ՅՃ}} = t_h^{\rho} + (1 \dots 2) = 138 + 1 = 139^{\circ}\text{C}$ դեպքում $h_{\rho}^{\text{ՅՃ}} = 585 \text{ կՋ/կգ:}$

$$D_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} = \frac{506,4 \cdot (241,9 - 180,1) \cdot 0,995}{2998,1 - 585} = \frac{31139}{2413} = 12,9 \text{ կգ/վ}$$

ճշտում ենք գազերի էնթալպիան քարձր ճնշման էկոնոմայ գերի երկրորդ աստիճանի մուտքում.

$$\vartheta_3 = t_{\text{զգ}}^{\text{ՅՃ}} + \Theta_{\text{զգ}} = 270 + 20 = 290^{\circ}\text{C,} \quad \text{որիս համապատասխանում է}$$

$h_3 = 305,3 \text{ կՋ/կգ:}$ ԵԿ-ԲՃ առաջին աստիճանի ելքում տաք ջրի էնթալպիան $h_{\text{էԿ1}}^{\rho}$ հաշվարկում ենք ԵԿ2-ԲՃ-ի ջերմային հաշվելիքը.

$$h_{\text{էԿ1}}^{\rho} = h_{\text{էԿ2}}^{\rho} - \frac{G_{\text{լն}}(h_2 - h_3)\varphi}{D_{\text{զգ}}^{\rho}} = 1271,2 - \frac{506,4 \cdot (317,3 - 305,3) \cdot 0,995}{56,15} = 1163,5 \text{ կՋ/կգ,}$$

որտեղ $h_{\text{էԿ2}}^{\rho} = h_{\text{էԿ}}^{\rho} = 1271,2 \text{ կՋ/կգ}$ -ը տաք ջրի էնթալպիան է քարձր ճնշման էկոնոմայ գերի երկրորդ աստիճանի ելքում:

$$Q_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} = G_{\dot{q}\dot{u}\dot{n}} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \varphi = D_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} \cdot (h_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} - h_{\dot{S}\dot{D}}'')$$

Ցածր ճնշման գոլորշու գերտաքացուցիչի ջերմային հաշվեկշռի արտահայտու թյունն ից կարող ենք որոշել h_4 -ը՝ գազերի էնթալպիան ցածր ճնշման գոլորշու գերտաքացուցիչի ելքում (գազերի կողմից, «սառը» ծայրին)։

$$h_4 = h_3 - \frac{D_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} \cdot (h_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} - h_{\dot{S}\dot{D}}'')}{G_{\dot{q}\dot{u}\dot{n}} \cdot \varphi} = 305,3 - \frac{12,9 \cdot (2998,1 - 2757,1)}{506,4 \cdot 0,995} = 299,1 \text{ կՋ/կգ:}$$

$$Q_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} = G_{\dot{q}\dot{u}\dot{n}} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \varphi = 506,4 \cdot (305,3 - 299,1) \cdot 0,995 = 3124 \text{ կՎտ:}$$

ԵԿ-ԲՃ1-ի ջերմային հաշվեկշռից .

$$h_5 = h_4 - \frac{D_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{P}\dot{D}} \cdot (h_{\dot{E}\dot{Y}1}^{\dot{P}\dot{D}} - h_{\dot{Y}\dot{\eta}}^{\dot{P}\dot{D}})}{G_{\dot{q}\dot{u}\dot{n}} \cdot \varphi} = 299,1 - \frac{56,15 \cdot (1163,5 - 594,45)}{506,4 \cdot 0,995} = 235,68 \text{ կՋ/կգ:}$$

$$Q_{\dot{E}\dot{Y}}^{\dot{P}\dot{D}} = G_{\dot{q}\dot{u}\dot{n}} \cdot ((h_2 - h_3) + (h_4 - h_5)) \cdot \varphi =$$

$$= 506,4 \cdot (317,3 - 305,3 + 299,1 - 235,68) \cdot 0,995 = 38000 \text{ կՎտ:}$$

Ցածր ճնշման գոլորշու ցուցիչ (Գ-ՑՃ)

$$Q_{\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} = G_{\dot{q}\dot{u}\dot{n}} \cdot (h_5 - h_6) \cdot \varphi = D_{\dot{q}\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} \cdot (h_{\dot{S}\dot{D}}'' - h_{\dot{Y}\dot{\eta}}^{\dot{S}\dot{D}})$$

$$Q_{\dot{q}}^{\dot{S}\dot{D}} = 506,4 \cdot (235,68 - 180,1) \cdot 0,995 = 28005 \text{ կՎտ:}$$

Երրորդ փուլ : Այս փուլում լուծում ենք սնող ջրի գազազրկիչի և ՕԿ-ի կոնդենսատի գազային տաքացուցիչի (ԿԳՏ) ջերմային և նյութական հաշվեկշռներին հավասարումները :

Գազազրկիչի հաշվարկի ընթացքում ընդունում ենք ջրի ջերմաստիճանը օգտահանիչ կաթսայի ԿԳՏ-ից հետո հավասար $t_{\dot{q}\dot{q}\dot{S}}^{\dot{E}\dot{Y}} = t_h^{\dot{\eta}} - \Delta t^{\dot{\eta}} = 138 - 5 = 133^\circ\text{C}$, որտեղ $t_h^{\dot{\eta}}$ -ը հագեցման ջերմաստիճանն է գազազրկիչում $p_{\dot{\eta}} = 0,341$ ՄՊա ճնշման դեպքում ($h_{\dot{\eta}}' = 580,5 \text{ կՋ/կգ}$):

Կոնդենսատի գազային տաքացուցիչ (ԿԳՏ)

$$Q_{\text{կԳՏ}} = G_{\text{վն}} \cdot (h_6 - h_{h,\text{գ}}) \cdot \varphi = (D_{\text{կ}} + D_{\text{ntգ}}) \cdot (h_{\text{կԳՏ}}^{\text{կլք}} - h_2^{\text{վն}}),$$

որտեղ $D_{\text{կ}} = D_0^{\text{ՔՃ}} + D_0^{\text{ՅՃ}}$:

Ընդունում ենք $p_{\text{կլք}} = 2$ ՄՊա, որի դեպքում ԿԳՏ-ի ելքում $t_{\text{կԳՏ}}^{\text{կլք}} = 133^\circ\text{C}$ ջերմաստիճանով կոնդենսատի էնթալպիան հավասար կլիսի $h_{\text{կԳՏ}}^{\text{կլք}} = 560,3$ կՋ/կգ:

$t_2^{\text{վն}}$ -ը ընդունում ենք $t_2^{\text{վն}} = 50^\circ\text{C}$, $p_{\text{կլք}} = 2$ ՄՊա դեպքում $h_2^{\text{վն}} = 211$ կՋ/կգ:

Սնունդ ջրի գազազրկիչ (ՍՋԳԶ)

Գազազրկիչ նյութական հաշվեկշռի հավասարումը.

$$D_{\text{կ}} + D_{\text{ր}}^2 = D_{\text{գգ}}^{\text{ՔՃ}} + D_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}},$$

այստեղից

$$D_{\text{կ}} = D_{\text{գգ}}^{\text{ՔՃ}} + D_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}} - D_{\text{ր}}^2:$$

Գազազրկիչ ջերմային հաշվեկշռի հավասարումը.

$$D_{\text{կ}} \cdot h_{\text{կԳՏ}}^{\text{կլք}} + D_{\text{ր}}^2 \cdot h_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}} = (D_{\text{գգ}}^{\text{ՔՃ}} + D_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}}) \cdot h'_{\text{ր}},$$

Տեղադրելով $D_{\text{կ}}$ -ի արտահայտությունը՝ ստանում ենք.

$$(D_{\text{գգ}}^{\text{ՔՃ}} + D_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}} - D_{\text{ր}}^2) \cdot h_{\text{կԳՏ}}^{\text{կլք}} + D_{\text{ր}}^2 \cdot h_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}} = (D_{\text{գգ}}^{\text{ՔՃ}} + D_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}}) \cdot h'_{\text{ր}},$$

Մի շարք ձևափոխություններից հետո ստանում ենք գազազրկիչ տրվող շոգոլ ծախսը.

$$D_{\text{ր}}^2 = \frac{(D_{\text{գգ}}^{\text{ՔՃ}} + D_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}}) \cdot (h'_{\text{ր}} - h_{\text{կԳՏ}}^{\text{կլք}})}{h_{\text{գգ}}^{\text{ՅՃ}} - h_{\text{կԳՏ}}^{\text{կլք}}} = \frac{(56,15 + 12,9) \cdot (580,5 - 560,3)}{2998,1 - 560,3} = 0,57 \text{ կգ/վ}$$

$$D_0^{\text{ՅՃ}} = 12,9 - 0,57 = 12,33 \text{ կգ/վ}$$

$$D_{\text{կ}} = 56,15 + 12,33 = 68,48 \text{ կգ/վ}:$$

ԿԳՏ-ի մուտքում խառնման կետի հաշվարկը: Նյութական հաշվեկշռը.

$$D_{\text{կ}} + D_{\text{ntգ}} = D_{\text{կԳՏ}}:$$

Ջերմային հաշվեկշռը.

$$D_{ly} \cdot h_{ly} + D_{ntg} \cdot h_{lyqS}^{t_{lyp}} = D_{lyqS} \cdot h_2^{u_{in}},$$

որտեղ h_{ly} -ը հիմնական կոնդենսատի էնթալպիան է նախքան վերաշրջանառությունը, կՋ/կգ: Այս արտահայտության մեջ տեղադրելով D_{lyqS} -ի արժեքը՝ կստանանք.

$$D_{ly} \cdot h_{ly} + D_{ntg} \cdot h_{lyqS}^{t_{lyp}} = (D_{ly} + D_{ntg}) \cdot h_2^{u_{in}}:$$

Խառնման կետի հաշվարկից որոշենք վերաշրջանառության վրածախսը.

$$D_{ntg} = \frac{D_{ly} \cdot (h_2^{u_{in}} - h_{ly})}{h_{lyqS}^{t_{lyp}} - h_2^{u_{in}}} = \frac{68,48 \cdot (211 - 191,8)}{560,3 - 211} = \frac{1312}{349,3} = 3,756 \text{ կգ/վ},$$

$$D_{ly} + D_{ntg} = D_{lyqS} = 68,48 + 3,756 = 72,236 \text{ կգ/վ}:$$

ԿԳՏ-ի ջերմային հաշվեկշռի հավասարումից որոշենք.

$$h_{h,q} = h_5 - \frac{(D_{ly} + D_{ntg}) \cdot (h_{lyqS}^{t_{lyp}} - h_2^{u_{in}})}{G_{u_{in}} \cdot \varphi} = 180,1 - \frac{(68,48 + 3,756) \cdot (560,3 - 211)}{506,4 \cdot 0,995} \\ = 130,02 \text{ կՋ/կգ}:$$

$$Q_{lyqS} = 506,4 \cdot (180,1 - 130,02) \cdot 0,995 = 25232 \text{ կՎտ}:$$

Օգտահանիչ կաթսայով ՇԳՏ-ի սխեմայով շոգետուրքի նյութի տեղակայանքը

Շոգետուրքի նյութի տեղակայանքն օգտահանիչ կաթսայով ՇԳՏ-ի ջերմային սխեմայի ենթահամակարգն է: Ստորև ներկայացված են գոլորշու սկզբնական պարամետրերը.

$$p_0^{p\delta} = p_{q\delta}^{p\delta} = 7,58 \text{ ՄՊա}, t_0^{p\delta} = 494^\circ\text{C}, i_0^{p\delta} = 3389 \text{ կՋ/կգ};$$

$$p_0^{s\delta} = p_{q\delta}^{s\delta} = 0,63 \text{ ՄՊա}, t_0^{s\delta} = 270^\circ\text{C}, i_0^{s\delta} = 2998 \text{ կՋ/կգ}:$$

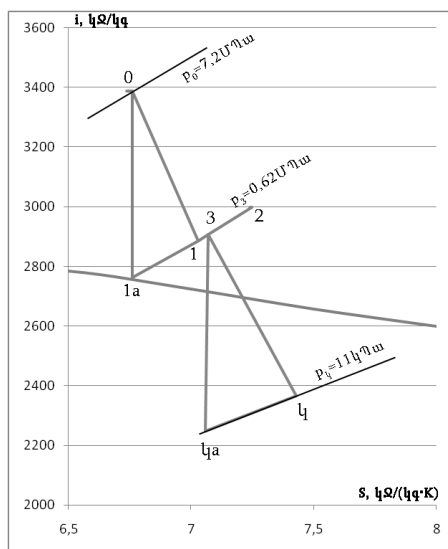
Կոնդենսատոր տրվող գոլորշու ճնշումը հավասար է $p_{ly} = 11 \text{ կՊա}$:

Շոգետուրքի ներքին հարաբերական օ.գ.գ.-ն հավասար է $\eta_{oi} = 0,82$:

ՕԿ-ի հաշվարկից որոշվել են շոգետուլրբին տրվող բարձր և ցածր ճնշման գոլորշու ծախսերը, համապատասխանաբար, $D_0^{\rho\delta} = 56,15$ կգ/վ և $D_0^{\delta\delta} = 12,33$ կգ/վ, հետևաբար՝

$$D_{\gamma} = D_0^{\rho\delta} + D_0^{\delta\delta} = 56,15 + 12,33 = 68,48 \text{ կգ/վ:}$$

Գոլորշու կատարած աշխատանքը որոշելու համար կառուցվել է տուլրբինում նրա ընդարձակ մասն պրոցեսը (նկ.3.6)՝ հաշվի առնելով ճնշման կորուստները բարձր և ցածր ճնշման սողնակային և կարգավորող կափոլյրներում:



Նկ.3.6.Տուլրբինում գոլորշու ընդարձակ մասն պրոցեսը i-s դիագրամի վրա

Շոգետուլրբինում գոլորշու ընդարձակ մասն պրոցեսը i-s դիագրամի վրա պատկերելու համար որոշվել են պարամետրերը հետևյալ կետերում.

0. Կարգավորող կափոլյրներից հետո գոլորշու ճնշումը որոշելու համար անհրաժեշտ է հաշվի առնել դրոստելման հետևանքով 4...5% ճնշման անկումը.

$$p'_0 = (0,95 \dots 0,96) \cdot p_0^{\rho\delta} = 0,95 \cdot 7,58 = 7,2 \text{ ՄՊա}$$

$$i_0 = h_0^{\rho\delta} = 3389 \text{ կՋ/կգ:}$$

1. Օգտահանիչ կաթսայում մի քանի ճնշումների գոլորշիներ ստանալիս, օրինակ՝ երկկոնտուր ՕԿ-

ի դեպքում, ՕԿ-ի ցածր ճնշման մասից գոլորշի նշագետտուրբիսում խառնվում է գոլորշու հիմնական հոսքիս [105]: ճնշման կորուստները խառնման խցում կարելի է ընդունել մոտ 2%:

$$p_1 = p_2 = p_3 = 0,98 \cdot p_0^{3\alpha} = 0,98 \cdot 0,63 = 0,6174 \text{ ՄՊա}$$

$$i_{1a} = 2775 \text{ կՋ/կգ}$$

Իրական ընդարձակման պրոցեսի դեպքում.

$$i_1 = i_0 - (i_0 - i_{1a}) \cdot \eta_{oi} = 3389 - (3389 - 2775) \cdot 0,82 = 2885,5 \text{ կՋ/կգ:}$$

2. Ցածր ճնշման գոլորշու պարամետրերը նշագետտուրբիսում կլինեն.

$$p_2 = 0,6174 \text{ ՄՊա}, i_2 = h_0^{3\alpha} = 2998 \text{ կՋ/կգ:}$$

3. Տևրբիսի խառնման խցում ջերմային հաշվեկշռի հավասարումը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$D_0^{2\alpha} \cdot i_1 + D_0^{3\alpha} \cdot i_2 = (D_0^{2\alpha} + D_0^{3\alpha}) \cdot i_3,$$

այստեղից կստանանք գոլորշու էնթալպիան խառնումից հետո.

$$i_3 = \frac{D_0^{2\alpha} \cdot i_1 + D_0^{3\alpha} \cdot i_2}{D_0^{2\alpha} + D_0^{3\alpha}} = \frac{56,15 \cdot 2885,5 + 12,33 \cdot 2998}{68,48} = 2906 \text{ կՋ/կգ:}$$

4. Տևրբիսի ելքում $p_4 = 11$ կՊա և $s_{4a} = s_3$ պայմանի համաձայնորոշում ենք $i_{4a} = 2251$ կՋ/կգ:

$$i_4 = i_3 - (i_3 - i_{4a}) \cdot \eta_{oi} = 2906 - (2906 - 2251) \cdot 0,82 = 2368,9 \text{ կՋ/կգ:}$$

Չորոթյան աստիճանը ընդարձակման պրոցեսի վերջում.

$$x = 0,91:$$

Այսպիսով, նշագետտուրբիսի էլեկտրական հզորութունը ստանում ենք.

$$N_{\xi}^{SS} = [D_0^{2\alpha} \cdot (i_0^{2\alpha} - i_1) + (D_0^{2\alpha} + D_0^{3\alpha}) \cdot (i_3 - i_4)] \cdot \eta_d \cdot \eta_q =$$

$$= [56,15 \cdot (3389 - 2885,5) + (56,15 + 12,33) \cdot (2906 - 2368,9)] \cdot 0,983 \cdot 0,99 =$$

$$= 63307 \text{ կՎտ} \approx 63,3 \text{ ՄՎտ:}$$

Օգտահանիչ կաթսայով նշագետտուրբիսի էներգետիկական ցուցանիշները

որոշում:

ՇՊՏ-ում էլ Եկտրաէներգիայի արտադրություն օ.գ.գ.-ն բրոնտո .

$$\eta_{\Sigma}^{\text{շՊՏ}} = \frac{N_{\Sigma}^{\text{գՏՏ}} + N_{\Sigma}^{\text{չՏՏ}}}{Q_0},$$

$$Q_0 = \frac{N_{\Sigma}^{\text{գՏՏ}}}{\eta_{\text{գՏՏ}}} = \frac{157870}{0,367} = 430164 \text{ կՎտ},$$

$$B_{\text{գՏՏ}} = \frac{Q_0}{Q_u^p} = \frac{430164}{47372} = 9,08 \text{ կգ/վ},$$

$$N_{\Sigma}^{\text{շՊՏ}} = N_{\Sigma}^{\text{գՏՏ}} + N_{\Sigma}^{\text{չՏՏ}} = 157870 + 63300 = 221170 \text{ կՎտ}:$$

$$\eta_{\Sigma}^{\text{շՊՏ}} = \frac{N_{\Sigma}^{\text{շՊՏ}}}{Q_0} = \frac{221170}{430164} = 0,5141,$$

$$\eta_{\Sigma}^{\text{շՊՏ}} = 51,41\%:$$

Պայմանական վառելիքի տեսակարար ծախսը կունդենսացիոն ռեժիմում բրոնտո .

$$b_{\text{պ}}^{\text{շՊՏ}} = \frac{122,8}{0,5141} = 238,9 \text{ գ պ.վ./}(կՎտ \cdot \text{ժ}):$$

Յ ա մ է Լ վ ա ծ 7. Տ ա ք ջ ը ի գ ա զ ա - ջ ը ա յ ի ն տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ի հ ա շ վ ա ր կ ը

Տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ի ե ռ կ ը ա չ ա փ ա կ ա ն պ ա ր ա մ ե տ ը ե ռ ը .

Կ ը ղ խ ո ղ ո ղ ո վ ա կ ի տ ը ա մ ա գ ի ծ ը $-d = 0,032$ մ

Կ ո ղ ի տ ը ա մ ա գ ի ծ ը $-D = 0,058$ մ

Խ ո ղ ո ղ ա կ ի ն ե ռ ք ի ն տ ը ա մ ա գ ի ծ ը $-d_2 = 0,024$ մ

Կ ո ղ ի հ ա ս տ ո ւ թ յ ո ւ ն ը $- \delta = 0,001$ մ

Կ ո ղ ա վ ո ը մ ա ն ք ա յ Լ ը $- s_y = 0,005$ մ

Խ ո ղ ո ղ ա կ ն ե ռ ի Լ ա յ ն ա կ ա ն ք ա յ Լ ը $- s_1 = 0,072$ մ

Խ ո ղ ո ղ ա կ ն ե ռ ի ե ռ կ ա յ ն ա կ ա ն ք ա յ Լ ը $- s_2 = 0,0425$ մ

Տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ի Լ ա յ ն ո ւ թ յ ո ւ ն ը $-a = 4$ մ

Տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ի ք ա ը ը ը ո ւ թ յ ո ւ ն ը $- b = 4$ մ

Գ ա զ ա - ջ ը ա յ ի ն տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ի հ ա շ վ ա ր կ ի հ ա մ ա ր ե Լ ա կ ե տ ա յ ի ն տ վ յ ա Լ ն ե ռ ը .

Տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ն ե ռ ո ւ մ ջ ը ի ծ ա խ ս ը $- G_2 = 882$ տ/ժ

Մ ո ւ տ ք ո ւ մ ջ ը ի ջ ե ը մ ա ս տ ի ճ ա ն ը $-t' = 88$ °C

Ե Լ ք ո ւ մ ջ ը ի ջ ե ը մ ա ս տ ի ճ ա ն ը $-t'' = 98$ °C

Տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ն ե ռ ո ւ մ գ ա զ ե ը ի ծ ա խ ս ը $- G_q = 512,7$

կ գ /վ

Մ ո ւ տ ք ո ւ մ գ ա զ ե ը ի ջ ե ը մ ա ս տ ի ճ ա ն ը $- \vartheta' = 125,7$ °C

Տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ե Լ ք ո ւ մ գ ա զ ե ը ի ջ ե ը մ ա ս տ ի ճ ա ն ի ո ը ը ջ մ ա ն հ ա մ ա ր կ ա զ մ ե ն ք տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ջ ե ը մ ա յ ի ն հ ա շ վ ե կ շ ռ ի հ ա վ ա ս ա ը ո ւ մ ը .

$$Q_2 = Q_q,$$

ո ը տ ե ղ $Q_2 = G_2(i'' - i')$ -ը ջ ը ի ը ն դ ո ւ ն ա ծ ջ ե ը մ ո ւ թ յ ո ւ ն ն ե , G_2

$= 882$ տ/ժ $= 245$ կ գ /վ -ը `տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ո ւ մ ջ ը ի ծ ա խ ս ը , $i'' = 412$

կ Ջ /կ գ -ը `ջ ը ի Ե ն թ ա Լ պ ի ա ն տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ե Լ ք ո ւ մ ,

$i' = 370$ կ Ջ /կ գ -ը `ջ ը ի Ե ն թ ա Լ պ ի ա ն տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ի

մ ո ւ տ ք ո ւ մ , $Q_q = G_q(h' - h'')$ -ը `տ ա ք ա ց ո ւ ց ի չ ո ւ մ գ ա զ ե ը ի ց

ջրի նփոխանցված ջերմությանը, $h' = 130$ կՋ/կգ-ը՝ տաքացնող չիմուռում գազերի էնթալպիան:

Այդ դեպքում գազերի էնթալպիան տաքացնող չիմուռում h'' կարող է որոշվել հետևյալ արտահայտության ձևով

$$h'' = h' - \frac{G_g(i'' - i')}{G_q} = 130 - \frac{245 \cdot (412 - 370)}{512,7} = 109,9 \text{ կՋ/կգ:}$$

Այս գազերի ջերմաստիճանը տաքացնող չիմուռում կկազմի $\vartheta'' = 106,4$ °C, իսկ ջրի նփոխանցված ջերմության քանակությանը.

$$Q_g = Q_q = G_q(h' - h'') = 512,7 \cdot (130 - 109,9) = 10305 \text{ կՎտ:}$$

Չաշվարկի խնդիրը պահանջվող ջերմային արտադրողականության ապահովման համար անհրաժեշտ տաքացման մակերևույթի որոշումն է:

Գազերի անցման համար տաքացման մակերևույթի կենդանի կտրվածքը որոշվում է հետևյալ քանակով.

$$F_{կկ} = \left[1 - \frac{1}{s_1/d} \left(1 + 2 \cdot \frac{h_{կմկ} \cdot \delta}{s_{կմկ} \cdot d} \right) \right] \cdot ab,$$

որտեղ $h_{կմկ}$ -ը կողի բարձրությանն է.

$$h_{կմկ} = 0,5 \cdot (D - d) = 0,5 \cdot (58 - 32) \cdot 10^{-3} = 0,013 \text{ մ:}$$

$$F_{կկ} = \left[1 - \frac{1}{72/32} \left(1 + 2 \cdot \frac{13}{5} \cdot \frac{1}{32} \right) \right] \cdot 4 \cdot 4 = 7,73 \text{ մ}^2:$$

Չաշվարկային կտրվածքով անցնող գազերի ծավալը $\rho = 1,281$ կգ/մ³ խտության դեպքում՝ հաշվի առնելով, որ տեղադրվելու է չորս ջերմափոխանակիչ.

$$V_g = \frac{G_g/4}{\rho} = \frac{512,7}{4 \cdot 1,281} = 100 \text{ մ}^3/\text{վ:}$$

Չաշվարկային կտրվածքում գազերի արագությանը

$$\omega_g = \frac{V_g}{F_{կկ}} = \frac{100}{7,73} = 12,93 \text{ մ/վ:}$$

Կլոբ կողերով կլոբ խողովակների համար կողերի մակերևույթի հարաբերությունը գազերի կողմից ամբողջ մակերևույթին

$$\frac{H_{կող}}{H} = \frac{(D^2 - d^2)/2 + D\delta}{\frac{(D^2 - d^2)}{2} + D\delta + d(s_կ - \delta)} = \frac{(58^2 - 32^2)/2 + 58 \cdot 1}{1228 + 32 \cdot (5 - 1)} = 0,9056:$$

Կրող մակերևույթի՝ առանց կողերի տեղամասերի հարաբերությունը գազերի կողմից ամբողջ մակերևույթին

$$\frac{H_{հարթ}}{H} = \frac{H - H_{կող}}{H} = 1 - \frac{H_{կող}}{H} = 0,0944:$$

Ապա որոշենք կոնվեկցիայով ջերմատվություն գործակիցը կլոբ կողերով շախմատաձև խողովակափնջի լայնական ողորման դեպքում հետևյալ արտահայտությունից .

$$\alpha_կ = 0,23 \cdot C_z \varphi_\sigma^{0,2} \frac{\lambda}{s_{կող}} \cdot \left(\frac{d}{s_{կող}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{կող}}{s_{կող}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{\omega_\sigma s_{կող}}{\nu}\right)^{0,65}$$

որտեղ C_z -ը ուղղման գործակից է, φ_σ -ը՝ խողովակափնջում խողովակների երկրաչափական դասավորությունը հաշվի առնող պարամետր, $\sigma_1 = s_1/d = 2,25$ -ը՝ խողովակների հարաբերական լայնական քայլը, $\sigma_2 = s_2/d = 1,33$ -ը՝ խողովակների հարաբերական երկայնական քայլը, $\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 1,74$ -ը՝ խողովակների հարաբերական անկյուն ազդային քայլը ,

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,25 - 1}{1,74 - 1} = 1,69$$

λ -ը՝ ջերմահաղորդականություն գործակիցը գազերի հոսքի միջին ջերմաստիճանի դեպքում, կկալ / (մ²·ժ·°C), ν -ը՝ կինեմատիկ մածոնցիկություն գործակիցը գազերի հոսքի միջին ջերմաստիճանի դեպքում, մ²/վ :

$$\alpha_կ = 0,23 \cdot 1,02 \cdot 1,69^{0,2} \cdot \frac{2,8 \cdot 10^{-2}}{5 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{32}{5}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{13}{5}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{12,93 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{22,4 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} =$$

$$= 83,15 \text{ կկալ}/(\text{մ}^2 \cdot \text{ժ} \cdot \text{°C})$$

Բերված ջերմատվոլթյան գործակիցը գազերի կողմից՝ վերագրած ամբողջ մակերևույթին, որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\alpha'_{1p} = \left[\frac{H_{լմղ}}{H} E\mu + \frac{H_{հարթ}}{H} \right] \cdot \frac{\psi_{լմղ} \alpha_{լ}}{1 + \varepsilon \psi_{լմղ} \alpha_{լ}},$$

Այստեղ E -ն կողի արդյունավետության գործակիցն է, որը որոշվում է՝ կողի ձևից և $\beta h_{լմղ}$ ու D/d պարամետրերից կախված,

$$\beta = \sqrt{\frac{2\psi_{լմղ} \alpha_{լ}}{\delta \lambda_{ս} \cdot (1 + \varepsilon \psi_{լմղ} \alpha_{լ})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 83}{0,001 \cdot 36}} = 62,6,$$

$$\beta h_{լմղ} = 62,6 \cdot 0,013 = 0,8; D/d = 58/32 = 1,8 \Rightarrow E = 0,79;$$

$\lambda_{ս}$ -ը՝ կողերի մետաղի ջերմահաղորդականության գործակիցը, կկալ $/(m^2 \cdot \sigma \cdot ^\circ C)$,

μ -ը՝ գործակից, որը հաստատուն կտրվածքով կողերի համար հավասար է 1-ի,

$\psi_{լմղ}$ -ը՝ գործակից, որը հաշվի է առնում անհավասարաչափ ջերմատվոլթյունն ըստ կողի մակերևույթի, գլանաձև հիմքով կողերի համար ընդունվում է հավասար 0,85,

ε -ը՝ ադտոտվածության գործակիցը, գազի այրման դեպքում ընդունվում է 0-ի հավասար:

$$\alpha'_{1p} = [0,9056 \cdot 0,79 \cdot 1 + 0,0944] \cdot 0,85 \cdot 83 = 57,1 \text{ կկալ}/(m^2 \cdot \sigma \cdot ^\circ C),$$

Գազերի կողմից ջերմափոխանցման գործակիցը՝ վերագրած ամբողջ մակերևույթին, գտնենք հետևյալ բանաձևով.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_{1p}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{էէրթի}}};$$

Այնպիսի տաքացման մակերևույթների համար, որոնցում տաքացվում է ջուրը, α_2 -ի ազդեցությունն անտեսվում է, քանի որ $\alpha_2 \gg \alpha_1$: Այդ դեպքում ընդունվում է

$$k = \alpha'_{1p} = 57,1 \text{ կկալ}/(m^2 \cdot \sigma \cdot ^\circ C) = 66,5 \text{ Վտ}/(m^2 \cdot \sigma):$$

Տաքացուցիչի անհրաժեշտ տաքացման մակերևույթը որոշվում է հետևյալ հավասարումից .

$$Q_g = kF\Delta t :$$

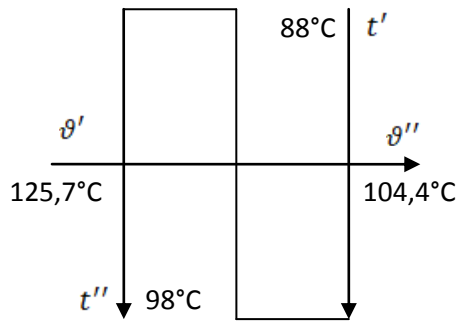
Ջերմաստիճանային էջքը որոշելու համար կազմենք տաքացուցիչում միջավայրերի շարժման սխեման : Տաքացուցիչում կիրառված է խաչաձև հոսքով ըստ ջրի ենթայլ սխեմա (նկ.Յ.7): Ջերմաստիճանային էջքը ջերմափոխանակիչում որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$\Delta t = \varphi \Delta t_{hwl} = 21,3^{\circ}\text{C} ,$$

որտեղ Δt_{hwl} -ը տաքացուցիչում միջավայրերի շարժման հակահոսս սխեմայի համար ջերմաստիճանային էջքն է .

$$\Delta t_{hwl} = \frac{\Delta t_{\psi'} - \Delta t_{\psi''}}{\ln \frac{\Delta t_{\psi'}}{\Delta t_{\psi''}}} = 21,5^{\circ}\text{C} :$$

Այստեղ $\Delta t_{\psi'} = \vartheta' - t'' = 125,7 - 98 = 27,7^{\circ}\text{C}$ -ը՝ տաքացման մակերևույթի ծայրին միջավայրերի ջերմաստիճաններին առավելագույն տարբերությունն է , $\Delta t_{\psi''} = \vartheta'' - t' = 104,4 - 88 = 16,4^{\circ}\text{C}$ -ը՝ տաքացման մակերևույթի ծայրին միջավայրերի ջերմաստիճաններին նվազագույն տարբերությունը , $\varphi=0,99$ -ը՝ վերահաշվարկման գործակից հակահոսս սխեմայից՝ խաչահոսսին : Վերջինս որոշվում է՝ կախված Plu Rպարամետրերից :



Նկ.Յ.7.Տաքացուցիչում միջավայրերի շարժման սխեման

Տաքացուցիչում գազի լրիվ ջերմաստիճանային էջքը .

$$\tau_{\text{գ}} = \vartheta' - \vartheta'' = 125,7 - 104,4 = 21,3^{\circ}\text{C}$$

Տաքացուցիչում ջրի լրիվ ջերմաստիճանային էջքը .

$$\tau_{\text{ջ}} = t'' - t' = 98 - 88 = 10^{\circ}\text{C}$$

Քարամետրը `

$$P = \frac{\tau_{\text{ջ}}}{\vartheta' - t'} = \frac{10}{125,7 - 88} = 0,265,$$

Րպարամետրը `

$$R = \frac{\tau_{\text{գ}}}{\tau_{\text{ջ}}} = \frac{21,3}{10} = 2,13:$$

Ապա, հաշվի առնելով քիչ առաջ որոշված $Q_{\text{գ}}, \Delta t$ և k արժեքները, հաշվարկում ենք մեկ տաքացուցիչում անհրաժեշտամբողջ տաքացման մակերևույթը

$$F = \frac{Q_{\text{գ}}/4}{k\Delta t} = \frac{10305 \cdot 10^3/4}{66,5 \cdot 21,3} = 1818,9 \text{ մ}^2:$$

Այսպիսով խողովակների կողավորված մակերևույթն ունենալու է 1818,9 մ² մակերես, հետևաբար, խողովակների ընդհանուր երկարությունը կարող է որոշվել պարզ հաշվարկի միջոցով և այն կկազմի 2135մ :

Տաքացուցիչի տրված երկրաչափական պարամետրերի դեպքում կարելի է որոշել շարքում խողովակների քանակությունը՝ 55 և խողովակների շարքերի քանակությունը՝ 10: Տաքացուցիչի երկարությունը կկազմի 0,425մ (աշխատանքային մասը, առանց հաշվի առնելու մատակարարող և հեռացնող խողովակները ըստ գազի և ջրի կողմերի):

Յավելված 8. Կողավորված շախմատաձև խողովակափնջերի հիդրավլիկական հաշվարկը

Կողավորված շախմատաձև խողովակափնջերի հետևյալ տիպերի համար (աղ.Յ.4) ջերմափոխանակիչ ապարատների ջերմային և հիդրավլիկական հաշվարկը կատարվել է ըստ Սանկտ Պետերբուրգի պոլիտեխնիկական համալսարանի կողմից մշակված մեթոդիկայի:

Աղյուսակ Յ.4

Կողավորված խողովակի ընտրված երկրաչափական բնութագրերը

Պարամետրեր, մմ	Կողավորված մակերևույթի տիպը						
	1	2	3	4	5	6	7
D	57	56	49	42	37,2	33.5	58
d	27	28	28	18	19,6	19,66	32
d ₁	25	25	25	16	17	17	29
d ₂	21	21	21	13,6	13.6	13.6	24
S ₄	2,5	3	3,5	2,8	2,8	2.5	5
δ ₁	0,9	0.9	0.8	0,8	1,5	0,305	1
δ ₂	0,6	0.6	0.3	0,3	0,3	0.3	1
h ₄	15	14	10,5	9,5	9.5	8,76	13
s ₁	69	68	50.5	49.8	68,4	39,55	72
s ₂	57,2	54	41.5	52.5	20,3	44,5	42,5

Ստորև մանրամասն ներկայացված է օդի հոսքի մասնապարատի ջերմային և հիդրավլիկական հաշվարկի օրինակը տվյալ մեթոդով:

1. Կողավորման գործակից՝ φ .

$$\varphi = \frac{F_{l,uy}}{F_1} = \frac{D^2 - d^2}{2} + D \cdot \delta_l + d (S_l - \delta_l) / d \cdot S_l$$

որտեղ $F_{l,uy}$, F_1 - կողավորված պատի համապատասխան արևր լրիվ մակերևույթը և հարթ խողովակի մակերևույթն են:

2. Կողի ճակատի ջերմային հոսքը հաշվի առնելու համար կողի բարձրությունը h_l մեծացվել է նրա հաստությամբ δ_l կեսի չափով.

$$h = h_l + \frac{\delta_l}{2} = \frac{D - d}{2} + \frac{\delta_l}{2} \text{ մմ}$$

3. Կողավորված խողովակի կողերի միջև հարթ մակերևույթի մակերեսը $F_{միջ}$.

$$F_{միջ} = d \cdot (S_l - \delta_l):$$

4. Որոշում ենք կողի մակերևույթը F_l .

$$F_l = \frac{D^2 - d^2}{2} + D \cdot \delta_l$$

5. Որոշիչ գծային չափը l_0 .

$$l_0 = \frac{d \cdot F_{միջ}}{F_{l,uy}} + \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} \cdot \frac{F_l}{F_{l,uy}}$$

6. Ռեյնոլդսի թիվը արտաքին օդի կողմից Re_1 .

$$Re_1 = \frac{C_1 \cdot l_0}{\nu} = \frac{\rho_1 \cdot C_1 \cdot l_0}{\mu_1}$$

7. Նուսելտի թիվը արտաքին օդի կողմից.

$$Nu_1 = 0,36 \cdot Re_1^n \cdot Pr_1^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \cdot \varphi^{-0,5}$$

8. Ջերմատվողության գործակիցը արտաքին օդի կողմից α_1 .

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{\text{օդ}}}{l_0}$$

9. Կողավորման արդյունավետության գործակիցը.

$$\eta = 1 - (1 - \psi \cdot e \cdot \xi) \cdot \left(\frac{F_l}{F_{l,uy}} \right)$$

10. Հիդրավլիկական տրամագիծը d_h .

$$d_h = \frac{2 \cdot [S_l \cdot (S_1 - d) - 2 \cdot \delta_l \cdot h_l]}{2 \cdot h_l + S_l}$$

11. Խոնդրով ակն երի դիմադրության գործակիցը .

$$\zeta_0 = 5,4 \cdot \left(\frac{l_0}{d_r}\right)^{0,3} \cdot Re_1^{-0,25}$$