

ՋԵՐՄԱԼՆԵՐԳԵՏԻԿԱ ԵՎ ՇՐՋԱԿԱ ՄԻՋԱԿԱՅՐԻ
ՃԱՐՏԱՐԱԳԻՏԱԿԱՆ ՊԱՇՏՊԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

ՓՈՔՐ ՀՁՈՐՈՒԹՅԱՆ ԿԱԹՍԱՅԱՏԱՆ ՀԻՄԱՆ ԿՐԱ ԼՈՎԱԼ
ՋԵՐՄԱՄԱՍԱԿԱՐԱՐՄԱՆ ԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅՈՒՆԸ ԿԼԻՄԱՅԱԿԱՆ
ՏԱՐԲԵՐ ՊԱՅՄԱՆՆԵՐՈՒՄ

Ռ. Շամանյան, Գ. Գարոյան, Ա. Դանիլով, Ա. Սահակյան

Լոկալ ջերմամատակարարման համակարգի միջոցով ջերմություն է մատակարարվում ոչ մեծ թվով ջերմային սպառիչների: Որպես ջերմային աղբյուր հանդես է գալիս փոքր հզորության կաթսայատունը: Կաթսայատունը զտնվում է շենքերից ոչ մեծ հեռավորության վրա և ջերմակիրն առաքվում է միայն բաշխիչ խողովակազով:

Ջերմակրի ջերմաստիճանը չի գերազանցում 95°C: Այսպիսի համակարգում բացակայում են կենտրոնական ջերմային հանգույցները և մայրուղային ջերմային ցանցը: Սխեման պարզ է և էժան, բաշխիչ ցանցերի փոքր երկարության շնորհիվ ջերմային կորուստները մեծ չեն: Հնարավոր է օգտագործել բարձր օգտակար գործողության գործակից ունեցող ժամանակակից ավտոմատ կարգավորմամբ կաթսաներ և բարձրացնել փոքր հզորության կաթսայատներից իրականացվող ջերմամատակարարման արդյունավետությունը:

Կաթսայատանը տեղադրվում են փոքր հզորության կաթսաներ, որոնցում հիմնականում այրվում է գազային վառելիք: Կաթսայատանը տեղադրվում են ջրաջրային երկու տաքացուցիչ՝ ջեռուցման և տաք ջրամատակարարման համար: Ջեռուցման տաքացուցիչում ջուր ջերմակիրը տաքացվում է մինչև 95°C, իսկ տաք ջրամատակարարման տաքացուցիչում՝ 55°C: Ջեռուցման ցանցային պոմպի և տաք ջրամատակարարման շրջանառության պոմպի միջոցով ջերմակիրը մղվում է դեպի ջերմամատակարարվող շենքերի ջեռուցման և տաք ջրամատակարարման համակարգերը: Կաթսայատանը տեղադրվում են մեկից ավելի միևնույն հզորության կաթսայական ագրեգատներ: Եթե տեղադրվում են երկու կաթսայական ագրեգատներ, ապա նրանցից յուրաքանչյուրի հզորությունը ընտրվում է հավասար կաթսայատան հաշվարկային հզորության 70%-ին: Երեք և ավելի կաթսայական ագրեգատների դեպքում նրանց գումարային ջերմային հզորությունը համարժեք է կաթսայատան հաշվարկային հզորությանը:

Երևանում և Հայաստանի այլ բնակավայրերում փոքր հզորության կաթսայատների ջերմային հզորությունը տատանվում է 0,4-6,0 ՄՎտ-ի սահմաններում: Որպես կաթսայատան միջին հզորություն կարելի է ընդունել $Q = 3,0$ ՄՎտ և այն կահավորել 3 կաթսայական ագրեգատներով, յուրաքանչյուրը 1,0 ՄՎտ հզորությամբ:

Փոքր հզորության կաթսայատան արդիականացումն նշանակում է շենքի վերակառուցում, նոր ժամանակակից կաթսայական ագրեգատների տեղադրում, խողովակազների փոխարինում նոր, պոլիուրետամեղ ջերմամեկուսացված խողովակներով, թիթեղային տաքացուցիչների տեղադրում, ինչպես նաև պոմպերի փոխարինում, չափիչ և ստուգիչ սարքերի տեղադրում և՛ կաթսայատանը, և՛ ջերմամատակարարվող շենքերում:

Կլիմայական տարբեր պայմաններում միևնույն տիպի շենքերի ջեռուցման համար պահանջվում է տարբեր ջերմաքանակներ: Ուստի, միևնույն հզորության կաթսայատները կլիմայական տարբեր պայմաններում կարող են ջերմությամբ բավարարել տարբեր թվով շենքերի: Այդ դեպքում փոխվում է ջերմամատակարարման խողովակազների երկարությունը և նրա հետ կապված ծախսերը: Փոխ-

վում է նաև շենքերում տեղադրված չափիչ և ստուգիչ սարքերի քանակը և համապատասխան ծախսերը:

Փոքր հզորության ($Q = 3$ ՄՎտ) կաթսայատնից սնվող ջերմամատակարարման համակարգի համար պահանջվող կապիտալ ներդրումների մեծությունը կարող է փոփոխվել կախված կլիմայական պայմաններից և ջերմամատակարարվող շենքերի տիպից:

Աղյուսակ 1

Փոքր հզորության կաթսայատնից սնվող ջերմամատակարարման համակարգի կապիտալ ներդրումները

Կլիմայական գոտի	Համակարգի կապիտալ ներդրումներ, (միլիոն դրամ)		
	4 հարկանի բնակ. շենք	9 հարկանի բնակ. շենք	14 հարկանի բնակ. շենք
I Հրազդան	135.8	120.6	97.8
II Վանաձոր	144.2	129.3	102.7
III Երևան	140	125	100
IV Մեղրի	152.7	137.9	107.7

Ինչպես երևում է աղյուսակ 1-ում բերված տվյալներից, կապիտալ ներդրումների առավելագույն արժեքը ստացվել է քարե կառուցվածքով 4 հարկանի նվազագույն թվով բնակարաններով շենքերի ջերմամատակարարման դեպքում կլիմայական 4 գոտու համար: Պատճառը նրանում է, որ այստեղ շենքերն ունեն նվազագույն ջեռուցման ջերմության պահանջարկ հետևաբար նույն հզորության կաթսայատնից կարող են բավարարվել ավելի մեծ թվով շենքեր: Իսկ դա բերում է ջերմային ցանցի մեծացման, հետևաբար և կապիտալ ներդրումների մեծացման: Շենքերի թվի ավելացումը բերում է նաև չափիչ ստուգիչ սարքերի տեղադրման համար պահանջվող կապիտալ ներդրումների մեծացման:

Փոքր հզորության կաթսայատնից սնվող ջերմամատակարարման համակարգերի տարեկան շահագործման ծախսերը կախված են աշխատավարձի, էլեկտրական էներգիայի ծախսի, ջրի ծախսի և օգտագործված քիմիկատների արժեքից: $Q = 3$ ՄՎտ ջերմային հզորությամբ կաթսայատնից սնվող ջերմամատակարարման համակարգի տարեկան շահագործման ծախսերը կլիմայական տարբեր պայմաններում պրակտիկորեն նույնն են և կազմում են մոտ 12.00 հազ. ԱՄՆ դոլար: Նույն համակարգի վերանորոգման ծախսերը կարելի է գնահատել տարեկան 3.5 հազ. ԱՄՆ դոլարի չափով:

Վառելիքի տարեկան ծախսի մեծությունները այս տիպի կաթսայատներում կլիմայական տարբեր պայմաններում և տարբեր կառուցվածքային շենքերի ջերմամատակարարման դեպքում բերված են աղյուս. 2-ում:

Աղյուսակ 2

Վառելիքի տարեկան ծախսերը

Կլիմայական գոտի	Չառելիքի տարեկան ծախսը (միլիոն դրամ)		
	4 հարկանի բնակ. շենք	9 հարկանի բնակ. շենք	14 հարկանի բնակ. շենք
I Հրազդան	48.2	47.5	46.9
II Վանաձոր	47.3	46.4	45.5
III Երևան	39.2	38.3	37.3
IV Մեղրի	39.8	38.8	37.8

Փոքր հզորության կաթսայատներից ջերմամատակարարման դեպքում առաքված 1 ՄՎտ ջերմաքանակի ինքնարժեքը տարբեր կլիմայական պայմաններում և տարբեր տիպի շենքերի համար բերված է աղյուս. 3-ում:

Աղյուսակ 3

1 ՄՎտժ ջերմաքանակի ինքնաթժեքը տարբեր կլիմայական պայմաններում և տարբեր կառուցվածքի շենքերի դեպքում

Կլիմայական գոտի	1 ՄՎտժ ջերմաքանակի ինքնաթժեքը (հազար դրամ/ՄՎտժ)		
	4 հարկանի բնակ. շենք	9 հարկանի բնակ. շենք	14 հարկանի բնակ. շենք
I Հրազդան	7.6	7.5	7.1
II Վանաձոր	7.8	7.62	7.3
III Երևան	8.4	8.2	7.8
IV Մեղրի	8.55	8.35	7.9

Աղյուս. 3-ից երևում է, որ ջերմամատակարարման արդյունավետությունը փոփոխվում է կախված կլիմայական պայմաններից: Եթե նույն հզորության կաթսայատունը գտնվում է ջեռուցման սեզոնի ավելի մեծ աստիճան-օր ունեցող կլիմայական պայմաններում, ապա ջերմային էներգիայի ինքնաթժեքն ավելի փոքր է ստացվում և արդյունավետությունը մեծանում է:

Գրականություն

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. -М.:Изд. МЭИ,1999. -472 с.
2. Каменев П. Н. Отопление и вентиляция. - М.: Стройиздат, 1962. Часть I. - 450с.

РАСЧЕТ ПЛОТНОСТИ ПОТОКА РАДИОАКТИВНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ В РАДИАЛЬНОМ НАПРАВЛЕНИИ ОТ ИЗОТРОПНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ИСТОЧНИКА С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗАЩИТОЙ

С. Шахвердян, А. Симонян

При проектировании и эксплуатации АЭС необходимым условием обеспечения безопасной работы АЭС является радиационный контроль. Первичным источником ионизирующего излучения является активная зона реактора. В реакторах типа ВВЭР топливо распределено в активной зоне следующим образом. ТВЭЛ (тепловыделяющие элементы) образуют ТВС (тепловыделяющую сборку). ТВС расположены в цирконий ниобиевых оболочках, заполненных гелием, и образуют топливную кассету. Теплопередача между ТВС и оболочкой обеспечивается конвекцией гелия. Теплоноситель первого контура, проходя через топливную кассету, осуществляет теплообмен от оболочки ТВЭЛ и, соответственно, от ТВЭЛ. При нормальной работе АЭС теплоноситель первого контура имеет некоторую активность. Рассмотрим причины активации теплоносителя первого контура более подробно.

Во-первых, это может быть наведенная активность – активация химических элементов, вводимых в первый контур при водно-химическом урегулировании, облучении в активной зоне реактора. Во-вторых, это могут быть растворенные в теплоносителе первого контура продукты деления ядерного топлива, вследствие неплотностей (микротрещин) оболочек ТВЭЛ. Правила ядерной безопасности (ПБЯ) определяют два типа неплотностей оболочек ТВЭЛ:

- газовая неплотность;
- прямой контакт с водой.

В первом случае в теплоноситель первого контура попадают только газообразные продукты деления. При прямом контакте теплоносителя с топливом возможно также попадание в него твердых продуктов деления. Выше перечисленные нарушения являются дефектами, имеющими место при изготовлении и эксплуатации ТВЭЛ. Эксплуатационные пределы и пределы безопасной эксплуатации повреждения оболочек ТВЭЛ соответственно следующие:

- по газовой неплотности 0,2% и 1% от общего количества оболочек ТВЭЛ;
- прямой контакт с водой 0,02% и 0,1% от общего количества оболочек ТВЭЛ.

Определен также предел безопасной эксплуатации для объемной активности теплоносителя первого контура 10^{-2} Ки/л, что соответствует эксплуатационному пределу повреждения оболочек ТВЭЛ. Таким образом, активность теплоносителя первого контура является критерием оценки повреждения оболочек ТВЭЛ. Активность первого контура определяет также радиационную обстановку в помещениях, где расположены трубопроводы и оборудование первого контура. Это обусловлено тем, что последние, рабочей средой которых является радиоактивный теплоноситель, являются радиоактивными источниками. Для исключения необоснованного облучения оперативного персонала оборудование и трубопроводы первого контура расположены в герметичных непосещаемых и периодически посещаемых помещениях, где осуществляется непрерывный радиационный контроль.

Как источник ионизирующего излучения главный циркуляционный трубопровод первого контура (ГЦТ) можно представить в виде цилиндрический изотропного источника излучения в цилиндрической защите (стенки ГЦТ). В литературе не обсуждаются расчеты излучения от такого источника. Так как такая форма источника наиболее часто встречается в АЭС (ГЦТ, компенсатор давления, трубопроводы первого контура), то имеет смысл произвести его расчет. Рассмотрим излучение цилиндрического источника излучения с цилиндрической защитой в радиальном направлении в точке О (рис.).

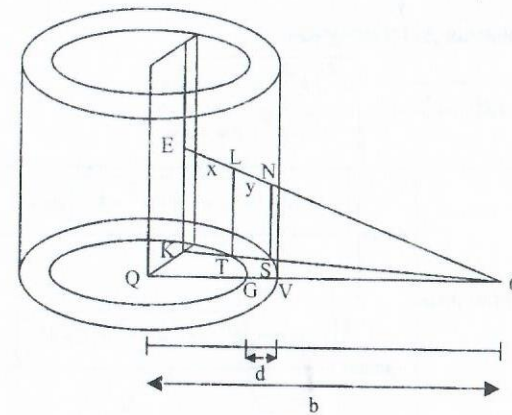


Рис.

Введем обозначения: $GV = d$; $EK = z$; $TS = p$; $EL = x$; $LN = y$; $QO = b$; $QK = r$; $\angle KQO = \varphi$; $\angle QKO = \gamma$.

Для самопоглощающего цилиндрического объемного источника поток нерассеянного излучения в радиальном направлении в точке O , находящейся в плоскости основания источника, для численного интегрирования записывается в следующем виде:

$$\Phi = \frac{S}{4\pi} \int_V \frac{e^{-\mu_s x} \times e^{-\mu y} dV}{r^2} = \frac{S}{\pi} \int_0^h dz \int_0^R \rho d\rho \int_0^\pi \frac{e^{-\mu_s x} \times e^{-\mu y} d\varphi}{\rho^2 + b^2 + z^2 - 2b\rho \cos \varphi}, \quad (1)$$

где z , ρ , φ — переменные интегрирования в цилиндрической системе координат с центром в точке O ; μ_s и μ — поглощения, соответственно, в самом источнике и в защите. В формуле для численного интегрирования учтено, что пределы интегрирования ($z=0$ и $\varphi=0$ и $\varphi=2\pi$) идентичны потоку двух половин цилиндра (трубопровода) на расстоянии b в плоскости основания цилиндров, а для произвольного положения точки O можно разделить цилиндр на два симметричных. После несложных расчетов для длины самопоглощения x в материале источника получим следующее выражение:

$$x = \frac{\rho^2 - b\rho \cos \varphi + \sqrt{(\rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi)R^2 - b^2 \rho^2 \sin^2 \varphi}}{\rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi} \times$$

$$\times \sqrt{z^2 + \rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi}$$

Для расчета y рассмотрим треугольник $DQKO$:

$$y = \rho \sqrt{\frac{z^2 + b^2 + \rho^2 - 2b\rho \cos \varphi}{\rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi}}, \quad (3)$$

После преобразования для y получим

$$y = \sqrt{R^2 + (R+d)^2 - 2R(R+d)\cos \beta} \times \frac{\sqrt{z^2 + b^2 + \rho^2 - 2b\rho \cos \varphi}}{\sqrt{\rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi}} =$$

$$= \sqrt{R^2 + (R+d)^2 - 2R(R+d)\cos \beta} \times \begin{bmatrix} \arcsin \left[\frac{b \cos \alpha - \sqrt{b^2 \cos^2 \alpha - b^2 + R^2}}{R} \right] \sin \alpha \\ - \arcsin \left[\frac{b \cos \alpha - \sqrt{b^2 \cos^2 \alpha - b^2 + (R+d)^2}}{R+d} \right] \sin \alpha \end{bmatrix}, \quad (4)$$

Подставляя значения x и y из уравнений (2) и (4) в уравнение (1), получим окончательное значение для ослабления излучения:

$$\Phi = \frac{S}{4\pi} \int_V \frac{e^{-\mu_s x} \times e^{-\mu y} dV}{r^2} = \frac{S}{\pi} \int_0^h dz \int_0^R \rho d\rho \int_0^\pi \frac{e^{-\mu_s x} \times e^{-\mu y} d\varphi}{\rho^2 + b^2 + z^2 - 2b\rho \cos \varphi} =$$

$$= \frac{S}{\pi} \int_0^h dz \int_0^R \rho d\rho \int_0^\pi \left[\frac{\exp \left\{ \mu_s \times \left(\frac{\rho^2 - b\rho \cos \varphi + \sqrt{(\rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi)R^2 - b^2 \rho^2 \sin^2 \varphi}}{\rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi} \right) \times \sqrt{z^2 + \rho^2 + b^2 - 2b\rho \cos \varphi} \right\}}{\rho^2 + b^2 + z^2 - 2b\rho \cos \varphi} \right] \times$$

$$\times \exp \left\{ \mu \times \left(\frac{R^2 + (R+d)^2 - 2R(R+d)\cos \beta}{R} \right) \times \begin{bmatrix} \arcsin \left[\frac{b \cos \alpha - \sqrt{b^2 \cos^2 \alpha - b^2 + R^2}}{R} \right] \times \sin \alpha \\ - \arcsin \left[\frac{b \cos \alpha - \sqrt{b^2 \cos^2 \alpha - b^2 + (R+d)^2}}{R+d} \right] \end{bmatrix} \right\} \frac{1}{2} d\varphi, \quad (5)$$

Литература

1. Гусев Н.Г., Машкович В.П., Суворов А.П. Защита от ионизирующих излучений.-М.: Атомиздат, 1980. -Т. 1. -С. 257-314.
2. Болятко В.В., Куликовский М.Я. и др. Радиационная защита на атомных электростанциях. -М.: Атомиздат, 1978. -С. 182-196.

ԱՐԵՎԻ ԱՁԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՐԵՎԱՆ ԶԱՂԱՔՈՒՄ ԲԱՅՕԹՅԱ ԳՈՐԾՈՂ ՈՒՃԱՅԻՆ ՏՐԱՆՏՖՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ ԶՈՐՈՒԹՅԱՆ ՎՐԱ

Ա. Չայրապետյան, Ս. Ներսեսյան, Ա. Գրիգորյան

Արևը էներգետիկ համակարգում գործող սարքավորումների վրա ունի մեծ ազդեցություն, քանի որ համակարգում գոյություն ունեն տեղակայանքներ, որոնց համար արևը հանդիսանում է ինչպես ջերմաղբյուր՝ ջերմային կամ էլեկտրական էներգիա ստանալու համար, այնպես էլ սարքավորումների հզորությունը նվազեցնող գործոն: Տվյալ աշխատանքի նպատակն է ուսումնասիրել արևը, որպես սարքավորումների հզորությունը նվազեցնող գործոն և որոշել նրա ազդեցությունը սարքավորումների վրա, կախված տարվա յուրաքանչյուր ամսվա ջերմային ճառագայթման մեծությունից:

Դետազոտությունները ցույց են տվել, որ Չայաստանում տարեկան ճառագայթման էներգիայի քանակությունը կազմում է մոտ 1.000 կՎտ/ժմ², որի գերակշռող բաժինը՝ մոտ 75%-ը, ընկնում է ամառն ամիսներին [1]: Երևան քաղաքի համար արևափայլի տևողությունը տարեկան կազմում է 2700 ժամ, օդի տարեկան միջին ջերմաստիճանը 8,8±11,6°C է, միջին տարեկան տաատանումները՝ 31°C: Օդի միջին ջերմաստիճանը հուլիս և օգոստոս ամիսներին լինում է 22±26°C, առավելագույնը 41,4°C: Չմեռվա ամիսներին գերակշռում են քույլ քամիներ, հունվարի միջին ջերմաստիճանը տատանվում է (-4)÷(-6)°C, իսկ նվազագույնը՝ (-31)°C [2]:

Երևան քաղաքի համար արևից ստացված ամսական ջերմային էներգիայի խտությունը հորիզոնական մակերևույթի վրա, ըստ օդերևութաբանական հետազոտության արդյունքների, բերված են աղյուս.1-ում [3]:

Աղյուսակ 1

Ուղիղ արևային ճառագայթման մեծությունները հորիզոնական մակերևույթի վրա պարզ երկնքի պայմաններում, $U_{\Sigma}/մ^2$																
	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20
I				0,04	0,27	0,56	0,83	0,97	0,97	0,83	0,56	0,27	0,04			
II			0,01	0,14	0,5	0,94	1,31	1,48	1,48	1,31	0,94	0,56	0,14	0,01		
III			0,12	0,54	1,08	1,58	2,02	2,27	2,27	2,12	1,69	1,15	0,54	0,12		
IV		0,03	0,32	0,86	1,46	2,09	2,56	2,66	2,66	2,59	2,21	1,66	0,94	0,32	0,03	
V	0	0,11	0,61	1,19	1,76	2,34	2,81	2,99	2,99	2,92	2,56	1,98	1,26	0,61	0,11	0
VI	0,02	0,2	0,7	1,26	1,8	2,34	2,84	3,02	3,02	2,95	2,52	1,94	1,33	0,72	0,2	0,02
VII	0	0,14	0,54	1,03	1,67	2,21	2,7	2,84	2,84	2,74	2,34	1,8	1,12	0,58	0,14	0
VIII		0,06	0,32	0,86	1,44	1,98	2,43	2,7	2,7	2,56	2,09	1,58	0,95	0,32	0,06	
IX		0	0,11	0,65	1,21	1,78	2,23	2,45	2,45	2,3	1,89	1,33	0,65	0,11	0	
X			0,02	0,36	0,83	1,33	1,84	2,02	2,02	1,91	1,55	0,97	0,36	0,02		
XI				0,07	0,36	0,76	1,19	1,37	1,37	1,26	0,9	0,47	0,07			
XII				0,02	0,18	0,5	0,83	0,97	0,97	0,83	0,5	0,18	0,02			

Ունենալով արևից ստացված ջերմության քանակությունները կարելի է այն վերածել ուղղահայաց և հորիզոնական բաղադրիչների, որոնք որոշվում են հետևյալ բանաձևերով՝

$$q_{ուղղ} = q \cdot \sin \alpha / s \quad (1)$$

$$q_{հոր} = q \cdot \cos \alpha / s \quad (2)$$

որտեղ $q_{ուղղ}$ -ն և $q_{հոր}$ -ն համապատասխանաբար ուղղահայաց և հորիզոնական մակերևույթներին հաղորդված ջերմային հոսքի խտություններն են, ($U_{\Sigma}/մ^2 \cdot Ժ$), q -ն ուղիղ արևային ճառագայթման ղեկքում միավոր հորիզոնական մակերևույթի վրա ջերմության քանակությունն է ($U_{\Sigma}/մ^2 \cdot Ժ$), որի արժեքները բերված են աղյուս. 1-ում:

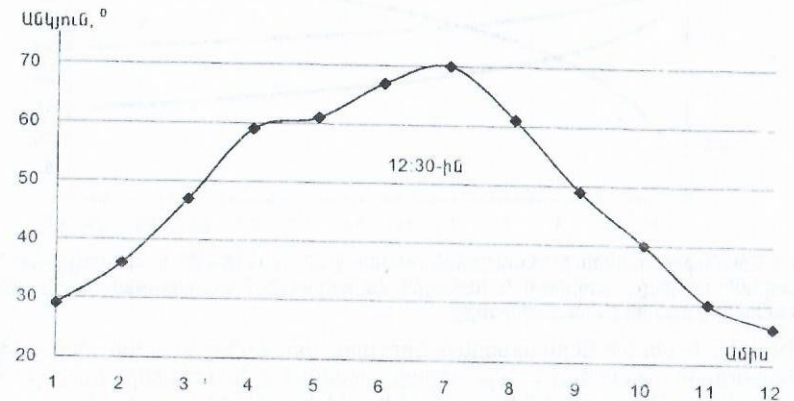
α -ն մակերևույթի նկատմամբ արևի ճառագայթների կազմած անկյունը աստիճան է, որի արժեքները բերված են աղյուս. 2-ում:

Աղյուսակ 2

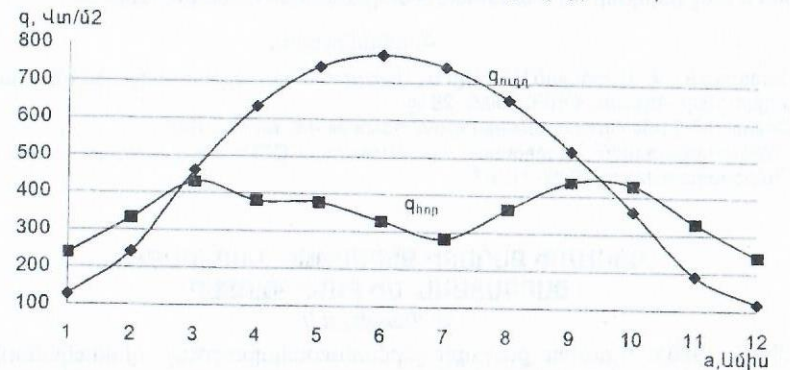
Ամիս	Անկյունները ըստ ժամերի (աստիճան)		
	9:30-ին	12:30-ին	15:30-ին
I	19	29	13
II	24	36	19
III	35	47	29
IV	45	59	34
V	53	61	39
VI	54	67	43
VII	53	70	40
VIII	48	61	37
IX	41	49	27
X	32	40	18
XI	24	30	11
XII	19	26	8

Բաց երկնքի տակ տեղադրված սարքավորումները, կախված արևի ճառագայթների կազմած անկյան մեծությունից, ենթարկվում են անհավասարաչափ տաքացման: Փորձնական հետազոտման արդյունքներից հետևում է, որ անկյան մեծությունը կախված տարվա ամիսներից և օրվա ժամերից փոփոխվում է $19^{\circ}-70^{\circ}$: Փորձերը կատարվել են ՀայՖիզրոսետ վարչության կողմից [3]: Արդյունքներից հետևում է, որ մակերևույթի նկատմամբ արևի ճառագայթների կազմած անկյան մեծությունները իրենց առավելագույն արժեքն են ստանում ժամը 12:30-ին, ուստի նկ.1-ում բերված կորը համապատասխանում է այդ ժամանակահատվածում արևի ճառագայթների կազմած անկյան մեծությունների փոփոխությանը, կախված ամիսներից:

$q_{ուղղ}$ և $q_{հոր}$ մեծությունների արժեքները կորերի տեսքով ներկայացված են նկ. 2-ում:



Նկ. 1. Մակերևույթի նկատմամբ արևի ճառագայթների կազմած անկյան փոփոխությունը ըստ ամիսների Երևան քաղաքի համար



Նկ.2. Արևից հաղորդված ջերմաքանակի փոփոխությունը հորիզոնական և ուղղահայաց մակերևույթների վրա ըստ ամիսների

Օգտվելով ռեգրեսիոն անալիզից, նկ. 2-ում բերված կորերը 3%-ի ճշտությամբ

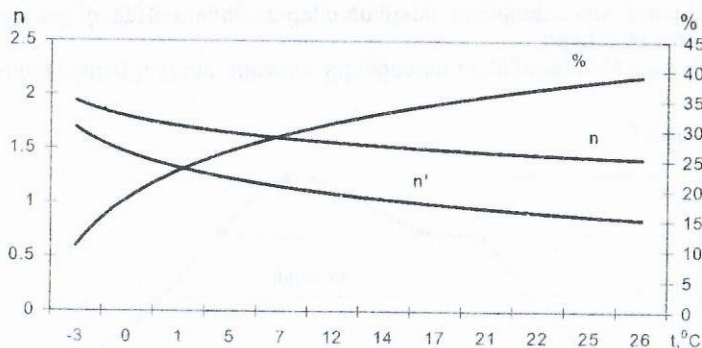
կարելի է ներկայացնել հետևյալ մաթեմատիկական արտահայտություններով

$$q_{\text{հոր}} = 0,0369a^6 - 1,4333a^5 + 20,99a^4 - 142,91a^3 + 446,62a^2 - 519,13a + 434,71 \quad (3)$$

$$q_{\text{ուղղ}} = -0,0264a^5 + 1,3476a^4 - 22,006a^3 + 123,51a^2 - 93,572a + 110,47 \quad (4)$$

որտեղ a -ն ամսվա թիվն է:

Ներկայացնելու համար Արևի ջերմային ճառագայթումը, որպես սարքավորումների հզորությունը նվազեցնող գործոն, դիտարկվել է TM 630/10 տրանսֆորմատորի բեռնավորման աստիճանի փոփոխությունը ստվերում n և արևային ճառագայթման ազդեցության ներքո n' , նկ. 3:



Նկ.3 Տրանսֆորմատորի բեռնավորման ունակության աստիճանի փոփոխությունը և նրա նվազման տոկոսը, ստվերում և արևային ճառագայթման ազդեցության տակ կախված շրջակա միջավայրի ջերմաստիճանից:

Ինչպես երևում է ներկայացված կորերից, տրանսֆորմատորի բեռնավորման ունակության աստիճանը այս տիպի տրանսֆորմատորների համար $+25^\circ\text{C}$ ջերմաստիճանի դեպքում նվազում է 40%-ով և կազմում է մոտ $n'=0,9$:

Ստացված բանաձևերը կարելի է օգտագործել համապատասխան ինժեներական հաշվարկներում և ավտոմատ նախագծման համակարգերում:

Գրականություն

1. Ղազարյան Է.Վ., Սարգսյան Ա.Յ., Ալի Ն., Ղազարյան Գ.Ա. Ալընտրանքային էներգիայի աղբյուրներ. - Երևան, ԳՊԵՅ, 2003. - 28 էջ:
2. Справ. И-7.01-96 Строительная климатология.-М.: МГРА, 1996.
3. Научно-прикладной справочник по климату СССР: Многолетние данные. А.: Гидрометеоиздат, 1989.- Ч. 1-7 .

ԳՅՈՒՄՐԻ ՔԱՂԱՔԻ ՋԵՐՄԱՄԱՏԱԿԱՐԱՐԱՄԱՆ ԶԱՐԳԱՑՄԱՆ ՄԻ ԲԱՆԻ ԿԱՐՅԵՐ

Ս. Պապիկյան

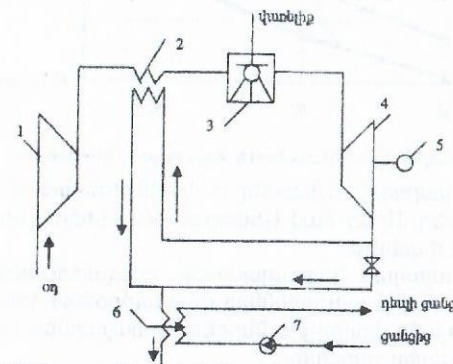
Մինչև 1988թ. Գյումրու քաղաքի ջերմամատակարարումը, հիմնականում կատարվել է կենտրոնացված ջերմամատակարարման համակարգերի միջոցով՝ ջեռուցման կաթսայատների և առանձին արդյունաբերական ձեռնարկությունների կաթսայատների բազայի վրա: Այդ տարիներին Գյումրիում շահագործվել են 240 Գկալ/ժամ գունարային հզորությամբ 60 փոքր կաթսայատուն և 4 կենտրոնաց-

ված ջերմային հանգույց: 1988թ. հետո պահպանվել են 44 թաղամասային կաթսայատուն, սակայն մատնվել են անգործության՝ էներգետիկ ճգնաժամի պատճառով: 1988թ. մինչև 1992թ. թերի բեռնվածությամբ շահագործվել են 17, 1992թ. հետո հիմնականում բուժհիմնարկներ սպասարկող 4 փոքր հզորությամբ կաթսայատներ: Անցած տարիների ընթացքում շարքից դուրս են եկել ջերմային ցանցերը և կաթսայատների հիմնական, օժանդակ սարքավորումները: 1993թ. դեկտեմբեր ամսից գործարկվել է Գյումրու N2 շրջանային կաթսայատունը (Մայիսյան): Այն նախատեսված էր ԱՆԻ, Մարմարաշեն, Մուշ և այլ թաղամասերի կենտրոնացված ջերմամատակարարման և հյուսիսային արդյունաբերական շրջանին գոլորշի մատակարարելու համար: Սակայն մինչև օրս կաթսայատունը աշխատում է 15-20% բեռնվածությամբ [1,2]:

Շուկայական հարաբերությունների պայմաններում, երբ զգալիորեն մեծացել են վառելիքաէներգետիկ պաշարների գները, ընկել է բնակչության վճարունակությունը, ջեռուցումը իրականացվում է տարերային կերպով: Գազամատակարարման վերագործարկմանը զուգահեռ անհատական տների ջեռուցումը և տաք ջրամատակարարումը, հիմնականում, իրականացվել է փոքրածավալ կաթսաների, գազային ջրատաքացուցիչների և վառանների միջոցով:

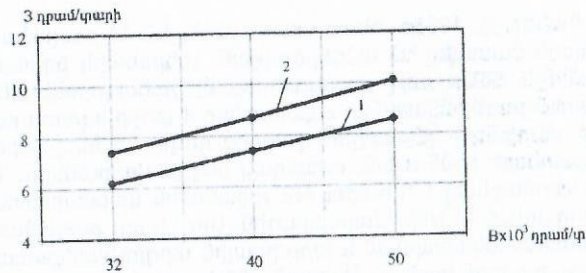
Մայիսյան կաթսայատանը տեղադրված է երկու 100Գկալ/ժամ արտադրողականությամբ ջեռուցման կաթսա և երկու ԴՄ-50 տիպի շոգեկաթսաներ: Գյումրի քաղաքի արտաքին օդի հաշվարկային ջերմաստիճանը՝ -23°C է, ջեռուցման շրջանի միջին ջերմաստիճանը կազմում է -3°C , ջեռուցման շրջանի ժամերի թիվը՝ 3912 ժամ: Ուսումնասիրության արդյունքները վկայում են, որ Մայիսյան կաթսայատանը կարելի է տեղադրել երկու ԴԿԿ-25 տիպի գազատուրբինային տեղակայանք [3]: Աշխատանքային սխեման պատկերված է նկ.1-ում: Այն հնարավորություն կտա համատեղ ցիկլով արտադրել ինչպես էլեկտրական, այնպես էլ ջերմային էներգիա:

Կատարված հաշվարկների արդյունքները համեմատվել են շոգեուրբինային ջեռուցման ՋԷԿ-ի հետ: Հետազոտման տվյալները պատկերված են նկ. 2 - 4:

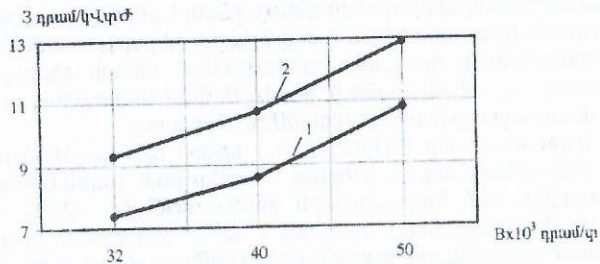


Նկ. 1 Գազատուրբինային ջերմաֆիկացիոն տեղակայանքի սկզբունքային սխեմա

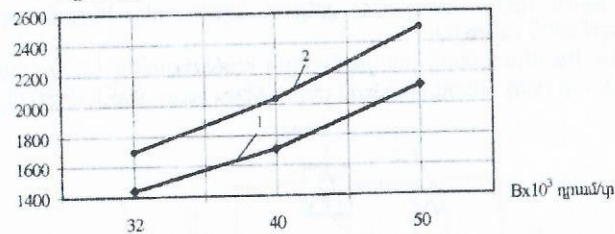
- 1-կոմպրեսոր, 2-օդադաբացուցիչ, 3- արևան խոց, 4- գազային տուրբին, 5- էլեկտրազենեղաբոր, 6- օդախանձան կաթսա, 7- ցանցային պոմպ:



Նկ 2 Տարեկան բերված ծախսերի կախվածությունը վառելիքի գնից 1-գազատուրբինային ՋԷԿ-ի համար, 2-շոգեբուրբինային ՋԷԿ-ի համար



Նկ 3 Առաքված էլեկտրական էներգիայի կախվածությունը վառելիքի գնից 3 դրամ/կՎժ



Նկ 4 Առաքված ջերմային էներգիայի կախվածությունը վառելիքի գնից

Շոգեկաթսայի հետ կարող է աշխատել հակաճնշումային 1ՍՎտ հզորություն ունեցող տուրբին, որտեղ 1կՎտ ժամ էլեկտրական էներգիա ստանալու համար կպահանջվի 170 գրամ վառելիք:

Եզրակացություն: Մայիսյան կաթսայատանը, գազատուրբինային տեղակայանքների և հակաճնշումային տուրբինների օգտագործման դեպքում կստանանք հսկայական քանակությամբ վառելիքաէներգետիկ պաշարներ: Այն տեխնիկական հնարավոր է և տնտեսապես շահավետ:

Գրականություն

1. Պապիկյան Ա.Ռ. ԴԿՄ-150 տիպի գազատուրբինային կայանքի աշխատանքային ռեժիմի ուսումնասիրությունը // ԶՊԵՆ-ի տարեկան գիտաժողովի նյութերի ժողովածու. - Երևան, 2001. - Զ. 1:

2. Ջառանցյան Ա.Ռ., Պապիկյան Ա.Ռ. Գազատուրբինային տեղակայանքների կիրառման հնարավորությունները Հայաստանում // ԶՊԵՆ-ի տարեկան գիտաժողովի նյութերի ժողովածու. - Երևան, 1999. - էջ. 116-117:
3. Պապիկյան Ա.Ռ. Գազատուրբինային ջեռուցման ՋԷԿ-եր ջեռուցման և արդյունաբերական կաթսայատների բազայի վրա // Գիտություն և տեխնիկա, 2000, N4-6. - էջ. 6-9:

ТЕПЛОВАЯ МОДЕЛЬ БРЫЗГАЛЬНОГО БАСЕЙНА ПРИ ОТВОДЕ ОСТАТОЧНОГО ЭНЕРГОВЫДЕЛЕНИЯ АКТИВНОЙ ЗОНЫ

А. Оганесян, А. Хизанцян

Модель брызгального бассейна была разработана в целях проведения расчетов его тепловых характеристик в переходных режимах, а также соответствующих потерь массы охладителя вследствие испарения и уноса капель (т. е. выявления необходимой величины подпитки) в условиях изменяющейся во времени тепловой нагрузки при принятых суточных изменениях ветра и параметров влажности. На Рис 1. изображены различные потоки энергии, входящие в тепловой баланс бассейна и определяющие температуру воды в нем.

Можно выделить следующие составляющие теплового баланса:

Q_{in} - количество тепла, поступающего в бассейн от реактора и вспомогательных установок АЭС;

$Q_s(T_{БРБ})$ - солнечное излучение;

$Q_{sp}(T_{БРБ})$ - полные потери тепла облаком брызг (суммарное действие испарения и уноса);

$Q_R(T_{БРБ}, T_{БРБ})$ - излучение с поверхности бассейна в окружающую среду;

$Q_{evap}(T_{БРБ}, T_{БРБ})$ - потери тепла испарением с водной поверхности бассейна;

$Q_{cv}(T_{БРБ}, T_{БРБ})$ - отвод тепла конвекцией с водной поверхности бассейна;

$Q_c(T_{БРБ})$ - количество тепла, отводимое теплопроводностью в землю, окружающую бассейн;

$Q_{drip}(T_{БРБ})$ - потери тепла с уносимыми каплями;

$Q_{storage}(T_{БРБ}, T_{БРБ})$ - количество тепла, аккумулируемого в бассейне.

В данных расчетах бассейн рассматривается как система с некоторой сосредоточенной теплоемкостью, при этом вся масса воды в бассейне ($m_{БРБ}$) имеет некую среднюю температуру ($T_{БРБ}$). Расход циркулирующей воды равен m_{sp} . Циркулирующая (разбрызгиваемая) вода, получив при проходе через теплообменник тепло, направляется к разбрызгивающим соплам, имея температуру $T_{со}$. Средняя температура капель воды, падающих на поверхность бассейна, равна T_{sp} . Методика расчета каждой составляющей теплового баланса кратко описывается ниже;

Q_{in} - количество тепла, поступающего в бассейн. В расчетной модели оно имеет следующую зависимость от времени;

$$Q_{in} = Q_0 \cdot m(t) + Q_{всм},$$

где $m(t)$ - процентное относительное энерговыделение от номинальной мощности одного деления, рассчитываемое по формуле

$$m(t) = \int_t^{t+T_0} \left\{ 0.65 \cdot e^{-0.7t} + 0.60 \cdot e^{-0.4t} + 0.009 \cdot e^{-0.03t} + 4(t+10)^{-1.2} + 0.4(t+10^6)^{-1.2} - 3.48(t+2 \cdot 10^7)^{-1.2} \right\},$$

Q_0 - номинальная тепловая мощность при выделении в активной зоне;

$Q_{всм}$ - количество тепла вспомогательных установок АЭС.

$Q_s(m_{брб})$ - член, учитывающий подвод тепла солнечным излучением:

$$Q_s(m_{брб}) = (\text{амплитуда}) \cdot A_{брб}(m_{брб}) \cdot \sin(n\pi / D),$$

где $A_{брб}(m_{брб})$ - площадь поверхности зеркала бассейна при данной массе воды $m_{брб}$. Для определения $A_{брб}(m_{брб})$ надо найти корень уравнения $m_{брб}(b)$, b - ширина поверхности зеркала бассейна при данной массе воды $m_{брб}$:

$$m_{брб}(b) = 0.017 \cdot \left[46 \cdot (b^2 - 75,23236) - \frac{b^3 - 652,5399}{3} \right].$$

Вычислив b , подставляем его в формулу и находим $A_{брб}(b)$:

$$A_{брб}(b) = b \cdot (b + 86),$$

D — продолжительность светового дня, а "амплитуда" - средняя плотность солнечного излучения на географической широте местоположения бассейна.

$Q_R(T_{брб}, m_{брб})$ - излучение с поверхности бассейна в окружающую среду, описываемое соотношением

$$Q_R(T_{брб}, m_{брб}) = \sigma \cdot A_{брб}(m_{брб}) \cdot (T_{брб}^4 - T_{амм}^4)$$

для излучательной способности, равной единице. Здесь $A_{брб}(m_{брб})$ - площадь поверхности бассейна; σ - постоянная Стефана-Больцмана. При расчетах это выражение было аппроксимировано соотношением

$$Q_R(T_{брб}, m_{брб}) = h_r \cdot A_{брб}(m_{брб}) \cdot (T_{брб} - T_{амм}).$$

При этом использовалось предложенное в работе значение $h_r = 5,68 \cdot 10^{-4}$ {Вт/см² °С}. Отметим, что направление излучения меняется в течение суток и определяется знаком разности ($T_{брб} - T_{амм}$). Строго говоря, $T_{амм}$ должна быть "эффе́ктивной" температурой воздуха.

$Q_{эвар}(T_{брб}, m_{брб})$ - количество тепла, отводимого испарением воды с поверхности зеркала бассейна. Оно определяется массой испаренной воды $m_{эвар}(T_{брб}, m_{брб})$ и величиной скрытой теплоты парообразования:

$$Q_{эвар}(T_{брб}, m_{брб}) = h_{fg} \cdot m_{эвар}(T_{брб}, m_{брб}).$$

Масса испаренной влаги определяется разностью парциальных давлений $P(T_{брб})$ воды, соответствующих температурам в бассейне $T_{брб}$ и в окружающем воздухе $T_{ок.возд.}$:

$$m_{эвар}(T_{брб}, m_{брб}) = A_{брб}(m_{брб}) \cdot 0.01658(1 + 0.135 \cdot W) \cdot \Delta P(T_{брб}),$$

где W - скорость преобладающего ветра, км/ч. Парциальное давление $\Delta P(T_{брб})$ находится по формуле

$$\Delta P(T_{брб}) = P_{норц}(T_{брб}) - P_{норц}(T_{амм}) \text{ {мм. рт. ст.}}.$$

Парциальное давление при данной температуре определяется по формуле

$$P_{норц}(T) = 16,96466 - 0,86994 \cdot T + 0,045473 \cdot T^2 \text{ {мм. рт. ст.}},$$

а начальные температура брызгального бассейна и температура окружающего воздуха

$$T_{брб}^{нач} = -5,20651 + 0,49457 \cdot T_r + 11,7381 \cdot \Phi_r + 0,001048 \cdot T_r^2 - 9,16667 \cdot \Phi_r^2 + 0,528571 \cdot T_r \cdot \Phi_r \text{ {°C}},$$

где T_r , Φ_r - температура воздуха и относительная плотность в зависимости от времени, определяемые по соответствующим формулам аппроксимированные по экспериментальным данным для данного географического района:

$$T_r = T_{сп}^{6030} \cdot 0,1855 \cdot \sin(0,261799 \cdot t / 3600 + 10,2888) + 0,9875 \text{ {°C / c}},$$

$$\Phi_r = \Phi_{сп}^{6030} \cdot 0,342 \cdot \cos(0,261799 \cdot t / 3600 + 0,617) + 0,911 \text{ {1 / c}}.$$

$Q_{сп}(T_{брб})$ - потери тепла облаком брызг, определяемые разностью температур воды, поступающей в разбрызгивающие сопла $T_{со}$, и капель, падающих на поверхность бассейна $T_{сп}$:

$$Q_{сп}(T_{брб}) = m_{брб} \cdot c \cdot (T_{со} - T_{сп}).$$

Поскольку величина $T_{сп}$ обычно неизвестна, для ее определения используется средний КПД разбрызгивающего сопла, который находится по формуле

$$T_{сп} = T_{со} - \eta_{сopл}(T_{со} - T_{wb}),$$

откуда получается

$$Q_{сп}(T_{брб}) = m_{брб} \cdot c \cdot \eta_{сopл}(T_{со} - T_{wb}),$$

где T_{wb} - температура окружающей среды по влажному термометру.

$Q_{cv}(T_{брб}, m_{брб})$ - тепло, отводимое конвекцией с поверхности бассейна в окружающую среду. Оно может быть выражено через коэффициент теплоотдачи h и разность между температурами на поверхности бассейна $T_{брб}$ и температурой окружающей среды по сухому термометру T_{db} :

$$Q_{cv}(T_{брб}, m_{брб}) = h \cdot A_{брб}(m_{брб}) \cdot (T_{брб} - T_{db}),$$

где $A_{брб}(m_{брб})$ - площадь поверхности бассейна при данной массе воды $m_{брб}$. Коэффициент теплоотдачи может быть выражен через скорость преобладающего ветра соотношением

$$h = 4,54 + 0,85 \cdot W,$$

где W выражено в км/ч.

$Q_{дрифт}(T_{брб})$ - энергия, отведенная при унесенными каплями,

$$Q_{дрифт}(T_{брб}) = m_{дрифт} \cdot c \cdot (T_{со} - T_{брб}),$$

где

$$m_{дрифт} = (5,01 \cdot 10^{-2} + 4,1 \cdot 10^{-2} \cdot W + 14,1 \cdot 10^{-3} \cdot W^2) m_{сп} \cdot 10^{-2}.$$

$Q_{storage}(T_{брб}, m_{брб})$ - член, определяющий изменение внутренней энергии системы, записываемый как

$$Q_{storage}(T_{BpB}, m_{BpB}) = m_{BpB} \cdot c \cdot \frac{dT_{BpB}}{d\tau}$$

$Q_c(T_{BpB})$ - количество тепла, отводимое теплопроводностью от воды в бассейне в землю, определяемое путем приближенного анализа. Поскольку оказалось, что величина этой составляющей на два порядка меньше самого малого из остальных слагаемых теплового баланса, отводом тепла теплопроводностью пренебрегаем.

В итоге получаем следующие уравнения, баланса энергии и баланса массы соответственно:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT_{BpB}}{d\tau} &= Q_{in} + Q_s(m_{BpB}) - Q_{sp}(T_{BpB}) - Q_{drift}(T_{BpB}) - Q_{evap}(T_{BpB}, m_{BpB}) - \\ &- Q_R(T_{BpB}, m_{BpB}) - Q_{cv}(T_{BpB}, m_{BpB}) \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{dm_{BpB}}{d\tau} = -(m_{evap}(T_{BpB}, m_{BpB}) + m_{drift}(T_{BpB}))$$

Решив систему уравнений, получаем следующий график зависимости температуры брызгального бассейна, массы испаренной влаги и унесенных капель от времени (рис.).

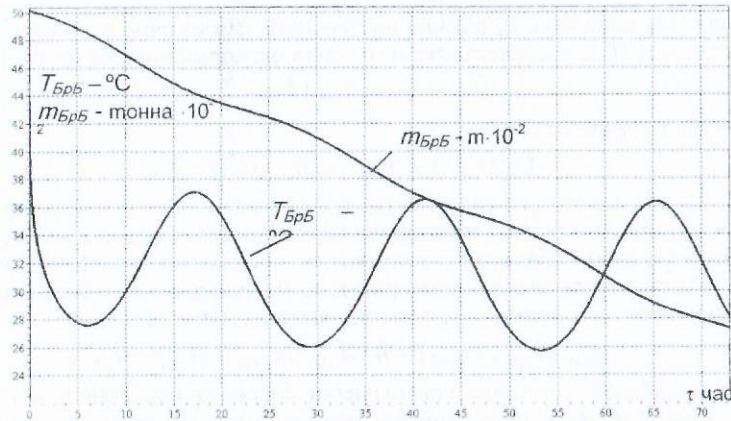


Рис. График зависимости температуры и массы брызгального бассейна от времени

Литература

1. Борщев В. А., Герасименко Н. Н., Глембовский В. М. и др. Брызгальные бассейны. Оpubл. В Б.И., 1993, '5 А. с. 1793184 (СССР).
2. Гончаров В. В., Меркулов А. А., Васильев А. П., Бородин В. Е., Драч Р. Г., Минасян Р. Г. Брызгальные бассейны. А. с. 1076729 (СССР), МКИЗ F 28с 1/04 Открытия, изобретения 1984. '8.
3. Шрок В., Трезек Дж., Килмэн С. Электрические машины и установки., Характеристики брызгальных бассейнов для отвода сбросного тепла атомной станции в аварийных условиях / Пер. с англ. - М.: Мир, 1977. 99, '4.
4. Пашков Н. Н., Долгачев Ф. Гидравлика. Основы гидрологии. -М.: Энергия, 1997.

5. Ярхо А. А., Омельченко М. П., Меркулов А. А., Борщев В. А., Брызгальные бассейны ответственных потребителей АЭС и их тепловой расчет // Электрические станции. -1995. - N2.
6. Берман А.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. -М.: Гос. энергетическое издательство, 1949.

ՎԱՌԵԼԻՔԻ ԾԱԽՍԻ ԿՐՃԱՏՈՒՄԸ ՇՈՂԵՏՈՒՐՔԻՆԱՅԻՆ ՋԵՐՄԱԷԼԵԿՏՐՈՎԵՆՏՐՈՆՈՒՄ

Ո. Սարուխյան, Մ. Ղազարյան, Ա. Գևորգյան, Ա. Շամսյան

Շոգետուրքինային ջերմաէլեկտրակենտրոնում կարող են տեղադրվել հակա-ծնշումային և գոլորշու կարգավորվող առումներով կոնդենսացիոն տիպի շոգե-տուրքիններ, որոնցում համակցված եղանակով արտադրվում են էլեկտրական և ջերմային էներգիա: Գոլորշու կարգավորվող առումներով շոգետուրքինում միա-ժամանակ արտադրվում է նաև էլեկտրական էներգիա կոնդենսացիոն եղանակով: Վառելիքի տեսակարար ծախսը էլեկտրական էներգիայի արտադրության համար համակցված և կոնդենսացիոն եղանակով տարբեր է: Այն ավելի փոքր է համակց-ված եղանակի դեպքում: Վառելիքի ընդհանուր ծախսը շոգետուրքինային ջերմա-էլեկտրակենտրոնում կարող է որոշվել հետևյալ արտահայտությամբ.

$$B = \Theta_p \cdot b_p^t + (\Theta - \Theta_p) \cdot b_{p/q}^t \quad (1)$$

որտեղ B -ն վառելիքի ընդհանուր ծախսն է, կգ/տ, Θ_p -ն էլեկտրական էներ-գիայի տարեկան արտադրությունն է համակցված եղանակով, կՎտ·ժ/տ,

Θ -ն էլեկտրական էներգիայի ընդհանուր արտադրությունն է ջերմաէլեկտրա-կենտրոնում, կՎտ·ժ/տ, b_p^t , $b_{p/q}^t$ -ն վառելիքի տեսակարար ծախսերն են էլեկտրա-կան էներգիայի արտադրության համար համակցված և կոնդենսացիոն եղա-նակներով, կգ/ կՎտ·ժ:

էլեկտրական էներգիայի արտադրությունը համակցված եղանակով կամ, այլ կերպ ասած, ջերմային սպառման հիման վրա կարելի է որոշել հետևյալ կերպով.

$$\Theta_p = \Theta_p \cdot Q_p \quad (2)$$

որտեղ Θ_p -ն էլեկտրական էներգիայի տեսակարար արտադրությունն է համակցված եղանակով, կՎտ·ժ/ԳՋ, Q_p -ն արտադրված ջերմային էներգիայի քանակությունն է շոգետուրքինի առումներից, ԳՋ/տ:

(1) արտահայտությունը կարելի է ներկայացնել հետևյալ ձևով.

$$B = \Theta_p \cdot b_{p/q}^t - \Theta_p \cdot Q_p \cdot (b_{p/q}^t - b_p^t) \quad (3)$$

Վառելիքի տեսակարար ծախսը էլեկտրական էներգիայի արտադրության համար համակցված եղանակով կարող է որոշվել.

$$b_p^t = \frac{0.123}{\eta_p \cdot \eta_{LD}} \quad (4)$$

որտեղ η_p -ն ջերմաէլեկտրակենտրոնի կաթսայատան օգտակար գործողության գործակիցն է, η_{LD} -ն շոգետուրքինի էլեկտրական և մեխանիկական օգտակար գործողության գործակիցների արտադրյալն է:

Վառելիքի տեսակարար ծախսը էլեկտրական էներգիայի արտադրության համար կոնդենսացիոն եղանակով կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$b_{24}^t = \frac{0.123}{\eta_4 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_r} \quad (5)$$

որտեղ η_r -ն էլեկտրական էներգիայի կոնդենսացիոն եղանակով արտադրության ներքին բացարձակ օգտակար գործողության գործակիցն է:

էլեկտրական էներգիայի տեսակարար արտադրությունը համակցված եղանակով կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$\alpha_2 = 278 \cdot \frac{(i_0 - i_2) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{ei}}{i_2 - t_{42}} \cdot (1 + e_2) \quad (6)$$

որտեղ i_0, i_2 - գոլորշու՝ սկզբնական և առան ճնշմանը համապատասխան ջերմապարունակություններն են, կՋ/կգ, η_{oi} - շոգետուրբինի ներքին հարաբերական օգտակար գործողության գործակիցն է, t_{42} - ջերմափոխանակիչից հետո գոլորշու կոնդենսատի ջերմապարունակությունն է, կՋ/կգ, e_2 - էլեկտրական էներգիայի՝ համակցված եղանակով ներքին ջերմային սպառման հիման վրա հարաբերական արտադրությունն է:

Վառելիքի ծախսի որոշման (3) բանաձևում, վառելիքի տեսակարար ծախսերը տվյալ տիպի տուրբոտեղակայանքներով կահավորված ջերմաէլեկտրակենտրոնի համար, ունեն անփոփոխ նշանակություն: Կարող են փոփոխվել ջերմաէլեկտրակենտրոնից առաքվող ջերմաքանակի մեծությունը (Q_2) և էլեկտրական էներգիայի համակցված եղանակով տեսակարար արտադրությունը (α_2): (6) բանաձևից հետևում է, որ էլեկտրական էներգիայի համակցված եղանակով տեսակարար արտադրությունը այնքան մեծ է ստացվում, որքան ցածր է շոգետուրբինի առան գոլորշու ճնշումը: Ցածր ճնշման գոլորշու հագեցման ջերմաստիճանը և համապատասխան ջերմապարունակությունը (i_2) փոքր են: Հետևաբար ջերմամատակարարման համար անհրաժեշտ է օգտագործել ցածր ջերմաստիճանի ջերմակիր, հետևաբար և ցածր ճնշման առան գոլորշի: Դա նշանակում է նաև, որ ջերմամատակարարման համակարգում անհրաժեշտ է անցնել ցածր ջերմաստիճանային կարգավորման գրաֆիկի, ինչպես օրինակ ջերմային ցանցի մատակարարող և հետադարձ խողովակագծերում $t_1 = 95^\circ\text{C}$ և $t_2 = 70^\circ\text{C}$ ջերմակրի ջերմաստիճանների: Կարգավորման ցածր ջերմաստիճանային գրաֆիկի դեպքում մեծանում է ջերմակրի ծախսը ջերմային ցանցում և հնարավոր է ավելի մեծ քանակի ջերմության փոխանցում ցանցային ջերմփոխանակիչում, որը և բերում է վառելիքի ծախսի կրճատմանը ջերմաէլեկտրակենտրոնում (3): Դա պայմանավորված է համակցված եղանակով, ավելի մեծ քանակությամբ էլեկտրական էներգիայի արտադրությամբ, որը և բերում է վառելիքի ընդհանուր ծախսի կրճատմանը:

Ջերմամատակարարման համար ցածր ջերմաստիճանի ջերմակրի կիրառումը ենթադրում է ջերմային սպառիչի տեղակայանքների, մասնավորապես ջեռուցման համակարգերի անմիջական միացում ջերմային աղբյուրին, քանի որ ջեռուց-

ման համակարգում, դրսի օդի ամենացածր ջերմաստիճանում ջերմակրի ջերմաստիճանը մատակարարող խողովակագծում հավասար է 95°C : Ջերմակրի հաշվարկային ջերմաստիճանի իջեցումը ջերմամատակարարման համակարգում, կրեթի ջերմակրի ծախսի մեծացմանը, հետևաբար ջերմային ցանցի խողովակագծերի տրամագծի մեծացմանը, որն էլ կթանկացնի ջերմամատակարարումը: Ուստի կպահանջվի փոքրացնել ջերմամատակարարման համակարգի հզորությունը և ջերմամատակարարման շառավիղը: Այդպիսով վառելիքի ծախսի կրճատումը նպատակահարմար է դարձնում բնակավայրերի ջերմամատակարարումն իրականացնել փոքր հզորության ջերմաէլեկտրակենտրոններից կամ անցնել ցածր ջերմաստիճանի ջերմակրով աշխատող ջեռուցման համակարգերի կիրառմանը:

Գրականություն

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. -М.:Изд. МЭИ, 1999. - 472с.
2. Мелентьев А.А. Основные вопросы промышленной теплоэнергетики.-М.: Госэнергоиздат, 1954. -470с.

ԿԱՅՈՒՆ ԶԱՐԳԱՑՄԱՆ ՀԻՄՆԱԽՆԴԻՐՆԵՐԸ ԵՎ ՄԻՋՈՒԿԱՅԻՆ ԷՆԵՐԳԵՏԻԿԱՆ

Ռ. Մարտիսյան, Ս. Գևորգյան

Նախորդ հարյուրամյակի վերջին քառորդի ընթացքում, միջազգային տարբեր կազմակերպությունների կողմից բազմիցս քննարկվել են մարդկության կայուն զարգացման հիմնարկությունները: «Մեր ընդհանուր ապագան» զեկույցում [1], որը պատրաստվել էր քաղաքական գործիչների, պետական ժառանգների և շրջակա միջավայրի ու զարգացման գծով փորձագետների կողմից, կայուն զարգացումը սահմանվել է հետևյալ կերպ «Զարգացում, որը ընդունակ է բավարարելու մարդկության ներկայիս պահանջները, առանց վտանգի տակ դնելու ապագա սերունդների իրավունքը բավարարելու իրենց պահանջները»: Այս զեկույցին հաջորդող բոլոր փաստաթղթերում և քննարկումներում հատուկ նշվել է էներգետիկայի հիմնարար դերը, մարդկության կայուն զարգացումը ապահովելու գործում [2,3]: Էներգիան կարևոր դեր է խաղում կայուն զարգացման յուրաքանչյուր չափանիշի – տնտեսական, սոցիալական, էկոլոգիական և այլն, ձևավորման գործում: Էներգամատակարարումը զգալի չափով որոշում է հասարակության տնտեսական բարեկեցության, սոցիալական ապահովության, կրթության և առողջապահության մակարդակը: Էներգարտադրության ժամանակակից եղանակները կարող են բարենպաստ ազդեցություն թողնել շրջակա միջավայրի էկոլոգիական վիճակի վրա, օրինակ, կրճատեն անտառների հատումը և շրջակա միջավայրի աղտոտումը վնասակար արտանետումներով:

Կայուն զարգացման համատեքստում, յուրաքանչյուր երկրի կառավարության գործունեության կարևորագույն խնդիրներից է երկիրը ապահովել բոլորի համար մատչելի և հուսալի էներգամատակարարմամբ, որով և պայմանավորված է տվյալ երկրի ազգային անվտանգությունը և տնտեսական աճը:

Ըստ ԱԵՄԳ-ի կողմից արված կանխատեսումների [4], մինչև 2030թ. աշխարհում բնակչության թիվը կկազմի ավելի քան 8մլրդ. մարդ /աճի միջին տեմպի՝ 0,9% -ի, պայմաններում/, առաջնային էներգիայի պահանջարկը՝ 781 էձուր /աճի միջին

տեմպը՝ 2,1%, իսկ էլեկտրական էներգիայի պահանջարկը՝ մոտ 32000ՏՎտժ /աճի միջին տեմպը 2,5%/: Մարդկության գործունեության հետևանքով շրջակա միջավայր արտանետվող ածխաթթու գազի զանգվածը, 2004թ. տվյալներով, գնահատվել է ավելի քան 24մլրդ. տոննա [5], որի հետագա աճը խիստ կախված է ապագայում էլեկտրական էներգիայի արտադրության եղանակներից:

Միջազգային տարբեր կազմակերպությունների կողմից կատարված են բազմաթիվ հետազոտություններ, որոնցում փորձ է արված կանխատեսել էլեկտրական էներգիայի արտադրության հնարավոր եղանակները մինչև 2050թ. [6]: Այդ բոլոր հետազոտությունների հիմքում ընկած է «Արտանետումների սցենարներին վերաբերվող հատուկ հաշվետվությունը» /SRES/, մշակված 1996թ. կլիմայի փոփոխության միջազգային փորձագետների խմբի կողմից: SRES-ի մեծ թվով սցենարներում էլեկտրական էներգիայի արտադրության կանխատեսություններում միջուկային էներգիային հատկացվում է բավականաչափ զգալի և կայուն դեր:

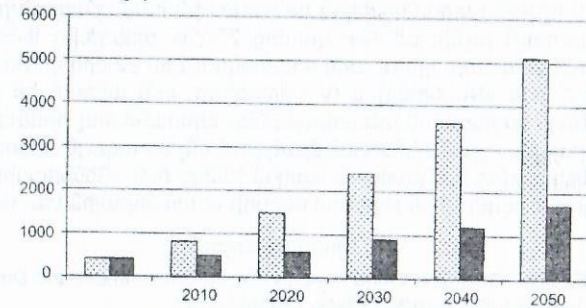
N	Երկրների խմբեր	Բնակչություն մլն. մարդ	Առաջնային էներգիա էՋոուլ	Էլեկտրական էներգիա ՏՎտժ	CO ₂ գազի արտանետումներ մլն.տ
1	Աշխարհ -2004թ. -2030թ.	6375 8123	451 781	16337 31960	24102 -
4.	Չյուս. Ամերիկա և Արևմտյան Եվրոպայի երկրներ -2004թ. -2030թ.	795 895	184 240	7455 11472	13370 -
5.	Սնացած երկրներ -2004թ. -2030թ.	5580 7228	268 541	8882 20488	10730 -

Այդ սցենարներում կանխատեսվում է նաև վերականգնվող /հիդրո, քամու, արևի, կենսազանգվածի/ էներգիայի զգալի օգտագործում: Սակայն նշվում է նաև, որ հաշվի առնելով այն հանգամանքը, որ էներգիայի այս աղբյուրները զբաղեցնում են մեծ տարածքներ և ունեն տեղակայված հզորության օգտագործման փոքր գործակիցը ու կրում են սեզոնային բնույթ, հնարավոր են վերականգնվող աղբյուրների որոշ տեսակների պոտենցիալի օգտագործման սահմանափակումներ:

Նկարում պատկերված է էլեկտրական էներգիայի հզորության կանխատեսումների մեջ միջուկային կայանների առավելագույն և միջին հզորությունը ըստ SRES-ի սցենարների [6]: Ինչպես երևում է նկարում բերված գրաֆիկներից՝ միջուկային էներգետիկան 2005թ. կարող է իր վրա վերցնել էլեկտրական էներգիայի պահանջվող հզորությունների մինչև իսկ 50%:

Հոդվածում փորձ է արված համակարգել նորագույն միջուկային տեղակայանքներին ներկայացվող այն հիմնական պահանջները, որոնց բավարարման դեպքում հնարավոր կլինի նրանց այդքան մեծ մասշտաբի օգտագործումը: Միջուկային տեղակայանքը ընդհանուր առմամբ իր մեջ ներառում է - ուրանի/թորիումի հանքանյութի արդյունահանման և մշակման, ուրանի/թորիումի տեխնոլոգիական վերամշակման և հարստացման, միջուկային վառելիքի պատրաստման, էլեկտրական էներգիայի կամ այլ արտադրանքի /գոլորշու, ջրածին, աղազրկված ջրի/

արտադրության, աշխատած վառելիքի վերականգնման /վառելիքային փակ ցիկլի դեպքում/ կամ պահպանման ու թաղման /վառելիքային բաց ցիկլի դեպքում/ և առաջացած ռադիոակտիվ թափոնների պահպանման, տեղափոխման, վերամշակման և թաղման փուլերը:



Միջուկային տեղակայանքները անհրաժեշտ է համեմատել ըստ հետևյալ -անվտանգության, տնտեսական, շրջակա միջավայրի պահպանության, ռադիոակտիվ թափոնների կառավարման, միջուկային զենքի չտարածման և ենթակառուցվածքային չափանիշների: Այդ չափանիշները կարելի է սահմանել հետևյալ կերպ.

1. Տնտեսական չափանիշ - նորագույն միջուկային տեղակայանքները պետք է կարողանան բավարարել տարատեսակ շուկաների պահանջները:
2. Անվտանգության չափանիշ - միջուկային տեղակայանքներում արդյունավետ պաշտպանության միջոցներ ստեղծելու ճանապարհով պաշտպանել առանձին անհատներին, հասարակությանը և շրջակա միջավայրը ռադիոակտիվ ճառագայթահարման վտանգից: Ստեղծել այնպիսի անվտանգության համակարգեր, որ հնարավոր լինի ամենածանր վթարների դեպքում անգամ, չկազմակերպել տեղակայանքի մոտակայքում բնակվող բնակչության տարահանում:
3. Շրջակա միջավայրի պահպանության չափանիշ - շրջակա միջավայրի վրա միջուկային տեղակայանքի հնարավոր ազդեցությունը պետք է լինի այնքան ցածր, որքան դա գործնականորեն խելամիտ է հաշվի առնելով սոցիալական և տնտեսական գործոնները:
4. Ծառագայթակալիվ թափոնների կառավարման չափանիշ - միջուկային տեղակայանքները պետք նախագծվեն այնպես, որ նրանցում առաջացող թափոնների զանգվածը լինի նվազագույն և առաջացող ճառագայթակալիվ թափոնները պետք է պահել ակտիվության այնպիսի նվազագույն մակարդակի վրա, որը գործնականորեն հասանելի է:
5. Միջուկային զենքի չտարածման չափանիշ - միջուկային տեղակայանքներին պետք է ունենան միջուկային զենքի չտարածման ներքին հատկություն, այսինքն, տեղակայանքի ներքին բնութագիրն այնպիսին է, որը էապես դժվարեցնում կամ դաժնում անհնար միջուկային զենք ստեղծելու նպատակով միջուկային նյութերի չհայտարարված արտադրությունը:
6. Ազգային, տարածաշրջանային և միջազգային ենթակառուցվածքային չափանիշներ - տարածաշրջանային և միջազգային չափանիշները պետք լինեն այնպիսին, որ էլեկտրական էներգիա կամ այլ արտադրանք արտադրելու նպատակով ապահովեն միջուկային տեղակայանքների հարմարեցումը տվյալ երկրի պայմաններին, որը ցանկություն ունի օգտագործել միջուկային տեխնոլոգիան

իր տնտեսությունում, առանց կատարելու անչափ մեծ ներդրումներ ազդային տնտեսությունում: Երկրի տնտեսական և արդյունաբերական ենթակառուցվածքները պետք է լինեն բավարար, որպեսզի ամբողջովին ապահովեն տեղակայման անվտանգությունը կառուցման և շահագործման ողջ ժամանակահատվածում: Երկրային մշակված չափանիշներին ամբողջովին բավարարող միջուկային տեղակայման գոյություն չունի: ԱԵՄԳ-ի կողմից 2000թ. ստեղծվել INPRO ծրագիրը, որին 2004թ. դեկտեմբերի դրությամբ մասնակցում են 22 երկիր: Բացի այս ծրագրից գործում է նաև «Գեներացիա IV» ծրագիրը, որի անդամ են հանդիսանում միջուկային էներգետիկական տեղակայման արտահանող հիմնական երկրները: INPRO ծրագրի շրջանակներում մշակվում են նորագույն միջուկային տեղակայմաններին ներկայցվող մանրամասն պահանջները, իսկ «Գեներացիա IV» ծրագրի շրջանակներում մշակվում են չորրորդ սերնդի ռեակտորային տեղակայմաններ:

Գրականություն

1. BRUNDLEND COMMISSION. World commission on Environment and Development //Our Common Future. Oxford University Press, Oxford /1987/.
2. UN, Conference on Environment and Development, Resolutions Adopted by the Conference.- Rio de Janeiro /1992/. V. 1.
3. UN, World Energy Assessment //Energy and the Challenge of Sustainability -New York, /2000/.
4. Energy, Electricity and Nuclear Power Estimates for the Period up to 2030, IAEA, July /2005/.
5. Electricity Information, IEA, Statistics, 2005.
6. Методология оценки инновационных ядерных реакторов и топливных циклов// Отчет по этапу 1Б (ИНПРО), МАГАТЭ, декабрь 2004.

ՋԷԿ-Ի ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ԱՇԽԱՏԱՆՔԱՅԻՆ ՌԵԺԻՄՆԵՐՈՒՄ ԳԱԶԱՅԻՆ ԱՐՏԱՆԵՏՈՒՄՆԵՐԻ ՑՐԱՍԱՆ ԴԵՏԱՁՈՏՈՒՄԸ

Ա. Գևորգյան, Գ. Հովսեփյան

Էներգաբլոկների բեռնվածության կարգավորվող միջակայքը հիմնականում կախված է կաթսայական ագրեգատի շահագործման տեխնիկական պայմաններից և նրա տեսակից, ինչպես նաև, այրվող վառելիքի տեսակից և որակից: Այդ իսկ պատճառով էներգաբլոկի բեռնվածքից է կախված նաև դեպի մթնոլորտ վնասակար նյութերի արտանետման քանակությունը:

Անբարենպաստ օդերևութաբանական պայմաններով պարտադրված կաթսաների բեռնվածքի նվազեցումը, եթե դա պայմանավորված չէ արտադրական անհրաժեշտությամբ, թույլ չի տալիս զգալիորեն կրճատել վնասակար արտանետումների խտությունը մթնոլորտում: Առաջին հերթին դա կապված է ծխազագերի ջահի տարածման պայմանների զգալի փոփոխության հետ: Արտանետվող այրման արգասիքների ծավալի կրճատման արդյունքում նվազում է արտանետման արդյունավետ բարձրությունը, որը և չի նպաստում մթնոլորտի մերձերկրյա շերտում վնասակար նյութերի խտության նվազմանը:

Շրջակա միջավայրի պաշտպանության տեսանկյունից, էներգաբլոկի շահավետությունը (հետևաբար, նաև բեռնաթափման նպատակահարմար ռեժիմը) բնութագրող գործոն է դառնում նաև արտանետվող վնասակար միացությունների քանակությունը:

Տարբեր տեսակի և որակի վառելիքների այրման պարագայում K-200-130 և K-300-240 տուրբիններով կահավորված էներգաբլոկների համար, մասնակի բեռնվածքների դեպքում, ազոտի և ծծմբի օքսիդների գումարային արտանետումները կարելի է որոշել հետևյալ արտահայտությունների միջոցով [1].

K-200-130

$$M_{\Sigma} = 1,704 \cdot S^P \cdot N_t + 0,00006 \cdot N_t^2 \cdot Q_u^{P0,33} \cdot (1 + S^P)^{0,6} + 0,011 \cdot N_t^{0,6} \cdot Q_u^{P0,8} - 266,14, \quad (1)$$

K-300-240

$$M_{\Sigma} = 1,716 \cdot S^P \cdot N_t + 0,000042 \cdot N_t^2 \cdot Q_u^{P0,33} \cdot (1 + S^P)^{0,44} + 0,0125 \cdot N_t^{0,6} \cdot Q_u^{P0,8} - 368,6, \quad (2)$$

որտեղ M_{Σ} -ն ազոտի և ծծմբի օքսիդների գումարային արտանետումն է վերահաշվարկված ծծմբի երկօքսիդի, $q/վ$, N_t -ն տվյալ աշխատանքային ռեժիմում էներգաբլոկի էլեկտրական հզորությունը, $ՄՎտ$, S^P -ն ծծմբապարունակությունը վառելիքի բանվորական կազմում, %, Q_u^P -ն վառելիքի բանվորական զանգվածի այրման ստորին ջերմությունն է, $կՋ/կգ$:

Քանի որ (1) և (2) արտահայտությունների գումարային արտանետումներում ազոտի օքսիդների քանակությունը բերված է ծծմբի օքսիդների [1], ապա զազային վառելիք օգտագործելու դեպքում, որի կազմում բացակայում է ծծումբը, վերը նշված արտահայտություններում առաջին բաղադրիչը ընդունում է զրոյական արժեք, իսկ մթնոլորտ արտանետվող ազոտի օքսիդների քանակությունը կարելի է որոշել

$$M_{NO_2} = M_{\Sigma} \cdot \frac{U_{\text{ԹԽ}_{NO_2}}}{U_{\text{ԹԽ}_{SO_2}}}, \quad (3)$$

արտահայտությամբ, որտեղ $U_{\text{ԹԽ}_{NO_2}}$ -ը ($0,085 \text{ մգ/մ}^3$) և $U_{\text{ԹԽ}_{SO_2}}$ -ը ($0,5 \text{ մգ/մ}^3$), համապատասխանաբար, ազոտի երկօքսիդի և ծծմբի երկօքսիդի սահմանային թույլատրելի խտություններն են:

Հզորության անկմանը զուգընթաց տեղի է ունենում վնասակար միացությունների գումարային արտանետումների նվազում, սակայն էներգաբլոկների բեռնաթափման ժամանակ ագրեգատների շահավետության նվազումը հանգեցնում է վառելիքի տեսակարար ծախսի մեծացման, հետևաբար, նաև $1 \text{ կՎտ} \cdot ժ$ էլեկտրաէներգիայի արտադրմանը բաժին ընկնող տեսակարար գումարային արտանետումների աճի: Այսինքն, էներգաբլոկի թերբեռնվածության պարագայում ոչ միայն նվազում է ջերմային շահավետությունը, այլև մեծանում է միավոր քանակությամբ էլեկտրական էներգիա արտադրելու էկոլոգիական վտանգը:

Էներգաբլոկի թերբեռնված աշխատանքի ժամանակ տեսակարար գումարային արտանետումների աճով պայմանավորված գումարային արտանետումների քանակությունը (M'_{Σ} , $գրամ$), կախված բլոկի շահավետությունից, վառելիքի որակից և թերբեռնված ռեժիմում աշխատելու ժամանակահատվածից, կարելի է որոշել

$$M'_{\Sigma} = 3.6 \cdot \tau \cdot (\bar{N} - 1) \cdot (83 \cdot b_0 \cdot M_{\Sigma}^{1,2} + 0,01 \cdot N_t^3), \quad (4)$$

արտահայտությամբ, որտեղ τ -ն թերթեռնված ռեժիմում էներգաբլոկի աշխատանքի ժամերի թիվն է, d , b_0 -ն՝ էներգաբլոկի վառելիքի տեսակարար ծախսը, կգ/կՎտ·ժ, \bar{N} -ը՝ անվանական և ընթացիկ հզորությունների հարաբերությունը, M_{Σ} -ը տվյալ ռեժիմում վնասակար միացությունների քանակությունն է, որը, կախված բլոկի հզորությունից, որոշվում է, համապատասխանաբար, (5) և (6) արտահայտություններով:

Ելնելով վերը շարադրվածից՝ ՋԷԿ-երում բնապահպանական տեսանկյունից, ներկայանային ռեժիմների լավարկումն առաջարկվում է իրականացնել

$$\sum_{i=1}^n M_{\Sigma i}^c(N_{Ei}) \rightarrow \min, \quad (5)$$

պայմանի պահպանմամբ, որտեղ n -ն կայանում տեղակայված տուրբատեղակայանքների թիվն է:

Ներկայանային ռեժիմների առաջարկվող լավարկման հետազոտման նպատակով, որպես օրինակ, դիտարկվել է 800 Մվտ հզորությամբ գազամագուխային ԿԷԿ (4xK-200-130), որտեղ այրվող վառելիքի ծծմբապարունակությունը կազմում է $S^p = 1\%$, իսկ այրման ջերմությունը $Q_{\text{ը}}^p = 39761 \text{ կՋ/կգ}$, էլեկտրական բեռնվածության գրաֆիկի անկման ծծան տևողությամբ (որը համապատասխանում է օրեկան բեռնվածության գրաֆիկին): Ընդ որում դիտարկվել են տարբեր էներգետիկական բնութագրերով էներգաբլոկներ: Կայանի բեռի բաշխումը իրականացվել է 2 տարբերակով՝ հավասարաչափ բաշխմամբ և (5) պայմանի հաշվի առնմամբ: Հաշվարկի արդյունքները բերված են աղյուս. 1-ում:

Աղյուսակ 1

Այրման լիմիտ	Մոդ	Հավասարաչափ բաշխում	SO ₂ -ի և NO _x -ի գումարային արտանետումների քանակը, կգ	Լավարկված բաշխում				SO ₂ -ի և NO _x -ի գումարային արտանետումների անակը, կգ
				I բլոկ	II բլոկ	III բլոկ	IV բլոկ	
720	4 X 180		2632,7	150	190	190	190	2482,4
680	4 X 170		3811,5	110	190	190	190	3304,8
640	4 X 160		4906,8	100	160	190	190	4349,4
600	4 X 150		5923,9	100	120	190	190	5253,5
560	4 X 140		6867,8	100	100	170	190	6220,6
520	4 X 130		7742,5	100	100	130	190	7210,4
480	4 X 120		8551	100	100	100	180	8094,7
440	4 X 110		9294,2	100	100	100	140	9174,9

Բերված օրինակում ռեժիմների լավարկման ժամանակ չի դիտարկվել որևէ էներգաբլոկի կանգառման և գործարկման հնարավորությունը: Էներգաբլոկի գործարկմամբ պայմանավորված լրացուցիչ արտանետումների քանակը առաջարկվում է որոշել հետևյալ արտահայտությամբ

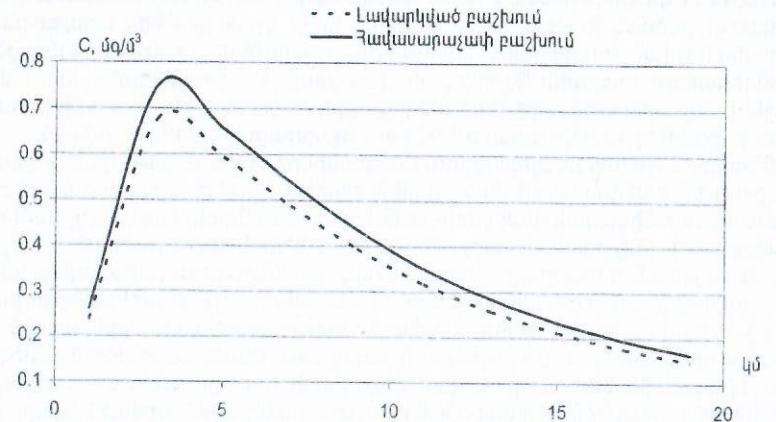
$$M_{\Sigma}^a = \varepsilon \cdot (5.45 \cdot S^p + 463 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{\text{ը}}^p) \quad (6)$$

որտեղ M_{Σ}^a -ն ազոտի և ծծմբի արտանետումն է, տ, ε -ը գործակիցն է, որը հաշվի է առնում էներգաբլոկի տեսակը և կանգառման տևողությունը: ε -ի արժեքները բերված են աղյուս. 2-ում:

Աղյուսակ 2

	6-10 ժ	15-20 ժ	30-35 ժ	50-60 ժ	60ժ-ից ավել
K-200-130	0.1872	0.2268	0.252	0.2988	0.3276
K-300-240	0.3168	0.45	0.4572	0.5328	0.6192

Արտանետումների քանակությունից է կախված ծծմբի և ազոտի օքսիդների մերձերկրյա առավելագույն խտությունը: Համաձայն [2,3]-ի՝ ուսումնասիրվել է անբարենպաստ օդերևութաբանական պայմաններում մերձերկրյա խտության փոփոխությունը (C , մգ/մ³) կախված բեռնվածքի բաշխումից և արտանետման աղբյուրի հեռավորությունից: Հաշվարկային արդյունքները գրաֆիկական արտահայտվածությամբ բերված են նկարում:



Նկ. 4. Կանաչակար նյութերի մերձերկրյա խտությունը աղբյուրից տարբեր հեռավորությունների վրա

Եզրակացություն: Վերը բերված արդյունքներից հետևում է, որ բեռնվածքի բաշխման առաջարկվող մեթոդը էապես նպաստում է ազոտի և ծծմբի գումարային արտանետումների կրճատմանը և մերձերկրյա առավելագույն խտության նվազմանը: Աղյուսակ 1-ից ակնհայտ էրևում է, որ ներկայանային ռեժիմների լավարկված բաշխման պարագայում, համեմատած հավասարաչափ բաշխման հետ, արտանետումների քանակությունը կրճատվում է մինչև 13%: Համաձայն նկ. 1-ի մերձերկրյա առավելագույն խտությունը, որը ձևավորվում է արտանետման աղբյուրից 3.3 կմ հեռավորության վրա, նվազում է մոտ 7%-ով:

Գրականություն

1. Սարուխյան Ռ.Ջ., Գևորգյան Ա.Ռ., Ղազարյան Ս.Գ. Փոփոխական ռեժիմներում աշխատող գազամագուխային էներգաբլոկների վնասակար արտանետումների գնահատման անհրաժեշտության մասին // ԳԱԱ և ԳՊԵՏ Տեղեկագիր. Տեխն. գիտ. սերիա. - 2004. N 3. - էջ. 429-433:
2. Սարուխյան Ռ.Ջ., Գևորգյան Ա.Ռ., Ղազարյան Ս.Գ. Գազամագուխային ՋԷԿ-ի գազային արտանետումների տարածումը քամու տարբեր արագությունների դեպքում // ԳԱԱ ԼՐԱԲԵՐ, 2004, N 2:
3. Գևորգյան Ա., Սարուխյան Ռ., Գրիգորյան Գ. ՋԷԿ-երի գազային արտանետումների ցրման օրինաչափությունների վերլուծություն // ԳՊԵՏ-ի տարեկան գիտաժողովի նյութերի ժողովածու, 2004.-Յ. 1.- էջ 256-258:

ՆԱՎՔԱՅԻՆ ԱՐԳԱՍԻՔՆԵՐՈՎ ԱՐՏՈՏԿԱԾ ՀՈՍՔԱԶՐԵՐԻ ՄԱՔՐՈՒՄԸ ԵՎ ՕԳՏԱՅԱՆՈՒՄԸ

Ս. Ղազարյան, Ռ. Մարուխյան

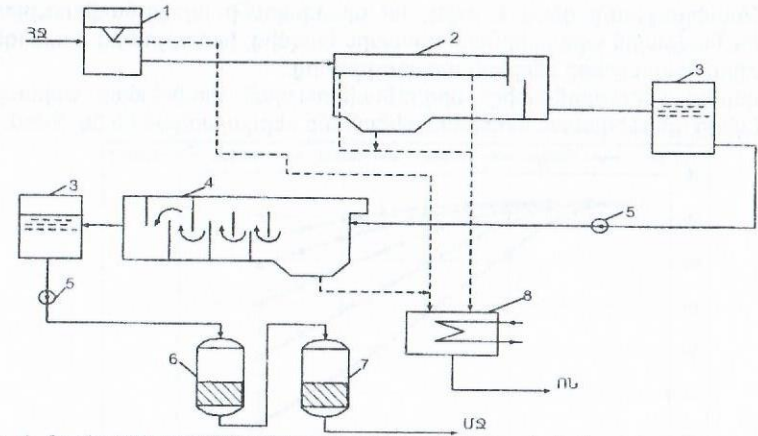
Նավթամթերքները լուրջ վտանգ են ներկայացնում ջրավազանների համար՝ պայմանավորված նրանց սահմանային բույլատրելի խտության փոքր մեծությամբ (0.05նգ/կգ) և ցանկացած արդյունաբերական ձեռնարկության հոսքաջրերում նրանց առկայությամբ: Նավթամթերքների արտանետումը դեպի ջրավազան, բերում է ջրի բնական համահոտային հատկությունների փոփոխության: Նավթայուղային արգասիքների թեթև ֆրակցիաները ջրի մակերևույթին ձևավորում են թաղանթ, որը խախտում է գազափոխանակության գործընթացը՝ խոչընդոտ հանդիսանալով ջրում թթվածնի լուծման համար: Սյուս կողմից, ծանր ֆրակցիաները առաջացնում են, այսպես կոչված, հատակային նստվածքազոյացումներ, որոնք բաժանիչ շերտ են հանդիսանում հատակի ֆլորայի ու ֆաունայի և ջրավազանի մյուս մասերի միջև: Նավթային արգասիքների ազդեցությունը ջրամբարի վրա ունի երկարատև բնույթ, քանի որ դրանք դասվում են թույլ օքսիդացող նյութերի շարքին:

Ջերմային էլեկտրակայաններում նավթամթերքներով աղտոտված հոսքաջրերի աղբյուր են հանդիսանում մագուրային տնտեսությունը, գլխավոր մասնաշենքը, էլեկտրատեխնիկական սարքավորումները և օժանդակ ծառայությունները: Այս հոսքաջրերի մաքրման խնդիրը ՋԷԿ-երում տեխնիկապես լուծված է: Գոյություն ունեն մաքրման տիպարային տեղակայանքներ: Ներկայումս կիրառվում են մաքրման պարզեցման, ֆլոտացիոն և գտման մեթոդները: Այս մեթոդներից յուրաքանչ-յուրը, առավելագույնս արդյունավետ է նավթամթերքների ելակետային խտության և դիսպերս կազմի որոշակի միջակայքում, ուստի տարածում է գտել բազմաստիճանային մաքրումը՝ նշված մեթոդների հաջորդական կիրառմամբ [1,2]: Նավթային արգասիքներից մաքրման տիպարային սխեման բերված է նկար 1-ում:

Քանի որ նավթային արգասիքներով աղտոտված հոսքաջրերը մաքրման տեղակայանք են մատուցվում տարբեր աղբյուրներից և բնորոշվում են ոչ հաստատուն ծախսով ու նավթամթերքների կոնցենտրացիայով, ուստի մաքրումից առաջ նրանք հավաքվում են միջինացնող տարողություններում, որը նախատեսված է քառաժամյա ընդունման համար: Այս տարողությունում ևս տեղի է ունենում, համեմատաբար, խոշոր նավթային արգասիքների մասնակի անջատում: Միջինացնող տարողությունից ջուրը տրվում է պարզարան, ապա միջանկյալ տարողություն, որից հետո պոմպով մղվում է դեպի ֆլոտատոր:

Միջինացնող տարողությունում, պարզարանում և ֆլոտատորում որսված նավթամթերքները տրվում են մագուրաընդունիչ: Այդ նավթամթերքները տաքացվում են շոգիով՝ մածուցիկության նվազեցման նպատակով:

Մաքրված ջուրը, անցնելով երկրորդ միջանկյալ տարողությունով, մատուցվում է առաջին աստիճանի գտիչ (լցոնված կվարցային կամ անտրագիտային գտանյութով), ապա երկրորդ աստիճանի գտիչ (լցոնված ակտիվացված ածխով): Չտիչի վերջին աստիճանում կարելի է կիրառել լվացվող գտանյութեր:



Նկ. 1. Նավթային արգասիքներ պարունակող հոսքաջրերի մաքրման տեխնոլոգիական սխեման 1. ընդունիչ տարողություն, 2. պարզարան, 3. միջանկյալ տարողություն, 4. բազմախցային ֆլոտատոր, 5. պոմպ, 6. մեխանիկական գտիչ, 7. ածխային գտիչ, 8. մագուրաընդունիչ, 3Ձ՝ հոսքաջուր, ՈՆ՝ որսված նավթամթերք, ՄՁ՝ մաքրված ջուր

Այս սխեմայով հոսքաջրերի մաքրման աստիճանը հասնում է 95%-ի և, գրեթե կախված չէ նավթամթերքների ելակետային խտությունից: Հոսքաջրում նավթամթերքների խտությունը կարելի է նվազեցնել մինչև 1նգ/կգ: ՍԹԽ-ի մեծությանը հավասար մնացող դային խտության ստացման համար մաքրման համակարգ պետք է մատուցվի 1նգ/կգ-ից ավելի խտությամբ հոսքաջուր, ինչը գործնականորեն չի հանդիպում ՋԷԿ-ի աշխատանքային պայմաններում:

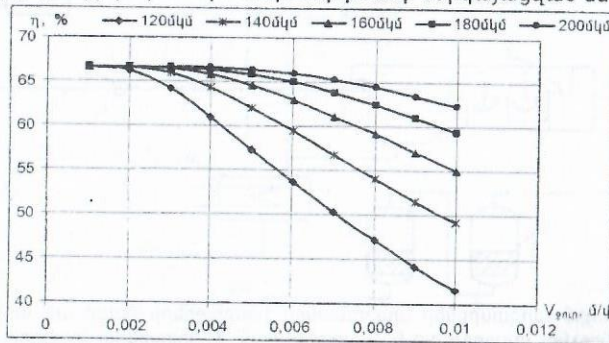
Նավթային արգասիքների մինչև 1նգ/կգ խտությամբ մաքրված ջուրը կարելի է օգտագործել էլեկտրակայանի տեխնոլոգիական կարիքների համար՝ թարմ ջրի փոխարեն: Այն կարող է տրվել ջրամշակման տեղակայանք, եթե վերջինս ներառում է կրայնացման տեղակայանք: Անջատված նավթամթերքները տրվում են մագուրային տնտեսություն՝ հետագայում կաթսաներում այրման նպատակով: Առաջացած նստվածքները պահեստայնացվում են անջրանցիկ հիմքով շլամահողաշերտում, որը հաշվարկված է շլամի ընդունման համար 5 տարվա կտրվածքով: Շլամակուտակիչից նստվածքի հեռացումը իրականացվում է սանիտարական տեսչության հետ համաձայնեցմամբ: Իրականացվում են այդ նստվածքների վերամշակման աշխատանքներ, այդ թվում՝ տորֆի ստացմամբ, որը օգտագործվում է տարածքների կանաչապատման ժամանակ [3]:

Վերը բերված մաքրման համակարգում սարքավորումների կազմը և սխեման կարող են փոփոխվել՝ կախված հոսքաջրերում նավթային արգասիքների կոնցենտրացիայից և առաջադրվող մաքրման մակարդակից:

Առկա հաշվարկային մեթոդների հետազոտումը ցույց է տվել, որ մաքրման սարքավորումների գաբարիտային չափերը և քանակը կախված են մաքրման նախորդող աստիճանում նավթային արգասիքների որսման արդյունավետությունից: Ըստ էության, որոշիչ է հանդիսանում պարզարանային տեղակայանքի արդյունավետությունը, քանի որ ֆլոտատորի ՕԳԳ-ն, որպես կանոն, կազմում է մոտ 75%, իսկ գտիչները՝ մոտ 80%:

Ուսումնասիրությունը ցույց է տվել, որ պարզարանի արդյունավետությունը կախված է նավթային արգասիքների դիսպերս կազմից, խտությունից և պարզեցման գոտիով հոսքաջրերի անցման արագությունից:

Դիտարկվող մեծություններից արդյունավետության փոփոխման օրինաչափությունները գրաֆիկական արտապատկերմամբ ներկայացված են նկ. 2-ում:



Նկ. 2. Պարզարանի արդյունավետության կախվածությունը նավթային մասնիկների շառավղից և հոսքաջրերի արագությունից

Ստացված արդյունքներից եզրակացնում ենք, որ 0.001÷0.003մ/վ միջակայքում թե պարզեցման գոտիով հոսքաջրի անցման արագության փոփոխությունը, թե նավթային մասնիկների շառավղից, ըստ երևույթին, չեն ազդում պարզարանի արդյունավետության, հետևաբար նաև, նավթային արգասիքների մնացորդային պարունակության վրա: Սակայն արագության մեծության հետագա աճման արդյունքում պարզարանի արդյունավետությունը նվազում է: Արագության մեծացմամբ ակնհայտ է դառնում նաև, $r_{մաս}$ -ի փոփոխության ազդեցությունը (մինչև 20%):

Նավթային մասնիկների խտության մեծացմանը համընթաց պարզարանի արդյունավետությունը նվազում է, որը ավելի ցայտուն է արագության մեծ արժեքների տիրույթում: Ընդ որում, եթե 0.001մ/վ արագության պայմաններում նավթային մասնիկների խտության 700...900կգ/մ³ միջակայքում, պարզարանի արդյունավետությունը գրեթե մնում է անփոփոխ, ապա 0.006մ/վ-ից մեծ արագությունների դեպքում խտության արժեքների դիտարկվող միջակայքում, արդյունավետությունը նվազում է մոտ 40%-ով:

Պարզեցման գոտիով հոսքաջրերի անցման մեծ արագությունների և նավթային արգասիքների մանր դիսպերս մասնիկների մեծ խտության պայմաններում, պարզարանի արդյունավետությունը նվազում է մինչև $\eta_{պ} = 20\%$ մեծությունը:

Ընդհանրացնելով՝ իրականացվել է հաշվարկային արդյունքների ռեգրեսիոն վերլուծություն և դիտարկվող մեծություններից պարզարանային տեղակայանքի արդյունավետության զնահատումը, առաջարկվում է իրականացնել հետևյալ արտահայտությամբ:

$$\eta_{պ} = 74.23 - 6.46 \cdot 10^{-5} \cdot r_{մաս}^{-1.7} \cdot \rho_{մաս}^{3.8} \cdot W_{ջրոյ}^{0.9} - 2744.33 \cdot r_{մաս}^{1.2} \cdot \rho_{մաս}^{-3} \cdot W_{ջրոյ}^{-1.1}$$

որտեղ $\eta_{պ}$ -ն պարզարանում նավթայուղային արգասիքների որսման արդյունավետությունն է, %, $r_{մաս}$ -ը՝ նավթայուղային արգասիքների մասնիկների շառավղից, $\rho_{մաս}$ -ը՝ մասնիկների խտությունը, կգ/մ³, $W_{ջրոյ}$ -ը՝ պարզեցման գոտում հոսքաջրերի շարժման

արագությունը, մ/վ:

Այս արտահայտությունը կիրառելի է փոփոխական մեծությունների արժեքների հետևյալ տիրույթներում.

$$r_{մաս} = [100 \dots 200 \text{ մկմ}], \rho_{մաս} = [700 \dots 900 \text{ կգ/մ}^3], W_{ջրոյ} = [0.001 \dots 0.01 \text{ մ/վ}]:$$

Գրականություն

1. Рухтер Л.А., Волков Э.П., Покровский В.Н. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов тепловых электростанций / Под ред. П.С. Непорожного. - М., 1981.
2. Жабо В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС: Учебник для техникумов. - М.: Энергоатомиздат, 1992.
3. Повышение экологической безопасности ТЭС / А.И. Абрамов, Д.П. Елизаров, А.Н. Ремезев и др. - М.: Изд-во МЭИ, 2002.

ՈւժԱՅԻՆ ՏՐԱՆՏՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ ՓԱԹՈՒՅԹՆԵՐՈՒՄ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ԴԱՇՏԻ ԴԵՏԱԶՈՏՈՒՄ

Ա. Գրիգորյան, Ս. Ներսիսյան

Ուժային տրանսֆորմատորների բեռնավորման ժամանակ անջատվում է մեծ քանակության ջերմություն, որի շնորհիվ տաքանում են տրանսֆորմատորի ակտիվ մասերը՝ մագնիսահղորդալարը և փաթույթները: Գոյություն ունեն լուծումներ, անհամասեռ փաթույթներում ջերմաստիճանի բաշխման վերաբերյալ [2], որտեղ ջերմաստիճանային դաշտը որոշվել է III-րդ սեռի եզրային պայմանների դեպքում:

Աշխատանքը նվիրված է ուժային տրանսֆորմատորների ոչ համասեռ փաթույթների ջերմաստիճանային դաշտի, առավելագույն ջերմաստիճան ունեցող կետի տեղի և նրա մեծության որոշմանը I-ին սեռի եզրային պայմանների համար:

Միավոր ծավալում անջատված ջերմաքանակը (q) որոշվում է հետևյալ հավասարումով [1]՝

$$q = \frac{\Delta^2}{j} f 10^6 \text{ (Վտ/մ}^3\text{)} \quad (1)$$

որտեղ Δ -ն հոսանքի խտությունն է, Ա/մմ², j -ն տեսակարար դիմադրությունը, մ/Օհմ մմ², f -ն փաթույթների կտրվածքների մակերեսի հարաբերությունը փաթույթի լայնական կտրվածքին:

Հաշվելով ջերմաքանակի՝ q -ի մեծությունը որոշում ենք ջերմաստիճանի արժեքը ցանկացած կետում օգտվելով ջերմահաղորդականության դիֆերենցյալ հավասարումից ընդունելով, որ ջերմաստիճանը ըստ բարձրության չի փոփոխվում [3]:

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{q}{\lambda} = 0 \quad (2)$$

Հավասարումը լուծելու համար օգտվում ենք I-ին սեռի եզրային պայմաններից, այսինքն՝ փաթույթի արտաքին և ներքին մակերևույթների վրա ջերմաստիճանի արժեքը հայտնի է

$$\begin{aligned} r = r_1 & \quad \vartheta = \vartheta_1 \\ r = r_2 & \quad \vartheta = \vartheta_2 \end{aligned} \quad (3)$$

Սովորաբար, փաթույթի մակերևույթի ջերմաստիճանը մոտ է նույն մակարդակի վրա գտնվող յուրի ջերմաստիճանին, ուստի ընդունում ենք $\vartheta_1 = \vartheta_2 = \vartheta$: Լուծելով

այս եզրային պայմանների դեպքում, ստանում ենք ջերմաստիճանի բաշխումը անհամասեռ փաթույթի կտրվածքում, հետևյալ հավասարման տեսքով՝

$$\vartheta = \frac{1}{4\lambda} \left[(r_2^2 - r_1^2) \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - (r^2 - r_1^2) \right] \quad (4)$$

որտեղ $\vartheta = t - t_j$; $t; t_j$ -ն համապատասխանաբար փաթույթի և հովացնող միջավայրի՝ յուրի ջերմաստիճաններն են, $^{\circ}\text{C}$, λ -ն փաթույթի բերված ջերմահաղորդականության գործակիցն է, Վտ/մ աստ. , r_2, r_1 -ը փաթույթի արտաքին և ներքին շառավիղներն են, մ:

Ունենալով ջերմաստիճանի բաշխումը, որոշում ենք առավելագույն ջերմաստիճան ունեցող կետի տեղը և նրա մեծությունը: Դրա համար (4) հավասարումը ածանցում ենք և հավասարեցնում գրոյի: Այսինքն՝

$$\frac{d\vartheta}{dr} = 0; \quad r_0 = \sqrt{\frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}}} \quad (5)$$

Որոշելով r_0 -ի արժեքը տեղադրում ենք (4) արտահայտության մեջ r -ի փոխարեն գտնելով ամենատաք կետի ջերմաստիճանը՝

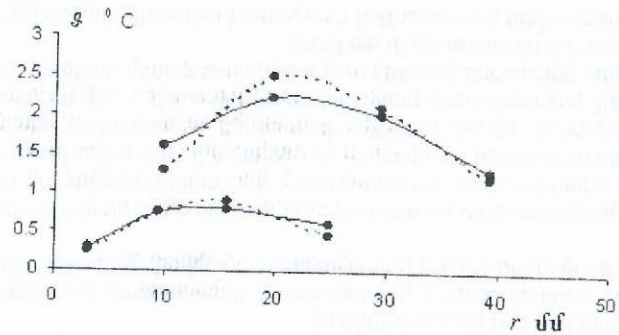
$$\vartheta_{max} = \frac{1}{4\lambda} \left[(r_2^2 - r_1^2) \frac{\ln \frac{r_0}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - (r_0^2 - r_1^2) \right] \quad (6)$$

Ստացված արտահայտության ճշտությունը գնահատելու համար կատարվել է փորձնական հետազոտություն՝ 'Յայլելկտրոմեքենա' գործարանի տրանսֆորմատորների լաբորատորիայում: Փորձարկվող տրանսֆորմատորի փաթույթները պատրաստված էին այլումինե թիթեղներից, որոնց մեջ շառավղի ուղղությամբ տարբեր կետերում տեղադրված էին թերմոզույգեր: Թերմոզույգ տեղադրված է նաև յուրի մեջ (նույն մակարդակի վրա): Տրանսֆորմատորի փաթույթների սվալները բերված են աղյուս.1-ում:

Աղյուսակ 1

N փաթ.	թիթ հալ	թիթ. չափ		ջերմ. քան. (զալար.)	զալար. միջև մեկուսաց.		կոճերի տրամ.	
		a մմ	B մմ		տիպ	հաստ.	1	2
1	A7	0.09	120	262	ԿՕՄ -11-	2*001	242	300
2	A7	0.09	120	444	ԿՕՄ -11-	2*001	242	340

Ջերմաստիճանի բաշխումը փաթույթի ներսում կախված շառավղից բերված է նկարում:



Նկ.

Առավելագույն ջերմաստիճան ունեցող կետի ջերմաստիճանի հաշվարկային և փորձնական արժեքները և նրանց գնահատումը բերված է աղյուս. 2-ում:

Աղյուսակ 2

N փաթ.	հոսանքի խտությունը Ա/մմ^2	Ջերմահաղ. գործակիցը	ϑ_{max} փորձնական $^{\circ}\text{C}$	ϑ_{max} հաշվարկային $^{\circ}\text{C}$	սխալանքը ϑ_{max} %
1	0.5	0.91	0.9	0.8	11.2
	0.92	0.91	2.9	2.7	7.4
	1.34	0.91	6.0	5.7	5.0
2	0.5	0.91	2.5	2.23	12.5
	0.92	0.91	7.5	7.53	4.9
	1.34	0.91	16.5	15.9	3.8

Ինչպես երևում է աղյուս.2-ից և նկարից ջերմաստիճանների միջև առավելագույն սխալանքը չի գերազանցում 12.5%-ը, որի շնորհիվ հաշվարկման բանաձևերը կարելի է օգտագործել համապատասխան հաշվարկներում:

Գրականություն

- Гомтер Г. Нагревание и охлаждение электрических машин.-М.: Госэнергоиздат, 1961.
- Нерсисян С. Г., Оганесян Ю. А., Киракосян А.А. Расчет наиболее нагретой точки обмотки низшего напряжения сухого трансформатора //Известия НАН РА и ГИУА. -Ереван, 2001.-Т. LIV. -С.76-80.
- Исаченко В.П., Осипова В. А., Сукомел А. С.Теплопередача. -М-А.: Энергия. -1965.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ԱԷԿ-Ի ԱՌԱՋԻՆ ԿՈՆՏՐՈՒԹՅԱՆ ԱՐՏԱՀՈՍՔԻ ԴԵՊՔՈՒՄ ՈՒՆԱԿՏՈՐԻ ԱՆՎՏԱՆԳ ԿԱՆԳԸ ԱՊԱՀՈՎՈՂ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐԻ ՀԱԿԱՆԱԿԱՆԱՅԻՆ ԿԵՐՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա. Գևորգյան, Շ.Պողոսյան

Ներածություն: Հայկական ԱԷԿ-ում (ՀԱԷԿ) շահագործվող ռեակտորը հանդիսանում է առաջին սերունդի ռեակտորներից մեկն է: Որպես նախագծման հիմք օգտագործվել է ՋՋԷՌ-440/230 տիպի ռեակտորային տեղակայանքի հայեցակարգը: ՋՋԷՌ տիպի ռեակտորների համար կատարված հետազոտությունները ցույց են տվել, որ այդ տիպի ԱԷԿ-ներում միջուկային անվտանգության հիմնական խնդիրը հանդիսանում է

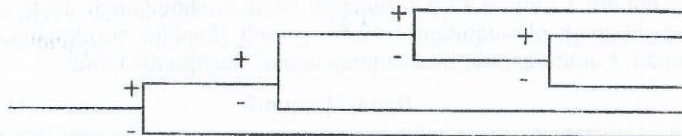
են առաջին կոնտուրից արտահոսքով պայմանավորված վթարները [1]: Այդ առումով Հայկական ԱԷԿ-ը բացառություն չի կազմում:

Աշխատանքի նպատակը: Առաջին կոնտուրի արտահոսքի դեպքում պահանջվում է ԱԷԿ-ի մի շարք համակարգերի համակցված աշխատանք: Սույն աշխատանքի նպատակն է գնահատել ՀԱԷԿ-ի առաջին կոնտուրից արտահոսքով պայմանավորված վթարի դեպքում աշխատող հիմնական համակարգերի հուսալիության աստիճանը, ի հայտ բերել համակարգերի հուսալիության վրա ազդող հիմնական գործոնները և մշակել այդ համակարգերի հուսալիությունը բարձրացնող համապատասխան միջոցառումներ:

Հուսալիության գնահատման հավանականային մեթոդը: Հետազոտությունը կատարելու համար օգտագործվել է հուսալիության գնահատման հավանականային մեթոդը, որի հիմնական քայլերը հետևյալն են՝

1. **Վթարային հաջորդականությունների վերլուծություն:** Վթարային հաջորդականությունների վերլուծությունը ենթադրում է վթարի դեպքում (տվյալ դեպքում՝ առաջին կոնտուրից արտահոսք) տեղի ունեցող պրոցեսների ուսումնասիրություն և այն համակարգերի ընտրություն, որոնց աշխատանքը կապահովի ԱԷԿ-ի անվտանգ կանգը: [2] Վթարային հաջորդականությունների (ՎՀ) վերլուծությունը կատարվում է պատահարների ծառերի (ՊԾ) կառուցման միջոցով: ՀԱԷԿ-ի առաջին կոնտուրից արտահոսքով պայմանավորված վթարի համար կառուցված ՊԾ բերված է նկ.1-ում: ՊԾ-ի վերևում նշված են այն համակարգերը, որոնց աշխատանքը անհրաժեշտ է դիտարկվող վթարի ժամանակ («+») նշանը նշանակում է համապատասխան համակարգի վրա դրված ֆունկցիայի կատարում, իսկ «-» նշանը՝ համակարգի խափանում [3]:

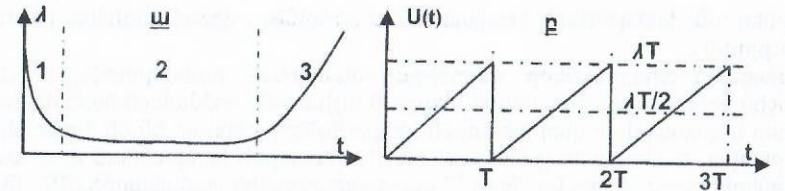
Течь из ТК	Аварийная подпитка ТК	Спринклерная система	Система вентиляции	Дополнение воды в Б-В/2
------------	-----------------------	----------------------	--------------------	-------------------------



Նկ. 1: Առաջին կոնտուրի արտահոսքով պայմանավորված վթարի ՊԾ

2. **ԱԷԿ-ի համակարգերի մոդելավորում:** ՊԾ-երի կառուցումից հետո հստակեցվում են ԱԷԿ-ի այն համակարգերը, որոնց աշխատանքը անհրաժեշտ է առաջին կոնտուրից արտահոսքով պայմանավորված վթարի զարգացման տարբեր ճյուղավորումների դեպքում: Այնուհետև կազմվում է ուսումնասիրվող համակարգերի (ԱՀՎ համակարգեր): Յուրաքանչյուր համակարգի համար անհրաժեշտ է կատարել վերլուծություն որի նպատակներն են. 1. գնահատել համակարգի խափանման հավանականությունը, 2. գնահատել համակարգի թույլ օղակները հետագա ուժեղացման նպատակով: ԱՀՎ համակարգերի վերլուծությունը կատարվել է խափանումների ծառերի մեթոդով [4], Risk Spectrum ծրագրային փաթեթի օգնությամբ:

3. **Տվյալների վերլուծություն:** Խափանումների ծառերի մեջ ներառված հանգույցների խափանման հավանականության որոշման համար, հանգույցները անհրաժեշտ է բաժանել խմբերի (պոմպեր, փականներ, ռելեներ, տվիչներ և այլն): Համակարգի հանգույցների խափանման λ ինտենսիվությունը հանդիսանում է



Նկ. 2: Համակարգի հանգույցների խափանման ինտենսիվության և պարբերաբար փորձարկվող կոմպոնենտի անաշխատունակության փոփոխությունները ըստ ժամանակի տվյալ հանգույցի հուսալիության հիմնական բնութագրի: λT մեծությունը, դա է-ից $t+dt$ ընկած ժամանակահատվածում տվյալ հանգույցի խափանման հավանականությունն է, այն պայմանով, որ t պահին տվյալ հանգույցը աշխատունակ էր [5]: Հանգույցի խափանման ինտենսիվության մեծության ֆունկցիայի կախվածությունը ժամանակից՝ $\lambda(t)$, բերված է նկ.2ա-ում: Կախված աշխատանքի բնույթից հանգույցները բաժանվում են 3 հիմնական խմբերի: Յուրաքանչյուր խումբը բնութագրվում է հետևյալ խափանման մոդելներով [6]՝

• Զվերականգնվող հանգույցներ

Այս դեպքում խափանման մոդելը հետևյալն է՝

$$U(t) = \lambda t - \frac{(\lambda t)^2}{2!} + \frac{(\lambda t)^3}{3!} - \dots + \frac{(\lambda t)^n}{n!} \approx \lambda t$$

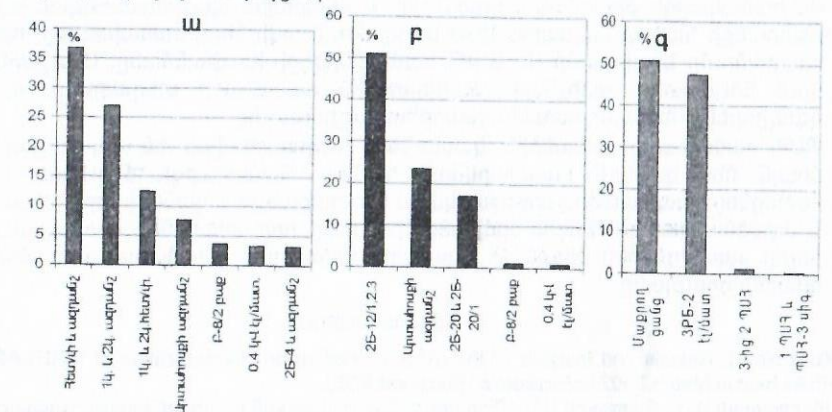
որտեղ՝ $U(t)$ - հանգույցի անաշխատունակությունն է, λ - խափանման ինտենսիվությունը, t -աշխատանքի ժամանակը

• Պարբերաբար փորձարկվող հանգույցներ

Այս դեպքում խափանման մոդելը հետևյալն է, տես նկ.2բ՝

$$U = \frac{1}{T} \int_0^T U(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T \lambda t dt = \frac{\lambda T}{2}$$

• Վերականգնվող հանգույցներ



Նկ.3: Ստացված արդյունքները

Այս դեպքում կոմպոնենտի խափանման մոդելը հետևյալն է՝

$$t \rightarrow \infty, U(t) = 1 - \frac{\mu}{\lambda + \mu} \approx \frac{\lambda}{\lambda + \mu}$$

որտեղ μ -ն կոմպոնենտի խափանման դեպքում նրա վերականգնման ինտենսիվությունն է:

Ստացված արդյունքները: Վերոհիշյալ մեթոդիկան օգտագործվել է ՀԱԷԿ-ի առաջին կոնտուրից արտահոսքի դեպքում աշխատող հիմնական համակարգերի համար և կատարված վերլուծության արդյունքները բերված են նկ.3-ում: նկ.3-ում բերված է վթարային լրասնման (ՎԼ) համակարգի խափանման վրա ազդող հիմնական գործոնները, նկ. 3բ-ում՝ ցայտաջրմուղային համակարգի (ՑՋ), նկ.3գ-ում՝ պատասխանատու սպառիչների հովացման համակարգի (ՊՍՀ):

Եզրակացություններ: Վերլուծության հիման վրա արված են հետևյալ եզրակացությունները և անվտանգության բարձրացման նպատակով տեխնոլոգիական միջոցների լավարկման առաջարկները՝

- Առաջին կոնտուրից արտահոսքերի դեպքում հնարավոր է զՇԽ-ի ջերմամեկուսիչ շերտի պոկում և զետմափորի հնարավոր խցանում, որը կհանգեցնի ՎԼ և ՑՋ համակարգերի խափանմանը: Որպես խնդրի լուծում է առաջարկվում զետմափորի վրա ֆիլտրող ցանցի տեղադրումը:
- ՎԼ և ՑՋ համակարգերի հիմնական սարքավորումները գտնվում են միևնույն սրակում և բաժանված չեն որևէ ֆիզիկական պատմեղով, դա հնարավորություն է ստեղծում համակարգերի միաժամանակ խափանման տեղային ընդհանուր պատճառով:
- P-8/2 բաքի խափանումը բերում է ՎԼ և ՑՋ համակարգերի միաժամանակ խափանմանը: Խնդրի լուծման համար առաջարկվում է ՎԼ և ՑՋ համակարգերի համար ստեղծել հնարավորություն ՀԱԷԿ-ի 1 էներգաբլոկի նմանատիպ P-8/1 բաքի բորացված ջրի պաշարի օգտագործում:
- ՑՋ համակարգը չի հանդիսանում երկկանալային, ինչը զգալիորեն փոքրացնում է նրա հուսալիության ցուցանիշները: Առաջարկվում է լրացնել համակարգը մեկ պոմպով և վերափոխել համակարգի խողովակազծերը՝ ըստ երկկանալային սկզբունքի:
- ՎԼ համակարգի միացման ազդանշանի և վթարային պաշտպանության աշխատանքի համար նախատեսված են միևնույն տվիչների համախումբը, որի խափանումը կհանգեցնի ՎԼ և ՎՊ համակարգերի խափանմանը: Առաջարկվում նույնատիպ տվիչների պահեստային համախումբի տեղադրում, որը զգալիորեն կմեծացնի համակարգերի հուսալիությունը:
- ՊՍՀ համակարգի առանձին կանալները նախատեսված են սպառիչների միայն մեկ կանալի սպասարկման համար: Համակարգի ճկունությունը մեծացնելու նպատակով առաջարկվում է յուրաքանչյուր կանալի արտածման և ներծծման խողովակների միմիանց միացումը, որը կբերի ՊՍՀ համակարգի բոլոր սպառիչներին միայն մեկ կանալի, պոմպերով ջրի մատակարարման հնարավորությանը:

Գրականություն

1. Kouzmina I. Results and Insights of the IAEA Workshop on Harmonization of VVER-440 PSAs held in March 2002 in Bratislava, Budapest 2003.
2. Ամիրջանյան Ա.Ս., Գևորգյան Ա.Ա., Պողոսյան Շ.Վ. Հայկական ԱԷԿ-ի անվտանգ կանգառի հասցնելու բոկ-սխեմայի ստեղծումը //Հայաստանի Պետական ճարտարագիտական Համալսարանի տարեկան գիտաժողով: Ելույթների ժողովածու: - Երևան, 2004. - 3. 1:
3. Самохин Г.И. Моделирование аварийных последовательностей: Техническое совещание по вопросам ВАБ. -Ереван, 2003.

4. REG-0492, Fault Tree Handbook, U.S. Nuclear Regulatory Commission, Washington D.C. 1982.
5. Антонов А.В., Острейковский В. Оценивание характеристик надежности элементов и систем ЯЭУ комбинированными методами.- М.: Энергоатомиздат, 1993.
6. Basic Course On Frequency Assessment, Serco Assurance, Weymouth, United Kingdom, 2002.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК С ГАЗОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ В УСЛОВИЯХ АРМЕНИИ

В.Хараян

ТЭЦ с газопоршневыми двигателями (цикл Отто) получают все большее распространение в системах промышленного и коммунального теплоснабжения. Хорошая приспособленность к несению низких и циклических нагрузок, мобильность, маневренность, возможность использования различных газов (природный, сжиженный, шахтный, свалочный и пр.), легкость монтажа модулей газопоршневых двигателей, наряду с высокой энергоэффективностью, придают таким установкам хорошую перспективность в системах децентрализованного производства энергии. Преимущественному применению газопоршневых двигателей в когенерационных (теплофикационных) системах способствует также высокий уровень электротеплового отношения по сравнению с другими первичными двигателями [1].

Целью настоящей статьи является изучение реальных возможностей применения газопоршневых ТЭЦ для теплохладоснабжения в условиях Армении.

Газопоршневые двигатели для ТЭС и ТЭЦ выпускаются такими ведущими компаниями, как Wartsila (Финляндия), Deutz (Германия), Caterpillar (США) и др. [2]. Вплоть до электрических мощностей 30 МВт эти установки имеют меньшие удельные капиталовложения по сравнению с ГТУ. Для установок мегаваттного класса эта разница может составить до 30-40%. Некоторые технико-экономические показатели установок производства Deutz приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технико-экономические показатели двигателей Deutz

Наименование	Ед.изм.	TBG 616	TBG 620	TCG 2020	TCG 2032
Мощность электричес.	кВт	507	1022	1950	3916
КПД электрический	%	37.7	40.2	41.1	41.4
Эл./тепл. отношение	-	0.79	0.88	0.96	0.93
Стоимость	тыс. \$ США	512	753	1086	-
Стоимость "под ключ"	\$ США/ кВт	830-1020	660-830	520-650	500-620

Одной из особенностей двигателей является сравнительно низкий температурный уровень выхлопных газов, позволяющий генерировать пар низкого давления примерно до 1 МПа. Ещё более низкопотенциальные потоки утилизируемого тепла систем охлаждения (до 90°C), смазки (до 70-75°C) и наддувочного компрессора (до 120°C) определяют промышленное применение двигателей в следующих целях [2]:

- отопление и бытовое горячее водоснабжение;

- абсорбционное производство холода;
- предварительный подогрев конденсата или подпиточной воды котельных;
- подогрев природного газа в регазификационных станциях и т.д.

В газопоршневых двигателях Wartsila количественное соотношение утилизируемых потоков выхлопных газов, систем охлаждения, смазки и наддува составляет: 55:33:7:5%. Это соотношение, однако, может существенно изменяться в зависимости от параметров вторичного теплоносителя и схемы утилизации тепла.

Для изучения экономической целесообразности применения этой технологии при нынешних условиях Армении были рассмотрены 3 варианта размещения ТЭЦ, оборудованной двумя двигателями Wartsila 34 SG с единичной мощностью в 8.73 МВт(э). Расчёты показали, что при оптимальном тарифе электроэнергии, равном тарифу замыкающей ТЭС Армении (Разданская, 15.244 др./кВтч), работа ТЭЦ по электрическому графику без утилизации сбросного тепла не обеспечивает достаточную рентабельность.

Положение несколько меняется при работе ТЭЦ по отопительному графику в условиях города Гюмри и по тепловому графику (отопление и ГВ) в условиях города Еревана. В обоих вариантах общее число рабочих часов принималось 8000ч. В отопительный сезон при работе по тепловому графику выработка электроэнергии определялась через электротепловое отношение ϵ по формуле

$$E_{\sigma} = \epsilon \cdot Q_{\sigma}^p \zeta_{\sigma} \cdot \phi,$$

где Q_{σ}^p - расчетная отопительная нагрузка, кВт; ζ_{σ} - продолжительность отопительного сезона, ч; ϕ - коэф. средней нагрузки, для Еревана - 0.47, для Гюмри-0.49.

Во внеотопительный период выработка электроэнергии определялась в виде

$$E_H = N_{\sigma}(8000 - \zeta_{\sigma})K_p,$$

где N_{σ} - установленная мощность ТЭЦ, кВт(э); K_p - коэф., учитывающий нагрузку и готовность оборудования - принят 0.87.

При таком интенсивном использовании оборудования ТЭЦ показатели экономической эффективности при различных тарифах на тепло- и электроэнергию в условиях Гюмри и Еревана сведены в табл. 2.

Таблица 2

Внутренняя норма доходности инвестиции на ТЭЦ, %

Город	Тэ=14.06 др/кВтч			Тэ=16.87 др/кВтч		
	Тг=5.62др/кВтч	8.43	11.25	5.62	8.43	11.25
г. Гюмри	12.36	13.96	15.51	18.30	19.96	21.39
г. Ереван	14.20	16.62	18.96	20.18	22.42	24.62

Сравнение данных табл.2 показывает, что влияние горячего водоснабжения на рентабельность ощутимо, даже в условиях более мягкого отопительного сезона г.Еревана. Таким образом, при конкурентном тарифе на электроэнергию эта технология может обеспечить конкурентный, с прямым газовым отоплением, тариф на теплоэнергию.

Для анализа эффективности ТЭЦ с газопоршневыми двигателями при переходе на летний режим абсорбционного хладоснабжения необходимо

сопоставить дополнительные инвестиции на центральную абсорбционную установку (примерно 100-120\$ США/кВт(э)) с дополнительным доходом, получаемым за счет полной загрузки установки по теплу. При внутренней норме доходности в 12-14% эти вложения оправдываются, если число часов использования установленной хладопроизводящей тепловой мощности выше 2000 и тариф хладоснабжения составляет 200-250% от тарифа на тепло.

Заклучение

1. Газопоршневые ТЭЦ хорошо приспособлены для покрытия низких и циклических нагрузок. В диапазоне 50-100% от номинальной мощности они имеют практически неизменные электрический и общий КПД.
2. Несмотря на высокий электрический КПД, газопоршневые ТЭЦ в режиме генерации только электроэнергии неконкурентоспособны на нынешнем рынке электроэнергии Армении.
3. Газодвигательная ТЭЦ 17 МВт (э) в условиях Гюмри и Еревана может отпускать отопительное тепло со стоимостью, конкурентной с прямым газовым отоплением.
4. Утилизация тепла ТЭЦ для производства абсорбционного холода экономически оправдана при очень высокой степени загрузки и высоком тарифе на холод.

Литература

1. Нугматулин И.Н., Ценев В.А., Шляхин П.Н. Тепловые двигатели.-М.: Высшая школа, 1974.
2. Cogeneration and on-site power production. World alliance for decentralized energy. September-october 2005.

ՇԵՆՔԻ ԶԵՆՈՒՑՄԱՆ ԶԵՐՄԱՅԻՆ ԲՆՈՒՔԱԳՐԻ ԵՎԱԶԱԳՈՒՅՆ ԱՐԺԵՔԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Ե. Շամամյան

Շենքի ջեռուցման ջերմային բնութագիրը (q) ցույց է տալիս ջերմային կորուստների մեծությունը շենքի միավոր ծավալից, ներսի և դրսի օդի ջերմաստիճանային տարբերության մեկ աստիճանի դեպքում:

Ըստ պրոֆ. Երմոլակի [2] այն որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$q = \frac{P}{S} [K_w + \phi(K_l - K_w)] + \frac{1}{H} (\psi_1 \cdot K_w + \psi_2 \cdot K_h) \quad (1)$$

որտեղ P -ն շենքի հորիզոնական կտրվածքի պարագիծն է, մ; S -ն շենքի հորիզոնական կտրվածքի մակերեսն է, մ²; H -ը շենքի բարձրությունն է, մ; K_w, K_l - պատի և լուսանուտի ջերմափոխանցման գործակիցներն են, Վտ/ մ² 0C; K_w, K_h - ը առաստաղի և հատակի ծածկերի ջերմափոխանցման գործակիցներն են, Վտ/ մ² 0C; ϕ -ն շենքի ապակեպատման գործակիցն է, որն իրենից ներկայացնում է բոլոր լուսանուտների գումարային մակերեսի հարաբերությունը շենքի ընդհանուր կողային մակերեսին; ψ_1, ψ_2 - ը գործակիցներ են, որոնք հաշվի են առնում նկուղում և տանիքում ներսի օդի և դրսի օդի ջերմաստիճանների տարբերությունը: Շենքի պատի, լուսանուտի, առաստաղի կամ հատակի ծածկերի ջերմափոխանցման գործակիցները ունեն որոշակի նշանակություն և դրսի օդի ջերմաստիճանների փոփոխության ոչ մեծ միջակայքում էապես չեն փոխվում:

Պատի ջերմփոխանցման գործակիցը հիմնականում կախված է պատի կառուցվածքից՝ պանելային թե՛ քարե: Լուսամուտի ջերմափոխանցման գործակիցը կախված է լուսամուտի փեղկերի թվից՝ մեկ, երկու թե՛ երեք և այլն:

Առաստաղի և հատակի ծածկերի ջերմափոխանցման գործակիցները կախված են միայն ծածկի պանելային կառուցվածքից և անփոփոխ են: (1) բանաձևում միջակ և փոքր փակագծերի արտահայտությունները կարելի է նշանակել K_1 և K_2 տառերով, որոնք տվյալ տիպի շենքերի համար փոփոխություն չեն կրում [1]:

$$K_1 = K_{\text{պ}} + \varphi(K_1 - K_{\text{պ}}) \quad (2)$$

$$K_2 = \psi \cdot K_{\text{ա}} + \psi_2 \cdot K_{\text{հ}} \quad (3)$$

Այսպիսով, շենքի ջեռուցման ջերմային բնութագիրը կարելի է արտահայտել հետևյալ ձևով՝

$$q = \frac{P}{S} K_1 + \frac{1}{H} K_2 \quad (4)$$

Շենքի հիմքի երկարության և լայնության հարաբերությունը կարելի է նշանակել n տառով, իսկ լայնությունը նշանակելով x տառով, (4) արտահայտությունը կարելի է գրել հետևյալ տեսքով՝

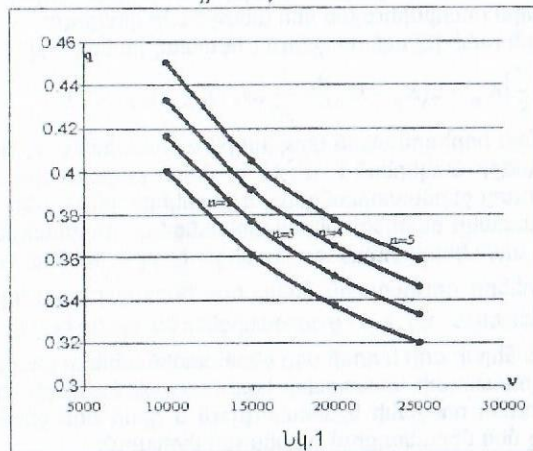
$$q = \frac{2(n+1)}{n} \cdot \frac{K_1}{x} + \frac{nK_2}{V} x^2 \quad (5)$$

Այսպիսով տվյալ V ծավալով շենքի համար ջեռուցման ջերմային բնութագիրը կախված է շենքի հիմքի մեկ կողմից և կողմերի հարաբերությունից: Շենքի ջեռուցման ջերմային բնութագրի նվազագույն արժեքի որոշման համար գտնենք (5) արտահայտության մասնակի ածանցյալը, ըստ x -ի և այն հավասարեցնենք 0-ի:

$$\frac{\partial q}{\partial x} = -\frac{2(n+1)K_1}{n \cdot x^2} + 2 \frac{nK_2}{V} x = 0, \quad x = 3 \sqrt{\frac{K_1(n+1)}{K_2 n^2}} V \quad (6)$$

Տեղադրելով x -ի արժեքը (6) արտահայտությունից (5) բանաձևում, կարելի է գտնել ջեռուցման ջերմային բնութագրի նվազագույն արժեքը որոշող արտահայտությունը՝

$$q_{\text{min}} = \frac{3(n+1)^{0.67} \cdot K_1^{0.67} \cdot K_2^{0.33}}{n^{0.33} \cdot V^{0.33}} \quad (7)$$



Շենքի ջեռուցման ջերմային բնութագրի նվազագույն արժեքի կախումը շենքի ծավալից և հիմքի կողմերի հարաբերական մեծությունից բերված է Նկ. 1-ում:

Ինչպես երևում է բերված գրաֆիկից, որքան մեծ է շենքի ծավալը այնքան փոքր է ջեռուցման ջերմային բնութագրի նվազագույն արժեքը: Այն ավելի փոքր է շենքի հիմքի երկայնական և լայնական չափերի հարաբերության փոքր արժեքի դեպքում:

Գրականություն

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. -М.: Изд. МЭИ, 1999. -472 с.
2. Ермолаев Н. С. К вопросу об определении тепловой характеристики здания //Отопление и вентиляция, 1982, N 4. - С. 18-21.