

RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE
SILTUMA, GĀZES UN ŪDENS TEHNOLOĢIJAS INSTITŪTS

Laura GOLDBERG

GĀZTURBĪNU SILTUMMAIŅU APRĒĶINU
MATEMĀTISKIE MODEĻI

Promocijas darba kopsavilkums

Zinātniskais vadītājs
LZA korespondētājloceklis
Dr. Habil. Sc. Ing., profesors
A. KRĒSLIŅŠ

RTU Izdevniecība
Rīga - 2004

DARBA VISPĀRĒJS RAKSTUROJUMS

Darba aktualitāte

Gāzturbīnu iekārtu ekspluatācijas gaitā ir nepieciešama atsevišķo gāzturbīnas iekārtas elementu un saistīto komponentu parametru bieža maiņa. Šīs izmaiņas ir saistītas ar siltuma un elektriskās slodzes izmaiņām, kā arī sezonālām un diennakts āra gaisa parametru izmaiņām. Tas nosaka gāzturbīnas agregātu siltumtehniko parametru aprēķinu nepieciešamību ļoti plašā sākuma parametru diapazonā.

Siltummaiņu siltumtehniko aprēķinu gaitā tiek izmantoti vairāki siltuma pārējas vienādojumi, kas iekļauj sevī meklējamos lielumus netiešā un transcendentā formā. Tāpēc aprēķinos jāizmanto pakāpeniskās tuvināšanas metodi. Aprēķinu darbietilpība strauji pieaug mainīgo režīmu aprēķinu gadījumā. Ņemot vērā augstāk minētus faktorus, ir īpaši svarīgi izstrādāt tādu aprēķinu metodi, kas ļautu ātri un precīzi aprēķināt gāzturbīnas darba parametrus kā projekta stadijā, tā arī ekspluatācijas laikā.

Darba mērķis ir izstrādāt analītisko matemātisko modeli gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu aprēķinam un ieviest šo aprēķina modeli kā speciālo datorprogrammu, kas ļautu efektīvi, ātri, ar minimālo darbietilpību izvēlēties pieņemamus risinājumus daudzvariantu aprēķinu gaitā turbīnas projektēšanas un ekspluatācijas laikā.

Aizstāvēšanai tiek piedāvāti:

1. Siltummaiņu termiskā stāvokļa datormodelis .
2. Siltummaiņu termiskā aprēķina analītisks risinājums ar datorprogrammas palīdzību pie mainīgiem sākuma parametriem.
3. Siltumapmaiņas virsmas kontroles metodika siltummaiņu ekspluatācijas laikā.
4. Siltumapmaiņas laukuma piespiedu izmaiņu ievērošanas metodika siltummaiņu parametru aprēķinos pie mainīgiem darba režīmiem,
5. Siltumnesēju plūsmas virziena piespiedu izmaiņu ievērošanas metodika siltummaiņu parametru aprēķinos pie mainīgiem darba režīmiem.

Zinātniskā novitāte

1. Siltummaiņu termiskā aprēķina analītiskie risinājumi nominālā un mainīgajos darba režīmos.

2. Metodiku kompleksa izveide, kas (autu siltummaiņu darbības laika veikt aprēķinus un operatīvo regulēšanu, ņemot vērā siltummaiņas laukuma piespiedu izmaiņas, ko, piemēram, var izsaukt siltumnesēju cauruļu nobloķēšana avārijas situācijās gadījumā, vai siltumnesēju plūsmas virziena piespiedu izmaiņas.

Rezultātu ticamību un pamatotību pēc dotās un normatīvas metodikas apstiprina rezultātu sakrītība ($\leq 2.0\%$) aprēķiniem, kas veikti ar piedāvāto metodiku un normatīvo metodiku.

Darba praktiskā nozīme ir acīmredzama, jo izstrādātais matemātiskais modelis, ko autore ir pārvērtusi datorprogrammās, ir praktiski pielietojams un bija izmantots SIEMENS rūpnīcā sarežģīto gāzesturbīnu agregātu projektēšanā.

Darba materiāli tiek izmantoti mācību procesi kursā *Gāzesturbīnu iekārtu siltuma apmaiņas aparāti*.

Aprobācija

Darba galvenie rezultāti bija ziņoti un apspriesti zinātniski-tehniskās konferencēs Mīnhenē (1999.), Eriāgenā (2000.), Maskavā (2001.), Sankt-Peterburgā (2002.) un Rīgā (2003. un 2004.)

Publikācijas

Darba galvenie rezultāti ir nopublicēti zinātniskajos rakstos un mācību grāmatās. Kopskaitā autore ir publicējusi 9 ar šo tēmu saistītus darbus, ieskaitot 1 monogrāfiju un 2 mācību grāmatas.

Autores personisks ieguldījums

Darba kopsavilkums apkopo pētījumu rezultātus, ko darba autore veica patstāvīgi un sadarbībā ar citiem zinātniekiem, kas strādāja saistītās pētniecības tēmās. Autores ieguldījums problēmas risinājumā iekļauj sevī: problēmas identifikāciju, pētījumu mērķu noteikšanu; matemātisko modeļu izstrādi gāzesturbīnas iekārtas siltummaiņu termiskiem aprēķiniem ar atbilstošās programmatūras izstrādi; aprēķinu paņēmieni izstrāde, kas aprēķinos pie mainīgiem darba režīmiem (auj kontrolēt siltuma apmaiņas laukuma izmaiņas un ņemt vērā siltuma apmaiņas laukuma un siltumnesēju plūsmas virziena piespiedu izmaiņas.

Darba struktūra

Darbs sastāv no ievada, piecām nodaļām un secinājumiem. Tajā ir 108 lappuses ar tekstu krievu valodā, 22 attēli, pielikumi (tabulas) uz 16 lappusēm. Literatūras sarakstā ir 106 avoti.

PROMOCIJAS DARBA SATURS

Ievadā ir formulēti darba mērķi un parādīta tēmas aktualitāte.

Pirmā nodaļā ir parādīta gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu loma Tehniski-ekonomisko rādītāju paaugstināšanā pie gāzturbīnas iekārtas patstāvīgas darbības un koģenerācijas stacijas sastāvā.

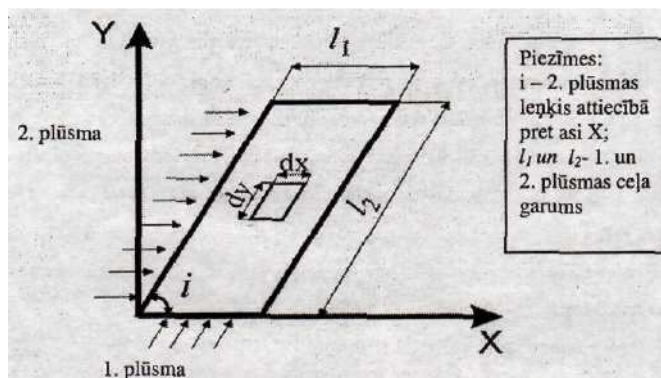
Ir veikts ar gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu aprēķinu, projektēšanu un ekspluatāciju saistītu literatūras avotu apskats un analīze.

Darbā ir izanalizētas divas galvenās siltummaiņu aprēķinu metodes. Pirmā metode balstās uz vidējo temperatūras spiedienu Δt_{cp} , otrā metode izmanto siltummaiņu termiskās lietderības koeficienta η un siltuma pārejas parametra N attiecību. Darbā ir dotas atsauces uz tādu zinātnieku darbiem kā S.S. Berman, L.G. Gelfenbein, M.D. Grjaznov, Y.M. Dedusenko, E.K. Koškin, V.M. Kalinin, A.L. London, E.Y. Sokolov, V.M. Keis, Helmut Hausen, V.V. Uvarov u. c.

Pastāvošās gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu aprēķinu metodes mainīgos darba apstākļos ir sarežģītā un darbietilpīgas.

Veiktās analīzes gaitā kļuva iespējams ne tikai kritiski apskatīt esošās gāzturbīnas iekārtu aprēķina metodes, bet arī izveidot jaunu gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu aprēķina metodi, kas ir efektīva gan projektēšanas, gan siltummaiņu ekspluatācijas stadijā.

Otrā nodaļā ir apskatīts gāzturbīnas iekārtas termiskā stāvokļa modelis shēmai ar parasto siltumnesēju plūsmu virzienu. Shēma ar parasto siltumnesēju plūsmu virzienu ir parādīta 1.att.



1.att. Parastais siltumnesēju plūsmu virziens

Pie $i = 0$ tiek novērota paralēla plūsma, pie $i = \frac{\pi}{2}$ ir zem taisna leņķa krustojošas

plūsmas, pie $i = \pi$ ir pretplūsma, pie $\frac{\pi}{2} > i > 0$ un $\frac{\pi}{2} < i < \pi$ ir gadījumi, kad

plūsmas krustojas pie noteikta leņķa.

Uzdevuma risināšanā tiek apskatīts vienkāršots gadījums. Tajā tiek pieņemts kā matricā un siltumnesēju plūsmās nav gareniskās siltumvadītspējas; jebkurā plūsmas punktā siltumnesēju plūsma ir viendimensiju plūsma; matricas termiskā pretestība virzienā, kas ir perpendikulārs siltumnesēju plūsmai, ir niecīga un nav ņemama vērā; matricas un siltumnesēju siltumietilpība, blīvums, siltuma atdeves koeficienti, ātrums un caurplūdums nav atkarīgi no temperatūras, laika un koordinātēm.

Gala varianta enerģijas diferenciālo vienādojumu sistēma matricai un siltumnesējiem pēc pārveidojumiem izskatās sekojoši:

$$-\left(\frac{\partial t_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial t_1}{\partial \xi}\right) = N_1(t_1 - t_m); \quad (1)$$

$$\tau \frac{\partial t_2}{\partial \varphi} + \frac{l_2}{l_1} \frac{\partial t_2}{\partial \xi} \cos i + \frac{\partial t_2}{\partial \psi} \sin i = N_2(t_m - t_2); \quad (2)$$

$$\bar{C}_m \frac{dt_m}{d\varphi} = N_1(t_1 - t_m) - \frac{W_1}{W_1} N_2(t_m - t_2), \quad (3)$$

kur $\zeta = x/l_1$, $\Psi = y/l_2$, $\varphi = \tau/\tau_l$ koordinātu un laika bezizmēra lielumi; t ir vides temperatūra, °C; $\tau = \tau/\tau_2$; $W = GC_p$; $N_1 = \alpha_1 F_1/W_1$; $N_2 = \alpha_2 F_2/W_2$; $C_M = m_M C_M / (m_l C_{pl})$; G ir siltumnesēja caurplūde, kg/s; C_p īpatnējā siltumietilpība pie pastāvīgā spiediena, J/kgK; F ir siltumapmaiņas laukums, m²; α ir siltuma atdeves koeficients, kJ/(m²·h·K). Indeksi «1», «2» un «M» apzīmē siltummaiņa primāro, sekundāro siltumnesēju un matricu.

Vienādojumu (1), (2), (3) sistēma ir noslēgta, jo vienādojumu skaits ir vienāds ar nezināmo t_1 , t_2 un t_m skaitu. Vienādojumu sistēma ir atrisināta pie $F_1 = F_2$ un $i = \pi$; $\pi\pi$; 0 stacionārā režīmā.

Balstoties uz šo matemātisko modeli bija iegūti sekojošie vienādojumi siltumapmaiņas laukuma noteikšanai.

Visām siltumnesēju kustības shēmām pie $W_M/W_0 = 0$

$$F = A \ln \frac{1}{1 - \eta_\tau}, \quad (4)$$

kur $A = W_M/K = const$; η_τ ir siltummaiņa termiskās efektivitātes koeficients; K ir siltumvadītspējas koeficients, kJ/m²·h·K; indeksi «M» un «0» attiecas pie mazākiem un lielākiem W lielumiem.

Visām siltumnesēju kustības shēmām pie $W_M/W_0 = 1$, iznāk:

paralēlai plūsmai:

$$F = 0,5A \ln \frac{1}{1 - 2\eta_\tau}, \quad (5)$$

* pretplūsmai:

$$F = A \frac{\eta_\tau}{1 - \eta_\tau}, \quad (6)$$

Sķērsplūsmi plūsmi ar viena siltumneseja sajaukšanu:

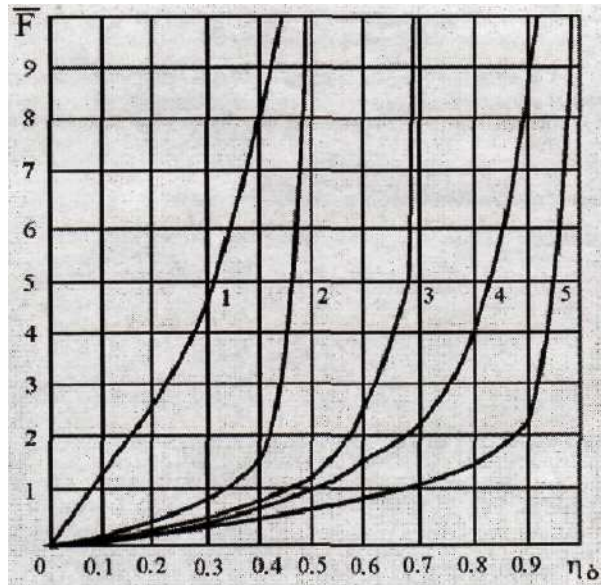
$$F = A \ln \left(1 - \ln \frac{1}{1 - \eta_\tau} \right)^{-1}, \quad (7)$$

Sķērsplūsmi ar abu siltumnesēju sajaukšanu:

$$F = A \ln \frac{1}{1 - 2\eta_\tau} \quad (8)$$

Siltummaiņu siltumapmaiņas laukuma aprēķina rezultāti, aprēķināti ar formulu (4) - (8) palīdzību, kad $W_M/W_6 = 0$ un $W_M/W_6 = 1$ pie dažādām siltumnesēju kustības shēmām un termiskās efektivitātes koeficienta lielumiem η_τ ir apkopoti 1. tabulā un ilustrēti 2.att.

Vienādojumu (6) pirmo reizi ieguva 1935. gadā V.V. Uvarov pretplūsmas gaisa sildītājam. η_τ bija izmantots kā reģenerācijas pakāpe.



2. att. \overline{F} atkarība no η_T pie vienkāršām siltumnesēju kustības shēmām

1 - paralēlā plūsma ar $(W_M/W_6)=1$; 2-šķērsplūsmai ar abu siltumnesēju sajaukšanu ar $(W_M/W_6)=1$; 3 - šķērsplūsmai ar viena siltumnesēja sajaukšanu; 4 - pretplūsma ar $(W_M/W_6)=1$; 5 - visām kustības shēmām ar $(W_M/W_6)=0$

Tika izstrādāta siltuma pārējas koeficienta noteikšanas metodika, ņemot vērā siltumapmaiņas virsmu piesārņotību.

Tika izstrādāta metode, kas ļauj iekārtas projektēšanas stadijā noteikt siltummaiņu siltumapmaiņas virsmu tīrīšanas biežumu ekspluatācijas apstākļos.

1. tabula

Siltummaiņu siltumapmaiņas laukuma aprēķina rezultāti dažādām siltumnesēju kustības shēmām, aprēķināti ar formulu (4) - (8) palīdzību

η_T	Siltumapmaiņas laukums F/A pie $A = W_w/K = const$				
	$W_w/W_g=0$	$W_w/W_g=1$			
	Visām shēmām	Paralēlai plūsmai	Pretplūsmai	šķērsplūsma	
ar viena siltumnesēja sajaukšanu				ar abu siltumnesēju sajaukšanu	
0	0	0	0	0	0
0.1	0.104	0.111	0.111	0.122	0.223
0.2	0.223	0.256	0.250	0.253	0.512
0.3	0.357	0.471	0.429	0.441	0.942
0.4	0.513	0.805	0.668	0.716	1.610
0.5	0.692	∞	1.000	1.176	∞
0.6	0.914	-	1.500	2.450	-
0.7	1.205	-	2.333	-	-
0.8	1.609	-	4.000	-	-
0.9	2.300	-	9.000	-	-
1.0	∞	-	∞	-	-

Šis matemātiskais modelis bija realizēts uz personālā datora Windows 98 vide programmkompleksa TOANOM ietvaros.

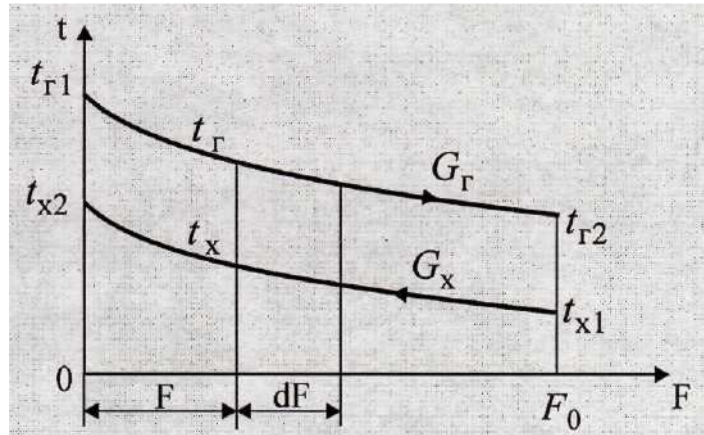
Treša nodala tiek raksturota gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu bezizmēra raksturlielumu noteikšanas metodika, realizēta uz personālā datora Windows 98 vidē. Metodikas pamatā ir siltumpārejas un siltuma bilances diferenciālo vienādojumu sistēma, kas tiek pievesta pie sekojoša enerģijas diferenciālā vienādojuma:

$$dQ = -G_r C_{p,r} dt_r = -G_x C_{p,x} dt_x = K(t_r - t_x) dF, \quad W, \quad (9)$$

kur dQ ir siltuma plūsma, kas iziet caur siltummaiņa laukuma elementu dF ; t, G, C_p, K ir attiecīgi temperatūra, siltumnesēja masas caurplūde, īpatnējā izobāras siltumnesēja siltumietilpība, siltummaiņa siltumvadītspējas koeficients; indeksi «r» un «x» attiecas uz karsto

(primāro) un auksto (sekundāro) siltumnesēju, indeksi «1» and «2» attiecas uz siltumnesēju parametriem ieejot un izejot no siltummaiņa.

Sekojošie vienādojumi bija iegūti pretplūsmu siltummainim, kura aprēķina shēma ir parādīta 3. att.



3. att. Gāzturbīnas iekārtas siltummaiņa ar pretplūsmu aprēķina shēma

F un F_0 - tekošā un pilnā siltumapmaiņas virsma; G_r un G_x - karstā (primārā) un aukstā (sekundārā) siltumnesēja cauļplūde; t_{r1} un t_{x1} - karstā (primārā) un aukstā (sekundārā) siltumnesēja temperatūra siltummaiņa ieejas punktos; t_{r2} un t_{x2} - karstā (primārā) un aukstā (sekundārā) siltumnesēja temperatūra siltummaiņa izejas punktos; t_r un t_x - karstā (primārā) un aukstā (sekundārā) siltumnesēja tekošās temperatūras siltummainī.

Relatīvās maksimālās siltuma jaudas vienādojums:

$$\bar{Q} = \frac{e^{kkF} - 1}{e^{mkF} - W} ; \quad (10)$$

Siltumnesēju galīgās temperatūras:

$$t_{r2} = t_{r1} - \overline{Q}(t_{r1} - t_{x1}), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11)$$

$$t_{x2} = t_{x1} + \overline{Q}\overline{W}(t_{r1} - t_{x1}), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12)$$

kur F ir siltummaiņa pilns siltumapmaiņas laukums, m^2 ;

$$m = \frac{1}{G_r C_{pr}} - \frac{1}{G_x C_{px}}; \quad \frac{h \cdot K}{kJ};$$

$\overline{W} = G_r C_{pr} / (G_x C_{px})$ ir karstā un aukstā siltumnesēja relatīvais ūdens ekvivalents.

Siltummaiņa pilns siltumapmaiņas laukums tiek noteikts pēc sek. formulas

$$F = \ln \left[\frac{(t_{r1} - t_{x1}) - (t_{r1} - t_{r2})\overline{W}}{t_{r2} - t_{x1}} \right] / (mk), \text{ } \text{M}^2. \quad (13)$$

Siltummaiņa konstrukcija tiek izvēlēta izejot no nominālā darba režīma aprēķina. Tāpēc ir jābūt zināmi lielumi, kas raksturo siltummaiņa nominālo darba režīmu. Konstruējot siltummaiņa darbības līkni citiem darba režīmiem, kas atšķiras no nominālā darba režīma, nominālie raksturlielumi tiek pārrēķināti. Lielumi, kas attiecas uz nominālo darba režīmu ir ar indeksu «0». Turklāt, tiek pieņemts, ka $C_{pr} = \text{const}$ un $C_{px} = \text{const}$.

Tad

$$\overline{W} = \overline{W}_0 (\overline{G}_r / \overline{G}_x); \quad (14)$$

$$m = \frac{1}{W_{r0} \overline{G}_r} - \frac{1}{W_{x0} \overline{G}_x}, \quad (15)$$

$$\text{kur } \overline{G}_r = G_r / G_{r0}; \quad \overline{G}_x = G_x / G_{x0}; \quad \overline{W}_0 = \frac{G_{r0} C_{pr}}{G_{x0} C_{px}}; \quad W_{r0} = G_{r0} C_{pr};$$

$$W_{x0} = G_{x0} C_{px}.$$

Siltuma atdeves koeficientu relatīvie lielumi a_r un a_x siltumnesēju puse ir noteikti ar sekojošiem vienādojumiem:

$$\bar{\alpha}_r = f_r(t) (\bar{G}_r)^{n_r} ; \quad (16)$$

$$\bar{\alpha}_x = f_x(t) (\bar{G}_x)^{n_x} , \quad (17)$$

$$\text{kur } f_r(t) = (\bar{\mu}_r)^m (\bar{Pr}_r)^m \bar{\lambda}_r \text{ un } f_x(t) = (\bar{\mu}_x)^m (\bar{Pr}_x)^m \bar{\lambda}_x \quad \text{temperatūras korekcijas funkcijas}$$

attiecīgi karstam un aukstam siltumnesējam; $\bar{\mu}$, \bar{Pr} , $\bar{\lambda}$ ir dinamiskās viskozitātes, Prandīla kritērija un siltumnesēja siltumvadītspējas koeficienta relatīvie lielumi.

Bija iegūts sekojošais vienādojums siltumvadītspējas koeficienta noteikšanai:

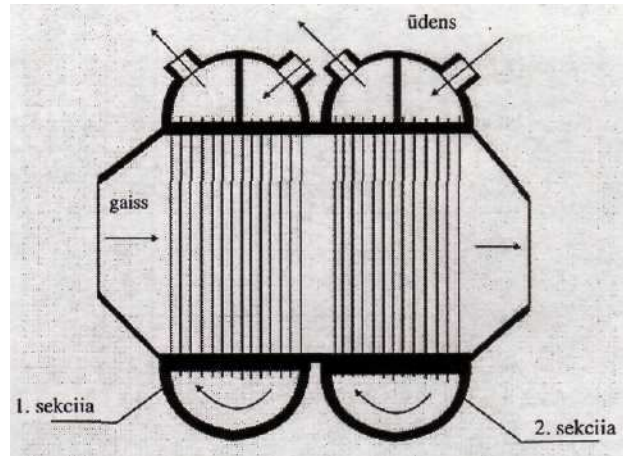
$$K = \frac{B}{\frac{1}{\alpha_{ro} f_r(t) (\bar{G}_r)^{n_r}} + \frac{1}{\alpha_{xo} f_x(t) (\bar{G}_x)^{n_x}} + R}, \quad \frac{kJ}{m^2 \cdot h \cdot K}, \quad (18)$$

kur B ir siltumapmaiņas virsmas piesārņojuma faktors ekspluatācijas laikā; R ir siltumapmaiņas virsmas termiskā pretestība.

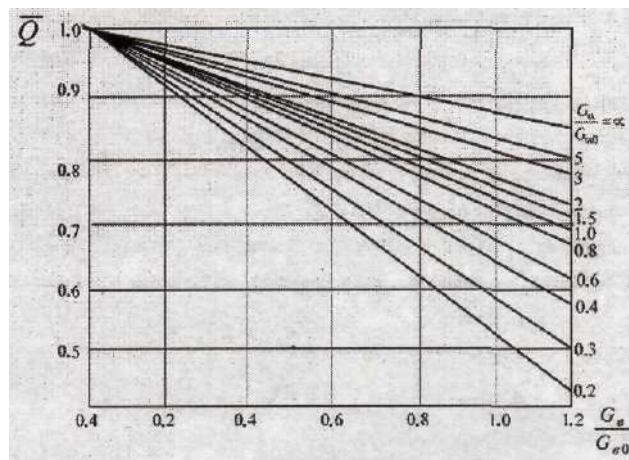
Tādējādi, izmantojot vienādojumus (10), (14), (15) un (18) ir iespējams izveidot siltummaina bezizmēra raksturojumu $\bar{Q} - \bar{W}$ koordinātēs. Funkciju $f_r(t)$ un $f_x(t)$ veids tiek noteikts konkrēta siltumraaiņa aprēķina laikā.

Tika izveidotas rekomendācijas siltummaiņu aprēķinam ar pretplūsmu vai paralēlu plūsmu uz bezizmēra raksturojumu pamata, kas ir iegūtas aprēķinos siltummaiņiem ar pretplūsmu.

Izmantojot piedāvāto metodiku ir izveidoti bezizmēra raksturojumi (5. un 6. att.) gāzturbīnas iekārtas starpposmu gaisa atdzesēšanas siltummainim ar divām sekcijām (4.att.).



4.att. Gāzturbīnas iekārtas starposmu gaisa atdzesēšanas siltummainim ar divām sekcijām



5. att. Starposmu gaisa atdzesēšanas siltummaiņa ar divām sekcijām

raksturojumi $\bar{Q} = \frac{G_{\theta}}{G_{\theta 0}}$

koordinātēs pie $G_{b0} = 225,7 \text{ kg/s}$, $G_{w0} = 750 \text{ t/h}$.

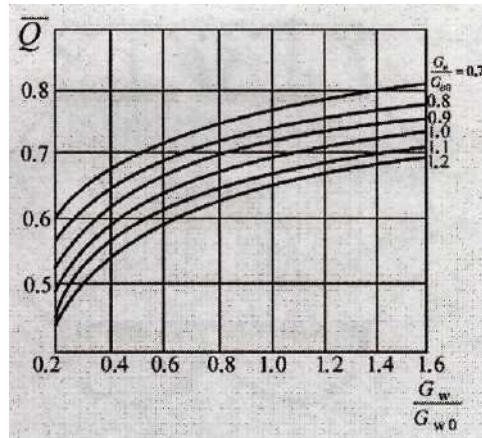


Fig. 6. Starposmu gaisa atdzesēšanas siltummaiņa ar divām sekcijām raksturojumi

$$\bar{Q} - \frac{G_w}{G_{w0}} \text{ koordinātēs pie } G_{b0} = 225,7 \text{ kg/s, } G_{w0} = 750 \text{ t/h}$$

Ceturta nodalā tiek parādītas siltummaiņu aprēķinu aktuālo uzdevumu pārbaudes risinājumi gāzturbīnas iekārtas projektēšanas un ekspluatācijas laikā.

Tiek izklāstīta siltummaiņa ar divām sekcijām pārbaudes aprēķina metodika uz bezizmēra raksturojuma pamata mainīgo režīmu laikā.

Nodaļā bez tam tiek piedāvāta siltumapmaiņas virsmas stāvokļa diagnosticēšanas metodika, kas balstās uz siltumapmaiņas virsmas stāvokļa atkarību no siltumnesēju temperatūras minimālās relatīvās starpības:

atsevišķai sekcijai

$$\frac{\Delta t_{\min}}{t_{r1} - t_{x1}} = 1 - \bar{Q} \quad (19)$$

siltummainim ar divām sekcijām

$$\frac{\Delta t_{\min}}{t_{r1} - t_{x1}} = 1 - \bar{Q}_1 - \bar{Q}_2 - \bar{Q}_1 \bar{Q}_2 \quad (20)$$

Izmantojot bezizmēra raksturojumu, līknes aprēķini pēc (20) un (21) vienādojuma var būt veikti pietiekoši ātri.

Siltumelektrostaciju ūdens piegādes nosacījumi (piemēram, nepietiekoša dzesēšanas torņu kapacitāte) var izsaukt samazināta ūdens daudzuma izmantošanas nepieciešamību. Šajā gadījumā gaisa dzesētāja sekcijas ūdens pusē tiek pieslēgtas nevis paralēli, bet secīgi. Tāpēc tika izstrādāta metodika, kas ļauj mainīgo režīmu aprēķina gaitā ar bezizmēra raksturojumu palīdzību ņemt vērā ūdens plūsmas virziena izmaiņas.

Siltumnesēja temperatūras siltummaiņa izejas punktā var tikt noteiktas izmantojot sekojošas formulas:

$$t_{r2} = \frac{(1-\bar{Q})^2 t_{r1} + \bar{Q}[2-\bar{Q}(1+\bar{W})]t_{s1}}{1-\bar{Q}^2\bar{W}}, \quad (21)$$

$$t_{s2} = \frac{\bar{Q}\bar{W}[2-\bar{Q}(1+\bar{W})]t_{r1} + (1+\bar{Q}\bar{W})t_{s1}}{1-\bar{Q}^2\bar{W}}. \quad (22)$$

Vienādojumi (21) un (22) dod iespēju izmantojot bezizmēra raksturojumu ātri un viegli aprēķināt dzesētāja darba mainīgos režīmus pie ūdens plūsmas virziena izmaiņām.

Piektajā nodaļā tiek apskatīti bezizmēra raksturojumu izmantošanas robežas un analītiskos risinājumos iegūto datu ticamība.

Ir izstrādātā metodika bezizmēra raksturojumu izmantošanas robežu noteikšanai, kā kritēriju izmantojot siltumpārējas vienādojumu uzticības intervālu. Izmantošanas robežas nosaka siltumnesēja relatīvas caurplūdes izmaiņu intervāls.

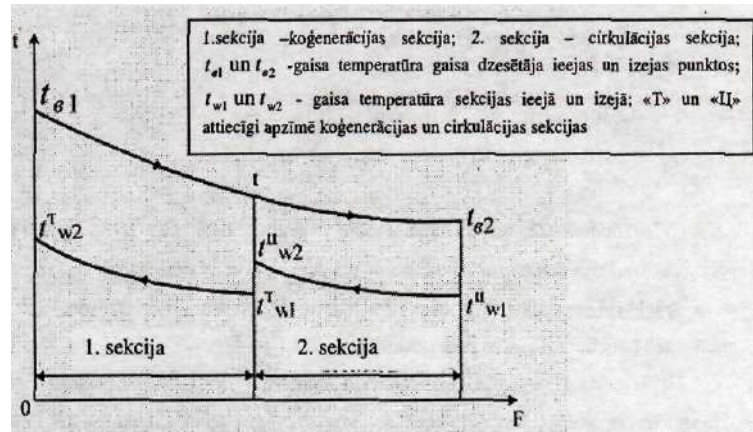
$$\begin{aligned} (\bar{G})_{\min} &= \left(\bar{Re} \right)_{\min} / (\bar{\mu})_{\min} \\ (\bar{G})_{\max} &= \left(\bar{Re} \right)_{\max} / (\bar{\mu})_{\max} \end{aligned}$$

Tā, piemēram, gāzturbīnas iekārtas gaisa dzesētājam ar divām sekcijām un izteikti turbulentu siltumnesēju kustību (sk. 7. att.) ir noteikti sekojošie caurplūdes izmaiņu intervāli abām sekcijām:

$$\text{gaisam} \quad \overline{G_{\theta}} \\ 0.09 \leq \overline{G_{\theta}} \leq 5;$$

$$\text{ūdenim} \quad \overline{G_w} \\ 0.4 \leq \overline{G_w} \leq 20.$$

Reāls intervāls, kura ūdens plūsmai ir turbulents kustības režīms, bus plašāks. Pie mazas ūdens caurplūdes ūdens vidējā temperatūra būs augstāka lielākas uzsildīšanas dēļ. Tādējādi, ūdens kustības turbulētās plūsmas intervāls palielināsies līdz $0.3 \leq \overline{G}_w \leq 20$. Līkne $\overline{G}_w = 0.2$ atspoguļo sekcijas darbu koģenerācijas režīmā, tas ir, gadījumu, kad vidējā ūdens temperatūra ir 60.. 70°C. Šajā gadījumā $\overline{G}_w = 0,15 < 0,2$.



7.att. Gaisa dzesētāja temperatūru diagramma pie sekciju saslēgšanas gaisa plūsmai - secīgi un ūdens plūsmai - paralēli

Iegūtie rezultāti ļauj secināt, ka abu siltumneseju turbulenta kustība tiek novērota visā līkņu - siltummaiņu bezizmēra raksturojumu reālo vērtību apgabalā (sk. 5. un 6. att.).

Iegūto datu ticamība tiek noteikta ar piedāvāto metodi iegūtos datus salīdzinot ar datiem, kas ir iegūti ar normatīvo metodi. Gaisa temperatūra gaisa dzesētāja sekcijas (vai korpusa) izejas punktā tiek noteikta ar bezizmēra raksturojumu palīdzību pēc formulas (23). Pēc vienādojuma diferencēšanas, dažiem pārveidojumiem un pārejas pie galējām stadijām, iegūstam:

$$\frac{\Delta t_{r2}}{t_{r1} - t_{x1}} = - \frac{mFe^{mFk} (1 - \overline{W})}{(e^{mFk} - \overline{W})^2} \Delta K \quad (23)$$

Vienādojuma (23) struktūras analīze rāda, ka gaisa temperatūras novirzi nosaka gaisa un ūdens sākuma temperatūru starpība ($t_{r1} - t_{x1}$) un lielums \overline{Q} . Lielums ($t_{r1} - t_{x1}$) ir iepriekš noteikts un nesatur aprēķina kļūdas. Turpretim, \overline{Q} lieluma novirzes ir saistītas ar tajā izejošo lielumu aprēķina neprecizitātēm.

Formula (23) tiek izmantota, lai noteiktu koģenerācijas korpusa Δt_{r2}^r , un cirkulācijas korpusa Δt_{r2}^u savstarpējo saistību:

$$\frac{\Delta t_{r2}^r}{\Delta t_{r2}^u} = \frac{e^{mxF} - \overline{W}}{2(1 - \overline{W})} = \frac{1}{2(1 - \overline{Q})} \quad (24)$$

No vienādojuma (24) izriet, ka

pie $\overline{Q} \rightarrow 1,0$, $\frac{\Delta t_{r2}^r}{\Delta t_{r2}^u} \rightarrow \infty$, un līdz ar to $\Delta t_{r2}^u \rightarrow 0$, tas ir, ja atdzesēšanas pakāpe \overline{Q} ir liela,

beigu temperatūras noteikšanas kļūda ir bezgalīgi maza;

pie $\overline{Q} = 0,5$, $\frac{\Delta t_{r2}^r}{\Delta t_{r2}^u} = 1,0$, un kļūdas lielums pēc abām sekcijām ir vienāds;

pie $\overline{Q} = 0$, $\frac{\Delta t_{r2}^r}{\Delta t_{r2}^u} = \frac{1}{2}$, un gaisa temperatūras pēc gaisa dzesētāja kļūdas lielums ir divas

reizēs lielāks par kļūdas lielumu pēc koģenerācijas sekcijas.

Tādējādi, intervālā $0,5 \leq \overline{Q} \leq 1,0$ koģenerācijas sekcijas siltuma jaudas novirze tiek kompensēta ar attiecīgo nākošās, cirkulācijas sekcijas siltuma jaudas novirzi tā, ka gaisa beigu temperatūra aiz dzesētāja izlīdzinās.

Pie $\overline{Q} \leq 0,5$ augstāk minētā parādība nepastāv. Pie aprēķinu veikšanas ar normatīvo metodi paliekošā disbalance sastāda 1% no nominālas siltuma jaudas:

$$\frac{\Delta q}{q} = - \frac{\Delta t_{r2}}{t_{r1} - t_{r2}} = 0,01.$$

Tas nozīmē, ka gaisa beigu temperatūras noteikšanas absolūta kļūda ir atkarīga ne tikai no saistīto lielumu noteikšanas precizitātes, bet arī no gaisa temperatūras samazinājuma lieluma. Pie gaisa temperatūras samazināšanas uz $t_{r1} - t_{r2} = 150$ °C, absolūtā kļūda, aprēķināta ar precīzo korekcijas metodi, sastāda $\Delta t_{r2} = 1,5$ °C. Vislielākā kļūda ir t_{r2} aprēķinā, tā sastāda 1-1,5 °C. Ūdens beigu temperatūras aprēķinā kļūda ir daudz mazāka.

DARBA GALVENIE RAZULTĀTI

Promocijas darbs ir veltīts svarīgai zinātniski-tehniskai problēmai, kas iekļauj sevī tādus pasākumus kā gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu termiskā stāvokļa matemātiskā modeļa izveidošana analītiskā formā un iegūtā matemātiskā modeļa realizācija attiecīgo datorprogrammu veidā tā, lai ar minimālām izmaksām nodrošinātu ātru daudzvariantu konstrukciju optimizācijas aprēķinu veikšanu gāzturbīnas iekārtu projektēšanas un ekspluatācijas laikā.

Darba ietvaros tika iegūti sekojošie zinātniskie un praktiskie rezultāti.

1. Ir izstrādāts gāzturbīnas iekārtu siltummaiņu termiskā aprēķina analītisks risinājums, kas ir realizēts datorprogrammu veidā.
2. Ir izstrādāta siltumapmaiņas virsmas stāvokļa izmaiņu kontroles metodika siltummaiņu ekspluatācijas apstākļos.
3. Ir izstrādāta siltumapmaiņas virsmas laukuma piespiedu izmaiņu (siltumnesēju cauruļu nobloķēšana avārijas apstākļos) noteikšanas metodika mainīgu darba režīmu aprēķinā.
4. Ir izstrādāta siltumnesēju kustības virziena piespiedu maiņas ievērošanas metodika gāzturbīnas iekārtas siltummaiņu mainīgu darba režīmu aprēķinā ekspluatācijas apstākļos.
5. Ir izstrādāta metodika, kas ļauj noteikt gāzturbīnas iekārtu siltummaiņu bezizmēra raksturojumu pielietojuma robežas.

PUBLIKĀCIJAS

1. Куландин А.А., Толмачев В.В., Гольдберг Л. Комбинированные парогазовые установки. - СПб.: Изд-во Санкт - Петербургского института машиностроения, 2003. -106с.
2. Суханов В.А., Гольдберг Л., Безухов А.П., Бодров А.И. Теоретические основы расчета и проектирования теплообменных аппаратов газотурбинных установок. Учебное пособие. - СПб.: Изд-во Санкт - Петербургского института машиностроения, 2003. - 177с.
3. Куландин А.А., Толмачев В.В., Гольдберг Л., Бодров А.И. Термодинамический анализ циклов газотурбинных установок. Учебное пособие. - СПб.: Изд-во Санкт-Петербургского института машиностроения, 2003. - с.
4. Бодров А.И., Суханов В.А., Гольдберг Л. Основные уравнения для расчёта безразмерных характеристик и переменных режимов работы теплообменных аппаратов ГТУ при противоточном течении теплоносителей. //Современное турбостроение: Сб. научн. тр. - Вып.5. - СПб.: МАН ВШ. СПб отд-ние. СПб институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ).-2003. -с. 82-92.
5. Бодров А.И. Суханов В. А., Гольдберг Л. К вопросу о расчёте безразмерных характеристик и переменных режимов теплообменных аппаратов ГТУ при прямоточном и перекрестноточных схемах течения теплоносителей. //Современное турбостроение: Сб. научн. тр. - Вып.5.- СПб.: МАН ВШ. СПб отд-ние. СПб институт машиностроения (ЛМЗ- ВТУЗ).-2003.-с. 93-96.
6. Бодров А.И. Суханов В.А., Гольдберг Л. Определение доверительного интервала использования безразмерных характеристик теплообменных аппаратов ГТУ. //Современное турбостроение: Сб. научн. тр. - Вып.5.- СПб.: МАН ВШ. СПб отд-ние. СПб институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ). - 2003- с. 97-103.
7. Goldberg L., Krēsliņš A., Bodrov A.I., Sukhanov V.A. Methods for calculation of dimensionless responses and operating modes of heat exchangers. - *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*, 2004, Nr 2, p. 26-35.
8. Goldberg L., Kresling A., Bodrov A.I., Sukhanov V.A. Dimensionless responses of exchangers: Restrictions on the use. - *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*, 2004, Nr 3, p. 11-16.
9. Goldberg L., Krēsliņš A., Bodrov A.I., Sukhanov V.A. Dimensionless responses and operating modes of heat exchangers: Calculation of countercurrent schemes. – *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*, 2004, Nr 3, p. 17-20.