

Ekserginė analizė ir eksergoekonomika. Kombinuoto ciklo kogeneracinės jėgainės studija

Audrius Bagdanavičius

Kardifo universitetas,
Queen's Buildings,
The Parade,
Cardiff CF24 3AA,
Wales, UK
El. paštas: bagdanaviciusa@cardiff.ac.uk

Vytautas Martinaitis

Vilniaus Gedimino
technikos universitetas,
Pastatų energetikos katedra,
Saulėtekio al. 11,
LT-10223 Vilnius
El. paštas: vytautas.martinaitis@vgtu.lt

Galima būtų diskutuoti, ar visuomenė tampa vis reiklesnė bet kokios veiklos kokybei. Net ir atsakius teigiamai, nėra lengva įvairių procesų kokybę įvertinti, nes populiarūs ekonominiai kriterijai sunkokai dera su darniu vystymusi. Energijos transformavimo procesams – nuo biologinių iki technologinių – yra objektyvus tiek panaudotos, tiek transformuotos energijos kokybės rodiklis eksergija. Jos neveikia infliacija, devalvacija, krizės ar pan. Kompromisinį šių savo prigimtimi skirtingų kriterijų derinį nusako eksergoekonomika. Straipsnyje pateikiami ekserginės ir eksergoekonominės analizės teoriniai pagrindai. Buvo atlikta 20 MW šiluminės galios kombinuoto ciklo kogeneracinės jėgainės ekserginė ir eksergoekonominė analizė. Naudojant ekserginę analizę buvo nustatyti sistemos elementai, kuriuose susidaro didžiausi eksergijos nuostoliai. Nustatant, kiek „kainuoja“ toks sistemos netobulumas ekonominiu požiūriu, atlikta eksergoekonominė analizė. Papildomai atsiranda galimybė įvertinti ne tik eksergijos nuostolių kaštus, bet ir išskaidyti galutinių produktų (pvz., šilumos ir elektros) gamybos kaštus.

Raktažodžiai: ekserginė analizė, eksergoekonomika, kogeneracinė jėgainė

ĮVADAS

Visos biologinės ir technologinės sistemos susijusios su medžiagų ir energijos transformavimu, todėl jų pažinimui ir vertinimui, sukūrimui ir tobulinimui reikalingos techninės termodinamikos žinios. Techninės termodinamikos apibūdinama termodinaminė sistema analizuojama nustatant joje vykstančius energetinius virsmus ir jos ribas pereinančią šilumos, darbo ar medžiagos srauto energiją. Deja, tokio klasikinio požiūrio, priemonių, metodų dažnai nepakanka. Plačiau analizuojant techninę sistemą, svarbi ir energijos virsmų bei tos sistemos realios apsupties, pvz., atmosferos sąveika. Tik tuomet techniškai išsamiau ir teisingiau galima įvertinti nagrinėjamų parametrų techninės sistemos tinkamumą bei naudingumą. Inžinerinei bei ekonominei praktikai svarbu ne tik įrenginiuose ir procesuose reikalingos energijos kiekis, bet ir jos kokybė.

Tobulėjant termodinamai buvo vartojamos sąvokos: *energija*, *entalpija*, *entropija*, *eksergija*, *emergija* ir kt. Šios sąvokos atsirado, nes termodinamika ne tik buvo tobulinama, bet dar ir sisteminiu požiūriu siejama su ekonomika, aplinkosauga. Remiantis šiomis hibridinėmis sąvokomis ir mokslais, atsirado termodinaminė eksergijos sąvoka ir su ja siejama termodinaminė, ekserginė analizė bei išvestinės termodinamikos kryptys: *termoekonomika* ir *eksergoekonomika*. Taigi termodinamikoje pateikiant bendrus energijos virsmų tyrimo metodus, pereita prie energijos kokybę ir kiekį vienu metu įvertinančio rodiklio. Tai apibrėžtomis apsupties sąlygomis (temperatūros, slėgio) vykstančio energijos virsmų proceso rezultatas – didžiausias galimas gauti darbas – *eksergija*. Ji ir laikoma energijos kokybės, jos „darbingumo“ rodikliu.

Slovėno Zorano Ranto tik 1956 m. eksergija pavadintos sąvokos termodinaminė esmė turi kur kas ilgesnę istori-

ją. Štai kaip chronologiškai išsidėstę pirmieji paskelbti šio metodo vystymui nusipelnusių autorių straipsniai: J. W. Gibbs (1876), M. Gouy (1889), A. Stodola (1898), G. Darrieus (1930), J. H. Keenan (1932), W. H. Keesom (1933), F. Bosnjakovic (1935), Z. Rant (1947), J. Szargut (1954), H. T. Odum (1955), W. Fratzscher (1957), H. D. Baehr (1961), V. M. Brodyanskyi (1963), L. Borel (1965), G. Wall (1977).

Tradiciskai vadinamu „terminiu naudingumo koeficientu“ plačiaja prasme laikomas sistemoje, įrenginyje gautos „naudingos“ ir tam tikslui panaudotos energijos santykis. Deja, naudingumo ir sąnaudų sąvokos turinys konkrečiais atvejais keičiasi. Skirtumas tarp šių iš energijos balanso arba iš PTD lygties „išsirkintų“ dėmenų vadinamas nuostoliais, nes šiuo atveju jis nėra panaudojamas. Laikoma, kad energija-šiluma Q_a , perduota iš sistemos atmosferai, negali būti nagrinėjama nei kaip naudinga, nei kaip sunaudota, kadangi ji nedomina praktikų. Lygiai taip pat, kaip iš aplinkos paimama šiluma, nes ji „nieko verta“, neturi praktinės vertės ją kam nors tiekiant ir nieko nekainuoja ją vartojant. Taigi Q_a yra skaičiuotojų valia, prielaidomis nuostoliams priskirta energijos balanso dalis, t. y. priskyrimas nuostoliams ar neįtraukimas į skaičiavimus yra subjektyvus. Taip laisvai manipuluojant dėmenimis gaunamas santykis negali būti vadinamas naudingumo koeficientu. Jei šilumos varikliams šis dydis visuomet $\varepsilon < 1$, tai kogeneracinei jėgainei $\varepsilon \cong 1$, šaldymo įrenginiui $\varepsilon \leq 1$, o šilumos siurbliui $\varepsilon > 1$ (gali siekti 3–4). Tokias už vieneta didesnes reikšmes galinčiam įgyti dydžiui „naudingumo koeficiento“ sąvoka netaikytina.

Griežtai laikantis energijos tvermės dėsnio, neleistina vartoti praktikų terminų „energijos nuostoliai“ arba „energijos suvartojimas“. Juk energija iš niekur neatsiranda ir niekur neišnyksta, tik keičia savo formą. Kokios nors techninės sistemos objektyvus terminis naudingumo koeficientas pagal PTD visuomet turėtų būti lygus 1, t. y. „suteikta“ lygu „gauta“. Aišku, tada jis visiškai neįdomus praktikams. Formaliai PTD ribose nuostolių sąvoka nenagrinėjama, ir L. Borelis [1] tokias termodinaminės sistemos naudingumo interpretacijas pavadino labai šiurkščiu bandymu atkreipti dėmesį į ATD, procesų negrįžtamumą.

Dėl šių priežasčių ekserginė analizė tampa objektyvia priemone, leidžiančia įvertinti termodinaminės sistemos tobulumą. Tačiau jos nepakanka norint sužinoti, kiek kainuoja eksploatuoti vieną ar kitą termodinaminės sistemos įrenginį. Taikant tradicinius ekonominius vertinimo metodus, to taip pat neįmanoma padaryti, kadangi tradicinė ekonominė analizė yra siejama su PTD. Todėl, pvz., skaičiuojant, kokie yra elektros energijos ir šilumos gamybos kaštai kogeneracinėje jėgainėje, ekonomistas subjektyviai pasirenka kriterijus, pagal kuriuos įrenginiai paskirstomi į tuos, kurie buvo naudoti elektros gamybai ir į tuos, kuriais buvo pagaminta šiluma. Toks subjektyvus vertinimas neatitinka tikrovės, nes kogeneracinėje jėgainėje įrenginiai yra

susiję vienas su kitu ir jų pagrindinė paskirtis – užtikrinti, kad vyktų termodinaminis ciklas. Dėl šios priežasties atliekant ekonominį termodinaminių sistemų vertinimą buvo pasiūlyta naudoti energijos, kaip produkto kokybės rodiklį, eksergiją. Taip išsivystė taikomosios termodinamikos kryptys: *termoekonomika* ir *eksergoekonomika*, kurios jungia PTD, ATD ir ekonomiką.

Pirmasis ekonominių termodinaminės sistemos kaštų vertinimui naudoti eksergiją pasiūlė J. H. Keenan [2]. Jo idėja buvo ekonominius elektros energijos ir garo, pagaminto kogeneracinėje jėgainėje, kaštus paskirstyti proporcingai jų eksergijos srautams. Vėliau M. Tribus ir R. Evans pasiūlė, kaip susieti ekonominius kaštus su ekserginiais srautais termodinaminėje sistemoje, ir išplėtojo eksergijos kaštų metodą bei sukūrė naują terminą – termoekonomika. E. F. Obert ir R. A. Gaggioli pritaikė eksergijos kaštų metodą parenkant optimalią garo vamzdynų izoliaciją [2]. XX a. 7–9 dešimtmetyje termoekonomikos srityje dirbo mokslininkai M. Tribus, R. Evans, Y. El-Sayed, J. Szargut, R. A. Gaggioli, E. F. Obert, G. M. Reistad, W. J. Wepfer, T. Kotas. Termoekonomikos koncepcija buvo gerai žinoma akademiniuose sluoksniuose, bet beveik netaikoma pramonėje. Daugiausia A. Valero bei G. Tsatsaronis pastangomis termoekonomika išsivystė kaip atskira taikomosios termodinamikos šaka [3]. Vėliau C. A. Frangopoulos [4] ir M. R. Von Spakovsky [5] pasiūlė, kaip termoekonominius metodus pritaikyti termodinaminių sistemų optimizavimui.

Pirmasis terminą eksergoekonomiką pasiūlė G. Tsatsaronis [6]. Pagrindinis eksergoekonomikos principas tas, kad ekonominiai kaštai tekančiam srautui (pvz., garui) termodinaminėje sistemoje priskiriami atsižvelgiant į srauto eksergiją. Eksergoekonomika yra termoekonomikos šaka. Termoekonomikos termino reikšmė yra platesnė, ir šis terminas yra vartojamas, kai eksergijos kaštų principas nėra taikomas, bet naudojama termodinaminės ir ekonominės analizės koncepcija.

Formuojantis eksergoekonomikai atsirado daug įvairių metodikų, kurių esmė – eksergijos kaštų principo taikymas: Eksergijos kaštų teorija (*Exergy Cost Theory*) [8], Vidutinių kaštų principas (*AVCO – Average Costing*) [9], Last-in-First-out (LIFO) principas [10] ir Specifinės eksergijos kaštų (*SPECO – Specific Exergy Costing*) [11–13] metodas. Kiti metodai: Termoekonominė funkcinė analizė (*TFA – Thermoeconomical Functional Analysis*) [4] arba Inžinerinė funkcinė analizė (*EFA – Engineering Functional Analysis*) [5] buvo pasiūlyti sudėtingų energetinių sistemų optimizavimui.

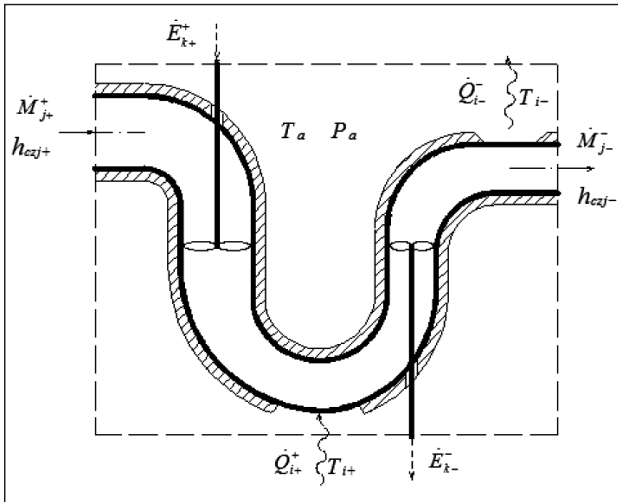
Visuose eksergoekonominiuose metoduose yra taikomas eksergijos kaštų principas, tačiau visi metodai šiek tiek skiriasi. Dėl šios priežasties buvo bandyta unifikuoti skirtingus eksergoekonominius metodus [14] ir sukurti vieną metodologiją [15]. Nepaisant visų pastangų, kol kas to įgyvendinti nepavyko.

Autorių manymu, vienas iš labiausiai ištobulintų ir geriausiai aprašytų eksergoekonominių metodų yra SPECO metodas [11]. Šis metodas buvo pritaikytas analizuojant mažas [16] bei vidutinio dydžio kogeneracines jėgaines [17].

Pateikiama kombinuoto ciklo kogeneracinės jėgainės ekserginė ir eksergoekonominė analizės, paskaičiuoti elektros ir šilumos eksergijos bei energijos kaštai, įvertinti nuostoliai, atsirandantys dėl termodinaminės sistemos netobulumo.

EKSERGINĖS ANALIZĖS TEORIJA

Abstrahuota pastovų tūrį V užimanti ir stacionariuoju režimu dirbanti atvira termodinaminė sistema yra atmosferoje, kurios slėgis P_a , o temperatūra T_a (1 pav.). Savo struktūra ji artima šiluminei jėgainei – turi kompresorių ir turbiną,



1 pav. Termodinaminė sistema

du šilumos mainų įrenginius. Jos ribos apibrėžtose vietose yra laidžios techninio darbo \dot{E} , šilumos \dot{Q} ir masės \dot{M} srautams. Vykstantis stacionarusis srautinis procesas visų pirma apibūdinamas apibendrinančia matematinė forma, užrašoma nenutrūkstamumo (masės balanso) lygtimi:

$$\sum_j \dot{M}_{j+} = \sum_j \dot{M}_{j-}, \quad (1)$$

t. y. per skerspjūvius j^+ į sistemą įeinančių ir per skerspjūvius j^- iš jos išeinančių masės debitų suma tarpusavyje yra lygi. Be to, atskiruose skerspjūviuose šie debitai pastovūs. Srautą j^+ ir j^- vienijantys skerspjūviai sudaro tinklą. Kitaip galima užrašyti, kad n srautų tinkluose algebrinė masės srautų suma lygi nuliui $\sum_n \dot{M}_n = 0$.

Pirmasis termodinamikos dėsnis tokiai sistemai gali būti užrašytas lygtimi:

$$\sum_k [\dot{E}_k^{+-}] + \sum_i [\dot{Q}_i^{+-}] + \sum_j [h_{czj} \dot{M}_j^{+-}] = 0; \quad (2)$$

\dot{E}_k^{+-} – sistemos per įrenginius k gauta (+) arba atiduota (–) techninio darbo galia; \dot{Q}_i^{+-} – šilumos galia (srautas), sistemos gauta (+) arba atiduota (–) per įrenginius i ; \dot{M}_j^{+-} – masės debitas, įtekėjęs (+) arba ištekėjęs (–) iš sistemos per skerspjūvius j ; h_{czj} – pilnoji masinė fluideo entalpija prieš nagrinėjamąjį skerspjūvį j .

Pilnoji entalpija h_{cz} , be tikrosios entalpijos, įvertina srauto kinetinę ir potencinę energijas $h_{cz} = h + C^2/2 + gz$. Su šia entalpija įvertinama srauto būseną siejamos energijos $h_{czj} \dot{M}_j^{+-}$ pokytį kiekviename tinkle n pažymėjus \dot{W}_n^{+-} ir vadinami ją virsmine energija turime PTD lygtį pastovaus tūrio sistemoje vykstančiam stacionariam srautiniams procesui:

$$\sum_k [\dot{E}_k^{+-}] + \sum_i [\dot{Q}_i^{+-}] + \sum_n [\dot{W}_n^{+-}] = 0. \quad (3)$$

Nagrinėjamos sistemos PTD ir ATD jungianti ekserginio balanso lygtis galėtų būti užrašyta taip:

$$\sum_k [\dot{E}_k^{+-}] + \sum_i [\dot{E}_{q,i}^{+-}] + \sum_n [\dot{E}_{w,n}^{+-}] = \dot{L} \geq 0, \quad (4)$$

čia \dot{E}_k^{+-} – sistemos per įrenginį k gauta (+) arba atiduota (–) techninio darbo galia; $\dot{E}_{q,i}^{+-}$ – sistemos gauta (+) arba atiduota (–) šiluminės eksergijos galia iš šaltinio, kurio temperatūra T_i ; $\dot{E}_{w,n}^{+-}$ – sistemos tinklu n gauta (+) arba atiduota (–) virsmo eksergijos galia; \dot{L} – sistemos eksergijos nuostoliai. Šilumos srauto eksergija gaunama padauginant šilumos srauto reikšmę iš Karno daugiklio $\eta_c = 1 - \frac{T_a}{T_i}$, įvertinančio apsupties ir šilumos srauto temperatūras:

$$\dot{E}_{qi} = \eta_c \dot{Q}_i = \left(1 - \frac{T_a}{T_i}\right) \dot{Q}_i. \quad (5)$$

Ekserginėje analizėje, kaip entalpijos analogą formos požiūriu PTD lygtyse, patogų naudoti L. Borel pasiūlytu [18] būsenos parametru – pilnutine masės koentalpija $k_{cz} = h_{cz} - T_a s$. Tuomet skerspjūviais j formuojamam tinklui n virsmo eksergija:

$$\dot{E}_{wn} = \sum_j [k_{czj} \dot{M}_j^{+-}]. \quad (6)$$

Sistemos eksergijos nuostolius lemia sistemos ribose vykstančių procesų negrįžtamumas (trintis, šilumos perdavimas, difuzija, cheminės reakcijos ir pan.). Visuomet teigiami eksergijos nuostoliai L lygūs dėl sistemos vidinio negrįžtamumo pagaminamos entropijos ΔS^i ir apsupties temperatūros T_a sandaugai:

$$\dot{L} = T_a \Delta S^i \geq 0. \quad (7)$$

Techninės sistemos efektyvumas nustatomas interpretuojant PTD balanso lygtį, kur energija–šiluma \dot{Q}_a^- , sistemos atiduota apsupčiai (atmosferai ar aušintuvui) laikoma nenaudinga, o iš apsupties (atmosferos, vandens telkinio ar

grunto) gaunama šiluma Q_a^+ „už dyką“. PTD lygtyje, kuria remiantis nustatomas techninio objekto efektyvumas, šilumos Q_a^- ir Q_a^+ nurodomos atskirai nuo kitų sistemos procesuose nurodomų srautų Q_a^{+-} :

$$\begin{aligned} & \sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \sum_n [\dot{W}_n^+] + \dot{Q}_a^+ = \\ & = \sum_k [\dot{E}_k^-] + \sum_i [\dot{Q}_i^-] + \sum_n [\dot{W}_n^-] + \dot{Q}_a^-. \end{aligned} \quad (8)$$

Bendruoju atveju taip būtų galima išskaidyti ne tik šilumą, bet ir darbą bei virsmo energiją (į „vertingą“ ir „nevertingą“), bet čia apsiribojama tik šiluma. Tada sistemos efektyvumas:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{Q}_a^-}{\sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \sum_n [\dot{W}_n^+]}. \quad (9)$$

Termodinaminės sistemos termodinaminis (ekserginis) naudingumo koeficientas pagal eksergijos balanso (4) lygtį būtų:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\sum_k [\dot{E}_k^-] + \sum_i [\dot{E}_{q,i}^-] + \sum_n [\dot{E}_{w,n}^-]}{\sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i [\dot{E}_{q,i}^+] + \sum_n [\dot{E}_{w,n}^+]} = \\ &= 1 - \frac{\dot{L}}{\sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i [\dot{E}_{q,i}^+] + \sum_n [\dot{E}_{w,n}^+]}. \end{aligned} \quad (10)$$

Termodinaminės sistemos ekserginis naudingumo koeficientas trumpai gali būti išreikštas tokia lygtimi:

$$\eta = \frac{\sum [E^-]}{\sum [E^+]}; \quad (11)$$

skaitiklyje yra sistemą paliekantys (sistemos sukurti) eksergijos kiekiai ar srautai, o vardiklyje – sistemos gauti (sunaudoti) eksergijos kiekiai ar srautai. Pagal eksergijos balanso (4) lygtį skirtumas tarp vardiklio ir skaitiklio vienareikšmiškai lygus eksergijos nuostoliams \dot{L} , todėl ekserginis naudingumo koeficientas:

$$\eta = 1 - \frac{\sum [L]}{\sum [E^+]}. \quad (12)$$

Bet kuriuo atveju šio sistemos termodinaminio tobulumo laipsnį rodančio kartu PTD ir ATD įvertinančio koeficiento reikšmė yra intervale $0 \leq \eta \leq 1$. Jis turi būti lygus

nuliui, kad techninė sistema neatiduotų jokios eksergijos, o lygus 1, idealiai būna grįžtamoje sistemoje.

1 lentelėje pateikiami kai kurių objekto aprūpinimo šiluma generatorių termodinaminio (ekserginio) naudingumo koeficientai (šilumnešio parametrai 75–65 °C, o aplinkos temperatūra $T_a = 273$ K).

EKSEKGOEKONOMINĖS ANALIZĖS TEORIJA

Ekserginė analizė yra neatskiriama eksergoekonominės analizės dalis. Eksergoekonominiai skaičiavimai yra paremti ekserginės analizės rezultatais ir ekonominiu požiūriu leidžia įvertinti atsirandančius nuostolius.

Pagrindiniai eksergoekonominės analizės uždaviniai [2, 19]:

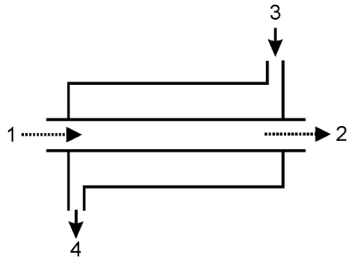
- identifikuoti energetinės (termodinaminės) sistemos elementus, kuriuose atsiranda termodinaminiai (eksergijos) nuostoliai;
- įvertinti ekonominius kaštus, susijusius su eksergijos nuostoliais;
- nustatyti produktų (elektros ir šilumos) gamybos kaštus;
- išanalizuoti kaštų formavimosi procesą;
- minimizuoti kaštus, susijusius su eksergijos nuostoliais atskiruose sistemos elementuose arba visoje sistemoje.

Šioje studijoje buvo taikomas SPECO eksergoekonominės analizės metodas, kuris susideda iš keleto pagrindinių etapų [11]. Pirmasis žingsnis yra sumodeliuoti termodinaminę sistemą ir atlikti eksergijos srautų vertinimus. Eksergijos srautas gali būti susijęs su medžiagos srautu (pvz., tekantis garas tarp garo katilo ir garo turbinos) ar tiesiog su mechaninės, ar elektros energijos srautu (pvz., elektros energija perduodama iš elektros generatoriaus arba mechaninė veleno energija perduodama iš dujų turbinos kompresoriui).

Antrajame etape turi būti nustatomas kiekviename termodinaminės sistemos įrenginyje transformuotos eksergijos srautas. G. Tsatsaronis [6] pasiūlė pagamintą (transformuotą) virsmo eksergijos srautą sistemoje arba elemente pavadinti *produktu* (*product*), o jo gamybai (virsmui) sunaudotą eksergijos srautą pavadinti *kuru* (*fuel*). Pvz., naudojant šilumokaitį (2 pav.) pagrindinė paskirtis yra perduoti šilumą iš karštojo medžiagos srauto (3–4) į šaltąjį (1–2). Tokiu būdu *kuras* (\dot{E}_f) šiame elemente – eksergijos skirtumas karštąja-

1 lentelė. Objekto aprūpinimo šiluma generatorių termodinaminis naudingumas

| Objekto aprūpinimo šiluma generatorius šilumnešio parametrai 75–65 °C, $T_a = 273$ K | Termodinaminis (ekserginis) naudingumas % |
|---|---|
| Dujinė katilinė | 18 |
| Elektrinis šilumos siurblys | 45 |
| Dujinė kogeneratorinė | 46 |
| Kogeneracinis kuro elementas | 52 |
| Dujinė kogeneratorinė ir šilumos siurblys | 26 |
| Kogeneracinis kuro elementas ir šilumos siurblys | 28 |



2 pav. Šilumokaičio schema eksergijos kuro ir produkto srautams nustatyti

me sraute prieš šilumokaitį ir po jo $\dot{E}_F = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$. Produktas (\dot{E}_P) šiame šilumokaityje – eksergijos skirtumas šildomame sraute po šilumokaičio ir prieš jį $\dot{E}_P = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$. Arba pagal lygtį (6) $\dot{E}_{w3-4} = \dot{E}_F$ ir $\dot{E}_{w1-2} = \dot{E}_P$. Naudojant šią koncepciją yra įvertinami visi termodinaminės sistemos elementai: turbinos, siurbliai, katilai ir kt.

Pirmieji du žingsniai yra ekserginės analizės dalis. Trečiasis žingsnis – kaštų lygčių suformavimas – yra pagrindinis eksergoekonominės analizės etapas. Termodinaminėje sistemoje kiekviename elemente gali būti keletas įeinančių ir išeinančių medžiagos srautų. Be to, sistemos elementas sąveikauja su aplinka, perduodamas (arba paimdamas) energiją šilumos ar mechaninio darbo pavidalu. Įtekantiems ir ištekantiems medžiagų srautams bei šilumos ir darbo perdavimo srautams yra nustatomi atitinkami eksergijos srautai ir eksergijos nuostoliai, atsirandantys dėl procesų negrįžtamumo. Eksergija yra termodinaminis dydis, leidžiantis įvertinti negrįžtamų procesų netobulumą sistemoje. Taigi eksergoekonomikoje ekonominiai kaštai yra siejami su eksergija. Didėjant ekserginiam nuostoliams termodinaminė sistema „nuvertėja“ termodinaminio požiūriu, todėl produkto (pvz., elektros energijos) gamybos kaštai išauga.

Naudojant eksergoekonomikos principą, kuriuo ekonominiai kaštai yra susiejami su eksergija, galima nustatyti eksergijos kaštų srautus \dot{C} (EUR/s):

$$\dot{C}_e = c_e (\dot{M}_e e_e); \quad \dot{C}_i = c_i (\dot{M}_i e_i); \quad (13-14)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q; \quad \dot{C}_w = c_w \dot{E}_w; \quad (15-16)$$

čia c_e, c_p, c_q ir c_w yra vidutiniai eksergijos kaštai vienam eksergijos vienetui (EUR/kJ); e_e ir e_i – įeinančių ir išeinančių masės srautų specifinės eksergijos (kJ/kg), kurios nustatomos pagal srautų koentalpijas k_e ir k_i bei apsupties koentalpiją k_a , ($e_e = k_e - k_a, e_i = k_i - k_a$); \dot{E}_q ir \dot{E}_w – eksergijos srautai, susiję su šilumos perdavimu ir mechaniniu darbu (kJ/s arba kW).

Žinant eksergijos kaštų srautus kiekvienam sistemos elementui k , yra užrašoma galutinė kaštų balanso lygtis:

$$\sum_e \left(c_e (\dot{M}_e e_e) \right)_k + c_{w,k} \dot{E}_{w,k} = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i \left(c_i (\dot{M}_i e_i) \right)_k + \dot{Z}_k; \quad (17)$$

čia \dot{Z}_k yra kapitalinių įdėjimų ir eksploataavimo bei aptarnavimo kaštų srautas (EUR/s).

Kaštų balanso lygtis rodo, kad visi išeinantys kaštų srautai iš sistemos elemento yra lygūs įeinančių kaštų srautų ir kapitalinių įdėjimų bei eksploataavimo kaštų srautų sumai. Taigi išeinančių eksergijos kaštų srautai gali padidėti dėl ekonominių priežasčių: kapitalinių įdėjimų ar kitų išlaidų ir dėl eksergijos nuostolių elemente. Kuo didesni nuostoliai, tuo didesni yra išeinančių eksergijos kaštų srautai, taigi padidėja ir *produktų* kaštai.

Taip yra sudaromos lygtys visiems termodinaminės sistemos elementams. Tačiau kintamųjų sistemoje yra daugiau negu gali būti sudaryta lygčių, nes srautų yra daugiau negu sistemos elementų. Dėl šios priežasties turi būti sudaromos papildomos lygtys.

Papildomų lygčių sudarymo būdas yra pagrindinis atskirų eksergoekonominių metodų skirtumas. Taikant SPECO metodą papildomos kaštų balanso lygtys yra sudaromos naudojant F ir P principus [11]. F principas yra taikomas, kai sistemos elemente (pvz., šilumokaityje), eksergija yra atimama iš eksergijos srauto \dot{E}_F . Pvz., šilumokaityje (2 pav.) eksergija yra atimama iš srauto \dot{E}_F (3–4) ir perduodama srautui \dot{E}_P (1–2). Todėl šiam elementui yra taikomas F principas. F principas teigia, kad eksergijos sraute \dot{E}_F specifiniai eksergijos kaštai vienam eksergijos vienetui prieš eksergijos nuėmimą ir po jo yra lygūs, t. y. $c_3 = c_4$. Naudojant šį principą yra sudaroma tiek papildomų lygčių, kiek yra iš įrenginio išeinančių srautų, priklausančių eksergijos srautui \dot{E}_F . Šiuo atveju toks srautas yra vienas, t. y. eksergijos srautas 4. Todėl šilumokaičiui turi būti sudaryta viena papildoma lygtis.

Principas P yra taikomas, kai sistemos elemente eksergija yra suteikiama srautui. P principas teigia, kad visų eksergijos srautų \dot{E}_P specifiniai eksergijos kaštai vienam eksergijos vienetui yra lygūs. Kadangi visi srautai, kuriems suteikiama eksergija, yra srautai, išeinantys iš elemento, todėl yra sudaroma $N-1$ papildomų lygčių. Čia N yra išeinančių eksergijos srautų skaičius.

Sudarius balanso lygtis visiems elementams ir sudarius papildomas lygtis naudojant F ir P principus, sudaroma lygčių sistema, kurios sprendiniai yra eksergijos kaštų srautai \dot{C} . Eksergijos kaštai vienam eksergijos vienetui yra įvertinami naudojantis (13–16) lygtimis.

Žinant eksergijos kaštus atskiriems srautams, galima nustatyti eksergijos kaštus kiekvienam sistemos elemento eksergijos srautui \dot{E}_F ir \dot{E}_P [19]. Šilumokaičio (2 pav.) eksergijos srauto \dot{E}_F kaštai yra nustatomi panašiai kaip ir pati srauto eksergija, t. y. $\dot{C}_F = \dot{C}_3 - \dot{C}_4$. Analogiškai skaičiuojami eksergijos srauto \dot{E}_P eksergijos kaštai: $\dot{C}_P = \dot{C}_2 - \dot{C}_1$. Įvertinus eksergijos kaštų srautus \dot{C}_F ir \dot{C}_P , surandami vidutiniai eksergijos kaštai vienam eksergijos vienetui sistemos elemente k :

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}}; \quad c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}}. \quad (18-19)$$

Kogeneracinė jėgainė yra sudaryta iš kelių posistemų: dujų turbinos su generatoriumi (DT), ekonomazerio (E), garo turbinos su generatoriumi (GT), šilumos tinklų sistemos (ŠT) ir papildomų sistemos elementų. Kiekvienoje posistemoje yra atskiri elementai, kurie buvo vertinami atliekant ekserginę analizę.

Kombinuoto ciklo kogeneracinėje jėgainėje elektros energija yra gaminama dujų ir garo turbinose. Suspaustas oras kompresoriumi (1) yra tiekiamas į dujų turbinos degiklį (2) (3 pav.). Aukšto slėgio gamtinės dujos taip pat tiekiamos į degiklį, kuriame vyksta degimas. Susidariusios aukštos temperatūros dujos patenka į dujų turbiną (3), kuri suka elektros generatorių. Atidirbusios dujos po dujų turbinos patenka į ekonomazerį (šilumokaičiai 400, 402, 403 ir būgnas 401), kuriame pagaminamas aukštos temperatūros ir slėgio garas. Iš ekonomazerio išeinančių dujų temperatūra yra dar pakankamai aukšta, todėl šiluma panaudojama šilumokaityje pašildyti šilumos tinklų vandenį (5). Ekonomaizeryje pagamintas garas patenka į garo turbiną (600, 601), kuri yra sujungta su generatoriumi. Esant mažam šilumos poreikiui, didžioji dalis garo teka žemo slėgio turbina (601). Tada atidirbęs garas kondensuojasi kondensatoriuje (9), kuris yra aušinamas cirkuliuojančiu vandeniu. Vėliau kondensatas tiekiamas į deaeratorių ir

ekonomazerį. Jeigu yra didelis šilumos poreikis, didesnė dalis garo yra tiekiami į šilumokaitį (8). Čia garo kondensacija vyksta esant aukštesniam slėgiui ir aukštesnei temperatūrai. Susidaręs kondensatas yra pumpuojamas į deaeratorių, ir ciklas kartojasi. Šilumos tinklų sistemoje vanduo yra pašildomas šilumokaityje (5) ir, jeigu to nepakanka, papildomai pašildomas (8).

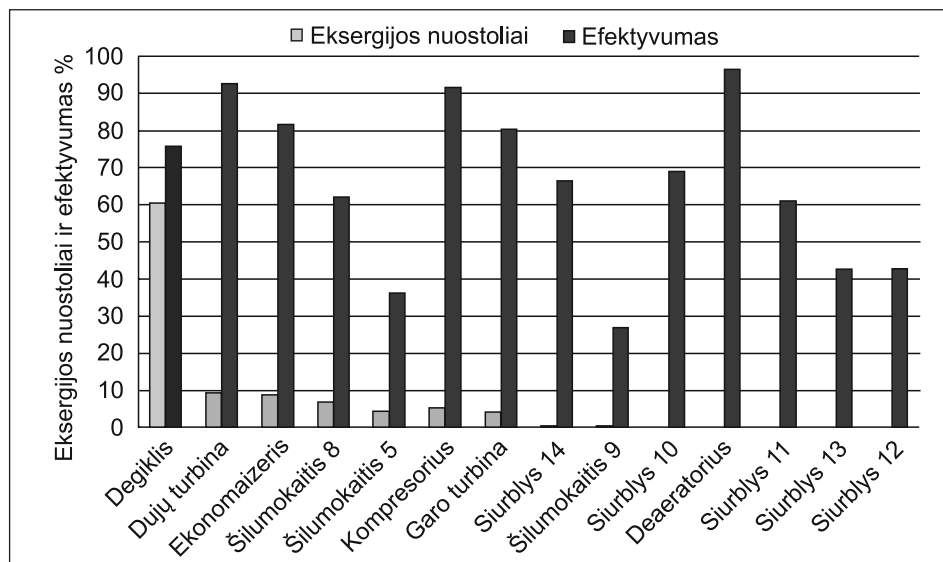
Ekserginė analizė buvo atlikta priimant +15 °C apsupties temperatūrą ir 101,3 kPa atmosferos slėgį. Energinis ir ekserginis kogeneracinės jėgainės efektyvumai yra pateikti 2 lentelėje.

Vienas iš ekserginės analizės privalumų yra galimybė įvertinti, kaip veikia atskiri sistemos elementai. Ekserginiai nuostoliai ir efektyvumas atskiruose kogeneracinės jėgainės įrenginiuose yra pavaizduoti 4 pav.

Didžiausi eksergijos nuostoliai susidaro dujų turbinos degiklyje, nors jo efektyvumas yra gana aukštas (apie 75 %). Šie nuostoliai sudaro apie 60 % visų eksergijos nuostolių kogeneracinėje jėgainėje. To priežastis yra kuro degimo procesas, kurio metu cheminė kuro eksergija yra paverčiama šilumine eksergija. Aukštas ekserginis efektyvumas rodo, kad galimybės sumažinti eksergijos nuostolius degiklyje yra ribotos. Atliekant išsamesnę eksergijos analizę, eksergijos nuostoliai gali būti skirstomi į išvengiamus ir

2 lentelė. Kogeneracinės jėgainės energinis ir ekserginis efektyvumas

| | |
|---|-------------|
| Kuro energijos srautas MW | 41,80 |
| Kuro eksergijos srautas MW | 43,66 |
| Elektrinis energinis efektyvumas % | 38,8 |
| Šiluminis energinis efektyvumas % | 47,8 |
| Bendras energinis efektyvumas % | 86,6 |
| Elektrinis ekserginis efektyvumas % | 37,1 |
| Šiluminis ekserginis efektyvumas % | 7,4 |
| Bendras ekserginis efektyvumas % | 44,5 |



4 pav. Kogeneracinės jėgainės įrenginių ekserginiai nuostoliai ir efektyvumas

neišvengiamus. Šiuo atveju degiklyje pagrindinę eksergijos nuostolių dalį sudaro neišvengiami eksergijos nuostoliai.

Kituose sistemos elementuose: dujų turbinoje, šilumokaičiuose (8), (5), kompresoriuje ir garo turbinoje eksergijos nuostoliai nesiekia 10 %, o šilumokaityje (9) ir siurbliuose – iki 1 %. Pažymėtina, kad ekserginis šilumokaičių ir siurblių efektyvumas yra gana žemas, palyginti su kitais įrenginiais. Taip yra todėl, kad aukštos temperatūros dujos (šilumokaityje 5) ir garas (šilumokaityje 8), kurių eksergija yra didesnė, yra naudojami pašildyti santykinai žemos temperatūros vandenį. Taigi šilumokaityje vyksta eksergijos „sunaikinimas“. Eksergijos nuostoliai šilumokaičiuose (5), (8) yra daug didesni negu šilumokaityje (9), nors jų efektyvumas yra aukštesnis. Taip yra todėl, kad šilumokaityje (9) cirkuliuojantis žemos temperatūros ir slėgio garo kiekis yra mažas, nes didžioji dalis garo yra nukreipiama į šilumokaitį (8), kuriame pašildomas vanduo. Padidinus garo kiekį žemo slėgio turbinoje (601), ekserginiai nuostoliai šilumokaityje (8) padidėtų. Mažas siurblių ekserginis efektyvumas paaiškinamas tuo, kad eksergijos padidėjimas, pakilus slėgiui, yra nedidelis, o darbui atlikti yra naudojama elektros energija.

Šilumos ir elektros gamybos kaštai kogeneracinėje jėgainėje

Vienas iš eksergoekonominės analizės privalumų yra galimybė apskaičiuoti galutinių produktų eksergijos kaštus. Kombinuoto ciklo kogeneracinėje jėgainėje yra gaminama elektros energija ir šiluma. Tradicinis ekonominis vertinimas nenurodo, kaip turėtų pasiskirstyti gamybos kaštai, kai pagaminami du produktai. Naudojant eksergoekonominę analizę ši problema yra išsprendžiama.

Norint atlikti eksergoekonominius skaičiavimus, būtina žinoti naudojamo kuro bei termodinaminės sistemos

elementų (įrenginių) kainas ir eksploataavimo bei aptarnavimo kaštus. Dažnai atliekant termodinaminį sistemų vertinimą, konkrečių įrenginių kaina nėra žinoma. Todėl yra naudojamos įrenginių įsigijimo kainų (Purchased Equipment Cost) lygtys, sudarytos įvairiems įrenginiams. Žinant įrenginio galingumą (arba talpą, našumą ir t. t.) ir naudojantis šiomis lygtimis, gali būti paskaičiuota vidutinė įrenginio kaina.

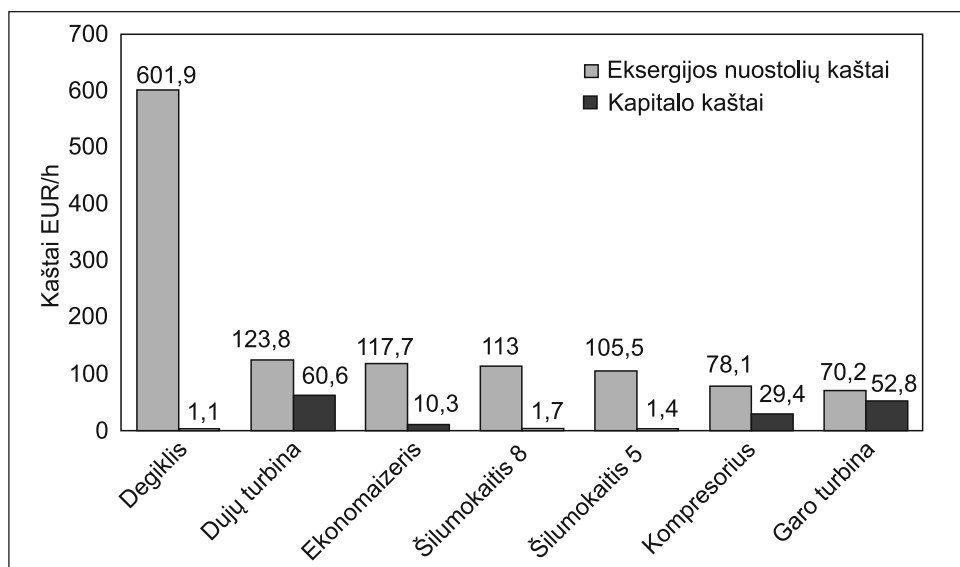
Šioje studijoje buvo atlikta 20 MW šiluminės galios kombinuoto ciklo kogeneracinės jėgainės (3 pav.) eksergoekonominė analizė ir įvertinti produktų (elektros ir šilumos) eksergijos kaštai. Įrenginių kainos buvo skaičiuotos naudojantis įrenginių įsigijimo kainų lygtimis bei sudarytomis kainų lentelėmis [20, 21] ir perskaičiuotos 2010 m. naudotais chemijos pramonės inžinerinių įrenginių kainų indeksais (CEPCI – *Chemical Engineering Plant Cost Index*). Gamtinių dujų kaina buvo paimta iš duomenų bazės: <http://www.energy.eu> (0,0361 EUR/kWh). Bendra kogeneracinės jėgainės įrenginių kaina, nevertinant statybos kaštų, yra apie 9,9 mln. EUR.

Skaičiuojant buvo priimta, kad:

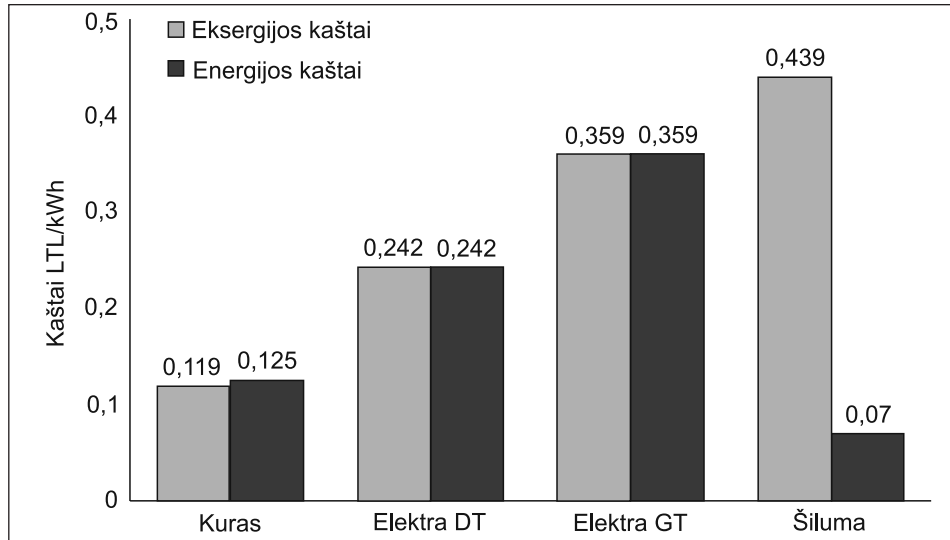
- investicijų atsipirkimo laikas – 20 metų;
- investicijų grąža – 10 %;
- kogeneracinės jėgainės veikimo laikas – 7000 val./metus;
- aptarnavimo ir remonto darbai nebuvo įtraukti.

Atlikus eksergoekonominę analizę buvo paskaičiuoti eksergijos kaštų srautai tarp elementų bei kiekvieno elemento – *kuro ir produkto* – eksergijos kaštai. Žinant tai, buvo įvertinti eksergijos nuostolių kaštai. Įrenginių kapitalo ir eksergijos kaštai, kurių eksergijos kaštų srautas yra didesnis kaip 3 EUR/h, pateikti 5 pav.

Iš įrenginių eksergijos nuostolių kaštų grafiko matyti, kad degiklis yra pagrindinis elementas, kuriame ekser-



5 pav. Kogeneracinės jėgainės įrenginių eksergijos nuostolių ir kapitalo kaštai



6 pav. Kogeneracinės jėgainės įrenginių eksergijos nuostolių ir kapitalo kaštai

gijos nuostolių kaštai yra didžiausi. Eksergijos nuostolių kaštai yra tiesiog proporcingi eksergijos nuostoliams. Kaip jau buvo minėta, nors degiklio ekserginis efektyvumas yra gana aukštas (4 pav.), tačiau nuostoliai šiame įrenginyje yra dideli, todėl eksergijos nuostolių kaštai – taip pat dideli. Taigi eksergijos nuostoliai degiklyje „kainuoja“ apie 602 EUR/h.

Kituose sistemos elementuose eksergijos nuostolių kaštai yra daug mažesni. Tarkime, dujų turbinos eksergijos nuostolių kaštai yra apie 124 EUR/h, o kapitalo kaštai – apie 61 EUR/h. Dujų turbinos eksploatacija „kainuoja“ apie 185 EUR/h. Atitinkamai yra skaičiuojami visų sistemos elementų kaštai. Vertinant eksergijos nuostolių ir netermodinaminio dydžio, kapitalo kaštų įtaką kaštų formavimuisi, pravartu naudoti eksergoekonominį veiksnį f_k , kuris padeda nustatyti priežastis, dėl kurių išauga kaštai. Aukštas eksergoekonominis parametras rodo, kad pagrindinė kaštų augimo priežastis yra kapitaliniai kaštai. Siekiant sumažinti bendroesius kaštus, gali būti parinktas mažiau kainuojantis įrenginys, kuriame eksergijos nuostoliai yra didesni. Žemas f_k dydis reiškia, kad bendrieji kaštai turėtų būti mažinami mažinant eksergijos nuostolių kaštus, net jeigu kapitalo kaštai padidėtų.

Galutinis eksergoekonominės analizės etapas yra elektros ir šilumos eksergijos kaštų nustatymas. Eksergijos ir energijos kaštai, skaičiuoti litais, yra pateikti 6 pav.

Kuro eksergijos kaštai vienam eksergijos vienetui yra šiek tiek mažesni negu energijos kaštai vienam energijos vienetui, kadangi kuro eksergija yra šiek tiek didesnė negu kuro žemutinė degimo šiluma. Elektros gamybos eksergijos ir energijos kaštai yra tokie patys, kadangi elektros energijos vienetą yra lygus eksergijos vienetui. Elektros eksergijos kaštai dujų turbinoje (24,2 ct/kWh) yra mažesni negu garo turbinoje (35,9 ct/kWh), nes gaminant elektrą dujų turbinoje reikia mažiau įrenginių, kuriuose susidaro

mažiau eksergijos nuostolių. Vidutiniai elektros eksergijos gamybos kaštai kogeneracinėje jėgainėje yra 27,0 ct/kWh. Pažymėtina, kad nors elektros gamybos kaštai kombinuoto ciklo kogeneracinėje jėgainėje (27,0 ct/kWh) atrodo didesni negu gaminant elektros energiją tik dujų turbinoje (24,2 ct/kWh), siekiant nustatyti tikruosius elektros gamybos kaštus, būtina atlikti dujų turbinos kogeneracinės jėgainės eksergoekonominę analizę. Skaičiavimai rodo, kad dujų turbinos kogeneracinės jėgainės ekonomiaizeryje susidaro dideli eksergijos nuostoliai. Todėl šilumos eksergijos kaštai akivaizdžiai padidėja.

Šilumos eksergijos kaštai yra dideli (43,9 ct/kWh), kadangi šilumos termodinaminė vertė, eksergija, yra santykinai maža, o eksergijos nuostolių kaštai ir įrenginių kapitalo kaštai yra dideli. Kadangi eksergijos kaštai mažai reikšmingi, šilumos eksergijos kaštus c_{EX} būtina perskaičiuoti į energijos kaštus c_{EN} . Energijos gamybos kaštai įvertinami pagal Karno parametą η_c :

$$c_{EN} = c_{EX} \frac{\dot{E}_{qi}}{\dot{Q}_i} = c_{EX} \eta_c \quad (23)$$

Termodinaminėje sistemoje, kur apsupties temperatūra T_a ir šilumos srauto temperatūra T_i yra pastovios, Karno parametras nustatomas paprastai. Kogeneracinės jėgainės šiluma yra tiekiamą šilumos tinklais, kur tiekiamo ir grąžinamo vandens temperatūros yra skirtingos. Todėl laikant, kad apsupties temperatūra yra pastovi, Karno veiksnys yra skaičiuojamas naudojantis formule:

$$\eta_c = \left(1 - T_a \frac{\ln \frac{T_T}{T_G}}{T_T - T_G} \right) \quad (24)$$

Čia T_T yra tiekiamo vandens, o T_G – grąžinamo vandens temperatūra (K).

Paskaičiuoti šilumos energijos gamybos kaštai yra apie 7 ct/kWh, kai $T_a = 15$ °C. Apsupties temperatūra turi nedidelę įtaką energijos kaštams [22], tačiau skaičiuojant būtina nurodyti, kokia apsupties temperatūra buvo panaudota.

Šilumos energijos kaštai yra daugiau kaip tris kartus mažesni negu elektros energijos gamybos kaštai. Tai galima paaiškinti tuo, kad šilumos energijos termodinaminė vertė yra mažesnė negu elektros energijos vertė, todėl ir energijos kaštai yra mažesni. Taikant eksergoekonominės analizės metodą galima įvertinti produktų eksergijos ir energijos gamybos kaštus ir palyginti skirtingas kogeneracines jėgaines.

IŠVADOS

Studijoje buvo atlikta 20 MW šiluminės galios kogeneracinės jėgainės ekserginė ir eksergoekonominė analizė. Naudojant ekserginę analizę buvo nustatyti sistemos elementai, kuriuose susidaro didžiausi nuostoliai. Atlikus eksergoekonominę analizę, šie nuostoliai buvo įvertinti ekonominiu požiūriu.

Didžiausi ekserginiai nuostoliai ir kaštai susidaro deginant kurą. Jie sudaro apie 60 % visų eksergijos nuostolių. Dėl to išauga produktų eksergijos gamybos kaštai. Vidutiniai elektros energijos gamybos kaštai kombinuoto ciklo kogeneracinėje jėgainėje yra apie 27 ct/kWh. Šilumos energijos gamybos kaštai – apie 7 ct/kWh.

Ekserginė analizė yra tyrimo įrankis, leidžiantis įvertinti termodinaminės sistemos netobulumus, kurių nebūtų galima identifikuoti taikant tradicinę energinę analizę. Tačiau ekserginės analizės nepakanka norint nustatyti, kiek „kainuoja“ tokia netobula sistema. Siekiant įvertinti eksergijos nuostolių kaštus, taikoma eksergoekonominė analizė, paremta ekserginės analizės rezultatais.

Vienas iš eksergoekonominės analizės privalumų – galimybė įvertinti eksergijos nuostolių kaštus ir nustatyti galutinių produktų gamybos kaštus. Tai ypač aktualu nagrinėjant kogeneracines (ir trigeneracines) jėgaines, kuriose yra pagaminama keletas produktų. Tradiciniai ekonominiai metodai yra subjektyvūs ir neleidžia tiksliai įvertinti šių kaštų, todėl eksergoekonominė analizė turėtų būti taikoma vertinant ir lyginant skirtingas termodinamines sistemas.

Gauta 2012 05 29

Priimta 2012 06 20

Literatūra

1. Borel L. La thermodynamique de l'ingénieur. *Revue Générale de Thermique*. 1991. Vol. 30(356–357). P. 444–449.
2. Tsatsaronis G. Thermo-economic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science*. 1993. Vol. 19. P. 227–257.

3. Sciubba E. Exergo-economics: thermodynamic foundation for a more rational resource use. *International Journal of Energy Research*. 2005. Vol. 29. P. 613–636.
4. Frangopoulos C. A. Thermo-economic functional analysis and optimization. *Energy*. 1987. Vol. 12(7). P. 563–571.
5. Von Spakovsky M. R., Evans R. B. Engineering Functional Analysis – Part I. *ASME Journal of Energy Resources Technology*. 1993. Vol. 115(2). P. 86–92.
6. Tsatsaronis G. Combination of exergetic and economic analysis in energy-conversion processes. *Energy Economics and Management in Industry: Proceedings of the European Congress, Algarve, Portugal, April 2–5, 1984*. 1984. P. 151–157.
7. Tsatsaronis G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*. 2007. Vol. 32. P. 249–253.
8. Lozano M. A., Valero A. Theory of exergetic cost. *Energy*. 1993. Vol. 18(3). P. 939–60.
9. Lazzaretto A., Tsatsaronis G. A general process-based methodology for exergy costing. In: A. B. Duncan, J. Fiszdon, D. O'Neal, K. D. Braven, editors. *Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division*. New York: ASME; 1996. P. 413–428.
10. Tsatsaronis G., Lin L. On exergy costing in exergoeconomics. In: G. Tsatsaronis, R. A. Bajura, W. F. Kenney, G. M. Reistad, editors. *Computer-aided Energy Systems Analysis*. New York: ASME. 1990. P. 1–11.
11. Lazzaretto A., Tsatsaronis G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*. 2006. Vol. 31. P. 1257–1289.
12. Lazzaretto A., Tsatsaronis G. On the quest for objective equations in exergy costing. In: M. L. Ramalingam, J. G. Lage, V. C. Mei, J. N. Chapman, editors. *Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division*. New York: ASME. 1997. P. 413–428.
13. Lazzaretto A., Tsatsaronis G. On the calculation of efficiencies and costs in thermal systems. In: S. M. Aceves, S. Garimella, R. Peterson, editors. *Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division*. New York: ASME. 1999. P. 421–430.
14. Valero A., Lozano M. A., Serra L., Tsatsaronis G., Pisa J., Frangopoulos C., et al. CGAM problem: definition and conventional solution. *Energy*. 1994. Vol. 19(3). P. 279–286.
15. Erlach B., Serra L., Valero A. Structural theory as standard for thermo-economics. *Energy Conversion and Management*. 1999. Vol. 40. P. 1627–1649.
16. Bagdanavičius A., Jenkins N. Exergoeconomic evaluation of small scale CHP systems. *Environmental Engineering. Proceedings of the 8th International Conference, Vilnius, Lithuania, May 19–20, 2011*. P. 727–734.

17. Bagdanavicius A., Jenkins N., Hammond G. P. Assessment of community energy supply systems using energy, exergy and exergoeconomic analysis. *Energy*. 2012; DOI: 10.1016/j.energy.2012.01.058
18. Borel L. *Thermodynamique et energetique*. Lausanne: Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 1991.
19. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. *Thermal Design and Optimization*. New York: A Wiley-Interscience Publication, 1996.
20. Silveira J. L., Tuna C. E. Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part I. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2003. Vol. 29. P. 479–485.
21. Loh H. P., Lyons J., White C. W. *Process Equipment Cost Estimation: Final Report*. U. S. Department of Energy, National Energy Technology Laboratory DOE/NETL-2002/1169.
22. Bagdanavicius A., Sansom R., Jenkins N., Strbac G. Economic and exergoeconomic analysis of micro GT and ORC cogeneration systems. *Proceedings of ECOS Conference 2012, Perugia, Italy, June 26–29*. 2012: (accepted).

Audrius Bagdanavičius, Vytautas Martinaitis

EXERGY ANALYSIS AND EXERGOECONOMICS. A STUDY OF COMBINED CYCLE COGENERATION PLANT

Summary

It may be argued that society is becoming increasingly demanding for the quality from any activity. Even if it is true it is not easy to assess the quality of various processes as popular economic criteria hardly comply with the concept of sustainable development. Exergy, as an objective indicator of used and transformed energy quality, is used for the evaluation of energy transformation processes in different areas, such as: biology, technology etc. It is not affected by inflation, devaluation, and crisis. The compromise of combination of exergy and economic criteria is defined by exergoeconomics. This paper presents theoretical basics of exergy and exergoeconomic analyses. The exergy and exergoeconomic analyses were performed for 20 MW thermal capacity combined-cycle cogeneration plant. The exergy analysis allowed the identification of elements where the largest exergy losses are formed. The exergoeconomic analysis was conducted to determine costs of such system imperfection economically. Additionally, costs of final products (e. g. heat and electricity) were calculated.

Key words: exergy analysis, exergoeconomics, cogeneration plant

Аудриус Багданавичюс, Витаутас Мартинайтис

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ЭКСЕРГОЭКОНОМИКА. ИССЛЕДОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Резюме

Можно обсуждать становится ли общество все более требовательным к качеству любого процесса, деятельности. Даже отвечая положительно, не так легко оценить качество различных процессов, так как популярные экономические критерии несоответствуют принципам устойчивого развития. Для процессов преобразования энергии – от биологических до технологических – используются объективный критерий их качества – эксергия. На нее не действуют инфляция, девальвация, кризисы и т. п. Компромисс между по самой своей природе различными критериями представляет эксергоэкономика. В статье представлены теоретические основы эксергетического и эксергоэкономического анализа. Рассматривается ТЭЦ с комбинированным циклом 20 МВт тепловой мощности, ее эксергетический и эксергоэкономический анализ. Использование эксергетического анализа позволило определить элементы, которые образуют наибольшие потери эксергии. При определении того, сколько „стоит“ такое несовершенство системы, подключается эксергоэкономический анализ. Кроме того, появляется возможность оценить не только стоимость потерь эксергии, но и разделить издержки производства конечных продуктов, т. е. тепловой и электрической энергии.

Ключевые слова: эксергетический анализ, эксергоэкономика, когенерационная установка