



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS**  
**MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

**Mantas Lapė**

**TURBODETANDERIŲ PRITAIKYMO DUJŲ PERDAVIMO  
SISTEMŲ SLĖGIO REDUKAVIMUI GALIMYBIŲ STUDIJA**

Baigiamasis magistro projektas

**Vadovas**  
Doc. dr. Liutauras Vaitkus

**KAUNAS, 2015**

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

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

**TURBODETANDERIŲ PRITAIKYMO DUJŲ PERDAVIMO  
SISTEMŲ SLĖGIO REDUKAVIMUI GALIMYBIŲ STUDIJA**

Baigiamasis magistro projektas  
Termoinžinerija 621E30001

**Vadovas**  
(parašas) Doc. dr. Liutauras Vaitkus  
(data)

**Recenzentas**  
(parašas) Doc. dr. Arvydas Adomavičius  
(data)

**Projektą atliko**  
(parašas) Mantas Lapė  
(data)

**KAUNAS, 2015**

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS  
MECHANIKOS IR MECHATRONIKOS FAKULTETAS**

**Tvirtinu:**

Šilumos ir atomo energetikos (parašas, data)  
katedros vedėjas

doc. Egidijus Puida  
(vardas, pavardė)

**MAGISTRANTŪROS UNIVERSITETINIŲ STUDIJŲ BAIGIAMOJO DARBO  
UŽDUOTIS  
Studijų programa TERMOINŽINERIJA**

Magistrantūros studijų, kurias baigus įgyjamas magistro kvalifikacinis laipsnis, baigiamasis darbas yra mokslinio tiriamojo arba taikomojo pobūdžio darbas (projektas). Jam atlikti ir apginti skiriama 30 kreditų. Šiuo darbu studentas parodo, kad yra pagilinęs ir papildęs pagrindinėse studijose įgytas žinias, turi pakankamai gebėjimų formuluoti ir spręsti aktualią problemą, turėdamas ribotą ir (arba) prieštaringą informaciją, geba savarankiškai atlikti mokslinius ar taikomuosius tyrimus ir tinkamai interpretuoti duomenis. Taip pat jis parodo, kad yra kūrybingas, geba taikyti fundamentines mokslo žinias, išmano socialinės bei komercinės aplinkos, teisės aktų ir finansines galimybes, turi informacijos šaltinių paieškos ir kvalifikuotos jų analizės, skaičiuojamųjų metodų ir specializuotos programinės įrangos bei bendrosios paskirties informacinių technologijų naudojimo, taisyklingos kalbos vartosenos įgūdžių, geba tinkamai formuluoti išvadas.

- 1. Darbo tema:** „Turbodetandierių pritaikymo dujų perdavimo sistemų slėgio redukavimui galimybių studija“ / „Feasibility study of turboexpanders' application for gas pressure reduction in gases' transmission systems“ .....  
Patvirtinta 2015 m. gegužės mėn. 11 d. dekanų įsakymu Nr. ST17-F-11-2 .....
  - 2. Darbo tikslas:** Atlikti turbodetandierių pritaikymo Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemoje galimybių studiją .....
  - 3. Darbo struktūra:**
    - 3.1 Įvadas; .....
    - 3.2 Turbodetandierių technologijos literatūros apžvalga; .....
    - 3.3 Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemos parametrų apžvalga; .....
    - 3.4 Turbodetandierių ciklų analizė bei esminių technologinių sprendimų parinkimas; .....
    - 3.5 Turbodetandierių ciklo matematinis modelis bei dujų skirstymo stočių duomenų analizė; .....
    - 3.6 Turbodetandierių sistemos ekonominiai skaičiavimai; .....
    - 3.7 Turbodetandierių sistemos pritaikymo Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemoje galimybių analizė; .....
    - 3.8 Išvados .....
  - 4. Reikalavimai ir sąlygos:** Darbas turi atitikti baigiamiesiems darbams keliamus reikalavimus ..
  - 5. Užbaigto darbo pateikimo terminas:** 2015 m. gegužės mėn. 27 d.
  - 6. Ši užduotis yra neatskiriama baigiamojo darbo dalis.**
- Išduota studentui Mantui Lapei .....

Užduotį gavau Mantas Lapė  
(studento vardas, pavardė)

.....  
(parašas) (data)

Vadovas doc. Liutauras Vaitkus  
(pareigos, vardas, pavardė)

.....  
(parašas) (data)



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS  
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

(Fakultetas)

Mantas Lapė

(Studento vardas, pavardė)

Termoinžinerija, 621E30001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

Baigiamojo projekto

„Turbodetandierių pritaikymo dujų perdavimo sistemų slėgio redukavimui galimybių studija“

**AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA**

2015 m. gegužės 27 d.

Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Manto Lapės**, baigiamasis projektas tema „Turbodetandierių pritaikymo dujų perdavimo sistemų slėgio redukavimui galimybių studija“ yra parašytas visiškai savarankiškai, o visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

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

\_\_\_\_\_  
(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

\_\_\_\_\_  
(parašas)

Lapė, M. „Feasibility study of turboexpanders' application for gas pressure reduction in gases' transmission systems“. Master's degree final project / research adviser Assoc. Prof. Dr. Liutauras Vaitkus; Kaunas university of technology, Faculty of Mechanical Engineering and Design, Department of Thermal and Nuclear Energy.

Kaunas, 2015. 67 pages.

### SUMMARY

**Keywords:** turboexpander, natural gas transmission system, generation of electricity.

This Master's degree final project is a feasibility study of turboexpanders' application for electricity generation in Lithuania's natural gasses' transmission system. If applied in natural gas reduction stations, turboexpanders could potentially increase the transmission system's overall efficiency.

The final project covers types of turboexpanders, their fields of application, and main characteristics. The most effective scheme of pressure reduction using turboexpander, and means of heat generation for gas preheating are proposed as well.

Using *PTC Mathcad* platform, thermodynamic analysis model was created to process gas pressure reduction stations' data points. Analysis results showed that the annual electricity generation potential in Lithuania's natural gas transmission system is greater than 13 million kWh. Economical calculations concluded that turboexpanders' application in Lithuania's natural gas pressure reduction stations would not be an economically feasible investment.

## TURINYS

<b>ILIUSTRACIJŲ SĄRAŠAS</b> .....	7
<b>LENTELIŲ SĄRAŠAS</b> .....	8
<b>ĮVADAS</b> .....	9
<b>1. LITERATŪROS ŠALTINIŲ ANALIZĖ</b> .....	9
1.1 Turbodetandieriai, jų klasifikacija ir pritaikymo sritys, pagrindinės charakteristikos .....	9
1.2 Aktualių straipsnių analizė .....	13
<b>2. LIETUVOS GAMTINIŲ DUJŲ PERDAVIMO SISTEMA IR JA PERDUODAMŲ GAMTINIŲ DUJŲ PARAMETRAI</b> .....	14
2.1 Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistema .....	14
2.2 Lietuvos gamtinių dujų sistema perduodamų dujų parametrai, jų įtaka skaičiavimo tikslumui.....	15
2.3 Lietuvos dujų skirstymo stotis pasiekiančio gamtinių dujų srauto termodinaminiai parametrai ir jų kitimas .....	17
<b>3. TURBODETANDERIO CIKLO ANALIZĖ IR OPTIMALIAUSIO CIKLO GAMTINIŲ DUJŲ SLĖGIO REDUKAVIMUI PARINKIMAS</b> .....	19
3.1 Slėgio redukavimas tik turbodetandieriu, kai dujos pašildomos prieš turbodetandierį...	20
3.2 Slėgio redukavimas tik turbodetandieriu, kai dujos pašildomos už turbodetandierio .....	22
3.3 Slėgio redukavimas turbodetandieriu ir slėgio redukavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš turbodetandierį.....	23
3.4 Slėgio redukavimas slėgio reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš vožtuvą	25
<b>4. GAMTINIŲ DUJŲ PAŠILDYMO ŠILUMOS GAMYBOS SISTEMŲ ANALIZĖ IR OPTIMALIAUSIO VARIANTO PARINKIMAS</b> .....	26
<b>5 MATEMATINIO MODELIO SUDARYMAS DUJŲ SKIRSTYMO STOČIŲ DUOMENŲ ANALIZEI</b> .....	31
5.1 Turbodetandierių projektinių parametrų parinkimas.....	31
5.2 Dujų skirstymo stoties duomenų termodinaminės analizės modelio <i>Mathcad</i> aplinkoje sudarymas.....	33
<b>6. TURBODETANDIERIŲ SISTEMOS EKONOMINĖ ANALIZĖ</b> .....	44
<b>7. TURBODETANDIERIŲ PRITAIKYMŲ LIETUVOS GAMTINIŲ DUJŲ PERDAVIMO SISTEMOJE ANALIZĖ</b> .....	46
<b>IŠVADOS</b> .....	47
<b>LITERATŪROS SĄRAŠAS</b> .....	48
<b>PRIEDAI</b> .....	50
A PRIEDAS. Dujų slėgio redukavimo turbodetandieriu termodinaminio ciklo analizės matematinis modelis <i>PTC Mathcad</i> aplinkoje .....	50

## ILIUSTRACIJŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Turbodetanderis – kompresorius .....	10
1.2 pav. Turbodetanderis – generatorius <i>RMG MTG</i> .....	11
1.3 pav. Turbodetanderio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo srauto debito santykio su projektiniu debitu .....	12
1.4 pav. Turbodetanderio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo srauto temperatūros santykio su projektine temperatūra .....	12
1.5 pav. Turbodetanderio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo įėjimo srauto slėgio santykio su projektiniu įėjimo slėgiu .....	12
1.6 pav. Turbodetanderio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo įėjimo srauto molinės masės santykio su projektine srauto moline mase.....	13
2.1 pav. Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistema Lietuvos žemėlapyje .....	14
2.2 pav. Tipinė gamtinių dujų srauto debito kitimo dujų skirstymo stotyje metų bėgyje charakteristika .....	17
2.3 pav. Tipinė gamtinių dujų srauto debito kitimo dujų skirstymo stotyje paros bėgyje žiemos metu charakteristika .....	18
2.4 pav. Tipinė į dujų skirstymo stotis įeinančio gamtinių dujų srauto slėgio kitimo metų bėgyje charakteristika .....	18
2.5 pav. Tipinė į dujų skirstymo stotis įeinančio gamtinių dujų srauto temperatūros kitimo metų bėgyje charakteristika.....	19
3.1 pav. Dujų slėgio redukavimo, dujas pašildant vieną kartą prieš du turbodetanderius, supaprastinta principinė schema.....	20
3.2 pav. Dviejų pakopų redukavimo turbodetanderiais, kai dujos pašildomos vieną kartą prieš abu turbodetanderius, idealaus ciklo vaizdas <i>p-h</i> koordinatėse .....	21
3.3 pav. Dujų slėgio redukavimo, dujas pašildant vieną kartą po abiejų turbodetanderių, supaprastinta principinė schema.....	22
3.4 pav. Dviejų pakopų redukavimo turbodetanderiais, kai dujos pašildomos vieną kartą po abiejų turbodetanderių, idealaus ciklo vaizdas <i>p-h</i> koordinatėse.....	23
3.5 pav. Dujų slėgio redukavimo turbodetanderiu ir slėgio reguliavimo vožtuvu supaprastinta principinė schema.....	24
3.6 pav. Redukavimo turbodetanderiu ir dujų slėgio reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš turbodetanderį, idealaus ciklo vaizdas <i>p-h</i> koordinatėse.....	24
3.7 pav. Dujų slėgio redukavimo slėgio reguliavimo vožtuvu supaprastinta principinė schema .	25
3.8 pav. Redukavimo dujų slėgio reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš reguliatorių, idealaus ciklo vaizdas <i>p-h</i> koordinatėse .....	25
4.1 pav. Bendroji mėnesinė saulės spinduliuotė Kauno mieste 2009 metais.....	27
4.2 pav. Vandens šildymo dujų katilo naudingumo koeficiento kitimas prie skirtingų katilo apkrovų, skirtingiems paruošiamo vandens temperatūros režimams.....	28
4.3 pav. Kondensacinio vandens šildymo dujų katilo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo katilo apkrovos skirtingiems vandens temperatūros režimams.....	29
4.4 pav. Kogeneracinio bloko su vidaus degimo varikliu naudingumo koeficiento priklausomybės nuo apkrovos.....	29
5.1 pav. Turbodetanderio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo entalpijos kritimo idealaus proceso metu .....	32
5.2 pav. Turbodetanderio dujų slėgio redukavimo ciklo vaizdas <i>p-h</i> koordinatėse.....	34
5.3 pav. Apskaičiuoto dujų slėgio redukavimo ciklo vaizdai <i>p-h</i> ir <i>T-s</i> koordinatėse .....	40
5.4 pav. Momentinės turbodetanderių sistemos elektrinės galios kitimas metų bėgyje .....	43
5.5 pav. Apskaičiuoto momentinio aktyvių turbodetanderių skaičiaus kitimas metų bėgyje.....	43
5.6 pav. Apskaičiuoto momentinio aktyvių turbodetanderių mechaninio naudingumo koeficiento $\eta_e$ kitimas metų bėgyje .....	44
6.1 pav. Turbodetanderių sistemos grynosios dabartinės vertės penkiolikos metų laikotarpiui priklausomybė nuo diskonto normos <i>r</i> .....	46

7.1 pav. Lietuvos dujų skirstymo stočių pasiskirstymas pagal didžiausią momentinį dujų srauto debitą .....	46
--	----

## LENTELIŲ SĄRAŠAS

2.1 lentelė. Iš Rusijos Federacijos Lietuvai tiekiamų gamtinių dujų sudėtis .....	15
2.2 lentelė. Rekomenduojama Lietuvos vartotojams tiekiamų gamtinių dujų sudėtis .....	16
2.3 lentelė. Gamtinių dujų ir metano masinės savitosios izobarinės šilumos palyginimas prie 6, 24 ir 48 bar, prie kintančių temperatūros verčių .....	16
2.4 lentelė. Gamtinių dujų ir metano Džaulio – Thompsono koeficiento palyginimas prie 6, 24 ir 48 bar, prie kintančių temperatūros verčių .....	17
3.1 lentelė. Dviejų pakopų redukavimo turbodetandieriais, kai dujos pašildomos vieną kartą prieš abu turbodetandierius, ciklo taškų termodinaminių parametru vertės .....	21
3.2 lentelė. Dviejų pakopų redukavimo turbodetandieriais, kai dujos pašildomos vieną kartą po abiejų turbodetandierių, ciklo taškų termodinaminių parametru vertės .....	22
3.3 lentelė. Redukavimo turbodetandieriu ir dujų slėgio reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš redukavimą, ciklo taškų termodinaminių parametru vertės .....	24
3.4 lentelė. Redukavimo dujų reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš redukavimą, ciklo taškų termodinaminių parametru vertės .....	25
3.5 lentelė. Apibendrintas analizuotų slėgio redukavimo variantų palyginimas .....	26
4.1 lentelė. Apibendrintas analizuotų šilumos gamybos variantų palyginimas .....	30
5.1 lentelė. Stoties gamtinių dujų srauto debito ir slėgio mažiausios, vidutinės ir didžiausios vertės .....	31
5.2 lentelė. Turbodetandierių projektinės parametru vertės .....	33
5.3 lentelė. Dujų skirstymo stotį pasiekiančio srauto parametrai .....	33
5.4 lentelė. Iteracinių temperatūros $T_3$ ir slėgio $p_3$ skaičiavimų rezultatai .....	36
5.5 lentelė. Apskaičiuoti slėgio redukavimo ciklo taškų termodinaminiai parametrai .....	39
5.6 lentelė. Antroje iteracijoje apskaičiuoti slėgio redukavimo ciklo taškų termodinaminiai parametrai .....	39
5.7 lentelė. Turbodetandierių pritaikymo dujų skirstymo stotyje analizės rezultatai. Metiniai pagaminamos elektros energijos ir pašildymui reikalingų gamtinių dujų kiekiai .....	42
6.1 lentelė. Turbodetandierių sistemos įdiegimo dujų skirstymo stotyje investiciniai kaštai .....	44
6.2 lentelė. Turbodetandierių sistemos grynosios dabartinės vertės ( $NPV$ ) skaičiavimai prie $r_1 = 10\%$ ir $r_1 = 12\%$ diskonto normų penkiolikos metų laikotarpiui .....	45
7.1 lentelė. Turbodetandierių pritaikymo atrinktose Lietuvos dujų skirstymo stotyse analizės rezultatai .....	47

### Darbe naudojami ne SI sistemos matavimo vienetai ir nestandartinės matavimo vienetų išraiškos:

- 1) Slėgio matavimo vienetas „baras“ (bar).  $1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ;
- 2) Tūrio matavimo vienetas „kubinis metras prie normalių sąlygų“ ( $\text{nm}^3$ ).  $1 \text{ nm}^3 = 1 \text{ m}^3$  (prie slėgio  $p_0 = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  ir temperatūros  $T_0 = 273,15 \text{ }^\circ\text{K}$ ).



## IVADAS

Magistro baigiamajame projekte atlikta elektros energijos generavimo turbodetandieriais potencialo Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemoje studija. Termodinaminė analizė rodo, jog gamtinių dujų slėgio redukavimui pritaikius turbodetandierius, yra teorinė galimybė pasiekti didesnę gamtinių dujų perdavimo sistemos efektyvumą.

Darbe išanalizuoti turbodetandierių tipai, pritaikymo sritys, pagrindinės įrenginių charakteristikos. Įvertinus Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemos srauto parametrus nustatyta, jog efektyviausias gamtinių dujų slėgio redukavimo turbodetandieriais būdas būtų dujų pašildymas prieš vienpakopį redukavimą turbodetandieriuose, kai galutinis redukavimas atliekamas slėgio redukavimo vožtuvu. Palyginus šilumos energijos gamybos gamtinių dujų pašildymui metodus prieita išvados, jog efektyviausias šilumos energijos gamybos būdas būtų kondensaciniais dujų katilais.

Gamtinių dujų skirstymo stočių duomenų analizei sudarytas termodinaminių procesų skaičiavimo modelis *PTC Mathcad* aplinkoje. Modelio pagalba išanalizuoti metiniai Lietuvos gamtinių dujų skirstymo stočių duomenys ir apskaičiuotas elektros energijos generavimo potencialas, kuris viršytų 13 mln. kWh.

Atlikta ekonominė analizė parodė, jog esant dabartinėms gamtinių dujų pardavimo ir elektros energijos supirkimo kainoms, turbodetandierių pritaikymas Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemoje nebūtų ekonomiškai pagrįsta investicija.

Darbo **tikslas** – atlikti turbodetandierių pritaikymo Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemoje galimybių studiją. Darbo **uždaviniai**: atlikti turbodetandierių technologijos literatūros apžvalgą; išanalizuoti Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemą ir ja perduodamų gamtinių dujų srauto parametrus; parinkti perspektyviausią slėgio redukavimo turbodetandieriais ciklą ir gamtinių dujų pašildymo metodą; sukurti matematinį modelį ir atlikti dujų skirstymo stočių duomenų analizę; atlikti turbodetandierių sistemos ekonominius skaičiavimus ir išanalizuoti jos pritaikymo Lietuvos dujų perdavimo sistemoje galimybes bei tikslingumą.

## 1 LITERATŪROS ŠALTINIŲ ANALIZĖ

### 1.1 Turbodetandieriai, jų klasifikacija ir pritaikymo sritys, pagrindinės charakteristikos

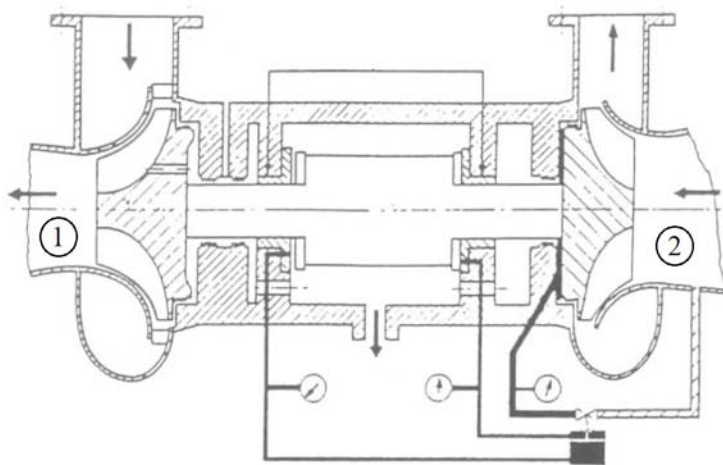
Turbodetandieriu (angl. *turboexpander*) vadinamas mechaninis įrenginys - turbina, kurio pagrindinė paskirtis yra dujų slėgio redukavimas, potencinę srauto energiją paverčiant mechaniniu darbu. Kadangi slėgio redukavimą lydi staigus srauto temperatūros kritimas, turbodetandieriai dažniausia sutinkami dujų skystinimo pramonėje. Skirtingai negu garo turbinos, turbodetandieriai gali būti naudojami žemos temperatūros dujų srautų slėgio redukavimui.

Mechaniniu požiūriu turbodetandierių sandara panaši į kompresorių, tačiau šių įrenginių paskirtys yra priešingos: kompresorius, naudodamas mechaninį darbą, slėgia dujas, o turbodetandieris, redukuodamas dujų slėgį, sukuria mechaninį darbą. Pagal tai, kam panaudojamas šis mechaninis darbas, turbodetandieriai gali būti skirstomi į:

- 1) turbodetandierius – stabdžius;
- 2) turbodetandierius – kompresorius;
- 3) turbodetandierius – generatorius.

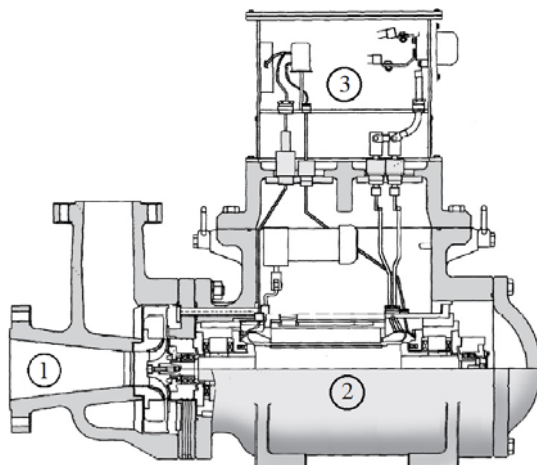
Turbodetandieriai – stabdžiai naudojami tada, kai sukuriama mechaninio darbo kiekis yra pernelyg mažas, kad jį būtų galima racionaliai panaudoti. Tuo atveju mechaninis darbas paverčiamas trinties šiluma stabdyje. Tokio tipo įrenginiai sutinkami mažos galios dujų skystinimo agregatuose.

Turbodetandieriai – kompresoriai (1.1 pav.) sutinkami didelės galios dujų skystinimo agregatuose, dujų gryninimo įrenginiuose, cheminių produktų gamyklose, kai turbodetandierio sukuriama darbo kiekis yra pakankamai didelis, jog įtakotų ekonominę gamybos efektyvumą. Šios rūšies turbodetandierių sukurtas mechaninis darbas panaudojamas dujų kompresoriui sukurti. Kompresorius gali slėgti tą patį srautą, kuris redukuojamas turbodetanderyje (dujų skystinimo agregate) arba kito technologinio proceso dujų srauto slėgio didinimui.



1.1 pav. Turbodetandieris – kompresorius [1]. 1 - turbodetandierio pusė, 2 - kompresoriaus pusė. Turbodetandieris ir kompresorius sujungti bendru velenu

Turbodetandieriai – generatoriai potencinę aukšto slėgio dujų energiją paverčia į vartojimui tinkamą elektros energiją. Šio tipo turbodetandieriai naudojami tada, kai sukurtas mechaninio darbo kiekis yra pakankamai didelis, kad jį būtų racionalu paversti į elektros energiją ir transportuoti vartotojui, o įrengti turbodetandierį – kompresorių nėra poreikio ar galimybių. Turbodetandieriai – generatoriai priklauso pastovaus apskukų skaičiaus turbodetandierių kategorijai. Šie įrenginiai gali būti komplektuojami viename bloke (1.2 pav.), kurį sudaro: 1 - turbodetandieris, 2 - generatorius, 3 - elektros srovės konvertavimo blokas.



1.2 pav. Turbodetanderis – generatorius *RMG MTG* [2]. Įrenginį sudaro: 1 – turbodetanderis, 2 – sinchroninis generatorius, 3 – elektros srovės konvertavimo blokas

Pagrindiniai turbodetanderius aprašantys ir jų projektinį naudingumo koeficientą lemiantys parametrai yra specifinis greitis  $N_s$ , specifinis skersmuo  $D_s$ , slėgio redukavimo laipsnis  $p_r$ , Reynolds'o skaičius  $Re$ . Specifinis greitis yra funkcija, priklausanti nuo turbodetanderio veleno apskukų skaičiaus, srauto debito ir entalpijos kritimo idealaus proceso metu [1]:

$$N_s = \frac{0,076 \cdot N \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{0,75}}, \quad (1.1)$$

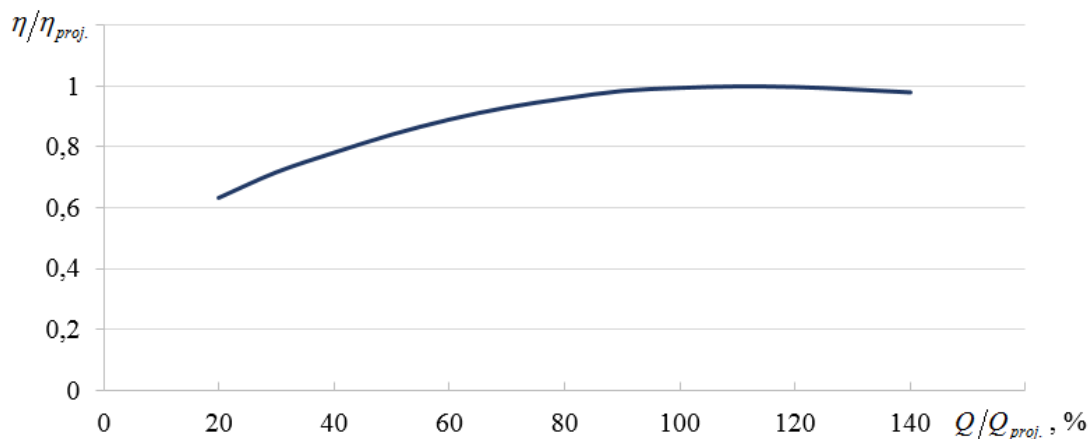
čia:  $N_s$  – specifinis greitis, (-);  $N$  – turbodetanderio veleno apskukų skaičius, (aps./min);  $Q$  – tūrinis srauto debitas turbodetanderio išėjime, ( $\text{m}^3/\text{s}$ );  $\Delta h$  – srauto entalpijos pokytis idealaus proceso metu, (kJ/kg).

Remiantis literatūra [1, 3], didžiausias projektinis turbodetanderių naudingumo koeficientas pasiekiamas tuo atveju, kai specifinis greitis artimas  $N_s \approx 75 \div 80$ .

Turbodetanderių naudingumo koeficientą neprojektiniuose darbo taškuose įtakoja srauto parametrų nukrypimas nuo projektinių srauto parametrų verčių. Ši įtaka ypač aktuali, kai turbodetanderiai numatomi darbui su nepastovių parametrų srautais, pavyzdžiui, gamtinių dujų skirstymo stotyje. Pagrindiniai įtaką naudingumo koeficientui darantys parametrai yra:

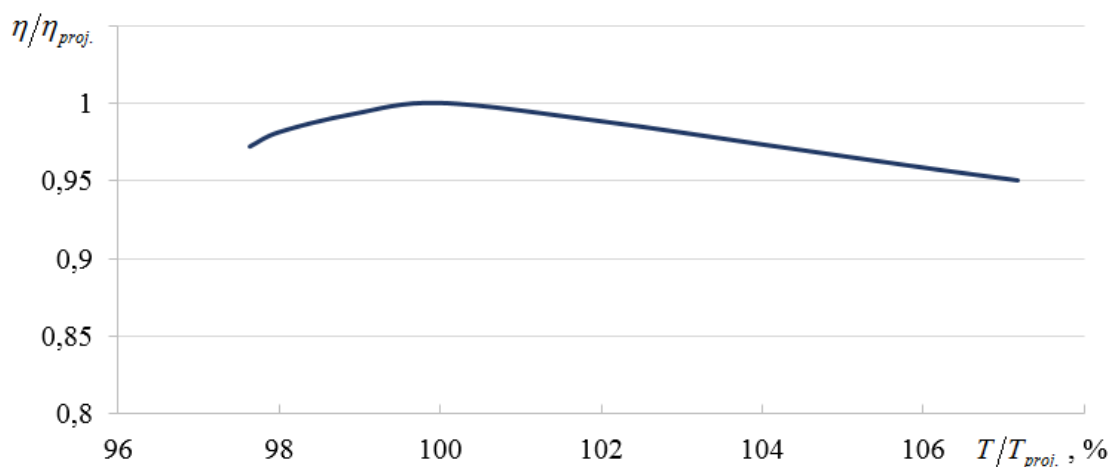
- srauto debito santykis su projektiniu debitu  $Q/Q_{proj.}$  ;
- srauto temperatūros santykis su projektine temperatūra  $T/T_{proj.}$  ;
- srauto įėjimo slėgio santykis su projektiniu įėjimo slėgiu  $p_i/p_{i,proj.}$  ;
- srauto molekulinės masės santykis su projektine molekuline mase  $\mu/\mu_{proj.}$  .

Parametrų įtaka naudingumo koeficientui, remiantis [1], pateikiama 1.3, 1.4, 1.5, 1.6 pav..

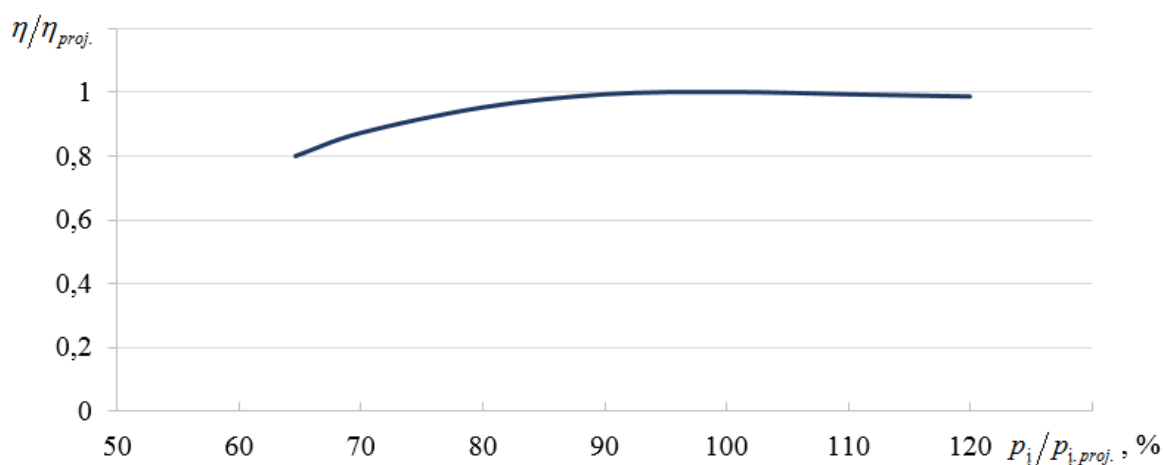


1.3 pav. Turbodetandero naudingumo koeficiento priklausomybė nuo srauto debito santykio su projektiniu debitu

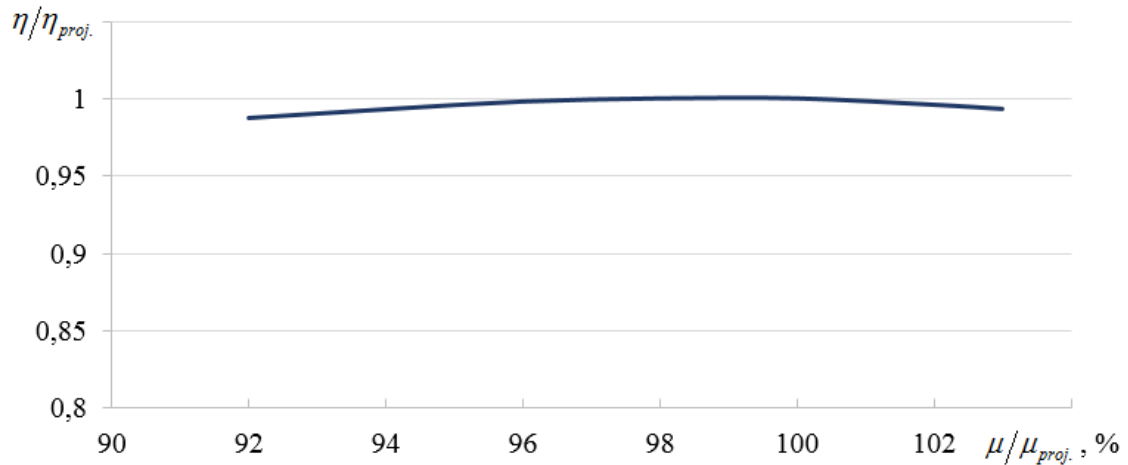
Kaip pateikta 1.3 pav., turbodetanderių naudingumo koeficientas mažiau jautrus debito padidėjimui negu sumažėjimui. Remiantis pateiktu grafiku, mažiausio ir didžiausio debitų santykis  $Q_{max}/Q_{min} = 6,0$ , tuo tarpu [2] pateiktose įvairių turbodetanderių modelių charakteristikose  $Q_{max}/Q_{min} = 3,3 \div 6,0$ , priklausomai nuo įrenginio galios.



1.4 pav. Turbodetandero naudingumo koeficiento priklausomybė nuo srauto temperatūros santykio su projektine temperatūra



1.5 pav. Turbodetandero naudingumo koeficiento priklausomybė nuo įėjimo srauto slėgio santykio su projektiniu įėjimo slėgiu



1.6 pav. Turbodetandierio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo įėjimo srauto molinės masės santykio su projektine srauto moline mase

Pateiktos naudingumo koeficiento priklausomybės nuo srauto parametrų bus įvertintos sudarant skaičiavimo algoritmą tolesniuose darbo skyriuose.

## 1.2 Aktualių straipsnių analizė

J. Poživil atlikta turbodetandierio pritaikymo potencialo studija Čekijos Velké Nēmčice dujų skirstymo stotyje [4] parodė, jog dujų slėgio redukavimo laipsnis ženkliai įtakoja tiek turbodetandierio pagaminamos energijos kiekį, tiek dujų pašildymui reikalingos šilumos kiekį. Siekiant rasti priimtinausią gautos elektros energijos ir pašildymui suvartotos šilumos santykį, šiame magistro baigiamajame projekte bus išanalizuotos kelios slėgio redukavimo schemas ir priimtas optimaliausias variantas.

M. M. Rahman atliktas darbas [5], kuriame įvertinamos dvidešimt aštuonios Bangladešo dujų skirstymo stotys, parodė, jog dujų srauto pašildymas yra privalomas gamtinių dujų slėgio redukavimo turbodetandieriu atveju, siekiant išvengti hidratų susidarymo iš stoties išeinančiame sraute. Nagrinėtais atvejais turbodetandierį paliekančio srauto temperatūra gali nukristi iki  $-125\text{ }^{\circ}\text{C}$ , jei srautas nebūtų šildomas. Dėl tos priežasties, šiame baigiamajame darbe, sudarant gamtinių dujų slėgio redukavimo schemas, bus privaloma numatyti gamtinių dujų pašildymą.

N. Z. Rezaie ir M. Saffar-Avval parengta turbodetandierio – generatoriaus potencialo studija [6] Takestano miesto dujų skirstymo stočiai Irane atkreipia dėmesį į neprojektinių darbo sąlygų vertinimo svarbą. Kintantys gamtinių dujų parametrai lemia vidutinį 68% turbodetandierio efektyvumą, kai tuo tarpu projektinis įrenginio efektyvumas gali siekti 93%. Dėl šios priežasties, į termodinaminės duomenų analizės modelį privalo būti įrauktos turbodetandierio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo dujų srauto parametrų.

H. Eftekhari, K. Akhlaghi, ir kt. [7] tyrė turbodetandierio – generatoriaus ir kogeneracinio bloko su vidaus degimo varikliu sistemos potencialą Mahsad dujų skirstymo stotyje Irane. Šilumos energijos gamybos galimybė kogeneraciniu bloku baigiamajame darbe bus palyginta su kitais šilumos energijos gamybos būdais.

## 2 LIETUVOS GAMTINIŲ DUJŲ PERDAVIMO SISTEMA IR JA PERDUODAMŲ GAMTINIŲ DUJŲ PARAMETRAI

### 2.1 Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistema

Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistemos operatoriaus duomenimis, gamtinių dujų perdavimo sistemą sudaro 2007 km magistralinių dujotiekių, 66 vnt. dujų skirstymo stočių, 3 vnt. dujų apskaitos stočių, 2 vnt. dujų kompresorių stočių, dujotiekių apsaugos nuo korozijos įrenginiai, duomenų perdavimo ir ryšio sistemos [8]. Didžiosios gamtinių dujų perdavimo sistemos dalies projektinis dujų slėgis – 54 bar.



2.1 pav. Lietuvos gamtinių dujų perdavimo sistema Lietuvos žemėlapyje [8]

2014 metais gamtinių dujų perdavimo sistema vartotojams perduota 2.562,5 mln.  $\text{nm}^3$  gamtinių dujų, t.y. 3,9% mažiau negu 2013 m., o tranzitu į RF Kaliningrado sritį transportuota 2.075,4 mln.  $\text{nm}^3$  gamtinių dujų [9]. Gamtinių dujų suvartojimą šalies teritorijoje ir magistraliniais dujotiekiais perduotą kiekį labiausiai įtakoja stambiausia šalies gamtinių dujų vartotoja AB „Achema“, kurios metinis dujų suvartojimas yra 1.560 mln.  $\text{nm}^3$  [10]. Iki 2015 metų gamtinės dujos į Lietuvos teritoriją būdavo importuojamos tik iš Rusijos federacijos. Nuo 2015 m. sausio 1 d., kai SGD terminalas pradėjo komercinę veiklą, kasmet mažiausiai 540 mln.  $\text{nm}^3$  [11] gamtinių dujų į perdavimo sistemą bus tiekiami iš SGD terminalo.

Vienas esminių gamtinių dujų perdavimo sistemos elementų yra dujų skirstymo stotys (DSS). Dujų skirstymo stoties paskirtis yra priimti aukšto slėgio dujas iš magistralinių dujotiekių, redukuoti slėgį, atlikti apskaitą, odoruoti ir perduoti dujas į skirstymo tinklus. Šiame darbe bus vertinamas turbodetandierių pritaikymo potencialas Lietuvos dujų skirstymo stotyse dujų slėgio redukavimui.

## 2.2 Lietuvos gamtinių dujų sistema perduodamų dujų parametrai, jų įtaka skaičiavimo tikslumui

Gamtinių dujų vartotojams privaloma užtikrinti ne tik nenutrūkstantį dujų tiekimą, tačiau ir kuo pastovesnius bei reikalavimus atitinkančius tiekiamų dujų parametrus. Svarbiausia gamtinių dujų savybė jas deginančiam vartotojui yra šilumingumas. Iš Rusijos Federacijos tiekiamų dujų viršutinio šilumingumo apytikslė vertė yra  $Q^V = 37,242 \text{ MJ/nm}^3$  [10]. Kita svarbi savybė – Wobbe indeksas. Šis indeksas apibūdina degiųjų dujų pakeičiamumą kitos rūšies degiosiomis dujomis.

Gamtines dujas kaip gamybinę žaliavą naudojantiems vartotojams, pvz. AB „Achema“, ypatingai svarbi ir gamtinių dujų sudėtis. Šiuo metu iš Rusijos Federacijos Lietuvai tiekiamos dujos, remiantis [10], yra 2.1 lentelėje pateiktos sudėties:

2.1 lentelė. Iš Rusijos Federacijos Lietuvai tiekiamų gamtinių dujų sudėtis [10]

Komponentė	Žymėjimas	Tūrinė sudėtis, %	Molinė sudėtis, %
<b>Metanas</b>	CH <sub>4</sub>	97,8831	97,8725
<b>Etanas</b>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,8930	0,8984
<b>Propanas</b>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,2435	0,2471
<b>i-Butanas</b>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0389	0,0401
<b>n-Butanas</b>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0390	0,0400
<b>neo-Pentanas</b>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0008	0,0009
<b>i-Pentanas</b>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0075	0,0079
<b>n-Pentanas</b>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0051	0,0053
<b>Heksanai</b>	C <sub>6</sub> +	0,0016	0,0017
<b>Deguonis</b>	O <sub>2</sub>	0,0054	0,0054
<b>Azotas</b>	N <sub>2</sub>	0,8464	0,8450
<b>Anglies dioksidas</b>	CO <sub>2</sub>	0,0416	0,0418

Nuo 2015 sausio 01 d., kai komercinę veiklą pradėjo Lietuvos SGD terminalas, vartotojams gali būti tiekiamos dujos iš suskystintų gamtinių dujų. Kadangi suskystintų gamtinių dujų sudėtis priklauso nuo tiekėjo, o nuo sudėties – visos kitos savybės, Lietuvos Energetikos Instituto atliktoje studijoje [10] buvo įvertinti gamtinių dujų vartotojai, jų poreikiai, ir nustatytos rekomenduojamos gamtinių dujų sudėties vertės, kurios pateikiamos 2.2 lentelėje, viršutinio ir apatinio šilumingumo verčių ribos, Wobbe indekso ribos, kurias turi tenkinti iš suskystintų gamtinių dujų terminalo tiekiamos dujos.

2.2 lentelė. Rekomenduojama Lietuvos vartotojams tiekiamų gamtinių dujų sudėtis [10]

Komponentė	Žymėjimas	Sudėtis, %
Metanas	CH <sub>4</sub>	> 91
Etanas	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	≤ 5
Propanas	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	≤ 1,5
Butanas	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	≤ 0,7
Pentanas ir aukštesnės eilės angliavandeniliai	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	≤ 0,5
Deguonis	O <sub>2</sub>	≤ 0,02
Azotas	N <sub>2</sub>	≤ 5,0
Anglies dioksidas	CO <sub>2</sub>	≤ 2,5

Gamtinių dujų sudėtis svarbi ir šio darbo tikslumui, kadangi sudėtis turi įtaką tiek turbodetandero efektyvumui, kaip pateikta 1.6 pav., tiek termodinaminių procesų vertinimui. Termodinaminių procesų skaičiavimui įtaką daro ir kitos gamtinių dujų savybės greta išvardintų aukščiau: masinė savitoji izobarinė šiluma  $c_p$ , Džaulio – Thompsono koeficientas  $\alpha$ . Kadangi iš Rusijos Federacijos gamtinių dujų sudėtis yra nežymiai kintanti, nėra žinoma tiksli tiekiamų suskystintų gamtinių dujų sudėtis, o dominuojančiu sudėties komponentu abiem atvejais išlieka metanas, termodinaminių ciklų skaičiavimuose patogiausia būtų priimti, jog gamtines dujas sudaro tik metanas. Tuo atveju, privaloma įvertinti daromą paklaidą.

Programinio paketo *REFPROP* pagalba randami dujų mišinio pagal 2.1 lentelės sudėtį parametrai prie 6 ir 24 bar slėgio ir palyginami su gryno metano parametrų vertėmis prie to paties slėgio. Rezultatai pateikiami 2.3 ir 2.4 lentelėse.

2.3 lentelė. Gamtinių dujų ir metano masinės savitosios izobarinės šilumos palyginimas prie 6, 24 ir 48 bar slėgių ir prie kintančių temperatūros verčių

T, °K	$c_p$ , kJ/kg·°K		$\delta$ , %	$c_p$ , kJ/kg·°K		$\delta$ , %	$C_p$ , kJ/kg·°K		$\delta$ , %
	$p = 6$ bar			$p = 24$ bar			$p = 48$ bar		
	Metanas	Gamtinės dujos		Metanas	Gamtinės dujos		Metanas	Gamtinės dujos	
200	2,2001	2,1821	0,82	2,7606	2,7505	0,37	6,2228	6,4610	-3,83
220	2,1850	2,1673	0,81	2,5330	2,5181	0,59	3,4788	3,4836	-0,14
240	2,1869	2,1694	0,80	2,4294	2,4132	0,67	2,9307	2,9201	0,36
260	2,2020	2,1848	0,78	2,3831	2,3664	0,70	2,7066	2,6922	0,53
280	2,2285	2,2115	0,76	2,3699	2,3531	0,71	2,6010	2,5852	0,61
300	2,2649	2,2479	0,75	2,3788	2,3620	0,71	2,5544	2,5381	0,64
320	2,3096	2,2926	0,74	2,4037	2,3868	0,70	2,5429	2,5262	0,66
340	2,3615	2,3444	0,72	2,4407	2,4236	0,70	2,5543	2,5373	0,67
360	2,4192	2,4019	0,72	2,4869	2,4695	0,70	2,5817	2,5644	0,67
380	2,4817	2,4641	0,71	2,5402	2,5225	0,70	2,6208	2,6031	0,68
400	2,5479	2,5300	0,70	2,5990	2,5810	0,69	2,6685	2,6504	0,68

Čia  $\delta$  – santykinė paklaida, randama iš:

$$\delta = \frac{c_p^{me\ tan\ o} - c_p^{gamt.\ dujų}}{c_p^{me\ tan\ o}} \cdot 100\% \quad (2.1)$$



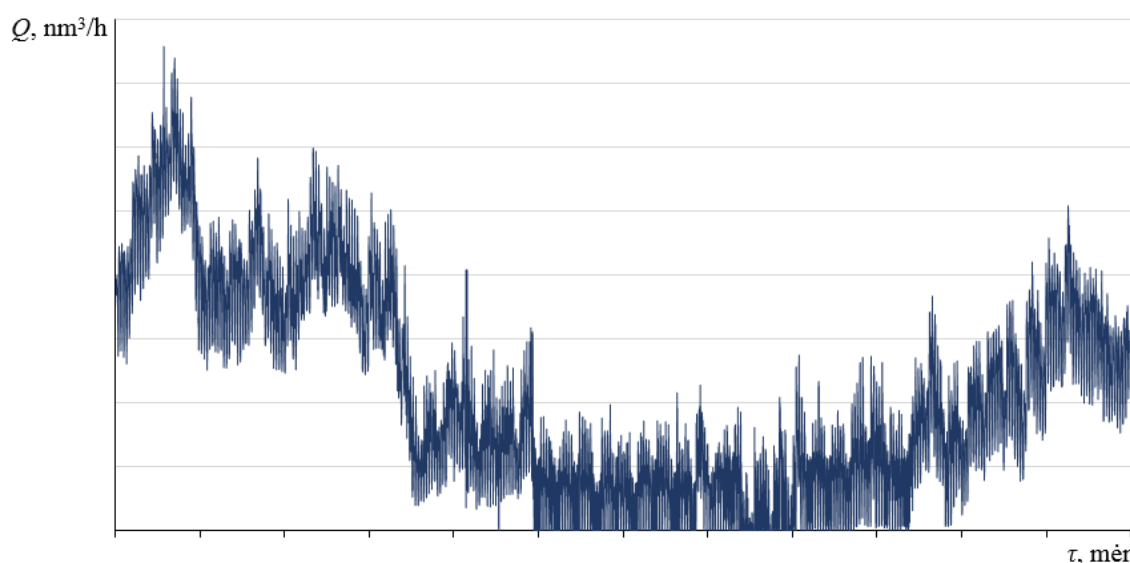
2.4 lentelė. Gamtinių dujų ir metano Džaulio – Thompsono koeficiento  $\alpha$  palyginimas prie 6, 24 ir 48 bar slėgių ir prie kintančių temperatūros verčių

T, °K	$\alpha$ , °K/MPa		$\delta$ , %	$\alpha$ , °K/MPa		$\delta$ , %	$\alpha$ , °K/MPa		$\delta$ , %
	p = 6 bar			p = 24 bar			p = 48 bar		
	Metanas	Gamtinės dujos		Metanas	Gamtinės dujos		Metanas	Gamtinės dujos	
200	9,4097	9,4955	-0,91	9,7553	9,8539	-1,01	9,2346	9,276	-0,45
220	7,8723	7,9369	-0,82	7,9440	8,0154	-0,90	7,6424	7,7033	-0,80
240	6,6839	6,7341	-0,75	6,6373	6,6915	-0,82	6,3575	6,4069	-0,78
260	5,7312	5,7713	-0,70	5,6343	5,6766	-0,75	5,375	5,4145	-0,73
280	4,9482	4,9807	-0,66	4,8328	4,8667	-0,70	4,597	4,6291	-0,70
300	4,2937	4,3205	-0,62	4,1751	4,2028	-0,66	3,9636	3,9899	-0,66
320	3,7404	3,7628	-0,60	3,6259	3,6489	-0,63	3,4376	3,4595	-0,64
340	3,2690	3,2879	-0,58	3,1619	3,1812	-0,61	2,9947	3,0132	-0,62
360	2,8652	2,8814	-0,57	2,7667	2,7831	-0,59	2,6184	2,6341	-0,60
380	2,5178	2,5318	-0,56	2,4280	2,4421	-0,58	2,2963	2,3099	-0,59
400	2,2178	2,2300	-0,55	2,1363	2,1485	-0,57	2,0191	2,0309	-0,58

Iš 2.3 ir 2.4 lentelėse pateiktų rezultatų galima daryti išvadą, jog priimdami, kad gamtines dujas sudaro tik metanas, darysime leistinai mažą paklaidą, jei skaičiavimai bus atliekami 220–400 °K ribose, kur santykinės savybių paklaidos neviršija 1%.

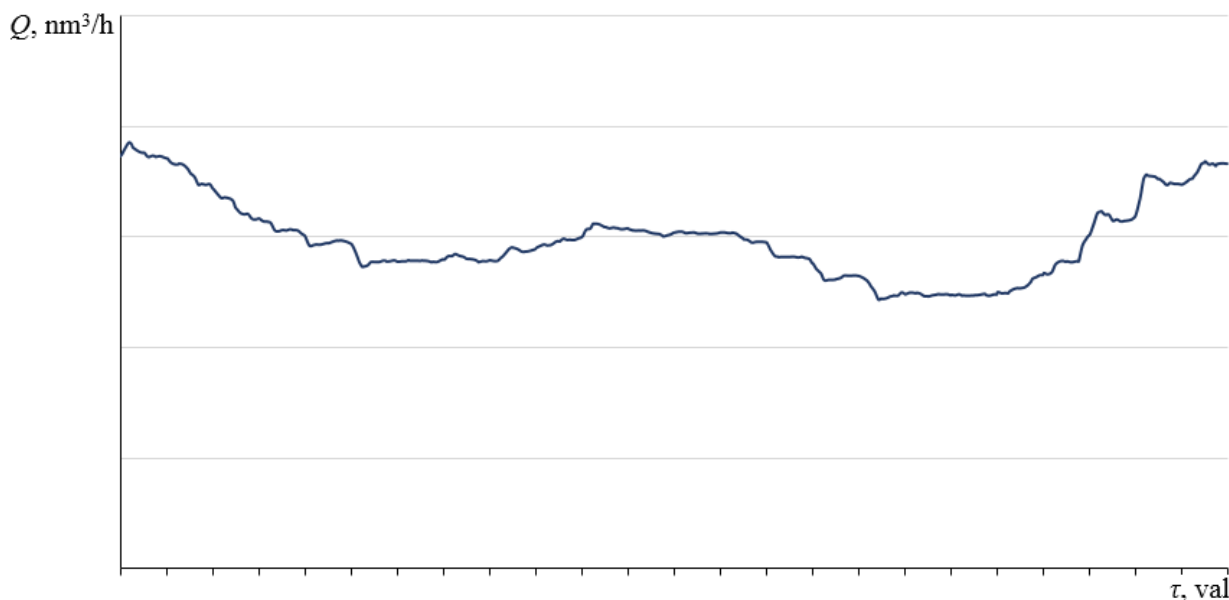
### 2.3 Lietuvos dujų skirstymo stotis pasiekiančio gamtinių dujų srauto termodinaminiai parametrai ir jų kitimas

Kaip aptarta 1.1 skyriuje, turbodetandierių naudingumo koeficientas neprojektiniuose taškuose priklauso nuo srauto parametrų (slėgio, debito, temperatūros) verčių santykių su projektinėmis parametrų vertėmis. Nors iš esmės yra svarbu parinkti turbodetandierį, kurio projektinės parametrų vertės bus artimos tikrosioms srauto parametrų vertėms darbo metu, turbodetandierių pritaikymo dujų skirstymo stotyse atveju, dujų srauto parametrai be perstojo kinta tiek paros, tiek metų bėgyje. Toliau pateikiami tipiniai dujų skirstymo stotis pasiekiančių gamtinių dujų srautų kitimo dėsniniai.



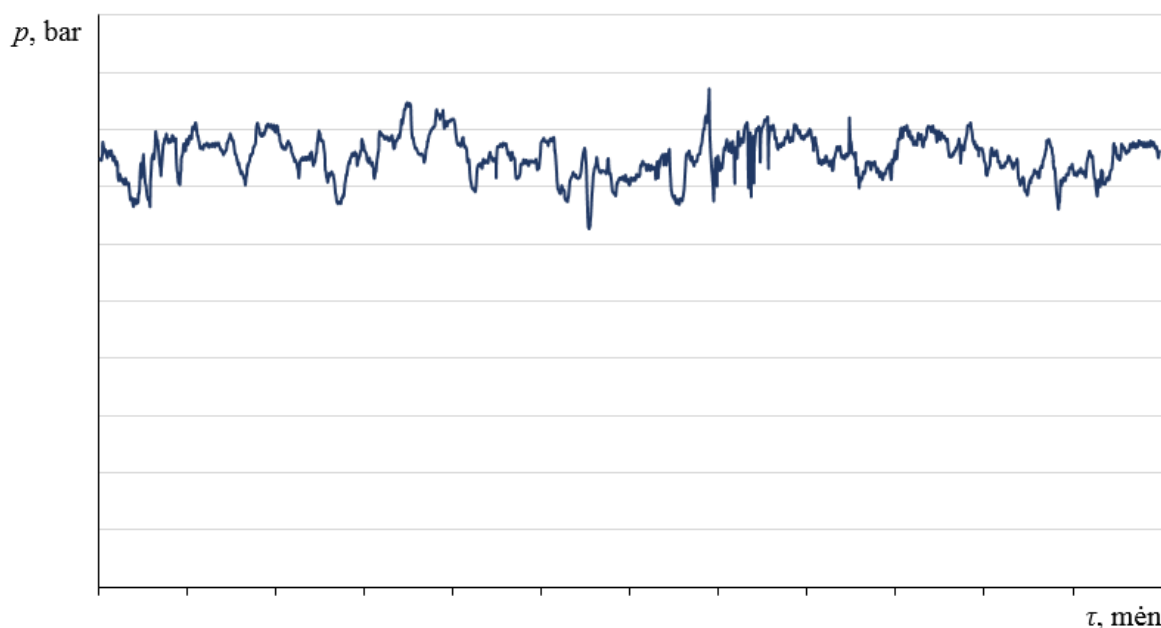
2.2 pav. Tipinė gamtinių dujų srauto debito kitimo dujų skirstymo stotyje metų bėgyje charakteristika

Remiantis 2.2 pav., gamtinių dujų srauto debitas  $Q$  metų eigoje kinta pakankamai plačiame intervale – debitas vasarą gali būti keletą kartų mažesnis negu šaltuoju metų laiku. Kadangi turbodetanderiai nepasižymi tokiu plačiu srauto debito pralaidumo ruožu, galima iš anksto numatyti, jog dujų skirstymo stotyse daugeliu atvejų reikėtų lygiagrečiai įdiegti keletą vienetų turbodetandierių su mažesniais projektiniais debitais, o ne vieną įrenginį su dideliu projektiniu debitu, jeigu slėgio redukavimo energiją planuojama išgauti visus metus.



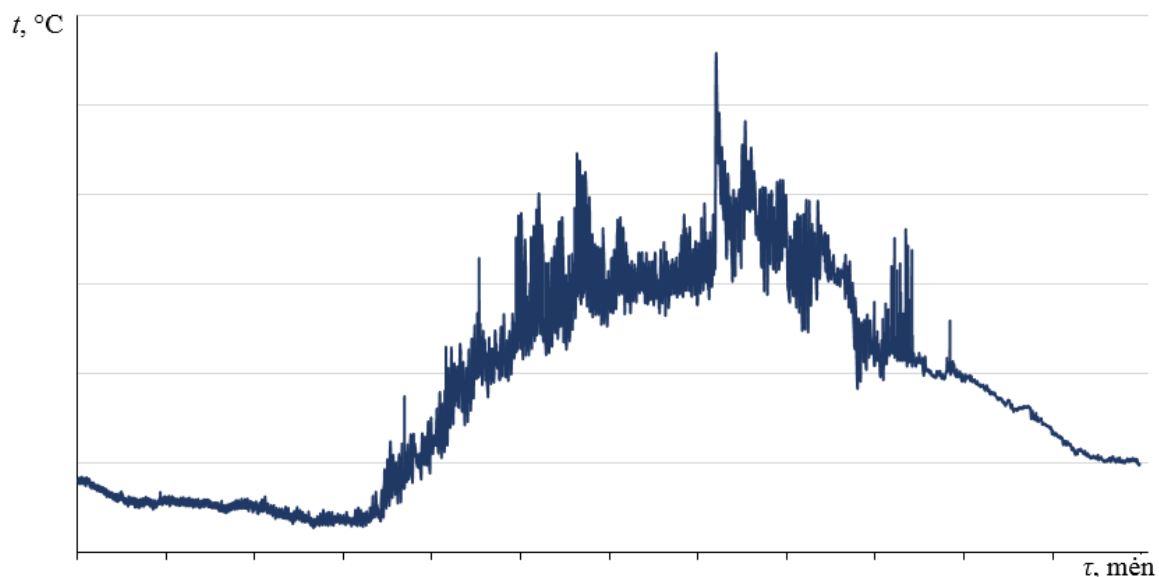
2.3 pav. Tipinė gamtinių dujų srauto debito kitimo dujų skirstymo stotyje paros bėgyje žiemos metu charakteristika

Iš 2.3 pav. pateikto gamtinių dujų srauto debito kitimo paros eigoje grafiko matyti debito kitimas trumpuoju periodu. Kadangi nėra staigių srauto debito vertės šuolių, galima numatyti stabilų turbodetandierių darbą su sklandžiais kintančios apkrovos režimais.



2.4 pav. Tipinė į dujų skirstymo stotis įeinančio gamtinių dujų srauto slėgio kitimo metų bėgyje charakteristika

Į dujų skirstymo stotį įeinančio gamtinių dujų slėgio kitimo metų bėgyje grafike 2.4 pav. matyti, jog srauto slėgis kinta pakankamai siaurose ribose. Atsižvelgiant į turbodetanderio naudingumo koeficiento priklausomybę nuo slėgio santykio su projektiniu slėgiu 1.5 pav., turbodetanderio projektinę įėjimo slėgio vertę reikėtų numatyti apatinėje dujų skirstymo stoties srauto slėgio kitimo intervalo dalyje.



2.5 pav. Tipinė į dujų skirstymo stotis įeinančio gamtinių dujų srauto temperatūros kitimo metų bėgyje charakteristika

Kaip pateikta 2.5 pav., įeinančio gamtinių dujų srauto temperatūra žemiausia būna šaltuoju metų laiku. Temperatūros kitimas metų eigoje įtakoja turbodetanderio naudingumo koeficientą tik tuo atveju, jei srautas prieš turbodetanderį nėra šildomas, kadangi gamtinių dujų srautą galima pašildyti iki projektinės turbodetanderio temperatūros visais atvejais. Iš kitos pusės, srauto temperatūros kitimas įtakoja pašildymui reikalingos energijos kiekį, todėl privalo būti įvertintas.

### 3 TURBODETANDERIO CIKLO ANALIZĖ IR OPTIMALIAUSIO CIKLO GAMTINIŲ DUJŲ SLĖGIO REDUKAVIMUI PARINKIMAS

Teoriškai gamtinių dujų skirstymo stotyse turbodetanderių sistemą įmanoma įrengti pagal keletą skirtingų slėgio redukavimo schemų. Prieš sudarant matematinį modelį turbodetanderių potencialo dujų skirstymo stotyse skaičiavimui, svarbu įvertinti, kuris iš galimų redukavimo variantų yra ne tik faktiškai įgyvendinamas, bet ir racionaliausias. Sudaromas galimų redukavimo schemų sąrašas, tarp kurių palyginimui įtraukiamas ir šiuo metu naudojamas redukavimas slėgio reguliavimo vožtuvu:

1. Slėgio redukavimas tik turbodetanderiu, kai dujos pašildomos prieš turbodetanderį;
2. Slėgio redukavimas tik turbodetanderiu, kai dujos pašildomos už turbodetanderio;
3. Slėgio redukavimas turbodetanderiu ir slėgio redukavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš turbodetanderį;
4. Slėgio redukavimas slėgio reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš vožtuvą.

Tam, kad būtų galima palyginti slėgio redukavimo atvejus, priimami dujų parametrai ir skaičiavimo sąlygos. Priimama, jog:

1. dujų slėgis prieš redukavimą  $p_{p.r.} = 30 \text{ bar}$ , už -  $p_{u.r.} = 6 \text{ bar}$ ;
2. dujų temperatūra prieš ir po redukavimo  $t_{p.r.} = t_{u.r.} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
3. atsižvelgiant į turbodetandierių techninius apribojimus [2], vienpakopiame redukavime redukavimo laipsnis  $p_r = p_{p.r.}/p_{u.r.} = 2,5 \div 4,5$ , daugiapakopiame  $p_r = p_{p.r.}/p_{u.r.} = 6,5 \div 20,0$ ;
4. slėgio redukavimas turbodetanderyje idealus,  $\eta = 100 \%$ ;
5. slėgio kritimo šilumokaityje nėra;
6. redukuojamos dujos – metanas.

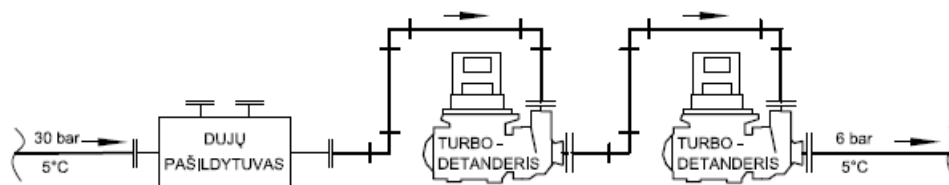
Termodinaminiai procesų taškų parametrai bus skaičiuojami kompiuterinės programos *Coolpack* pagalba, supaprastintu metodu.

### 3.1 Slėgio redukavimas tik turbodetandieriu, kai dujos pašildomos prieš turbodetandieri

Šiuo redukavimo atveju, kadangi  $p_r = p_{p.r.}/p_{u.r.} = 30/6 = 5$ , slėgio redukavimas turi būti atliekamas dvejomis pakopomis, t.y., dviem nuosekliai sujungtais turbodetandieriais. Redukavimo laipsnis viename turbodetanderyje  $p_{r.v.t}$  randamas iš:

$$p_{r.v.t} = \sqrt{p_r} = \sqrt{5} = 2,24 . \quad (3.1)$$

Taip pat gali būti įgyvendinti du dujų srauto pašildymo variantai: vienas pašildymas prieš abu turbodetandierius, arba du pašildymai prieš kiekvieną turbodetandieri. Esminis skirtumas tarp šių atveju yra tas, jog pašildant tik vieną kartą, dujas pašildyti reikės iki sąlyginai aukštos temperatūros, tačiau reikalingas tik vienas šilumokaitis. Redukavimo schema, kai dujos pašildomos vieną kartą prieš abu turbodetandierius, pateikta 3.1 pav.:



3.1 pav. Dujų slėgio redukavimo, dujas pašildant vieną kartą prieš du turbodetandierius, supaprastinta principinė schema

Kaip minėta anksčiau, šioje stadijoje skaičiavimai atliekami supaprastintai, ciklo taškų termodinaminius parametrus randant programos *Coolpack* pagalba. Taškų 1 ir 4 slėgis ir temperatūra žinomi, iš to randamos entalpijos ir entropijos vertės. Taškų 2 ir 3 termodinaminiai parametrai randami žinant, jog procesas 1-2 (dujų pašildymas) yra izobarinis, todėl  $p_2^1 = p_1^1 = 30 \text{ bar}$ , o procesai 2-3 ir 3-4 (slėgio redukavimas turbodetandieriuose) yra

izoentropiniai, taigi  $s_2^1 = s_3^1 = s_4^1$ . Slėgis  $p_3^1$  randamas remiantis tuo, jog žinomas redukavimo laipsnis vienoje pakopoje, iš to:

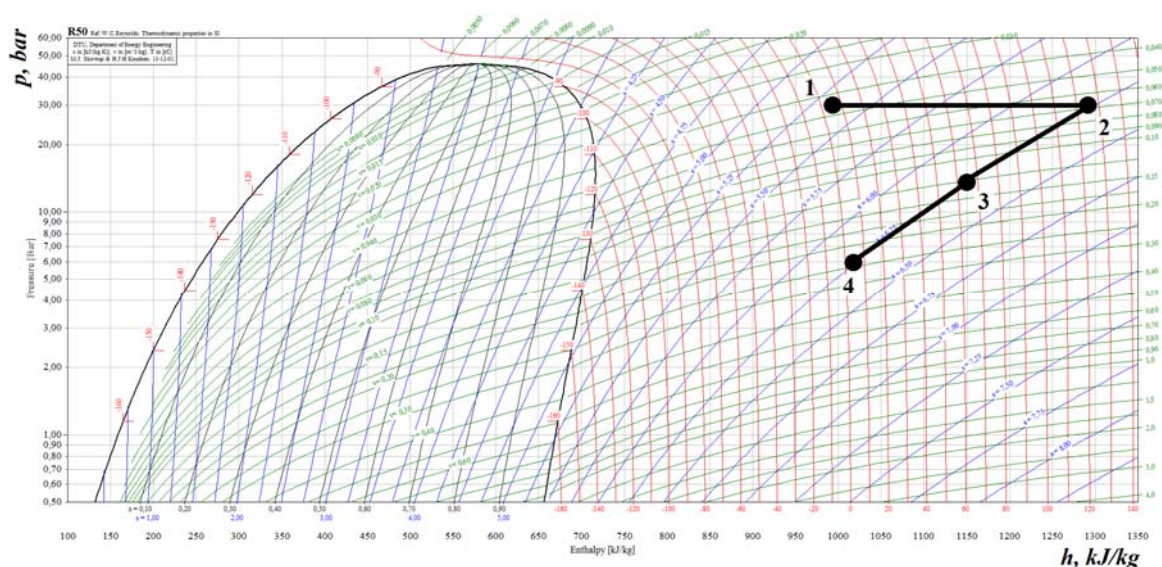
$$p_3^1 = p_2^1 / p_{r,v,t} = 30 / 2,24 = 13,39 \text{ bar.} \quad (3.2)$$

Sudaroma 3.1 lentelė su ciklo taškų termodinaminiais parametrais:

3.1 lentelė. Dviejų pakopų redukavimo turbodetanderiais, kai dujos pašildomos vieną kartą prieš abu turbodetanderius, ciklo taškų termodinaminių parametru vertės

Taškas	Temperatūra $t, ^\circ\text{C}$	Slėgis $p, \text{bar}$	Entalpija $h, \text{kJ/kg}$	Entropija $s, \text{J/kg}\cdot^\circ\text{K}$
1	5	30	991,88	5336,00
2	126,95	30	1296,36	6241,45
3	62,48	13,39	1145,02	6241,45
4	5	6	1019,38	6241,45

Ciklas atvaizduojamas metano  $p-h$  diagramoje, 3.2 pav.:



3.2 pav. Dviejų pakopų redukavimo turbodetanderiais (2-3, 3-4), kai dujos pašildomos vieną kartą (1-2) prieš abu turbodetanderius, idealaus ciklo vaizdas  $p-h$  koordinatėse

Pašildymui reikalingas šilumos energijos kiekis randamas iš:

$$q_{1-2}^1 = h_2^1 - h_1^1 = 1296,36 - 991,88 = 304,48 \text{ kJ/kg.} \quad (3.3)$$

Turbodetanderiuose atliktas mechaninis darbas:

$$w_{2-4}^1 = h_2^1 - h_4^1 = 1296,36 - 1019,38 = 276,98 \text{ kJ/kg.} \quad (3.4)$$

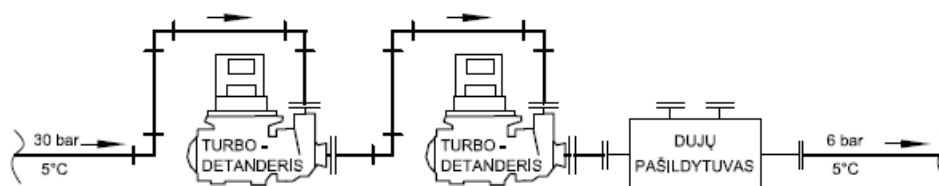
Šio redukavimo varianto privalumas tas, jog gaunamas didžiausias galimas kiekis mechaninio darbo, tačiau yra nemažai trūkumų. Visų pirma, dujų srautas turi būti pašildomas iki  $127^\circ\text{C}$ , kad būtų užtikrinta reikiamą išėjimo temperatūra. Tai pasiekti nebūtų paprasta – reikėtų naudoti garą arba termofikacinį tepalą ar pan.. Šios problemos galima išvengti dujas pašildant du kartus, prieš kiekvieną turbodetanderį, vietoje vieno pašildymo. Antra, nors abu turbodetanderiai pagamina panašų kiekį mechaninio darbo, tačiau į antrą turbodetanderį patenkantis dujų srautas jau yra iš dalies redukuoto slėgio, t.y., tūrinis debitas antrame turbodetanderyje būtų didesnis. Dėl

to antrojo turbodetandierio darbo rato ir korpuso gabaritai (o taip pat ir kaina) išaugtų – antras turbodetandieris turėtų mažesnę galios ir investicijų santykį. Trečia, nors teoriškai turbodetandieris gali dirbti užtikrindamas pastovų išėjimo slėgį, tačiau realybėje, ypač keičiantis srauto įėjimo slėgiui ir debitui, to gali nepavykti pasiekti. Kadangi dujų skirstymo stotims ši galimybė nepriimtina, nes į gamtinių dujų skirstymo tinklus privalo būti tiekiamas pastovaus slėgio dujų srautas, už turbodetandierių vis vien turėtų būti įrengtas papildomas slėgio reguliavimo vožtuvas.

### 3.2 Slėgio redukavimas tik turbodetandieriu, kai dujos pašildomos už turbodetandierio

Šis slėgio redukavimo atvejis skiriasi nuo prieš tai buvusio tuo, kad prieš redukavimą turbodetandieriuose dujos nėra pašildomos, o temperatūra po redukavimo pasiekia žemas temperatūras. Tai sudaro sąlygas šaldymo energijos panaudojimui arba efektyviems šilumos mainams šilumokaityje, kadangi temperatūrų skirtumas bus daug didesnis negu pirmu atveju.

Kaip ir pirmo varianto atveju, pašildymas po redukavimo turbodetandieriuose teoriškai gali būti atliekamas po kiekvieno turbodetandierio, arba bendras pašildymas po abiejų. Slėgio redukavimo schema, kai dujos pašildomos vieną kartą po abiejų turbodetandierių, pateikta 3.3 pav.:



3.3 pav. Dujų slėgio redukavimo, dujas pašildant vieną kartą po abiejų turbodetandierių, supaprastinta principinė schema

Analogiškai pirmam variantui, randami ir 3.2 lentelėje pateikiami ciklo taškų termodinaminiai parametrai:

3.2 lentelė. Dviejų pakopų redukavimo turbodetandieriais, kai dujos pašildomos vieną kartą po abiejų turbodetandierių, ciklo taškų termodinaminių parametų vertės

Taškas	Temperatūra $t, ^\circ\text{C}$	Slėgis $p, \text{bar}$	Entalpija $h, \text{kJ/kg}$	Entropija $s, \text{J/kg}\cdot^\circ\text{K}$
1	5	30	991,88	5336,00
2	- 46,69	13,39	893,41	5336,00
3	- 88,97	6	812,97	5336,00
4	5	6	1019,38	6241,45

Pašildymui reikalingas šilumos energijos kiekis randamas iš:

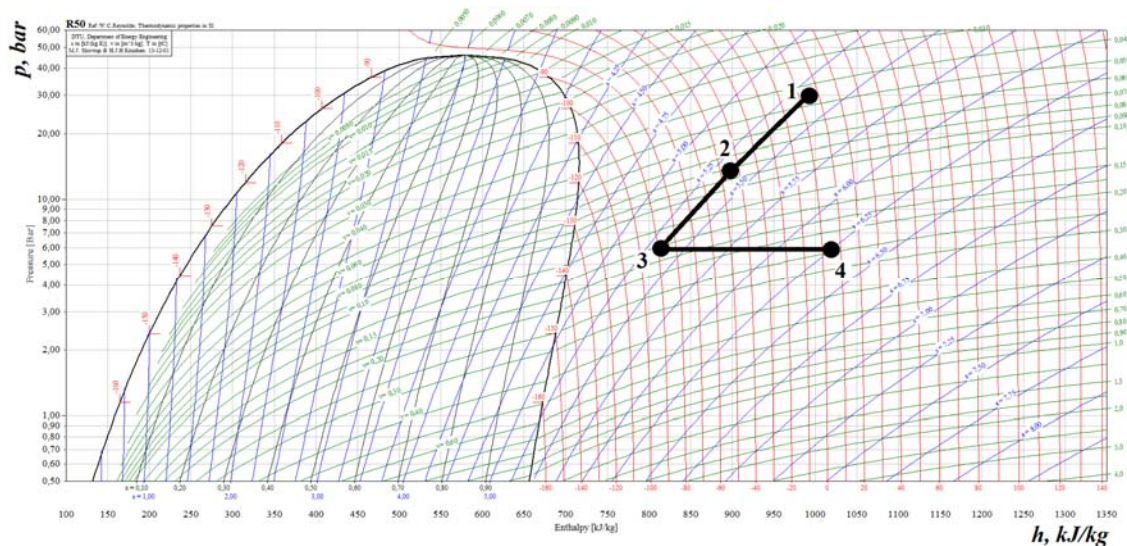
$$q_{3-4}^2 = h_4^2 - h_3^2 = 1019,38 - 812,97 = 206,41 \text{ kJ/kg} . \quad (3.5)$$

Turbodetandieriuose atliktas mechaninis darbas:

$$w_{1-3}^2 = h_1^2 - h_3^2 = 991,88 - 812,97 = 178,91 \text{ kJ/kg} . \quad (3.6)$$

Ciklas atvaizduojamas metano  $p-h$  diagramoje, 3.4 pav.:





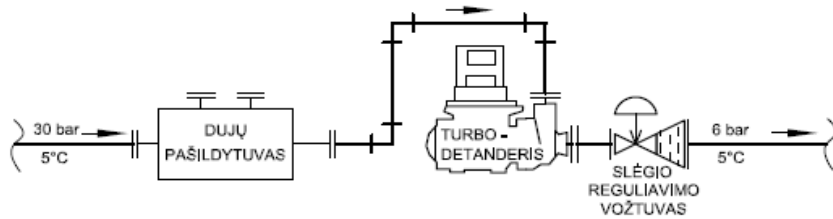
3.4 pav. Dviejų pakopų redukavimo turbodetandieriais (1-2, 2-3), kai dujos pašildomos (3-4) vieną kartą po abiejų turbodetandierių, idealaus ciklo vaizdas  $p$ - $h$  koordinatėse

Kaip minėta, šis redukavimo variantas leidžia dujų pašildymui naudoti žemų parametrų šilumnešį arba panaudoti galimą šaldymo potencialą. Pastaruoju atveju nebūtų poreikio gaminti šilumos energijos, kurios savikaina sudaro vieną iš pagrindinių dedamųjų sistemos atsipirkimo trukmei. Kita vertus, redukavimo variantas dujas pašildant po turbodetandierių turi trūkumų. Kadangi pasiekiamos žemos neigiamos temperatūros, o gamtinės dujos yra įvairių dujų mišinys, kai kurios komponentės (propanas, butanas) pradėtų kondensuotis dar turbodetandierio darbo rate. Nors kai kurie turbodetandierių gamintojai deklaruoja savo gaminių galimybę dirbti su srautais, kurių iki 10% masės dalies sudaro skysta fazė, šią įrenginio charakteristiką reikėtų suprasti kaip leistiną dujų drėgnumą iki 10%. Kitas šio redukavimo varianto trūkumas, svarstant šaldymo energijos panaudojimo galimybę, yra tai, jog turbodetandierių pritaikymo dujų skirstymo stotyse atveju nėra galimų „šalčio“ vartotojų, o potenciali turbodetandierių sistemos šaldymo galia, remiantis 2.2 pav. pateiktu srauto debito svyravimu metų bėgyje, būtų nepastovi.

### 3.3 Slėgio redukavimas turbodetandieriu ir slėgio redukavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš turbodetandierį

Trečias iš sudarytų redukavimo atvejų – redukavimas turbodetandieriu ir slėgio regulatoriumi. Nors turbodetandierio sukuriama mechaninio darbo kiekis bus mažesnis negu pirmu atveju, nes redukavimas vyks tik viename turbodetandieryje, tačiau šiuo redukavimo atveju išvengiama ir pirmo varianto trūkumų: slėgio regulatorius už turbodetandierio užtikrintų pastovų išėjimo slėgį, o dujas prieš turbodetandierį reikėtų pašildyti iki žemesnės temperatūros dėl mažesnio redukavimo laipsnio.

Trečio redukavimo atvejo schema pateikta 3.5 pav.:



3.5 pav. Dujų slėgio redukavimo turbodetanderiu ir slėgio reguliavimo vožtuvu supaprastinta principinė schema

Kaip ir anksčiau, randami ir 3.3 lentelėje pateikiami ciklo taškų termodinaminiai parametrai. Atsižvelgiama į tai, jog idealus slėgio redukavimas slėgio reguliavimo vožtuve yra izoentalpinis procesas. Taip pat priimamas redukavimo laipsnis  $p_r = 3$ .

3.3 lentelė. Redukavimo turbodetanderiu ir dujų slėgio reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš redukavimą, ciklo taškų termodinaminių parametru vertės

Taškas	Temperatūra $t, ^\circ\text{C}$	Slėgis $p, \text{bar}$	Entalpija $h, \text{kJ/kg}$	Entropija $s, \text{J/kg}\cdot^\circ\text{K}$
1	5	30	991,88	5336,00
2	88,53	30	1197,30	5981,23
3	6,98	10	1019,38	5981,23
4	5	6	1019,38	6241,45

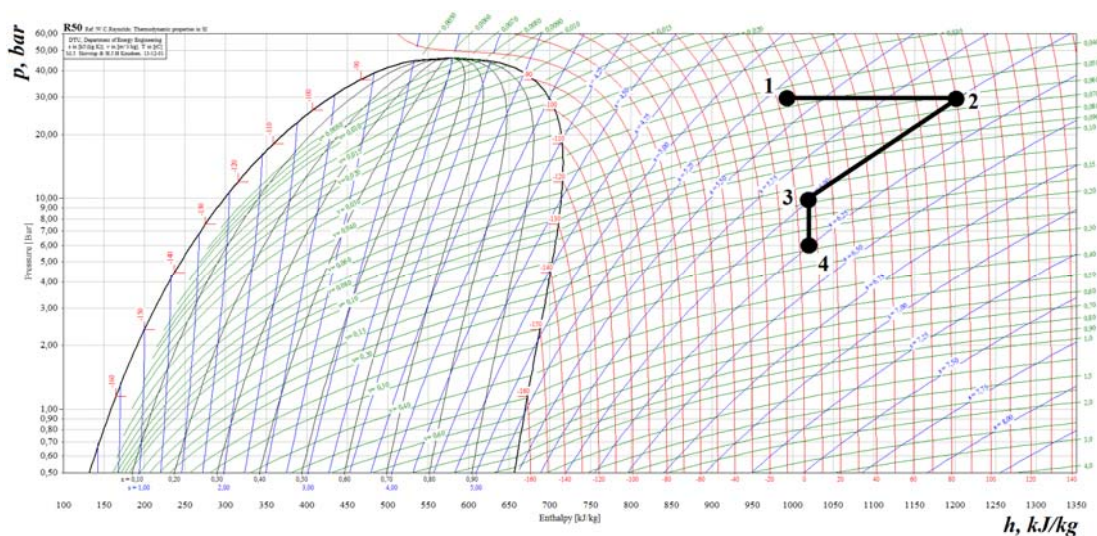
Pašildymui reikalingas šilumos energijos kiekis randamas iš:

$$q_{1-2}^3 = h_2^3 - h_1^3 = 1197,30 - 991,88 = 205,42 \text{ kJ/kg}. \quad (3.7)$$

Turbodetanderiuose atliktas mechaninis darbas:

$$w_{2-3}^3 = h_2^3 - h_3^3 = 1197,30 - 1019,38 = 177,92 \text{ kJ/kg}. \quad (3.8)$$

Trečiuoju atveju pagaminamas mechaninio darbo kiekis, kaip ir numatyta, mažesnis negu pirmu atveju, tačiau artimas antro atvejo sukuriamam darbui. Pašildymui reikalingas energijos kiekis ir pašildymo temperatūra  $t_2^3 = 88,53 ^\circ\text{C}$  gerokai mažesnė už pirmo atvejo temperatūrą  $t_2^1 = 126,95 ^\circ\text{C}$ , tad įgyvendinti pašildymą realu įprastiniais metodais.

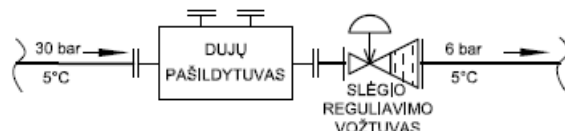


3.6 pav. Redukavimo turbodetanderiu (2-3) ir dujų slėgio reguliavimo vožtuvu (3-4) kai dujos pašildomos (1-2) prieš turbodetanderį, idealaus ciklo vaizdas  $p-h$  koordinatėse



### 3.4 Slėgio redukavimas slėgio reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš vožtuvą

Šis dujų slėgio redukavimo variantas yra šiuo metu naudojamas dujų skirstymo stotyse. Metodas pasižymi paprastumu ir patikimumu, mažomis šilumos energijos sąnaudomis dujų pašildymui, tačiau nesuteikia galimybės išnaudoti dujų slėgio redukavimo potencinės energijos. Redukavimo schema pateikta 3.7 pav., ciklo taškų termodinaminiai parametrai pateikiami 3.4 lentelėje, o redukavimo schema p-h diagramoje – 3.8 pav..



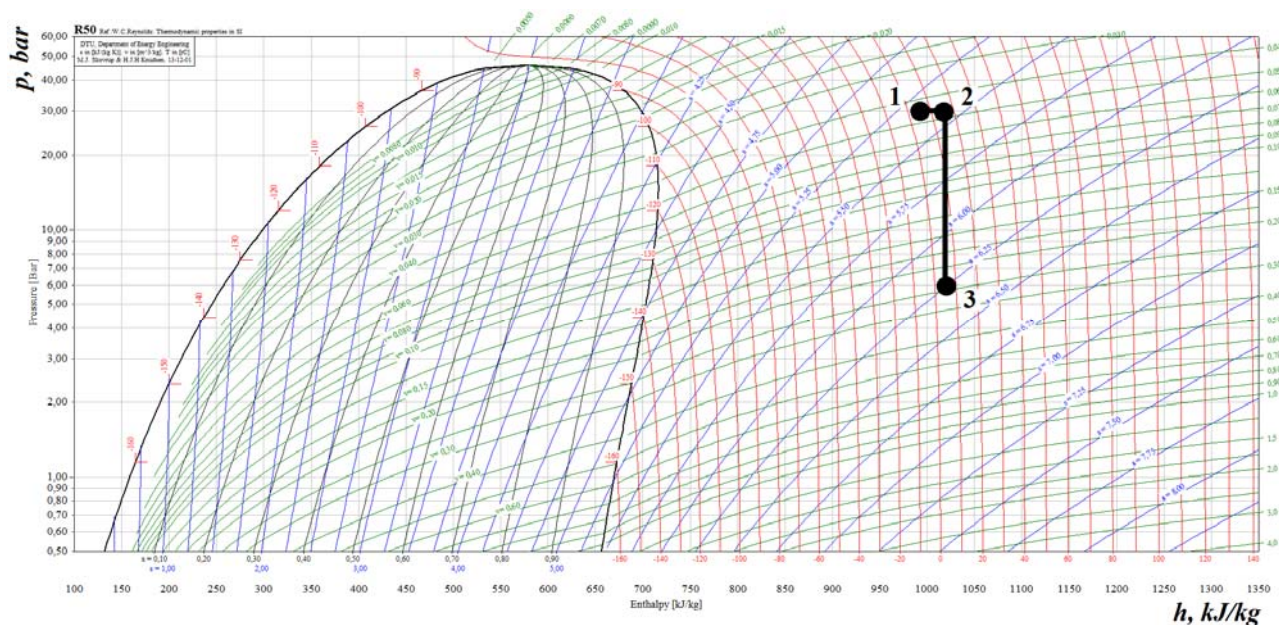
3.7 pav. Dujų slėgio redukavimo slėgio reguliavimo vožtuvu supaprastinta principinė schema

3.4 lentelė. Redukavimo dujų reguliavimo vožtuvu, kai dujos pašildomos prieš redukavimą, ciklo taškų termodinaminių parametų vertės

Taškas	Temperatūra $t$ , °C	Slėgis $p$ , bar	Entalpija $h$ , kJ/kg	Entropija $s$ , J/kg·°K
1	5	30	991,88	5336,00
2	16,33	30	1019,38	5432,94
3	5	6	1019,38	6241,45

Pašildymui reikalingas šilumos kiekis randamas iš:

$$q_{1-2}^4 = h_2^4 - h_1^4 = 1019,38 - 991,88 = 27,50 \text{ kJ/kg.} \quad (3.9)$$



3.8 pav. Redukavimo dujų slėgio reguliavimo vožtuvu (2-3), kai dujos pašildomos (1-2) prieš reguliatorių, idealaus ciklo vaizdas p-h koordinatėse

Apibendrinti visų redukavimo variantų privalumai ir trūkumai pateikti 3.5 lentelėje. Remiantis atliktais pirminiais skaičiavimais ir pateiktais redukavimo variantų duomenimis, tinkamiausiu dujų slėgio redukavimo turbodetanderiu atveju priimamas trečias variantas, kai slėgis

redukuojamas turbodetanderiu ir dujų slėgio reguliavimo vožtuvu, dujas pašildant prieš redukavimą. Šio tipo redukavimas bus naudojamas skaičiavimuose tolesniuose skyriuose.

3.5 lentelė. Apibendrintas analizuotų slėgio redukavimo variantų palyginimas

<i>Redukavimo variantas</i>	<i>Privalumai</i>	<i>Trūkumai</i>
1. Dviejų pakopų redukavimas turbodetanderiais, dujas pašildant prieš redukavimą	- Didžiausias galimas mechaninio darbo iš redukuojamų dujų potencinės energijos išgavimas	- Dideli energijos poreikiai dujų pašildymui; - aukšta dujų pašildymo temperatūra; - mažas galios ir investicijų santykis; - neužtikrinamas pastovus išėjimo slėgis
2. Dviejų pakopų redukavimas turbodetanderiais, dujas pašildant po redukavimo	- Galimybė generuoti šaldymą; - galimai nereikalingos sąnaudos dujų pašildymui - geros šilumos mainų sąlygos pašildyme.	- Sąlygos dujų srauto kondensacijai; - nėra šaldymo energijos vartotojų - nepastovi sezoninė šaldymo galia; - neužtikrinamas pastovus išėjimo slėgis
3. Redukavimas turbodetanderiu ir dujų slėgio reguliavimo vožtuvu, dujas pašildant prieš redukavimą	- Užtikrinamas pastovus išėjimo slėgis; - pakankamai aukštas išgaunamo mechaninio darbo kiekis; - tradiciniais šildymo metodais pasiekama dujų pašildymo temperatūra	- Neišgaunamas visas galimas mechaninis darbas
4. Slėgio redukavimas reguliavimo vožtuvu	- Paprasta ir patikima sistema; - mažiausi energijos poreikiai dujų pašildymui prieš redukavimą	- Neišgaunamas mechaninis darbas

#### 4 GAMTINIŲ DUJŲ PAŠILDYMO ŠILUMOS GAMYBOS SISTEMŲ ANALIZĖ IR OPTIMALIAUSIO VARIANTO PARINKIMAS

Atsižvelgiant į trečio skyriaus rezultatus, gamtines dujas privaloma pašildyti prieš slėgio redukavimą. Kadangi pašildymui reikalingos sąnaudos įtakos galutinę turbodetandero sistemos konkurencingumą ir atsipirkimo laiką, svarbu parinkti techniniu ir praktiniu požiūriais tinkamiausią variantą. Remiantis išankstiniais skaičiavimais, šilumos gamybos šaltinyje turi būti paruošiamas bent 70 °C temperatūros šilumos nešėjas. Teoriškai galima svarstyti šias šilumos gamybos sistemas:

- šilumos siurbliai;
- saulės kolektoriai;
- kieto kuro katilai;
- dujų katilai;
- kondensaciniai dujų katilai;
- kogeneraciniai blokai su vidaus degimo varikliu.

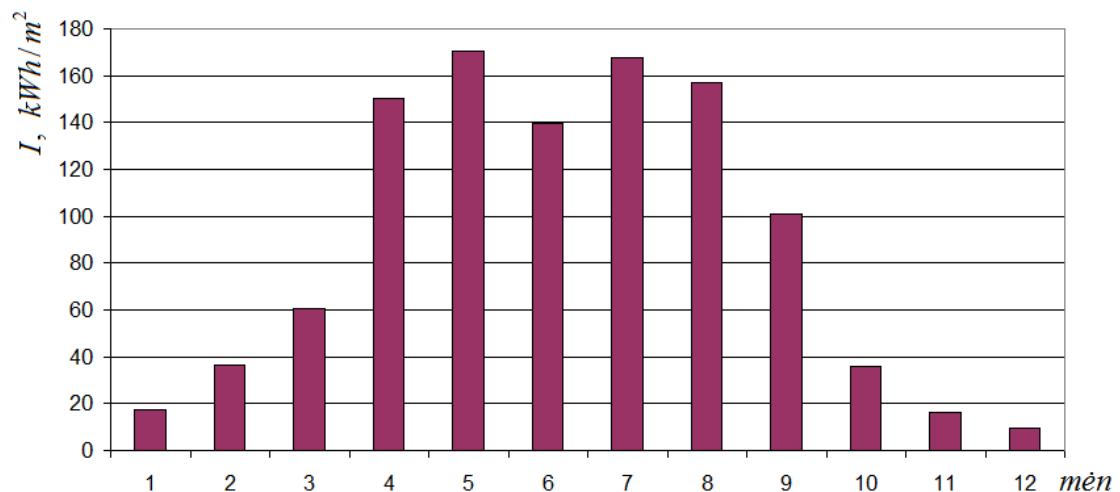
Šilumos siurblys – teoriškai patrauklus šilumos gamybos šaltinis. Juo gaminama ekologiška šilumos energija iš atsinaujinančių šilumos šaltinių, o siurblio darbui reikalinga elektros energija būtų pagaminama turbodetandieriu. Tačiau praktiškai būtų susiduriama su keletu esminių kliūčių. Visų pirma, šilumos siurbliu norint paruošti 70 °C temperatūros šilumos nešėją, šilumos siurblys dirbtu mažu efektyvumu. Šilumos siurblio naudingumo koeficientas randamas:

$$COP = Q_{šild.} / A_{komp.} \quad (4.1)$$

čia:  $COP$  – šilumos siurblio naudingumo koeficientas [-],  $Q_{šild.}$  – šilumos siurblio išgautas šilumos kiekis, [J/kg];  $A_{komp.}$  – kompresoriaus atliktas darbas, [J/kg].

Iš 4.1 formulės matyti, jog kuo didesnę darbą atlieka kompresorius (kuo aukštesnė pašildymo temperatūra), tuo mažesnis bus šilumos siurblio efektyvumas. Be to, šilumos siurblio kolektorių įrengimas, svarstant grunte įrengtus kolektorius, užimtų didelį žemės plotą.

Saulės kolektorių kaip šilumos gamybos šaltinio pasirinkimui taip pat iškyla su sezoniniu šilumos poreikio svyravimu susijusių kliūčių. Žiemos metu, kai šilumos poreikis pašildymui didžiausias, bendroji mėnesinė saulės spinduliuotė, kaip pateikta 4.1 pav., yra pati mažiausia.



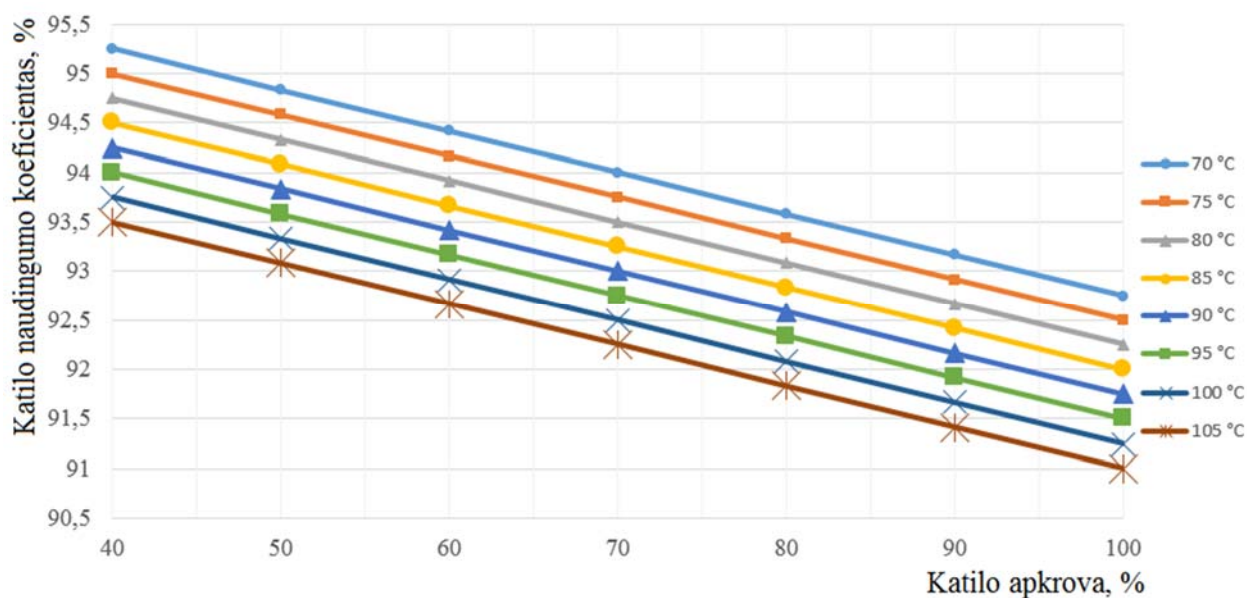
4.1 pav. Bendroji mėnesinė saulės spinduliuotė  $I$ , kWh/m<sup>2</sup> Kauno mieste 2009 metais [12]

Tam, kad sistema patenkintų šilumos poreikius žiemos metu, saulės kolektoriai turėtų užimti neracionaliai didelį plotą. Šiltuoju metų laikotarpiu iškyla priešinga problema – gamtinių dujų srauto debitas yra mažiausias, jo temperatūra aukščiausia (taigi, ir šilumos poreikiai mažiausi), o saulės kolektorių sistemos generuojama šiluminė galia būtų pati didžiausia. Reikėtų spręsti šilumos pertekliaus pašalinimo klausimą. Visai atskiru klausimu saulės kolektorių pasirinkimui tampa dujų pašildymo nakties metu užtikrinimas. Būtų privaloma įrengti didelio tūrio šilumos nešėjo rezervuarus, kurie patenkintų šilumos poreikius tamsiuoju paros metu.

Vertinant kieto kuro katilo šilumos gamybos panaudojimui galimybę, racionaliausia būtų analizuoti biokuro energijos privalumus ir trūkumus. Biokuras – ekonomiškai konkurencingas, Lietuvoje gaminamas kuras, kuris taip pat yra atsinaujinantis energijos šaltinis, tačiau būtų

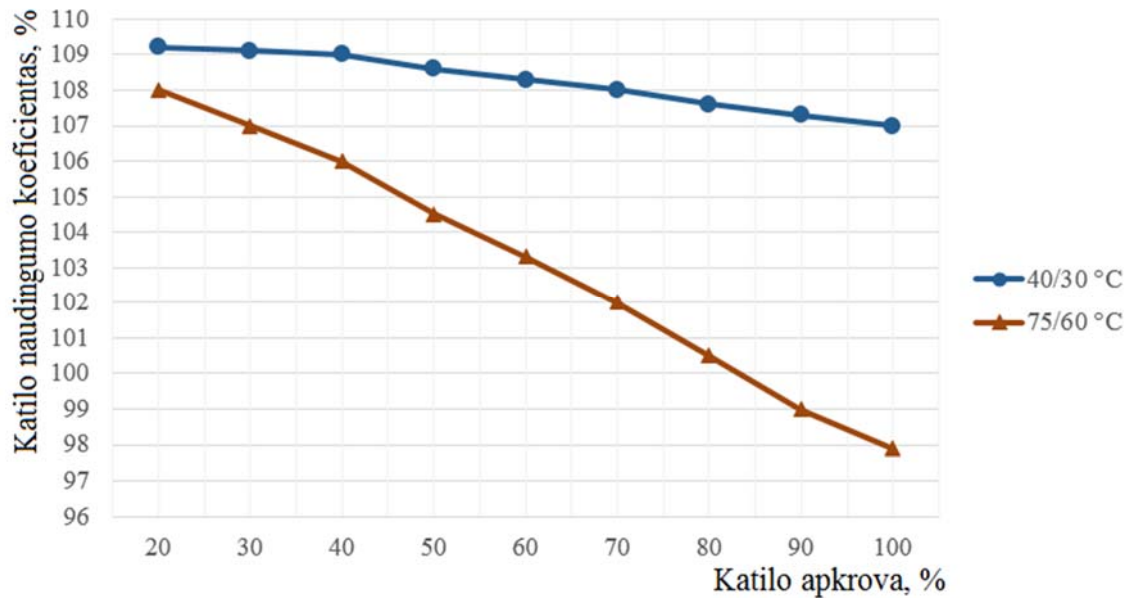
reikalingas kelių dienų kuro rezervą garantuojantis sandėlis, papildoma degimo produktų valymo įranga, nuolatos budintis ir sistemą aptarnaujantis personalas.

Gamtinių dujų pašildymui reikalingos šilumos gamybai taip pat galima numatyti vandens šildymo dujų katilus. Jų privalumai – sąlyginai žema katilų kaina, paprasta ir patikima konstrukcija, autonominis veikimas, dujų skirstymo stotyse jau esančios deginimui naudojamos gamtinės dujos. Vienas esminių trūkumų, lyginant su kondensaciniais katilais – žemesnis naudingumo koeficientas. Tipinės dujų katilų naudingumo koeficiento charakteristikos pateiktos 4.2 pav.. Iš jų matyti, jog naudingumo koeficientas mažėja apkrovai didėjant, o žemesnės paruošiamo vandens temperatūros režimas taip pat pasižymi didesniu efektyvumu.



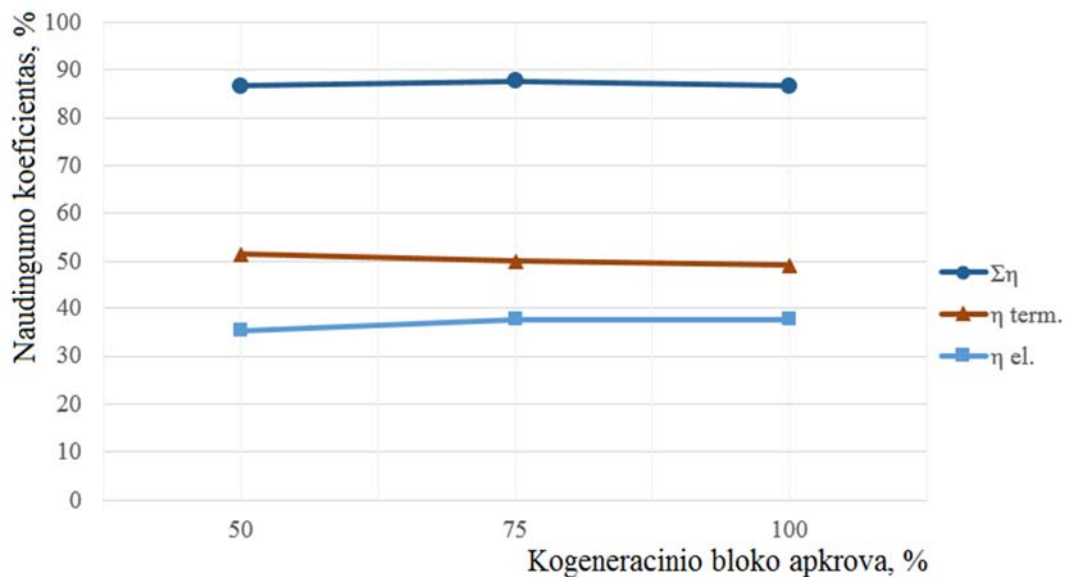
4.2 pav. Vandens šildymo dujų katilo naudingumo koeficiento kitimas prie skirtingų katilo apkrovų, skirtingiems paruošiamo vandens temperatūros režimams. Šaltinis *Viessmann Werke GmbH & Co*

Šilumos gamybai gali būti pritaikyti ir kondensaciniai dujų katilai. Šių katilų privalumai – aukštas naudingumo koeficientas, autonominis veikimas, kurui taip pat būtų galima naudoti vietoje esančias gamtines dujas. Tipinė kondensacinio dujinio katilo naudingumo koeficiento kitimo charakteristika dvejims temperatūriniais režimams pateikta 4.3 pav.. Iš kitos pusės, kondensaciniai dujiniai katilai yra brangesni už įprastinius, reikalauja dažnesnio remonto. Taip pat, kadangi šilumos nešėjas turėtų būti šildomas bent iki 70 °C temperatūros, katilas nedirbtų visiškame kondensaciniame režime. Remiantis 4.3 pav., tai ženkliai įtakotų katilo naudingumo koeficientą.



4.3 pav. Kondensacinio vandens šildymo dujų katilo naudingumo koeficiento priklausomybės nuo katilo apkrovos skirtingiems vandens temperatūros režimams. Šaltinis *Bosch Thermotechnik GmbH*

Kogeneraciniai blokai su vidaus degimo varikliu taip pat galėtų būti pritaikyti nagrinėjamu atveju. Šie įrenginiai leistų gaminti elektros energiją, o kaip šalutinį produktą susidariusią aušinimo šilumą būtų galima panaudoti gamtinių dujų pašildymui. Nors kogeneracija yra skatintinas ir efektyvus elektros ir šilumos energijos gamybos būdas, tačiau reikia įvertinti, ar pritaikymo dujų skirstymo stotyse atveju tai yra priimtinas variantas. Visų pirma, turbodetandierio paskirtis dujų skirstymo stotyje būtų elektros energijos gamyba dujų potencinės energijos sąskaita. Šilumos gamybai pritaikius kogeneracinį bloką, principinė turbodetandierio pritaikymo idėja praranda dalį esmės. Be to, iš 4.4 pav. pateiktų kogeneracinio bloko naudingumo koeficientų charakteristikų akivaizdu, kad bendras naudingumo koeficientas yra žemesnis už kondensacinių ir įprastinių dujinių katilų, todėl naudojamas kuras būtų panaudojamas ne pačiu efektyviausiu būdu.



4.4 pav. Kogeneracinio bloko su vidaus degimo varikliu naudingumo koeficiento priklausomybės nuo apkrovos, esant 90/70 °C vandens temperatūros režimui [13]



Galiausiai, kogeneraciniai blokai, kaip ir dalis turbodetandierių, būtų neaktyvūs tuo metu, kai dujų srauto debitas stotyje pernelyg žemas. Kadangi kogeneraciniai blokai yra brangūs įrenginiai (remiantis [13], sistemos kaina gali siekti iki 1000 €/kW<sub>el.</sub>), kurie taip pat reikalauja periodiško remonto, šio šilumos gamybos šaltinio pritaikymas gali prailginti bendrą sistemos atsipirkimo laikotarpį.

Apibendrinti analizuotų šilumos gamybos šaltinių privalumai ir trūkumai patekti 4.1 lentelėje.

4.1 lentelė. Apibendrintas analizuotų šilumos gamybos variantų palyginimas

<i>Šilumos gamybos šaltinis</i>	<i>Privalumai</i>	<i>Trūkumai</i>
1. Šilumos siurbliai	- atsinaujinantis energijos šaltinis; - autonominis veikimas	- žemas efektyvumas analizuojamu atveju; - užimtų didelį plotą; - įtakojamas sezoninių pokyčių
2. Saulės kolektoriai	- atsinaujinantis energijos šaltinis; - autonominis veikimas	- užimtų neracionaliai didelį plotą; - įtakojamas sezoninių pokyčių; - negamina šilumos energijos naktį
3. Kieto kuro katilai	- atsinaujinantis energijos šaltinis (jei naudojamas biokuras); - naudojamas ekonomiškai konkurencingas kuras	- reikalingas pastovus aptarnaujantis personalas; - reikalingas kuro sandėlis; - reikalingas sudėtingas degimo produktų valymas
4. Dujų katilas	- naudojamos vietoje esančios gamtinės dujos; - autonominis veikimas; - patikima konstrukcija	- žemesnis negu kondensacinių dujų katilų naudingumo koeficientas; - sąlyginai brangus kuras
5. Kondensaciniai dujų katilai	- aukštesnis negu dujų katilų naudingumo koeficientas; - naudojamos vietoje esančios dujos; - autonominis veikimas	- brangesnis negu dujų katilas; - reikalauja sąlyginai dažno remonto ir priežiūros;
6. Kogeneraciniai blokai su vidaus degimo varikliu	- gaminama papildoma elektros energija; - naudojamos vietoje esančios dujos; - autonominis veikimas	- reikalauja sąlyginai dažno remonto ir priežiūros; - didelė pradinė investicija; - ženkliai išauga stoties dujų suvartojimas; - žemesnis negu dujų katilų naudingumo koeficientas

Atsižvelgiant į teigiamas ir neigiamas vertintų variantų savybes, efektyviausiu ir perspektyviausiu pritaikyti analizuojamu atveju šilumos gamybos šaltiniu priimamas kondensacinis dujų katilas. Kondensacinio dujų katilo charakteristikos bus panaudotos matematiname modelyje, kuris aprašomas kitame skyriuje.

## 5 MATEMATINIO MODELIO SUDARYMAS DUJŲ SKIRSTYMO STOČIŲ DUOMENŲ ANALIZEI

Šiame skyriuje parodomi veiksmai, reikalingi turbodetandierių pritaikymo dujų skirstymo stotyse potencialo skaičiavimui: projektinių turbodetandierio srauto parametrų parinkimas remiantis stoties dujų srauto duomenimis, termodinaminio slėgio redukavimo ciklo skaičiavimas, skaičiuojamojo modelio *Mathcad* aplinkoje sudarymas. Kaip pavyzdys parodomas vienos stoties potencialo vertinimas. Kitų stočių analizė atliekama analogiškai.

### 5.1 Turbodetandierių projektinių parametrų parinkimas

Iš 1.1 poskyryje pareiktų turbodetandierių naudingumo koeficiento priklausomybių matyti, jog bendras naudingumo koeficientas yra įtakojamas srauto termodinaminių parametrų nukrypimo nuo projektinių termodinaminių srauto parametrų. Dėl šios priežasties yra svarbu parinkti optimaliausias projektines srauto parametrų vertes.

Projektinis turbodetandierių srauto debitas parenkamas atsižvelgiant į mažiausias ir didžiausias srauto debito vertes metų eigoje priklausomai nuo parinkto turbodetandierių skaičiaus. Iš dujų skirstymo stoties duomenų masyvų atrenkant mažiausias ir didžiausias srauto debito vertes, patikimesni rezultatai gaunami pasitelkus grafinę analizę. Iš duomenų masyvų ištraukiant mažiausias ir didžiausias skaitines vertes gaunami klaidingi rezultatai, kadangi, kaip matyti iš 2.2 pav. pateikto srauto debito grafiko, duomenų masyvuose yra keletas lokaliųjų srauto verčių sumažėjimų ar išaugimų, kurie gali būti priskirti klaidingiems daviklių parodymams.

Projektinis srauto slėgis prieš redukavimą taip pat parenkamas remiantis stoties duomenimis. Pavyzdyje analizuojamu atveju stoties dujų srauto debito ir slėgio mažiausios, vidutinės ir didžiausios vertės pateiktos 5.1 lentelėje.

5.1 lentelė. Stoties gamtinių dujų srauto debito ir slėgio mažiausios, vidutinės ir didžiausios vertės

$Q_{min}$ , nm <sup>3</sup> /h	$Q_{vid}$ , nm <sup>3</sup> /h	$Q_{max}$ , nm <sup>3</sup> /h	$p_{min}$ , bar	$p_{vid}$ , bar	$p_{max}$ , bar
4 000	34 000	110 000	30,8	31,3	43,5

Remiantis 1.3 pav. duomenimis, priimama, jog mažiausias stoties srauto debitas bus lygus vieno turbodetandierio 20% projektinio srauto debito. Iš to:

$$Q_{proj.} = Q_{min}/0,2 = 4\ 000/0,2 = 20\ 000\ \text{nm}^3/\text{h}, \quad (5.1)$$

čia:  $Q_{proj.}$  – projektinis turbodetandierio srauto debitas pagal mažiausią stoties dujų srauto debito vertę, (nm<sup>3</sup>/h);  $Q_{min}$  – priimta mažiausia stoties dujų srauto debito vertė, (nm<sup>3</sup>/h).

Remiantis 1.3 pav. duomenimis, didžiausias vieno turbodetandierio redukuojamo srauto debitas yra 120% projektinio srauto debito. Iš to:

$$Q_{\max}^{td} = Q_{proj} \cdot 1,2 = 20\,000 \cdot 1,2 = 24\,000 \text{ nm}^3/\text{h}, \quad (5.2)$$

čia:  $Q_{\max}^{td}$  – vieno turbodetandierio didžiausias galimas srauto debitas, ( $\text{nm}^3/\text{h}$ ).

Remiantis tuo, randamas turbodetandierių skaičius stotyje:

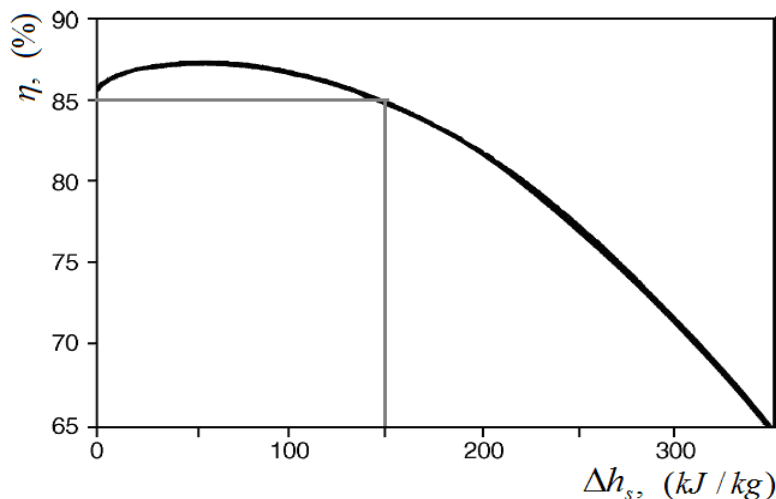
$$n^{td} = Q_{\max} / Q_{\max}^{td} = 110\,000 / 24\,000 = 4,583 \approx 5 \text{ vnt.}, \quad (5.3)$$

čia:  $n^{td}$  – numatomas turbodetandierių skaičius, (vnt.).

Projektinis įeinančio srauto slėgis priimamas atsižvelgiant į tai, jog naudingumo koeficientas yra mažai jautrus slėgio padidėjimui virš projektinės vertės (1.5 pav.). Priimama už vidutinę įeinančio srauto slėgio vertę didesnė projektinė srauto slėgio vertė  $p_{proj.} = 33 \text{ bar}$ .

Projektinė temperatūra užsiduodama atsižvelgiant į trečiame skyriuje atliktą turbodetandierio termodinaminio ciklo analizę. Priimama projektinė srauto temperatūros vertė  $t_{proj} = 70^\circ\text{C}$ .

Remiantis literatūra [1], turbodetandierio projektinis naudingumo koeficientas gali būti išreikštas priklausomybe nuo entalpijos skirtumų izoentropinio dujų srauto slėgio redukavimo metu. Priklausomybė pateikta 5.1 pav. Norint išlaikyti pakankamai aukštą projektinį naudingumo koeficientą, tačiau kartu ir išgauti pakankamą kiekį srauto energijos, priimame  $\Delta h_s = 150 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$  izoentropinį entalpijos pokytį, kuris lems projektinį naudingumo koeficientą  $\eta_{proj.} = 85\%$ .



5.1 pav. Turbodetandierio naudingumo koeficiento priklausomybė nuo entalpijos kritimo idealaus proceso metu [1]

Tada projektinė mechaninė turbodetandierio galia randama iš:

$$P_{mech.proj.} = \frac{Q_{proj.}}{3600} \cdot \rho \cdot \Delta h_s \cdot \eta_{proj.} = \frac{20\,000}{3\,600} \cdot 0,716 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 0,85 = 507,167 \text{ kW}, \quad (5.1)$$



čia:  $P_{mech.proj.}$  – projektinė mechaninė turbodetandierio galia, (kW);  $\Delta h_s$  – srauto entalpijos pokytis idealaus izoentropinio slėgio redukavimo proceso metu, (J/kg);  $\eta_{proj.}$  – projektinis turbodetandierio mechaninio naudingumo koeficientas, (%);  $\rho$  – redukuojamų dujų tankis, (nm<sup>3</sup>/h), randamas iš:

$$\rho = \frac{p_0 \cdot M}{T_0 \cdot R_U} = \frac{1,01325 \cdot 10^5 \cdot 16,043}{273,15 \cdot 8\,314,460} = 0,716 \text{ kg/nm}^3, \quad (5.2)$$

čia:  $p_0$  – slėgis standartinėmis sąlygomis, (Pa);  $M$  – metano molinė masė, (g/mol);  $T_0$  – temperatūra standartinėmis sąlygomis;  $R_U$  – universalioji idealiųjų dujų konstanta, (J/kg·°K).

Sudaroma 5.2 lentelė su projektinėmis turbodetandierių srauto vertėmis:

5.2 lentelė. Turbodetandierių projektinės srauto parametrų vertės

$Q_{proj.}$ , nm <sup>3</sup> /h	$p_{proj.}$ , bar	$t_{proj.}$ , °C	$P_{mech.proj.}$ , kW	$\eta_{proj.}$ , %	$n_{td}$ , vnt.
20 000	33,0	70,0	507,167	85	5

## 5.2 Dujų skirstymo stoties duomenų termodinaminės analizės modelio *Mathcad* aplinkoje sudarymas

Kiekvienos dujų skirstymo stoties dujų srauto duomenų masyvą sudaro nuo kelių iki keliolikos dešimčių tūkstančių elementų. Norint efektyviai analizuoti šiuos duomenis, skaičiavimus privaloma atlikti kompiuteriu, sudarant skaičiavimo algoritmą. Turimi dujų skirstymo stotis pasiekiančių gamtinių dujų srautų duomenys yra 5.3 lentelėje pateiktame pavidale:

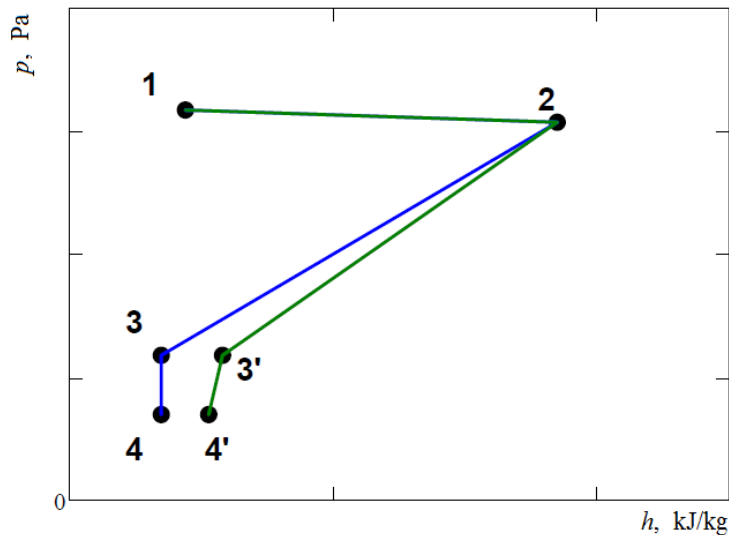
5.3 lentelė. Dujų skirstymo stotį pasiekiančio srauto parametrai

Nr.	$Q$ , nm <sup>3</sup> /h	$t_{įėj.}$ , °C	$p_{įėj.}$ , bar	$\tau$
$i$	66 269,33	0,94	30,73	2013.02.26 03:53:40
$i-1$	66 237,09	0,90	30,73	2013.02.26 03:50:02

Skaitinei analizei atlikti priimamos šios prielaidos:

- 1) dujų pašildymo slėgio nuostoliai šilumokaityje  $\Delta p_{1-2} = 1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  ;
- 2) dujų slėgis išėjime iš stoties pagal stoties režimą  $p_{išej.} = 1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  ;
- 3) dujų temperatūra išėjime iš stoties  $t_{išej.} = 5^\circ\text{C}$ ;
- 4) dujos yra idealiosios.

Pagal priimtas sąlygas ir 5.2 pav. pavaizduotą slėgio redukavimo ciklą sudaromas termodinaminių parametrų skaičiavimo modelis *Mathcad* aplinkoje. Toliau parodyta matematinio modelio atliekamų skaičiavimų seka apdorojant taško  $i-1$  duomenis, o matematinis modelis *Mathcad* programoje pateiktas prieduose.



5.2 pav. Turbodetanderyje dujų slėgio redukavimo ciklo vaizdas  $p$ - $h$  koordinatėse. 1-2 dujų pašildymas, 2-3 – izoentropinis dujų slėgio redukavimas turbodetanderyje, 3-4 – dujų slėgio redukavimas dujų slėgio reguliatoriuje, 2'-3' – realus dujų slėgio redukavimas turbodetanderyje, 3'-4' – dujų slėgio redukavimas dujų slėgio reguliatoriuje

Priimami ir apskaičiuojami atskaitos taško 0 termodinaminiai būsenos parametrai.

Priimama, jog slėgis  $p_0 = 1,01325 \cdot 10^5$  Pa, temperatūra  $T_0 = 273,15$  °K. Iš dujų būsenos lygties, savitasis tūris  $v_0$ :

$$v_0 = \frac{R \cdot T_0}{p_0} = \frac{518,261 \cdot 273,15}{1,01325 \cdot 10^5} = 1,397 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad (5.3)$$

$$R = \frac{R_U}{M} = \frac{8\,314,46}{16,043} = 518,261 \text{ J/kg} \cdot \text{K}, \quad (5.4)$$

čia:  $R$  – idealiųjų dujų konstanta metanui (J/kg · °K);  $R_U$  – universalioji idealiųjų dujų konstanta  $R_U = 8314,46$  (J/kg · °K);  $M$  – molinė metano masė, (kg/kmol),  $M=16,043$  kg/kmol.

Entalpija atskaitos taške bus:

$$h_0 = p_0 \cdot v_0 = 1,01325 \cdot 10^5 \cdot 1,397 = 141,563 \cdot 10^3 \text{ J/kg}. \quad (5.5)$$

Priimama, jog entropija  $s_0 = 0$  J/kg · °K.

**Taško 1** (dujų įėjimo į stotį taškas) termodinaminiai būsenos parametrai randami iš:

$$p_1 = p_{i\dot{e}j.} + p_0 = 30,37 \cdot 10^5 + 1,01325 \cdot 10^5 = 31,740 \cdot 10^5 \text{ Pa}; \quad (5.6)$$

$$T_1 = t_{i\dot{e}j.} + 273,15 = 0,90 + 273,15 = 274,05 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (5.7)$$

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{518,261 \cdot 274,05}{31,740 \cdot 10^5} = 0,045 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad (5.8)$$

$$h_1 = h_0 + \int_{T_0}^{T_1} c_p(T) dt = 141,563 \cdot 10^3 + \int_{273,15}^{274,05} c_p(T) dt = 143,749 \cdot 10^3 \text{ J/kg}, \quad (5.9)$$

čia:  $c_p(T)$  - specifinės izobarinės masinės šilumos priklausomybė nuo temperatūros, (kJ/kg·°K), išreikšta polinomu.

$$\begin{aligned} s_1 &= \int_{T_0}^{T_1} \frac{c_p(T)}{T} dt - \frac{R}{1000} \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_0}\right) = \\ &= \int_{273,15}^{274,05} \frac{c_p(T)}{T} dt - \frac{518,261}{1000} \cdot \ln\left(\frac{31,383 \cdot 10^5}{1,01325 \cdot 10^5}\right) = -1,777 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \cdot \text{°K}. \end{aligned} \quad (5.10)$$

**Taško 2** termodinaminiai būsenos parametrai randami:

$$p_2 = p_0 - \Delta p = 31,383 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^5 = 30,740 \cdot 10^5 \text{ Pa}. \quad (5.11)$$

Temperatūra  $T_2$  nėra žinoma (iki kokios temperatūros reikia pašildyti dujas), todėl užsidiuodama  $T_2 = t_{proj} + 273,15 = 353,15 \text{ °K}$ . Tikroji pašildymo temperatūra randama iteraciniu būdu. Savitasis tūris, entalpija ir entropija randami taškui 1 analogišku būdu:  $v_2 = 0,060 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_2 = 336,782 \text{ kJ/kg}$ ;  $s_2 = -1,142 \text{ kJ/kg} \cdot \text{°K}$ .

**Taško 3** termodinaminiai parametrai skaičiuojami remiantis tuo, jog projektinis idealaus slėgio redukavimo entalpijų skirtumas yra

$$\Delta h_s = h_2 - h_3 = 150 \text{ kJ/kg}. \quad (5.12)$$

Atliekami iteraciniai skaičiavimai priimant iš turbodetanderio išeinančio srauto temperatūrą  $T_3$ , kadangi nežinoma nei ji, nei išėjimo slėgis  $p_3$ . Iš to:

$$h_3 = h_2 - \Delta h_s = 336,782 \cdot 10^3 - 150 \cdot 10^3 = 186,782 \text{ kJ/kg}. \quad (5.13)$$

Pirmam priartėjimui, priėmus  $T_3^I = 300,00 \text{ °K}$ , slėgis  $p_3^I$  randamas iš:

$$p_3^I = \frac{p_2}{\left(1 + \frac{\Delta h_s}{c_p \cdot T_3^I}\right)^{\frac{c_p}{c_p - R}}} = \frac{30,74 \cdot 10^5}{\left(1 + \frac{150 \cdot 10^3}{2,320 \cdot 10^3 \cdot 300}\right)^{\frac{2,320 \cdot 10^3}{2,320 \cdot 10^3 - 0,518 \cdot 10^3}}} = 12,830 \cdot 10^5 \text{ Pa}. \quad (5.14)$$

Patikrinama apskaičiuojant entalpiją:

$$h_3^I = h_0 + \int_{T_0}^{T_3^I} c_p(T) dt = 141,563 \cdot 10^3 + \int_{273,15}^{300,00} c_p(T) dt = 203,412 \text{ kJ/kg}; \quad (5.15)$$

$$\Delta h_3^I = h_3^I - h_3 = 203,412 - 186,782 = 16,631 \text{ kJ/kg}. \quad (5.16)$$

Apskaičiuota entalpija  $h_3^I$  didesnė už sąlygos  $h_3$ , todėl priimta temperatūra  $T_3^I = 300,00^\circ K$  yra per aukšta. Antra iteracija atliekama mažinant temperatūrą iki:

$$T_3^{II} = T_3^I - \frac{|\Delta h_3^I|}{2} = 300,00 - \frac{16,631}{2} = 291,685^\circ K. \quad (5.17)$$

Pastaba: 5.17 formulėje narys  $|\Delta h_3^I|$  atitinka entalpijos pokyčio  $\Delta h_3^I$  skaitinę vertę išreikštą kJ/kg.

Atliekami analogiški skaičiavimai, sudaroma iteracinių skaičiavimų rezultatų lentelė 5.4:

5.4 lentelė. Iteracinių temperatūros  $T_3$  ir slėgio  $p_3$  skaičiavimų rezultatai

Iteracijos nr., $N$	$T_3^N, ^\circ K$	$p_3^N \cdot 10^{-5}, \text{ Pa}$	$h_3^N \cdot 10^{-3}, \text{ J/kg}$	$\Delta h_3^I \cdot 10^{-3}, \text{ J/kg}$
1	300,00	12,830	203,412	16,631
2	291,685	12,550	184,171	-2,611
3	292,991	12,596	187,186	0,404
4	292,789	12,589	186,720	-0,063
5	292,820	12,590	186,792	0,009
6	292,815	12,590	186,781	-0,0015
7	292,816	12,590	186,783	0,0002

Priėmus, jog paklaida pakankamai maža, priimama temperatūra  $T_3 = 292,816^\circ K$  ir slėgis  $p_3 = 12,590 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ . Patikrinamasis skaičiavimas atliekamas randant entropiją  $s_3 = -1,146 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K$ . Kadangi procesas 2-3 yra izoentropinis, turėtų būti  $s_3 = s_2$ . Randamas skirtumas:

$$\Delta s = s_3 - s_2 = -1,146 \cdot 10^3 - (-1,142 \cdot 10^3) = -0,004 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K. \quad (5.18)$$

Priimama, jog paklaida leistinai maža ir taško 3 termodinaminiai parametrai apskaičiuoti teisingai. Randamas likęs parametras  $v_3 = 0,121 \text{ m}^3/\text{kg}$ .

**Taškas 3'** – taškas po realaus redukavimo proceso, kurio termodinaminiai parametrai skaičiuojami įvertinus turbodetanderio naudingumo koeficientą ir tai, jog  $p_{3'} = p_3$ . Iš to:

$$p_{3'} = p_3 = 12,590 \cdot 10^5 \text{ Pa}; \quad (5.19)$$

$$h_{3'} = h_2 - \Delta h_s \cdot \eta_\Sigma = 336,782 - 150 \cdot 10^3 \cdot 0,846 = 209,829 \text{ kJ/kg}, \quad (5.20)$$

čia:  $\Delta h_s$  - srauto entalpijos pokytis izoentropinio slėgio redukavimo proceso metu, (J/kg);  $\eta_\Sigma$  - turbodetanderio suminis naudingumo koeficientas, (%), randamas iš:

$$\eta_\Sigma = \eta_{proj.} \cdot \eta_Q \cdot \eta_T \cdot \eta_p = 0,850 \cdot 1,002 \cdot 0,998 \cdot 0,997 = 0,846 = 84,6 \%, \quad (5.21)$$

čia:  $\eta_{proj.}$  - projektinis turbodetanderio mechaninio naudingumo koeficientas, (%), pagal 5.1 pav.;  $\eta_Q$  - turbodetanderio naudingumo koeficientas, priklausantis nuo srauto debito santykio su projektiniu turbodetanderio srauto debitu, (%), randamas iš polinomu išreikštos 1.3 pav. priklausomybės;  $\eta_T$  - turbodetanderio naudingumo koeficientas, priklausantis nuo srauto

temperatūros santykio su projektine turbodetanderio srauto temperatūra, (%), randamas iš polinomu išreikštos 1.4 pav. priklausomybės;  $\eta_p$  - turbodetanderio naudingumo koeficientas, priklausantis nuo srauto slėgio santykio su projektiniu turbodetanderio srauto slėgiu, (%), randamas iš polinomu išreikštos 1.5 pav. priklausomybės. Randami naudingumo koeficientai:

$$\begin{aligned} \eta_Q &= 0,462 + 1,012 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{Q_{vnt.}}{Q_{proj.}} \cdot 100 - 5,306 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{Q_{vnt.}}{Q_{proj.}} \cdot 100 \right)^2 + \\ &+ 5,159 \cdot 10^{-8} \cdot \left( \frac{Q_{vnt.}}{Q_{proj.}} \cdot 100 \right)^3 = 0,462 + 1,012 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{22'080}{20'000} \cdot 100 - \\ &- 5,306 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{22'080}{20'000} \cdot 100 \right)^2 + 5,159 \cdot 10^{-8} \cdot \left( \frac{22'080}{20'000} \cdot 100 \right)^3 = \\ &= 100,2\%, \end{aligned} \quad (5.22)$$

čia:  $Q_{vnt.}$  - vienam turbodetanderiui tenkantis srauto debitas, randamas remiantis logine išraiška:

$$Q_{vnt.} = \begin{cases} 0, & \text{kai } 0 \leq Q < 4\,000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ Q, & \text{kai } 4\,000 \leq Q < 24\,000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ \frac{Q}{2}, & \text{kai } 24\,000 \leq Q < 48\,000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ \frac{Q}{3}, & \text{kai } 48\,000 \leq Q < 72\,000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ \frac{Q}{4}, & \text{kai } 72\,000 \leq Q < 96\,000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ \frac{Q}{5}, & \text{kai } 96\,000 \leq Q < 120\,000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ 0, & \text{kai } Q > 120\,000 \text{ nm}^3/\text{h}. \end{cases} \quad (5.23)$$

Ši išraiška nusako „aktyviems“ turbodetanderiams tenkanti srauto debitą. Pvz., kai srauto debitas  $< 4\,000 \text{ nm}^3/\text{h}$ , priimama, jog srauto debitas per mažas, todėl turbodetanderiai neveikia. Kai srauto debitas yra tarp  $4\,000$  ir  $24\,000 \text{ nm}^3/\text{h}$ , veikia vienas turbodetanderis, ir t.t..

$$\begin{aligned} \eta_T &= -293,839 + 8,538 \cdot \frac{T_2}{T_{proj.}} \cdot 100 - 0,082 \cdot \left( \frac{T_2}{T_{proj.}} \cdot 100 \right)^2 + 2,643 \cdot \left( \frac{T_2}{T_{proj.}} \cdot 100 \right)^3 = \\ &= -293,839 + 8,538 \cdot \frac{353,15}{353,15} \cdot 100 - 0,082 \cdot \left( \frac{353,15}{353,15} \cdot 100 \right)^2 + 2,643 \cdot \left( \frac{353,15}{353,15} \cdot 100 \right)^3 = \\ &= 99,8\%; \end{aligned} \quad (5.24)$$

$$\begin{aligned} \eta_p = & -2,245 + 0,090 \cdot \frac{p_2}{p_{proj.}} \cdot 100 - 8,293 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{p_2}{p_{proj.}} \cdot 100 \right)^2 + \\ & + 2,513 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{p_2}{p_{proj.}} \cdot 100 \right)^3 = -2,245 + 0,090 \cdot \frac{30,740 \cdot 10^5}{33,000 \cdot 10^5} \cdot 100 - \\ & - 8,293 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{30,740 \cdot 10^5}{33,000 \cdot 10^5} \cdot 100 \right)^2 + 2,513 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{30,740 \cdot 10^5}{33,000 \cdot 10^5} \cdot 100 \right)^3 = 99,7\%. \end{aligned} \quad (5.25)$$

Temperatūra  $T_3$  randama iš slėgio  $p_3$ , ir entalpijos  $h_3$ . Parametrų tarpusavio ryšio lygtis :

$$h_3 = h_0 + \int_{T_0}^{T_3} c_p(T) dt \quad . \quad (5.26)$$

Programinio paketo *Mathcad* pagalba randama:

$$T_3 = \text{root}(\text{int}2(T_0, T_{pb}, p_3) - h_3 + h_0, T_{pb}), \quad (5.27)$$

čia: root – funkcija, randanti lygties  $\text{int}2(T_0, T_{pb}, p_3) - h_3 + h_0 = 0$  sprendinį, kai

$$\text{nežinomuoju laikomas } T_{pb}; \quad \text{int}2(T_0, T_{pb}, p_3) = \int_{T_0}^{T_3} c_p(T) dt.$$

Randama taško 3' temperatūra  $T_3 = 302,764 \text{ }^\circ\text{K}$ . Likę termodinaminiai parametrai:

$$v_3 = 0,125 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad s_3 = -1,069 \text{ kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K}.$$

**Taško 4** termodinaminiai parametrai apskaičiuojami remiantis tuo, jog procesas 3-4 – adiabatinis ( $h = \text{const.}$ ), o slėgis  $p_4 = p_{išėj.} = 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ . Tada:

$$h_4 = h_3 = 186,783 \text{ kJ/kg}. \quad (5.28)$$

Analogiškai (5.27) lygčiai, žinodami entalpiją ir slėgį, randame temperatūrą  $T_4 = 293,452 \text{ }^\circ\text{K}$ . Likę parametrai:  $v_4 = 0,217 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $s_4 = -0,842 \text{ kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$ .

**Taškas 4'** – taškas po realaus slėgio redukavimo droselyje. Termodinaminiai parametrai šiame taške randami remiantis Džaulio-Thompsono dėsniumi, žinant slėgių skirtumą  $dp_{3'-4'} = p_3 - p_4$  ir  $p_{4'} = p_4 = 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ :

$$dT_{3'-4'} = T_3 - T_4 = \alpha \cdot dp_{3'-4'} = \alpha \cdot (p_3 - p_4), \quad (5.29)$$

čia:  $\alpha$  - Džaulio-Thompsono koeficientas, ( $^\circ\text{K}/\text{Pa}$ ), iš programinio paketo *REFPROP* parenkama vidutinė vertė  $270 \div 310 \text{ }^\circ\text{K}$  ruože  $\alpha = 4,622 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{K}/\text{Pa}$ . Tada, temperatūra  $T_{4'}$ :

$$\begin{aligned} T_{4'} = T_3 - \alpha \cdot (p_3 - p_4) &= 302,744 - 4,622 \cdot 10^{-6} \cdot (1,259 \cdot 10^6 - 0,7 \cdot 10^6) = \\ &= 300,180 \text{ }^\circ\text{K}. \end{aligned} \quad (5.30)$$

Likę parametrai:  $v_{4'} = 0,222 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_{4'} = 201,938 \text{ kJ/kg}$ ,  $s_{4'} = -0,791 \text{ kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$ .

Sudaroma 5.5 lentelė su visų slėgio redukavimo ciklo taškų termodinaminiais parametrais:

5.5 lentelė. Apskaičiuoti slėgio redukavimo ciklo taškų termodinaminiai parametrai

Taškas	$T, \text{K}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Pa}$	$v, \text{m}^3/\text{kg}$	$h \cdot 10^{-3}, \text{J/kg}$	$s \cdot 10^{-3}, \text{J/kg} \cdot \text{K}$
1	274,05	31,740	0,045	143,749	-1,777
2	353,15	30,740	0,060	336,782	-1,142
3	292,81	12,590	0,121	186,783	-1,146
3'	302,76	12,590	0,125	209,829	-1,069
4	293,45	7,000	0,217	186,783	-0,842
4'	300,18	7,000	0,222	201,938	-0,791

$$t_{4'} = T_{4'} - 273,15 = 300,180 - 273,15 = 27,030 \text{ } ^\circ\text{C} . \quad (5.31)$$

Kadangi dujų srauto temperatūra po redukavimo  $t_{4'}$  yra aukštesnė už  $5 \text{ } ^\circ\text{C}$ , užsidiuota temperatūra prieš slėgio redukavimą  $T_2 = t_{proj} + 273,15 = 353,15 \text{ } ^\circ\text{K}$  yra per aukšta. Antroji skaičiavimų iteracija atliekama sumažinus temperatūrą dujų pašildymo temperatūrą  $T_2$  iki:

$$T_2'' = T_2 - \Delta T' = 353,150 - 21,030 = 332,120 \text{ } ^\circ\text{K} , \quad (5.32)$$

čia:  $T_2''$  - antros iteracijos taško 2 (po dujų pašildymo) temperatūra,  $^\circ\text{K}$ ;  $\Delta T'$  - iš pirmos iteracijos rastas pašildymo temperatūros sumažinimas,  $^\circ\text{K}$ , randamas iš:

$$\Delta T' = T_4 - (T_{išej} + 1) = T_2 - = 300,180 - (278,15 + 1) = 21,030 \text{ } ^\circ\text{K} . \quad (5.33)$$

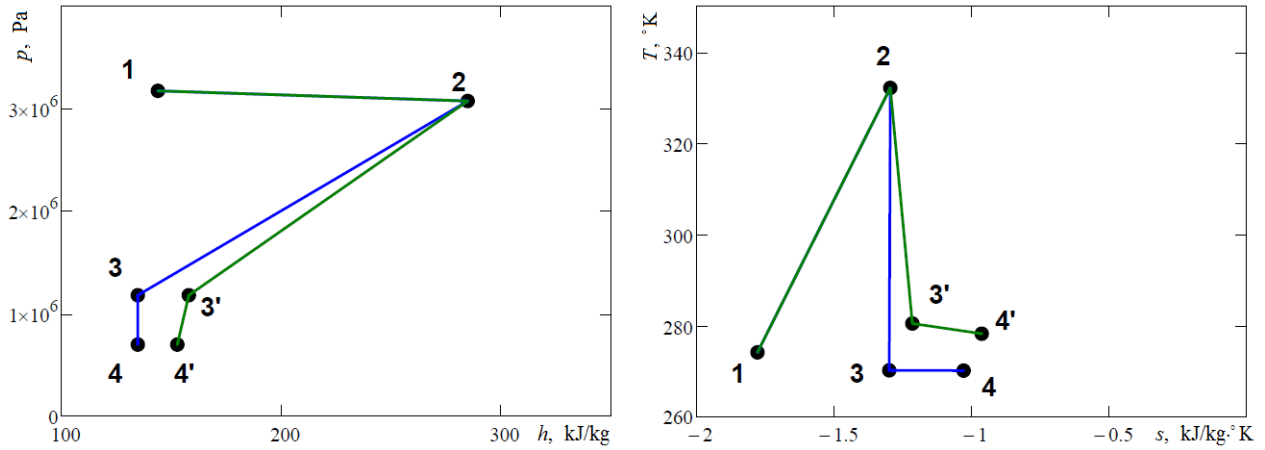
Sumažinus projekcinę turbodetandierio įėjimo temperatūros vertę iki  $T_{proj} = 333,15 \text{ } ^\circ\text{K}$ , atliekama antra skaičiavimų iteracija, kurios rezultatai pateikiami 5.6 lentelėje.

5.6 lentelė. Antroje iteracijoje apskaičiuoti slėgio redukavimo ciklo taškų termodinaminiai parametrai

Taškas	$T'', \text{K}$	$p'' \cdot 10^{-5}, \text{Pa}$	$v'', \text{m}^3/\text{kg}$	$h'' \cdot 10^{-3}, \text{J/kg}$	$s'' \cdot 10^{-3}, \text{J/kg} \cdot \text{K}$
1	274,05	31,740	0,045	143,847	-1,777
2	332,12	30,740	0,056	284,761	-1,294
3	270,12	11,800	0,119	134,759	-1,294
3'	280,40	11,800	0,123	157,910	-1,213
4	270,07	7,000	0,200	134,759	-1,027
4'	278,18	7,000	0,206	152,711	-0,961

$$t_{4'}'' = T_{4'}'' - 273,15 = 278,184 - 273,15 = 5,034 \text{ } ^\circ\text{C} \approx t_{išej} . \quad (5.34)$$

Atsižvelgiant į tai, jog apskaičiuota  $t_{4'}''$  artima sąlygoje užsidiuotai  $t_{išej}$ , priimama, jog skaičiavimo rezultatai yra pakankamo tikslumo. Apskaičiuoto termodinaminio ciklo vaizdas  $p-h$  ir  $T-s$  koordinatėse pateiktas 5.3 pav..



5.3 pav. Apskaičiuoto dujų slėgio redukavimo ciklo vaizdai  $p-h$  ir  $T-s$  koordinatėse. 1-2 dujų pašildymas, 2-3 – izoentropinis dujų slėgio redukavimas turbodetanderyje, 3-4 – dujų slėgio redukavimas dujų slėgio reguliatoriuje, 2'-3' – realus dujų slėgio redukavimas turbodetanderyje, 3'-4' – dujų slėgio redukavimas dujų slėgio reguliatoriuje

Iš apskaičiuotų slėgio redukavimo ciklo taškų termodinaminių parametų randamas iš dujų potencinės energijos turbodetanderiais išgaunamas mechaninis darbas  $w_{mech.}$  :

$$w_{mech.} = h_2'' - h_{3'}'' = 284,759 \cdot 10^3 - 157,910 \cdot 10^3 = 126,851 \text{ kJ/kg.} \quad (5.35)$$

Priėmus, jog generatoriaus efektyvumas  $\eta_{el.gen} = 96\%$ , o dažnio keitiklio –  $\eta_{DK} = 98\%$ , pagaminamas elektros energijos kiekis kilovatvalandėmis  $w_{el.}$  :

$$w_{el.} = \frac{w_{mech.} \cdot \eta_{el.gen} \cdot \eta_{DK}}{3600} = \frac{126,851 \cdot 10^3 \cdot 0,96 \cdot 0,98}{3600} = 0,033 \text{ kWh/kg.} \quad (5.36)$$

Momentinė turbodetandierių generuojama elektrinė galia  $P_{el.}$  :

$$P_{el.} = w_{el.} \cdot \frac{Q}{v_0} = 0,033 \cdot \frac{66\,237,09}{1,397} = 1\,573 \text{ kW.} \quad (5.37)$$

Per laiko tarpą  $\Delta\tau$  pagaminamas elektros energijos kiekis  $w_{el.\Delta\tau}$  :

$$w_{el.\Delta\tau} = w_{el.} \cdot \frac{Q}{v_0} \cdot \frac{\Delta\tau}{3600} = 0,033 \cdot \frac{66\,237,09}{1,397} \cdot \frac{218}{3600} = 95,249 \text{ kWh,} \quad (5.38)$$

čia:  $\Delta\tau$  - laiko tarpas tarp duomenų taškų  $i-1$  ir  $i$  termodinaminių parametų matavimo, (s).

Dujų pašildymui prieš redukavimą reikalingas šilumos energijos kiekis  $q_{paš.}$  :

$$q_{paš.} = h_2'' - h_1'' = 284,761 \cdot 10^3 - 143,847 \cdot 10^3 = 141,914 \text{ kJ/kg.} \quad (5.39)$$

Šilumos energijos kiekis, reikalingas Džaulio-Thompsonso efekto kompensavimui  $q_{paš.D-T}$  :

$$\begin{aligned} q_{paš.D-T} &= \overline{c_p(T)} \cdot \alpha \cdot (p_1 - p_4) = \\ &= 2,317 \cdot 10^3 \cdot 4,622 \cdot 10^{-6} \cdot (31,740 \cdot 10^5 - 7,000 \cdot 10^5) = 26,503 \text{ kJ/kg,} \end{aligned} \quad (5.40)$$

čia:  $\overline{c_p(T)}$  – metano masinės savitosios izobarinės šilumos vidutinė vertė prie taškų 1 ir 4 termodinaminių parametų. (J/kg·°K).



Turbodetandero atlikto mechaninio darbo kompensavimui reikalingas šilumos kiekis:

$$q_{paš.TD} = q_{paš.} - q_{paš.D-T} = 141,914 \cdot 10^3 - 26,503 \cdot 10^3 = 114,411 \text{ kJ/kg.} \quad (5.41)$$

Šilumos energijos padalijimas į energiją reikalingą Džaulio-Thompsono efekto kompensavimui ir turbodetandero atlikto mechaninio darbo kompensavimui reikalingą energiją atliekamas norint objektyviai įvertinti turbodetandero sistemos ekonominį konkurencingumą. Įprastinio gamtinių dujų slėgio redukavimo atveju, dujų pašildymui reikalingų išteklių kaina įskaičiuojama į gamtinių dujų perdavimo kaštus. Slėgio redukavimui pritaikius turbodetanderių technologiją, objektyviausiu variantu priimamas atvejis, kai gamtinių dujų vartotojams tenka įprastiniam slėgio redukavimui reikalingi kaštai, o dėl turbodetandero reikalinga šilumos energija padengiama pagamintos elektros energijos pardavimo pajamomis.

Apskaičiuojama momentinė šiluminė dujų šilumokaičių galia  $P_{šilum.}$  :

$$P_{šilum.} = \frac{Q}{v_0 \cdot 3600} \cdot q_{paš.} = \frac{66\,237,09}{1,397 \cdot 3600} \cdot 141,914 \cdot 10^3 = 1\,857 \text{ kW.} \quad (5.42)$$

Šilumos energijai gaminti numatytų kondensacinių katilų sistemos projektinė didžiausia šiluminė galia  $P_{šilum.kat.}^{\max}$  randama iš:

$$P_{šilum.kat.}^{\max} = \frac{Q_{\max}}{v_0 \cdot 3600} \cdot q_{paš.} \cdot k = \frac{110\,000}{1,397 \cdot 3600} \cdot 141,010 \cdot 10^3 \cdot 1,1 = 3\,392 \text{ kW,} \quad (5.43)$$

čia:  $k$  – atsargos koeficientas, %, priimama  $k = 110\%$ .

Projektinė mažiausia šiluminė galia  $P_{šilum.kat.}^{\min}$  :

$$P_{šilum.kat.}^{\min} = \frac{Q_{\min}}{v_0 \cdot 3600 \cdot k} \cdot q_{paš.} = \frac{4\,000}{1,397 \cdot 3600 \cdot 1,1} \cdot 141,010 \cdot 10^3 = 102 \text{ kW.} \quad (5.44)$$

Remiantis šiais rezultatais, parenkama šildymo sistema, kurią sudarytų 4 kondensaciniai dujų katilai, kurių kiekvieno projektinė galia  $P_{šilum.kat.}^{proj.} = 850 \text{ kW}$ . Nuo dujų srauto debito priklausanti veikiančių katilų skaičių  $n_{katilų}$  aprašome:

$$n_{katilų} = \begin{cases} 0, \text{ kai } 0 \leq Q < 4'000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ 1, \text{ kai } 4'000 \leq Q < 30'000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ 2, \text{ kai } 30'000 \leq Q < 60'000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ 3, \text{ kai } 60'000 \leq Q < 90'000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ 4, \text{ kai } 90'000 \leq Q < 120'000 \text{ nm}^3/\text{h}; \\ 0, \text{ kai } Q > 120'000 \text{ nm}^3/\text{h}. \end{cases} \quad (5.45)$$

Iš to, kiekvieno veikiančio katilo momentinė galia  $P_{šilum.kat.}$  :

$$P_{šilum.kat.} = \frac{P_{šilum.}}{n_{katilų}} \cdot k_{nuost.} = \frac{1\,857 \cdot 10^3}{3} \cdot 1,1 = 680,9 \text{ kW,} \quad (5.46)$$

čia:  $k_{nuost.}$  - koeficientas įvertinantis bendrus šilumos energijos nuostolius, priimama  $k_{nuost.} = 1,1$ .

Kondensacinių katilų naudingumo koeficiento priklausomybė nuo galios prie 75/60 °C temperatūrinio režimo, remiantis 4.3 pav. duomenimis, išreiškiama polinomu:

$$\begin{aligned} \eta_{kat.} &= 1,092 - 3,253 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{P_{\text{šilum.kat.}}}{P_{\text{proj.šilum.kat.}}} \cdot 100 - 1,534 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{P_{\text{šilum.kat.}}}{P_{\text{proj.šilum.kat.}}} \cdot 100 \right)^2 + \\ &+ 7,239 \cdot 10^{-8} \cdot \left( \frac{P_{\text{šilum.kat.}}}{P_{\text{proj.šilum.kat.}}} \cdot 100 \right)^3 = 1,092 - 3,253 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{680,9 \cdot 10^3}{850 \cdot 10^3} \cdot 100 - \\ &- 1,534 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{680,9 \cdot 10^3}{850 \cdot 10^3} \cdot 100 \right)^2 + 7,239 \cdot 10^{-8} \cdot \left( \frac{680,9 \cdot 10^3}{850 \cdot 10^3} \cdot 100 \right)^3 = 100,5\%. \end{aligned} \quad (5.47)$$

Dujų pašildymui sudeginamas gamtinių dujų kiekis  $V_{dujų}$  randamas iš :

$$V_{dujų} = \frac{q_{paš.}}{Q_{g.d.}^z \cdot \eta_{kat.}} \cdot k_{nuost.} = \frac{141,914 \cdot 10^3}{33,557 \cdot 10^6 \cdot 1,005} \cdot 1,1 = 4,597 \cdot 10^{-3} \text{ nm}^3/\text{kg}, \quad (5.48)$$

čia:  $Q_{g.d.}^z$  - žemutinė gamtinių dujų šilumingumo vertė, J/m<sup>3</sup>, remiantis literatūra [10] priimama

$$Q_{g.d.}^z = 33,557 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3.$$

Turbodetandierio slėgio redukavimui kompensuoti reikalingas dujų kiekis  $V_{dujų.TD}$  :

$$V_{dujų.TD} = \frac{q_{paš.TD}}{Q_{g.d.}^z \cdot \eta_{kat.}} \cdot k_{nuost.} = \frac{114,411 \cdot 10^3}{33,557 \cdot 10^6 \cdot 1,005} \cdot 1,1 = 3,733 \cdot 10^{-3} \text{ nm}^3/\text{kg}. \quad (5.49)$$

Per laiko tarpą  $\Delta\tau$  turbodetandierių slėgio redukavimui kompensuoti reikalingas dujų kiekis  $V_{dujų.TD.\Delta\tau}$  :

$$V_{dujų.TD.\Delta\tau} = V_{dujų.TD} \cdot \frac{Q}{v_0} \cdot \frac{\Delta\tau}{3600} = 3,733 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{66\,237,09}{1,397} \cdot \frac{218}{3600} = 10,722 \text{ nm}^3. \quad (5.50)$$

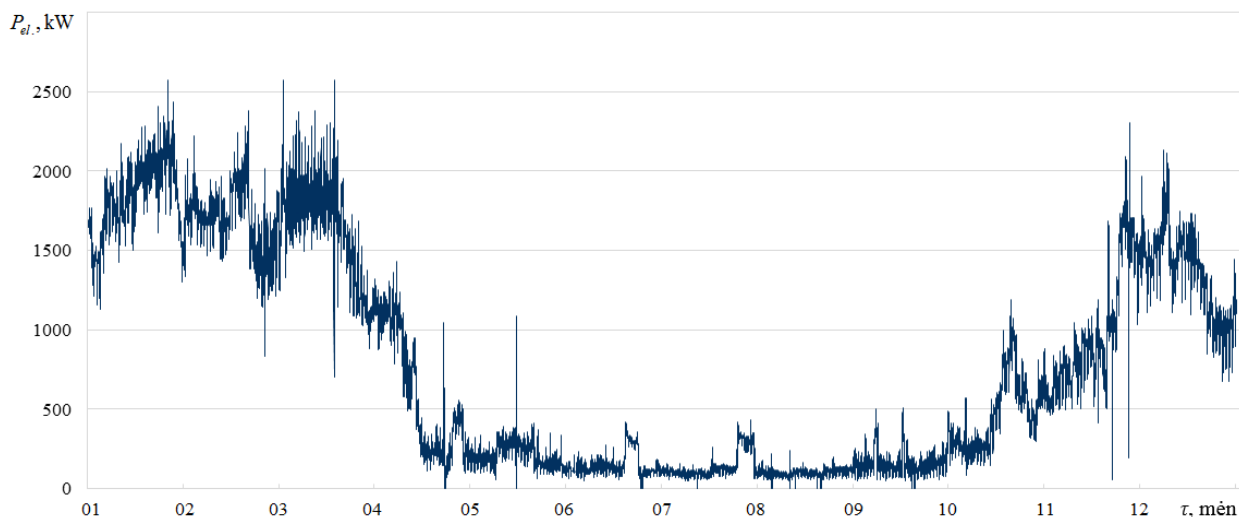
*Mathcad* aplinkoje sudaryto modelio pagalba analogiškai išanalizuojami visi dujų skirstymo stoties parametrų matavimo taškai  $n_{tašk.}$ . Rezultatai pateikiami 5.7 lentelėje:

5.7 lentelė. Turbodetandierių pritaikymo dujų skirstymo stotyje analizės rezultatai. Metiniai pagaminamos elektros energijos ir pašildymui reikalingų gamtinių dujų kiekiai

$\sum V_{dujų.TD.\Delta\tau}, \text{ nm}^3$	$\sum w_{el.\Delta\tau}, \text{ kWh}$	$n_{tašk.}, \text{ vnt.}$
714 340	6 765 200	210 065

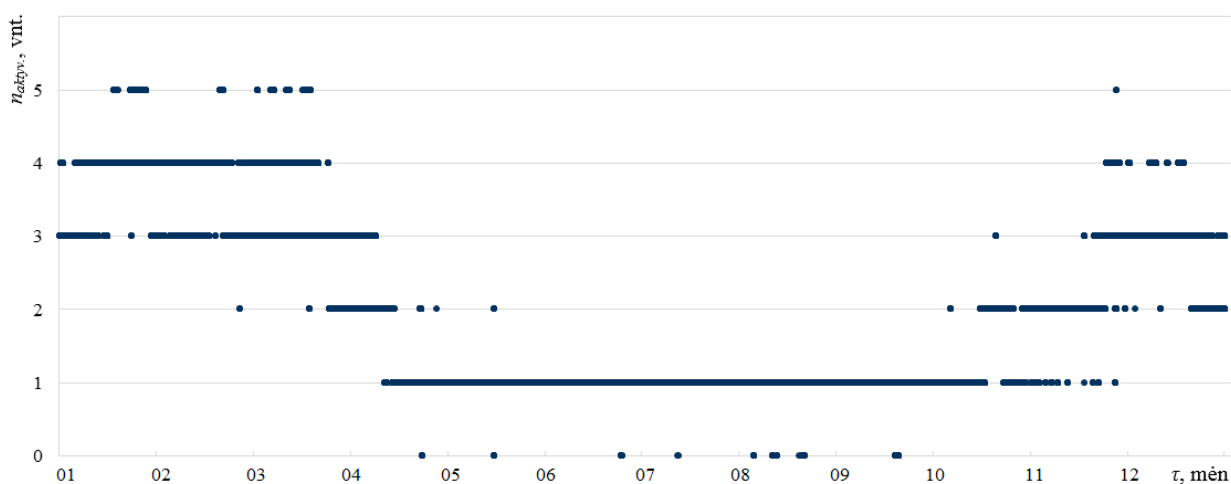
Palyginimui, statistiniame Lietuvos namų ūkyje vidutiniškai suvartojama 1 965 kWh elektros energijos per metus [14]. Analizuotoje dujų skirstymo stotyje turbodetandieriais pagaminamos elektros energijos pakaktų beveik 3500 namų ūkių metiniams elektros energijos poreikiams tenkinti.

Apskaičiuotas momentinės bendros turbodetandierių elektrinės galios kitimas metų bėgyje pateiktas 5.4 pav.. Iš grafiko matyti, jog momentinė elektrinė galia kinta priklausomai nuo gamtinių dujų srauto debito.



5.4 pav. Momentinės turbodetandierių sistemos elektrinės galios kitimas metų bėgyje

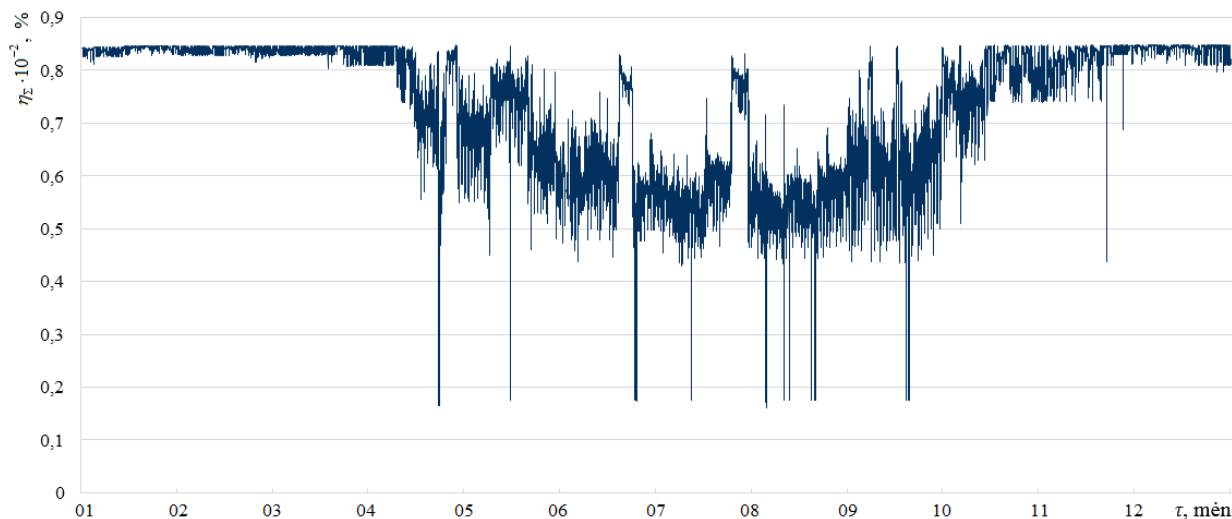
Apskaičiuoto momentinio aktyvių turbodetandierių skaičiaus kitimas metų bėgyje pateiktas 5.5 pav.. Atsižvelgiant į 5.4 pav. matyti, jog veikiančių turbodetandierių skaičiaus kitimas sutampa su momentinės galios kitimu, o šiltuoju metų laikotarpiu pasitaiko atveju, kai turbodetanderiai neveikia.



5.5 pav. Apskaičiuoto momentinio aktyvių turbodetandierių skaičiaus kitimas metų bėgyje.

Aktyvių turbodetandierių skaičius priklauso nuo gamtinių dujų srauto debito

Apskaičiuoto momentinio aktyvių turbodetandierių mechaninio naudingumo koeficiento  $\eta_z$  kitimas metų bėgyje pateiktas 5.6 pav.. Žiemos metu, kai turbodetanderiai dirba projektinėms artimomis sąlygomis, mechaninio naudingumo koeficientas yra artimas projektiniam naudingumo koeficientui  $\eta = 85\%$ . Šiltuoju metų laikotarpiu momentinis aktyvių turbodetandierių mechaninio naudingumo koeficientas yra ženkliai žemesnis už projektinį dėl mažo gamtinių dujų srauto debito.



5.6 pav. Apskaičiuoto momentinio aktyvių turbodetandierių mechaninio naudingumo koeficiento  $\eta_k$  kitimas metų bėgyje

## 6 TURBODETANDERIŲ SISTEMOS EKONOMINĖ ANALIZĖ

Turbodetandierių sistemos pritaikymo dujų skirstymo stotyse ekonominę analizę būtina atlikti norint pagrįsti sistemos atsipirkimą (neatsipirkimą). Tuo tikslu apskaičiuojama grynoji dabartinė vertė (*NPV*) ir vidinė gražos norma (*IRR*) penkiolikos metų laikotarpiui.

Pradinių investicijų kaštus sudarys projektavimo, dokumentacijos rengimo, įrangos ir montavimo kainos, kurios priimamos ir pateikiamos 6.1 lentelėje:

6.1 lentelė. Turbodetandierių sistemos įdiegimo dujų skirstymo stotyje investiciniai kaštai

Elementas	Kaštai, EUR
Turbodetanderiai-generatoriai $P_{mech.}^{proj.} = 507,2 \text{ kW}$ (5 vnt.)	1 250 000
Kondensaciniai dujų katilai $P_{šilum.kat.}^{proj.} = 850 \text{ kW}$ (4 vnt.)	350 000
Vamzdynai, vamzdynų elementai, papildoma įranga	1 500 000
Projektavimas ir dokumentacijos ruošimas	100 000
Montavimo darbai	200 000
Iš viso:	3 400 000

Metinės pajamas sudarys lėšos, gautos pardavus elektros energiją. Remiantis [15], priimama elektros energijos pardavimo kaina  $p_{el.} = 5 \text{ ct/kWh}$ . Iš to, metinės elektros energijos pardavimo pajamos  $K_{el.}$ :

$$K_{el.} = p_{el.} \cdot \sum w_{el.\Delta\tau} = 0,05 \cdot 6\,765\,200 = 338\,260 \text{ EUR.} \quad (6.1)$$

Metinės išlaidas sudarys dujų pašildymui stotyje suvartojamų gamtinių dujų kaina, aptarnavimo išlaidos. Pagal [16], gamtinių dujų kaina priimama  $p_{dujų} = 0,30 \text{ EUR/nm}^3$ . Metinės

aptarnavimo išlaidos priimamos  $K_{aptarnavimo} = 20\,000$  EUR . Apskaičiuojamos metinės išlaidos gamtinėms dujoms  $K_{dujų}$  :

$$K_{dujų} = P_{dujų} \cdot \sum V_{dujų.TD.\Delta\tau} = 0,30 \cdot 714\,340 = 214\,302 \text{ EUR} . \quad (6.2)$$

Randamas metinis grynasis pelnas  $K_{pelnas}$  :

$$K_{pelnas} = K_{el.} - K_{dujų} - K_{aptarnavimo} = 338\,260 - 214\,302 - 20\,000 = 103\,958 \text{ EUR} . \quad (6.3)$$

Pagaminamos elektros energijos savikaina  $K_{savikaina}$  :

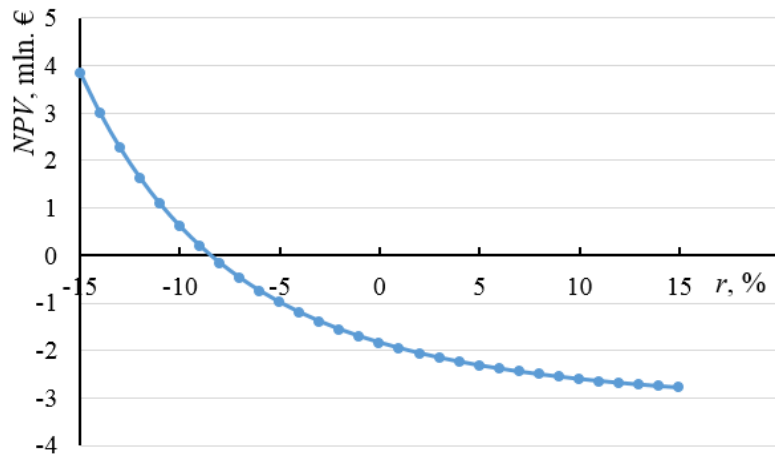
$$K_{savikaina} = \frac{K_{dujų} - K_{aptarnavimo}}{\sum w_{el.\Delta\tau}} = \frac{214\,302 + 20\,000}{6\,765\,200} = 0,03463 \text{ EUR/kWh} . \quad (6.4)$$

Priėmus diskonto normas  $r_1 = 10\%$  ir  $r_1 = 12\%$ , randamos grynosios dabartinės vertės po penkiolikos metų laikotarpio.

6.2 lentelė. Turbodetandierių sistemos grynosios dabartinės vertės (*NPV*) skaičiavimai prie  $r_1 = 10\%$  ir  $r_1 = 12\%$  diskonto normų penkiolikos metų laikotarpiui

Metai	Mokėjimų ir įplaukų suma, EUR	$r_1 = 10\%$		$r_1 = 12\%$	
		Diskontavimo koeficientai	$NPV_{10\%}$	Diskontavimo koeficientai	$NPV_{12\%}$
0	-3400000	1,0000	-3 400 000	1,0000	-3 400 000
1	103 958	0,9091	94 508	0,8929	92 824
2	103 958	0,8264	85 911	0,7972	82 875
3	103 958	0,7513	78 104	0,7118	73 997
4	103 958	0,6830	71 003	0,6355	66 065
5	103 958	0,6209	64 548	0,5674	58 986
6	103 958	0,5645	58 684	0,5066	52 665
7	103 958	0,5132	53 351	0,4523	47 020
8	103 958	0,4655	48 392	0,4039	41 989
9	103 958	0,4241	44 089	0,3606	37 487
10	103 958	0,3855	40 076	0,3220	33 474
11	103 958	0,3505	36 437	0,2875	29 888
12	103 958	0,3186	33 121	0,2567	26 686
13	103 958	0,2897	30 117	0,2292	23 827
14	103 958	0,2633	27 372	0,2046	21 270
15	103 958	0,2394	24 888	0,1827	18 993
Iš viso:	-1 840 630		-2 609 399		-2 691 952

Analogiškai apskaičiuojamos grynosios dabartinės vertės penkiolikos metų laikotarpiui diskonto normų intervale  $r_1 = -15 \div 15\%$ , rezultatai pateikiami 6.1 pav.. Iš rezultatų randama vidinė gražos norma  $IRR = -8,46\%$ .



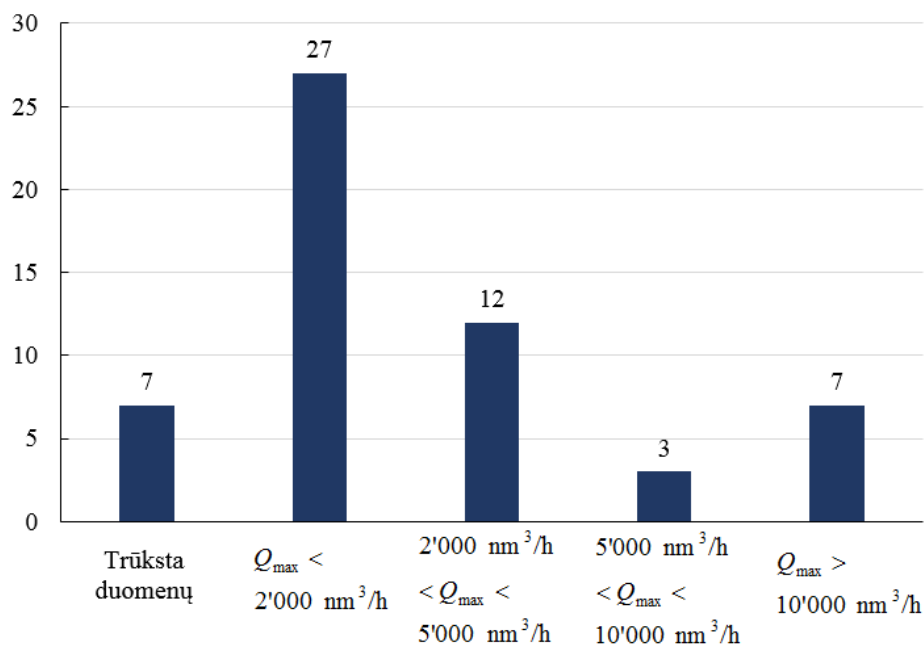
6.1 pav. Turbodetandierių sistemos grynosios dabartinės vertės penkiolikos metų laikotarpiui priklausomybė nuo diskonto normos  $r$ . Vidinė grąžos norma  $IRR = -8,46\%$

Papildomai apskaičiuojama, kad elektros energijos pardavimo kaina turėtų būti  $p_{el.} = 10$  ct/kWh, jog turbodetandierių sistema atsipirktų per tą patį periodą, kai diskonto norma 10%.

Iš ekonominės analizės akivaizdu, jog turbodetandierių sistemos įrengimas dujų skirstymo stotyje nebūtų ekonomiškai konkurencingas net ir priėmus ilgą atsipirkimo periodą, jeigu elektros energija būtų parduodama rinkos kaina.

## 7 TURBODETANDIERIŲ PRITAIKIMO LIETUVOS GAMTINIŲ DUJŲ PERDAVIMO SISTEMOJE ANALIZĖ

Turbodetandierių pritaikymo visos Lietuvos dujų perdavimo sistemos mastu vertinimui išanalizuoti 2013 metų metiniai 56 dujų skirstymo stočių gamtinių dujų srautų duomenys.



7.1 pav. Lietuvos dujų skirstymo stočių pasiskirstymas pagal didžiausią momentinį dujų srauto debitą

Kaip pateikta 7.1 pav., tik septyniose iš visų stočių didžiausias momentinis dujų srauto debitas viršija 10 000 nm<sup>3</sup>/h vertę, kuri šiame darbe priimama kaip mažiausia pakankama galimam turbodetandierių sistemos įrengimui. Iš šių septynių stočių, vienos stoties dujų srauto debitas kinta nepriklausomai nuo metų laiko ir yra neprognozuojamas, todėl priimama, jog tolimesnei analizei ši stotis netinkama.

Pagal srauto debitą atrinktų stočių duomenys išanalizuoti remiantis 5 ir 6 skyriuose pateiktos metodikos būdu. Gauti rezultatai pateikti 7.1 lentelėje:

7.1 lentelė. Turbodetandierių pritaikymo atrinktose Lietuvos dujų skirstymo stotyse analizės rezultatai

Stoties nr.	$n_{turb.}$	$Q_{proj.},$ nm <sup>3</sup> /h	$P_{proj.}^{mech.},$ kW	$\sum P_{proj.}^{mech.},$ kW	$\sum V_{dujų.TD.Δτ},$ nm <sup>3</sup>	$\sum W_{el.Δτ},$ kWh	$IRR_{15}, \%$
1	3	11 500	291,62	874,86	184 286	2 019 000	-8,09
2	1	8 000	202,87	202,87	52 290	601 380	-8,25
3	2	6 000	152,15	304,30	135 092	925 200	-2814
4	5	20 000	507,17	2 535,84	714 340	6 765 200	-8,46
5	3	11 500	291,62	874,86	201 220	2 262 700	-6,40
6	2	6 000	152,15	304,30	53 984	598 070	-12,56
$\sum$				5 097,03	1 341 212	13 171 550	

Iš rezultatų matyti, jog analizuotose stotyse galimų įrengti turbodetandierių skaičius ir galia skiriasi, nes priklauso nuo dujų srauto debito, o bendra galimų įrengti turbodetandierių mechaninė galia viršija 5 MW. Apskaičiuotas metinis elektros energijos generavimo potencialas siekia 13,171 mln. kWh. Palyginimui, šio energijos kiekio pakaktų 6700 Lietuvos namų ūkių metiniams elektros energijos poreikiams tenkinti. Ekonominė analizė parodė, jog turbodetandierių įrengimas bet kurioje dujų skirstymo stotyje nebūtų ekonominiu požiūriu efektyvi investicija.

## IŠVADOS

1. Analizė parodė, jog termodinaminių procesų skaičiavimuose naudojant metano savybes vietoje gamtinių dujų mišinio savybių daroma leistina maža paklaida;
2. Racionaliausias gamtinių dujų slėgio redukavimo būdas turbodetandieriais yra gamtinių dujų pašildymas prieš vienpakopį redukavimą, kai galutinis redukavimas atliekamas dujų slėgio reguliavimo vožtuvu;
3. Racionaliausias šilumos energijos gamybos būdas gamtinių dujų pašildymui prieš dujų slėgio redukavimą turbodetandieriais yra kondensaciniais dujų katilais;
4. Dujų skirstymo stočių analizė sudarytu modeliu parodė, jog turbodetandierių mechaninio naudingumo koeficiento vertė yra kintanti, todėl skaičiavimuose negali būti priimama konstanta;
5. Analizės rezultatai parodė, jog Lietuvos dujų skirstymo stotyse galima generuoti ženklų metinį kiekį elektros energijos – virš 13 mln. kWh;
6. Nors techniniu požiūriu turbodetandieriai būtų efektyvūs elektros energijos generavimo įrenginiai, tačiau jų įrengimas ekonominiu požiūriu negali būti pagrįstas.

## LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. Heinz P. Bloch, C. Soares. Turboexpanders and Process Applications. Gulf Professional Pub., Dallas, USA, 2001, p. 12, 36, 432
2. Energy Regeneration by Gas Expansion. Prieiga per internetą: <http://www.rmg.com/en/produkte/turboexpander.html> (paskutinį kartą žr. 2015 m. kovo 19 d.)
3. J. Simms. Fundamentals of Turboexpanders. Simms Machinery International Inc., Santa Maria, USA, 2009;
4. J. Poživil. Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations. Publikuota mokslo žurnale „Acta Montanistica Slovaca“, numeryje 9, 2009 metais. Prieiga per internetą: <http://actamont.tuke.sk/pdf/2004/n3/27pozivil2.pdf> (paskutinį kartą žr. 2015 m. kovo 26 d.);
5. M. M. Rahman. Power Generation from Pressure Reduction in the Natural Gas Supply Chain in Bangladesh. Journal of Mechanical Engineering, Vol. ME 41, No. 2, 2010. Transaction of the Mech. Eng. Div., The Institution of Engineers, Bangladesh;
6. N. Z. Rezaie, M. Saffar-Avval. Feasibility Study of Turbo Expander Installation in City Gate Station. The 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes. Firenze University Press, 2012;
7. H. Eftekhari, K. Akglaghi, M. Farzaneh-Gord, M. Khatib. A Feasibility Study of Employing an Internal Combustion Engine and a Turbo-expander in a CGS. International Journal of Chemical and Environmental Engineering. Volume 2, No.5, 2011;
8. LIETUVOS PERDAVIMO SISTEMA. Prieiga per internetą: <http://www.ambergrid.lt/lt/perdavimo-sistema/Lietuvos-perdavimo-sistema> (paskutinį kartą žr. 2015 m. kovo 28 d.);
9. AB „Amber Grid“ 2014 m. neaudituoti veiklos rezultatai. Prieiga per internetą: [http://www.ambergrid.lt/lt/news/pranesimaispaudai/abambergrid2014mneaudituotiiveiklosrezultatai\\_1](http://www.ambergrid.lt/lt/news/pranesimaispaudai/abambergrid2014mneaudituotiiveiklosrezultatai_1) (paskutinį kartą žr. 2015 m. kovo 28 d.);
10. J. Tonkonogij. GAMTINIŲ DUJŲ PARAMETRŲ POKYČIO ANALIZĖ IR TINKAMŲ VARTOTOJAMS VERČIŲ NUSTATYMAS AB „LIETUVOS DUJOS“ PERDAVIMO SISTEMOJE. GALIMYBIŲ STUDIJA. LEI, 2012 m. Prieiga per internetą: [http://www.sgd.lt/uploads/media/Galimybiu\\_studija\\_Gamtiniu\\_duju\\_parametru\\_pokycio\\_analize\\_20121217.pdf](http://www.sgd.lt/uploads/media/Galimybiu_studija_Gamtiniu_duju_parametru_pokycio_analize_20121217.pdf) (paskutinį kartą žr. 2015 m. kovo 28 d.);
11. LITGAS sutartis su „Statoil“ padės užtikrinti SGD terminalo veikimą ir plėtoti naują veiklą. Prieiga per internetą: [http://www.sgd.lt/index.php?id=403&tx\\_ttnews%5Bpointer%5D=3&tx\\_ttnews%5BbackPid%5D=589&tx\\_ttnews%5Btt\\_news%5D=294&cHash=cd885e4218e14fc9f926a35c9b81041d](http://www.sgd.lt/index.php?id=403&tx_ttnews%5Bpointer%5D=3&tx_ttnews%5BbackPid%5D=589&tx_ttnews%5Btt_news%5D=294&cHash=cd885e4218e14fc9f926a35c9b81041d) (paskutinį kartą žr. 2015 m. kovo 28 d.);
12. Klimato elementų pokyčiai Lietuvoje. Prieiga per internetą: <http://gamta.lt/cms/index?rubricId=b26ec332-6bf6-4a87-95e7-876e896230c2> (paskutinį kartą žr. 2015 m. balandžio 20 d.);
13. The European Educational Tool on Cogeneration. Prieiga per internetą: [http://www.uned.es/experto-energia/EDUCOGEN\\_Tool.pdf](http://www.uned.es/experto-energia/EDUCOGEN_Tool.pdf) (paskutinį kartą žr. 2015 m. kovo 24 d.);
14. Energijos suvartojimas namų ūkiuose 2009. Prieiga per internetą: [http://www.leka.lt/sites/default/files/dokumentai/energijos\\_sunaudojimas\\_namu\\_ukiuose\\_2009\\_m\\_statgov.pdf](http://www.leka.lt/sites/default/files/dokumentai/energijos_sunaudojimas_namu_ukiuose_2009_m_statgov.pdf) (paskutinį kartą žr. 2015 m. gegužės 05 d.);



15. KOMISIJA SKELBIA BALANDŽIO MĖNESIO VIDUTINĘ ELEKTROS ENERGIJOS RINKOS KAINĄ. Prieiga per internetą: <http://www.regula.lt/Puslapiai/naujienos/2015-metai/2015-05/komisija-skelbia-balandzio-menesio-vidutine-elektros-energijos-rinkos-kaina.aspx> (paskutinį kartą žr. 2015 m. gegužės 05 d.);
16. Dujų tarifų sudedamosios dalys. Prieiga per internetą: <http://www.ldtiekimas.lt/index.php/dujos-namams/duju-tarifu-sudedamosios-dalys/42801> (paskutinį kartą žr. 2015 m. gegužės 05 d.).

## **PRIEDAI**

**A PRIEDAS. Dujų slėgio redukavimo turbodetanderiu termodinaminio ciklo analizės matematinis modelis *PTC Mathcad* aplinkoje**

# 1. Savitosios masinės šilumos aprašymas polinomais

Metano savitosios masinės šilumos verčių prie įvairių slėgių ir temperatūrų nuskaitymas iš duomenų failo. X - temperatūros vertės, Y - savitosios masinės šilumos vertės prie atitinkamų slėgių:

X :=  ...\aaa.xls      Y :=  ...\aaa.xls

n := rows(X)    n = 14    **k := 4**    m := cols(Y)    m = 9    cpi := 1..m

Atliekama 4 laipsnio regresija:

$z^{(cpi)} := \text{regress}(X, Y^{(cpi)}, k)$

Randami polinominių išraiškų koeficientai:

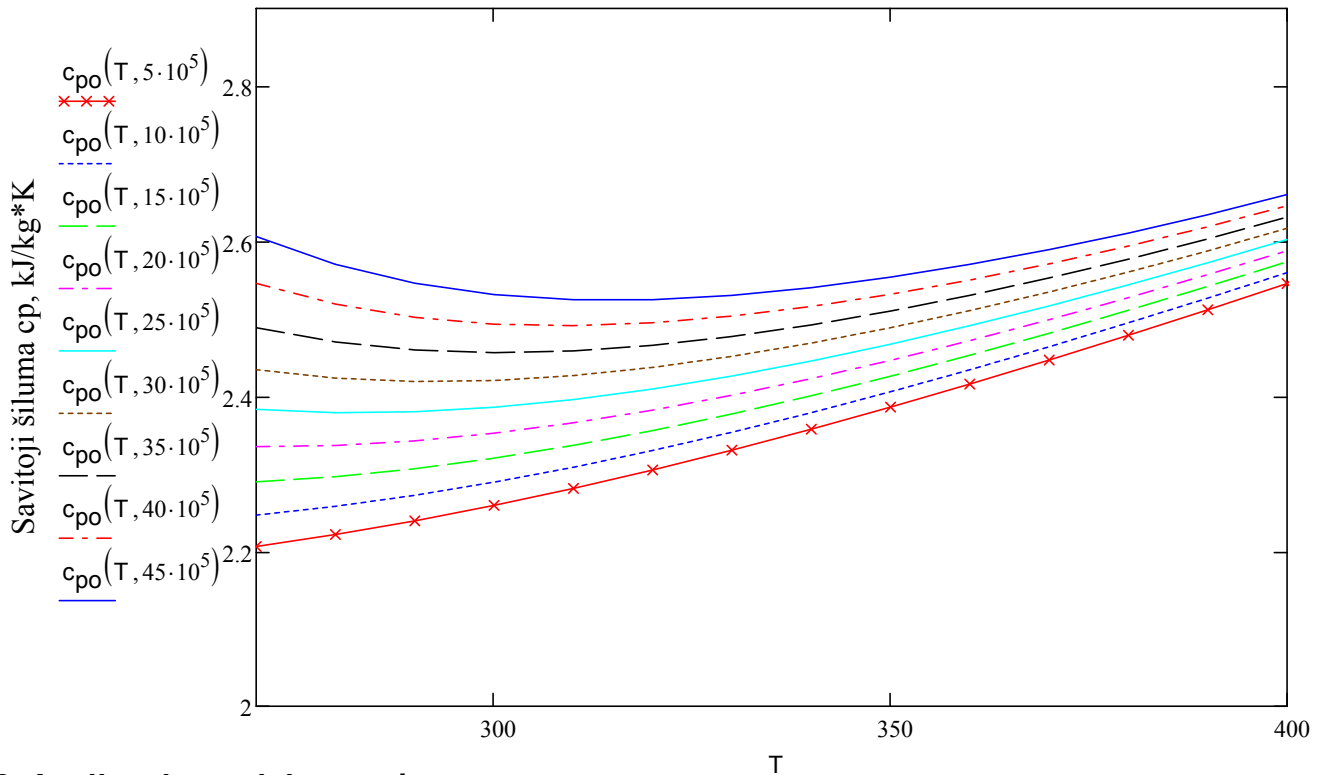
A<sup>(cpi)</sup> := submatrix(z<sup>(cpi)</sup>, 4, length(z<sup>(cpi)</sup>), 1, 1)

Išraiška, priskirianti slėgių intervalus prie atitinkamos savitosios šilumos polinomo išraiškos:

$$c_{po}(T, p) := \begin{cases} \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(9)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 42.5 \cdot 10^5 \leq p < 47.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(8)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 37.5 \cdot 10^5 \leq p < 42.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(7)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 32.5 \cdot 10^5 \leq p < 37.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(6)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 27.5 \cdot 10^5 \leq p < 32.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(5)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 22.5 \cdot 10^5 \leq p < 27.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(4)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 17.5 \cdot 10^5 \leq p < 22.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(3)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 12.5 \cdot 10^5 \leq p < 17.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(2)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 7.5 \cdot 10^5 \leq p < 12.5 \cdot 10^5 \\ \sum_{i=1}^5 \left[ \left[ (A^{(1)})_i \cdot T^{i-1} \right] \right] & \text{if } 2.5 \cdot 10^5 \leq p < 7.5 \cdot 10^5 \end{cases}$$

T := 270, 280 .. 400

Polinominių masinės savitosios šilumos priklausomybių prie įvairių slėgių ir temperatūrų išreiškimas grafiškai p-T skalėje:



## 2. Analizuojamų dujų svyvis:

Molinė metano masė  $M$ ,

$$M := 16.043$$

Universalioji idealiųjų dujų konstanta  $R_u$ , J/kmol\*K:

$$R_u := 8314.462$$

Metano dujų konstanta  $R$ , J/kg\*K:

$$R := \frac{R_u}{M}$$

$$R = 518.261$$

## 3. Atskaitos taško 0 termodinaminiai parametrai:

Temperatūra  $T_0$ , K:

$$T_0 := 273.15$$

Slėgis  $p_0$ , Pa:

$$p_0 := 0.101325 \cdot 10^6$$

Savitasis tūris  $v_0$ , m<sup>3</sup>/kg:

$$v_0 := R \cdot \frac{T_0}{p_0}$$

$$v_0 = 1.397$$

Entalpija  $h_0$ , kJ/kg:

$$h_0 := p_0 \cdot v_0 \cdot 10^{-3}$$

$$h_0 = 141.563$$

Entropija  $s_0$ , kJ/kg\*K:

$$s_0 := 0$$

## 4. Aprašomos terminų parametru apskaičiavimo formulės:

Temperatūros, slėgio ir savitojo tūrio tarpusavio ryšio išraiškos:

$$T(v, p) := p \cdot \frac{v}{R}$$

$$p(T, v) := R \cdot \frac{T}{v}$$

$$v(T, p) := R \cdot \frac{T}{p}$$

Entalpija duotame taške randama pagal:

$$h(T, p) := h_0 + \int_{T_0}^T c_{po}(T, p) dT$$

Entropija duotame taške randama pagal:

$$s(T, p) := \int_{T_0}^T \frac{c_{po}(T, p)}{T} dT - \frac{R}{1000} \cdot \ln\left(\frac{p}{p_0}\right)$$

## **5. Dujų skirstymo stočių duomenų apdorojimas:**

Duomenų nuskaitymas iš išorinio .txt failo:

data :=

..\1-2.txt

Duomenų masyvo "data" pirmo stulpelio su srauto slėgio duomenimis priskyrimas taškui 1 :

pc<sub>11</sub> := data<sup><1></sup>

Manometrinis slėgis barais perskaičiuojamas į absoliutinį slėgį paskaliais :

pc<sub>1</sub> := (pc<sub>11</sub> + 1.01325) · 10<sup>5</sup>

Duomenų masyvo "data" antro stulpelio su srauto temperatūros duomenimis priskyrimas taškui 1 :

Tc<sub>11</sub> := data<sup><2></sup>

Temperatūra celsijais perskaičiuojama į temperatūrą kelvinais :

Tc<sub>1</sub> := Tc<sub>11</sub> + 273.15

Duomenų masyvo "data" trečio stulpelio su srauto debito duomenimis priskyrimas vertei QS :

QS := data<sup><3></sup>

Duomenų masyvo "data" penkto stulpelio su laiko trukme tarp taškų matavimų priskyrimas vertei Δτ :

Δτ := data<sup><5></sup>

PASTABA: duomenų masyvo "data" ketvirtame stulpelyje laikomi duomenys su tikslia gamtinių dujų parametru matavimo data ir laiku. Laiko trukmė tarp matavimų Δτ gaunama atimant ankstesnio matavimo datą ir laiką iš vėlesniojo, išankstinio duomenų apdorojimo metu :

Duomenų masyvo "data" eilučių skaičius :

vnt := rows(data)

vnt = 1

i := 1 .. vnt

## **6. Slėgio redukavimo ciklo procesų kampinių taškų terminių parametru skaičiavimas:**

### **6.1. Taško 1 (taško prieš dujų pašildymą) terminių parametru skaičiavimas:**

Temperatūra T1 ir slėgis p1 žinomi, randami likę parametrai:

vc<sub>1i</sub> := v(Tc<sub>1i</sub>, pc<sub>1i</sub>)

hc<sub>1i</sub> := h(Tc<sub>1i</sub>, pc<sub>1i</sub>)

sc<sub>1i</sub> := s(Tc<sub>1i</sub>, pc<sub>1i</sub>)

### **6.2. Taško 2 (taško po pašildymo) terminių parametru skaičiavimas:**

Slėgis p2 randamas priėmus, jog slėgio kritimas šilumokaityje lygus 1bar:

pc<sub>2i</sub> := pc<sub>1i</sub> - 1 × 10<sup>5</sup>

Temperatūra po dujų pašildymo T2 nėra žinoma. Temperatūros T2 vertė užsiduodama iš apytikslų

išankstinių skaičiavimų. Pradedama **pirma skaičiavimų iteracija:**

$$Tc_{2_i} := 353.15$$

Randami likę taško 2 parametrai:

$$vc_{2_i} := v(Tc_{2_i}, pc_{2_i})$$

$$sc_{2_i} := s(Tc_{2_i}, pc_{2_i})$$

$$hc_{2_i} := h(Tc_{2_i}, pc_{2_i})$$

### **6.3. Taško 3 (taško po izoentropinio slėgio redukavimo turbodetanderyje) terminų parametrų skaičiavimas:**

Remiantis literatūra, geram turbodetanderyje efektyvumui priimamas 150 kJ/kg entalpijos pokytis izoentropiniame redukavime. Iš to, entalpija h3:

$$hc_{3_i} := hc_{2_i} - 150$$

Temperatūra T3 ir slėgis p3 po redukavimo turbodetanderyje nežinomi. Šie parametrai randami iteracinių skaičiavimų pagalba.

Izochorinė savitoji šiluma randama:

$$cv(a, b) := c_{po}(a, b) - \frac{R}{1000}$$

Izobarinė savitoji šiluma randama:

$$cp(a, b) := c_{po}(a, b)$$

Savitųjų šilumų santykis randamas:

$$ga(a, b) := \frac{cp(a, b)}{cv(a, b)}$$

Slėgis p3 po redukavimo turbodetanderyje randamas iš:

$$p3(a, b, c) := \frac{c}{\left(1 + \frac{150}{cp(a, b) \cdot a}\right) \frac{ga(a, b)}{ga(a, b) - 1}}$$

Slėgio p3 apskaičiavimui užsiduodama temperatūra T3 ir numatoma apytikslė slėgio p3 vertė (savitosios šilumos vertės parinkimui):

$$Tcu_{3_i} := 300$$

$$pcu_{3_i} := 16 \times 10^5$$

#### **Pirma slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

Izochorinė savitoji šiluma prie p3 ir T3:

$$cv1_{3_i} := c_{po}(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i}) - \frac{R}{1000}$$

Izobarinė savitoji šiluma prie p3 ir T3:

$$cp1_{3_i} := c_{po}(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i})$$

Savitųjų šilumų santykis prie p3 ir T3:

$$ga1_{3_i} := ga(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i})$$

Slėgis p3 po redukavimo turbodetanderyje:

$$p1_{3_i} := p3(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i}, pc_{2_i})$$

Entalpija h3, skaičiuojant pagal apskaičiuotus parametrus p3 ir T3:

$$h1_{3_i} := h(Tcu_{3_i}, p1_{3_i})$$

Entalpiju h3 skirtumas (apskaičiuotos iš parametrų ir gautos iš (h2-150)):

$$dh1_{3_i} := h1_{3_i} - hc_{3_i}$$

Gautas entalpiju  $h_3$  skirtumas  $> 0$ , todėl prieš pirmą iteraciją užsiduota  $T_3$  vertė bloga.  $T_3$  vertė keičiama į:

$$T_{23_i} := T_{cu3_i} - \frac{dh_{13_i}}{2}$$

Antrosios iteracijos slėgiui  $p_3$  priimamas pirmoje iteracijoje gautas slėgis  $p_3$ :

$$p_{23_i} := p_{13_i}$$

**Antra slėgio  $p_3$  skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{23_i} := c_{po}(T_{23_i}, p_{23_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{23_i} := c_{po}(T_{23_i}, p_{23_i})$$

$$ga_{23_i} := ga(T_{23_i}, p_{23_i})$$

$$p_{23_i} := p_3(T_{23_i}, p_{23_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{23_i} := h(T_{23_i}, p_{23_i})$$

$$dh_{23_i} := h_{23_i} - hc_{3_i}$$

$$T_{33_i} := T_{23_i} - \frac{dh_{23_i}}{2}$$

$$p_{33_i} := p_{23_i}$$

**Trečia slėgio  $p_3$  skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{33_i} := c_{po}(T_{33_i}, p_{33_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{33_i} := c_{po}(T_{33_i}, p_{33_i})$$

$$ga_{33_i} := ga(T_{33_i}, p_{33_i})$$

$$p_{33_i} := p_3(T_{33_i}, p_{33_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{33_i} := h(T_{33_i}, p_{33_i})$$

$$dh_{33_i} := h_{33_i} - hc_{3_i}$$

$$T_{43_i} := T_{33_i} - \frac{dh_{33_i}}{2}$$

$$p_{43_i} := p_{33_i}$$

**Ketvirta slėgio  $p_3$  skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{43_i} := c_{po}(T_{43_i}, p_{43_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{43_i} := c_{po}(T_{43_i}, p_{43_i})$$

$$ga_{43_i} := ga(T_{43_i}, p_{43_i})$$

$$p_{43_i} := p_3(T_{43_i}, p_{43_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{43_i} := h(T_{43_i}, p_{43_i})$$

$$dh_{43_i} := h_{43_i} - hc_{3_i}$$

$$T_{53_i} := T_{43_i} - \frac{dh_{43_i}}{2}$$

$$p_{53_i} := p_{43_i}$$

**Penkta slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv5_{3_i} := c_{po}(T5_{3_i}, p5_{3_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp5_{3_i} := c_{po}(T5_{3_i}, p5_{3_i})$$

$$ga5_{3_i} := ga(T5_{3_i}, p5_{3_i})$$

$$p5_{3_i} := p3(T5_{3_i}, p5_{3_i}, pc2_i)$$

$$h5_{3_i} := h(T5_{3_i}, p5_{3_i})$$

$$dh5_{3_i} := h5_{3_i} - hc3_i$$

$$T6_{3_i} := T5_{3_i} - \frac{dh5_{3_i}}{2}$$

$$p6_{3_i} := p5_{3_i}$$

**Šešta slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv6_{3_i} := c_{po}(T6_{3_i}, p6_{3_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp6_{3_i} := c_{po}(T6_{3_i}, p6_{3_i})$$

$$ga6_{3_i} := ga(T6_{3_i}, p6_{3_i})$$

$$p6_{3_i} := p3(T6_{3_i}, p6_{3_i}, pc2_i)$$

$$h6_{3_i} := h(T6_{3_i}, p6_{3_i})$$

$$dh6_{3_i} := h6_{3_i} - hc3_i$$

$$T7_{3_i} := T6_{3_i} - \frac{dh6_{3_i}}{2}$$

$$p7_{3_i} := p6_{3_i}$$

**Septinta slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv7_{3_i} := c_{po}(T7_{3_i}, p7_{3_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp7_{3_i} := c_{po}(T7_{3_i}, p7_{3_i})$$

$$ga7_{3_i} := ga(T7_{3_i}, p7_{3_i})$$

$$p7_{3_i} := p3(T7_{3_i}, p7_{3_i}, pc2_i)$$

$$h7_{3_i} := h(T7_{3_i}, p7_{3_i})$$

$$dh7_{3_i} := h7_{3_i} - hc3_i$$

$$\min(dh7_{3_i}) = 2.329 \times 10^{-4}$$

$$\max(dh7_{3_i}) = 2.329 \times 10^{-4}$$

Priėmus, jog septintos iteracijos rezultatai tolimesniems skaiėiavimams darys leistinai maėą paklaidą, septintos iteracijos rezultatai priskiriami temperatūrai T3 ir slėgiui p3:

$$Tc3_i := T7_{3_i}$$

$$pc3_i := p7_{3_i}$$

Randami likę taško 2 parametrai:

$$vc3_i := v(Tc3_i, pc3_i)$$

$$hc3_i := h(Tc3_i, pc3_i)$$



$$sc_{3_i} := s(Tc_{3_i}, pc_{3_i})$$

Patikrinamasis skaičiavimas atliekamas remiantis tuo, jog idealus slėgio redukavimas turbodetanderyje yra izoentropinis ( $\Delta s=0$ ):

$$\Delta s_i := sc_{2_i} - sc_{3_i}$$

$$\min(\Delta s) = 3.927 \times 10^{-3}$$

$$\max(\Delta s) = 3.927 \times 10^{-3}$$

Priimama, jog T3 ir p3 apskaičiuota teisingai.

#### **6.4. Taško 3' (taško po realaus slėgio redukavimo turbodetanderyje) terminiu parametru skaičiavimas:**

Priimama, jog slėgis po idealaus ir realaus redukavimo yra lygūs:

$$pcr_{3_i} := pc_{3_i}$$

Likusiems parametrams rasti, reikia žinoti turbodetanderyje naudingumo koeficiento priklausomybes nuo srauto terminiu parametru santykio su projekciniais turbodetanderyje parametrais. Nuskaitomi turbodetanderyje naudingumo koeficiento santykio su projekciniu naudingumo koeficientu priklausomybės nuo srauto debito santykio su projekciniu srauto debitu duomenys :

$$nqx := \text{Excel} \quad nqy := \text{Excel}$$

n q\aaaa.xls      n q\aaaa.xls

Duomenys išreiškiami polinomu:

$$nnq := \text{rows}(nqx) \quad nnq = 14 \quad kk := 3$$

$$f := \text{regress}(nqx, nqy, kk)$$

$$\text{fitnq}(x) := \text{interp}(f, nqx, nqy, x)$$

$$Anq := \text{submatrix}(f, 4, \text{length}(f), 1, 1)$$

$$nq(qq) := \sum_{iq=1}^4 (Anq_{iq} \cdot qq^{iq-1})$$

Priimamas projekcinis turbodetanderyje naudingumo koeficientas nproj ir projekcinis srauto debitas Qproj (nm<sup>3</sup>/h):

$$nproj := 0.85$$

$$Qproj := 20000$$

Nuo srauto debito priklausantis veikiančių turbodetanderyje skaičius nusakomas išraiška:

$$N_i := \begin{cases} 0 & \text{if } 0 \leq QS_i < 4000 \\ 1 & \text{if } 4000 \leq QS_i < 24000 \\ \frac{1}{2} & \text{if } 24000 \leq QS_i < 48000 \\ \frac{1}{3} & \text{if } 48000 \leq QS_i < 72000 \\ \frac{1}{4} & \text{if } 72000 \leq QS_i < 96000 \\ \frac{1}{5} & \text{if } 96000 \leq QS_i < 120000 \\ 0 & \text{if } QS_i \geq 120000 \end{cases}$$

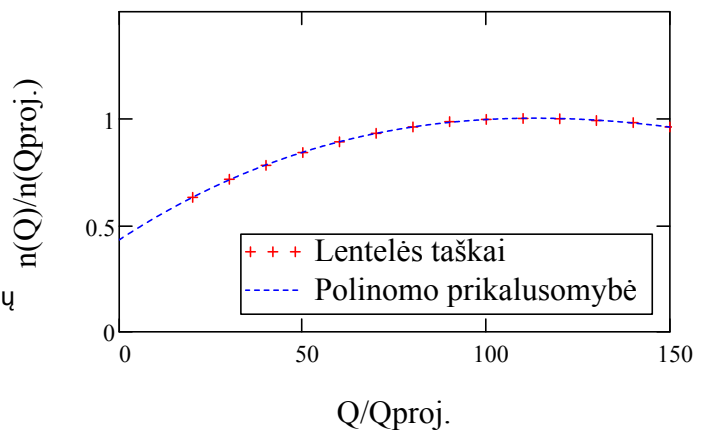
Vienam turbodetanderyje tenkantis srauto debitas Q, (nm<sup>3</sup>/h):

$$Q_i := QS_i \cdot N_i$$

Nuskaitomi turbodetanderyje naudingumo koeficiento santykio su projekciniu naudingumo koeficientu priklausomybės nuo srauto temperatūros santykio su projekcine srauto temperatūra duomenys :

$$ntx := \text{Excel} \quad nty := \text{Excel}$$

n q\aaaa.xls      n q\aaaa.xls



Duomenys išreiškiami polinomu:

$nnt := \text{rows}(ntx) \quad nnt = 8$

$ftt := \text{regress}(ntx, nty, kk)$

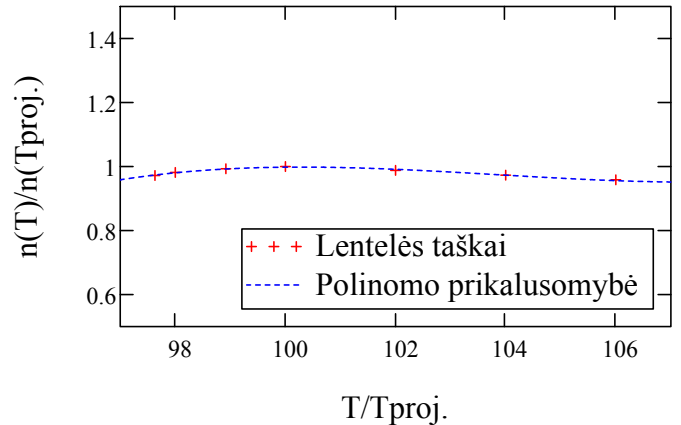
$fitt(x) := \text{interp}(ftt, ntx, nty, x)$

$Ant := \text{submatrix}(ftt, 4, \text{length}(ftt), 1, 1)$



$$nt(t) := \sum_{iq=1}^4 (Ant_{iq} \cdot t^{iq-1})$$

Priimama projektinė turbodetandero temperatūra  $T_{proj}$ , (K):

$T_{proj} := 353.15$



Nuskaitomi turbodetandero naudingumo koeficiento santykio su projektiniu naudingumo koeficientu priklausomybės nuo srauto slėgio santykio su projektiniu srauto slėgiu duomenys :

$npx :=$    $npy :=$    
 $n \backslash aaaa.xls \quad n \backslash aaaa.xls$

Duomenys išreiškiami polinomu:

$nnp := \text{rows}(ntx) \quad nnp = 8$

$fp := \text{regress}(npx, npy, kk)$

$fitp(x) := \text{interp}(fp, npx, npy, x)$

$Anp := \text{submatrix}(fp, 4, \text{length}(fp), 1, 1)$

$$np(p) := \sum_{iq=1}^4 (Anp_{iq} \cdot p^{iq-1})$$

Priimamas projektinis turbodetandero slėgis  $p_{proj}$ , (Pa):

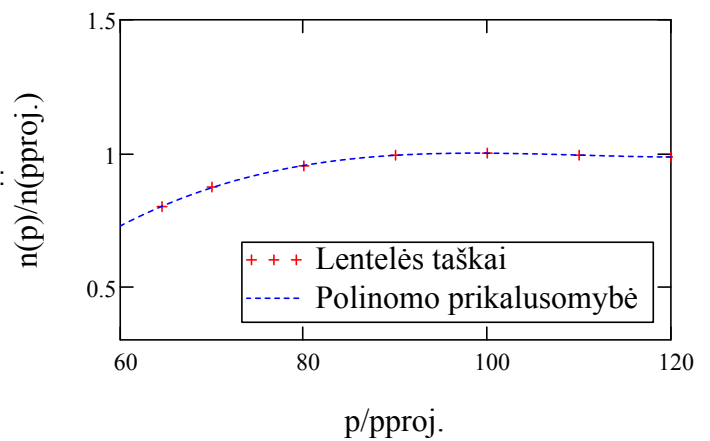
$p_{proj} := 33 \cdot 10^5$

Srauto parametrų verčių santykiai su projektinėmis vertėmis:

$$Q_{sant_i} := \frac{Q_i \cdot 100}{Q_{proj}}$$

$$T_{sant_i} := \frac{T_{c2_i} \cdot 100}{T_{proj}}$$

$$p_{sant_i} := \frac{p_{c2_i} \cdot 100}{p_{proj}}$$



Bendras turbodetandero mechaninio naudingumo koeficientas  $n_{mech}$ :

$$n_{mech_i} := (n_{proj}) \cdot n_q(Q_{sant_i}) \cdot n_p(p_{sant_i}) \cdot n_t(T_{sant_i})$$

Taško 3' entalpija randama iš:

$$h_{cr3_i} := h_{c2_i} - (h_{c2_i} - h_{c3_i}) \cdot n_{mech_i}$$

Žinant slėgį ir entalpiją, taško 3' temperatūra randama funkcijos *root* pagalba. Entalpijos formulės

$$h(T, p) = h_o + \int_{T_o}^T c_{p_o}(T, p) dT$$

dedamoji

$$\int_{T_0}^T c_{po}(T, p) dT = \int_{T_0}^T \sum_{i=1}^5 (A_i \cdot T^{i-1}) dT$$

integruojama. Integralo rezultatas:

$$\int_{T_0}^T \sum_{i=1}^5 (A_i \cdot T^{i-1}) dT = \bullet$$

$$\bullet = T \cdot \left( \frac{A_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{A_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{A_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{A_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + A_1 \cdot T_{pb} - \frac{A_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{A_4 \cdot T_{pr}^4}{4} - \frac{A_3 \cdot T_{pr}^3}{3} - \frac{A_2 \cdot T_{pr}^2}{2} - A_1 \cdot T_{pr} \right)$$

Integralo rezultatas priskiriamas funkcijai int:

$T := 1$

$$\text{int}(T_{pr}, T_{pb}, p) := \begin{matrix} T \cdot \left[ \frac{(A^{(9)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(9)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(9)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(9)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(9)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(9)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(9)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(8)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(8)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(8)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(8)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(8)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(8)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(8)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(7)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(7)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(7)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(7)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(7)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(7)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(7)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(6)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(6)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(6)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(6)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(6)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(6)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(6)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(5)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(5)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(5)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(5)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(5)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(5)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(5)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(4)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(4)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(4)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(4)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(4)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(4)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(4)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(3)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(3)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(3)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(3)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(3)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(3)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(3)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(2)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(2)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(2)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(2)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(2)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(2)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(2)})_4}{4} \right] \\ T \cdot \left[ \frac{(A^{(1)})_5 \cdot T_{pb}^5}{5} + \frac{(A^{(1)})_4 \cdot T_{pb}^4}{4} + \frac{(A^{(1)})_3 \cdot T_{pb}^3}{3} + \frac{(A^{(1)})_2 \cdot T_{pb}^2}{2} + (A^{(1)})_1 \cdot T_{pb} - \frac{(A^{(1)})_5 \cdot T_{pr}^5}{5} - \frac{(A^{(1)})_4}{4} \right] \end{matrix}$$

$T_{pb} := 400$

Temperatūra T3' randama root funkcija, prilyginus  $h_0 + \text{int}_2 - h_3 = 0$ :

$$Tcr_{3_i} := \text{root}\left(\text{int}(T_0, T_{pb}, pcr_{3_i}) - hcr_{3_i} + h_0, T_{pb}\right)$$

Randami likę taško 3' parametrai:

$$vcr_{3_i} := v(Tcr_{3_i}, pcr_{3_i})$$

$$scr_{3_i} := s(Tcr_{3_i}, pcr_{3_i})$$

## **6.5. Taško 4 (taško po idealaus slėgio redukavimo slėgio reguliavimo vožtuve) terminiu parametru skaičiavimas:**

Taško 4 slėgis p4 priimamas pagal dujų skirstymo stoties išėjimo slėgi:

$$pc_{4_i} := 7 \times 10^5$$

Idealus slėgio redukavimas slėgio reguliavimo vožtuve yra izoentalpinis, todėl taškų 3 ir 4 entalpija yra vienoda:

$$hc_{4_i} := hc_{3_i}$$

Žinant slėgį ir entalpiją, taško 4 temperatūra randama funkcijos *root* pagalba:

$$Tc_{4_i} := \text{root}\left(\text{int}(T_o, T_{pb}, pc_{4_i}) - hc_{4_i} + h_o, T_{pb}\right)$$

Randami likę taško 4 parametrai:

$$vc_{4_i} := v(Tc_{4_i}, pc_{4_i})$$

$$sc_{4_i} := s(Tc_{4_i}, pc_{4_i})$$

### **6.6. Taško 4' (taško po realaus slėgio redukavimo slėgio reguliavimo vožtuve) terminiu parametru skaičiavimas:**

Taško 4' slėgis lygus slėgiui taške 4:

$$pcr_{4_i} := pc_{4_i}$$

Taško 4' temperatūra randama remiantis Džaulio-Thompsono dėsniumi:

$$Tcr_{4_i} := Tcr_{3_i} - 4.622 \cdot 10^{-6} (pcr_{3_i} - pcr_{4_i})$$

Randami likę taško 4' parametrai:

$$vcr_{4_i} := v(Tcr_{4_i}, pcr_{4_i})$$

$$hcr_{4_i} := h(Tcr_{4_i}, pcr_{4_i})$$

$$scr_{4_i} := s(Tcr_{4_i}, pcr_{4_i})$$

Taško 4' temperatūros nuokrypis nuo užsiduotos iš dujų skirstymo stoties išeinančių dujų temperatūros T4proj.:

$$T4proj := 278.15$$

$$\Delta T_i := Tcr_{4_i} - T4proj$$

$$\min(\Delta T) = 22.029$$

$$\max(\Delta T) = 22.029$$

$$\text{mean}(\Delta T) = 22.029$$

**Baigiama pirmoji skaičiavimų iteracija.** Kadangi apskaičiuota T4' skiriasi nuo T4proj., dujų pašildymo temperatūra T2 turi būti sumažinta. Temperatūros sumažinimas antrai iteracijai randamas iš:

$$dTper_i := Tcr_{4_i} - T4proj - 1$$

### **6.7. Taško 2 (taško po pašildymo) terminiu parametru skaičiavimas:**

**Antros skaičiavimų iteracijos pradžia.**

Nauja taško 2 (po dujų pašildymo pašildymo) temperatūra:

$$Tc_{2_i} := Tc_{2_i} - dTper_i$$

Randami likę taško 2 parametrai:

$$vc_{2_i} := v(Tc_{2_i}, pc_{2_i})$$

$$sc_{2_i} := s(Tc_{2_i}, pc_{2_i})$$

$$hc_{2_i} := h(Tc_{2_i}, pc_{2_i})$$

### **6.8. Taško 3 (taško po izoentropinio slėgio redukavimo turbodetanderyje) terminiu parametru skaičiavimas:**

Remiantis literatūra, geram turbodetanderyje efektyvumui priimamas 150 kJ/kg entalpijos pokytis izoentropiniame redukavime. Iš to, entalpija h3:

$$hc_{3_i} := hc_{2_i} - 150$$

**Pirma slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$Tcu_{3_i} := 300$$

$$pcu_{3_i} := 12 \times 10^5$$

$$cv_{1_{3_i}} := c_{po}(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{1_{3_i}} := c_{po}(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i})$$

$$ga_{1_{3_i}} := ga(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i})$$

$$p_{1_{3_i}} := p3(Tcu_{3_i}, pcu_{3_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{1_{3_i}} := h(Tcu_{3_i}, p_{1_{3_i}})$$

$$dh_{1_{3_i}} := h_{1_{3_i}} - hc_{3_i}$$

$$T_{2_{3_i}} := Tcu_{3_i} - \frac{dh_{1_{3_i}}}{2}$$

Antrosios iteracijos slėgiui p3 priimamas pirmoje iteracijoje gautas slėgis p3:

$$p_{2_{3_i}} := p_{1_{3_i}}$$

**Antra slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{2_{3_i}} := c_{po}(T_{2_{3_i}}, p_{2_{3_i}}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{2_{3_i}} := c_{po}(T_{2_{3_i}}, p_{2_{3_i}})$$

$$ga_{2_{3_i}} := ga(T_{2_{3_i}}, p_{2_{3_i}})$$

$$p_{2_{3_i}} := p3(T_{2_{3_i}}, p_{2_{3_i}}, pc_{2_i})$$

$$h_{2_{3_i}} := h(T_{2_{3_i}}, p_{2_{3_i}})$$

$$dh_{2_{3_i}} := h_{2_{3_i}} - hc_{3_i}$$

$$T_{3_{3_i}} := T_{2_{3_i}} - \frac{dh_{2_{3_i}}}{2}$$

$$p_{3_{3_i}} := p_{2_{3_i}}$$

**Trečia slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{3_{3_i}} := c_{po}(T_{3_{3_i}}, p_{3_{3_i}}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{3_{3_i}} := c_{po}(T_{3_{3_i}}, p_{3_{3_i}})$$

$$ga_{3_{3_i}} := ga(T_{3_{3_i}}, p_{3_{3_i}})$$

$$p_{3_{3_i}} := p3(T_{3_{3_i}}, p_{3_{3_i}}, pc_{2_i})$$

$$h_{3_{3_i}} := h(T_{3_{3_i}}, p_{3_{3_i}})$$

$$dh_{3_{3_i}} := h_{3_{3_i}} - hc_{3_i}$$

$$T_{4_{3_i}} := T_{3_{3_i}} - \frac{dh_{3_{3_i}}}{2}$$

$$p_{4_{3_i}} := p_{3_{3_i}}$$

**Ketvirta slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{4_{3_i}} := c_{po}(T_{4_{3_i}}, p_{4_{3_i}}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{4_{3_i}} := c_{po}(T_{4_{3_i}}, p_{4_{3_i}})$$

$$ga_{43_i} := ga(T_{43_i}, p_{43_i})$$

$$p_{43_i} := p_3(T_{43_i}, p_{43_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{43_i} := h(T_{43_i}, p_{43_i})$$

$$dh_{43_i} := h_{43_i} - hc_{3_i}$$

$$T_{53_i} := T_{43_i} - \frac{dh_{43_i}}{2}$$

$$p_{53_i} := p_{43_i}$$

**Penkta slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{53_i} := c_{po}(T_{53_i}, p_{53_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{53_i} := c_{po}(T_{53_i}, p_{53_i})$$

$$ga_{53_i} := ga(T_{53_i}, p_{53_i})$$

$$p_{53_i} := p_3(T_{53_i}, p_{53_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{53_i} := h(T_{53_i}, p_{53_i})$$

$$dh_{53_i} := h_{53_i} - hc_{3_i}$$

$$T_{63_i} := T_{53_i} - \frac{dh_{53_i}}{2}$$

$$p_{63_i} := p_{53_i}$$

**Šešta slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{63_i} := c_{po}(T_{63_i}, p_{63_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{63_i} := c_{po}(T_{63_i}, p_{63_i})$$

$$ga_{63_i} := ga(T_{63_i}, p_{63_i})$$

$$p_{63_i} := p_3(T_{63_i}, p_{63_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{63_i} := h(T_{63_i}, p_{63_i})$$

$$dh_{63_i} := h_{63_i} - hc_{3_i}$$

$$T_{73_i} := T_{63_i} - \frac{dh_{63_i}}{2}$$

$$p_{73_i} := p_{63_i}$$

**Septinta slėgio p3 skaičiavimo iteracija:**

$$cv_{73_i} := c_{po}(T_{73_i}, p_{73_i}) - \frac{R}{1000}$$

$$cp_{73_i} := c_{po}(T_{73_i}, p_{73_i})$$

$$ga_{73_i} := ga(T_{73_i}, p_{73_i})$$

$$p_{73_i} := p_3(T_{73_i}, p_{73_i}, pc_{2_i})$$

$$h_{73_i} := h(T_{73_i}, p_{73_i})$$

$$dh_{73_i} := h_{73_i} - hc_{3_i}$$

$$\min(dh_{73_i}) = 2.829 \times 10^{-4}$$

$$\max(dh_{73_i}) = 2.829 \times 10^{-4}$$

Priėmus, jog septintos iteracijos rezultatai tolimesniems skaiėiavimams darys leistinai maėą paklaidą, septintos iteracijos rezultatai priskiriami temperatūrai T3 ir slėgiui p3:

$$T_{c3_i} := T7_{3_i}$$

$$p_{c3_i} := p7_{3_i}$$

Randami likę taėsko 2 parametrai:

$$v_{c3_i} := v(T_{c3_i}, p_{c3_i})$$

$$h_{c3_i} := h(T_{c3_i}, p_{c3_i})$$

$$s_{c3_i} := s(T_{c3_i}, p_{c3_i})$$

Patikrinamasis skaiėiavimas atliekamas remiantis tuo, jog idealus slėgio redukavimas turbodetanderyje yra izoentropinis ( $\Delta s=0$ ):

$$\Delta s_i := s_{c2_i} - s_{c3_i}$$

$$\min(\Delta s) = 3.404 \times 10^{-3}$$

$$\max(\Delta s) = 3.404 \times 10^{-3}$$

Priimama, jog T3 ir p3 apskaiėiuota teisingai.

### **6.9. Taėsko 3' (taėsko po realaus slėgio redukavimo turbodetanderyje) terminiu parametru skaiėiavimas:**

Priimama, jog slėgis po idealaus ir realaus redukavimo yra lygūs:

$$p_{cr3_i} := p_{c3_i}$$

Sumaėinama projekcinė turbodetanderyio temperatūra Tproj, (K):

$$T_{proj} := 333.15$$

$$Q_{sant_i} := \frac{Q_i \cdot 100}{Q_{proj}}$$

$$T_{sant_i} := \frac{T_{c2_i} \cdot 100}{T_{proj}}$$

$$p_{sant_i} := \frac{p_{c2_i} \cdot 100}{p_{proj}}$$

Bendras turbodetanderyio mechaninio naudingumo koeficientas nmech:

$$n_{mech_i} := (n_{proj}) \cdot n_q(Q_{sant_i}) \cdot n_p(p_{sant_i}) \cdot n_t(T_{sant_i})$$

Taėsko 3' entalpija randama iš:

$$h_{cr3_i} := h_{c2_i} - (h_{c2_i} - h_{c3_i}) \cdot n_{mech_i}$$

$$\text{mean}(n_{mech}) = 0.846$$

Temperatūra T3' randama root funkcija, prilyginus  $h_0 + \text{int}2 - h_3 = 0$ :

$$T_{cr3_i} := \text{root}(\text{int}(T_o, T_{pb}, p_{cr3_i}) - h_{cr3_i} + h_o, T_{pb})$$

Randami likę taėsko 3' parametrai:

$$v_{cr3_i} := v(T_{cr3_i}, p_{cr3_i})$$

$$s_{cr3_i} := s(T_{cr3_i}, p_{cr3_i})$$

### **6.10. Taėsko 4 (taėsko po idealaus slėgio redukavimo slėgio reguliavimo voėtuve) terminiu parametru skaiėiavimas:**

Taėsko 4 slėgis p4 priimamas pagal dujų skirstymo stoties išėjimo slėgį:

$$p_{c4_i} := 7 \times 10^5$$

Idealus slėgio redukavimas slėgio reguliavimo voėtuve yra izoentalpinis, todėl taėskų 3 ir 4 entalpija yra vienoda:

$$h_{c4_i} := h_{c3_i}$$

ėinant slėgį ir entalpiją, taėsko 4 temperatūra randama funkcijos root pagalba:

$$Tc_{4i} := \text{root}\left(\text{int}(T_o, T_{pb}, pc_{4i}) - hc_{4i} + h_o, T_{pb}\right)$$

Randami likę taško 4 parametrai:

$$vc_{4i} := v(Tc_{4i}, pc_{4i})$$

$$sc_{4i} := s(Tc_{4i}, pc_{4i})$$

### **6.11. Taško 4' (taško po realaus slėgio redukavimo slėgio reguliavimo vožtuve) terminiu parametru skaičiavimas:**

Taško 4' slėgis lygus slėgiui taške 4:

$$pcr_{4i} := pc_{4i}$$

Taško 4' temperatūra randama remiantis Džaulio-Thompsono dėsnium:

$$Tcr_{4i} := Tcr_{3i} - 4.622 \cdot 10^{-6} (pcr_{3i} - pcr_{4i})$$

Randami likę taško 4' parametrai:

$$vcr_{4i} := v(Tcr_{4i}, pcr_{4i})$$

$$hcr_{4i} := h(Tcr_{4i}, pcr_{4i})$$

$$scr_{4i} := s(Tcr_{4i}, pcr_{4i})$$

Taško 4' temperatūros nuokrypis nuo užsiduotos iš dujų skirstymo stoties išeinančių dujų temperatūros T4proj.:

$$T4proj := 278.15$$

$$\Delta T_i := Tcr_{4i} - T4proj$$

$$\min(\Delta T) = 0.034$$

$$\max(\Delta T) = 0.034$$

$$\text{mean}(\Delta T) = 0.034$$

**Baigiama antroji skaičiavimų iteracija.** Kadangi apskaičiuota T4' artima T4proj., priimama, jog atlikti skaičiavimai yra pakankamo tikslumo. Kontrolinis kampinių taškų temperatūrų ir slėgių verčių vidurkių, didžiausių ir mažiausių verčių patikrinimas:

$$\min(Tc_1) = 274.09$$

$$\min(pc_1) = 3.174 \times 10^6$$

$$\text{mean}(Tc_1) = 274.09$$

$$\text{mean}(pc_1) = 3.174 \times 10^6$$

$$\max(Tc_1) = 274.09$$

$$\max(pc_1) = 3.174 \times 10^6$$

$$\min(Tc_2) = 332.121$$

$$\min(pc_2) = 3.074 \times 10^6$$

$$\text{mean}(Tc_2) = 332.121$$

$$\text{mean}(pc_2) = 3.074 \times 10^6$$

$$\max(Tc_2) = 332.121$$

$$\max(pc_2) = 3.074 \times 10^6$$

$$\min(Tcr_3) = 280.403$$

$$\min(pcr_3) = 1.18 \times 10^6$$

$$\text{mean}(Tcr_3) = 280.403$$

$$\text{mean}(pcr_3) = 1.18 \times 10^6$$

$$\max(Tcr_3) = 280.403$$

$$\max(pcr_3) = 1.18 \times 10^6$$

$$\min(Tcr_4) = 278.184$$

$$\min(pcr_4) = 7 \times 10^5$$

$$\text{mean}(Tcr_4) = 278.184$$

$$\text{mean}(pcr_4) = 7 \times 10^5$$

$$\max(Tcr_4) = 278.184$$

$$\max(pcr_4) = 7 \times 10^5$$

### **7. Norimo stoties duomenų taško termodinaminių parametru analizės rezultatų grafiku pavidalu**

Pasirinkto duomenų taško numeris nor :

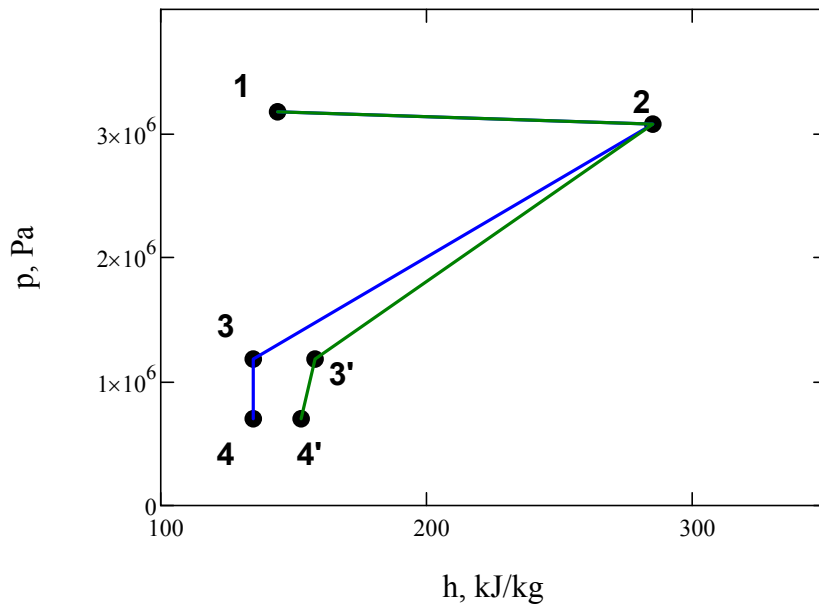
$$\text{nor} := 1$$



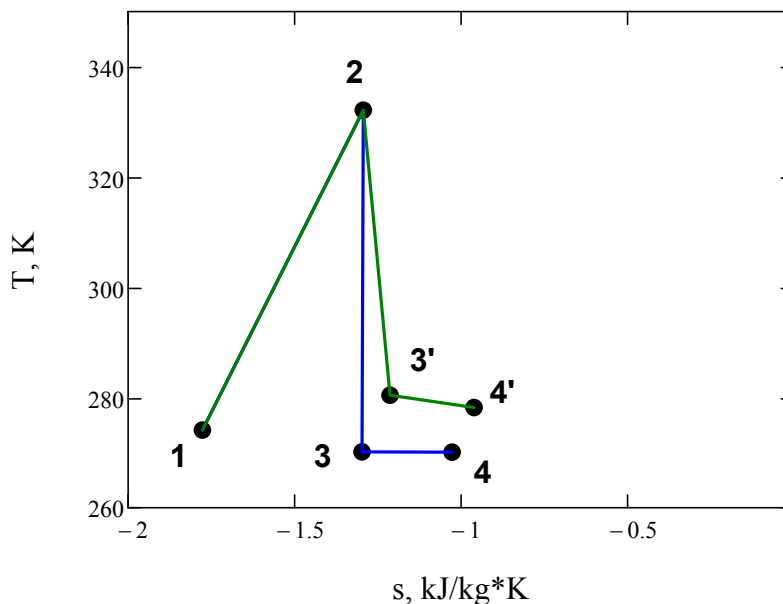
$$\begin{aligned}
 pck_1 &:= pc_{1_{\text{nor}}} & Tck_1 &:= Tc_{1_{\text{nor}}} & hck_1 &:= hc_{1_{\text{nor}}} & sck_1 &:= sc_{1_{\text{nor}}} \\
 pck_2 &:= pc_{2_{\text{nor}}} & Tck_2 &:= Tc_{2_{\text{nor}}} & hck_2 &:= hc_{2_{\text{nor}}} & sck_2 &:= sc_{2_{\text{nor}}} \\
 pck_3 &:= pc_{3_{\text{nor}}} & Tck_3 &:= Tc_{3_{\text{nor}}} & hck_3 &:= hc_{3_{\text{nor}}} & sck_3 &:= sc_{3_{\text{nor}}} \\
 pck_4 &:= pc_{4_{\text{nor}}} & Tck_4 &:= Tc_{4_{\text{nor}}} & hck_4 &:= hc_{4_{\text{nor}}} & sck_4 &:= sc_{4_{\text{nor}}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 pcr_1 &:= pc_{1_{\text{nor}}} & Tcr_1 &:= Tc_{1_{\text{nor}}} & hcr_1 &:= hc_{1_{\text{nor}}} & scr_1 &:= sc_{1_{\text{nor}}} \\
 pcr_2 &:= pc_{2_{\text{nor}}} & Tcr_2 &:= Tc_{2_{\text{nor}}} & hcr_2 &:= hc_{2_{\text{nor}}} & scr_2 &:= sc_{2_{\text{nor}}} \\
 pcr_3 &:= pc_{3_{\text{nor}}} & Tcr_3 &:= Tc_{3_{\text{nor}}} & hcr_3 &:= hc_{3_{\text{nor}}} & scr_3 &:= sc_{3_{\text{nor}}} \\
 pcr_4 &:= pc_{4_{\text{nor}}} & Tcr_4 &:= Tc_{4_{\text{nor}}} & hcr_4 &:= hc_{4_{\text{nor}}} & scr_4 &:= sc_{4_{\text{nor}}}
 \end{aligned}$$

Slėgio redukavimo ciklas p-h koordinatėse



Slėgio redukavimo ciklas T-s koordinatėse



## 8. Turbodetandėrių pagaminamos elektros energijos kiekis

Turbodetandėrių sukuriamas mechaninis darbas  $w$  (kJ/kg) :

$$w_i := hc_{2_i} - hcr_{3_i}$$

Turbodetandėrių generatorių naudingumo koeficientas  $n_{\text{gen}}$  ir dažnio keitiklių naudingumo koeficientas  $ndk$  :

$$n_{\text{gen}} := 0.98$$

$$ndk := 0.96$$

Turbodetanderiu pagaminama elektros energija wel. (kWh/kg) :

$$wel_i := \frac{W_i}{3600} \cdot n_{gen} \cdot ndk$$

Tūrinis dujų debitas turbodetanderiuose (nm<sup>3</sup>/h) :

$$Qtikr_i := \begin{cases} 0 & \text{if } 0 \leq QS_i < 4000 \\ QS_i & \text{if } 4000 \leq QS_i < 120000 \\ 0 & \text{if } QS_i \geq 120000 \end{cases}$$

Momentinė elektrinė galia Pel (kW) :

$$Pel_i := \frac{Qtikr_i \cdot wel_i}{v_o}$$

Masinis debitas g (kg/s) :

$$g_i := \frac{Qtikr_i}{v_o \cdot 3600}$$

Per laiko intervalą Δt stotyje pratekėjęs dujų kiekis (kg) :

$$kg_i := g_i \cdot \Delta t_i$$

Per laiko intervalą Δt stotyje pagamintas elektros energijos kiekis welΔt (kWh) :

$$wel\Delta t_i := kg_i \cdot wel_i$$

Bendras pagaminamos elektros energijos kiekis (kWh) :

$$welsum := \sum_{i=1}^{vnt} wel\Delta t_i$$

## **9. Dujoms pašildyti reikalingos šilumos energijos ir gamtinių dujų kiekis**

Bendras dujų pašildymui reikalingos šilumos energijos kiekis (kJ/kg) :

$$qbendra_i := hc_{2_i} - hc_{1_i}$$

Džaulio-Thompsono efekto kompensavimui reikalingos šilumos energijos kiekis (kJ/kg) :

$$qDT_i := 4.622 \cdot 10^{-6} (pc_{1_i} - pc_{4_i}) \cdot \left( \frac{c_{po}(Tc_{1_i}, pc_{1_i}) + c_{po}(Tc_{4_i}, pc_{4_i})}{2} \right)$$

Turbodetanderio atlikto mechaninio darbo kompensavimui reikalingos šilumos energijos kiekis (kJ/kg) :

$$qTD_i := qbendra_i - qDT_i$$

Momentinis bendras šilumos energijos poreikis (kW) :

$$qmom_i := qbendra_i \cdot g_i$$

Veikiančių kondensacinių dujų katilų skaičiaus nuo srauto debito nustatymas:

$$KatiluN_i := \begin{cases} 0 & \text{if } 0 \leq QS_i < 4000 \\ 1 & \text{if } 4000 \leq QS_i < 30000 \\ 2 & \text{if } 30000 \leq QS_i < 60000 \\ 3 & \text{if } 60000 \leq QS_i < 90000 \\ 4 & \text{if } 90000 \leq QS_i < 120000 \\ 0 & \text{if } QS_i \geq 120000 \end{cases}$$

Kondensacinių dujų katilų naudingumo koeficiento išreiškimas polinomu :

$$nsildx := \text{rows}(nsild) \quad nsildy := \text{regress}(nsildx, nsildy, kk)$$

n q\aaaa.xls      n q\aaaa.xls

nnsild := rows(nsildx)

fsild := regress(nsildx, nsildy, kk)

fitsild(x) := interp(fsild, nsildx, nsildy, x)

Ansild := submatrix(fsild, 4, length(fp), 1, 1)

$$nsild(Psild) := \sum_{iq=1}^4 (Ansild_{iq} \cdot Psild^{iq-1})$$

Vieno kondensacinio dujų katilo projektinė galia (kW):

Pkatiloproj := 850

Vieno kondensacinio dujų katilo momentinė galia (kW):

nats := 1.1

Čia nats - šilumos energijos nuostolius įvertinantis koeficientas:

$$qmomvien_i := \frac{qmom_i \cdot nats}{KatiluN_i}$$

Vieno kondensacinio dujų katilo momentinis naudingumo koeficientas (vnt.):

$$nkatilo_i := nsild\left(\frac{qmomvien_i \cdot 100}{Pkatiloproj}\right)$$

Pagal literatūrą priimamas gamtinių dujų žemutinis šilumingumas (J/nm<sup>3</sup>):

Qsilum := 33557000

Gamtinų dujų kiekis, reikalingas bendram šilumos energijos poreikiui patenkinti (nm<sup>3</sup>/kg):

$$Vdujubendras_i := \frac{q_bendras_i \cdot 1000 \cdot nats}{Qsilum}$$

Gamtinų dujų kiekis, reikalingas šilumos energijos poreikiui dėl turbodetandierių atlikto mechaninio darbo patenkinti (nm<sup>3</sup>/kg):

$$VdujuTD_i := \frac{qTD_i \cdot 1000 \cdot 1.1}{Qsilum}$$

Per laiko intervalą  $\Delta\tau$  suvartojamas gamtinių dujų kiekis, reikalingas šilumos energijos poreikiui dėl turbodetandierių atlikto mechaninio darbo patenkinti (nm<sup>3</sup>):

$$VdujuTD\Delta\tau_i := kg_i \cdot VdujuTD_i$$

Bendras suvartojamų dujų kiekis (nm<sup>3</sup>):

$$VdujuTDsum := \sum_{i=1}^{vnt} VdujuTD\Delta\tau_i$$

## 10. Ekonominės analizės dalis

Gamtinų dujų pirkimo kaina (EUR/nm<sup>3</sup>):

dujukaina := 0.30

Elektros energijos pardavimo kaina (EUR/kWh):

elektroskaina := 0.05

Išlaidos už gamtinių dujų pašildymą (EUR/nm<sup>3</sup>):

$$Islaidos_i := VdujuTD_i \cdot dujukaina$$

Išlaidos per laiko tarpą  $\Delta\tau$  už gamtinių dujų pašildymą (EUR):

$$Islaidos\Delta\tau_i := VdujuTD\Delta\tau_i \cdot dujukaina$$

Pagamiamos elektros energijos savikaina (EUR/kWh):

$$Savikaina_i := \frac{Islaidos_i}{wel_i}$$

Pajamos iš elektros energijos pardavimo (EUR/kWh):

$$Pajamos_i := wel_i \cdot elektroskaina$$

Pajamos per laiko tarpą  $\Delta\tau$  iš elektros energijos pardavimo (EUR):

$$Pajamos\Delta\tau_i := wel\Delta\tau_i \cdot elektroskaina$$

Pelnas (EUR/kWh):

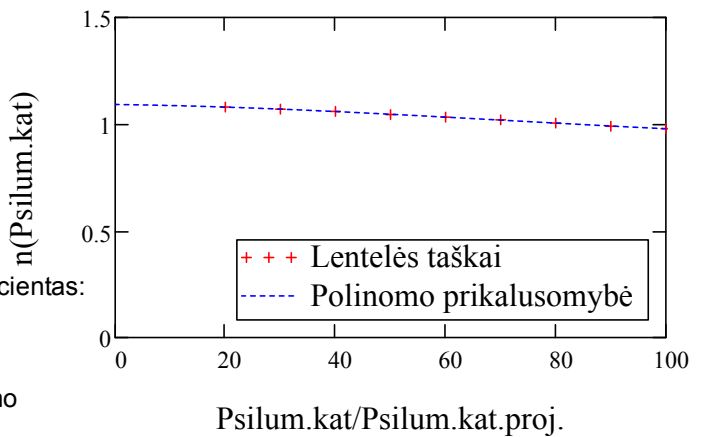
$$Pelnas_i := Pajamos_i - Islaidos_i$$

Pelnas per laiko tarpą  $\Delta\tau$  (EUR):

$$Pelnas\Delta\tau_i := Pajamos\Delta\tau_i - Islaidos\Delta\tau_i$$

Bendros pajamos iš elektros energijos pardavimo (EUR):

$$Pajamos := \sum_{i=1}^{vnt} Pajamos\Delta\tau_i$$



Bendros išlaidos už gamtinių dujų pašildymą (EUR):

$$Islaidos := \sum_{i=1}^{vnt} Islaidos\Delta\tau_i$$

Bendras pelnas (EUR):

$$Pelnas := \sum_{i=1}^{vnt} Pelnas\Delta\tau_i$$