

**ENERGIA ERAGINKORTASUN  
ETA JASANGARRITASUNAREN IKERKETA  
INDUSTRIAN, GARRAIOAN,  
ERAIKUNTZAN ETA HIRIGINTZAN UNIBERTSITATE  
MASTERRA**

**MASTER AMAIERAKO LANA**

**ORC TEKNOLOGIAREN  
APLIKAGARRITASUNA PROZESU  
INDUSTRIALETAN  
BERO-HONDARRAK BERRESKURATZEKO**

**Ikaslea**

*Palacio, Prieto, Diego*

**Zuzendaria**

*Del Portillo, Valdes, Luis Alfonso eta  
Nieto, Aguirrezabala, Nerea*

**Saila**

*Makina eta motore-termikoen saila*

**Curso académico**

*2019/2020*

*Bilbao, 15, septiembre, 2020*

## AURKIBIDEA

1. MEMORIA.....	9
1.1. JUSTIFIKAZIOA, IRISMENA ETA HELBURUAK.....	9
1.1.1. SARRERA.....	9
1.1.1.1. SARRERA EUSKERAZ.....	9
1.1.1.2. INTRODUCCIÓN EN CASTELLANO.....	9
1.1.1.3. INTRODUCTION IN ENGLISH.....	10
1.1.2. TESTUINGURUA.....	11
1.1.3. PROIEKTUAREN HELBURUAK ETA IRISMENA.....	11
1.1.4. PROIEKTUAK ESKAINTZEN DITUEN ONURAK.....	12
1.2. ARTEAREN EGOERAREN AZTERKETA.....	13
1.2.1. BERO-HONDARREN ITURRIAK.....	13
1.2.2. BERO HONDARRAK BERRESKURATZEKO TEKNOLOGIAK.....	17
1.2.2.1. ORC VS KALINA.....	18
1.2.2.2. ORC TEKNOLOGIA.....	20
1.2.2.2.1. LAN JARIAKINA.....	21
1.2.2.2.2. ORC KONFIGURAZIO DESBERDINAK.....	23
1.2.2.2.2.1. RORC.....	23
1.2.2.2.2.2. DRORC.....	24
1.2.2.2.2.3. EORC.....	24
1.2.2.2.2.4. TORC.....	25
1.2.3. ORC LANTZEKO SOFTWAREAK.....	25
1.2.3.1. EES.....	26
1.2.3.2. MATLAB.....	28
1.3. METODOLOGIA.....	30
1.3.1. JARRAITU BEHARREKO METODOLOGIAREN DESKRIBAPENA.....	30
1.3.2. BERO-HONDARRAREN DEFINIZIO ETA EZAUGARRIAK.....	30
1.3.3. FOKU HOTZ GISA ERABILI BEHARREKO FLUIDOAREN DEFINIZIOA ETA EZAUGARRIAK.....	31
1.3.4. ERABILIKO DIREN FLUIDO ORGANIKOEN DEFINIZIOA ETA EZAUGARRIAK..	31
1.3.5. ORC ZIKLOAREN MODELATZEA EES SOFTWAREA BIDEZ.....	31
1.3.5.1. ORC ABIATZE-EREDUA.....	32
1.3.5.2. BERO BERRESKURAGAILUA.....	33
1.3.5.3. TURBINA.....	35

1.3.5.4.	KONDENTSADOREA.....	36
1.3.5.5.	PONPA.....	37
1.3.6.	RORC ZIKLOAREN MODELATZEA EES SOFTWAREA BIDEZ .....	37
1.3.6.1.	BIRSORGAILUA .....	38
1.3.7.	ORC ZIKLOAREN OPTIMIZAZIOA.....	40
1.3.7.1.	ZIKLOAK SORTUTAKO POTENTZIA ELEKTRIKOAREN OPTIMIZAZIOA....	40
1.3.7.2.	ZIKLOAK XURGATUTAKO POTENTZIA TERMIKOAREN OPTIMIZAZIOA..	41
1.3.7.3.	ZIKLOAREN ERRENDIMENDUAREN OPTIMIZAZIOA.....	41
1.4.	AZTERKETA-KASUA .....	43
1.4.1.	INDUSTRIAREN DEFINIZIOA ETA HONDAR-BEROAREN ETA FOKU HOTZAREN KARAKTERIZAZIOA.....	43
1.4.2.	ZIKLOAREN OSAGAIK AUKERATZEA. EZAUGARRIAK.....	45
1.4.3.	ZIKLOAREN MODELATZEA EES SOFTWAREA BIDEZ .....	46
1.4.3.1.	ORC ZIKLOAREN MODELATZEA.....	46
1.4.3.2.	RORC ZIKLOAREN MODELATZEA.....	49
1.4.4.	ALDAGAIEN ANALISIA.....	52
1.4.4.1.	LAN-JARIAKIN DESBERDINEN ERABILERA.....	52
1.4.4.2.	SISTEMAK SORTUTAKO POTENTZIA.....	55
1.4.4.3.	BERO BERRESKURAGAILUAK JASOTAKO POTENTZIA TERMIKOA .....	58
1.4.4.4.	KONDENTSADOREAK ASKATUTAKO POTENTZIA TERMIKOA.....	60
1.4.4.5.	SISTEMAREN ERRENDIMENDUA.....	63
1.4.4.6.	BEROA TRUKATZEKO AZALERA.....	65
1.4.5.	EXEKUZIO PROPOSAMENA.....	67
1.4.5.1.	ORC EREDUAREN EXEKUZIO PROPOSAMENA.....	68
1.4.5.2.	RORC EREDUAREN EXEKUZIO PROPOSAMENA.....	71
1.5.	ONDORIOAK.....	75
1.5.1.	METODOLOGIAREN BALORAZIOA ETA ONDORIOAK.....	75
1.5.2.	ETORKIZUNEKO LANAK.....	76
1.6.	BIBLIOGRAFIA.....	77
2.	ANEXOAK.....	84
2.1.	ORC MODELOA EES-N .....	84
2.2.	RORC MODELOA EES-N.....	88

## IRUDIEN AURKIBIDEA

1. Irudia. Bero-hondar iturrien sailkapena sektore desberdinetan. [2].....	16
2. Irudia. Bero-hondarrak berreskuratzeke teknologiak. [5].....	18
3. Irudia. T-s Kurba mota desberdinak: hezea, isoentropikoa eta lehorra. [54].....	22
4. Irudia. ORC basikoaren konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama.....	23
5. Irudia. RORC konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama. [32].....	24
6. Irudia. DRORC konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama. [33].....	24
7. Irudia. EORC konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama. [34].....	25
8. Irudia. Izmirreko findegia hondakin atmosferikoaren fluxu-masikoa eta temperatura fluktuazioak bi urtetan zehar.....	43
9. Irudia. Izmir findegiko hozte-zirkuituko hozteko uraren temperatura.....	44
10. Irudia. Azterketa ereduaren ORC zikloaren T-s diagrama.....	47
11. Irudia. Azterketa ereduaren RORC zikloaren T-s diagrama.....	50
12. Irudia. Sistemak sortutako potentzia elektrikoaren azterketa lurrunketa temperaturaren arabera.....	53
13. Irudia. Sistemak sortutako potentzia termikoaren azterketa lurrunketa temperaturaren arabera.....	54
14. Irudia. Sistemak sortutako energiaren azterketa foku beroaren temperaturaren arabera.....	55
15. Irudia. Sistemak sortutako energiaren azterketa foku hotzaren temperaturaren arabera.....	56
16. Irudia. Sistemak sortutako energiaren azterketa isopentanoaren fluxu-masikoaren arabera.....	57
17. Irudia. Bero berreskuragailuak jasotako potentzia termikoaren azterketa foku beroaren temperaturaren arabera.....	59
18. Irudia. Bero berreskuragailuak jasotako potentzia termikoaren azterketa foku hotzaren temperaturaren arabera.....	60
19. Irudia. Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoaren azterketa foku beroaren temperaturaren arabera.....	62
20. Irudia. Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoaren azterketa foku hotzaren temperaturaren arabera.....	63
21. Irudia. Sistemaren errendimendua foku beroaren temperaturaren arabera eta lan-jariakin fluxu-masiko desberdinak erabiliz.....	64
22. Irudia. Sistemaren errendimendua foku hotzaren temperaturaren arabera eta lan-jariakin fluxu-masiko desberdinak erabiliz.....	65
23. Irudia. Beroa trukatzeko azaleraren azterketa foku beroaren temperaturaren arabera.....	66
24. Irudia. Beroa trukatzeko azaleraren azterketa foku hotzaren temperaturaren arabera.....	67
25. Irudia. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren T-s diagrama.....	68
26. Irudia. RORC ereduaren exekuzio proposamenaren T-s diagrama.....	71

## TAULEN AURKIBIDEA

1. Taula. Industriako prozesu nagusien bero-hondarren gorabeherak.[5] .....	14
2. Taula. Mazzeto et al. proposatutako lan-jariakin organikoen egoera kritikoa (EES) .....	26
3. Taula. Hondakin atmosferikoaren fluxu-masikoa eta tenperatura (min. eta max. balioak) .....	43
4. Taula. Hondakin atmosferikoaren ezaugarri nagusiak .....	44
5. Taula. Izmir findegiko hozte-sistemako uraren tenperatura .....	44
6. Taula. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak.....	45
7. Taula. ORC isopentanoaren zikloaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.....	47
8. Taula. ORC zikloaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.....	48
9. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak ORC diseinu-puntuan.....	48
10. Taula. ORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa.....	48
11. Taula. ORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa.....	48
12. Taula. ORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa.....	49
13. Taula. RORC isopentanoaren zikloaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.....	50
14. Taula. RORC zikloaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.....	51
15. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak RORC diseinu-puntuan.....	51
16. Taula. RORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa.....	51
17. Taula. RORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa.....	51
18. Taula. RORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa.....	52
19. Taula. Lan jariakin desberdinen prezioa.....	53
20. Taula. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren aldagaien balioa.....	69
21. Taula. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.....	69
22. Taula. ORC zikloaren exekuzio proposamenaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.....	70
23. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak ORC exekuzio proposamena.....	70
24. Taula. ORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.....	70
25. Taula. ORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.....	70
26. Taula. ORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa exekuzio proposamenean.....	71
27. Taula. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren aldagaien balioa.....	72
28. Taula. RORC ereduaren exekuzio proposamenaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.....	72
29. Taula. RORC zikloaren exekuzio proposamenaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.....	73

30. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak RORC exekuzio proposamena. ....	73
31. Taula. RORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.....	73
32. Taula. RORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.....	74
33. Taula. RORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa exekuzio proposamenean. ....	74

## **EKUAZIOEN AURKIBIDEA**

1. Ekuazioa. Edozein bero-trukagailuren bero-fluxua. ....	34
2. Ekuazioa. Batez besteko tenperatura logaritmikoaren diferentzia.....	34
3. Ekuazioa. Bero-fluxua aurreberogailuan.....	34
4. Ekuazioa. Bero-fluxua lurrungailuan. ....	35
5. Ekuazioa. Bero-fluxua gainberogailuan.....	35
6. Ekuazioa. Turbinak eragindako potentzia.....	35
7. Ekuazioa. Turbinaren errendimendu isoentropikoa.....	35
8. Ekuazioa. Aurrehozkailuak askatutako potentzia termikoa. ....	36
9. Ekuazioa. Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoa. ....	36
10. Ekuazioa. Ponpak kontsumitutako potentzia.....	37
11. Ekuazioa. Ponparen errendimendu isoentropikoa.....	37
12. Ekuazioa. Birsorgailuaren efizientzia.....	38
13. Ekuazioa. Birsorgailuak trukaturako gehienezko beroa.....	39
14. Ekuazioa. Birsorgailuaren fluxu primarioaren batz besteko bero espezifikoa. ....	39
15. Ekuazioa. Birsorgailuaren fluxu sekundarioaren batz besteko bero espezifikoa. ....	39
16. Ekuazioa. Birsorgailuak trukaturako bero erreala.....	40
17. Ekuazioa. Sistemak xurgatutako potentzia termiko totala.....	41
18. Ekuazioa. Sistemaren errendimendua. ....	41
19. Ekuazioa. Sistemak sortutako potentzia totala.....	55
19. Ekuazioa. Bero berreskuragailua osoak jasotako potentzia termikoa. ....	58
21. Ekuazioa. Kondentsadore osoak askatutako potentzia termikoa.....	61
22. Ekuazioa. Sistemaren errendimendua. ....	63

## NOMENKLATURA

A	Azalera (m <sup>2</sup> )
AEB	Amerikako Estatu Batuak
AR	Atmospheric Residue
BAMBOO	Boosting new Approaches for flexibility Management By Optimizing process Off-gas and waste use
BEG	Berotegi-efektuko gasak
C <sub>p</sub>	Bero-espezifikoa (kJ/kg·K)
CW	Cooling Water
DRORC	Double-stage Regenerative Organic Rankine Cycle
EB	Europar Batasuna
EES	Engineering Equation Solver
ELGE	Ekonomia Lankidetzeta eta Garapenerako Erakundetik
EORC	Organic Rankine Cycle with Ejector
eta	Errendimendua (%)
h	Entalpia (kJ/kg)
h <sub>s</sub>	Egoera baten entalpia prozesu isoentropiko batentzat (kJ/kg)
IWH	Industrial Waste Heat
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
m	Fluxu-masikoa (kg/s)
max	Maximoa
min	Minimoa
ORC	Organic Rankine Cycle
P	Presioa (bar)
prim	Primaarioa
Q	Potentzia termikoa (kW)

$Q_{IN}$	Sistemak jasotako potentzia termiko totala (kW)
$Q_{OUT}$	Sistemak askatutako potentzia termiko totala (kW)
REII	Energia- eta baliabide-erabilera intentsiboko industriak
RORC	Regenerative Organic Rankine Cycle
s	Entropia (kJ/kg*K)
sec	Sekundarioa
s_s	Egoera baten entropia prozesu isoentropiko batentzat (kJ/kg*K)
T	Temperatura (°C)
TORC	Transcritical Organic Rankine Cycle
U	Bero-transferentziaren koefiziente orokorra (W/ m <sup>2</sup> *K)
W	Potentzia elektrikoa (kW)
WHR	Waste Heat Recovery
x	Titulua (-)



## 1. MEMORIA

### 1.1. JUSTIFIKAZIOA, IRISMENA ETA HELBURUAK

#### 1.1.1. SARRERA

##### 1.1.1.1. SARRERA EUSKERAZ

Eskari energetikoaren hazkuntzak energia primario konbentzionaleko iturrien gehiegizko ustiatzera eraman du, energia berriztagarrien erabilera bigarren plano batean utzita. Aldaketa klimatikoa eta kaltegarriak diren bestelako efektuak, gaur egungo sistema energetikoaren zuzeneko edo zeharkako ondorioak dira. Ondorio hauen artean adibidez, azken hamarkadan jasandako erregaien prezioaren igoerak. Aldaketa klimatikoaren garatze abiadura kontuan izanda,  $CO_2$  emisioen murrizketa beharrezkoa dela ikus daiteke. Jakinda industriak, energia erabilera finalaren %30-70 bat inguru erabiltzen duela, prozesu hauen efizientzia ahal bezain beste hobetu beharko ziren. Zentzu honetan, bero-hondarrak berreskuratzeko teknologiak izan dira erregaiaren kontsumoa murriztu, askatutako emisioak murriztu eta produkzio efizientzia hobetzeko metodo nagusia. [1]

Azaldu den bezala, industriak munduan erabilitako energia totalaren zati handi bat betetzen du. Gainera, erabilitako energia total horren portzentaje handi bat bero emisioak bezala kanporatuak izaten dira, inongo erabilera praktikorik gabe. Emisio hauen %60 bat inguru tenperatura baxuko bero-hondarrak bezala kontsideratzen dira. Aurrerago azalduko den bezala, kalitate baxuko bero-hondar hauek berreskuratzeko teknologia aproposena ORC da. Hau Rankine zikloaren oso antzekoa da baina, kasu honetan lan-jariakina bezala ura erabili ordez, lurruntze tenperatura baxuagoa duen lan-jariakin organiko bat erabiltzen du. Bestalde, ORC sistemak bero-hondar industrialak berreskuratzeko aproposak izan arren, erabilgarriak dira ere iturri berriztagarrietatik lortutako energia elektrizitatean bihurtzeko, beste batzuen artean. [2]

Behin ikusita ORC konfigurazioentzako instalazio potentziala oso altua dela, oso aukera interesgarria bihurtzen du Europar Batasunak (EB) ezarritako murrizketak betetzeko.

##### 1.1.1.2. INTRODUCCIÓN EN CASTELLANO

El crecimiento de la demanda energética ha conducido a una sobreexplotación de las fuentes de energía primaria convencional, dejando en un segundo plano el uso de energías renovables. El cambio climático y otros efectos nocivos son consecuencia directa o indirecta del sistema energético actual. Entre estas conclusiones se encuentran, por ejemplo, las subidas en el precio de los combustibles sufridos en la última década. Teniendo en cuenta la velocidad de desarrollo del cambio climático, podemos apreciar que la reducción de emisiones

es necesaria. Sabiendo que la industria utiliza en torno al 30-70% del uso final de energía, la eficiencia de estos procesos habría que mejorarlos al máximo. En este sentido, las tecnologías de recuperación de los residuos de calor han sido el principal método para reducir el consumo de combustible, reducir las emisiones liberadas y mejorar la eficiencia productiva. [1]

Como se ha expuesto, la industria ocupa gran parte de la energía total utilizada en el mundo. Además, un alto porcentaje de esta energía total utilizada es eliminada como emisiones de calor sin ningún uso práctico. Aproximadamente el 60% de estas emisiones se consideran residuos de calor a baja temperatura. Como se explicará más adelante, la tecnología más adecuada para la recuperación de estos residuos de calor de baja calidad es el ORC. Esto es muy parecido al ciclo Rankine, pero en este caso en lugar de utilizar agua como fluido de trabajo, utiliza un fluido orgánico de trabajo con menor temperatura de evaporación. Por otra parte, aunque los sistemas ORC son apropiados para la recuperación de los residuos caloríficos industriales, también son útiles para transformar la energía procedente de fuentes renovables en electricidad, entre otras. [2]

Una vez visto que el potencial de instalación para configuraciones ORC es muy alta, se convierte en una opción muy interesante para cumplir con las restricciones impuestas por la Unión Europea (UE).

### 1.1.1.3. INTRODUCTION IN ENGLISH

The growth of energy demand has led to overexploitation of conventional primary energy sources, leaving the use of renewable energies in the background. Climate change and other harmful effects are a direct or indirect consequence of the current energy system. Among these conclusions is, for example, the increase in fuel prices suffered over the last decade. Taking into account the speed of development of climate change, we can appreciate that reducing emissions is necessary. Given that the industry uses around 30-70% of the final energy produced, the efficiency of these processes would have to be improved to the maximum. In this sense, heat waste recovery technologies have been the main method for reducing fuel consumption, reducing released emissions, and improving productive efficiency. [1]

As has been shown, the industry occupies a large part of the total energy used in the world. In addition, a high percentage of this total energy used is wasted as heat emissions without any practical use. Approximately 60% of these emissions are considered heat waste at low temperature. As explained below, the most suitable technology for the recovery of these low quality heat residues is the ORC. This is very similar to the Rankine cycle, but in this case instead of using water as a working fluid, it uses an organic working fluid with a lower boiling point. On the other hand, although ORC systems are suitable for the recovery of industrial heat residues, they are also useful for transforming energy from renewable sources into electricity, among others. [2]

Once the installation potential for ORC configurations is very high, it becomes a very interesting option to comply with the restrictions imposed by the European Union (EU).

### 1.1.2. TESTUINGURUA

Energia-sistema deskarbonizatu, lehiakor eta seguru baterako trantsizioa erronka bat da EBko energia- eta baliabide-erabilera intentsiboko industrientzat (REII), gaur egungo kontsumo eta ekoizpen ereduak gero eta iturri fluktuatzaile gehiago dituen hornidura elektriko batera egokitu behar baitituzte.

Nahiz eta soluzio batzuk dagoeneko eskuragarri dauden eta hedatzeko prozesuan dauden, malgutasun handiko energia-teknologietan eta energia gorabehera handiak dituzten iturrien inguruan dagoen ezjakintasuna, soluzio hauek merkatura sartzea zaildu egiten dute.

BAMBOO (Boosting new Approaches for flexibility Management By Optimizing process Off-gas and waste use) proiektuak behar horien gainean jardungo du, hondar lurrunkorren gaineko eskaria kudeatzeko kontzeptu bat garatuz. Kontzeptu hori askotan REII direlakoen sektoreengatik baztertuak izan baitira. Soluzio horrek gaur egun beren prozesuak eskariari erantzuteko eskema berri eta aurreratuenetara egokitzeko behar duten informazioa emango die industriei.

BAMBOO-ren helburua lau industria intentsiboak (altzairua, petrokimika, meatzaritza eta papergintza) baliabideen eta eraginkortasun energetikoaren inguruan dituzten gatazkak konponduko dituzten teknologia berriak garatzea da. Garatu beharreko teknologiek hondar-beroa berreskuratzea, malgutasun elektrikoa eta hondar-lurrunezko korrontek balioztatzea dute helburu.

### 1.1.3. PROIEKTUAREN HELBURUAK ETA IRISMENA

MAL (Master Amaierako Lana) hau BAMBOO proiektuaren parte da. Proiektuaren zati honen amaierako helburua ORC-ak industria-instalazioetan nola txertatzen diren aztertzeke tresna edo aplikazio bat garatzea da.

Horretarako lehenengo pausoa EES [3] softwarea (Engineering Equation Solver) bidez ORC simulazio modelo desberdinak garatzea izango da, tresnarako datu base handi bat sortzeko asmoz. Simulazio hauek gauzatzeko TÜRPAŞ enpresako findegi plata baten datuak eta TURBODEN enpresaren ORC ekipoen parametroak erabiliko dira.

Behin datu basea osatuta dagoela Matlaben [4] aplikatutako neurona-sareen bidez ORC sistementzako ordezkoko modelo sortzea litzateke. Ordezko eredu bat ingeniari-tza-metodo bat da, eta emaitza interesgarri bat zuzenean neurtu ezin denean erabiltzen da; beraz, emaitzen eredu bat haren ordezkari erabiltzen da.

Azkenik, aipatutako ordezeko ereduak eta TÜRPAŞ instalazioaren urteko profila (beroa/elektrizitatea) erabiliz, Matlaben tresna bat den App\_Designerren laguntzaz ORCak industria-instalazioetan nola txertatzen diren aztertzeke tresna edo aplikazioa garatu nahi da.

#### **1.1.4. PROIEKTUAK ESKAINTZEN DITUEN ONURAK**

Proiektu honen bidez sortu nahi den tresna edo aplikazioa oso lagungarria izango da industria intentsiboetarako, denbora asko aurrezteko ahalbidetuko duena ORCren instalazioa bideragarria den ala ez erabakitzeke. Aplikazio honen bidez, ORCren parametro pare bat finkatuz, inbertsio ekonomiko bideragarri baterako lanerako puntu egokiena ezartzea lortu nahi da. Gainera, lehenago aipatu den bezala, teknologia berri hauen inguruko ezagutzak ez dira oso handiak eta proiektu honek ORC teknologiaren inguruko ezagutza areagotzen lagunduko du.

## 1.2. ARTEAREN EGOERAREN AZTERKETA

### 1.2.1. BERO-HONDARREN ITURRIAK

Bero-hondarrak, erregaiaren errekuntzaren ondorioz edo erreakzio kimiko baten bidez sortzen den beroa da, zeina, ondoren, orokorrean, aprobetxatu gabe ingurumenera kanporatua izaten den. Onurak sortzen diren eta makinekin lan egiten den tokietan, bero-hondarrak sortzen dira eta erradiazio, likido hozgarria, ihes-gasa edo airea bezala kanporatzen da. Bero-hondarrak zenbait helburu tekniko edota ekonomiko eskuratzeko aukera eskaintzen dute. Nahiz eta bero fluxu hauek hondarrak kontsideratu, askotan exergia kantitate handiak biltzen dituzte, zeintzuk teknologia desberdinen bidez lanean bihurtuak izan daitezkeen. Bero fluxu hauen berezko kalitatea ez da kantitatearen araberkoa, baizik eta, honen balioaren araberkoa. Izan ere, bero-fluxuaren kalitatea ez da soilik tenperaturaren araberkoa, baizik eta, emariaren araberkoa ere bada. Horrenbestez, proiektu baten estrategia finkatzeko fluxu hauen tenperatura eta zuzenki eragiten gaituen ekonomiaren araberkoa izan behar da. Bero iturri hauek industrian (manufaktura, nekazaritza, meatzaritza eta eraikuntza) hurrengo elementuetan aurkitu daitezke orokorrean: labeetan, garbiketa prozesutako hondakin uretan baina, baita hozketa sistemetan, motorretan edo produkzio geletatik ihes egiten duen airean ere.[5, 6]

Erabiltzen hari den prozesuaren arabera, bero-hondarrak ia edozein tenperaturatan deuseztatu daitezke, hoztutako ur hozgarriaren tenperaturatik, labe edo labe industrial baten gas-hondar beroetaraino. Hala ere, orokorrean, lehenago adierazi den bezala, hondarren tenperatura zenbat eta handiagoa izan, hobe izango da kalitatea eta, horrenbestez, hobe izango da bero berreskuratzearen errentagarritasuna.

Bero-hondarren berreskuratzea aztertzen denean, kontuan izan behar da berreskuratze hori erabili ahal izango den. Beroaren berreskuratze potentziala kontsideratzean, aukera guztiak kontuan hartzea merezi du. Bero berreskuratzea hurrengo hiru ataletan sailkatu daiteke:

1. Bero berreskuratzearen erabilera tenperatura altuetan:

Bero berreskuratzerako tenperatura altuak 650°C eta 1650°C bitartekoak dira. Bero-hondar hauek erregai fosilak erabiltzen dituzten prozesuetan agertzen dira.

2. Bero berreskuratzearen erabilera tenperatura ertainetan:

Bero berreskuratzerako tenperatura ertainak 235°C eta 650°C bitartekoak dira. Tarte honetan sartzen diren bero-hondarrak, orokorrean, zuzeneko errekuntza prozesuen unitateen jarioagatik sortuak dira.

3. Bero berreskuratzearen erabilera tenperatura baxuetan:

Bero berreskuratzerako tenperatura baxuak 22°C eta 235°C bitartekoak dira. Errekuntza industrialeko prozesuen bero-hondar gehienak tenperatura tarte honetan ematen dira. Orokorrean, tenperatura tarte honetako bero-hondarrak ez dira aprobetxatuak izan, ez ziren praktikoak, hala ere, teknologien aurrerapena eta egoera soziala dela eta hauek aprobetxatzen hasi ziren.

Energiaren sorkuntzarako aproposenak diren bero-hondarreko iturriak prozesu intentsibo industrialetan eta automobilgintzako barne-errekuntzako motorretan aurkitzen dira. Iturri guzti hauek, orokorrean, gorabeherak jasaten dituzte erabilgarria den potentzia termikoan. Hau horrela izanda, **1.1. Taula.** ikus daitezke prozesu industrial garrantzitsuenen gorabehera nagusiak.

### 1. Taula. Industriako prozesu nagusien bero-hondarren gorabeherak.[5]

Prozesuak	Bero-hondarren Tenperatura (°C)	Bero-hondar eramailearen gorabehera mota	Gorabeheren maiztasuna
<b>Altzairua – Hozketa lehorreko Kokea</b>	650 – 1000	Temperatura	Minutuak - orduak
<b>Altzairua – Arku elektrikodun labea</b>	1370 – 1650	Fluxu masikoa eta tenperatura	Minutuak
<b>Altzairua – Totxoko gainberoketa labea</b>	700 – 1200 (aurreberogailu gabe) 300-600 (aurreberogailuarekin)	Fluxu masikoa	Minutuak
<b>Zementua Clinkerraren hozketa</b>	200 – 400	Temperatura	Minutuak - orduak
<b>Barne-errekuntza motorraren ihesak</b>	400 – 900	Fluxu masikoa eta tenperatura	Segundoak - minutuak

Altzairuaren fabrikazioa industria intentsiboenetarikoa da eregiaren arloan, zeinetan gertatzen diren prozesuak bero-hondar kantitate handiak askatzen dituzten. Altzairuaren industrian aurkitzen diren prozesu interesgarrienak **1.1. Taula.** ikusi direnak dira. Hala ere, prozesu guzti hauek berreskuratzeo erabilgarria dagoen beroaren gorabeherengatik eraginda ikusten dira. Kokearen hozketa lehorrean, hozketa dorretik doan zirkulazio gasaren tenperatura gorabeherak koke partikulen irregulartasun batengatik ematen da, gainera, anplitudearen murrizketa handiagoa oraindik eman daiteke kokearen hornikuntza eten ezker. Totxoko gainberoketa labeetan ordea, errekuntza gasen tenperatura aldaketa txikiagoa da, izan ere, labearen barruan tenperatura profil zehatza dauka, eskatzen diren baldintzak bete ahal izateko. Bestalde, fluxu abiaduraren gorabeherak handiagoak edo txikiagoak izan daitezke produkzioa tasak irregularrak edo etenak izan araber.

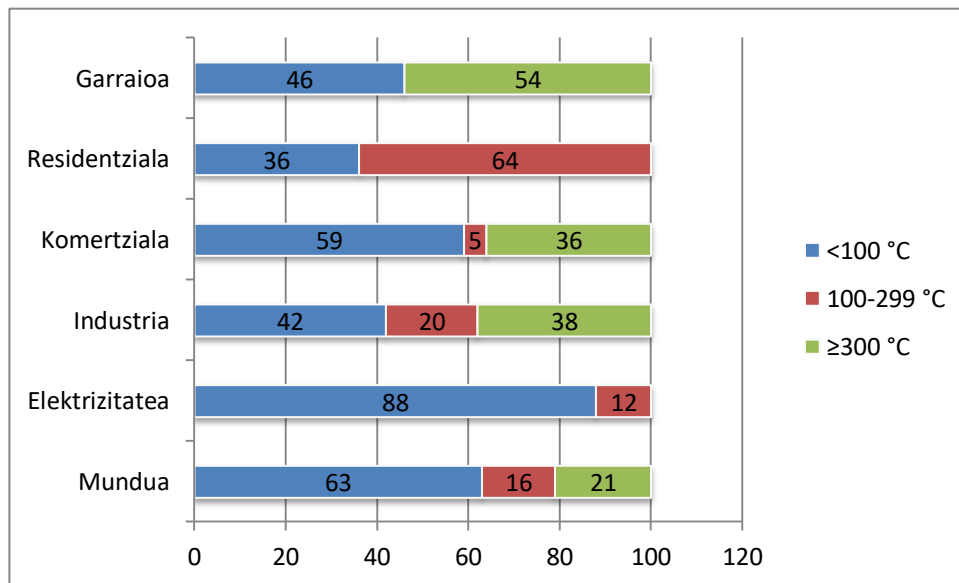
Industria sektoreak munduaren energia kantitaterik handiena kontsumitzen du. Sektore honek munduan emandako energia totalaren %37-a inguru kontsumitzen duela informatu zuten. Beste era batera esanda, industria sektorearen kontsumoaren proportzioa %30-70 bitartekoa da, aplikazioaren eta kokapenaren arabera. Industria sektoreko bero-hondarren kantitate totala kalkulatzeko saiakerak ez dira oso eraginkorrak izan, hala ere, badaude zenbait ikerketa. Hauen arabera industria sektoreko kontsumo energetikoaren %20-50 bero-hondar moduan kanporatzen da ingurunera. Hauek, ihes-gas beroak, hozketarako ura eta ekipamendu beroen eta berotutako produktuen azaleratik galdutako beroa moduan ematen dira.[1, 7]

Hau honela izanda, nabaria da arlo honetan hobekuntza tarte handia dagoela et horretarako WHR (*Waste Heat Recovery*) sistemak ezin hobeak dira. Gaur egun, industria siderurgikoa munduko energia-kontsumo handiena duen sektorea da. Hauek, munduko energia industrialaren %15-a biltzen dute. Altzairuaren produkziarako kostu totalaren %20-a energian gastatzen da. Ingurunean ere inpaktu adierazgarria eragiten du, produzitutako altzairu tona bakoitzeko 1.9 tona  $CO_2$  kanporatzen ditu.[8]

AEBetako Energia Departamentuak 2008an IWH (*Industrial Waste Heat*) inguruko ikerketa bat egin zuen. Kontsumo handiena duten industrietan oinarritu zen beherantz goiko ikuspegia erabiliz. Beherantz goiko ikuspegiaren kasuan, populazio totala, etxebizitza unitate totala eta manufaktura jarduera totalak bezalako faktore orokorrak erabiltzen ditu adierazle moduan. Errekuntza gasek bero-hondar moduan galdutako sarrera energiaren proportzio tipikoa prozesu pare batentzat estimatu zen. Sarrerako energia estimatua eta prozesu bakoitzaren errekuntza gasen ihes tenperatura erabiliz, energia-hondarra eta exergia kalkulatzeko posible izan zen. Sarrera energiaren %18ko potentzial teorikoa aurkitu zen, %7ko potentzial tekniko orokorra duena baina, %5-33 bitartean oszilatzen du aztertutako azpisektoretan. Efizientzia globalaren inguruko ikerketa garrantzitsuenetako bat Nakicenovic 1996an egindakoa da [9]. Literatura datuak erabiliz, zenbait erregai, prozesu eta teknologiei exergia efizientzia baloreak ezarri zizkion. Energia fluxuaren datuekin nahastuta, galerak zenbait etapetan kuantifikatu dira lehen mailako energiako hornikuntza eta azkeneko kontsumo bitartean. Ikerketa honetan aurkitu zen efizientzia energetiko globala %29koa zela garai horretan, hala ere, ez zen kontuan hartu bero-hondarren berreskuratzearen potentziala. 2010ean Cullen eta Allwood Nakicenovicen lanean oinarritu ziren hondar orokorrak hamar mekanismoetan banatzeko [10]. Efizientzia datu eguneratuak erabili zituen eta antzeman zuten efizientzia globala %11k-koa zela, Nakicenovicek bere garaian, 14 urte lehenago, neurtutakoa baino altuagoa. 2016an Formanek et al. gaur egunera arte dagoen bero-hondar globalak kuantifikatzeko ikerketa bakarra egin zuten [11], termodinamika eta efizientzia biltzen zituen analisi mota bat erabili zuten, beherantz goiko metodoa erabiliz. Energia globalaren fluxuaren datuak erabiliz, konbertsio prozesu bakoitzeko balantze

energetikoa gauzatu zuten, gehien bat, Nakicenovicen eta Cullen eta Allwooden ikerketak erabili ziren efizientzia faktoreak estimatu eta deribatzen. Lehenik eta behin bero-hondarren kantitate totala kalkulatu zen eta ondoren, Carnoten efizientzia erabiliz potentzial teorikoan bihurtu zen. Emaitzak bost sektoretan banatu ziren, hauek industria, komertzioa, bizitegia, garraioa eta elektrizitatearen sorkuntza.

Lan honetan zehar, orain arte, tenperatura altuko bero-iturrietako galeretan oinarritu da, izan ere, hauek dira kalitate hobereeneko bero fluxuak eskaintzen dituenak. Bestalde, Forman et al. [2] gauzatutako ikerketan gehiago sakontzea merezi du. Lehenago ikusi den bezala, **1. 1. Taula**. hain zuzen ere, industriako prozesu nagusien bero-hondarren gorabeherak erakutsi dira, hauek orokorrean tenperatura altukoak ziren. Formanen ikerketa honetan oso ikusgarria den sektore desberdinen hondarren tenperatura tartekak ikertu eta sailkatu egin ziren, **1. ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** ikus daitekeen bezala. Kasu honetan, antzeman daiteke munduko bero hondarren %63-a tenperatura baxuan ematen dela. Horietako kasu asko industriaren barnekoak dira, zehatzagoa izanda, ikus daitekeenez, industriako bero-hondar totalen %42-a tenperatura baxukoak da.



### 1. Irudia. Bero-hondar iturrien sailkapena sektore desberdinetan. [2]

Forman et al. [2]are zehatzagoak izan ziren, energia kontsumitzaile nagusien bero galera mota desberdinak sailkatzeaz gain, hauen potentziala ere aztertu zuen. Honen arabera, mundu osoaren bero galeren potentziala 68.254 (TWh) zirela estimatu zuten, zeinetatik industrian tenperatura baxuko iturri moduan 3.722 (TWh).

Esan egin den bezala, industriak munduan erabiltzen den energia totalaren %37 bat inguru erabiltzen du [12], horrenbestez, energia asko behar da hazkunde



ekonomiko azkarragoa duten herrialdeentzat. Ikusita azken urteetan kontsumo energetikoa gehien handitu duten herrialdeak garapen bidean edota trantsizio ekonomikoan dauden herrialdeak direla, zuzena da pentsatzea hurrengo urteetan energia kontsumoa altuagoa izango dela. 2010-2030 urte tarterako %33-ko hazkuntza bat espero da energiaren kontsumo mundialean. Honen arabera, espero da 2030ean munduko energia kontsumoa 2000 urtean zuen 116,614-etatik (ZW) 198,654 (ZW) izatera pasako dela. Aldaketa handi honen eragile nagusiak Ekonomia Lankidetzeta eta Garapenerako Erakundetik (ELGA) kanpo daude herrialdeak dira, izan ere, azken hamarkadetan, ELGAko herrialdeak manufaktura-ekonomietatik zerbitzu-ekonomietara igaro dira [12].

Beste alde batetik, nabaria da AEB dela munduko energia kantitate handiena kontsumitzen duen herrialdea, zehatzagoak izanda kontsumo osoaren %25-a inguru, hala ere, Txina da hazkuntza handiena erakusten hari dena, %5,5 bat handitzen dena urtero.

Aipatu bezala, Forman et al. [2] estimatu zuten industriak munduko energia osoaren %37-a kontsumitzen zuela. Hemendik 2030-era espero da munduko energia industrialaren kontsumoa 2006an zen 51,275-tatik (ZW) 71,961-etara, %1,4 bat urteko haziko da.

Atal guzti honetan zehar ikusi da, energia kontsumo totalaren kantitate oso handi bat industriara bideratuta dagoela, hauen artean, manufaktura, nekazaritza, meatzaritza eta eraikuntza barne hartzen dituen industria taldeak, eta jarduera sorta zabala, hala nola prozesatzea eta muntatzea, espazioak egokitzea eta argiztapena. Energia kantitate horren portzentaje oso altu bat tenperatura baxuko bero-hondarren iturrietan aurkitzen direla ere ikusi da.

Gaur egungo erregaien prezioa eta  $CO_2$  emisioak murrizteko aginduak direla eta bero-hondar hauek berreskuratzeko teknologiak erabiltzea aukera oso interesgarria dirudi.

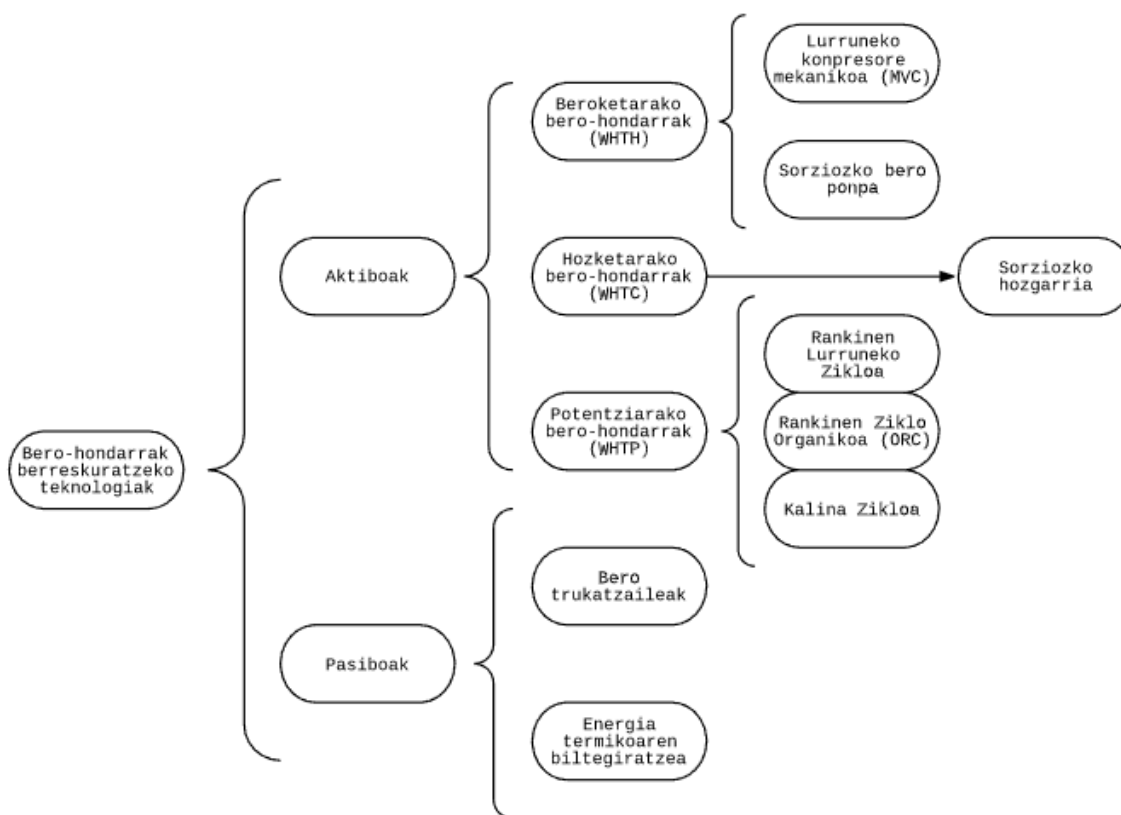
### **1.2.2. BERO HONDARRAK BERRESKURATZEKO TEKNOLOGIAK**

Biztanleriaren hazkundeak eta garapen ekonomikoak energia-eskaria gero eta handiagoa izan dadin bultzatu dute, berokuntza, hozketa, garraioa, etab. barne daudelarik, gainera, badaude ere horri lotutako ingurumen-ondorio batzuk, arreta handia eskatzen dutenak eta munduko erronka garrantzitsu bihurtu direnak. Arazo guzti hauek direla eta bero-hondarrak aprobetxatzeko teknologiak garatzea erabaki zen.

Industriako bero-hondarrak aprobetxatzeko teknologiak bitan banatu daitezke, teknologia pasiboak eta aktiboak. Pasiboak beroa zuzenean maila berean erabiltzen dute edo tenperatura baxuago batean. Aktiboak ordea, bero hori beste energia mota batean bihurtzen dute edo tenperatura altuago batean lan egiten dute. Teknologia pasibo nagusiak bero trukatzailak eta energia termikoaren

biltegitratzeak dira. Teknologia hauek industria bateko bero-hondarrak birziklatu edo berrerabiltzeko erabili daitezke, honen bidez beste prozesu batzuk berotu edo birberotzeko. Kalina eta Rankinen ziklo organikoak (Organic Rankine Cycles, ORC) adibidez teknologia aktiboak dira.[5]

Bero-hondarren aplikazio aktiboak hiru taldetan sailkatu daitezke: beroa, hotza edo elektrizitatea hornitzen dutenak. Teknologia guzti hauek argi eta garbi nola sailkatzen diren **2. Irudian** ikus daiteke.



## 2. Irudia. Bero-hondarrak berreskuratze teknologiak. [5]

### 1.2.2.1. ORC VS KALINA

ORC eta Kalina zikloa dira tenperatura baxuko iturri batetik bero-hondarrak aprobetxatuz energia sortzeko teknologia nagusiak. Ikerketa asko daude bi hauen errendimendu termikoa konparatzen dutenak baina, ikerketa guzti horiek beroaren berreskuratzea bero-iturri edo fluxu bakar batetik ematen zela kontsideratu zuten. Errealitatean ordea, prozesu-industrian bero-hondarren fluxu anitz daude, bero-iturrien profil konplexu bat osatzen dutenak. [13]

Bi ziklo hauek aukerako mekanika duten energia termikoko teknologiak dira, zeintzuk aplikazio askotan erabili diren bero-hondarrak berreskuratzeko, hauen bitartez energia sortzeko. Kalina zikloak lan-jariakina bezala nahaste zeotropiko bat erabiltzen du, lurruntze-tenperatura konstantea ez izatea eragiten duena. Gainera, bero sentiberako iturria eta lan-jariakinaren tenperatura profilaren arteko kointzidentzia termiko ona egiten du. Hori dela eta, prozesuaren bitarteko itzulezintasunen sorkuntza murrizten da. Azken aldiko ikerketak probatu zuten Kalina zikloak errendimendu termodinamiko hobea duela lan-jariakinak tenperatura baxuko bero-iturriekin erabiliz, tenperatura altuko bero iturriekin baino. Era berean, ORC-ak ere aproposak dira 90°C baino altuagoak diren tenperatura baxuko iturrietan erabiltzeko eta industrian geroz eta gehiago erabiltzen hari den teknologia da. Teknologia honetan, irakite tenperatura baxua duen jariakin organiko bat erabili ezker lan-jariakin moduan, tenperatura zehatz batean dagoen bero-hondar espezifiko batentzat, posiblea da esperotako errendimendua lortzea. ORC baten lan-jariakina jariakin organiko osagarri garbi bat edo nahaste bat izan daiteke. Literaturan ORC konfigurazio desberdinak proposatu dira. ORC-ak azpikritikoak edo transkritikoak izan daitezke eta presio maila desberdinak izan ditzake.[14]

Atzerago esan bezala, ikerketa hauek beroaren berreskuratzea bero-iturri edo fluxu bakar batetik ematen zela kontsideratu zuten. Industrian, industria petrokimikoan esate baterako, bero-hondarren fluxu edo korrante anitz existitzen dira, bero-iturrien profil konplexu bat osatzen dutenak, gainera, bero-hondar horiek berreskuratze potentzial ona dute. Prozesu-industria horietan, tenperatura altuko bero-hondarrak, orokorrean, lurruna sortzeko erabiltzen dira.

Bai ORC transkritikoa eta bai Kalina zikloa oso errendimendu onak erakutsi dituzte orokorrean, bero-iturri sentiberako iturrietan, eta ORC azpikritikoa baino kointzidentzia termiko hobea erakusten dute. Rodríguez et al. [15] ORC eta Kalina zikloa aztertu zuten hobetutako sistema geotermiko baten bidez. 15 jariakin desberdinen artean R-290 aukeratu zen ORC-an erabiltzeko eta Kalina zikloan %84-eko amoniako masa zatikia. Azterketa honetan Kalina zikloak ORC baino energia garbi gehiago produzitu zuen, %18 gehiago, eta mailakatutako elektrizitatearen kostua %17,8 merkeagoa dauka Kalina Zikloak. Beste alde batetik, Bombarda et al. [16] diesel motor baten bero-hondarrak berreskuratzeko ORC azpikritiko bat eta Kalina Zikloaren arteko konparazio termodinamikoa egin zuten. Bertan antzeman zen Kalinak gutxi gorabehera %45 gehiago produzitzen duela eta presio simple eta bikoitzeko ORC batek baino potentzia gehiago sortzen duela, %25-a. Nahiz eta Kalina Zikloak potentzia erabilgarri handiago bat sortzeko gai izan, prestazio termodinamiko altuak lortzeko presio maximo oso altuak eskatzen ditu. Gai honekin jarraituz, Walraven et al. [17] tenperatura baxuko (100-150°C) iturri geotermikoa zuten ORC mota desberdinen eta Kalina Zikloaren errendimenduen konparazioa egin zuten. Antzeman zuten, gehienetan, presio anitzak dituzten ORC azpikritiko transkritikoak direla errendimendu hoberena erakusten duten zikloak.

Hauek gatzun-irteerako tenperatura minimorako ikertutako Kalina zikloa ere gaintu zuen.  $70^{\circ}\text{C}$  inguruko gatzun-irteerako tenperaturentzat, ORC eta Kalina hoberenak antzeko moduan lan egiten dute. Bestalde, Nemati et al. [18] hiru aldeko Rankinen zikloa, ORC eta Kalina Zikloaren errendimenduak konparatu zituzten.  $120^{\circ}\text{C}$ -tan tenperatura duen ur beroko iturri batentzat, optimizatutako balioek erakusten dute, irteerako potentzia garbi batentzat, hiru aldeko Rankine zikloa hobereña dela eta Kalina Zikloa txarrena, pena bat da ikertzaileek ez zutela aztertu zergatik diren kasu honetako erantzunak ORC eta Kalina Zikloak konparatzen dituzten beste ikerketa batzuen erantzunen desberdinak. Varma eta Srinivasek [19] aurkitu zuten, berreskuratzea,  $150^{\circ}\text{C}$ -tan dagoen gas bero batekin, ORC-tan dela hobe. Izan ere, nahiz eta Kalina Zikloak bero-hondar gehiago berreskuratzeko gai izan, zikloaren efizientzia termikoa %5,32-koa dauka, ORC-ak duen %9,56-arekin konparatuz.

Bestalde, Bianchi, M. eta De Pascale, A. [20], haien ikerketan ORC teknologia beste teknologia bero berreskuragalu batzuekin konparatu zituen tenperatura baxuko bero-hondar iturrietan lan egiterakoan. Konparazioan Stirling motorrak, Thermo-Electric, Micro Rankine Cycle eta Inverted Brayton Cycle. Ikerketan ondorioztatu zuten ORC dela  $200\text{-}400^{\circ}\text{C}$  bero-hondar iturri batetik beroa berreskuratzeko eta energia sortzeko teknologia egokiena.

#### 1.2.2.2. ORC TEKNOLOGIA

Hau guztia ikusi ondoren, esan beharra dago, ORC-ak kontsideratuak daudela, tenperatura baxuko bero-iturrietatik elektrizitatea sortzeko teknologia hobereña bezala. [21]

Sistema teknologiko honek lan-jariakin organikoak erabiltzen ditu tenperatura baxuko bero-hondar iturriek eskainitako bero fluxua hobeto aprobeatzeko. Bero hondarren bero honen bitartez elektrizitatea sortzeko hurrengo ekipamendua erabiltzen du orokorrean: lurrungailua (jariakina berotzeaz enkargatuko dena), turbina bat, kondentsadorea (jariakina hozteaz enkargatuko dena) eta ponpa bat. Sistemak txikia izateaz gain, erabiltzen diren tenperaturak direla eta  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  gasen emisioak ez dira gertatzen. Sistema hauek biltzen dituzten ezaugarrien artean badago ere tenperatura baxuko mota desberdineko bero iturri bat baino gehiagoren erabilpena ahalbidetzen duela. Lan-jariakina lurrungailuan berotzen da eta presio altuko lurrunean bihurtzen da. Lurrun hau turbinan hedatzen da energia mekanikoa sortuz, ondoren sorgailu baten bidez energia elektrikoan bihurtuko dena, eta presio altuko lurruna presio baxuko lurruna bihurtuz. Behin turbinatik irtenda presio baxuko lurruna kondentsadorera bideratzen da, honen irteeran jariakin likidoa izateko. Zikloa optimizatzekeo garaian kontuan izan behar da turbina dela sistema honen ekipo garrantzitsuenetako bat eta honen funtzionamendu optimorako parametro hauek direla gehien eragiten dutenak honen errendimendua. Parametro horiek turbinaren sarrera tenperatura, turbinaren presio-erlazioa eta turbinaren sarrerako emaria dira. Gainera,

temperatura baxutan funtzionatzen duten Rankine ziklo konbentzionalaren efizientzia baxua izaten da orokorrean. Hau konpontzeko ORC sistemek, esan bezala lan-jariakin organikoak erabiltzen dituzte, bero sor baxua eta dentsitate handia dutenak, ezaugarri hauek turbinaren sarrerako emaria handitzeko ere aproposa da.[22]

Energia elektrikoa sortzeko temperatura ertain eta altuko iturrien erabilerari dagokionez, ORC eta Rankinen Lurrun Zikloa dira datuetan energia produkzio, kapital-gastu eta operazioko eta mantenuko kostu hoberenak erakusten dituztenak, honek aukera erabiliena bihurtzen du.

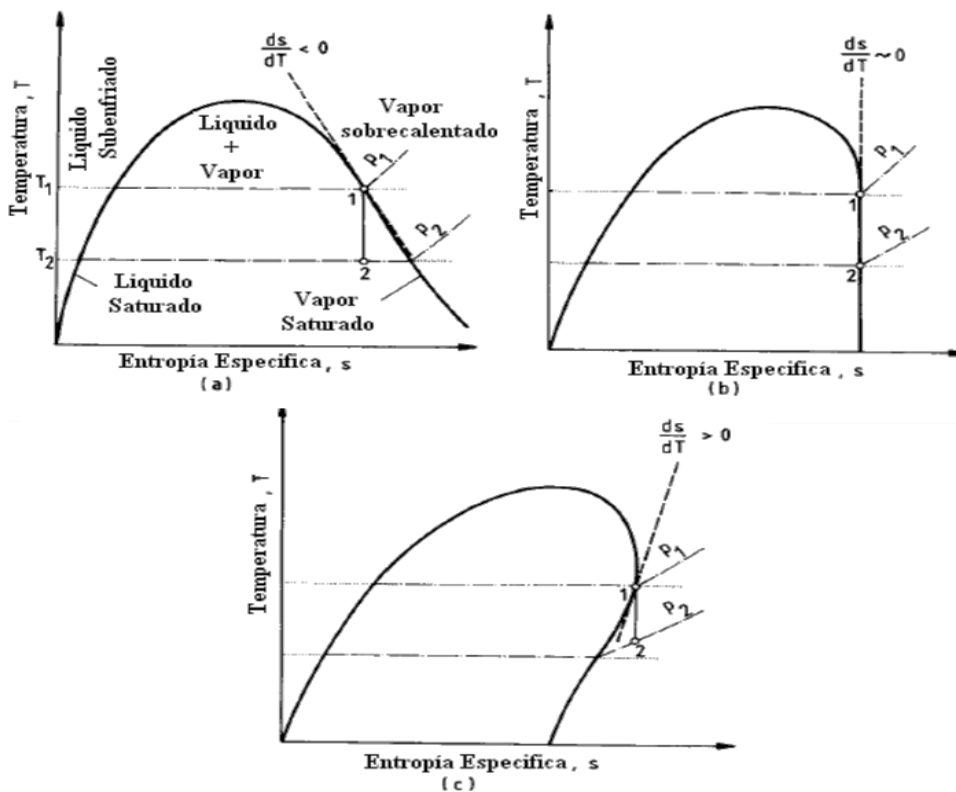
Gaur egun temperatura hauetako eskuragarri dauden ORC teknologiak mugatuak daude gehienez 300°C-tan dauden lan-jariakinak erabiltzera, errendimendu eskuragarria sendo mugatzen duena. Temperatura altuagoetan erabili daitezkeen lan-jariakinak aurkituz eta honekin lotuta datozen konponbide teknikoak zehaztuz, posiblea izango litzateke ORC teknologiaren lehiakortasuna hobetzea, baita gaur egun Rankinen Lurrun Zikloa erabiliagoa den eremuetan ere. Temperatura oso altuko ORC teknologien garapena energiaren produkzio eta kogeneraziorako konponbide berriak ekarriko zituen, teknologia honi bidea irekiko ziona tradizionalki beste teknologia batzuen merkatu segmentuak direnetan sartzeko (Rankinen Lurrun Zikloak, Otto Zikloak, Brayton Zikloak, etab. adibidez).[21]

Behin ikusita energia eskaria urtero hazten dela, EB-eko  $CO_2$  emisioak eta amaierako energia-kontsumoa %20 batean murrizteko aginduak kontuan hartuta, industriak bero galera ugari sortzen dituela eta bero-hondarren portzentaje oso handi bat temperatura baxuko iturriak direla kontuan hartzen bada, zentzuzko da ORC teknologiak erabiltzea emisioak eta eskari energetikoa murriztu ahal izateko. Honela pentsatu zuten Campana F. et al.[23], zeintzuk Europako ORC teknologiak aplikatzeko potentziala aztertu zuten. Industriaren hurrengo sektoreak soilik kontuan hartuz: zementua, altzairua (arku elektrikoko labea eta ijezkailuak), beira (flotazio-labeak) eta gas-konpresioaren geltokia, kalkulatu zuten European 2705 MW-eko instalazio potentziala zegoela ikerketa egiterako garaian. Potentzial hori 21.6 TWh eskainiko zituen produkzio urte bakoitzeko, 1.95 bilioi eurotako aurrezkia eraginez eta berotegi-efektuko gasak (BEG) 8.1 milioi tona murriztea lortuz.

#### 1.2.2.2.1. LAN JARIAKINA

Gai honen inguruko literatura gehienak lan jariakinak hezeak, isoentropikoak eta lehorrak bezala sailkatzen ditu. Jariakin hauek ORC batentzat aproposak izateko, badaude eduki beharreko zenbait ezaugarri. Adibidez: egonkortasuna, zikintzearekiko erresistentzia, korrosibotasun eta toxikotasun txikia izatea, sukoitasun txikia dira, besteak batzuen artean [24]. ORC baten lan jariakinaren ezaugarri garrantzitsuenetako bat bere lurrunaren asetasun kurba da. Ezaugarri horrek eragina du jariakinaren aplikagarritasunean, zikloaren eraginkortasunean

eta energia sortzeko sistema batera lotutako ekipoen antolamenduan. **3. Irudian** ikus daitekeen bezala jariakin mota bakoitzak bere T-s kurba dauka eta lurrunak erakusten duen portaera geometrikoaren arabera desberdintzen dira: jariakin hezeak malda negatiboa daukate ( $ds/dT < 0$ ), isoentropikoak malda infinitua ( $ds/dT = 0$ ) eta lehorrak malda positiboa ( $ds/dT > 0$ ) [25]. Lehorrak edo isoentropikoak egokiagoak dira ORC baten erabilpenerako, izan ere, jariakin hauen hedapen prozesua lurrun gainberotua bezala amaitzen du, turbinaren azkeneko alabetan gehiegizko hezetasuna ez agertzea lortzen duena, turbina babestuz. Gainera, modu honetan ez dago gainberoketa gailu baten beharrik.



### 3. Irudia. T-s Kurba mota desberdinak: hezea, isoentropikoa eta lehorra. [54]

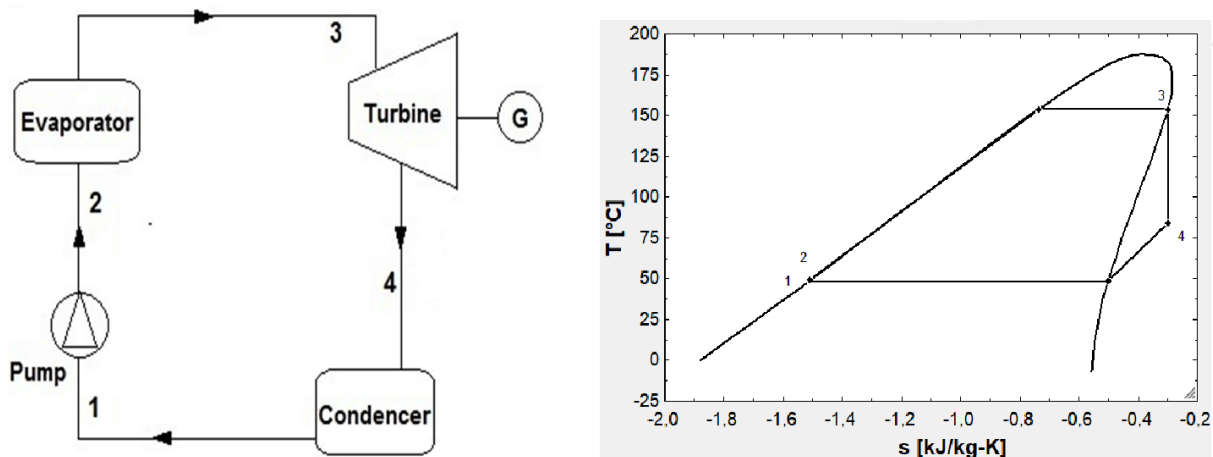
Bestalde, ORC teknologia gehienek, beste hiru famili hauetan antolatuta datozen lan-jariakin konposatuak edota nahasteak ere erabiltzen dituzte: hidrokarburoak, siloxanoak eta hozgarriak. Hidrokarburo eta siloxanoak diren lan-jariakinak orokorrean tenperatura ertain edo altuko bero-iturriak ustiatzeko erabiltzen dira, aldiz, hozgarriak tenperatura baxuko bero-iturriak ustiatzeko erabiltzen dira. [21]

Lan jariakinaren aukeratze egokia bero-hondarren berreskuratze maximorako ezinbestekoa den prozesua da. Hori dela eta, ikertzaile ugari egon dira haien proiektuetan lan-jariakin bat baino gehiago konparatu dituztenak aproposena aukeratzeko, izan ere, aukera hoberena proiektu bakoitzaren zikloaren konfigurazioa eta kokapenaren arabera ingurumen baldintzen arabera da.

Nahiz eta ezinezkoa izan lan-jariakin orokor optimo bat aukeratzea, Hung et al. [26], jariakin desberdin asko probatuz, ORC bidezko tenperatura baxuko bero-hondar baten berreskuratzerako, frogatu zuten jariakin isoentropikoak direla egokienak. Hung [27] berriro ere, ORC bidezko bero-hondarren berreskuratzea aztertu zuen lan-jariakin lehorrak erabiliz. Bertan frogatu zuen itzulezintasuna bero-iturriaren araberrako dela eta erabilitako lan-jariakinen artean, p-Xilenoa izan zen emaitza hoberenak erakutsi zituen eta bentzenoak ordea, txarrenak. Maizza et al. [28] lan-jariakin ez konbentzional batzuen propietate fisiko eta termodinamikoak aztertu zituen ORC batean erabiliak izateko. Chen et al. [29] lan-jariakin desberdin asko frogatu zituen ORC eta Rankine superkritikoen joera ikusteko. Ondorioztatu zuten dentsitate eta bero sor handia duten lan-jariakinak turbinaren errendimendu altuago bat eragiten dutela. Gainera, zehaztu zuten ORC konfigurazioetan jariakin isoentropiko eta lehorrek emaitza hobekoak erakusten dituztela. Bao eta Zhao [30] ORC konfigurazioetan erabiltzeko lan-jariakinen azterketa sakon bat gauzatu zuten, lan-jariakinen mailak eta haren propietate termodinamiko eta fisikoek errendimenduan duten eraginaren azterketa burutuz. Azterketa honetan lan-jariakin puru eta mistoak erabili ziren.

#### 1.2.2.2.2. ORC KONFIGURAZIO DESBERDINAK

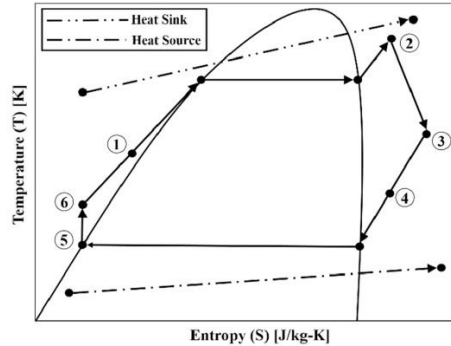
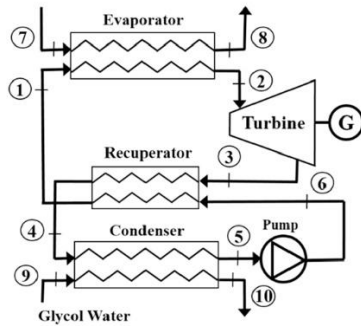
Orain arte aipatu den ORC konfigurazioa basikoena da, 4. Irudiak erakusten duen bezala (lurrungailu, turbina, kondentsadorea eta ponpa) baina, badaude beste konfigurazio konplexuago batzuk atal honetan zehar azalduko direnak.



4. Irudia. ORC basikoaren konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama.

#### 1.2.2.2.2.1. RORC

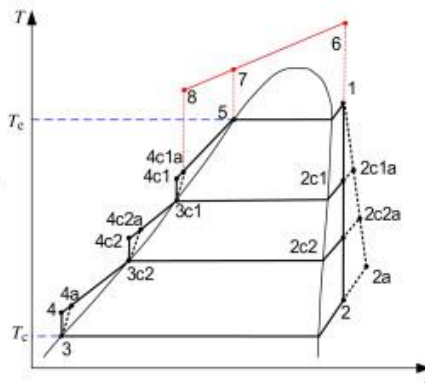
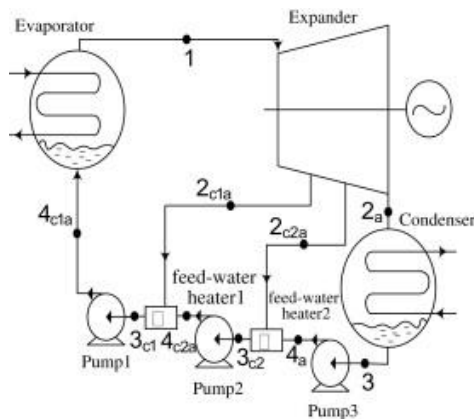
Konfigurazio hau ORC basikoaren oso antzekoa da, 5. Irudian ikus daitekeen bezala, baina, birsortzaile moduan lan egiten duen bero trukagailu bat gehitzen zaio honen eskemari. Sistema honek erlazio termikoa hobetzen du turbinatik ateratzen diren bero-hondarrak presurizatutako jariakina aurre berotzeko, aldi berean kondentsadorearen karga termikoa murrizten delarik.[31, 32]



## 5. Irudia. RORC konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama. [32]

### 1.2.2.2.2. DRORC

Konfigurazio hau RORC kasuaren oso antzekoa da, 6. Irudian ikus daitekeen bezala, baina, kasu honetan turbinatik bi erauzketa egiten dira eta hauek birsortzaile moduan lan egiten duten bi bero trukagailu desberdinetatik pasatzen dira lurrungailura itzuli baino lehenago, birsortze bikoitzaren efektua sortuz. Konfigurazio honek kondentsadore bakarra eta hiru ponpa erailtzen ditu.[31, 33]

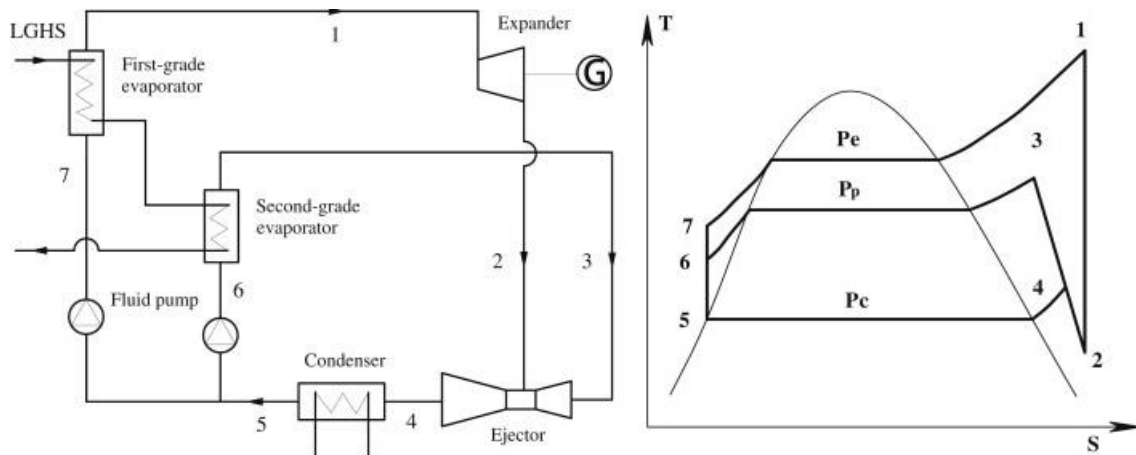


## 6. Irudia. DRORC konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama. [33]

### 1.2.2.2.2.3. EORC

Li et al. [34] 7. Irudian ikus daitekeen konfigurazio hau proposatu zuten non, eiektore bat erabiltzen den turbinaren kontrapresio efektua murrizteko. Konfigurazio honek kointzidentzia termikoa maximizatzen du bigarren etapako beste lurrungailu batekin eta honen lurruna eiektorearen jariakin nagusia izango da. Bigarren etapako fluxu honen presio eta emariarekin bat, turbinaren irteerako lurruna azpiratzen da presio diferentziala handituz eta efizientzia elektrikoa hobetuz. Konfigurazio hau erantzun hobeagoak eskaintzeko gai da bero iturriaren itzulera tenperatura mugatzen ez duten konfigurazioen aurrean.[31]





**7. Irudia. EORC konfigurazioaren eskema eta T-s diagrama. [34]**

#### 1.2.2.2.2.4. TORC

Konfigurazio hau itxuraz ORC konfigurazioaren berdina da baina, honetan funtzionamendu puntuak puntu kritikoaren gainetik dago. Modu honetan beroketa prozesuaren bitartean fluxua bi egoera desberdinen kanpaiko gunea zeharkatzea ekiditen da, kointzidentzia termikoa hobetuz. ORC konfigurazioarekin konparatuz, honek energia termikoa modu efizienteago batean bihurtzeko beroketa prozesuaren tenperatura perfil leunago bat dauka, gainera, TORC bereziki bero-hondarrak berreskuratzeko garatu da.[31, 35]

#### 1.2.3. ORC LANTZEKO SOFTWAREAK

Aurreko atalean azaldu den bezala, nahiz eta bero-hondarrak berreskuratzeko teknologiak anitzak izan, ORC da erabiliena, nagusiki zikloaren osagaien sinpletasuna eta berehalako erabilgarritasunagatik. Hala ere, ORC konfigurazioen modelizazioa ez da horren sinplea, batez ere, baldintza iragankorreko zikloa bada. Gainera, modelatze teknika oso erabilgarria da funtzionamendu-baldintzak eta zikloaren osagaiak optimizatzeko, kontrol eta diagnostiko estrategia egokiak garatuz. Operazio baldintzek eta osagai motek eragin handia dute sistemaren eraginkortasunean, irteerako potentzia txikiago batean bihurtzen dena. Bestalde, software desberdin asko daude ORC modeloak garatzeko. Softwarearen aukeratzea egin nahi den analisiaren (adibidez, konstantea edo ezegonkorra) arabera izan behar da eta baita osagaien xehetasunak ezartzeko behar den kodetze-mailaren arabera da. Software mota desberdinak era honetan sailkatu daitezke, kodifikazioan oinarritutako softwarea, adibidez, EES® [3], Matlab® [4], Python [36] eta liburutegietara bideratutako softwareak, adibidez, Simulink® [4], Modelica® [37], Dymola® [38], etab. Desberdintasuna ekuazio-multzo egoki bat garatzeko aukera izatea edo objektu erabilgarrietara bideratutako liburutegiak erabiltzean

datza, zeinetan ekuazioak jada ezarriak dauden baina, erabiltzaileak konexioak era egokian egin behar ditu eta parametroak ezarri.[39]

### 1.2.3.1. EES

EES [3] ingeniartzan asko erabiltzen den softwarea da, izan ere, arlo termodinamikoan abantaila ugari eskaintzen ditu honako programa honek. Lehenik eta behin, oso aproposa da ikerketa makroskopikoak gauzatzeko, izan ere, oso abiadura handia dauka datuak prozesatzeko, berdin du zenbat ekuazio algebraiko ebatzi behar dituen. Honetaz gain, programa honek ziklo termodinamikoetan erabiltzen diren lan-jariakin askoren datu basea biltzen du. Honi esker, parametro pare bat finkatuz, esate baterako tenperatura eta presioa, eta erabili nahi den lan-jariakina zein den argituta beste edozein balore lortu dezakezu, esate baterako entalpiaren baloreak.

Aurreko paragrafoan aipatu den bezala, EES softwareak lan-jariakin desberdin askoren propietateak eskaintzen ditu. Kasu honetan, 2. 2. Taula. ikusgarri dagoen bezala, Mazzeto et al. [40] haien proiektuan proposatutako 23 lan-jariakin organikoak aurkeztu dira, gainera, Kyoto edo Montrealeko Protokoloetan debekatutako lan-jariakin organikoak alde batera utzi dira ikerketa honetan.

2. Taulako kasu honetan presio eta tenperatura kritikoen datuak erakustea erabaki da, izan ere, tenperatura kritikoa da lan-jariakin baten ezaugarri garrantzitsuena, ziklo azpikritikorako lurrunketa-tenperaturaren maila maximoa zehazten baitu.

### 2. Taula. Mazzeto et al. proposatutako lan-jariakin organikoen egoera kritikoa (EES)

Lan-jariakina	Mota	P_cirt(bar)	T_crit(°C)
Benzene	Lehorra	48,94	288,9
Cyclohexane	Isoentropikoa	40,81	280,5
Ethanol	Hezea	62,68	241,6
Isobutane	Lehorra	36,4	134,7
Isopentane	Lehorra	33,7	187,2
n-Butane	Lehorra	37,96	152
n-Decane	Lehorra	21,03	344,6
n-Dodecane	Lehorra	18,17	385
n-Heptane	Lehorra	27,27	267
n-Hexane	Lehorra	30,58	234,7
n-Nonane	Lehorra	22,81	321,4
n-Octane	Lehorra	24,97	296,2
n-Pentane	Lehorra	33,64	196,5
Propane	Hezea	42,47	96,68
R123	Isoentropikoa	36,68	183,7

R134a	Isoentropikoa	40,59	101
R141b	Isoentropikoa	42,49	204,2
R142b	Isoentropikoa	40,55	137,1
R245fa	Isoentropikoa	36,51	154
R502	Hezea	40,74	82,16
R717	Hezea	113,3	132,3
Toluene	Isoentropikoa	41,26	318,6
Ura	Hezea	220,6	374

Lan-jariakin askoren parametroak kalkulatzearaz gain, EES softwareak eskuragarri ditu lan-jariakin bakoitzaren kurba, honen tenperatura edo presio limiteak era erraz batean identifikatzea ahalbidetzen duena eta zein motako jariakina (hezea, isoentropikoa edo lehorra) den antzematen ere laguntzen du, honek erakutsitako maldaren arabera. Bestalde, edozein prozesu irudikatzeke gai da programa hau, jariakin bakoitzaren Gausen kanpaia eskaintzen dizuelarik.

Azken urtetako ikerketa ugaritan erabili da software hau eta orokorrean, ikerlari gehienek ziklo termodinamikoaren simulazioak egiteko erabiltzen dituzte, era honetan ziklo hauen modeloak optimizatuz edo modelo berriak sortuz. Lion et al. [41] EES softwarea erabili zuten ORC baten prozesuen simulazio modelo bat sortzeko. Nemati et al. [18] ordea, softwarea erabiltzen dute modelatze termodinamiko eta optimizazioa gauzatzeko, ORC eta Kalina zikloaren abantailak eta desabantailak konparatzeko. Da Silva et al. [42] ere ORC baten optimizazioa egiteko erabili zuten baina, hauek EES softwarean barne eskuragarri dagoen algoritmo genetiko erabili zuten horretarako.

Hala ere, ikerlari gehienek software honen simulazioak bestelako software batzuekin konparatzen dituzte zikloaren optimizazioa ziurtatzeko edota analisi konplexuago bat egiteko. Honetarako, EES softwareak erraztasunak eskaintzen ditu bestelako software batzuekin konektatzeko, REFPROP-NIST [43] bezalako, propietate termofisikoen datu base bat dena [44].

Zikloa erreala bada, hau da, ezagunak diren ekipamenduak erabiltzen dituen zikloa eta kokapena ezagunak direnean, ORC ziklo baten optimizazioa gauzatzeko EES softwarea nahikoa da, aldiz, ziklo berri baten modelo gauzatu nahi bada edota modelo horren ordezko modelo bat osatu nahi bada, gomendagarria da EES softwareari lagunduko dion bestelako software bat erabiltzea.

Konfigurazioa oso konplexua denean edota optimizatzeko konputazio denbora oso luzea denean askotan ordezko ereduak aplikatzen dira, konfigurazio desberdin asko (adibidez, begiztak, begizta bidez beroa biltzeko elementuen kopurua, operazio-presioak eta birsorgailuaren eraginkortasuna) aztertzea ahalbidetzen dutena. Ordezko ereduak aurretik lortutako datuetatik abiatuta definitzen dira, xede-funtzioen zenbait ebaluazio eginez, jatorrizko ereduarekin.

### 1.2.3.2. MATLAB

Munduan gehien erabiltzen den zenbakizko konputazioko softwareetako bat da Matlab. Dohainekoa ez izan arren, goi-mailako programazio-ingurune ahaltzua eskaintzen du, ikerketa-alor askotan aplikatu daitekeena, sistema termikoen modelatzea barne. EES softwarean ez bezala, Matlabek kausazko modelatze-ingurune bat du eta kode berdinak ezin dira berriro erabili behin ereduaren sarrerak eta irteerak aldatu direla. Hori dela eta, bertan modelatzea konplexuagoa da eta barne-hasieratzeak bezalako prozesuak erabiltzaileak berak ezarri behar ditu. Naiz eta modelatzen denbora gehiago iraun, behin modelo inplementatu dela, sendotasun handia erakusten du. Sendotasun hau beharrezkoa da zenbakizko problema konplexuak ebazteko edo iterazio-prozesuak garatzeko. Gainera, Matlab softwarea egokiagoa da ingurune bakarreko ur-jauziko lanak garatzeko, adibidez hurrengo ekintzak seriean garatzeko: datuak inportatzeko, ereduak kalibratzeko, simulazio anizkoitzak gauzatzeko eta emaitzen osteko tratamendua egiteko. [45]

Ikerlari askok, esan bezala, optimizazioa bukatutzat emateko, EES bidez lortutako datuak Matlab/Simulink bezalako softwarean bidez lortutakoekin balioztatzen dituzte. Bun-Athuek et al. [46] era honetan gauzatu zuten dimentsio bakarreko ORC baten simulazioa, ondorioztatuz 280°C dituen bero-iturri batentzat eta turbinaren sarrerako tenperatura 500 K edo handiagoa izanda lan-jariakin aproposena etanola dela, bestalde, turbinaren sarrerako tenperatura 400-500 K bitartean badago lan-jariakin aproposena azetona dela. Sarmiento et al. [47] antzeko metodologia erabili zuten eguzki energia bidez funtzionatzen duen Rankine birsortzaile baten analisi parametrikoa egiteko, ondorioztatuz birsortzaileak efizientzia energetikoa bikoiztu dezaketela, sortutako lan erabilgarria % 38.21 bat handiagotuz. Behzadi et al. [48] hondakinak energia bihurtzeko zentral elektrikoaren hondar-beroaren berreskuratzea ikertu zuten, ORC baten bidez, hasierako simulazioak EES bidez egin bazituzten ere, zikloaren funtzionamendu puntu guztien artean optimoena aukeratzeko Matlab softwarea erabili zuten. Emaitza optimoenak ORC zikloaren %19,03-ko errendimendua dakar produktuaren kostu unitarioa 24.39 \$/GJ delarik.

Bestalde, azken urteetako irizpide anitzeko ORC optimizazio ikerketa asko algoritmo genetikoak erabiliz gauzatu dira, aldagai eta errendimendu optimoak aukeratzea errazten duena. Zhao et al. [49] EES eta Matlab softwareak erabili zituzten ORC baten optimizazioa gauzatzeko eta haiek sortutako algoritmo adimendu baten laguntzaz ORC zikloaren propietate termodinamikoak karakteriza ditzakeen erlazio-adierazpena lortu zuten. Jankowskieta Borsukiewicz [50] beste ikuspegi alternatibo bat proposatu zuten tenperatura baxuko ORC bidezko zentral elektriko baten funtzionamendu-baldintza optimoak zehazteko. Horretarako batuketaren modeloa eta algoritmo genetikoak aplikatu ziren Matlab bidez. Huang et al. [51] Matlaben laguntzaz algoritmo genetikoak aplikatu zituzten ORC lurrungailuen errendimendua optimizatzeko ikuspegi berri bat garatzeko. Konturatu ziren ORC sistemak bero transferentziaren koefiziente maximotik gertu operatzean, lurrungailuen irteerako efizientzia asko handitzen dela, ORC

errendimenduan pisu handia daukana. Zhao et al. [52] ORC Motor konbinatuen bi operazio modu desberdin definitu zituzten eta operazio baldintza anitzetarako kontrol estrategiak proposatu zituzten. Parametro optimoak neurona-sare artifizial bat eta algoritmo genetiko bat erabiliz lortu ziren. Azkenik, GT-Suite eta Matlab/Simulink bidez operazio puntuak aldatzeko eta diesel motorren baldintza desberdinetara ajustatzeko kontrol estrategia garatu zuten.

### 1.3. METODOLOGIA

#### 1.3.1. JARRAITU BEHARREKO METODOLOGIAREN DESKRIBAPENA

Rankine ziklo organikoekin lotutako alderdi nagusien berrikuspen bibliografikoa egin ondoren, proiektu honen berezitasunak azaltzen dira. Zikloa sarrera-parametro batzuen arabera dimentsionatzeko kalkuluak automatikoki egiteko aukera ematen duen programa bat garatu da. Beraz, kapitulu honetan ORC zikloaren amaierako modelatuari dagokion proiektuaren zati nagusia garatuko da. Horretarako, Rankine ziklo organikoa (ORC) eta bero berreskuragailua duen Rankine ziklo organikoa (RORC), lehenago artearen estatuan atalean azaldu direnak, ereduak garatuko dira.

Aipatutako konfigurazioak aztertzeko EES softwarean garatutako lau eredu desberdin erabiliko dira. Konfigurazio bakoitzarentzat eredu pare bat erabiliko dira, bata lan-jariakinaren lurrunketa- eta kondentsazio-tenperaturen eragina aztertzen duena eta bigarrena, behin erabiliko den lan-jariakina aukeratuta, zikloaren analisi termodinamikoa egingo da, bero-fluxuak, zikloaren egoerak, ponpak edo turbinak kontsumitutako edo sortutako lana, etab. kalkulatz. Gauzatuko den analisi termodinamikoa bezeroaren eskaintzaren arabekoa izango da, beraz, azterketa aukera handia eskaintzen dute eredu hauek. Esan bezala, analisi termodinamikoa, bezeroak eskatutako baldintzen arabera izango da, zeinean industria mota, lan-jariakin mota, foku hotz eta beroaren fluxuen inguruko informazioa, bero-berreskuragailuen azalerak, etab. bezeroak zehaztu behar ditu.

Konfigurazio bakoitzaren hasierako ereduak garatu ondoren, lan-jariakinaren lurrunketa- eta kondentsazio-tenperaturen eragina aztertzen dutena, baldintza desberdinetarako lan-jariakin optimoa zein izango den zehazten lagunduko du. Era honetan, bezeroen egoera desberdinen arabera, gomendatu ahalko zaie kasu bakoitzerako lan-jariakin optimoa. Laneko jariakinak aztertu ondoren, aipatu diren konfigurazio desberdinak aztertzen dira, ikuspegi energetikoaren aldetik egokiena aurkitzeko.

Oinarrizko ORC ideal batetik abiatzen da, eta, urratsez urrats, gogoeta gehiago kontuan hartzen dira. Lehenik eta behin, bai ponparen bai turbinaren etekin isoentropikoak eta globalak hartzen dira kontuan; ondoren, hedatzailearen sarreran gasa bakarrik dagoela ziurtatzeko eta ponparen sarreran likidoa bakarrik dela ziurtatzeko, aurrez berotzea eta azpihozteak gehitzen dira, hurrenez hurren. Azkenik, birsortzaile bat gehitzen da sistemaren eraginkortasuna handitzeko.

#### 1.3.2. BERO-HONDARRAREN DEFINIZIO ETA EZAUGARRIAK

Eredua programatzen hasteko, lehenik eta behin, zer hondar-fluxu jasoko den jakin behar da; izan ere, fluxu horiek oso desberdinak izan daitezke, industria-motaren arabera edo urteko unearen arabera.

Beraz, ongi ezagutu beharko da zer hondar-fluidorekin lan egingo den. Besteak beste, jakin behar da fluidoa likidoa edo gasa den, zenbat fluxu dagoen, bero espezifikoa eta urtean zehar lor daitezkeen gutxieneko eta gehieneko tenperaturak.

### **1.3.3. FOKU HOTZ GISA ERABILI BEHARREKO FLUIDOAREN DEFINIZIOA ETA EZAUGARRIAK**

Foku hotzean aurkituko den jariakinaren kasuan, ereduaren programazioari ekiteko jakin behar den informazioa foku beroaren ia berdina da. Fluido-motaz gain, zer egoeratan egongo den, zenbat fluido izango den, zer bero espezifiko izango duen eta zer tenperatura maximo eta minimotan egongo diren kontuan hartu beharko da beste alderdi batzuk ere.

Beste alderdi horiek fluidoa nondik aterako den eta iturri hori industriatik hurbil dagoen jakitea dira. Oso garrantzitsua da iturri hau industriatik gertu egotea, bestela inbertitu beharreko dirua izugarri haziko da, hodi luzeago eta ponpa indartsuago baten beharragatik.

### **1.3.4. ERABILIKO DIREN FLUIDO ORGANIKOEN DEFINIZIOA ETA EZAUGARRIAK**

Jariakinen deskribapenarekin amaitzeko, beharrezkoa da lan-jariakina nolakoa izango den definitzea. Programazioarekin hasi aurretik, zer fluido erabiliko den eta haren masa-fluxua zenbatekoa izango den zehaztu beharko da.

Azterlanari ekin aurretik, laneko zenbait jariakin konparatuko dira, oinarrizko ORC baterako aukerarik onena zein den bereizteko.

### **1.3.5. ORC ZIKLOAREN MODELATZEA EES SOFTWAREA BIDEZ**

Diseinua beroa berreskuratzekeo trukagailu batek, turbina batek, kondentsadore moduko beste trukagailu batek eta ponpa batek baino ez dute osatzen. Bero berreskuragailua hiru zatitan banatuta dago: aurreberogailua edo ekonomizagailua, lan-jariakina honen asetasun-punturaino berotzen duena; lurrungailua, lan-jariakina berotzen duena fase-aldaketa eragiteko (likido-lurruna), eta gainberogailua, lan-jariakina lurruntze-puntutik gorako tenperaturan berotzen duena (irakitea). Lan-jariakina gainberotu ondoren, turbinara eramaten da, eta honek energia sortzen du fluidoaren hedapen-prozesua aprobetxatuz. Ondoren, kondentsadoretik igarotzen da. Kondentsadore horretan, beroa urarekin trukatzeko du, eta hau ere bi zatitan banatuta dago: aurrehozkailua, jariakina bere asetasun-punturaino hozten duena, eta kondentsadorea, fase-aldaketa eragiteko behar den hozteaz arduratzen dena (lurrun- likidoa). Azkenik, hurrengo ekipoa ponpa da, ziklo osoan zehar lan-jariakina bultzatzeaz arduratzen dena. Beraz, ORCren oinarrizko eredu horrek zazpi ekipo ditu.

Oinarrizko ORC ereduaren bidez, industriaren bero-hondar fluxuak aprobetxatu nahi dira, zein industria-motari dagokion edo zein hondar-jariakin den zehaztu gabe, lan-jariakin organiko bat berotzeko; izan ere, jariakin horiek ura baino lurruntze-puntu baxuagoa dute, eta, ondorioz, bero gutxiago behar da hura lurruntzeko. Diseinu honen helburua hurrengo da: hasierako bero-hondar fluxua, kondentsazio-ur fluxua, trukagailuen azalerak eta horien ondoriozko bero-transferentziaren koefizienteak, ponparen zein turbinaren etekin isoentropikoak eta isopentanoaren fluxu-masikoa finkatuz, programa gai izatea isopentanoak zikloaren egoera desberdinetan dituen propietateak kalkulatzeko, baita trukagailuetan gertatzen diren bero-fluxuak edota turbinak eta ponpak sortu eta kontsumitzen duten energia kalkulatzeko.

Diseinua bideratzeko lehenik eta behin hurrengo ezaugarriak hartuko dira kontuan: erregimen geldikorra sistemaren elementu guztietan, ez dira kontuan hartzen hodietako karga-galerak, ez dira kontuan hartzen hodietako bero-galerak eta trukagailuak kanpoaldetik guztiz isolatuta daudela jotzen da.

Aurreko paragrafoan aipatutako ezaugarriez gain, bezeroak zehaztu beharko ditu muga baldintzak eta modeloaren parametro desberdinak. Muga baldintzak foku hotz eta beroaren fluxuen sarrera tenperaturak, bakoitzaren bero espezifikoa eta fluxu masikoa izango dira, bestalde, definitu beharreko modeloaren parametroak, lan-jariakinaren fluxu masikoa, turbina eta ponparen errendimendu isoentropikoak eta bero-berreskuragailu bakoitzaren azalera eta bero-transferentziaren koefiziente orokorrak izango dira.

Behin muga baldintzak eta modeloaren parametroak zehaztuak daudela konfigurazio bakoitzaren tenperatura eta entalpia desberdinak lortzeko, sistemaren ekipo bakoitzeko, balantze energetikoak erabiltzen dira. Bero trukagailuen kasuan LMTD metodoaz baliatzen da ere egoera bakoitzaren tenperatura eta entalpiak lortzeko. Programak hainbat iterazio gauzatzen ditu kasu bakoitzerako ekuazio guztien emaitza optimoak lortu arte.

Ereduak aipatutako inputekin bat egin dezan, lehenik eta behin, mugak finkatu behar dira aldagai bakoitzarentzat. Horretarako, aldagai batzuk auresuposatu beharko dira, eta, mugak finkatzen doazen heinean, aipatutako helburua lortzeko beharrezkoak diren aldagaiak eta ekuazioak definitu ahal izango dira.

#### **1.3.5.1. ORC ABIATZE-EREDUA**

Prozesu honek lan-jariakinaren lurruntze eta kondentsazio tenperaturak auresopsatzen diren abiapuntua dauka. Abiatze-eredu horrek lurrunketa- eta kondentsazio-tenperaturak lan-jariakin desberdinetan aplikatuz lor daitezkeen emaitzak konparatzeko balio du gainera. Ustezko tenperaturekin, eta lurrungailuaren sarrera eta irteera lan-jariakina asetasun-puntuetan daudela pentsatuz, hau da, zero titulua (likido asea,  $x=0$ ) lurrungailuaren sarreran eta bat



titulua (lurrun asean,  $x=1$ ) lurrungailuaren irteeran, lurrungailuaren sarrerako eta irteerako egoerak defini daitezke, temperatura konstante mantentzen baita bi egoeren artean. Kondentsadorearen kasuan, gauza bera da, baina kondentsadorearen sarrera bat dela jotzen da (lurrun asean,  $x=1$ ), eta kondentsadorearen irteera, berriz, zero titulua dauka (likido asean,  $x=0$ ).

EES softwarean egoera termodinamiko bat definitzeko, haren bi parametro ezagutu behar dira; kasu honetan, asetasun-egoerak tenperaturaren eta presioaren arabera definitu dira. Tenperaturen aurrekontua izanik eta egoera horien tituluak ezagututa, kondentsazio- eta lurruntze-presioak defini daitezke.

Beraz, lurruntze-tenperatura eta kondentsazio-tenperatura finkatuz, lau estatu geratuko dira definituta. Lurrungailuaren irteera-egoera ezagututa, gainberoketa maila bat suposatzen da, eta, beraz, bosgarren egoera hori definitutzat jotzen da.

Hurbilketa horretarako, turbinako hedapena eta ponparen konpresioa modu isoentropikoan gertatzen direla jo da. Hala, puntu horietako presioak ezagututa eta bi ekipoen sarrera- eta irteera-entropiaren balioa berdina dela pentsatuta, falta ziren bi egoerak defini daitezke.

Lurruntze- eta kondentsazio-tenperaturak mugatu diren abiapuntua lortu ondoren, sistemaren ekipoak definitu behar dira. Ereduak arazorik gabe konpon dezan, ekipo bakoitza definitu ahala, hainbat parametro gehitu beharko dira. Parametro hauek bezeroak erabaki behar dituen muga baldintzak eta modeloaren parametroak dira.

#### **1.3.5.2. BERO BERRESKURAGAILUA**

Aipatu den moduan, ekipo hau hiru zati desberdinez osatuta dago: aurreberogailua edo ekonomizagailua, lurrungailua eta gainberogailua. Ekipo hau industria-iturri baten beroa aprobetxatzeko erabiltzen da, hala, fluxu beroak atmosferara ez isurtzeko eta zikloko lan-jariakina lurruntzeko. Aurreberogailua edo ekonomizagailua erabiltzen da egoera subhoztuko jariakina likido asearen egoerara pasatzeko; ondoren, lurrungailua likido asearen fasea lurrun asera aldatzeaz arduratzen da, eta, azkenik, gainberogailua lurrun asearen egoerako fluidoan lurrun gainberotura pasatzeaz arduratzen da.

Proiektu honetarako hodi-trukagailu zentrokideak erabiliko direla jo da, formaren sinpletasunagatik eta modelatzeko erraztasunagatik. Gainera, mota horretako trukagailuak aukera hoberena dira potentzia txikiko sistementzat. Horregatik, eremuan hodi zentrokideetako kontrakorrante konfigurazioa erabilikoa da modelizazioa egiteko. Barruko hoditik lan-jariakina ibiliko da, eta likido- edo gas-egoeran egon daiteke, gauden tartearen arabera. Kanpoko hodi eraztun zirkularrean zehar jariakin sekundarioa doa eta hau ere egoera likido edo gaseosoan egon daiteke.

Lurrunketa-prozesua ebaluatzeko, isopentanoak lurrungailuaren sarreran eta irteeran duen tenperatura ezagutu behar da. Parametro horiek hartzen duten balioa zehatz-mehatz aztertzeko, lurruntze-prozesua aztertzen duen sistema osoa ebaluatu da, batez besteko tenperatura logaritmikoaren aldearen metodoaren (LMTD, *Logarithmic mean temperature difference*) bidez. Sistema honetan, lan-jariakinaren bilakaera osoa ebaluatzen da, lurrungailuaren sarreratik irteerara, fase-aldaketa antzemanaz, eta baita likido subhoztutik likido asera edo lurrun asetik gainberotura aldatzen diren prozesuak. Hau horrela izanda, edozein bero-trukatzailearen potentzia termikoa, **1. Ekuazioa** bidez definitu daiteke.

$$Q = U * A * \Delta T_{LM}$$

### 1. Ekuazioa. Edozein bero-trukagailuren bero-fluxua.

Non,

- U: Bero-transferentziaren koefiziente orokorra (W/ m<sup>2</sup>\*K)
- A: Bero-transferentzia egiten den azalera erabilgarria (m<sup>2</sup>)
- $\Delta T_{LM}$ : Batez besteko tenperatura logaritmikoaren aldea (°C)

Bero-trukagailu batean parte hartzen duten tenperaturak zehazteko, batez besteko tenperatura logaritmikoaren diferentzia kalkulatu behar da, **2.Ekuazioan** erakusten den bezala.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

### 2. Ekuazioa. Batez besteko tenperatura logaritmikoaren diferentzia.

Non,

- $\Delta T_1$ : Jariakin beroaren irteera tenperatura eta jariakin hotzaren sarrerako tenperaturen arteko diferentzia.
- $\Delta T_2$ : Jariakin beroaren sarrera tenperatura eta jariakin hotzaren irteera tenperaturen arteko diferentzia.

Hori esanda, bero berreskuragailuaren bero-fluxu osoa honela banatzen da: bero-fluxua aurreberogailuan edo ekonomizatzailean (Q\_PREHEATER), lurrungailuan (Q\_HEATER) eta gainberogailuan (Q\_OVERHEATER). Ondoren, prozesuan parte hartzen duen fluido bakoitzaren fluxu-masikoen bidez bero horiek definitzen dituzten ekuazioak ikus daitezke (3. Ekuazioa. Bero-fluxua aurreberogailuan., 4 eta 5. Ekuazioak).

$$Q_{PREHEATER} = m_{cycle} * (h_6 - h_5) = m_{AR} * cp_{AR} * (T_{15} - T_{16})$$

### 3. Ekuazioa. Bero-fluxua aurreberogailuan.

$$Q_{HEATER} = m_{cycle} * (h_7 - h_6) = m_{AR} * cp_{AR} * (T_{14} - T_{15})$$

### 4. Ekuazioa. Bero-fluxua lurrungailuan.

$$Q_{OVERHEATER} = m_{cycle} * (h_1 - h_7) = m_{AR} * cp_{AR} * (T_{13} - T_{14})$$

### 5. Ekuazioa. Bero-fluxua gainberogailuan.

#### 1.3.5.3. TURBINA

Turbina sorgailu elektrikoa bultzatzen duen zikloaren elementua da. Jariakin-makinak dira, horien bidez, jariakin bat modu jarraituan pasatzen da, eta jariakin horrek energia zinetikoa ematen dio paletak edo besoak dituen gurpil baten bidez.

Lan-jariakina turbinatik pasatzean, fluido hedatzea lortzen da, eta horrek lurrunketa-presiotik kondentsazio-presiora igarotzea eragiten du. Presioa jaistean, kondentsazio-tenperatura txikiagoa lortzen da, eta horrek eraginkortasun handiagoa dakar.

Eredu honetan, jariakin organiko bat erabili denez eta gainberotzea ere erabiltzen duenez, turbinaren amaieran jariakinaren emari guztia gas-egoeran egongo dela ziurtatzen da. Horri esker, ekipo honen alferrikako kalteak saihesten dira, hala nola azken helizeetan tantek duten eragina.

Ondoren, turbinak emandako potentzia definitzen duten ekuazioak eta turbinaren sarrerako eta irteerako egoera termodinamikoak deskribatzen dira.

Turbinak eragindako potentzia **6. Ekuazioaren** bitartez definitzen da.

$$W_{TURBINE} = m_{cycle} * (h_1 - h_2)$$

### 6. Ekuazioa. Turbinak eragindako potentzia.

Potentzia hori turbinaren errendimendu isoentropikoaren ( $\eta_{\text{isentropicTurbine}}$ ), bertan dabilen jariakin organikoaren masa-fluxuaren ( $m_{cycle}$ ) eta turbinaren sarrerako jariakinaren presioaren ( $P_1$ ) araberakoa da. Hau honela izanda,  $\eta_{\text{isentropicTurbine}}$  **7. Ekuazioa** bitartez definitzen da.

$$\eta_{\text{isentropicTurbine}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

### 7. Ekuazioa. Turbinaren errendimendu isoentropikoa.

Non,

- $h_1 - h_2$ : Turbinaren sarrera eta irteeraren arteko entalpia diferentzia erreal.
- $h_1 - h_{2s}$ : Prozesu isoentropiko bat suposatuz turbinaren sarrera eta irteeraren arteko entalpia diferentzia.

#### 1.3.5.4. KONDENTSADOREA

Lehen esan den bezala, kondentsadorea bi partek osatzen dute: aurrehozkailua eta fase-aldaketako kondentsadorea. Aurrehozkailuak asetun-egoerara eramaten du turbinatik irteten den gainberotutako lan-jariakina. Fase-aldaketako kondentsadoreak, bestalde, lan-fluidoak hozten du, lurrun asearen egoeratik likido asearen egoeraraino.

**BERO BERRESKURAGAILUA atalean** aipatu egin den bezala, kasu honetan ere, bero-trukagailu mota berdinak erabiliko dira lan-jariakin hozteko, hodi-trukagailu zentrokideak.

Kondentsazio-prozesua ebaluatzeko, lan-jariakinak kondentsadorearen sarreran eta irteeran duen tenperatura ezagutu behar da. Parametro horiek hartzen duten balioa zehatz-mehatz aztertzeke, kondentsazio-prozesua aztertzen duen sistema osoa ebaluatu da, batez besteko tenperatura logaritmikoaren aldearen metodoaren (LMTD, *Logarithmic mean temperature difference*) bidez. Sistema honetan, lan-jariakinaren bilakaera osoa ebaluatzen da, kondentsadorearen sarreratik irteerara, fase-aldaketa antzemanaz, eta baita aurrehozteko prozesu guztiarena. Hau horrela izanda, edozein bero-trukatzailearen potentzia termikoa, bero berreskuragailuaren atalean ikusi den bezala, **1. Ekuazioa** bidez definitzen da. LMTD metodoa kondentsadoreari aplikatzeko, bero berreskuragailuaren hiru ekipoetan erabili den formulazio berdina erabili behar da baina, dagozkion egoera termodinamikoak kontuan hartuz. Horregatik, kondentsadorean parte hartzen duten tenperaturak zehazteko, batez besteko tenperatura logaritmikoaren diferentzia kalkulatu behar da, **2. Ekuazioan** erakusten den bezala.

Kondentsadorean trukaturako potentzia termikoaren kalkulua, prozesua gertatzen den bi jariakinen arabera, **8 eta 9. Ekuazioetan** jasotzen da. Ekuazio horietan, kondentsazio prozesuko bero-trukaketa balioen adierazpenak ageri dira eredu osoan definitutako tarte bakoitzean.

$$Q_{PRECONDENSER} = m_{cycle} * (h_2 - h_3) = m_{CW} * cp_{CW} * (T_{12} - T_{11})$$

**8. Ekuazioa. Aurrehozkailuak askatutako potentzia termikoa.**

$$Q_{CONDENSER} = m_{cycle} * (h_3 - h_4) = m_{CW} * cp_{CW} * (T_{11} - T_{10})$$

**9. Ekuazioa. Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoa.**

### 1.3.5.5. PONPA

Elementu hau arduratzen da lan-jariakina zirkuituan zehar ponpatzeaz, hau zirkularazteko, eta, horretarako, ponpak jariakin organikoaren presioa handitzen du. **TURBINAREN atalean** ikusi ahal izan den bezala, ponpa da energia elektrikoa kontsumitzen duen ORC elementu bakarra. Beraz, sistemak sortutako energia ezagutzeko, elementu horrek kontsumitzen duena deskontatuko da.

Ponpak behar bezala funtzionatzeko, baldintza hau bete behar du fluidoak: likido subhoztua izan behar du, hau da, ez du lurrun-nahaste likidorik izan behar. Horregatik definitu da zero titulua ( $x=0$ ) kondentsadorearen irteeran eta ponparen sarreran.

Hau dena honela izanda, ponpak kontsumitutako potentzia **10. Ekuazioan** ikusten den bezala definitzen da.

$$W_{PUMP} = m_{cycle} * (h_5 - h_4)$$

#### 10. Ekuazioa. Ponpak kontsumitutako potentzia.

Bestalde, ponparen errendimendu isoentropikoa, jariakinak sarreran eta irteeran dituen egoera termodinamikoaren arabera da, eta hau, **11. Ekuazioan** ikusten den bezala definitzen da. **6. Taulan** definitutako parametroetan ikusten den bezala, ponparen errendimendu isoentropikoa %73 bezala definitu da, eta honi esker lortzen da ezagutzea 5. Egoera termodinamikoari dagokion entalpia ( $h_5$ ).

$$\eta_{\text{isentropic pump}} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4}$$

#### 11. Ekuazioa. Ponparen errendimendu isoentropikoa.

### 1.3.6. RORC ZIKLOAREN MODELATZEA EES SOFTWAREA BIDEZ

Zikloaren errendimendua hobetzeko, komeni da bero berreskuragailua duen ORC bat aztertzea, likido konprimitua bero berreskuragailura sartu aurretik berotu ahal izateko, modu honetan, bero berreskuragailuak jaso beharreko beroaren beharra murriztu egiten da.

Behin ORC modelo osoa nola modelatuko den azaldu eta gero, zikloa birsortzaile bihurtzeko erabili beharreko ekipoa eta hau nola simulatuko den azaltzea besterik ez da geratzen. Aurreko zikloari soilik birsorgailu bat gehitu behar zaio RORC bihurtzeko.

Beraz, propietateak kalkulatzeko, sistema basikoan egin den modu berean gertatzen da, fase bakarreko eskualdeetan edo likido-lurrun nahaste eskualdean egon araber.

Bigarren kasu honetan, turbinaren irteeran lan-jariakina aurrehozkailura zuzenean joan beharrean, lehenago birsorgailutik pasarazten da. Honek ponpatik irteten den lan-jariakinari ematen dio beroa, modu honetan, aurreberogailuaren beharra murriztuz.

RORC zikloak beroa berreskuratzen du ORC basikoak bezala, hau da, aurreberogailu edo ekonomizagailuaren, lurrungailuaren eta gainberogailuaren bidez. Gainberotutako egoeran, lan-jariakina turbinan hedatzen da, eta energia sortzen du. Handik irtetean, lan-jariakina birsorgailuarekin topo egiten du, lehenago azaldu den bezala, jariakin horrek daraman beroaren zati bat, ponparen irteeran aurkitzen den jariakinari lagatzen dio, era honetan, aurreberogailuaren lana murriztuz. Jariakina birsortzailetik atera eta kondentsadorera sartu baino lehenago aurrehozkailutik pasatzen da, lurrun saturatu egoeraraino eramaten duena lan-jariakina. Behin lurrun saturatu egoeran dagoela, hau fase-aldaketako kondentsadorean sartzen da eta likido saturatu egoeraraino eramaten da. Kondentsadoretik irten eta ponpatik igarotzen da, lan-jariakina lurruntze presioraino eramaten duena. Ponpatik zuzenean birsorgailura sartzen da, jariakin primarioak askatutako bero hori berreskurtzeko eta berriro ere aurreberogailura bueltatzen da zikloa itxiz. Horrenbestez ziklo honek, ORC basikoa baino bi egoera termodinamiko gehiago izango ditu.

#### 1.3.6.1. BIRSORGAILUA

Behin birsorgailua nola funtzionatzen duen ezagututa, ekipo hau modeloan definitzeko beharrezkoak diren ekuazioak zeintzuk diren azalduko da.

Aipatu den bezala, birsorgailura jariakin primario eta sekundarioak sartzen dira eta sarrerako bi egoera termodinamiko hauek ORC modeloari esker ezagunak dira. Baina, irteerako bi egoerak ezagutu ahal izateko birsorgailua definitu behar da.

Sistemak bat egin dezan, birsorgailuaren efizientzia definitu behar da, modelo honetan %80-koa izango dena. Izan ere, birsorgailuak trukatu dezakeen beroa efizientziaren eta bero trukaketa maximoaren araberakoa da, [12. Ekuazioan](#) ikus daitekeen bezala.

$$\eta_{REGENERATOR} = \frac{Q_{REGENERATOR}}{Q_{MAXREGENERATOR}}$$

#### 12. Ekuazioa. Birsorgailuaren efizientzia.

Non,

- $Q_{REGENERATOR}$ : Birsorgailuak trukatutako bero erreal.
- $Q_{MAXREGENERATOR}$ : Birsorgailuak trukatutako gehienezko beroa.

Hori horrela izanda, birsorgailuak trukaturako gehieneko beroa, ekipo horretan aurkitzen diren tenperatura maximo eta minimoaren arabera da, [13. Ekuazioan](#) antzeman daitekeen bezala.

$$Q_{MAX\ REGENERATOR} = cp_{MIN} * m_{cycle} * (T_2 - T_6)$$

### 13. Ekuazioa. Birsorgailuak trukaturako gehieneko beroa.

Non,

- $cp_{MIN}$ : Birsorgailuan dagoen gutxieneko bero espezifikoa (kJ/kg\*K).
- $m_{cycle}$ : Isopentanoaren fluxu masikoa (kg/s).
- $(T_2 - T_6)$ : Birsorgailuaren tenperatura maximo eta minimoaren arteko diferentzia (°C).

Birsorgailuan dagoen gutxieneko bero espezifikoa fluxu primario eta sekundarioaren artekoa da. Beraz, minimoa zein den ikusteko, lehendabizi, primarioa eta sekundarioak jasaten duten prozesuaren bero espezifikokoaren media zein den jakin behar da, gero bien artean minimoa aukeratzeko. Prozesu bakoitzaren batz besteko bero espezifikoa, entalpiaren diferentzia eta tenperaturaren diferentziaren arteko zatiketa bezala definitzen da, [14. Ekuazioa](#) eta [15. Ekuazioetan](#) ikus daitekeen bezala.

$$cp_{PRIMARY} = \frac{h_2 - h_3}{T_2 - T_3}$$

### 14. Ekuazioa. Birsorgailuaren fluxu primarioaren batz besteko bero espezifikoa.

$$cp_{SECONDARY} = \frac{h_7 - h_6}{T_7 - T_6}$$

### 15. Ekuazioa. Birsorgailuaren fluxu sekundarioaren batz besteko bero espezifikoa.

EES programak badu funtzio bat, bi balio desberdinen arteko balio minimoa kalkulatzeko gai dena, eta birsorgailuaren fluxu primarioaren eta sekundarioaren arteko bero espezifikokoaren balio minimoa ebazteko erabiliko da.

Aurreko guztia horrela izanda, behin birsorgailua trukatzeko gai den bero maximoa kalkulatzeko prestakuntzak egin ondoren, birsorgailuaren efizientzia ezagututa, birsorgailuak trukatzeko duen bero erreala ezagutu daiteke. Ondoren, trukaturako potentzia termiko erreala hau, prozesu bien entalpia diferentziaren arabera definitu daiteke, era honetan modeloak kalkulatzeko definitu gabe dauden egoeren entalpiak ( $h_3$  eta  $h_7$ ), [16. Ekuazioan](#) ikus daitekeen bezala.

$$Q_{REGENERATOR} = m_{cycle} * (h_2 - h_3) = m_{cycle} * (h_7 - h_6)$$

## 16. Ekuazioa. Birsorgailuak trukaturako bero erreala.

### 1.3.7. ORC ZIKLOAREN OPTIMIZAZIOA

Atal honetan zikloaren optimizazioaren inguru argudiatuko da helburu desberdinak lortzeko. Bezero-motaren arabera, helburu bat edo bestea optimizatzea interesatuko litzaioke, baina ohikoenak zikloan lortutako potentzia elektrikoa optimizatzea, bero berreskuragailuak xurgatutako potentzia termikoa optimizatzea edo zikloaren errendimendu orokorra optimizatzea izaten dira. Beraz, atal honetan hiru aldagai hauen inguruan argudiatuko da, kasu bakoitzak dakartzan alde onak eta txarrak bereiziz.

#### 1.3.7.1. ZIKLOAK SORTUTAKO POTENTZIA ELEKTRIKOAREN OPTIMIZAZIOA

6. Ekuazioan definitu egin den bezala, turbinak sortutako potentzia elektrikoa sarrera eta irteerako entalpien eta lan-jariakinaren fluxu masikoaren araberakoa izango da.

Nahiz eta zentzuzkoa litzatekeen pentsatzea, zenbat eta handiagoa izan lan-jariakinaren fluxu masikoa, orduan eta potentzia elektriko handiagoa sortuko lukeela turbinak, ezarri diren aldagai eta mugak direla eta, hori ez da horrela gertatzen. Izan ere, lan-jariakinaren fluxu masikoa handitzean, turbinaren sarreraren eta irteeraren arteko entalpia-diferentzia hura baino gehiago murrizten da, **ALDAGAIEN ANALISIA**n ikusiko den moduan. Beraz, modelo honen arabera zenbat eta lan-jariakinaren fluxu masiko txikiagoa erabili potentzia elektriko handiagoa lortuko da.

Bestalde, zenbat eta handiagoa izan lan-jariakinaren lurruntze- eta kondentsazio-tenperaturak, orduan eta entalpia-jauzi handiagoa izango da turbinan, eta, beraz, potentzia elektriko handiagoa sortuko da. Horretarako, zenbat eta handiagoa izan gune beroaren tenperatura, eta txikiagoa izan gune hotzaren tenperatura, orduan eta hobeto. Gainera, aurreko kasuan ez bezala, zenbat eta handiagoak izan fluxu masikoak, bai foku berokoak bai foku hotzekoak, orduan eta hobeto, masa-fluxu horiek potentzia elektriko handiagoa lortuko baitute.

Azkenik, zenbat eta handiagoak izan aurreberogailuaren eta kondentsadore osoaren azalera, eta zenbat eta txikiagoa izan lurrungailu osoaren azalera, orduan eta handiagoa izango da turbinak lortutako potentzia elektrikoa.



### 1.3.7.2. ZIKLOAK XURGATUTAKO POTENTZIA TERMIKOAREN OPTIMIZAZIOA

Bero berreskuragailuaren atalean ikusi ahal izan denez, ekipo hau hiru ekipo desberdinek osatzen dute: aureberogailua edo ekonomizatzailea, lurrungailua eta gainberogailua. Horregatik, berreskuratutako guztizko beroa hiru ekipoen batura izango da, [17. Ekuazioan](#) ikus daitekeen bezala.

$$Q_{IN} = Q_{PREHEATER} + Q_{HEATER} + Q_{OVERHEATER}$$

#### 17. Ekuazioa. Sistemak xurgatutako potentzia termiko totala.

Turbinaren potentziarekin ez bezala, kasu honetan, zenbat eta handiagoa izan lan-jariakinaren fluxu masikoa orduan eta handiagoa izango da berreskuratutako bero totala. Izan ere, lurrunketa-tenperatura jaitsi arren, kanporatzen den hondar-fluxuaren tenperatura nabarmen jaisten da, eta, ondorioz, eraginkortasun energetiko hobea lortzen da eta disipatutako bero kantitatea murriztu egiten da.

Bestalde, turbinaren kasuan bezala, foku beroaren tenperatura maximoa eta foku beroaren tenperatura minimoak ekarriko dute bero berreskuratze optimoa. Nahiz eta foku hotzaren tenperaturaren aldaketarekin emaitzak ez den asko aldatzen, foku beroaren tenperaturaren handitzeak lan-jariakinaren zikloaren berreskuragailuaren sarrera eta irteera entalpien arteko diferentzia nabarmenki handitzen du. Eta noski, bai foku beroaren eta bai foku hotzaren fluxu masikoen handitzea bero gehiago berreskuratzen laguntzen du.

Azkenik, zenbat eta handiagoak izan lurrungailu eta kondentsadore osoaren azalera, eta zenbat eta txikiagoa izan aurreberogailuaren azalera, orduan eta handiagoa izango da bero berreskuragailuak xurgatutako potentzia termikoa.

### 1.3.7.3. ZIKLOAREN ERRENDIMENDUAREN OPTIMIZAZIOA

Zikloaren errendimendua turbinak sortutako energiaren eta ponpak kontsumitutakoaren arteko aldea eta zikloak xurgatutako beroaren artekoa zatiketa bezala definitzen da, [18. Ekuazioan](#) ikus daitekeen bezala.

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_{TR} - W_{CP}}{Q_{IN}}$$

#### 18. Ekuazioa. Sistemaren errendimendua.

Beraz, zikloak sortutako potentzia elektrikoaren eta xurgatutako potentzia termikoaren optimizazioa ataletan aipatutakoa kontuan hartuz, lan-jariakinaren fluxu masiko minimoak zikloaren errendimendua optimizatzen lagunduko du.

Gainera, foku beroaren tenperatura maximoak eta foku hotzaren tenperatura minimoak ere zikloaren errendimendua optimizatzen lagunduko du, izan ere, baldintza bi hauekin edukiko da zikloaren potentzia elektriko maximoa eta

potentzia termiko minimoa. Aurreko atalean aipatu den bezala, kontuan hartu behar da, kasu honetan, hondar-fluxuaren irteera tenperatura handiagoa izango litzatekeela, beraz, beste erabilera bat bilatu beharko litzaioke geratzen den hondar-fluxu horri, edo xahutu, era honetan, bero iturriaren aprobetxamendu okerrago bat edukiko zen, efizientzi energetiko txikiago batean bihurtuko zena.

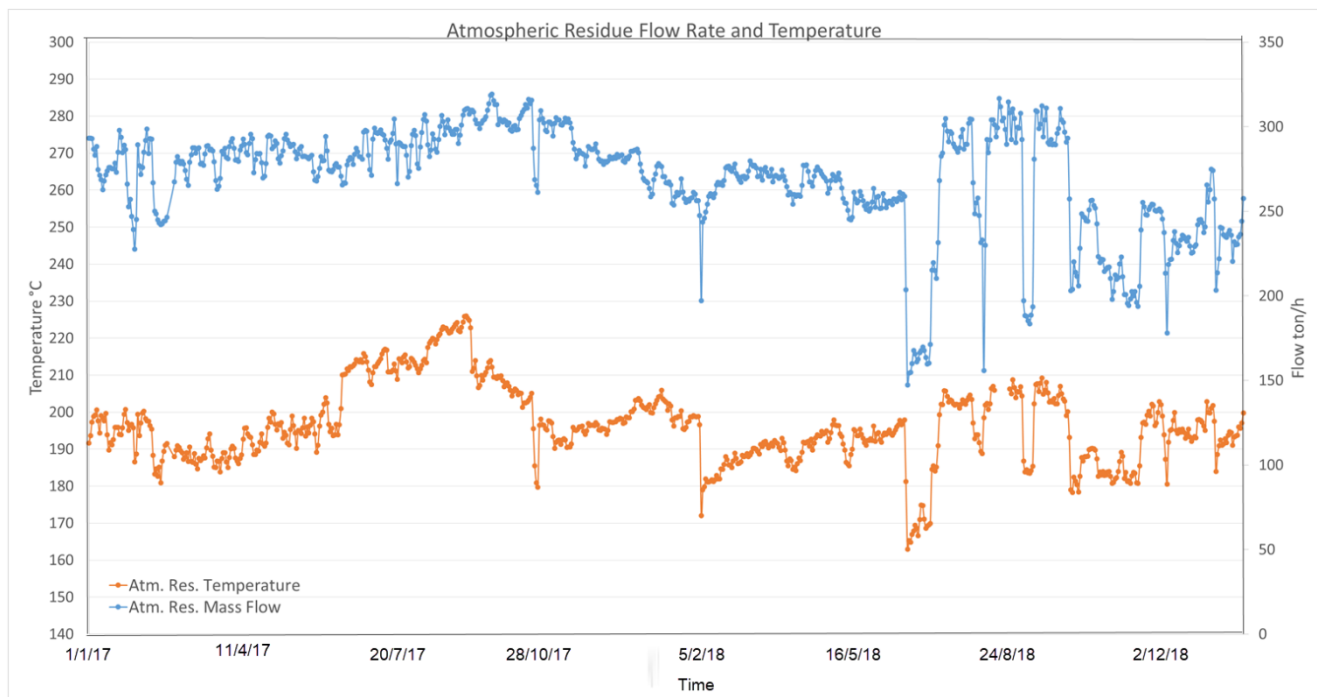
Bestalde, zenbat eta handiagoak izan foku beroaren eta hotzaren fluxu masikoak orduan eta errendimendu hobetua lortuko da. Honek, turbinak sortutako potentzia elektrikoa areagotzeaz gain bero berreskuragailuak xurgatutako potentzia termikoa ere handitzen du baina, maila txikiago batean, zikloaren errendimendu altuago batean bihurtzen dena.

Azkenik, zenbat eta handiagoak izan aurreberogailuaren eta kondentsadore osoaren azalera, eta zenbat eta txikiagoa izan lurrungailu osoaren azalera, orduan eta handiagoa izango da zikloak lortutako errendimendua.

## 1.4. AZTERKETA-KASUA

### 1.4.1. INDUSTRIAREN DEFINIZIOA ETA HONDAR-BEROAREN ETA FOKU HOTZAREN KARAKTERIZAZIOA.

Proiektu honetarako erabiliko den bero-honar fluxua, Izmir findegian (Turkia) aurkitzen dena da. Nahiz eta industria mota desberdinen arabera fluxu bat edo beste izan, proiektu honetan fluxu hau soilik erabiliko da, esan bezala Izmirreko findegiarena dena. Beste industria mota bat aztertzeko nahia izan ezker, ezagutu beharreko parametroak kasu honetan definitu diren berdinak izan beharko ziren. **8. Irudian** ikus daiteke azken bi urtetan zehar bero iturri honek izan dituen gorabeherak. Gorabehera handiak izan ditu, beraz, ORC unitateak lurrungailuaren asetasun-tenperatura aldatzen du.



**8. Irudia. Izmirreko findegiaren hondakin atmosferikoaren fluxu-masikoa eta tenperatura fluktuazioak bi urtetan zehar**

**3. Taula. Hondakin atmosferikoaren fluxu-masikoa eta tenperatura (min. eta max. balioak)**

	Unitatea	Max.	Min.	Bataz bestekoa
<b>Temperatura</b>	°C	225	160	195
<b>Fluxu-masikoa</b>	Ton/h	320	145	270
<b>Fluxu-masikoa</b>	kg/s	88.9	40.3	75,0

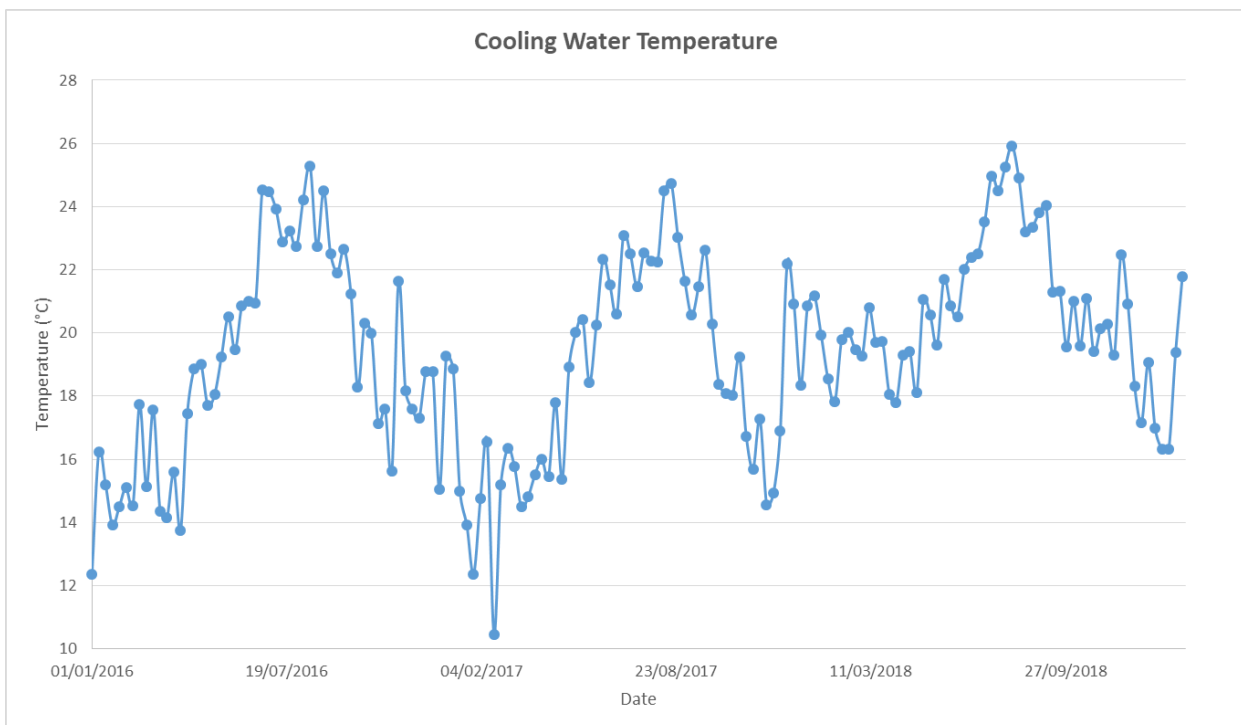
#### 4. Taula. Hondakin atmosferikoaren ezaugarri nagusiak

	Unitatea	Max.	Min.	Bataz bestekoa
<b>Erreferentziako tenperatura</b>	°C	100	160	195
<b>Bero espezifiko</b>	kJ/kg.°C	2,02	2,23	2,35
<b>Dentsitatea</b>	kg/m <sup>3</sup>	909,00	868,6	844,8

ORC unitatea ur bidez hoztutako kondentsadore batekin konfiguraturuta dago. Izmirko findegiak, bere ordez, ur bidezko hozte sistema konplexu bat du, bertan dauden ekoizpen prozesuak zerbitzatzeko dituen. Egungo sistemak ordezko gaitasuna du ORC unitateak zirkuitu bera erabil dezan kondentsadorean baztertutako tenperatura baxuko beroa xahutzeko. 9. Irudian ageri da urteko hozte-uraren tenperatura-profila eta 5. Taula. Izmir findegiko hozte-sistemako uraren tenperatura ordea, urte osoko maximo, minimo eta bataz bestekoa ikus daitezke.

#### 5. Taula. Izmir findegiko hozte-sistemako uraren tenperatura

	Unitatea	Max.	Min.	Bataz bestekoa
<b>Temperatura</b>	°C	26	10	20



#### 9. Irudia. Izmir findegiko hozte-zirkuituko hozteko uraren tenperatura

#### 1.4.2. ZIKLOAREN OSAGAIK AUKERATZEA. EZAUGARRIAK.

Behin zehaztuta foku beroaren hondar-jariakina eta foku hotzaren jariakina urtean zehar nolako bilakaera izango duten, azterketa-kasuko ORC eta RORC zikloetan definitu beharreko parametroak zehaztu behar dira. Parametro hauek foku beroaren hondar-jariakina, foku hotzaren jariakina eta lan-jariakinaren ezaugarriak eta ORC eta RORC zikloen ekipoen ezaugarriak izango dira. Edozein bezerok eredia erabili nahiko balu haien instalazioaren osagaien ezaugarriak erabili beharko zuten.

Foku beroaren hondar jariakina, **INDUSTRIAREN DEFINIZIOA ETA HONDAR-BEROAREN ETA FOKU HOTZAREN KARAKTERIZAZIOA**, atalean esan den bezala, Izmirreko findegia hondar-fluxua izango da eta foku hotzaren jariakina bezala findegian eskuragarri dagoen ura erabiliko da. Azterketa-kasurako, **6. Taula**. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak. ikus daitekeen bezala, hauen tenperatura, bero espezifikoa eta fluxu-masikoak definitu dira.

Lan-jariakinaren kasuan, azterketa-kasuan erabilitakoa Isopentanoa izan da, izan ere, BAMBOO proiektuaren barneko bestelako ikerketetan jariakin hau erabili da. **6. Taula**. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak. isopentanoaren fluxu-masikoa zenbatekoa den ikus daiteke.

Ponpa eta turbinaren inguruan, **6. Taula**. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak. ekipo bakoitzaren errendimendu isoentropikoa aurkitu daiteke.

Azkenik, bero trukagailuen kasuan, **6. Taula**. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak. ekipo bakoitzaren azalera eta bero transferentziaren koefiziente orokorrak aurkitzen dira. Lurrungailu eta kondentsadorearen azalaren kasuan, **6. Taula**. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak. aurkitzen direnak ekipoaren azalera osoak dira, izan ere, lurrungailua fase aldaketaz (likido-gas) arduratzen den ekipoa eta gainberogailua biltzen ditu eta kondentsadorea fase aldaketaz (gas-likido) arduratzen den ekipoa eta aurrehozgailua biltzen ditu.

#### 6. Taula. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak.

Parametroa	Balioa
Foku beroaren tenperatura	195 °C
Foku hotzaren tenperatura	20 °C
Foku beroaren bero-espezifikoa	2,34 kJ/kg*K
Foku hotzaren bero-espezifikoa	4,186 kJ/kg*K
Foku beroaren fluxu-masikoa	75 kg/s
Foku hotzaren fluxu-masikoa	311 kg/s
Isopentanoaren fluxu-masikoa	37,2 kg/s
Turbinaren errendimendu isoentropikoa	%80
Ponparen errendimendu isoentropikoa	%73
Aurreberogailuaren azalera	1000 m <sup>2</sup>
Lurrungailuaren azalera totala	766 m <sup>2</sup>

<b>Kondentsadorearen azalera totala</b>		1213 m <sup>2</sup>
<b>Aurreberogailuaren koefiziente orokorra</b>	<b>bero-transferentziaren</b>	200 W/ m <sup>2</sup> *K
<b>Lurrungailuaren koefiziente orokorra</b>	<b>bero-transferentziaren</b>	305 W/ m <sup>2</sup> *K
<b>Gainberogailuaren koefiziente orokorra</b>	<b>bero-transferentziaren</b>	305 W/ m <sup>2</sup> *K
<b>Aurrehokailuaren koefiziente orokorra</b>	<b>bero-transferentziaren</b>	392 W/ m <sup>2</sup> *K
<b>Kondentsadorearen koefiziente orokorra</b>	<b>bero-transferentziaren</b>	380 W/ m <sup>2</sup> *K

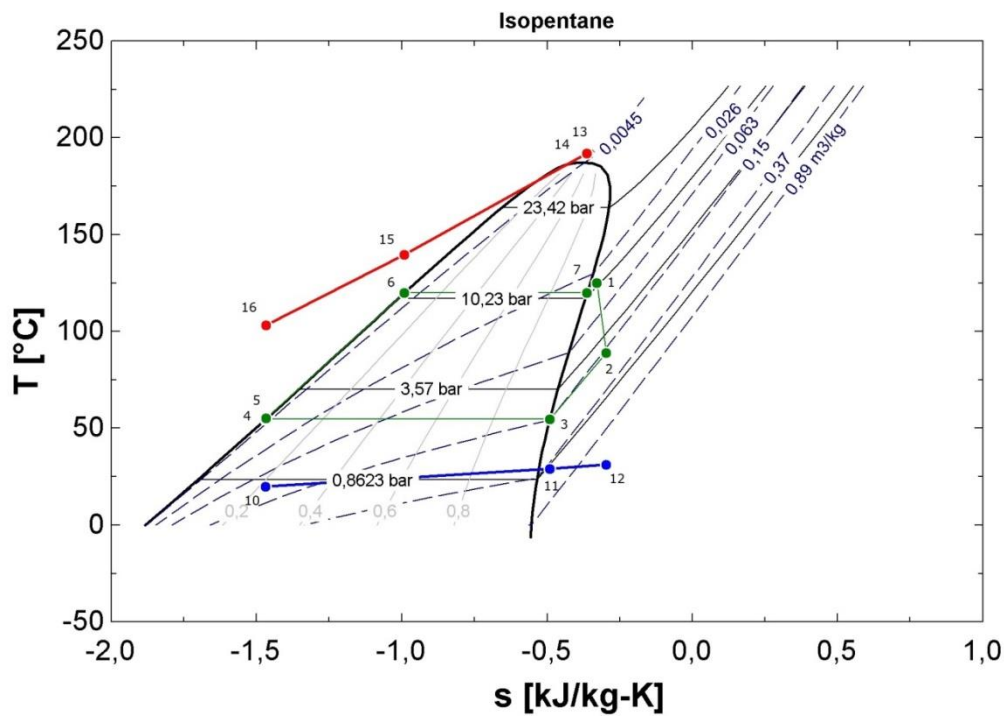
### 1.4.3. ZIKLOAREN MODELATZEA EES SOFTWAREA BIDEZ

#### 1.4.3.1. ORC ZIKLOAREN MODELATZEA

Lehenago esan den bezala, metodologian adierazitako ORC zikloan zazpi puntu aztertu dira. Zazpi puntu hauen irudikapena **10. Irudia**. Azterketa ereduaren ORC zikloaren T-s diagrama. ikus daitezke eta **7. Taula**. ORC isopentanoaren zikloaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak., berriz, egoera bakoitzaren propietate termodinamikoak aurkitzen dira. Ikus daitekeenez, zikloa bi presio nagusiren artean aldatzen da: presio handia (10,83) eta presio baxua (2,348). Presio aldaketa hauek sortzeaz arduratzen den ekipoa ponpa da. Gainera, kondentsadorearen barruko baldintzak asetasunekoak dira, hau da, lurrunaren kondentsazio tenperaturari dagokion asetasun presioan dago. Presio hori atmosferikoa baino txikiagoa da beti, hau da, hutsaz hitz egin daiteke, eta, hala, sisteman airea sartzea ekiditen da, zikloak gaizki funtziona ez dezan. Bestalde, sistemaren karga galerak ezin izan dira kalkulatu ekipoen informazio faltagatik.

Zikloaren fluxu-masikoari dagokionez, **6. Taula**. ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak. ikus daitekeen bezala 37,2 (kg/s) dira. Sistemaren lan-jariakin uneoro bide bakar bat jarraitzen du, horregatik da beti konstantea.

Gainera, **8. Taulan** foku bero eta hotzaren jariakinen tenperaturaren bilakaera aztertu daiteke sistemaren bero-trukagailu guztietatik zehar.



10. Irudia. Azterketa ereduaren ORC zikloaren T-s diagrama.

7. Taula. ORC isopentanoaren zikloaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.

Egoerak	P[i]	T[i]	h[i]	s[i]
[1] Gainberogailuaren irteera eta turbinaren sarrera	10,83	125,2	153,9	-0,3278
[2] Turbinaren irteera eta aurrehozgailuaren sarrera	2,348	89	107,4	-0,2955
[3] Aurrehozgailuaren irteera eta kondentsadorearen sarrera	2,348	54,65	39,96	-0,4909
[4] Kondentsadorearen irteera eta ponparen sarrera	2,348	54,65	-280,4	-1,468
[5] Ponparen irteera eta aurreberogailuaren sarrera	10,83	55,24	-278,4	-1,467
[6] Aurreberogailuaren irteera eta lurrungailuaren sarrera	10,83	119,9	-106,7	-0,9907
[7] Lurrungailuaren irteera eta gainberogailuaren sarrera	10,83	119,9	140,3	-0,3623

## 8. Taula. ORC zikloaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.

Egoerak	T (°C)
[10] Kondentsadorera sarrera	20
[11] Aurrehozkailuaren sarrera	29,16
[12] Aurrehozkailuaren irteera	31,08
[13] Gainberogailuaren sarrera	195
[14] Lurrungailuaren sarrera	192,1
[15] Aurreberogailuaren sarrera	139,8
[16] Aurreberogailuaren irteera	103,4

Bestalde, [9. Taula](#). Eragiketaren emaitza orokorrak ORC diseinu-puntuan, zikloaren simulazioaren emaitza orokorrak laburtzen dira diseinu-puntuan, haren errendimendua ebaluatzeko. Zikloaren errendimendu orokorra ezagutzeko, [18. Ekuazioan](#) ikusi ahal izan den bezala, sistemak sortutako potentzia elektriko totalaren eta zikloak xurgatutako potentzia termiko totalaren arabera da.

## 9. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak ORC diseinu-puntuan.

Turbinak sortutako potentzia elektrikoa ( $W_{\text{TURBINE}}$ )	1731 (kW)
Ponpak kontsumitutako potentzia elektrikoa ( $W_{\text{PUMP}}$ )	74 (kW)
Sistemak sortutako potentzia elektriko totala ( $W_{\text{TOTAL}}$ )	1657 (kW)
Sistemak xurgatutako potentzia termiko totala ( $Q_{\text{IN}}$ )	16083 (kW)
Sistemaren errendimendu totala ( $\eta_{\text{cycle}}$ )	10,3 (%)

[METODOLOGIAN](#) aipatu den [18. Ekuazioan](#) azaldu den bezala sistemak xurgatutako potentzia termiko totala hiru zati desberdinetan banatzen da: aurreberogailuak, lurrungailuak eta gainberogailuak xurgatutako potentzia termikoa. [10. Taulan](#) sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa ikus daiteke.

## 10. Taula. ORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa.

Aurreberogailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{PREHEATER}}$ )	6388 (kW)
Lurrungailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{HEATER}}$ )	9189 (kW)
Gainberogailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{OVERHEATER}}$ )	506 (kW)

[10. Taulan](#) erakutsi den bezala, sistemak askatutako potentzia termiko totala ere ekipo desberdinetan banatuta dago: aurrehozkailua eta kondentsadorea. Bi ekipo hauen arteko potentzia termikoaren banaketa [11. Taulan](#) aurkitu daiteke.

## 11. Taula. ORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa.

Aurrehozkailuak askatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{PRECOOLER}}$ )	2.508 (kW)
Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{CONDENSER}}$ )	11.919 (kW)



Azkenik, bero-trukagailuen inguruko bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa bezala definitzen den aldagaia dago, [12. Taulan](#) ikus daitekeen bezala.

**12. Taula. ORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa.**

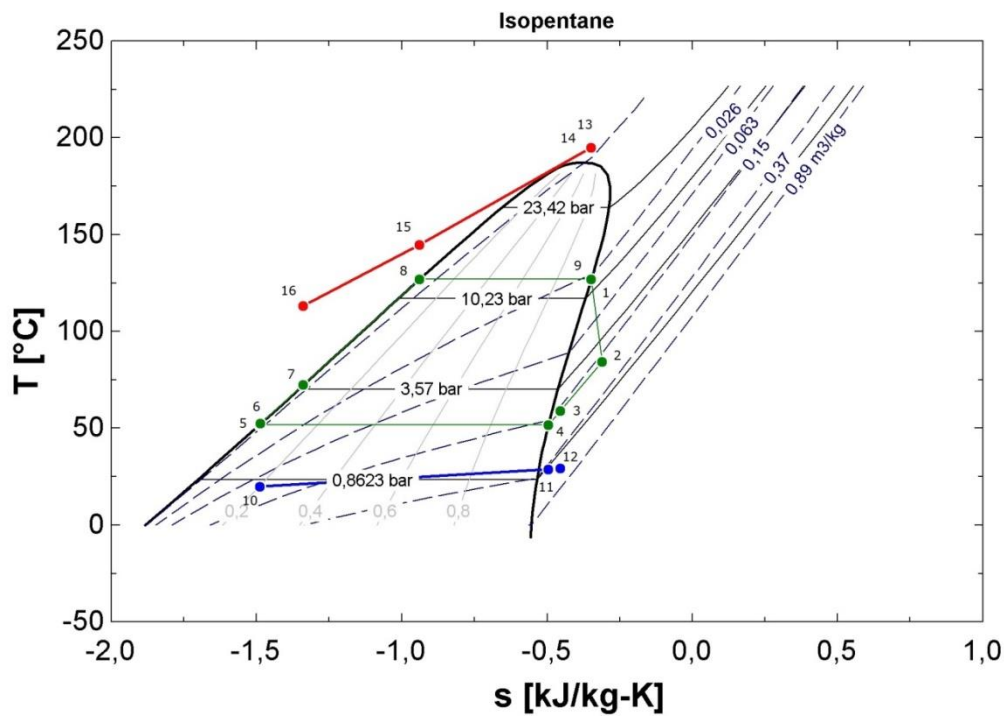
$UA_{\text{PRECOOLER}}$	63.459 (W/K)
$UA_{\text{CONDENSER}}$	399.424 (W/K)
$UA_{\text{PREHEATER}}$	200.000 (W/K)
$UA_{\text{HEATER}}$	226.490 (W/K)
$UA_{\text{OVERHEATER}}$	7.140 (W/K)

**1.4.3.2. RORC ZIKLOAREN MODELATZEA**

Lehenago esan den bezala, metodologian adierazitako RORC zikloan bederatzi puntu aztertu dira. Bederatzi puntu hauen irudikapena [11.Irudian](#) ikus daitezke eta [13. Taulan](#), berriz, egoera bakoitzaren propietate termodinamikoak aurkitzen dira. Ikus daitekeenez, zikloa bi presio nagusiren artean aldatzen da: presio handia (12,37) eta presio baxua (2,165). Kasu honetan ere, informazio faltagatik, ezingo dira zikloaren karga galerak kalkulatu.

Zikloaren fluxu-masikoari dagokionez, [6. Taula](#). ORC eta RORC modeloak sortzeko definitu diren parametroak. ikus daitekeen bezala 37,2 (kg/s) dira. Sistemaren lan-jariakin uneoro bide bakar bat jarraitzen du, horregatik da beti konstantea.

Gainera, [14. Taulan](#) foku bero eta hotzaren jariakinen tenperaturaren bilakaera aztertu daiteke sistemaren bero-trukagailu guztietatik zehar.



11. Irudia. Azterketa ereduaren RORC zikloaren T-s diagrama.

13. Taula. RORC isopentanoaren zikloaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.

Egoerak	P[i]	T[i]	h[i]	s[i]
[1] Gainberogailuaren irteera eta turbinaren sarrera	12,37	126,9	150,5	-0,348
[2] Turbinaren irteera eta birsorgailuaren sarrera	2,165	84,24	98,48	-0,3113
[3] Birsorgailuaren irteera eta aurrehozkailuaren sarrera	2,165	58,88	48,99	-0,4549
[4] Aurrehozkailuaren irteera eta kondentsadorearen sarrera	2,165	51,83	35,6	-0,4957
[5] Kondentsadorearen irteera eta ponparen sarrera	2,165	51,83	-287,3	-1,489
[6] Ponparen irteera eta birsorgailuaren sarrera	12,37	52,53	-284,9	-1,487
[7] Birsorgailuaren irteera eta aurreberogailuaren sarrera	12,37	72,57	-235,4	-1,34
[8] Aurreberogailuaren irteera eta lurrungailuaren sarrera	12,37	126,9	-85,97	-0,9392
[9] Lurrungailuaren irteera eta gainberogailuaren sarrera	12,37	126,9	150,5	-0,3481

#### 14. Taula. RORC zikloaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.

[10] Kondentsadorera sarrera	20
[11] Aurrehozkailuaren sarrera	28,83
[12] Aurrehozkailuaren irteera	29,19
[13] Gainberogailuaren sarrera	195
[14] Lurrungailuaren sarrera	195
[15] Aurreberogailuaren sarrera	144,9
[16] Aurreberogailuaren irteera	113,2

Bestalde, aurreko atalean bezala, 15. Taulan, zikloaren simulazioaren emaitza orokorrak laburtzen dira diseinu-puntuari, haren errendimendua ebaluatzeko.

#### 15. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak RORC diseinu-puntuari.

Turbinak sortutako potentzia elektrikoa ( $W_{\text{TURBINE}}$ )	1935 (kW)
Ponpak kontsumitutako potentzia elektrikoa ( $W_{\text{PUMP}}$ )	88,61 (kW)
Sistemak sortutako potentzia elektrikoa totala ( $W_{\text{TOTAL}}$ )	1846,39 (kW)
Sistemak xurgatutako potentzia termiko totala ( $Q_{\text{IN}}$ )	14356 (kW)
Sistemaren errendimendu totala ( $\eta_{\text{cycle}}$ )	12,86 (%)

Aurreko atalean azaldu den bezala sistemak xurgatutako potentzia termiko totala hiru zati desberdinetan banatzen da: aurreberogailuak, lurrungailuak eta gainberogailuak xurgatutako potentzia termikoa. 16. Taulan sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa ikus daiteke.

#### 16. Taula. RORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa.

Aurreberogailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{PREHEATER}}$ )	5559 (kW)
Lurrungailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{HEATER}}$ )	8796 (kW)
Gainberogailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{OVERHEATER}}$ )	1,072 (kW)

16. Taulan erakutsi den bezala, sistemak askatutako potentzia termiko totala ere ekipo desberdinetan banatuta dago: aurrehozkailua eta kondentsadorea. Bi ekipo hauen arteko potentzia termikoaren banaketa 17. Taulan aurkitu daiteke.

#### 17. Taula. RORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa.

Aurrehozkailuak askatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{PRECOOLER}}$ )	498 (kW)
Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{CONDENSER}}$ )	12.011 (kW)

Azkenik, bero-trukagailuen inguruko bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa bezala definitzen den aldagaia dago, 18. Taulan ikus daitekeen bezala.

## 18. Taula. RORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa.

$UA_{\text{PRECOOLER}}$	19.007 (W/K)
$UA_{\text{CONDENSER}}$	441.933 (W/K)
$UA_{\text{PREHEATER}}$	200.000 (W/K)
$UA_{\text{HEATER}}$	233.614 (W/K)
$UA_{\text{OVERHEATER}}$	15,74 (W/K)

### 1.4.4. ALDAGAIEN ANALISIA

#### 1.4.4.1. LAN-JARIAKIN DESBERDINEN ERABILERA

2. Taula. Mazzeto et al. proposatutako lan-jariakin organikoen egoera kritikoa (EES) aipatu den unean azaldu den bezala, lan-jariakin baten temperatura kritikoa ziklo azpikritikorako lurrunketa-tenperaturaren maila maximoa zehazten du, honek, aldagai garrantzitsuenetako batean bihurtzen du. Hori dela eta, atal honetan, Mazzeto et al. [40] proposatutako lan-jariakinen lurrunketa tenperaturaren eragina aztertuko da aldagai desberdinen inguruan.

12. Irudian potentzia elektriko totala aldagaiaren bilakaera aztertzen da lan-jariakin desberdinen lurrunketa tenperaturaren arabera. Orokorrean lan-jariakin guztiek antzeko bilakaera jarraitzen dute. Forma desberdina duten serieak hurrengoak dira: Propane, Isobutane, R142b, R717 eta n-Butane dira. Jariakin hauek ezegokiak bihurtzen dituen hurrengo arazoak aurkezten dituzte: temperatura edo presioa puntu kritikoaren gainetik aurkitzea, fase biko egoera existitzea eragozten duena, eta zehaztutako presioari dagokion asetasun-tenperatura korrelazioaren tartetik kanpo egotea. Gainera badaude beste jariakin pare bat 12. Irudian azaltzen ez direnak, izan ere, hauen lurrunketa tenperaturak, azterketa kasuarentzat egokienak direnetatik urrun daude. Beraz irudi honetan azterketa kasuaren inguru onartzen diren lurrunketa tenperaturak aztertuko dira.

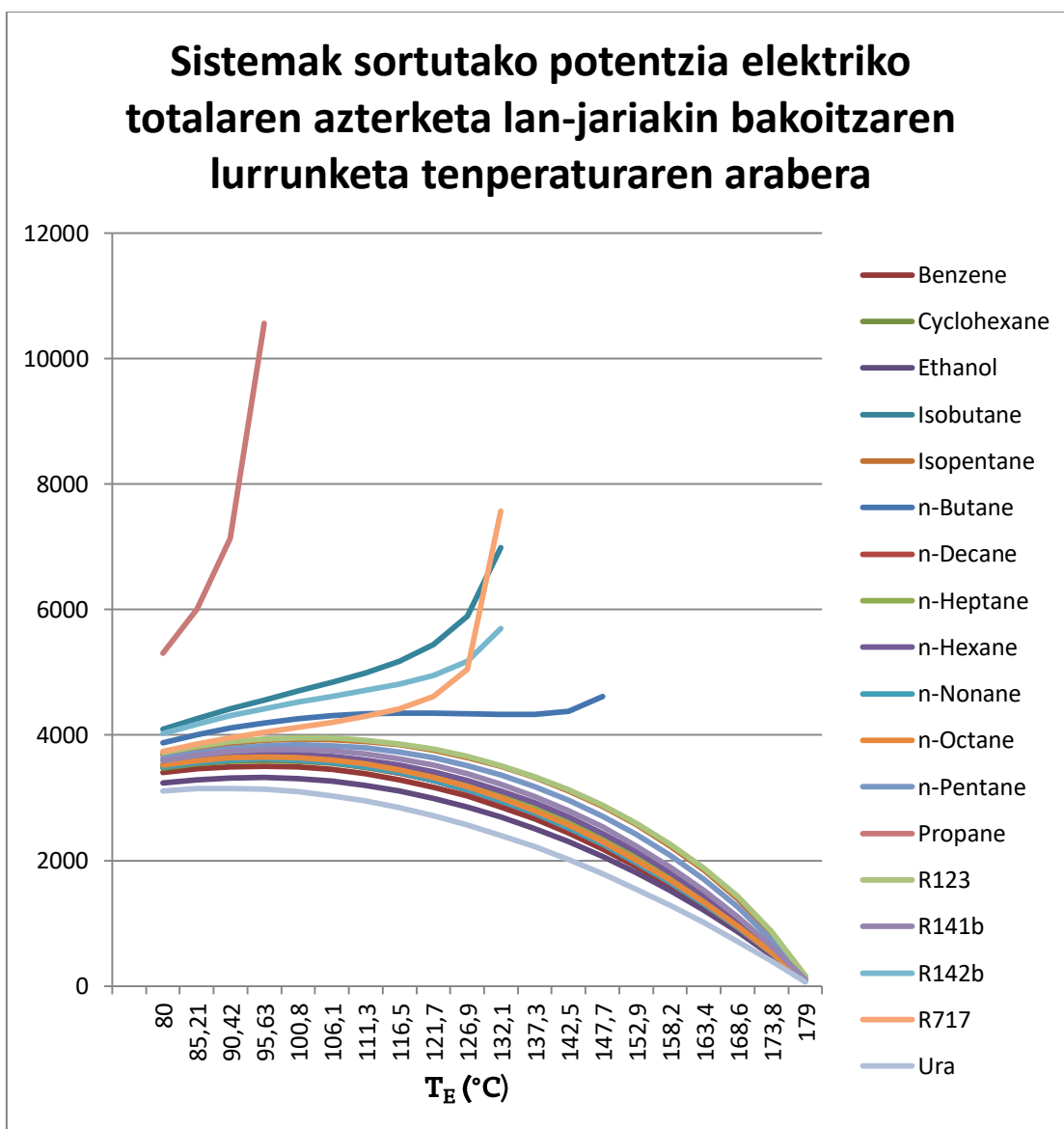
Bestalde, esperotako bilakaera duten lan-jariakinen artean potentzia elektriko kantitate handiena sortzeko aukera handienak eskaintzen dituztenak hurrengoak dira: R123, Isopentane,, n-Pentane eta R141b dira.

Gas fluoratuei buruzko 517/2014 EB Erregelamenduak, III. eranskinean, egutegi bat ezartzen du hainbat sektore eta hozgarriren erabileretarako, non sistema edo aplikazio horien salmenta debekatua egongo baita 2020. urtetik aurrera, sortzen duten berotegi-efektua dela eta. Hori dela eta, azterketaren puntu honetatik aurrera jariakin hozgarrien erabilera baztertuko da. [53]

**19. Taula. Lan jariakin desberdinen prezioa.**

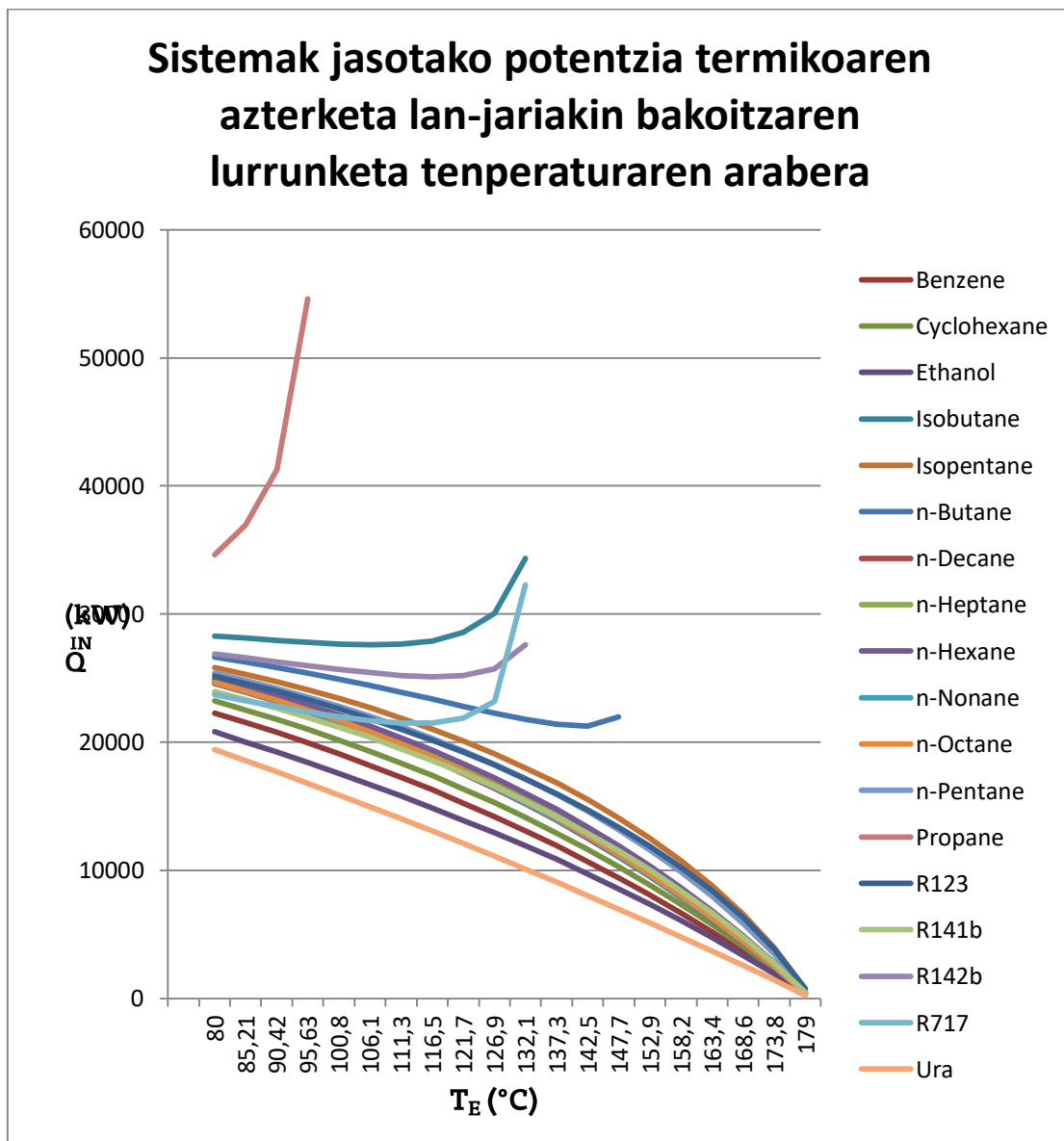
	AURKEZPENA	UNITATE BAKOITZEKO PREZIOA
Isopentano	1000 ml/unitate	154,9€
n-Pentane	1000 ml/unitate	68,6€

Azterketa kasu desberdinen arabera eta 19. Taula. Lan jariakin desberdinen prezioa. eta 12. Irudia datuak aztertuz erabaki beharko da kasu bakoitzari hoberen datorkion lan-jariakina.



**12. Irudia. Sistemak sortutako potentzia elektrikoaren azterketa lurrunketa tenperaturaren arabera.**

**13. Irudian** ordea, sistemak jasotako potentzia termiko totala aldagaiaren bilakaera aztertzen da lan-jariakin desberdinen lurrunketa tenperaturaren arabera. **12. Irudian** ikusi den bezala honetan ere badaude jariakin batzuk esperotako bilakaera jarraitzen ez dutenak, hauek noski, **12. Irudian** aurkitutakoen berdinak dira. Bestalde, emaitza hoberenak erakusten dituzten lan-jariakinak Isopentane eta n-Pentane dira, aurreko kasuan bezala. Gainera, 19. Taulan ikus daitekeen bezala, *ITWREAGENTS* web-orritik ateratako lan-jariakin desberdinen prezioa erakusten duena, isopentanoa n-Pentane baino garestiagoa da. Horrenbestez, nahiz eta isopentanoarekin potentzia elektriko handiagoa sortu, lan-jariakin optimoa aukeratzeko kontuan izan beharko da honen prezioa.



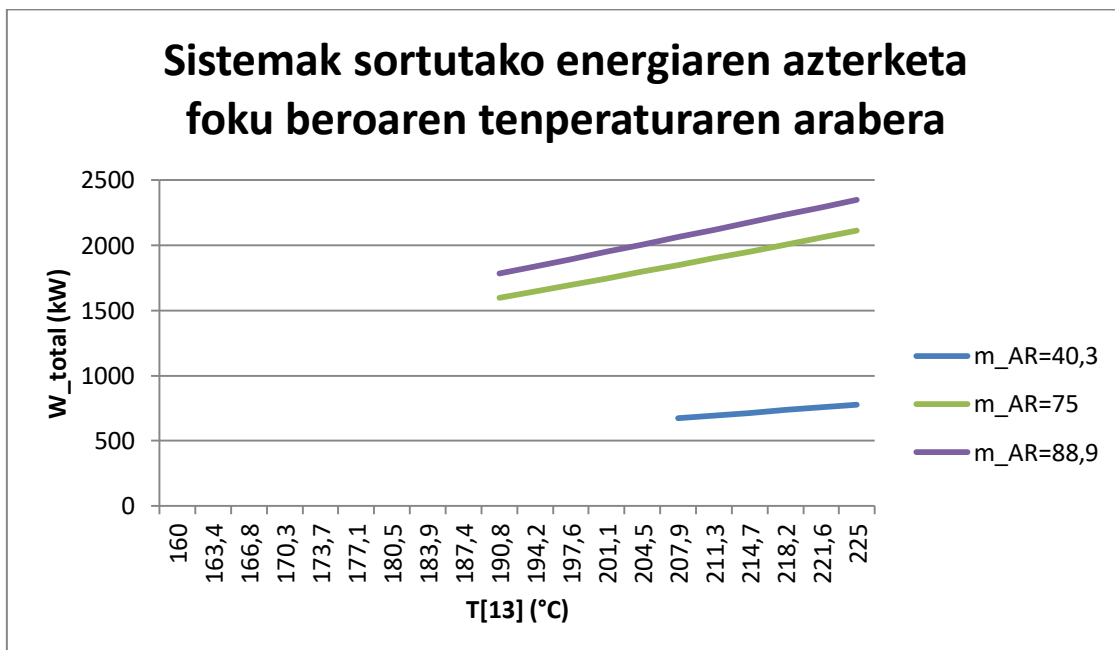
**13. Irudia. Sistemak sortutako potentzia termikoaren azterketa lurrunketa tenperaturaren arabera.**

#### 1.4.4.2. SISTEMAK SORTUTAKO POTENTZIA

Azterketa honetan ez da kontuan hartuko turbinak sortutako energia, baizik eta sistema osoak sortutakoa, turbinak sortutako energia eta ponpak kontsumitutakoaren diferentzia bezala definitzen dena, 19. Ekuazioan ikus daitekeen bezala:

$$W_{TOTAL} = W_{TR} - W_{CP}$$

#### 19. Ekuazioa. Sistemak sortutako potentzia totala.

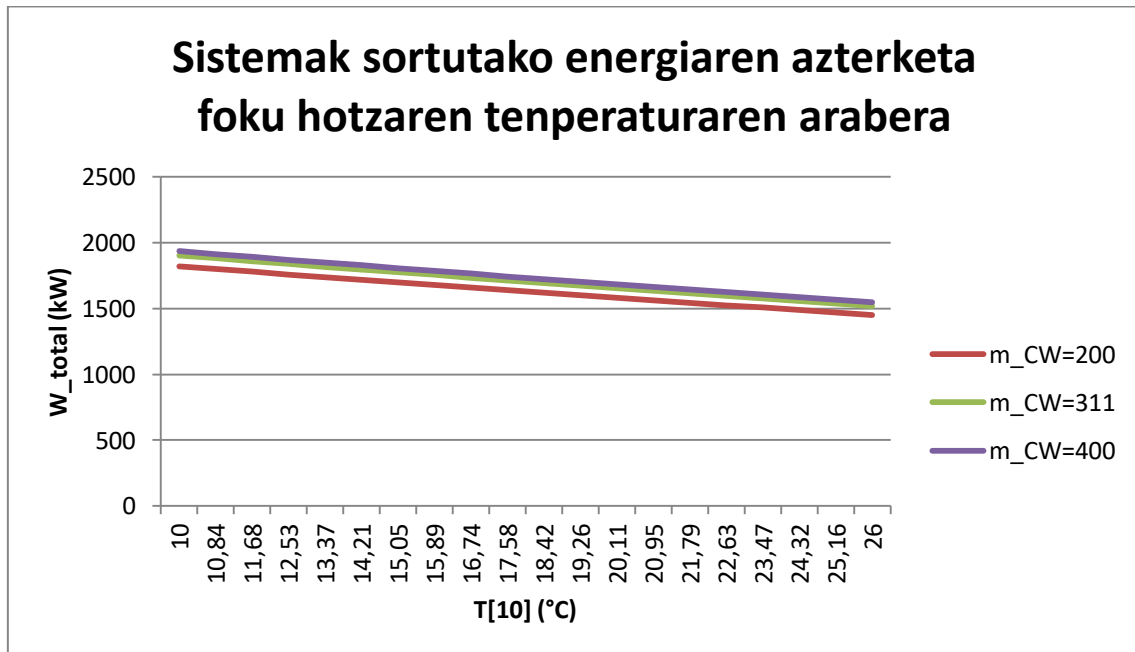


#### 14. Irudia. Sistemak sortutako energiaren azterketa foku beroaren tenperaturaren arabera.

14. Irudia. ikus daitekeen bezala, tenperatura tartea 160-225 °C-koa da, proiektuaren tenperatura minimo eta maximoak direnak eta, gainera, foku beroko fluxu-masiko minimo eta maximo tarterako ere aztertu da. Badaude egoera batzuk sortutako modeloarekin bat ez datozenak, hori da fluxu-masiko bakoitzaren azterketa puntu desberdin batean hasteko arrazoia. Azterketa honetan bestelako fluxu-masiko edota tenperaturak berdin aldaketarik gabe mantendu dira.

14. Irudia. antzeman daitekeenez foku beroaren tenperatura handitu heinean sistemak sortutako potentzia ere handitzen da. Bestalde, tenperatura eta fluxu masikoak handitzen doazen heinean esan daiteke zenbat eta fluxu-masiko handiagoa izan sistemak sortutako potentzia handiagoa izango dela. Izan ere, foku beroaren tenperatura igotzean eta jariakin sekundarioaren sarreraren eta lurrungailuaren irteeraren arteko tenperatura-diferentzia konstante mantentzean, lurrungailuaren irteerako lan-fluidoaren tenperatura handitu egiten da, eta, horrekin batera, haren entalpiak ere bai.

Bestalde, **14. Irudia**. serie bakoitzaren maldak aztertzean, antzeman daiteke geroz eta foku beroaren hondar-jariakinaren fluxu-masiko handiagoa erabili orduan eta malda handiagoa edukiko duela potentzia elektrikoaren bilakaera. Hau honela izanda, zenbat eta fluxu-masiko handiagoa erabili, foku beroaren hondar-jariakinaren tenperatura jauzi berdinerako potentzia elektrikoaren hazkuntza handiago bat dakarrela antzeman daiteke.



**15. Irudia. Sistemak sortutako energiaren azterketa foku hotzaren tenperaturaren arabera.**

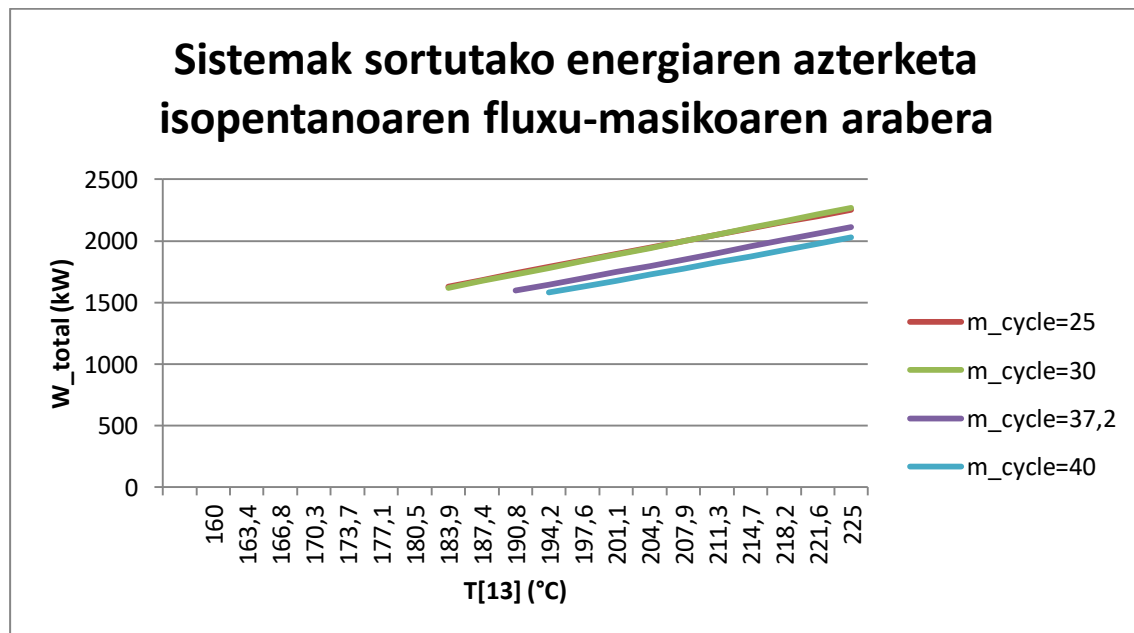
Bestalde, sisteman sortutako potentziaren aldaketa aztertzen da, foku hotzaren sarrerako tenperaturaren arabera, **15. Irudia**. ikus daitekeen bezala. Kasu honetan ere, azterketa foku hotzaren fluxu-masiko desberdinentzat aztertu da. Foku hotzeko jariakin sekundarioaren sarrerako tenperatura igotzean, turbinak sor dezakeen potentzia txikitu egiten da, tenperatura-diferentzia txikiagoa duenez, entalpia diferentzia ere txikiagoa delako; beraz, sortutako potentzia murriztu egiten da. Aipatutakoa horrela bada ere, esan beharra dago zenbat eta fluxu-masiko handiagoa izan sortutako energia handiagoa dela, izan ere, zenbat eta fluxu-masiko sekundario handiagoa izan askatutako beroa ( $Q_{out}$ ) handiagoa izango da eta horrenbestez zikloak jasotako beroa handiagoa izan beharko du. Jakinda kasu honetan foku beroko fluxu-masikoa konstante mantentzen dela, foku hotzaren fluxu-masikoa handitzean bero berreskuragailuaren barneko entalpiak handituko ziren, ondorioz sistemak sortutako energia handituz.

**15. Irudia**. maldak aztertuz antzeman daiteke **14. Irudia**. aurkitu daitezkeenekin konparatuz askoz txikiagoak direla, eta, horretaz gain, kontrako zentzuan garatzen direla. Gainera, antzeman daiteke irudi honetako serie guztiak oso antzeko maldak



dituztela, hau da, serie guztiek antzeko bilakaera dute tenperatura jauzi berdinerako. Hala ere, gutxigatik bada ere, geroz eta hozketarako ur fluxu-masiko handiagoa erabili tenperatura jauzi berdinerako orduan eta malda handiagoa edukiko du, hau da, potentzia elektrikoa are gehiago murriztuko da kasu honetan.

Foku beroaren eta hotzaren fluxu-masikoak eta foku hotzaren tenperatura konstante mantendu ezkerro isopentanoaren fluxu masikoa aldatzen den bitartean **16. Irudia.** ikus daitezkeen emaitzak lortzen dira. Ikus daitekeen bezala isopentanoaren fluxu-masikoa gora egin ahala sistemak sortzen duen energia murriztu egiten da. Izan ere, fluxu-masikoa handitzen den bakoitzean turbinan sortzen den entalpia-jauzia fluxu-masikoan sortzen den aldaketa baino gehiago murrizten da, sistemak sortutako energia geroz eta txikiagoa izatera bultzatzen duena. Gainera, fluxu-masikoa handitzen doan heinean, modeloak bat egin dezan, honek onartzen duen foku beroaren tenperatura tartea murriztu egiten da.



**16. Irudia. Sistemak sortutako energiaren azterketa isopentanoaren fluxu-masikoaren arabera.**

**16. Irudia.** ikus daitezkeen serie bakoitzaren malda aztertuz gero, ikus daiteke iristen dela puntu bat, isopentanoaren fluxu-masikoa 30 (kg/s) inguru denean, non maldak handiagotzetik murriztera pasatzen diren. Izan ere, irudian antzeman daitekeenez malda handiena duena eta horrenbestez, tenperatura jauzi berdinerako potentzia elektrikoaren hazkuntza handiena duena 30 (kg/s) fluxu-masikoa da.

Atal honetako hiru irudiak konparatzen badira, antzeman daiteke potentzia elektrikoan gehien eragiten duten parametroak foku beroaren tenperatura eta

honen fluxu masikoak direla. Hiru irudi hauetan aztertu diren bestelako aldagaien aldaketak ez dituzte aldakuntza handiak eragin potentzia elektrikoaren sorreran.

#### 1.4.4.3. BERO BERRESKURAGAILUAK JASOTAKO POTENTZIA TERMIKOA

Atal honetan bero berreskuragailu osoak jasotako potentzia termikoaren ( $Q_{IN}$ ) azterketa egingo da. **METODOLOGIA atalean** azaldu den bezala ekipo hau hiru atal desberdinetan banatuta dago: aurreberogailua edo ekonomizagailua ( $Q_{PREHEATER}$ ), lurrungailua ( $Q_{HEATER}$ ) eta gainberogailua ( $Q_{OVERHEATER}$ ). Horrenbestez, bero berreskuragailu osoak xurgatutako potentzia termikoa 19. **Ekuazioan** ikus daitekeen bezala definitzen da:

$$Q_{IN} = m_{cycle} * (h_1 - h_5) = Q_{PREHEATER} + Q_{HEATER} + Q_{OVERHEATER}$$

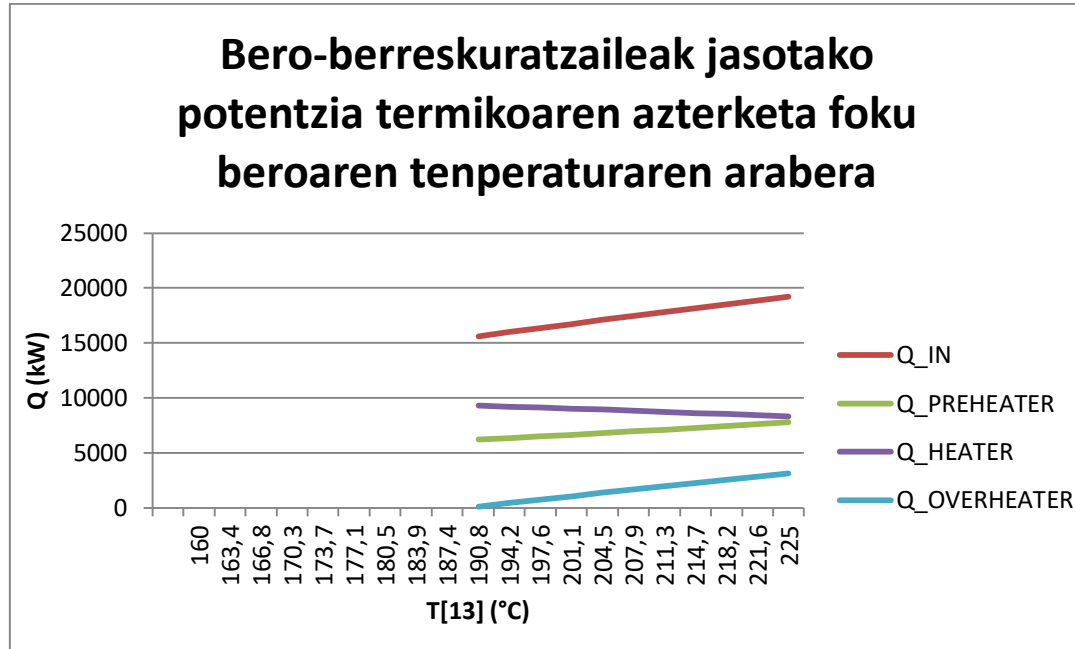
#### 20. Ekuazioa. Bero berreskuragailua osoak jasotako potentzia termikoa.

**17. Irudia.** bero berreskuragailu osoak foku beroaren tenperaturaren ( $T[13]$ ) arabera potentzia termikoa jasotzeko duen gaitasuna erakusten du. Era berean, bero berreskuragailuaren ekipoek berreskuratutako beroaren aldaketak aztertzeko ere balio du, foku beroaren tenperaturaren arabera. Ikus daitekeenez, bero berreskuragailu osoak jasotako potentzia termikoa maximoa da foku beroaren tenperatura altuenarentzat, lurrungailuak xurgatutako potentzia termikoak kontrako portaera izan arren. Izan ere, zenbat eta handiagoa izan foku beroaren tenperatura, orduan eta aukera handiagoa dago beroa berreskuratuzeko, eta, beraz, lan-jariakinaren lurruntze-tenperatura handiagoa izango da. Lan-jariakinaren lurruntze-tenperatura handitu ahala, bi asetasun-egoeren arteko entalpia-jauzia txikitu egiten da, eta, beraz, baita hark berreskuratutako potentzia termikoa ere. Horregatik, bero berreskuragailuak berreskuratutako potentzia termikoaren igoera ez da lurrungailuaren potentzia termikoaren igoeraren ondorio, baizik eta lurrungailuak edo ekonomizagailuak eta gainberogailuak berreskuratutakoaren ondorio, foku beroaren tenperaturaren handitzearekin handitu egiten direnak.

Ikus daiteke, halaber, modeloak bat egin dezan eskatzen duen tenperatura minimoa, gainberogailuak inongo potentzia termikorik ez jasotzeko egon beharko litzatekeen berdina dela. Hori da zikloa hasierako momentutik lan-jariakinaren gainberoketarako prestatu delako.

**17. Irudia.** serie bakoitzaren malda aztertuz gero, ikus daiteke sistemak jasotako potentzia termikoarena positiboa dela, eta horrenbestez, zenbat eta foku beroaren tenperatura altuagoa erabili orduan eta potentzia termiko handiagoa jasoko du sistemak. Bestalde, bero hau berreskuratzeaz enkargatzen diren ekipo bakoitzaren seriea aztertuz gero, ikus daiteke lurrungailuaren kasuan malda negatiboa dela, foku beroaren tenperatura handitu ahala ekipo honek jasotzen duen potentzia termikoa murriztuko dela esan nahi duena. Aurreberogailua eta gainberogailuaren malden artean, antzeman daiteke handiena gainberogailuarena dela, hau da, foku

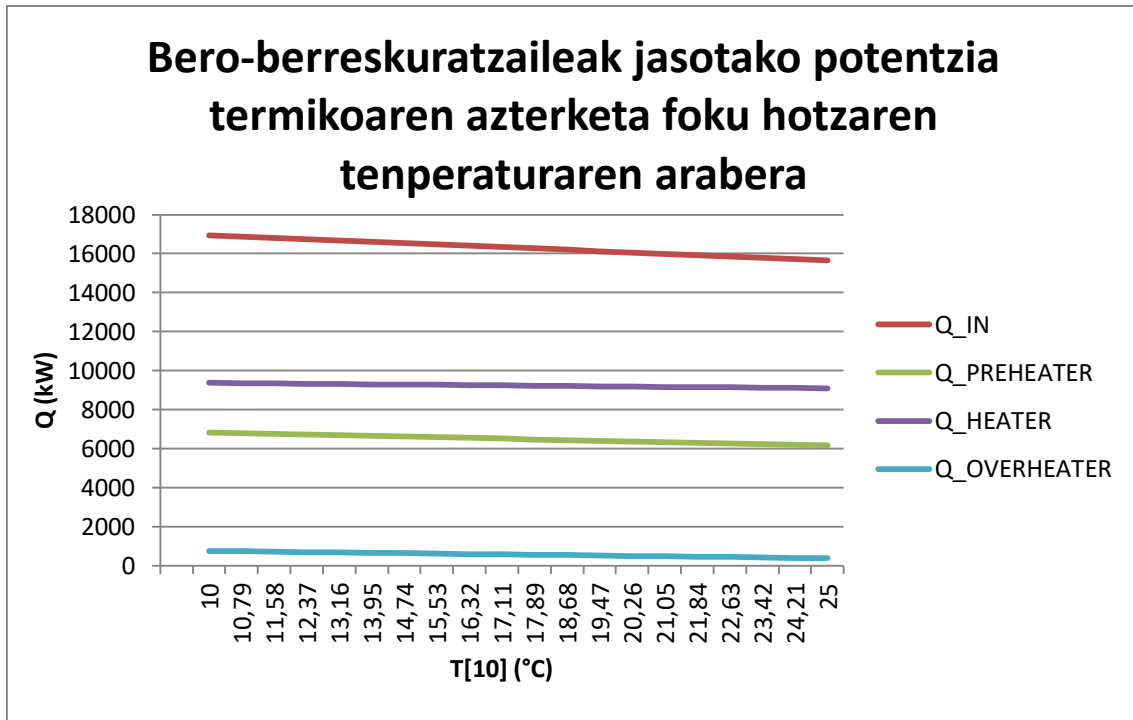
beroaren tenperatura jauzi berdinerako jasotako potentzia termikoaren hazkuntza handiagoa dela.



**17. Irudia. Bero berreskuragailuak jasotako potentzia termikoaren azterketa foku beroaren tenperaturaren arabera.**

18. Irudia. bero berreskuragailu osoak ( $Q_{in}$ ) foku hotzaren tenperaturaren ( $T[10]$ ) arabera potentzia termikoa jasotzeko duen gaitasuna erakusten du. Kasu honetan 17. Irudian gertatutakoaren kontrakoa gertatzen da. Kasu honetan,  $T[10]$  zenbat eta handiago izan txikiagoa izango da bero berreskuragailuak xurgatutako potentzia termikoa. Izan ere, foku hotzaren tenperatura zenbat eta handiago izan, orduan eta handiago izango da lan-jariakinaren tenperatura kondentsadorearen irteeran, eta, beraz, txikiagoa izango da foku beroaren hondar-fluxuak lan-jariakina berotzeko behar duen beroa. Hala ere, aldaketa horiek ez dira oso handiak izango 17. Irudian ikusitakoarekin konparatuz.

Gainera, 18. Irudia.n antzeman daiteke modeloak foku hotzaren tenperatura tarte osoarekin bat egiten duela. Hala ere, ikus daiteke gainberogailuak xurgatutako beroa zerora gerturatzen doala foku hotzaren tenperatura handitzen doan heinean baina, hori ez da gertatzen foku hotzaren tenperatura bere maximoa gainditu arte.



**18. Irudia. Bero berreskuragailuak jasotako potentzia termikoaren azterketa foku hotzaren tenperaturaren arabera.**

18. Irudia. serie bakoitzaren malda aztertuz gero, antzeman daiteke guztiak negatiboak direla, hau da, zenbat eta foku hotzaren tenperatura altuago izan orduan eta potentzia termiko gutxiago jasoko da. Horretaz gain, ikus daiteke, ekipo guztien artean, potentzia termikoaren bilakaeraren malda handiena duena aurreberogailua dela, hau da, aurreberogailua da foku hotzaren tenperatura jauzi berdinerako jasotako potentzia termikoaren murrizketa handiena jasango duena. Hala ere, ekipo guztien bilakaeraren malda oso antzekoak dira.

Bestalde, atal honetako bi irudiak konparatzen badira, antzeman daiteke 17. Irudia serieak malda handiagoa dutela 18. Irudia.ak baino, eta gainera, positiboak direla. Horrenbestez konfirmatu daiteke foku beroaren tenperaturaren handiagotzea eragin handiagoa duela sistemak jasotako potentzia termikoan foku hotzaren tenperaturaren murriztea baino.

**1.4.4.4. KONDENTSADOREAK ASKATUTAKO POTENTZIA TERMIKOA**

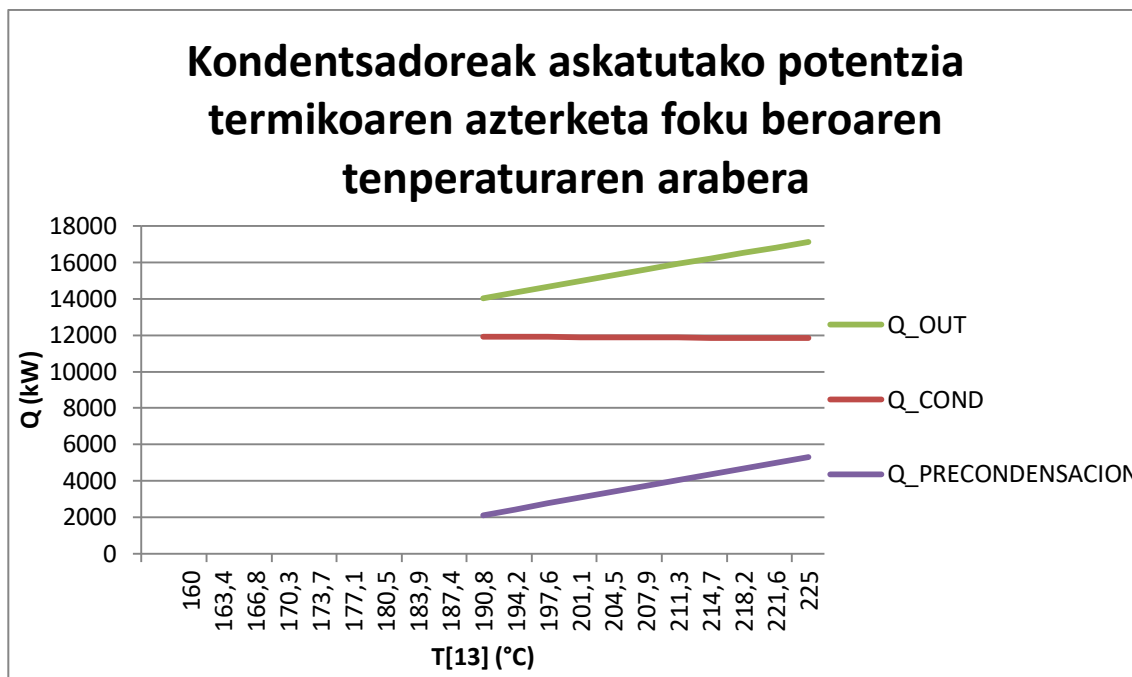
Atal honetan kondentsadore osoak askatutako potentzia termikoaren (Q\_OUT) azterketa egingo da. Atal honek garrantzi handia dauka zikloa kogenerazioan erabili nahi bada, izan ere, bertan aztertzen da zikloa zenbat bero emateko gai den. METODOLOGIA atalean azaldu den bezala ekipo hau bi atal desberdinetan banatuta dago: aurrehokailua (Q\_PRECONDENSACION) eta fase aldaketaz arduratzen den kondentsadorearen zatia (Q\_COND). Horrenbestez, kondentsadore osoak xurgatutako potentzia termikoa honela definitzen da:

$$Q_{OUT} = m_{cycle} * (h_2 - h_4) = Q_{PRECONDENSACION} + Q_{COND}$$

## 21. Ekuazioa. Kondentsadore osoak askatutako potentzia termikoa.

**19. Irudiak** kondentsadore osoak foku beroaren tenperaturaren ( $T[13]$ ) arabera potentzia termikoa askatzeko duen gaitasuna erakusten du. Era berean, kondentsadorea osatzen duten ekipoei berreskuratutako beroaren aldaketak aztertzeko ere balio du, foku beroaren tenperaturaren arabera. Ikus daitekeenez, kondentsadore osoak askatutako potentzia termiko maximoa da foku beroaren tenperatura altuenarentzat. Bestalde, ikus daiteke kondentsadoreak kanporatutako beroa ia ez dela aldatzen, eta aurrehozkailuarena, berriz, handiagoa dela. Izan ere, foku beroaren tenperatura aldatzean, lan-jariakinaren lurruntze-tenperaturaren balioa gehiago aldatzen da kondentsazioarena baino. Lurruntze-tenperatura igotzean, gainberotze-maila handiagoa izango da, eta, beraz, handiagoa izango da turbinan sortutako hedapena. Hala, foku berotik zenbat eta tenperatura handiagoa izan, orduan eta entalpia handiagoa izango du turbinaren irteera-egoerak. Bestalde, aipatu den moduan, lan-jariakinaren kondentsazio-tenperatura ia ez denez aldatzen, aurrehozkailuaren irteera-egoerako entalpia ez da ia aldatuko sarrerarekiko. Hori dela eta, foku beroaren tenperatura aldatzean, aldaketa handiagoak nabaritzen dira aurrehozkailuan askatutako potentzia termikoan fase aldaketan askatutakoa baino.

**19. Irudia** serieen maldak aztertuz gero, antzeman daiteke sistemak askatutako bero osoaren malda positiboa dela, hau da, lehenago esan den moduan, zenbat eta foku beroaren tenperatura altuagoa izan orduan eta potentzia termiko handiagoa askatuko du sistemak. Bestalde, kondentsadoreak kanporatutako potentzia termikoa ia aldatzen ez dela dirudien arren, malda negatiboa du. Horrenbestez, sistemak kanporatutako potentzia termikoaren handitzea eragiten duena aurrehozkailua izango da, malda positiboa duena.

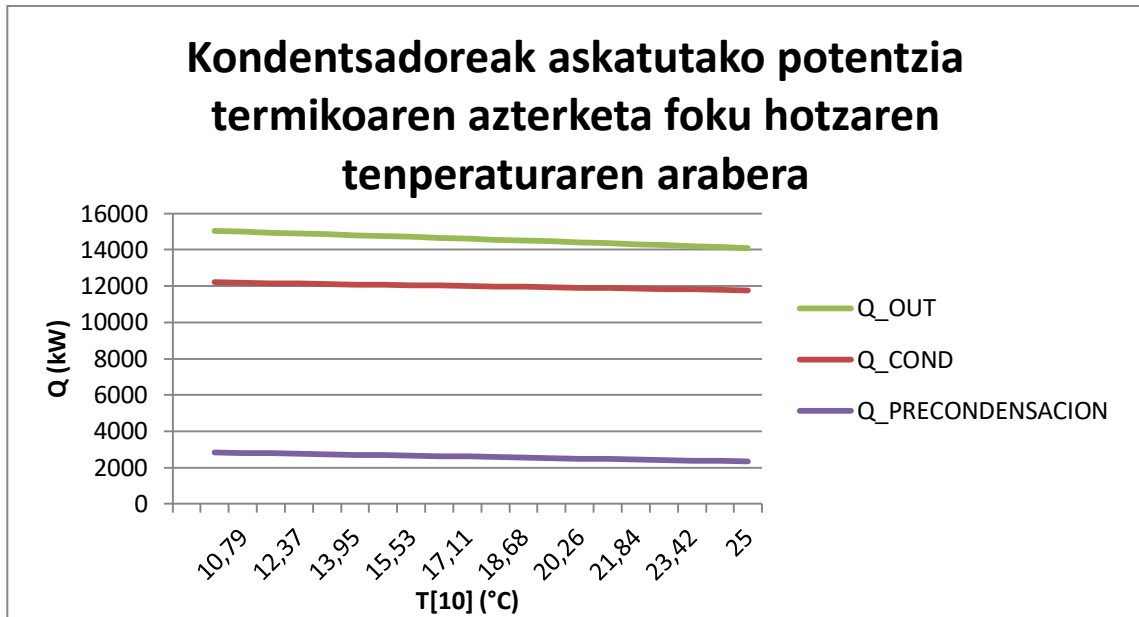


**19. Irudia. Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoaren azterketa foku beroaren tenperaturaren arabera.**

20. Irudiak kondentsadore osoak foku hotzaren tenperaturaren (T[10]) arabera potentzia termikoa askatzeko duen gaitasuna erakusten du. Kasu honetan 19. Irudian gertatutakoaren kontrakoa gertatzen da. Kasu honetan, T[10] zenbat eta handiagoa izan txikiagoa izango da kondentsadoreak askatutako potentzia termikoa. 18. Irudian bezala, non, foku hotzaren tenperatura aldatzean, ikus daiteke bero berreskuragailuak berreskuratutako beroa ia ez dela aldatzen, gauza bera gertatzen da kondentsadore osoa askatzeko gai den beroarekin. Izan ere, foku hotzaren tenperatura zenbat eta altuagoa izan, bi trukagailuen bi egoeren arteko entalpia-diferentziak murriztu egiten dira, eta, ondorioz, murriztu egiten da ekipo horiek kanporatzeko gai diren beroa.

Aurreko paragrafoan esan den bezala, 20. Irudian 19. Irudian gertatutakoaren kontrakoa gertatzen da, kasu honetan sistemak kanporatutako potentzia termikoaren bilakaerak malda negatiboa dauka foku hotzaren tenperatura handitzean. Hala ere, kasu honetan malda handiena duena aurrehozkaileen kasua da.

Irudi biak konparatzen badira, antzeman daiteke foku beroaren tenperaturaren handitzea eragin handiagoa duela sistemak kanporatutako potentzia termikoaren handitzean foku hotzaren tenperaturaren murriztea baino, izan ere, 19. Irudia bilakaerak malda handiagoa erakusten dute, eta horrenbestez, tenperaturaren jauzi berdinerako kanporatutako potentzia termikoa gehiago handitzen da.



**20. Irudia. Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoaren azterketa foku hotzaren tenperaturaren arabera.**

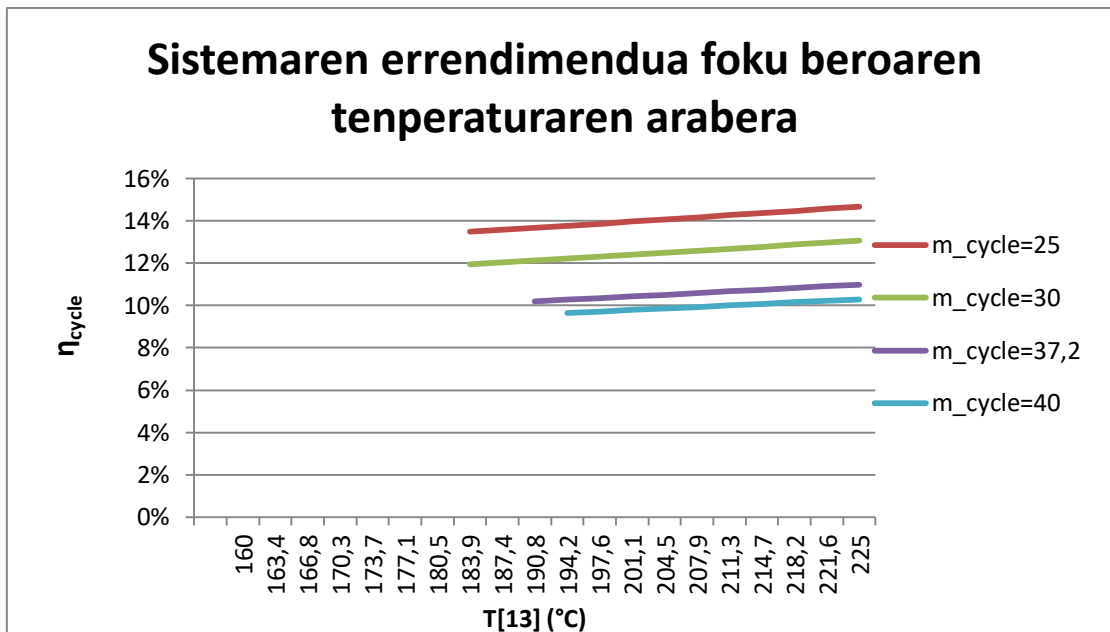
#### 1.4.4.5. SISTEMAREN ERRENDIMENDUA

Atal honetan, zikloaren errendimendu orokorra aztertuko da, hainbat parametro aldatuz. Zikloaren errendimendua turbinak sortutako energiaren eta ponpak kontsumitutakoaren arteko aldea eta zikloak xurgatutako beroaren artekoa zatiketa bezala definitzen da, [22. Ekuazioan](#) ikus daitekeen bezala.

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_{\text{TR}} - W_{\text{CP}}}{Q_{\text{IN}}}$$

#### 22. Ekuazioa. Sistemaren errendimendua.

Bestalde, [TURBINAREN atalean](#) ikusi den bezala, kasu honetan ere [21. Irudian](#) eta [22. Irudian](#) ikus daiteke zenbat eta txikiagoa izan zikloaren masa, orduan eta handiagoa dela eredu horren errendimendua. Hala, bada, eredu horren mugak direla eta, masa-fluxu handiagoak sortutako potentzia elektriko handiagoa ekarri beharko lukeen arren, turbinaren jauzi entalpikoaren murrizketa fluxu masikoarena baino handiagoa da, eta, ondorioz, murriztu egiten da errendimendua.



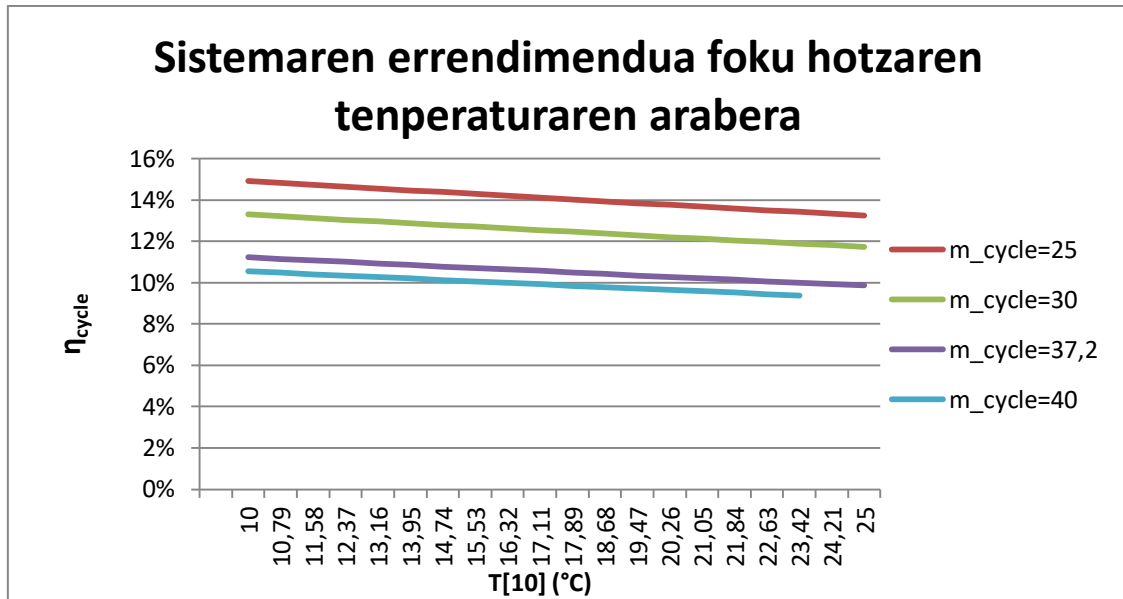
#### 21. Irudia. Sistemaren errendimendua foku beroaren temperaturaren arabera eta lan-jariakin fluxu-masiko desberdinak erabiliz.

21. Irudia honetan ikus daiteke foku beroaren temperaturaren ( $T[13]$ ) handitzeak sistemaren errendimenduaren handitzea dakarrela. **SISTEMAK SORTUTAKO POTENTZIA atalean** azaldu den bezala,  $T[13]$ -ren balioa puztean lan-jariakinaren lurruntze-tenperatura handitzen da, turbinara sartzen den jariakinaren entalpia altuagoa izatea eragiten duena, modu honetan, entalpia jauzi handiago bat sortzen da, sistemak sortutako potentzia elektriko handiago bat eragiten duena, hori guztia errendimendu altuago batean bihurtzen da.

21. Irudia serie bakoitzaren malda aztertuz gero, antzeman daiteke geroz eta lan-jariakinaren fluxu-masiko txikiagoa erabili orduan eta malda handiagoa edukiko du errendimenduaren bilakaera. Horrenbestez, foku beroaren temperatura jauzi berdinerako errendimenduaren hazkuntza handiena erakutsiko duena fluxu-masiko minimoa izango da. Hala ere, nahiz eta errendimendu emaitza hoberenak fluxu-masiko minimoarekin lortu arren, serie batetik bestera dagoen malda diferentzia oso txikia da.

22. Irudian ordea, foku hotzaren temperaturaren ( $T[10]$ ) aldatzearen eraginak aztertzen dira eta 21. Irudian ez bezala, kasu honetan,  $T[10]$ -ren handitzearekin sistemaren errendimendua murriztu egiten da. Izan ere, **SISTEMAK SORTUTAKO POTENTZIA atalean** ikusi den bezala  $T[10]$  handitzean lan-jariakinaren kondentsazio-tenperatura handiagotu egiten da. Nahiz eta honek lan-jariakina berotzeko beharra murriztu,  $Q_{IN}$  txikiago batean bihurtzen dena,  $W_{TURBINE}$  gehiago murrizten da, gainera, bitartean  $W_{PUMP}$  handituz doa.  $W_{TURBINE}$  murriztearen arrazoia, kondentsazio-tenperatura handitzean sortzen den turbina barruko entalpia jauziaren txikiagotzea da.





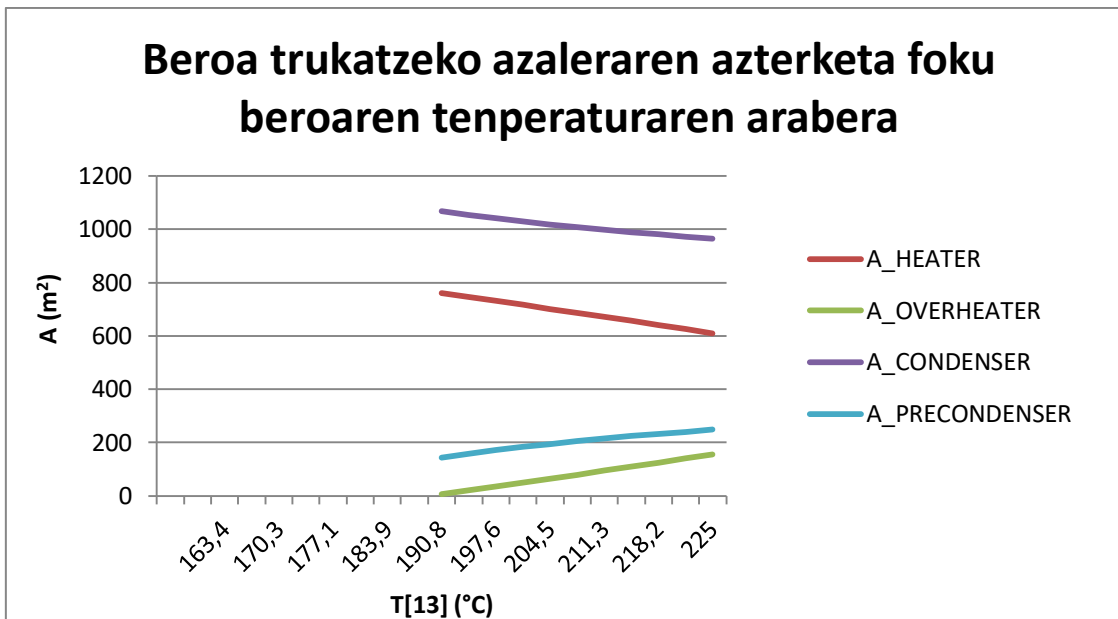
**22. Irudia. Sistemaren errendimendua foku hotzaren temperaturaren arabera eta lan-jariakin fluxu-masiko desberdinak erabiliz.**

22. Irudia serie bakoitzaren malda aztertuz gero, antzeman daiteke guztiek malda negatiboa dutela. 21. Irudian ikusi den bezala, kasu honetan ere, zenbat eta fluxu-masiko txikiagoa erabili orduan malda handiagoa izango du errendimenduaren bilakaera foku hotzaren temperaturaren arabera. Horrenbestez, foku hotzaren temperatura jauzi berdinerako geroz eta fluxu-masiko txikiagoa erabili orduan eta errendimenduaren hazkuntza handiagoa egongo da.

21. Irudia eta 22. Irudia konparatuz gero, antzeman daiteke bilakaera kontrako zentzuan egiteaz gain, lehenengoaren malda bigarrenarena baino askoz handiagoa dela. Honen arabera, uler daiteke foku beroaren temperaturaren handitzea foku hotzaren temperaturaren murriztea baino eragin handiagoa duela sistemaren errendimenduaren hazkuntzan.

**1.4.4.6. BEROA TRUKATZEKO AZALERA**

Trukagailuen azterketa termodinamikoan, bero-trukerako eremuak dira adierazle garrantzitsuenetako bat. Gainera, faktore hori erabakigarria da instalazioaren azken prezioan. **METODOLOGIA**ren atalean azaldu den bezala, kondentsadore eta lurrungailua ekipo desberdinengatik osatuta daude. Lurrungailua fase-aldaketako lurrungailuan (HEATER) eta gainberogailuan (OVERHEATER) banatzen da eta kondentsadorea aurrehokailuan (PRECONDENSER) eta fase aldaketako kondentsadorean (CONDENSER). Hasierako datu bezala ekipo bien azalera osoa eskuragarri dago eta modeloak ekipoaren zati bakoitzari azalera osoaren zein zati dagokion zehazten du.



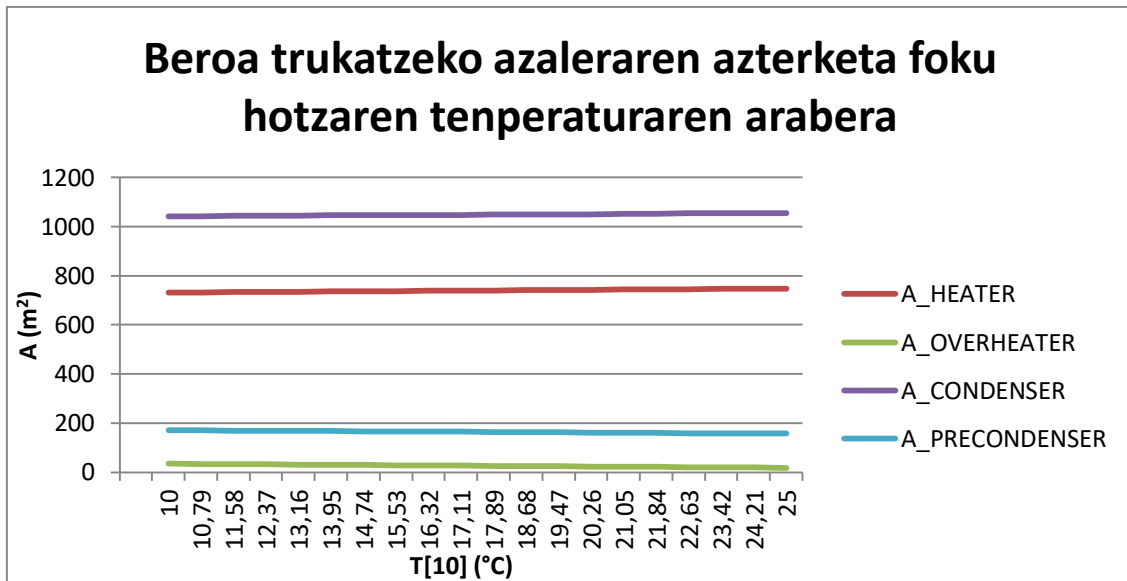
### 23. Irudia. Beroa trukatzeko azaleraren azterketa foku beroaren tenperaturaren arabera.

23. Irudian ekipo bakoitzaren zatien azalera nola aldatzen diren aztertzen du foku beroaren tenperatura ( $T[13]$ ) desberdinentzat. Hasteko, fase-aldaketako lurrungailuaren azalera ikus daitekeenez,  $T[13]$ -ren handitzearekin murriztu egiten da. Izan ere, lan-jariakinaren lurruntze-tenperatura handitu egiten da fase-aldaketako entalpia diferentzia murriztuz. Bestalde, gainberogailuaren kasuan, kontrakoa gertatzen da, zenbat eta altuagoa izan lurruntze-tenperatura, orduan eta handiagoa izango da gainberotze-maila, eta noski, zenbat eta bero handiagoa berreskuratu handiagoa da trukagailurako behar den azalera. Zikloaren kontrako aldean kondentsadorea dago. Aipatu egin den bezala  $T[13]$ -ren handitzearekin lurruntze-tenperatura handitzen da, turbinaren irteerako tenperatura handiagoa izatea eragiten duena. Honek aurrehozteko behar handiagoa sortzen du, aurrehozkailuaren azalera handiago baten beharrean bihurtzen dena. Azkenik, fase-aldaketa kondentsadorearen azalera aurrehozkailuaren neurri berdinean baina alderantziz aldatzen da.

Gainera aipatu beharra dago, 23. Irudian, gainberogailuaren beharrik ez izateko tenperatura maximoa eskaintzen dela, hau ekipo honen azalera zeroruntz hurbiltzen denean ikus daiteke.

Bestalde, 23. Irudia serie bakoitzaren malda aztertuz gero, antzeman daiteke batzuek malda positiboa eta besteak negatiboa dutela. Horretaz gain, ikus daiteke beroketa prozesuan parte hartzen duten ekipoen azalaren bilakaera kontrako zentzua baina, malda berdina konpartitzen dutela, hau da, foku beroaren tenperatura handitu ahala gainberogailuaren azalera lurrungailuaren azalera murrizten den maila berean handitzen dela. Gainera, gauza bera gertatzen da

hozketarako ekipoeekin, kondentsadorearen azalera aurrehozkailea handitzen den neurri berean murrizten dela. Are gehiago, malda handiena erakusten dutenak beroketarako gailuak dira, hau da, foku beroaren tenperatura handitzean aldaketa gehien behar duen gailuaren azalera beroketarako gailuena izango da.



#### 24. Irudia. Beroa trukatzeko azaleraren azterketa foku hotzaren tenperaturaren arabera.

24. Irudian, foku hotzaren tenperaturaren ( $T[10]$ ) arabera ekipu bakoitzaren zati bakoitzaren azalera aztertzen duena, ordea, ikus daitekeenez ez ditu aldaketa handiak jasotzen.

24. Irudia serie bakoitzaren malda aztertuz gero, antzeman daiteke gailu bakoitzaren azaleraren bilakaera, foku hotzaren tenperaturaren arabera, aldaketa oso txikiak izaten dituela, izan ere, hauen maldak oso txikiak dira. Kasu honetan, 23. Irudian ez bezala, malda positiboak dutenak kondentsadorearen eta lurrungailuaren azaleraren bilakaerak dira. Bestalde, kasu honetan ere, lurrungailuaren azalera gainberogailuaren azalera murrizten den heinean handitzen da eta berdin gertatzen da hozketaz arduratzen diren gailuekin.

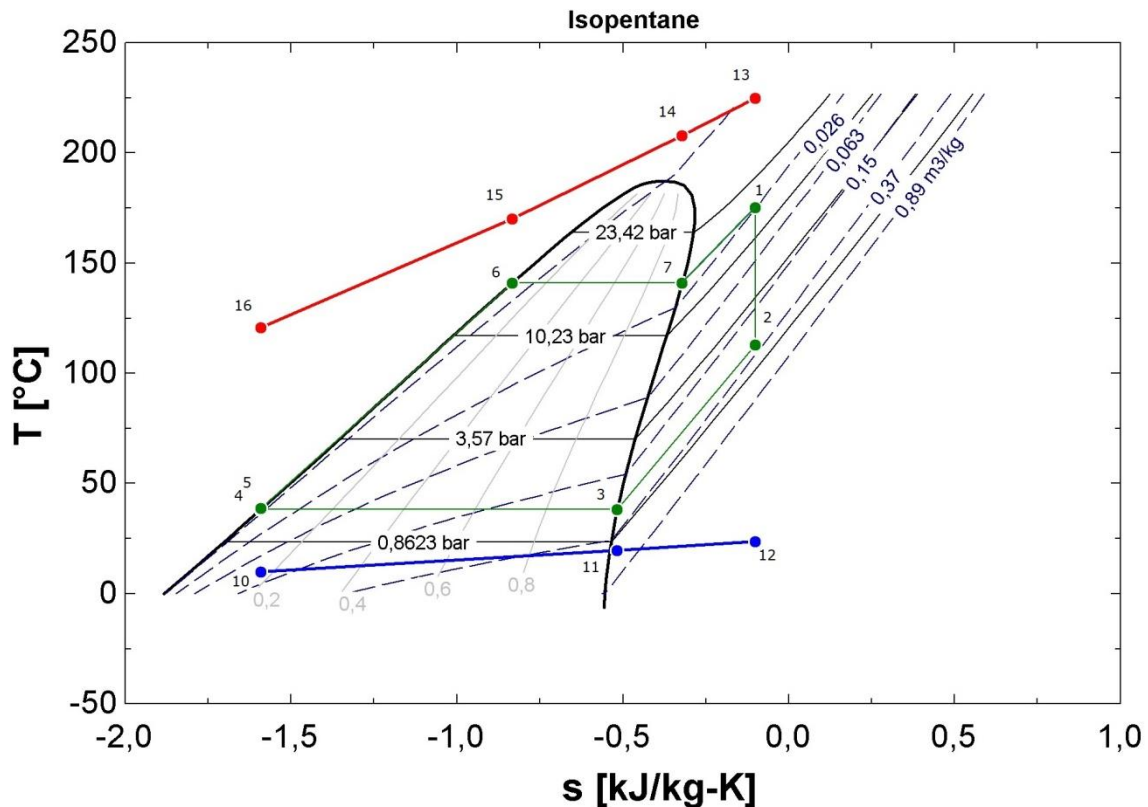
Azkenik, atal honetako irudi biak konparatuz gero, antzeman daiteke 23. Irudia serieen maldak askoz handiagoak direla eta horrenbestez, tenperatura jauzi berdin baterako sistemako bero-trukagailuen azaleraren aldakuntza handiago bat eragiten du foku beroaren tenperaturaren aldatzea.

#### 1.4.5. EXEKUZIO PROPOSAMENA

Atal honetan, proiektuan zehar landutako ORC eta RORC eredu kasu optimoa bilatuko da. Horretarako eredu aldagaiak aldatzen joango dira, ereduak

koadratzen jarrai dezaten eta hauek sortutako potentzia elektrikoa, sistemak jasotako potentzia termikoa eta errendimendu maximoa izan dadin. Eredu bakoitzak muga batzuk ditu eta horrenbestez eredu bakoitzeko aldagai bakoitzak muga desberdinak edukiko dituzte.

#### 1.4.5.1. ORC EREDUAREN EXEKUZIO PROPOSAMENA



#### 25. Irudia. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren T-s diagrama.

25. Irudian exekuzio proposamenaren T-s diagrama ikus daiteke. Egoera optimoa lortzeko, azterketa kasuan ikusi izan den bezala, foku hotzaren tenperatura minimoa eta foku beroaren tenperatura maximoa izango dira aukera hoberenak, horrenbestez, 20. Taulan ikusgarri daudenak dira exekuzio proposamenerako erabaki direnak. Bestalde, ereduak ez ditu onartzen bero-espezifikaren aldaketa handiak, horregatik ez dira aldatu. Foku beroaren kasuan fluxu-masiko maximoa erabiliko da, foku hotzaren fluxu-masikoaren kasuan ordea, kondentsadorera sartuko den ur fluxu-masikoa hau bultzatzeko ponparen arabera izango da eta honen inguruko daturik ez daudenez, hau ez aldatzea erabaki da, izan ere, ereduak ez du mugatzen honen balio maximoa eta horregatik infinituraino eraman daiteke, logikarik ez duena. 20. Taulan ikus daitekeenez kondentsadorearen azalera izan da aldaketa handienak jasan dituen, besteen aldaketa txikienekin emaitzak ez dira ia aldatzen. Azkenik, ereduak onartzen dituen bero-transferentziaren koefiziente orokorrak 20. Taulan ikus daitezkeenak dira.

**20. Taula. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren aldagaien balioa.**

Parametroa	Balioa
Foku beroaren tenperatura	225 °C
Foku hotzaren tenperatura	10 °C
Foku beroaren bero-espezifikoa	2,34 kJ/kg*K
Foku hotzaren bero-espezifikoa	4,186 kJ/kg*K
Foku beroaren fluxu-masikoa	88,9 kg/s
Foku hotzaren fluxu-masikoa	311 kg/s
Isopentanoaren fluxu-masikoa	37,2 kg/s
Turbinaren errendimendu isoentropikoa	%100
Ponparen errendimendu isoentropikoa	%100
Aurreberogailuaren azalera	1002 m <sup>2</sup>
Lurrungailuaren azalera totala	770 m <sup>2</sup>
Kondentsadorearen azalera totala	1500 m <sup>2</sup>
Aurreberogailuaren koefiziente orokorra	berotransferentziaren 200 W/ m <sup>2</sup> *K
Lurrungailuaren koefiziente orokorra	berotransferentziaren 305 W/ m <sup>2</sup> *K
Gainberogailuaren koefiziente orokorra	berotransferentziaren 305 W/ m <sup>2</sup> *K
Aurrehokailuaren koefiziente orokorra	berotransferentziaren 420 W/ m <sup>2</sup> *K
Kondentsadorearen koefiziente orokorra	berotransferentziaren 444 W/ m <sup>2</sup> *K

21. Taulan exekuzio proposamen honetan lortutako egoera bakoitzaren propietate termodinamikoak ikus daitezke.

**21. Taula. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.**

Egoerak	P[i]	T[i]	h[i]	s[i]
[1] Gainberogailuaren irteera eta turbinaren sarrera	15,99	175,2	264,9	-0,1008
[2] Turbinaren irteera eta aurrehokailuaren sarrera	1,427	113	159,5	-0,1008
[3] Aurrehokailuaren irteera eta kondentsadorearen sarrera	1,427	38,16	14,62	-0,5168
[4] Kondentsadorearen irteera eta ponparen sarrera	1,427	38,16	-319,8	-1,591
[5] Ponparen irteera eta aurreberogailuaren sarrera	15,99	38,72	-317,3	-1,591
[6] Aurreberogailuaren irteera eta lurrungailuaren sarrera	15,99	141	-42,24	-0,8336
[7] Lurrungailuaren irteera eta gainberogailuaren sarrera	15,99	141	170,1	-0,3209

22. Taulan exekuzio proposamen honetan izandako foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera ikus daiteke.

**22. Taula. ORC zikloaren exekuzio proposamenaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.**

Egoerak	T (°C)
[10] Kondentsadorera sarrera	10
[11] Aurrehozkailuaren sarrera	19,56
[12] Aurrehozkailuaren irteera	23,7
[13] Gainberogailuaren sarrera	225
[14] Lurrungailuaren sarrera	208
[15] Aurreberogailuaren sarrera	170,1
[16] Aurreberogailuaren irteera	120,9

23. Taula 24. Taula 25. Taula 26. Taula eta 27. Taula exekuzio proposamen honetan sistemak emandako emaitzak ikus daitezke.

**23. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak ORC exekuzio proposamena.**

Turbinak sortutako potentzia elektrikoa ( $W_{\text{TURBINE}}$ )	3.920 (kW)
Ponpak kontsumitutako potentzia elektrikoa ( $W_{\text{PUMP}}$ )	90,04 (kW)
Sistemak sortutako potentzia elektrikoa totala ( $W_{\text{TOTAL}}$ )	3.830 (kW)
Sistemak xurgatutako potentzia termiko totala ( $Q_{\text{IN}}$ )	21.661 (kW)
Sistemaren errendimendu totala ( $\eta_{\text{cycle}}$ )	17,68 (%)

**24. Taula. ORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.**

Aurreberogailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{PREHEATER}}$ )	10.234 (kW)
Lurrungailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{HEATER}}$ )	7.900 (kW)
Gainberogailuak xurgatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{OVERHEATER}}$ )	3.526 (kW)

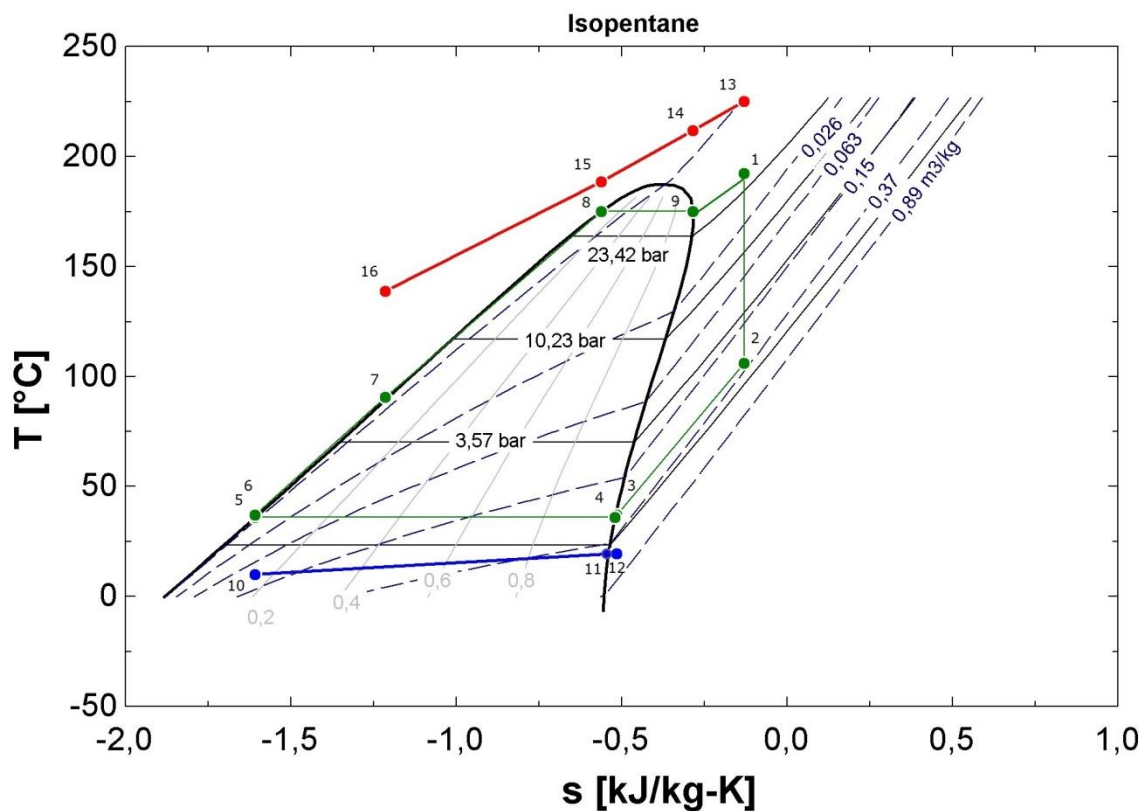
**25. Taula. ORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.**

Aurrehozkailuak askatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{PRECOOLER}}$ )	5.391 (kW)
Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoa ( $Q_{\text{CONDENSER}}$ )	12.439 (kW)

## 26. Taula. ORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa exekuzio proposamenean.

$UA_{\text{PRECOOLER}}$	119.590(W/K)
$UA_{\text{CONDENSER}}$	539.576 (W/K)
$UA_{\text{PREHEATER}}$	200.400 (W/K)
$UA_{\text{HEATER}}$	174.013 (W/K)
$UA_{\text{OVERHEATER}}$	60.837 (W/K)

### 1.4.5.2. RORC EREDUAREN EXEKUZIO PROPOSAMENA



### 26. Irudia. RORC ereduaren exekuzio proposamenaren T-s diagrama.

26. Irudian exekuzio proposamenaren T-s diagrama ikus daiteke. Egoera optimoa lortzeko, azterketa kasuan eta ORC-ren kasuan ikusi izan den bezala, foku hotzaren temperatura minimoa eta foku beroaren temperatura maximoa izango dira aukera hoberenak, horrenbestez, 27. Taulan ikusgarri daudenak dira exekuzio proposamenerako erabaki direnak. Aurreko kasuan bezala, honetan ere, foku hotzaren fluxu masikoa konstante mantendu da. Foku beroaren fluxu-masikoa ordea, ez da honen balio maximoa erabili, izan ere, egoera optimoa lortzeko 85 kg/s balioa erabili behar da, 27. Taulan ikus daitekeen bezala. Bestalde, ekipoen errendimendu orokorra eta isoentropikoa optimoa suposatu da. Emaitza optimoak lortzeko, aurreberogailu eta kondentsadorearen azalera nabarmenki handitu

behar dira. Azkenik, ereduak onartzen dituen bero-transferentziaren koefiziente orokorrak **27. Taulan** ikus daitezkeenak dira.

**27. Taula. ORC ereduaren exekuzio proposamenaren aldagaien balioa.**

Parametroa	Balioa
Foku beroaren tenperatura	225 °C
Foku hotzaren tenperatura	10 °C
Foku beroaren bero-espezifikoa	2,34 kJ/kg*K
Foku hotzaren bero-espezifikoa	4,186 kJ/kg*K
Foku beroaren fluxu-masikoa	85 kg/s
Foku hotzaren fluxu-masikoa	311 kg/s
Isopentanoaren fluxu-masikoa	37,2 kg/s
Turbinaren errendimendu isoentropikoa	%100
Ponparen errendimendu isoentropikoa	%100
Birsortzailearen errendimendua	%100
Aurreberogailuaren azalera	1814 m <sup>2</sup>
Lurrungailuaren azalera totala	898 m <sup>2</sup>
Kondentsadorearen azalera totala	1590 m <sup>2</sup>
Aurreberogailuaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra	200 W/ m <sup>2</sup> *K
Lurrungailuaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra	305 W/ m <sup>2</sup> *K
Gainberogailuaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra	305 W/ m <sup>2</sup> *K
Aurrehozkailuaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra	380 W/ m <sup>2</sup> *K
Kondentsadorearen bero-transferentziaren koefiziente orokorra	380 W/ m <sup>2</sup> *K

**28. Taulan** exekuzio proposamen honetan lortutako egoera bakoitzaren propietate termodinamikoak ikus daitezke.

**28. Taula. RORC ereduaren exekuzio proposamenaren egoera bakoitzeko propietate termodinamikoak.**

Egoerak	P[i]	T[i]	h[i]	s[i]
[1] Gainberogailuaren irteera eta turbinaren sarrera	27,95	192,3	272,8	-0,1296
[2] Turbinaren irteera eta birsorgailuaren sarrera	1,331	106,1	145,5	-0,1296
[3] Birsorgailuaren irteera eta aurrehozkailuaren sarrera	1,331	37	13,11	-0,5141
[4] Aurrehozkailuaren irteera eta kondentsadorearen sarrera	1,331	36	11,33	-0,5198
[5] Kondentsadorearen irteera eta ponparen sarrera	1,331	36	-324,8	-1.607



<b>[6] Ponparen irteera eta birsorgailuaren sarrera</b>	27,95	37	-320,4	-1.607
<b>[7] Birsorgailuaren irteera eta aurreberogailuaren sarrera</b>	27,95	90,64	-188	-1,214
<b>[8] Aurreberogailuaren irteera eta lurrungailuaren sarrera</b>	27,95	175,1	78,28	-0,561
<b>[9] Lurrungailuaren irteera eta gainberogailuaren sarrera</b>	27,95	175,1	202,7	-0,2835

29. Taulan exekuzio proposamen honetan izandako foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera ikus daiteke.

**29. Taula. RORC zikloaren exekuzio proposamenaren foku hotz eta beroaren tenperaturen bilakaera.**

Egoerak	T (°C)
<b>[10] Kondentsadorera sarrera</b>	10
<b>[11] Aurrehozkailuaren sarrera</b>	19,6
<b>[12] Aurrehozkailuaren irteera</b>	19,66
<b>[13] Gainberogailuaren sarrera</b>	225
<b>[14] Lurrungailuaren sarrera</b>	211,9
<b>[15] Aurreberogailuaren sarrera</b>	188,6
<b>[16] Aurreberogailuaren irteera</b>	138,8

30. Taula 31. Taula 32. Taula eta 33. Taula exekuzio proposamen honetan lortutako egoera bakoitzaren propietate termodinamikoak ikus daitezke.

**30. Taula. Eragiketaren emaitza orokorrak RORC exekuzio proposamena.**

<b>Turbinak sortutako potentzia elektrikoa (<math>W_{TURBINE}</math>)</b>	4.736 (kW)
<b>Ponpak kontsumitutako potentzia elektrikoa (<math>W_{PUMP}</math>)</b>	163,8 (kW)
<b>Sistemak sortutako potentzia elektrikoa totala (<math>W_{TOTAL}</math>)</b>	4.572 (kW)
<b>Sistemak xurgatutako potentzia termiko totala (<math>Q_{IN}</math>)</b>	17.142 (kW)
<b>Sistemaren errendimendu totala (<math>\eta_{cycle}</math>)</b>	26,67 (%)

**31. Taula. RORC Sistemak xurgatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.**

<b>Aurreberogailuak xurgatutako potentzia termikoa (<math>Q_{PREHEATER}</math>)</b>	9.905 (kW)
<b>Lurrungailuak xurgatutako potentzia termikoa (<math>Q_{HEATER}</math>)</b>	4.627 (kW)
<b>Gainberogailuak xurgatutako potentzia termikoa (<math>Q_{OVERHEATER}</math>)</b>	2.611 (kW)

**32. Taula. RORC Sistemak askatutako potentzia termikoaren banaketa exekuzio proposamenean.**

<b>Aurrehozkailuak askatutako potentzia termikoa (<math>Q_{\text{PRECOOLER}}</math>)</b>	<b>66,13 (kW)</b>
<b>Kondentsadoreak askatutako potentzia termikoa (<math>Q_{\text{CONDENSER}}</math>)</b>	<b>12.504 (kW)</b>

**33. Taula. RORC sistemaren bero-transferentziaren koefiziente orokorra eta azaleraren arteko biderketa exekuzio proposamenean.**

<b><math>UA_{\text{PRECOOLER}}</math></b>	<b>3.921(W/K)</b>
<b><math>UA_{\text{CONDENSER}}</math></b>	<b>600.279 (W/K)</b>
<b><math>UA_{\text{PREHEATER}}</math></b>	<b>362.800 (W/K)</b>
<b><math>UA_{\text{HEATER}}</math></b>	<b>198.748 (W/K)</b>
<b><math>UA_{\text{OVERHEATER}}</math></b>	<b>75.142 (W/K)</b>

## 1.5. ONDORIOAK

Azken atal honetan, proiektu osoan zehar erabili den metodologiaren balorazioa egingo da eta baita, honen inguruan antzemandako ondorioak ere azalduko dira. Bestalde, proiektu honetan, arrazoi desberdinengatik, aztertu ezin izan diren alderdiak, etorkizuneko lanak bezala aurkeztuak izango dira.

### 1.5.1. METODOLOGIAREN BALORAZIOA ETA ONDORIOAK

Lehenik eta behin, ORC eta RORC ereduaren modelatzean garatutako ondorioak aipatuko dira. **METODOLOGIA**n aipatu den bezala, eredu biek antzeko abiapuntu bat dute eta hau pixkanaka konplexuago bihurtzen joateko mugak finkatzen joan behar da. Pauso hau oso garrantzitsua da eta kasu honetan arazo gehien sortu dituen izan da, izan ere, alderdi hau ezezaguna zen. Beraz, ekipoak gehitu edo hauek konplexuagoak bihurtu heinean mugak finkatu behar dira programaren barne kalkulak errorerik ez jasateko eta modu honetan egoera bakoitzaren tenperatura eta entalpiak kalkulatu ahal izateko. Horrenbestez, modu honetan modelatu nahi izan ezker, gogoratu *Update Guesses* funtzioa erabili behar dela eredu aldatu nahi den bakoitzean.

Bigarrenik, ORC eta RORC ereduak konparatu ezker, antzeman daiteke RORC eredu 200 kW gehiago jasotzeko gai dela, %10,3-ko errendimendu batetik %12,86 batera pasatzea eragiten duena. Gainera, birsorgailua aplikatzeari esker, aurrehozkailu, aurreberogailu eta gainberogailuak jaso edo askatu behar duten beroa nabarmenki murrizten da, ekipo hauen azaleraren murrizpen batean bihurtzen dena eta horrenbestez ekipo hauen gastu txikiago batean bilakatzen dena. Bestalde, **EXEKUZIO PROPOSAMENA atalean** ikusi den bezala, kasu optimoan RORC ereduak 742 kW gehiago sortzeko gai da eta %26,67-ko errendimendu batekin, ORC eredu 742 kW baino bederatzi puntu altuagoa den errendimendua.

Hirugarrenik, proiektu honetan analizatu den lehenengo alderdia lan-jariakin desberdinak izan dira. Nahiz eta BAMBOO proiekturako erabakita egon Isopentanoa erabiliko zela, eredu hauetarako lan-jariakin desberdinak frogatu dira, optimoena zein den konprobatzeko. **LAN-JARIAKIN DESBERDINEN ERABILERA atalean** ikus ahal den bezala potentzia termiko handiena jasotzeko eta potentzia elektriko handiena sortzeko gai diren jariakinak Isopentanoa eta R123 dira. Biek sortutako emaitzak oso antzekoak dira eta R123 jariakina orokorrean Isopentanoa baino merkeagoa da, hala ere, Gas fluoratuei buruzko 517/2014 EB Erregelamenduak, III. Eranskinean [53] azaltzen duen bezala, hozgarrien erabilera desagertzen joango da hauek sortutako ingurumen inpaktuarengatik. Horrenbestez, nahiz eta R123 jariakina merkatutik noiz kenduko den jakin ez arren, gomendatzen da jariakin honetan ez inbertitzea. Hori dela eta, eredu hauetan erabili daitekeen lan-jariakin optimoa Isopentanoa da.

Laugarrenik, foku hotz eta beroaren tenperaturen inguruan aipatu beharra dago, foku beroaren tenperatura eragin handiagoa duela sistemak sortutako potentzia elektrikoan eta honek jasotako potentzia termikoan. Gainera, aldagai bi hauek handitzeko, foku beroaren tenperatura handitu beharko litzateke eta kontrakoa foku hotzaren tenperaturaren kasuan. Bestalde, bi foku hauen fluxu-masikoak geroz eta handiagoak izan, handiagoak izango dira aldagai bi hauen bilakaera. Sistemaren errendimendua noski, potentzia elektrikoa eta termikoak duten bilakaera berdina edukiko du foku hotz eta beroaren arabera. Beste alde batetik, lan-jariakinaren fluxu-masikoaren inguruan aipatu beharra dago, honen balio minimo eta maximoaren artean balore optimo bat egongo dela, bezeroaren eskaintzaren araberrako izango dena. Azkenik, esan beharra dago, zenbat eta foku beroaren tenperatura altuagoa izan, aurrehozkailu eta gainberogailuaren azalera handitu beharko direla, foku hotzaren tenperaturaren aldatzeak sisteman aldaketa handirik ematen ez dituen bitartean.

#### 1.5.2. ETORKIZUNeko LANAK

Proiektu hau jarraitzeko bide posibleen artean, lehenengo pausoa, eredu zehatzago bat garatzea litzateke. Zehatzagoa bihurtzeko gauza desberdinak egin daitezke baina, horien artean garrantzitsuena sistema osoaren karga galerak kalkulatzeko litzateke. Azterketa kasurako erabili diren parametroen baloreak teorikoak direnez, hau da, ez zegoenez ekipo eta hodian inongo informaziorik eskuragarri, hauek kalkulatzeko ezinezkoa gertatu da.

Hau honela izanda, proiektuaren analisi ekonomikoa egitea ere ezinezkoa gertatu da. Eta ez da soilik izan ekipoen inguruko informaziorik eskuragarri ez zegoelako, izan ere, **TESTUINGURUA atalean** aipatu den bezala, hau ez da instalazio baten optimizaziorako egin den proiektua, baizik eta industria desberdinek ORC bat instalatuz lortuko zituzten onurak aztertzeke tresna bat garatzeko proiektua da. Beraz, instalazioa non eraiki erabaki gabe ezingo litzateke inbertsioaren amortizazioa kalkulatu, izan ere, beharrezkoa da jakitea tokiaren elektrizitatearen prezioa.

Egindako ORC ereduaren emaitzak baliozkotzea falta den arren, esan daiteke ereduak itzulitako emaitzak koherenteak direla eta aldagaietan egindako aldaketei egoki erantzuten dietela.

Azkenik, **PROIEKTUAREN HELBURUAK ETA IRISMENA atalean** aipatu den bezala, Matlaben tresna den APP\_designer bidez aplikazio bat sortu nahi zen, horren bidez, bezeroek berek azter zezaketen inbertsioak merezi duen ala ez. Aplikazioari kokapena eta ezagunak diren parametroak definituz, berak eskainiko zituen zikloaren erantzun orokorrak (errendimendua, potentzia elektrikoa, etab.). Arrazoi desberdinengatik aukera hau ezin izan da aurrera eramane, hala ere, oso aukera interesgarria da bezeroentzat.

## 1.6. BIBLIOGRAFIA

1. UTLU, Z. *Investigation of the Potential for Heat Recovery at Low, Medium, and High Stages in the Turkish Industrial Sector (TIS): An Application.*, 2015 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544214014248> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.052>.
2. FORMAN, C., MURITALA, I.K., PARDEMANN, R. and MEYER, B. *Estimating the Global Waste Heat Potential.*, 2016 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115015750> ISBN 1364-0321. DOI <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
3. KLEIN, S.A. *Engineering Equation Solver (EES), Academic Professional Version, F-Chart Software*, 2015.
4. MATLAB, M. *SIMULINK for Technical Computing.* URL: <Http://Www.Mathworks.Com/>(Date Accessed: 10.31.2014), 2012.
5. BRÜCKNER, S., et al. *Industrial Waste Heat Recovery Technologies: An Economic Analysis of Heat Transformation Technologies.*, 2015 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261915004584> ISBN 0306-2619. DOI <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>.
6. DE BEER, J., WORRELL, E. and BLOK, K. Long-Term Energy-Efficiency Improvements in the Paper and Board Industry. *Energy*, 1998, vol. 23, no. 1 [viewed 13 December 2019]. pp. 21-42. Available from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0031891336&doi=10.1016%2fS0360-5442%2897%2900065-0&partnerID=40&md5=08e5a7c976a974444bee1bc16ba1a500> SCOPUS. DOI 10.1016/S0360-5442(97)00065-0.
7. BOROUMANDJAZI, G., RISMANCHI, B. and SAIDUR, R. A Review on Exergy Analysis of Industrial Sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 27 [viewed 13 December 2019]. pp. 198-203. Available from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84880859161&doi=10.1016%2fj.rser.2013.06.054&partnerID=40&md5=b112ee17034662ae16c3f629ac7d718> SCOPUS. DOI 10.1016/j.rser.2013.06.054.
8. VILLAR, A., PARRONDO, J. and ARRIBAS, J.J. Waste Heat Recovery Technology in Continuous Casting Process. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 2015, vol. 17, no. 2. pp. 555-562. Available from: <https://doi.org/10.1007/s10098-014-0801-0> ISSN 1618-9558. DOI 10.1007/s10098-014-0801-0.

9. NAKICENOVIC, N., GILLI, P.V. and KURZ, R. Regional and Global Exergy and Energy Efficiencies. *Energy*, 1996, vol. 21, no. 3 [viewed 14 December 2019]. pp. 223-237. Available from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0029667358&doi=10.1016%2f0360-5442%2896%2900001-1&partnerID=40&md5=a6f32d4cabcb4cf916d8042064ca5bc8> SCOPUS. DOI 10.1016/0360-5442(96)00001-1.
10. CULLEN, J.M. and ALLWOOD, J.M. Theoretical Efficiency Limits for Energy Conversion Devices. *Energy*, 2010, vol. 35, no. 5 [viewed 14 December 2019]. pp. 2059-2069. Available from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-77950340891&doi=10.1016%2fj.energy.2010.01.024&partnerID=40&md5=f8ce2e15ae4527c12dcdca0ded7b1acf> SCOPUS. DOI 10.1016/j.energy.2010.01.024.
11. FORMAN, C., MURITALA, I.K., PARDEMANN, R. and MEYER, B. Estimating the Global Waste Heat Potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 57 [viewed 14 December 2019]. pp. 1568-1579. Available from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84954088763&doi=10.1016%2fj.rser.2015.12.192&partnerID=40&md5=3d2238c48c9e3fdc158dbf7a7e20fd28> SCOPUS. DOI 10.1016/j.rser.2015.12.192.
12. ABDELAZIZ, E.A., SAIDUR, R. and MEKHILEF, S. *A Review on Energy Saving Strategies in Industrial Sector.*, 2011 Available from: <http://www.sciencedirect.com.ehu.idm.oclc.org/science/article/pii/S136403211000290X> ISBN 1364-0321. DOI <https://doi.org.ehu.idm.oclc.org/10.1016/j.rser.2010.09.003>.
13. YUE, C., HAN, D., PU, W. and HE, W. Comparative Analysis of a Bottoming Transcritical ORC and a Kalina Cycle for Engine Exhaust Heat Recovery. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 89 [viewed 15 December 2019]. pp. 764-774. Available from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84909606650&doi=10.1016%2fj.enconman.2014.10.029&partnerID=40&md5=c3f8fd66802a797a74bd92f70343ba21> SCOPUS. DOI 10.1016/j.enconman.2014.10.029.
14. WANG, Y., TANG, Q., WANG, M. and FENG, X. *Thermodynamic Performance Comparison between ORC and Kalina Cycles for Multi-Stream Waste Heat Recovery.*, 2017 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890417303308> ISBN 0196-8904. DOI <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.026>.
15. CAMPOS RODRÍGUEZ, C.E., et al. Exergetic and Economic Comparison of ORC and Kalina Cycle for Low Temperature Enhanced Geothermal System in

Brazil. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 52. pp. 109–119 DOI 10.1016/j.applthermaleng.2012.11.012.

16. BOMBARDA, P., INVERNIZZI, C. and PIETRA, C. Heat Recovery from Diesel Engines: A Thermodynamic Comparison between Kalina and ORC Cycles. *Applied Thermal Engineering - APPL THERM ENG*, 2009, vol. 30 DOI 10.1016/j.applthermaleng.2009.08.006.

17. WALRAVEN, D., LAENEN, B. and D'HAESELEER, W. *Comparison of Thermodynamic Cycles for Power Production from Low-Temperature Geothermal Heat Sources.*, 2013 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890412003858> ISBN 0196-8904. DOI <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.10.003>.

18. NEMATI, A., NAMI, H., RANJBAR, F. and YARI, M. *A Comparative Thermodynamic Analysis of ORC and Kalina Cycles for Waste Heat Recovery: A Case Study for CGAM Cogeneration System.*, 2017 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X16300673> ISBN 2214-157X. DOI <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.11.003>.

19. VARMA, G.V.P. and SRINIVAS, T. *Power Generation from Low Temperature Heat Recovery.*, 2017 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116307808> ISBN 1364-0321. DOI <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.005>.

20. BIANCHI, M. and DE PASCALE, A. *Bottoming Cycles for Electric Energy Generation: Parametric Investigation of Available and Innovative Solutions for the Exploitation of Low and Medium Temperature Heat Sources.*, 2011 [viewed 14 April 2020]. Available from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-79551519243&doi=10.1016%2fj.apenergy.2010.11.013&partnerID=40&md5=47e8498dc9d4342d29666c4fd43f4a55> SCOPUS. DOI 10.1016/j.apenergy.2010.11.013.

21. VESCOVO, R. and SPAGNOLI, E. *High Temperature ORC Systems.*, 2017 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217340298> ISBN 1876-6102. DOI <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.160>.

22. YAMAMOTO, T., FURUHATA, T., ARAI, N. and MORI, K. *Design and Testing of the Organic Rankine Cycle.*, 2001 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544200000633> ISBN 0360-5442. DOI [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(00\)00063-3](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(00)00063-3).

23. CAMPANA, F., et al. ORC Waste Heat Recovery in European Energy Intensive Industries: Energy and GHG Savings. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 76. pp. 244-252. Available from: <https://ehu.on.worldcat.org/oclc/5902318752> WorldCat.org. ISSN 0196-8904. DOI 10.1016/j.enconman.2013.07.041.
24. MADHAWA HETTIARACHCHI, H.D., GOLUBOVIC, M., WOREK, W.M. and IKEGAMI, Y. *Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle using Low-Temperature Geothermal Heat Sources.*, 2007 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544207000187> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2007.01.005>.
25. LIU, B., CHIEN, K. and WANG, C. *Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery.*, 2004 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544204000179> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.01.004>.
26. HUNG, T.C., SHAI, T.Y. and WANG, S.K. *A Review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Recovery of Low-Grade Waste Heat.*, 1997 Available from: <http://www.sciencedirect.com.ehu.idm.oclc.org/science/article/pii/S036054429600165X> ISBN 0360-5442. DOI [https://doi.org.ehu.idm.oclc.org/10.1016/S0360-5442\(96\)00165-X](https://doi.org.ehu.idm.oclc.org/10.1016/S0360-5442(96)00165-X).
27. HUNG, T. *Waste Heat Recovery of Organic Rankine Cycle using Dry Fluids.*, 2001 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890400000819> ISBN 0196-8904. DOI [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00081-9](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00081-9).
28. MAIZZA, V. and MAIZZA, A. *Unconventional Working Fluids in Organic Rankine-Cycles for Waste Energy Recovery Systems.*, 2001 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431100000442> ISBN 1359-4311. DOI [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00044-2](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00044-2).
29. CHEN, H., GOSWAMI, D.Y. and STEFANAKOS, E.K. *A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat.*, 2010 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032110001863> ISBN 1364-0321. DOI <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.006>.
30. BAO, J. and ZHAO, L. *A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle.*, 2013 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113001998> ISBN 1364-0321. DOI <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>.



31. PERIS, B., NAVARRO-ESBRÍ, J. and MOLÉS, F. *Bottoming Organic Rankine Cycle Configurations to Increase Internal Combustion Engines Power Output from Cooling Water Waste Heat Recovery.* , 2013 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431113005978> ISBN 1359-4311. DOI <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.08.016>.
32. ALIJANPOUR SHESHPOLI, M., MOUSAVI AJAROSTAGHI, S.S. and DELAVAR, M.A. *Waste Heat Recovery from a 1180kW Proton Exchange Membrane Fuel Cell (PEMFC) System by Recuperative Organic Rankine Cycle (RORC).* , 2018 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218309666> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.132>.
33. XI, H., LI, M., XU, C. and HE, Y. *Parametric Optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery using Genetic Algorithm.* , 2013 Available from: <http://www.sciencedirect.com.ehu.idm.oclc.org/science/article/pii/S0360544213005379> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org.ehu.idm.oclc.org/10.1016/j.energy.2013.06.039>.
34. LI, X., ZHAO, C. and HU, X. *Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector.* , 2012 Available from: <http://www.sciencedirect.com.ehu.idm.oclc.org/science/article/pii/S0360544212002484> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org.ehu.idm.oclc.org/10.1016/j.energy.2012.03.047>.
35. YANG, M., YEH, R. and HUNG, T. *Thermo-Economic Analysis of the Transcritical Organic Rankine Cycle using R1234yf/R32 Mixtures as the Working Fluids for Lower-Grade Waste Heat Recovery.* , 2017 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544217314378> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.059>.
36. LINDSTROM, G. *Programming with Python. IT Professional*, 2005, no. 5. pp. 10-16.
37. Modelica Association. *Specification, Tutorials.* 1998-12-05)[2005-04-04].[Http://Www.Modelica.Org](http://Www.Modelica.Org), 2009.
38. DYNASIM, A.B. *Dynamic Modeling Laboratory.* Lund: <Http://Www.Dynasim.Se>, 2002.
39. ZIVIANI, D., BEYENE, A. and VENTURINI, M. *Advances and Challenges in ORC Systems Modeling for Low Grade Thermal Energy Recovery.* , 2014 Available from:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914001044> ISBN 0306-2619. DOI <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.074>.

40. B. M. Mazetto<sup>1</sup>, J. A. M. Silva and S. Oliveira Jr. Are ORCs a Good Option for Waste Heat Recovery in a Petroleum Refinery?.

41. LION, S., et al. *Thermodynamic Analysis of Waste Heat Recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a Two-Stroke Low Speed Marine Diesel Engine in IMO Tier II and Tier III Operation.*, 2019 Available from:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544219312551> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.123>.

42. da Silva, Julio A. M., et al. *Exergy Evaluation and ORC use as an Alternative for Efficiency Improvement in a CI-Engine Power Plant.*, 2018 Available from:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2213138818303254> ISBN 2213-1388. DOI <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.10.007>.

43. LEMMON, E.W., HUBER, M.L. and MCLINDEN, M.O. NIST Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.0, National Institute of Standards and Technology. *R1234yf.Fld File Dated December, 2010*, vol. 22. pp. 2010.

44. CARDEMIL, J.M. and DA SILVA, A.K. *Parametrized Overview of CO<sub>2</sub> Power Cycles for Different Operation Conditions and Configurations – an Absolute and Relative Performance Analysis.*, 2016 Available from:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115013307> ISBN 1359-4311. DOI <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.084>.

45. DICKES, R., et al. *ORCmKit: An Open-Source Library for Organic Rankine Cycle Modelling and Analysis.*, Jun 20, 2016 Available from:

<http://orbi.ulg.ac.be/handle/2268/198722>.

46. BUN-ATHUEK, N., POOJITGANONT, T., BERG, H.P. and WATJATRAKUL, B. 1D Simulation of Organic Rankine Cycle (ORC) by Means of MATLAB.

47. SARMIENTO, C., CARDEMIL, J.M., DÍAZ, A.J. and BARRAZA, R. *Parametrized Analysis of a Carbon Dioxide Transcritical Rankine Cycle Driven by Solar Energy.*, 2018 Available from:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117377645> ISBN 1359-4311. DOI <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.097>.

48. BEHZADI, A., GHOLAMIAN, E., HOUSHFAR, E. and HABIBOLLAHZADE, A. *Multi-Objective Optimization and Exergoeconomic Analysis of Waste Heat Recovery from Tehran's Waste-to-Energy Plant Integrated with an ORC Unit.*, 2018 Available from:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218313719> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.074>.

49. ZHAO, J., et al. *How to Rapidly Predict the Performance of ORC: Optimal Empirical Correlation Based on Cycle Separation.* , 2019 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890419303322> ISBN 0196-8904. DOI <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.095>.

50. JANKOWSKI, M. and BORSUKIEWICZ, A. *Multi-Objective Approach for Determination of Optimal Operating Parameters in Low-Temperature ORC Power Plant.* , 2019 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890419310817> ISBN 0196-8904. DOI <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112075>.

51. HUANG, J., XIAO, Q., LIU, J. and WANG, H. *Modeling Heat Transfer Properties in an ORC Direct Contact Evaporator using RBF Neural Network Combined with EMD.* , 2019 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544219302452> ISBN 0360-5442. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.056>.

52. ZHAO, R., et al. *Integrated Simulation and Control Strategy of the Diesel Engine–organic Rankine Cycle (ORC) Combined System.* , 2018 Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890417311329> ISBN 0196-8904. DOI <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.078>.

53. BOE. REGLAMENTO (UE) no 517/2014 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO  
De 16 De Abril De 2014  
*Sobre Los Gases Fluorados De Efecto Invernadero Y Por El Que Se Deroga El Reglamento (CE) no 842/2006.* , 5, 2014.

54. ALEAN, J., et al. *Recuperación De Energía En Procesos Industriales.* , November 5, 2015 [viewed Apr 13, 2020].

## 2. ANEXOAK

### 2.1. ORC MODELOA EES-N

#### "1. BOUNDARY CONDITIONS"

"THE MASS FLOW, INPUT TEMPERATURE AND SPECIFIC HEAT OF THE HEAT SOURCE AND THE WATER USED FOR REFRIGERATING ARE DEFINED."

##### "1.1. CICLO DE ISOPENTANO"

T[10]=20	{°C}
m_CW=311	{kg/s}
cp_CW=4,186	{kJ/kg*K}
T[13]=195	{°C}
m_AR=75	{kg/s}
cp_AR=2,34	{kJ/kg*K}

#### "2. MODEL PARAMETERS"

##### "2.1.THE WORK FLUID USED WILL BE THE ISOPENTANE"

m\_cycle=37,2

##### "2.2. Turbine"

eta\_isentropic\_TURBINE=0,8 "ISENTROPIC EFFICIENCY OF THE TURBINE"

##### "2.3. Pump"

eta\_isentropic\_PUMP=0,73 "ISENTROPIC EFFICIENCY OF THE PUMP"

##### "2.4. Heat exchanger. Condenser."

A\_CONDENSER\_TOTAL=1213 {m<sup>2</sup>} "THE TOTAL AREA OF THE CONDENSER IS DEFINED AS THE SUM OF THE CONDENSER (PHASE CHANGE) AND THE PRECONDENSER"

A\_CONDENSER\_TOTAL=A\_CONDENSER+A\_PRECOOLER {m<sup>2</sup>}

U\_CONDENSER=380

U\_PRECOOLER=392

##### "2.5. Heat exchanger. Preheater"

A_PREHEATER=1000	{m <sup>2</sup> }
U_PREHEATER=200	{W/m <sup>2</sup> *K}

##### "2.6. Heat exchanger.Evaporator. Phase change."

$A_{HEATER\_TOTAL}=766$   $\{m^2\}$  "THE TOTAL EVAPORATOR AREA IS DEFINED AS THE SUM OF THE EVAPORATOR AREA (PHASE CHANGE) AND OVERHEAT AREA"

$A_{HEATER\_TOTAL}=A_{HEATER}+A_{OVERHEATER}$   $\{m^2\}$ 
  
 $U_{HEATER}=305$   $\{W/m^2 \cdot K\}$

"2.7. Heat exchanger. Evaporator. Overheat"

$U_{OVERHEATER}=305$   $\{W/m^2 \cdot K\}$

"3. DEFINITION OF THE CYCLE"

"STATE 1. EXIT OF THE HEAT RECOVERY AND ENTRY TO THE TURBINE"

$P[1]=P[7]$ 
  
 $\{T[1]$  is achieved by defining the superheater}

"STATE 2. TURBINE OUTPUT AND INPUT TO THE CONDENSER (PRE-COOLER)"

$P[2]=P[3]$   $\{bar\}$ 
  
 $s_s[2]=s[1]$   $\{kJ/kg \cdot K\}$  "ASSUMING THAT THE EXPANSION IS ISENTROPIC"

"STATE 3. CONDENSER (PRE-COOLER OUTPUT AND PHASE CHANGE INPUT)"

$P[3]=P[4]$   $\{bar\}$ 
  
 $x[3]=1$   $\{-\}$

"STATE 4. CONDENSER OUTPUT AND PUMP INPUT"

$P[4]=Pressure(Isopentane;T=T[4];x=x[4])$   $\{bar\}$  "ISOPENTANE CONDENSATION PRESSURE"

$x[4]=0$   $\{-\}$

"STATE 5. PUMP OUTPUT AND INPUT TO THE PREHEATER"

$P[5]=P[6]$   $\{bar\}$ 
  
 $s_s[5]=s[4]$   $\{kJ/kg \cdot K\}$  "ASSUMING COMPRESSION IS ISOENTROPIC"

"STATE 6. PREHEATING OUTPUT AND INPUT TO THE EVAPORATOR"

$P[6]=P[7]$   $\{bar\}$ 
  
 $x[6]=0$   $\{-\}$

"STATE 7. EVAPORATOR OUTPUT AND OVERHEAT INPUT"

$P[7]=Pressure(Isopentane;T=T[7];x=x[7])$   $\{bar\}$  "ISOPENTANE EVAPORATION PRESSURE"
   
 $x[7]=1$   $\{-\}$

"4. THERMODYNAMIC PROPERTIES"

"STATE 1. EXIT OF THE HEAT RECOVERY AND ENTRY TO THE TURBINE"

$$\begin{aligned}
 h[1] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; T=T[1]; P=P[1]) && \{\text{kJ/kg}\} \\
 s[1] &= \text{Entropy}(\text{Isopentane}; T=T[1]; P=P[1]) && \{\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\}
 \end{aligned}$$

"STATE 2. TURBINE OUTPUT AND INPUT TO THE CONDENSER (PRE-COOLER)"

$$\begin{aligned}
 h_s[2] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; P=P[2]; s=s_s[2]) && \{\text{kJ/kg}\} \\
 \eta_{\text{isentropic\_TURBINE}} &= (h[1]-h[2]) / (h[1]-h_s[2]) && \{-\} \\
 T[2] &= \text{Temperature}(\text{Isopentane}; P=P[2]; h=h[2]) && \{\text{°C}\} \\
 s[2] &= \text{Entropy}(\text{Isopentane}; P=P[2]; h=h[2]) && \{\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\}
 \end{aligned}$$

"STATE 3. CONDENSER (PRE-COOLER OUTPUT AND PHASE CHANGE INPUT)"

$$\begin{aligned}
 T[3] &= \text{Temperature}(\text{Isopentane}; P=P[3]; x=x[3]) && \{\text{°C}\} \\
 h[3] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; P=P[3]; x=x[3]) && \{\text{kJ/kg}\} \\
 s[3] &= \text{Entropy}(\text{Isopentane}; P=P[3]; x=x[3]) && \{\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\}
 \end{aligned}$$

"STATE 4. CONDENSER OUTPUT AND PUMP INPUT"

$$\begin{aligned}
 h[4] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; P=P[4]; x=x[4]) && \{\text{kJ/kg}\} \\
 s[4] &= \text{Entropy}(\text{Isopentane}; P=P[4]; x=x[4]) && \{\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\}
 \end{aligned}$$

"STATE 5. PUMP OUTPUT AND INPUT TO THE PREHEATER"

$$\begin{aligned}
 h_s[5] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; P=P[5]; s=s_s[5]) && \{\text{kJ/kg}\} \\
 \eta_{\text{isentropic\_PUMP}} &= (h_s[5]-h[4]) / (h[5]-h[4]) && \{-\} \\
 T[5] &= \text{Temperature}(\text{Isopentane}; P=P[5]; s=s[5]) && \{\text{°C}\} \\
 h[5] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; P=P[5]; s=s[5]) && \{\text{kJ/kg}\}
 \end{aligned}$$

"STATE 6. PREHEATING OUTPUT AND INPUT TO THE EVAPORATOR"

$$\begin{aligned}
 T[6] &= \text{Temperature}(\text{Isopentane}; P=P[6]; x=x[6]) && \{\text{°C}\} \\
 h[6] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; P=P[6]; x=x[6]) && \{\text{kJ/kg}\} \\
 s[6] &= \text{Entropy}(\text{Isopentane}; P=P[6]; x=x[6]) && \{\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\}
 \end{aligned}$$

"STATE 7. EVAPORATOR OUTPUT AND OVERHEAT INPUT"

$$\begin{aligned}
 h[7] &= \text{Enthalpy}(\text{Isopentane}; P=P[7]; x=x[7]) && \{\text{kJ/kg}\} \\
 s[7] &= \text{Entropy}(\text{Isopentane}; P=P[7]; x=x[7]) && \{\text{kJ/kg}\cdot\text{K}\}
 \end{aligned}$$

"5. COMPONENTS"

"TURBINE, STATE 1 TO 2"

$$W_{\text{TURBINE}} = m_{\text{cycle}} \cdot (h[1] - h[2]) \quad \{\text{kW}\}$$

"PUMP, STATE 4 TO 5"

$$W_{\text{PUMP}} = m_{\text{cycle}} \cdot (h[5] - h[4]) \quad \{\text{kW}\}$$

"CONDENSER"

"PRE-COOLER, FROM STATE 2 TO 3"

$$Q_{\text{PRECOOLER}} = m_{\text{cycle}} \cdot (h[2] - h[3]) \quad \{\text{kW}\}$$

$Q\_PRECOOLER=m\_CW*cp\_CW*(T[12]-T[11])$  {kW}
   
 $Q\_PRECOOLER*1000=UA\_PRECOOLER*LMTD\_PRECOOLER$  {kW}
   
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W / K} AND NOT {kW / K}"

$LMTD\_PRECOOLER=((T[3]-T[11])-(T[2]-T[12]))/\ln((T[3]-T[11])/(T[2]-T[12]))$  {°C}

$UA\_PRECOOLER=U\_PRECOOLER*A\_PRECOOLER$  {W/K}

"PHASE CHANGE FROM STATE 3 TO 4"

$Q\_CONDENSER=m\_cycle*(h[3]-h[4])$  {kW}
   
 $Q\_CONDENSER=m\_CW*cp\_CW*(T[11]-T[10])$  {kW}
   
 $Q\_CONDENSER*1000=UA\_CONDENSER*LMTD\_CONDENSER$  {kW}
   
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W / K} AND NOT {kW / K}"

$LMTD\_CONDENSER=((T[4]-T[10])-(T[3]-T[11]))/\ln((T[4]-T[10])/(T[3]-T[11]))$  {°C}

$UA\_CONDENSER=U\_CONDENSER*A\_CONDENSER$  {W/K}

"HEAT RECOVERY"

"PREHEATER, STATE 5 TO 6"

$Q\_PREHEATER=m\_cycle*(h[6]-h[5])$  {kW}
   
 $Q\_PREHEATER=m\_AR*cp\_AR*(T[15]-T[16])$  {kW}
   
 $Q\_PREHEATER*1000=UA\_PREHEATER*LMTD\_PREHEATER$  {kW}
   
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"

$LMTD\_PREHEATER=((T[16]-T[5])-(T[15]-T[6]))/\ln((T[16]-T[5])/(T[15]-T[6]))$  {°C}

$UA\_PREHEATER=U\_PREHEATER*A\_PREHEATER$  {W/K}

"EVAPORATOR, FROM STATE 6 TO 7"

$Q\_HEATER=m\_cycle*(h[7]-h[6])$  {kW}
   
 $Q\_HEATER=m\_AR*cp\_AR*(T[14]-T[15])$  {kW}
   
 $Q\_HEATER*1000=UA\_HEATER*LMTD\_HEATER$  {kW}
   
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"

$LMTD\_HEATER=((T[15]-T[6])-(T[14]-T[7]))/\ln((T[15]-T[6])/(T[14]-T[7]))$  {°C}

$UA\_HEATER=U\_HEATER*A\_HEATER$  {W/K}

"OVERHEATING, STATE 7 TO 1"

$Q\_OVERHEATER=m\_cycle*(h[1]-h[7])$  {kW}
   
 $Q\_OVERHEATER=m\_AR*cp\_AR*(T[13]-T[14])$  {kW}
   
 $Q\_OVERHEATER*1000=UA\_OVERHEATER*LMTD\_OVERHEATER$  {kW}
   
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"

$LMTD\_OVERHEATER=((T[14]-T[7])-(T[13]-T[1]))/\ln((T[14]-T[7])/(T[13]-T[1]))$  {°C}

$UA\_OVERHEATER=U\_OVERHEATER*A\_OVERHEATER$  {W/K}

## "6. RESULTS"

$W_{total} = W_{TURBINE} - W_{PUMP}$  {kW}  
 $\eta_{cycle} = (W_{total}) / Q_{IN}$  {-}  
 $Q_{IN} = m_{cycle} * (h[1] - h[5])$  {kW}  
 $Q_{OUT} = m_{cycle} * (h[2] - h[4])$  {kW}

## 2.2. RORC MODELOA EES-N

### "1. BOUNDARY CONDITIONS"

"THE MASS FLOW, INPUT TEMPERATURE AND SPECIFIC HEAT OF THE HEAT SOURCE AND THE WATER USED FOR REFRIGERATING ARE DEFINED."

#### "1.1. CICLO DE ISOPENTANO"

$T[10] = 20$  {°C}  
 $m_{CW} = 311$  {kg/s}  
 $cp_{CW} = 4,186$  {kJ/kg\*K}  
  
 $T[13] = 195$  {°C}  
 $m_{AR} = 75$  {kg/s}  
 $cp_{AR} = 2,34$  {kJ/kg\*K}

### "2. MODEL PARAMETERS"

#### "2.1. THE WORK FLUID USED WILL BE THE ISOPENTANE"

$m_{cycle} = 37,2$

#### "2.2. Turbine"

$\eta_{isentropic\_TURBINE} = 0,8$  "Isentropic efficiency of the turbine"

#### "2.3. Pump"

$\eta_{isentropic\_PUMP} = 0,73$  "Isentropic efficiency of the pump"

#### "2.4. Regenerator efficiency."

$\eta_{REGENERATOR} = 0,8$  {-}

#### "2.4. Heat exchanger. Condenser."

$A_{CONDENSER\_TOTAL} = 1213$  {m<sup>2</sup>} "THE TOTAL AREA OF THE CONDENSER IS DEFINED AS THE SUM OF THE CONDENSER (PHASE CHANGE) AND THE PRECONDENSER"

$A_{CONDENSER\_TOTAL} = A_{CONDENSER} + A_{PRECOOLER}$  {m<sup>2</sup>}

$U_{CONDENSER} = 380$

$U_{PRECOOLER} = 392$

#### "2.5. Heat exchanger. Preheater"



A\_PREHEATER=1000 {m<sup>2</sup>}
  
 U\_PREHEATER=200 {W/m<sup>2</sup>\*K}

"2.6. Heat exchanger.Evaporator. Phase change."

A\_HEATER\_TOTAL=766 {m<sup>2</sup>} "THE TOTAL
  
 EVAPORATOR AREA IS DEFINED AS THE SUM OF THE EVAPORATOR AREA (PHASE CHANGE)
   
 AND OVERHEAT AREA"
   
 A\_HEATER\_TOTAL=A\_HEATER+A\_OVERHEATER {m<sup>2</sup>}
  
 U\_HEATER=305 {W/m<sup>2</sup>\*K}

"2.7. Heat exchanger. Evaporator. Overheat"

U\_OVERHEATER=305 {W/m<sup>2</sup>\*K}

"3. DEFINITION OF THE CYCLE"

"STATE 1. HEAT RECOVERY OUTPUT AND TURBINE INPUT"

P[1]=P[9]
   
 {T[1] is achieved by defining the superheater}

"STATE 2. TURBINE OUTPUT AND REGENERATOR INPUT"

P[2]=P[3] {bar}
  
 s\_s[2]=s[1] {kJ/kg\*K} "ASSUMING THAT THE
  
 EXPANSION IS ISENTROPIC"

"STATE 3. REGENERATOR OUTPUT AND PRECOOLER INPUT"

P[3]=P[4] {bar}
  
 "h[3] DEFINED BY THE REGENERATOR'S EQUATIONS"

"STATE 4. PRECOOLER OUTPUT AND CONDENSER INPUT"

P[4]=P[5] {bar}
  
 x[4]=1 {-}

"STATE 5. CONDENSER OUTPUT AND PUMP INPUT"

P[5]=Pressure(Isopentane;T=T[5];x=x[5]) {bar}
  
 x[5]=0 {-}

"STATE 6. PUMP OUTPUT AND REGENERATOR INPUT"

P[6]=P[7] {bar}
  
 s\_s[6]=s[5] {kJ/kg\*K} "ASSUMING THAT THE
  
 EXPANSION IS ISENTROPIC"

"STATE 7. REGENERATOR OUTPUT AND PREHEATER INPUT"

P[7]=P[8] {bar}

"h[7] DEFINED BY THE REGENERATOR'S EQUATIONS"

"STATE 8. PREHEATER OUTPUT AND HEATER INPUT"

P[8]=P[9] {bar}  
 x[8]=0 {-}

"STATE 9. HEATER OUTPUT AND OVERHEATER INPUT"

P[9]=Pressure(Isopentane;T=T[9];x=x[9]) {bar}  
 x[9]=1 {-}

"4. THERMODYNAMIC PROPERTIES"

"STATE 1. EXIT OF THE HEAT RECOVERY AND TURBINE INLET"

h[1]=Enthalpy(Isopentane;T=T[1];P=P[1]) {kJ/kg}  
 s[1]=Entropy(Isopentane;T=T[1];P=P[1]) {kJ/kg\*K}

"STATE 2. TURBINE OUTPUT AND REGENERATOR INPUT"

h\_s[2]=Enthalpy(Isopentane;P=P[2];s=s\_s[2]) {kJ/kg}  
 eta\_isentropic\_TURBINE=(h[1]-h[2])/(h[1]-h\_s[2]) {-}  
 T[2]=Temperature(Isopentane;P=P[2];h=h[2]) {°C}  
 s[2]=Entropy(Isopentane;P=P[2];h=h[2]) {kJ/kg\*K}

"STATE 3. REGENERATOR OUTPUT AND PRECOOLER INPUT"

T[3]=Temperature(Isopentane;P=P[3];h=h[3]) {°C}  
 s[3]=Entropy(Isopentane;P=P[3];h=h[3]) {kJ/kg\*K}

"STATE 4. PRECOOLER OUTPUT AND CONDENSER INPUT"

T[4]=Temperature(Isopentane;P=P[4];x=x[4]) {°C}  
 h[4]=Enthalpy(Isopentane;P=P[4];x=x[4]) {kJ/kg}  
 s[4]=Entropy(Isopentane;P=P[4];x=x[4]) {kJ/kg\*K}

"STATE 5. CONDENSER OUTPUT AND PUMP INPUT"

h[5]=Enthalpy(Isopentane;P=P[5];x=x[5]) {kJ/kg}  
 s[5]=Entropy(Isopentane;P=P[5];x=x[5]) {kJ/kg\*K}

"STATE 6. PUMP OUTPUT AND REGENERATOR INPUT"

h\_s[6]=Enthalpy(Isopentane;P=P[6];s=s\_s[6]) {kJ/kg}  
 eta\_isentropic\_PUMP=(h\_s[6]-h[5])/(h[6]-h[5]) {-}  
 T[6]=Temperature(Isopentane;P=P[6];h=h[6]) {°C}  
 s[6]=Entropy(Isopentane;P=P[6];h=h[6]) {kJ/kg\*K}

"STATE 7. REGENERATOR OUTPUT AND PREHEATER INPUT"

T[7]=Temperature(Isopentane;P=P[7];h=h[7]) {°C}  
 s[7]=Entropy(Isopentane;P=P[7];h=h[7]) {kJ/kg\*K}

"STATE 8. PREHEATER OUTPUT AND HEATER INPUT"

T[8]=Temperature(Isopentane;P=P[8];x=x[8]) {°C}

$h[8]=\text{Enthalpy}(\text{Isopentane};P=P[8];x=x[8])$  {kJ/kg}
   
 $s[8]=\text{Entropy}(\text{Isopentane};P=P[8];x=x[8])$  {kJ/kg\*K}

"STATE 9. HEATER OUTPUT AND OVERHEATER INPUT"

$h[9]=\text{Enthalpy}(\text{Isopentane};P=P[9];x=x[9])$  {kJ/kg}
   
 $s[9]=\text{Entropy}(\text{Isopentane};P=P[9];x=x[9])$  {kJ/kg\*K}

"5. COMPONENTS"

"TURBINE, STATE 1 TO 2"

$W\_TURBINE=m\_cycle*(h[1]-h[2])$  {kW}

"PUMP, STATE 5 TO 6"

$W\_PUMP=m\_cycle*(h[6]-h[5])$  {kW}

"REGENERATOR, STATE 2 TO 3 AND 6 TO 7"

$cp\_media\_prim=abs((h[2]-h[3])/(T[2]-T[3]))$  {kJ/kg\*K}
   
 $cp\_media\_sec=abs((h[7]-h[6])/(T[7]-T[6]))$  {kJ/kg\*K}
   
 $cp\_min=\min(cp\_media\_prim;cp\_media\_sec)$  {kJ/kg\*K}

$Q\_MAX\_REGENERADOR=cp\_min*m\_cycle*(T[2]-T[6])$  {kW}
   
 $Q\_REGENERADOR=Q\_MAX\_REGENERADOR*eta\_REGENERADOR$  {kW}

$Q\_REGENERADOR=m\_cycle*(h[2]-h[3])$  {kW}
   
 $Q\_REGENERADOR=m\_cycle*(h[7]-h[6])$  {kW}

"CONDENSER"

"PRE-COOLER, FROM STATE 3 TO 4"

$Q\_PRECONDENSACION=m\_cycle*(h[3]-h[4])$  {kW}
   
 $Q\_PRECONDENSACION=m\_CW*cp\_CW*(T[12]-T[11])$  {kW}
   
 $Q\_PRECONDENSACION*1000=UA\_PRECONDENSACION*LMTD\_PRECONDENSACION$  {kW}
   
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"
   
 $LMTD\_PRECONDENSACION=((T[4]-T[11])-(T[3]-T[12]))/\ln((T[4]-T[11])/(T[3]-T[12]))$  {°C}

$UA\_PRECONDENSACION=U\_PRECONDENSACION*A\_PRECONDENSACION$  {W/K}

"PHASE CHANGE FROM STATE 3 TO 4"

$Q\_COND=m\_cycle*(h[4]-h[5])$  {kW}
   
 $Q\_COND=m\_CW*cp\_CW*(T[11]-T[10])$  {kW}
   
 $Q\_COND*1000=UA\_COND*LMTD\_COND$  {kW}
   
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"

$LMTD\_COND=((T[5]-T[10])-(T[4]-T[11]))/\ln((T[5]-T[10])/(T[4]-T[11]))$  {°C}

$UA\_COND=U\_COND*A\_COND$  {W/K}

"HEAT RECOVERY"

"PREHEATER, STATE 7 TO 8"

$Q\_PREHEATER=m\_cycle*(h[8]-h[7])$  {kW}  
 $Q\_PREHEATER=m\_AR*cp\_AR*(T[15]-T[16])$  {kW}  
 $Q\_PREHEATER*1000=UA\_PREHEATER*LMTD\_PREHEATER$  {kW}  
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"

$LMTD\_PREHEATER=((T[16]-T[7])-(T[15]-T[8]))/ln((T[16]-T[7])/(T[15]-T[8]))$  {°C}

$UA\_PREHEATER=U\_PREHEATER*A\_PREHEATER$  {W/K}

"EVAPORATOR, FROM STATE 8 TO 9"

$Q\_HEATER=m\_cycle*(h[9]-h[8])$  {kW}  
 $Q\_HEATER=m\_AR*cp\_AR*(T[14]-T[15])$  {kW}  
 $Q\_HEATER*1000=UA\_HEATER*LMTD\_HEATER$  {kW}  
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"

$LMTD\_HEATER=((T[15]-T[8])-(T[14]-T[9]))/ln((T[15]-T[8])/(T[14]-T[9]))$  {°C}

$UA\_HEATER=U\_HEATER*A\_HEATER$  {W/K}

"OVERHEATING, STATE 9 TO 1"

$Q\_OVERHEATER=m\_cycle*(h[1]-h[9])$  {kW}  
 $Q\_OVERHEATER*1000=UA\_OVERHEATER*LMTD\_OVERHEATER$  {kW}  
 $Q\_OVERHEATER=m\_AR*cp\_AR*(T[13]-T[14])$  {kW}  
 " x1000 APPLIES SO THAT UA IS {W/K} AND NOT {kW/K}"

$LMTD\_OVERHEATER=((T[14]-T[9])-(T[13]-T[1]))/ln((T[14]-T[9])/(T[13]-T[1]))$  {°C}

$UA\_OVERHEATER=U\_OVERHEATER*A\_OVERHEATER$  {W/K}

"6. RESULTS"

$W\_total=W\_TURBINE-W\_PUMP$  {kW}  
 $eta\_cycle=(W\_TURBINE-W\_PUMP)/Q\_IN$  {-}

$Q\_IN=m\_cycle*(h[1]-h[7])$  {kW}  
 $Q\_OUT=m\_cycle*(h[3]-h[5])$  {kW}