

INDUSTRIA INGENIERITZAKO UNIBERTSITATE MASTERRA

MASTER AMAIERAKO LANA

< **TENPERATURA ALTUKO BERO PONPA BATEN KARAKTERIZAZIOA** >



Ikaslea: <Aranzeta Arrizubieta, Naia>

Zuzendaria: <Uriondo Arrue, Zigor>

Ikasturtea: <2022-2023>

Data: <Bilbon, 2023ko irailaren 15ean>

LABURPENA

IZENBURUA: Tenperatura altuko bero ponpa baten karakterizazioa

LABURPENA:

Lurra jasaten ari den berotegi-efektuaren eta erregai fosilen agortze arriskuaren ondorioz sortutako krisi-energetikoaren aurrean modelo energetiko berri bat sustatzeko beharra ikusi da. Irtenbideen artean energia berriztagarriek daukate indar handiena. Industria da mundu mailan energia gehien kontsumitzen duena; horregatik, industria energia-eraginkortasuna hobetuz gero, berotegi-efektuko gasen emisioak nabarmen murriztuko lirarteke. Energia errentagarriaren xahutze nabarmen hori saihesteko, teknologia egokiak erabiliz berriz balioa eman nahi zaie sortutako bero-hondakinei. Teknologia horietako bat bero ponpak dira, galdara konbentzionalen aldean industriaren erregai fosilen mendekotasuna murrizten eta sektore hori deskarbonizatzen laguntzen dute.

Lan honetan Tecnaliak Azpeitiako laborategietan daukan tenperatura altuko bero ponparekin entseguak egin dira lan baldintza ezberdinetan daukan portaera aztertzeko eta karakterizatzen. Lortutako emaitzak baliatuz EES-ko modelo simple bat idatzi da.

HITZ GAKOAK: tenperatura altuko bero ponpa, bero trukagailua, COP

TITULO: Caracterización de una bomba de calor de alta temperatura.

RESUMEN:

Ante el efecto invernadero que está sufriendo la Tierra y el riesgo de agotamiento de los combustibles fósiles se ha visto la necesidad de promover un nuevo modelo energético. Entre las posibles soluciones destacan las energías renovables. La industria es la que más energía consume a nivel mundial, por lo que una mejora de la eficiencia energética en la industria reduciría considerablemente las emisiones de gases de efecto invernadero. Para evitar este notable derroche de energía reutilizable, se pretende revalorizar los residuos caloríficos generados utilizando las tecnologías adecuadas. Una de estas tecnologías son las bombas de calor, que ayudan a reducir la dependencia de los combustibles fósiles de la industria frente a las calderas convencionales y a descarbonizar este sector.

En este trabajo se ha ensayado la bomba de calor de alta temperatura que tiene Tecnalía en el laboratorio de Azpeitia, para así poder conocer el comportamiento que tienen diferentes condiciones de trabajo y poder caracterizarlo. A partir de los resultados experimentales obtenidos se ha escrito un modelo simple de la bomba de alta temperatura a través del programa EES.

PALABRAS CLAVE: bomba de calor de alta temperatura, intercambiador de calor, COP

TITLE: Characterization of a high temperature heat pump.

SUMMARY:

In the face of the global warming effect and the energy crisis resulting from the risk of depletion of fossil fuels, there has been a need to promote a new energy model. Renewable energy is the most powerful solution. Industry is the most energy-consuming activity worldwide, so improving industrial energy efficiency would significantly reduce greenhouse gas emissions. In order to avoid this obvious waste of reusable energy, the aim is to revalue the waste generated by the use of appropriate technologies. One of these technologies is heat pumps, which, compared to conventional boilers, help reduce the industry's dependence on fossil fuels and decarbonize that sector.

In this work a high-temperature heat pump has been tested in Tecnalia's laboratory in Azpeitia to characterize its performance in different working conditions. Based on the experimental results obtained, a simple model of the high temperature pump has been implemented in the EES program.

KEY WORDS: high-temperature heat pump, heat exchanger, COP

AURKIBIDEA

LABURPENA.....	2
AURKIBIDEA.....	4
IRUDIEN AURKIBIDEA	6
TAULEN AURKIBIDEA.....	7
GRAFIKOEN AURKIBIDEA.....	8
LABURDURAK.....	9
MEMORIA	10
1 SARRERA	10
2 TESTUINGURUA.....	11
3 EGOERAREN AZTERKETA.....	12
3.1 HTHP-en aplikazio nagusiak industrian.....	13
3.2 Hozgarriak	14
3.3 Osagaiak eta arkitekturak	15
3.4 Ikerketa proiektuak	19
4 HELBURUAK ETA IRISMENA.....	19
4.1 Garapen jasangarriko helburuak	20
5 ONURAK.....	20
5.1 Pertsonalak.....	20
5.2 Tecnalia.....	20
METODOLOGIA	21
6 BALIABIDEAK: EKIPOAK ETA PROZEDURAK	21
6.1 AZPEITIAKO TECNALIAREN LABORATEGIA	21
6.2 BANKADAREN DESKRIBAPEN OROKORRA	21
6.3 EKIPOAK.....	22
6.3.1. Hozgarria: R1233zd(E).....	22
6.3.2. Konpresorea: DORIN HEX1500CC/SIN	23
6.3.3. Bero trukagailuak.....	26
6.3.4. Espantsio balbula	31
6.3.5. HTHP-aren osagai auxiliarrak	31
7 ENTSEGUAK.....	31
7.1 METODOAK / PLANGINTZA	31
7.2 ENTSEGUEN EMAITZAK.....	33
7.2.1. NEURTUTAKO ALDAGAIK	33

7.2.2. ALDAGAI TEORIKOAK.....	34
7.2.3. EMAITZA ESPERIMENTALEN ANALISIA	39
8 MODELOA: EES	55
8.1 Simulazioen emaitzak.....	59
9 EMAITZEN KONPARAKETA	60
9.1 Bero potentzien konparaketa	60
9.2 AU konparaketa.....	63
ONDORIOAK	64
BIBLIOGRAFIA	65
ERANSKINAK.....	68

IRUDIEN AURKIBIDEA

1. Irudia. Bero-ponpa baten eskema sinplifikatua [1]	10
2. Irudia. 1850.etik 2020era bitarteko tenperatura globalaren grafikoa. [2]	11
3. Irudia. Nazioarteko Energia Agentziaren arabera bero ponpen sailkapena.[8]	12
4. Irudia. 60K-eko beroketarekin lan fluido desberdinek HTHP-an erakusten duten COP-a.[17]	15
5. Irudia. Bero ponpa baten eskema.	16
6. Irudia. HTHP aurreratuen ziklo konfigurazioen adierazpen eskematikoa eta P-h diagramak . [22]	18
7. Irudia: Tecnaliako energia termikoko laborategian dauden hiru eraztun termikoak.	21
8. Irudia: Tenperatura altuko bero ponparen prototipoa.	22
9. Irudia: DORIN HEX1500CC7SIN [30].	24
10. Irudia: Tecnaliak erabilitako HEEX1500CC konpresorea.	24
11. Irudia: Tecnaliak erabilitako HEEX1500CC konpresorea.	24
12. Irudia: Tecnaliak erabilitako SWEP B320THx100/1P kondentsagailua.	27
13. Irudia: Tecnaliak erabilitako SWEP V200Tx70/1P lurrungailua	28
14. Irudia: Tecnaliak erabilitako SWEP B86x50/1P subcoolerra.	29
15. Irudia: Tecnaliak erabilitako SWEP B12Lx1P-SC-S bero trukagailua.	30
16. Irudia. Azpi hozkailua eta barne bero trukagailua dituen bero-ponpa ideal baten P-h diagrama.	35
17. Irudia: Entseguetako datuak tratatzeko plantilla.	41
18. Irudia: Konpresorearen termografia.	55
19. Irudia: Konpresorearen termografia.	55
20. Irudia: 1.go entseguaren emaitzak.	68
21. Irudia: 2.en entseguaren emaitzak.	69
22. Irudia: 3.en entseguaren emaitzak.	70
23. Irudia: 4.en entseguaren emaitzak.	71
24. Irudia: 5.en entseguaren emaitzak.	72
25. Irudia: 6.en entseguaren emaitzak.	73
26. Irudia: 7.en entseguaren emaitzak.	74
27. Irudia: 8.en entseguaren emaitzak.	75
28. Irudia: 9.en entseguaren emaitzak.	76
29. Irudia: 10.en entseguaren emaitzak.	77
30. Irudia: 11.en entseguaren emaitzak.	78
31. Irudia: 12en entseguaren emaitzak.	79

TAULEN AURKIBIDEA

1. Taula. Bero-ponpa industrialek Txinan dituzten aplikazioen adibide batzuk.[9]	13
2. Taula. Guar egungo eta etorkizuneko HTHP-etan erabiltzen diren jariakinak.[17]	14
3. Taula: R1233zd(E) hozgarriaren ezaugarri fisiko-kimikoak[29].....	23
4. Taula: DORIN HEX1501CC konpreosearen (HEX1500CC-ren baliokidea) datu teknikoak[30].	25
5. Taula: RENISO TRITON SEZ320 (POE) lubrifikatzailearen ezaugarriak[31].	26
6. Taula: SWEP B320THx100/1P kondentsadorearen datu teknikoak[32].....	27
7. Taula: SWEP V200Tx70/1P lurrungailuaren datu teknikoak[33].	28
8. Taula: SWEP B86x50/1P subcoolerraren datu teknikoak[34].....	29
9. Taula: SWEP B12Lx60 barne bero trukagailuaren datu teknikoak[35]	30
10. Taula: Danfoss ETS 12.5 espansio balbularen datu teknikoak.....	31
11. Taula: Entseguen taula	32
12. Taula: Entsegu egunen antolaketa.....	32
13. Taula: Entseguetan neurtutako aldagaien zerrenda.....	33
14. Taula: Entseguetan lortutako bero-potentzia eta kontsumoen balioak	43
15. Taula: Entseguetan lortutako COP-en emaitzak	44
16. Taula: Entseguetan konpresoreko konpresio erlazioa.....	44
17. Taula: Kondentsadoreko AU faktorearen kalkuluak.	52
18. Taula: Azpi hozkailua AU faktorearen kalkuluak.	53
19. Taula: Lurrungailuko AU faktorearen kalkuluak.....	53
20. Taula: EES-ko simulazioen emaitzak bero-potentzia eta kontsumo elektrikorako	59
21. Taula: EES-ko simulazioen COP emaitzak	60
22. Taula: EES-ko simulazioen konpresio erlazioak	60
23. Taula: Entseguetako eta simulazioetako bero trukagailuetako bero potentzien konparaketa.....	61
24. Taula: Entseguetako eta simulazioetako konpresorearen kontsumoaren konparaketa.	62
25. Taula: Entseguetako eta simulazioetako COP-aren konparaketa.	62
26. Taula: Entseguetako eta simulazioetako AU faktorearen konparaketa.	63

GRAFIKOEN AURKIBIDEA

1. Grafikoa: Entseguen mapa	32
2. Grafikoa: Jariakin sekundarioaren tenperatura grafikoa entsegu batean zehar.....	39
3. Grafikoa: Kondentsadorean uraren eta hozgarriaren aldetik neurtutako bero potentziak.	45
4. Grafikoa: Azpi hozkailuan uraren eta hozgarriaren aldetik neurtutako bero potentziak.	45
5. Grafikoa: Lurrungailuan uraren eta hozgarriaren aldetik neurtutako bero potentziak.....	46
6. Grafikoa: Konpresoreko kontsumoa jariakin sekundarioak lurrungailuaren sarreran daukan tenperaturaren arabera.....	47
7. Grafikoa: Kondentsadorearen bero-potentzia jariakin sekundarioak lurrungailuan duen sarrera tenperaturaren arabera.....	48
8. Grafikoa: Azpi-hozkailuaren bero-potentzia jariakin sekundarioak lurrungailuan duen sarrera tenperaturaren arabera.....	48
9. Grafikoa: Lurrungailuaren bero-potentzia jariakin sekundarioak lurrungailuan duen sarrera tenperaturaren arabera.....	49
10. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren bilakaera (kondentsadorea bakarrik kontuan hartuta) jariakin sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera tenperaturaren arabera.	50
11. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren dispertsioa (kondentsadorea bakarrik kontuan hartuta) jariakin sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera tenperaturaren arabera.	50
12. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren bilakaera jariakin sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera tenperaturaren arabera.	51
13. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren dispertsioa jariakin sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera tenperaturaren arabera.....	51
17. Grafikoa: Termografia eginiko unea #11 eta #12 entseguen bitartean.	54

LABURDURAK

- Temperatura altuko bero-ponpa = HTHP (High temperature heat-pump)
- Temperatura oso altuko bero-ponpa = VHTHP (Very high temperature heat-pump)
- Industria-bero-ponpa = IHP
- Nazioarte energiaren agentzia = IEA (International Energy Agency)
- Ur bero sanitarioa = UBS
- Etapa bakarreko zikloa bitarteko bero-trukatzailearekin = SS+IHX (Single-stage cycle with Internal Heat Exchanger)
- Etapa bakarreko zikloa, ekonomizatzailea, konpresio paraleloarekin eta bitarteko bero-trukatzailearekin = SS+Economizer+PC (Single-stage cycle with economizer, parallel compression and IHX)
- Etapa bakarreko zikloa eiktorearekin eta bitarteko bero-trukatzailearekin = SS Ejector (Single-stage cycle with ejector and IHX)
- Bi etapako kaskada zikloa eta bitarteko bi bero-trukatzailearekin = TS Cascade (Two-stage cascade cycle with 2 IHX)
- Bi etapako zikloa ekonomizatzailearekin eta bitarteko bero-trukatzailearekin = TS Economizer (Two-stage cycle with economizer and IHX)
- Bi etapako zikloa flash ganbara batekin eta bitarteko bero-trukatzailearekin = TS Flash Tank (Two-stage cycle with flash tank and IHX)
- Bi etapako booster zikloa eta bitarteko bero-trukatzailearekin = TS Booster (Two-stage cycle with booster and IHX)
- Bi etapako estrakzio zikloa eta bitarteko bero-trukatzailearekin = TS Extraction (Two-stage extraction cycle with IHX)
- Garapen Jasangarrirako Helburuak = GJH
- Nazio Batuen Erakundea = NBE
- Hidro-kloro-fluoro-olefina = HCFO
- Poliakileno Glikol = PAG
- Poli-ester = POE

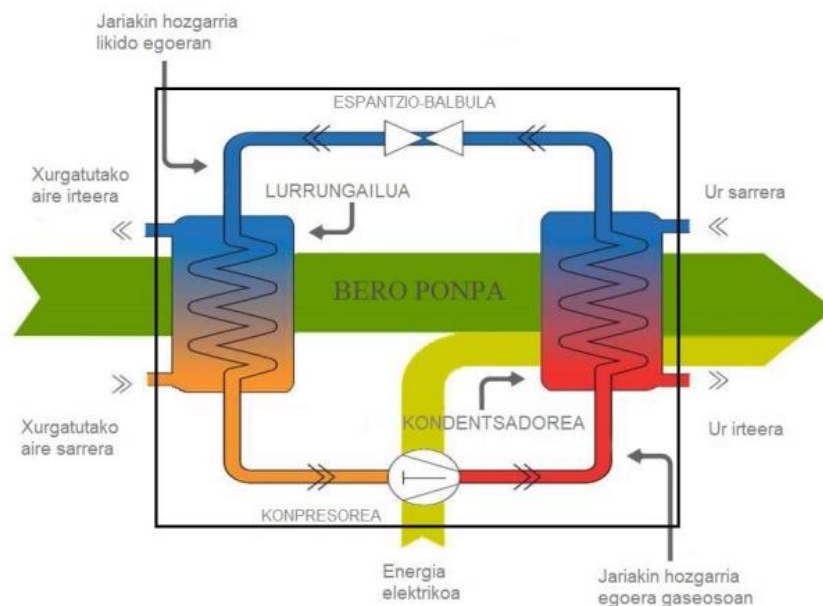
MEMORIA

1 SARRERA

Bero-ponpa energia kantitate txiki bat erabilia, beroa leku batetik beste batera mugitzen duen sistema da. Gai da beroketa, hozketa edo ur bero sanitarioa modu erraz, ekonomiko eta ingurumenarekiko modu errespetagarrian eskuratzeko.

Bero-ponpak ingurune naturaletik (airea, ura edo lurra) energia hartzen du eta barrunbe baten barrura garraiatzen du, hau berotuz. Hau da, neguan kanpoko beroa hartzen du eta barruko espazioetara transferitzen du berotzeko. Alderantziz ere jokatzen du, barrunbe baten barruko beroa kanporantz eramanez, freskatzeko. Beraz, udan, barruko espazioen beroa hartzen du, hozteko eta kanpora transferitzen du. Emaitza berdina lortzeko teknologia desberdinak erabili daitezke, konpresioa edo absortzioa esaterako. Konpresioa bero-ponpek irteerako beroa hozgarria konprimatuz lortzen dute, presioa handituz eta tenperatura handituz. Absortzioak berriz, ura eta absorbatzaile nahaste bat erabiltzen dute hozgarri moduan; absorbatzaile erabiliena litio bromuroa da, hau da, gatza. Substantzia honek ur lurrina kondentsatzen du absorbatuz.

Lan honetan erabiliko den bero-ponpa konpresioa izango da eta bere osagai nagusiak lurrungailua, kondentsadorea, konpresore eta laminazio balbula izango dira. Lurrungailua eta kondentsadorea bero trukagailuak direnez energia balantzeak egin daitezke.



1. Irudia. Bero-ponpa baten eskema sinplifikatua[1]

Iraunkortasunari dagokionez, kontuan izan behar da bero-ponpa batek elektrizitatea erabiltzen duela, eta elektrizitate hau normalean atmosferara CO₂ isuriz ekoitzi izan dela. Beraz, bero-ponpak erabili nahi baditugu eta %100 iraunkorrak izan nahi badugu, energia berriztagarrietatik etorri beharko da erabiltzen duten elektrizitatea.

Lan hau industria sektorean zentratzen da, zehatzago temperatura altuko bero-ponpetan. Hain zuzen ere, lan honetan aztertuko den temperatura altuko bero-ponpa Tecnaliak Azpeitiko instalazioetan daukana izango da.

2 TESTUINGURUA

Aldaketa klimatikoa agerikoa da, lurraren gainazalaren temperaturaren goraka horren adierazleetako bat izanik. Lurraren gainazalaren bataz besteko temperatura 1°C-an igo da XIX mendearen bukaeratik [2], hein handi batean atmosferara igorritako karbono dioxido isurien hazkundera eta gizakiaren beste jarduera batzuen ondorioz. Beroketa gehiena azken 40 urteetan gertatu da [3], azken 7ak izanik beroenak. Hau ekiditeko, 2015ean Parisen nazioarteko hitzarmena, COP21, sinatu zen. Hitzarmen horren helburua lurraren beroketa 2°C-tik behera mugatzea da, ahal dela 1.5°C-ra, industriaurreko mailarekin alderatuta berotegi efektuko gasen isuriak murriztuz [4].



2. Irudia. 1850.etik 2020era bitarteko tenperatura globalaren grafikoa. [2]

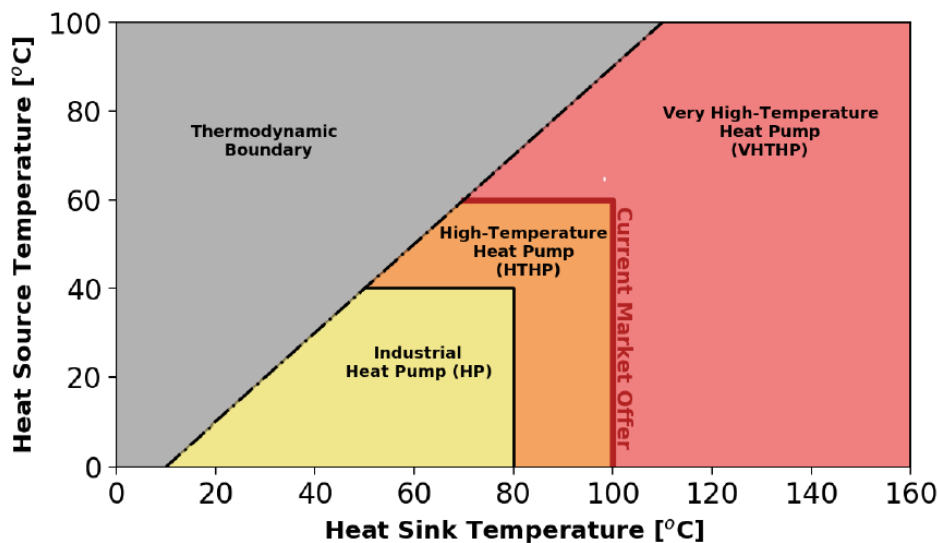
Industria mundu mailan energia gehien kontsumitzen duten hiru sektoreetako bat da, Europan esaterako kontsumitutako energiaren %62 industrian da. Horregatik, industria energia-eraginkortasuna hobetuz gero, berotegi-efektuko gasen emisioak nabarmen murriztuko lirateke. Klima aldaketari buruzko Gobernu Arteko Taldeak, hondakin industrialen bero-berreskurapena aztertzen du berotegi-efektuko gasen emisioa nabarmen murrizteko aukeretako bat bezala. Gaur egun, 100°C-tik beherako bero hondakin gehienak ez du industiarako interesik eta ingurugirora botatzen da. Energia errentagarriaren xahutze nabarmen hori saihesteko, teknologia egokiak erabiliz berriz balioa eman behar zaio bero-hondakin horri. Teknologia horietako bat bero ponpak dira, galdara konbentzionalen aldean industriaren erregai fosilen mendekotasuna murrizten eta sektore hori deskarbonizatzen laguntzen dute.

Bero-ponpek energia errendimendu handiagoa dute galdara arruntek baino. Elektrizitatez aktibatutako konpresorea alderantzizko Carnot ziklo batean erabiliz, bero-ponpak industriako temperatura baxuko hondakin-iturritik temperatura altuko beroa berreskuratzen du lurrun edo ur presurizatu moduan. Hala eta guztiz ere, konpresoreak kontsumitzen duen energia elektrikoa temperaturaren igoeraren mende dago eta horrek bero hustubidearen (kondentsadorea) eta bero iturriaren (lurrungailua) temperaturaren arteko aldea kuantifikatzen du. Bero fokuaren

(kondentsadorearen) tenperatura eskakizun industrialen tenperaturaren arabera da, eta bero-iturriaren tenperatura hondakin-beroaren iturriaren arabera. Bero-hustubidearen eta iturriko tenperaturaren maila desberdinak kontuan hartuta, beharrezkoa da bero-ponpa motak funtzionamendu-parametro horien arabera sailkatzea.

Bauder-ek [5] HTHP bezela definitu zuen, bero-ponparen hustubide tenperatura 100°C-tik gora denean. Jakobs-ek[6] berriz, bero-ponpa industrial bat definitzeko hustubide tenperatura 150°C-rainokoa izan behar dela esan zuen. Pereux eta Bobelin[7] izan ziren tenperatura oso altuko bero ponpak aipatzen lehenak (very HTHP), hauen esanetara VHTHP-ak hustubide tenperaturak 100°C eta 140 bitartekoak dira.

Gaur egun Nazioarteko Energia Agentziak (IEA)[8] proposatutako sailkapena erabiltzen da, bero-hustubidaren eta bero-iturriaren tenperaturaren arabera. Beraz, zenbait azterlanek tenperatura altuko bero ponpak (HTHP) aipatzen dituzten arren, eragin-tarte espezifikorik ezarri gabe, IEAren arabera, soilik 80°C-eta 100°C arteko bero hustuketako tenperaturetan eta 40°C-60°C bitarteko bero-iturri tenperaturetan jarduten duten bero-ponpak soilik aipa daitezke horrela. Tenperatura horretatik beherako bero-ponpei industria-bero-ponpak (IHP) esaten zaie, eta hortik gorakoei, berriz oso tenperatura altuko bero-ponpak (very HTHP).



3. Irudia. Nazioarteko Energia Agentziaren arabera bero ponpen sailkapena.[8]

3 EGOERAREN AZTERKETA

Lan hau, tenperatura altuko bero-ponpetan zentratuko da (HTHP). Zehazki Tecnaliak bere Azpeitiako laborategian instalatuta duen tenperatura altuko bero-ponpa batean. Horretarako lan hau bere testuinguruan zentratzeko teknologia honen inguruko azterketa egingo da jarraian.

3.1 HTHP-en aplikazio nagusiak industrian

Bero-ponpek industriak sortutako bero hondakinak berrerabiltzea ahalbidetzen dute. Hondakin beroa tenperatura altuagoetara eraldatzen da bero industrialaren eskariaren zati bat asebetetzeko. Bero-ponpen teknologia gaur egun eraikinen berokuntzarako eta ur bero sanitarioa lortzeko (UBS) erabiltzen da gehien bat, eta kasu gutxitan 80°C-tik gorako beroa sortzeko.

Autore desberdinek industria mota ezberdinen inguruan hitz egiten dute, eta bakoitzean HTHP-ek aurre egin behar dioten erronkei buruz. Zhang, et al.-ek [9] Txinan industria mota bakoitzerako HTHP-ek bete behar dituzten eskakizunak aztertzen dituzte, aipagarriena industria petrokimikoaren kasua da. Industria mota honen berezitasuna lortu beharreko hustubide tenperatura 100°C-tik gorakoa dela da, baina arazoa tenperatura horietan lan egiteko eta ingurugiroarentzat egokiak diren hozgarri aukera murriztua da.

1. Taula. Bero-ponpa industrialek Txinan dituzten aplikazioen adibide batzuk.[9]

Industria	Prozesua	Bero-ponpa mota	Bero hornidura tenperatura
Petrolioia	Petrolio gordinaren garraioa	Absortzio bero-ponpa	~80°C
Petrolioia	Petrolio gordinaren garraioa eta espazioen beroketa	Lurrun konpresio zikloa	55 – 60°C
Petrolioia	Petrolio gordinaren garraioa eta espazioen beroketa	Lurrun konpresio zikloa	60 – 65°C
Inprimatzea eta tindatzea	Tindatzeko eta xaboitzeke berotze-prozesua	Lurrun konpresio zikloa	95°C
Inprimatzea eta tindatzea	Berokuntza eta galdarako ur hornidura	Lurrun konpresio zikloa	85 – 90°C
Inprimatzea eta tindatzea	Tindatzeko berotze-prozesua	Lurrun konpresio zikloa	40 – 50°C
Tabakoa	Tabakoaren beroketa	Lurrun konpresio zikloa	~68°C
Tabakoa	Tabakoaren beroketa	Eguzki bero-ponpa	~80°C
Gatza	Lurruntze-kontzentrazioa	Lurrun konpresio zikloa	–
Kautxoa	Kondentsazio sistemaren beroketa	Absortzio bero-ponpa	102°C
Kautxoa	Koagulatzailearen beroketa	Absortzio bero-ponpa	110°C
Zentral elektrikoa	Ur beroketa	Absortzio bero-ponpa	82°C
Kimikoa	Polipropileno plantaren beroketa	Lurrun konpresio ziklo termikoa	–
Zaborra	Zaborraren beroketa	Eguzki bero-ponpa	~85°C
Kimikoa	Amonio fosfato soluzioaren kontzentrazioa	Lurrun konpresio ziklo termikoa	–
Janaria	Produktzio lerroaren garbiketa	Lurrun konpresio zikloa	80 – 85°C
Burdina	Antikongelatzaila	Lurrun konpresio zikloa	–
Galbanizazioa	Beroketa	Lurrun konpresio zikloa	70 – 75

Aplikazio ezberdinen artean, auzo-beroketaren industriaren kasuan, adibide gisa Friotherm enpresak Suedian ekoizten dituen konpresore zentrifugo bikoitza erabiltzen dituen HTHP-ak daude. Unitateek 30 MWko berogailu gaitasuna dute. HTHP hauek Finlandiako energia enpresarik handienak erabiltzen ditu barrutiak berotzeko eta hozteko. Hozte sistemarako 4°C eta 20°C bitarteko tenperaturak lortzeko gai da, eta beroketa kasuan 88°C ur beroa bermatu dezake[10].

Hainbat azterlanek Europako industrian HTHP-ak etorkizunean aplikatzeko potentziala ere kalkulatu dute, eta ondorioztatu dute HTHP-ek prozesuko bero-eskari osoaren % 37 bete dezaketela [11], eta prozesuko 150°C-ko bero eskariaren %73 [12]. Bero-ponpak integratzeko prozesurik oparoenak esterilizazio- eta lehortze-prozesu gisa identifikatu dira [13].Gaur egun HTHP-ek Europar Batasuneko industrian beroa berreskuratzeko duten ahalmena balioestean, bero-eskaria eta industriako sektoreen bero-hondakin potentziala alderatuz, ondorioztatu zen 100°C- 200°C bitarteko bero eskariaren %15a HTHP-ekin bero-hondakina erabiliz asebeste daitekeela [14].

Wilk, et al.[15] HTHP-en integrazioko hiru kasu aztertu zituzten. Lehenengo kasua, garbitegi industria, beroa berreskuratu daiteke irteerako gas hezeetatik presio baxuko lurruna sortuz. HTHPen inplementazioak industria honetan CO₂ emisioak murrizten ditu baina operazio kostuak hazi egiten dira. Paperaren industriari dagokionez, presio baxuko lurrin sarean HTHP-a integratzen denean gas naturalaren eskaria murriztu egiten du. Eta azken kasuan, poliestireno hedatuaren produkzioa, HTHP-aren integrazioa oso eraginkorra da, energia -kostuak nabarmen murrizten dira. Era berean, Lambauer, et al.-ek [16] lehortze sektorea oso sektore interesgarritzat aurkitu zuen HTHP-ak inplementatzeko. Lehenik eta behin, HTHP-ak beroa xurgatu eta lehortzeko airetik datorren hezetasuna murriztu dezake, eta, bigarrenik, behar den bero termikoa eman dezake lehortze prozesura.

3.2 Hozgarriak

Atal honetan ingurumena errespetatzeko aukera desberdinak aztertzen dira, ingurunea babesteko helburuak eta araudiak kontuan hartuta eskakizun termodinamikoak, segurtasunekoak eta egonkortasun kimikokoak alde batera utzi gabe. Beheko taulan 4.en belaunaldiko fluidoek propietate termodinamiko nagusiak ageri dira. Jariakin gehienek tenperatura kritiko (T_{crit}) altua eta, 2 eta 4 MPa-eko arteko presioa kritikoa (P_{crit}) daukate.

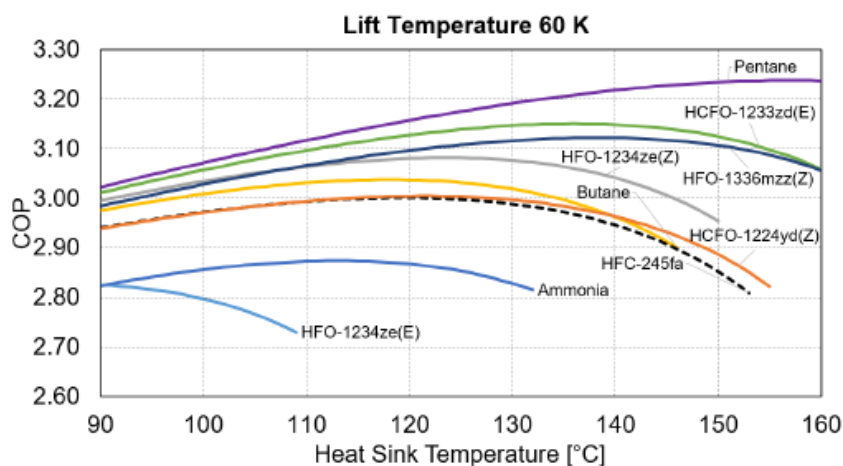
2. Taula. Guar egungo eta etorkizuneko HTHP-etan erabiltzen diren jariakinak.[17]

Hozgarria	Masa molarra [g/mol]	Irakite puntu normala [°C]	ODP	GWP ₁₀₀	Bizitza denbora [urte]	Segurtasun sailkapena	P _{crit} [MPa]	T _{crit} [°C]
HFO-1234ze(E)	114,04	-19,0	0	<1	16,4d	A2L	3,64	109,4
Amoniakoa	17,03	-33,3	0	0	-	B2L	11,28	132,4
HFO-12334ze(Z)	114,04	9,8	0	<1	10 d	A2L	3,53	150,1
Butanoa	58,12	-0,5	0	20	0,018	A3	3,80	152,0
HFC-245fa	134,04	15,1	0	858	7,6	B1	3,65	154,0
HCFO-1224yd(Z)	148,48	14,6	Baztergarria	<1	21 d	A1	3,34	155,5
HCFO-1233zd(E)	130,49	18,3	Baztergarria	1	26 d	A1	3,77	165,6

HFO-1336mzz(Z)	164,05	33,4	0	2	26d	A1	2,90	173,3
Pentanoa	72,14	36,1	0	20	0,19	A3	3,37	196,6

Ingurumen eskakizunei dagokienez, hauek kuantifikatzeko erabiltzen den parametroa GWP moduan ezagutzen da. GWP, Global Warming Potential edo berotze globalaren potentziala da. Parametro honek berotegi efektuko gas masa ezagun batek berokuntza globalean nola eragiten duen neurtzen du CO₂ berotegi efektuko gasekin alderatuz. Jariakin batek zenbat eta GWP handiagoa izan orduan eta eragin handiago dauka berokuntza globalean. HFC-245fa-ren kasuan, HTHP-etan gehien erabilitako hozgarrietako bat, GWP oso altua dauka. Beraz jariakin honen erabilerak gaur egun eta etorkizunean zalantzarria izango da.

Goiko taulan ageri diren hozgarrientzako simulazio teorikoak eginez HTHP batean izango luketen jarrera ageri da beheko grafikoa. Simulazioak HTHP-en lan baldintza estandarretan egin dira: 0,8ko errendimendu isoentropikoa, 5K-eko azpihozte, 15K-eko gainberotzea eta 60K-etako temperatura igoera[17].



4. Irudia. 60K-eko beroketarekin lan fluido desberdinek HTHP-an erakusten duten COP-a.[17]

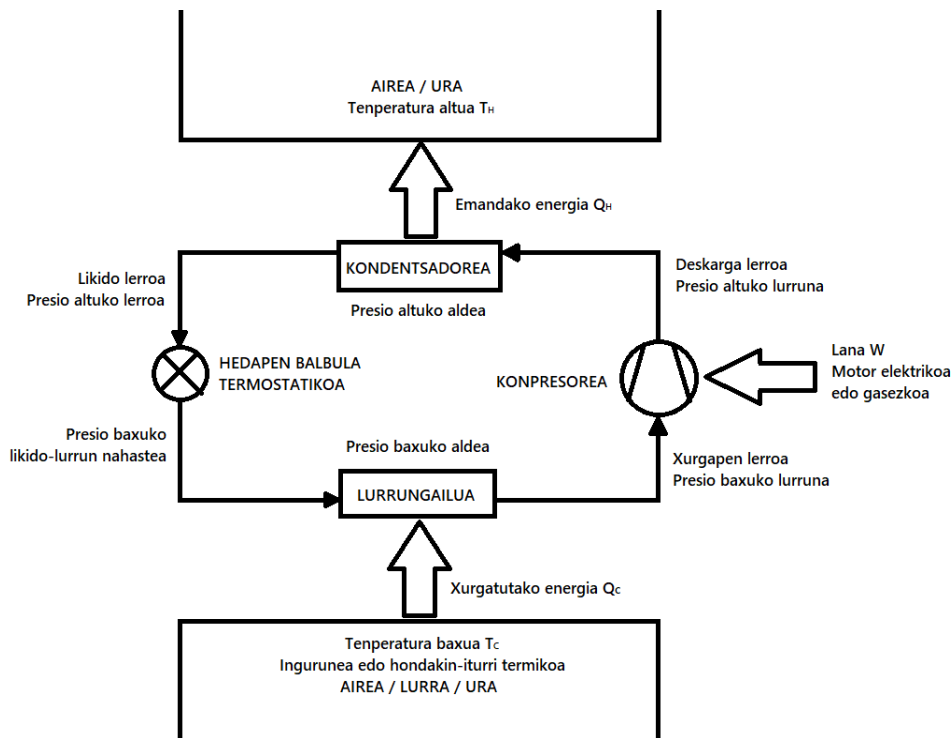
Erreferentziatuz HFC-245fa hartuz gero, amoniakoa eta HFC-12345ze(E) COP baxua izateagatik baztertu egingo lirake. Beraz, simulazioen emaitzak eta ezaugarri/betebehar minimoak aztertu ondoren (ODP=0, GWP baxua, ez-toxikoa eta ez-sukoia izatea ingurumenarentzako lagunkoia eta seguruak izateko) HTHP-entzat hautagai egokiak izango lirake HFO-1234ze(Z), HCFO-1233zd(E) HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z) eta pentanoa.

3.3 Osagaiak eta arkitekturak

OSAGIAK

Osagaiak garatzea eta konfiguratzea funtsezkoak dira garatzen ari den bero-penpen teknologian aurrerapausoak emateko, batez ere tenperatura altuko aplikazioetarako. Horregatik, atal honetan tenperatura altuko aplikazioetarako osagaien azken garapenak aurkezten dira, teknologia honetarako aztertutako konfigurazioekin batera.

Aurretik aipatu den moduan, zikloa lurrungailua, konpresorea, kondentsadorea eta laminazio balbulaz osatuta dago.



5. Irudia. Bero ponpa baten eskema.

Konpresorea jariakinaren presioa handitzeaz arduratzen da, honek temperatura altuagoetan beroa emateko gaitasuna izan dezan. Jarraian antzeko proiektuetan erabilitako zenbait konpresore aipatuko dira. Nilsson et al.-ek [19] Viking Heat Engines-ek (VHE) ekoiztako aldizkako konpresore bat aztertzen du, non frogak R-1336mzz(Z) erabiliz eta 20 eta 60K bitarteko temperatura jauziarekin egin diren. Frogen emaitzei erreparatu, konpresoreak ezarritako temperatura jauzi guztien aurrean modu egonkorrean lan egiten duela ondorioztatzen da, baina hustubide temperatura $<150^{\circ}\text{C}$ -raino bakarrik.

Bamigbetan et al.-ek [20] R-600 konpresore baten prototipoaren errendimendua aztertu zuten. Erabilitako konpresorea Officine Mario Dorin S.p.A¹ 4 pistoiko konpresore semihermetiko bat izan zen, eta lan jariakina butanoa. Kondentsazio temperatura 114°C - 118°C bitartean finkatu zen eta lurruntze temperatura 46°C - 57°C bitartean.

Bestalde Mateu-Royo et al.-ek [21] Expander Tech S.L²-ek moldatutako scroll motako konpresore ireki bat aztertu zuten, R-245fa hozgarria erabiliz. Lortutako deskarga temperatura altuena 160°C -ko izan zen 140°C -ko hustubide temperaturarekin. Deskarga temperatura hau hozgarriaren eta materialen egonkortasun termikoaren mugetatik behera egon arren, etorkizunean temperatura altuko aplikazioetan arreta berezia jarri beharko da parametro hauetan.

Lurrungailuak eta kondentsadoreak bero trukagailuak dira, lurrungailuan beroa xurgatzen da bero-iturria den fokutik eta kondentsadorean berriz, lan jariakinak beroa ematen dio gero industrian erabili

¹ <https://www.dorin.com/>

² <http://www.expandertech.net/>

nahi den jariakinari. Garrantzitsua da bero trukagailuak ondo aukeratzea erabiliko diren jariakin bikoteen portaera ezberdinen ondorioz.

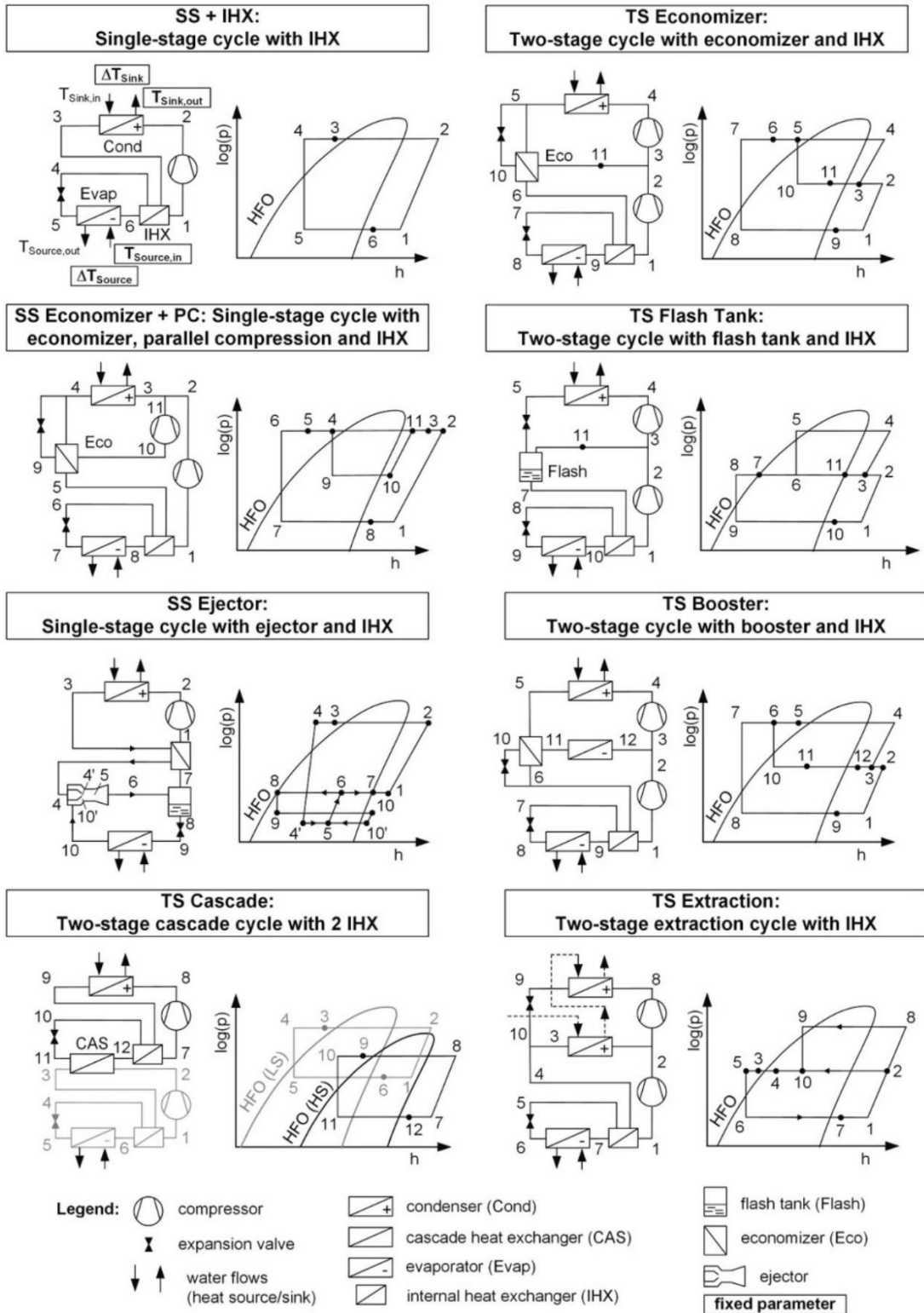
Laminazio balbulek hozgarriaren presioa murrizteaz arduratzen dira, kondentsazio-presiotik lurruntze-presioetaraino. Espantsio-balbulak ez du bero-trukerik sortzen eta ez du lanik sortzen; beraz, fluido hozgarriaren entalpia konstante mantentzen da hedapen-prozesuan. Elementu hau likidoaren lurrungailuaren elikadura erregulatzeaz ere arduratzen da.

ARKITEKTURAK

Mateu-Royo-et al.-ek [22] HTHP aurreratuen zortzi konfigurazio aztertzen ditu. Konfigurazio guztiek barne bero trukagailu (Internal Heat Exchanger, IHE) konpresio lehorra bermatzeko sistemaren portaera hobetzeko. **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** Irudian ziklo horien eskemak eta P-h digramak ikusi daitezke.

- **Etapa bakarreko zikloa (SS+IHX):** Konpresorea, kondentsadorea, balbula, eta barne bero trukagailuaz osatuta dago. Tenperatura igoera txikiatarako da egokia.
- **Etapa bakarreko zikloa, ekonomizatzailea eta konpresio paraleloarekin (SS+Economizer+PC):** Paraleloan konektatutako beste konpresore bat eta ekonomizatzaile bat gehiago ditu aurreko zikloarekin alderatuz. Azpihoztutako likido zati bat lurrundu eta gainberotu egiten du ekonomizatzaileak, eta PC-an sartzen da, kondentsadorean isurtzeko. PC-tik irteten den lurrun konprimitua konpresore nagusiaren lurrunarekin nahasten da kondentsadorean sartu aurretik.
- **Etapa bakarreko zikloa eiektorearekin (SS Ejector):** Eiektorea balbularen itzulezintasunak murrizteko erabiltzen da, lurrungailuaren irteerako korronteak eta azpihoztutako likidoa konbinatuz. Itzulezintasunak murrizteak sistemaren errendimendua hobetzen du.
- **Bi etapako kaskada zikloa (TS Cascade):** Bi oinarrizko etapa bakarreko ziklo bero trukagailu baten bitartez konektatzen dira, bero trukagailurako goiko etaparako (High Stage, HG) lurrungailu moduan eta beheko etaparentzat (Low Stage, LS) kondentsadore moduan. Etapa bakoitzean hozgarri desberdinak erabili daitezke.
- **Bi etapako zikloa ekonomizatzailearekin (TS economizer):** Tenperatura igoera handietan erabilia. Konfigurazio honetan konpresioa bi etapatan egiten da seriean konektatutako konpresoreen bitartez, horrela konpresore bakoitzaren konpresio ratioa murriztea lortzen da efizientzia energetikoa handituz. Bitarteko konpresio-prozesuan, ekonomizatzaileko lurrun gainberotua injektatzen da HS-eko konpresorearen deskarga tenperatura murriztuz.
- **Bi etapako zikloa flash ganbara batekin (TS Flash Tank):** Aurreko kasuko antzeko konfigurazioa dauka, baina ekonomizatzailearen ordez flash ganbera bat erabiliz.
- **Bi etapako booster zikloa (TS Booster):** Konfigurazio hau bi etapako ekonomizatzailedun konfigurazioaren antzeko da, kasu honetan ekonomizatzailearen eta HS konpresorearen bitartean lurrungailu bat sartzen da. Bigarren lurrungailuak bi bero iturri erabiltzea ahalbidetzen du.

- **Bi etapako estrakzio zikloa (TS Extraction):** Kondentsazioa bi etapatan egiten da, bi kondentsadorekin eta presio ezberdinetan. Kondentsazio horrek abantaila handia suposatzen du hustubideko jariakinaren sarrera eta irteera temperatura diferentzia handiaren ondorioz.



6. Irudia. HTHP aurreratuen ziklo konfigurazioen adierazpen eskematikoa eta P-h diagramak . [22]

3.4 Ikerketa proiektuak

Klima aldaketaren efektuak arintzeko ahaleginek bero-ponpen funtzionamendu-mugak handitzeko eta aztertzeko interesa sortu du teknologia tenperatura altuko aplikazioetan erabiltzeko. Horregatik, hurrengo ikerketa proiektuak aplikazio ezberdinetarako tenperatura altuko bero-ponpen garapenean zentratzen dira.

- **European project CHESTER** [23]: Proiektu honen helburua energia iturri berriztagarrietatik eratorritako (Renewable energy sources, RES) bero-energia konprimitua biltegitratzeko (compressed heat energy storage, CHEST) eta garraiatzeko teknologia garatzea da. Sistemaren osagai garrantzitsuenetako bat tenperatura altuko bero-ponpa bat da, 130°C-rainoko hustubide tenperaturak lortzeko gaitasunarekin.
- **DryFiciency** [24]: proiektu honen helburua 160°C-rainoko bero korronteak lortzeko teknikoki eta ekonomikoki bideragarriak diren irtenbideak garatzea da. DryFiciency programak 4 urteko epean bi HTHP garatu eta frogatu nahi ditu. Lortu nahi diren helburuak hurrengoak izanik: %80-etik gorako efizientzia energetikoa, produkzio kostuen %20 baino aurrezki handiagoa eta CO₂ emisioen %75-tik gorako murrizpena.
- **COMBITHERM** [25]: COMBITHERMen tenperatura altuko ponpa termikoen serieak 120 °C arteko berotze-uraren tenperatura ematen du. Seriea 2021ean merkaturatu zen. Aqua pensua ekoizteko prozesua deskarbonizatze eta energia-kontsumoa murrizteko, COMBITHERMek tenperatura altuko lau bero-ponpa instalatu ditu, 3,5 MW-ko guztizko berotze-ahalmenarekin, Geelen Counterflow lehen lehorgailu elektrikoan. Beroa berreskuratzeko neurri horri esker, urtean 3.000 tona CO₂ isuriko dira eta energia-kontsumoa % 75 murriztuko da (15.000 MWh urtean).
- **Rank** [26]: Rank ® mundu osoan ezaguna den enpresa bat da Rankine Ziklo Organikoen diseinuan eta fabrikazioan, hainbat aplikazio eta kapazitateko. Gaur egun, Rank ® esperientzia hau erabiltzen ari da muturreko baldintzetan tenperatura altuko bero-ponpak (HTHP) garatzeko, 160 ° C arteko bero berriztagarria sor dezaketenak. HTHP hauen erabilera egokiena barrutien beroketa sareak dira.
- **Siemens Energy – Qwark³** [27][28]: Quartiers-Wärme-KW-Kälte-Coupling proiektuarekin, Vattenfall eta Siemens Energy enpresek HTHP handi baten erabilera probatu dute lehen aldiz. Proiektua Alemaniako gobernuak laguntzen du diruz. Teknologia horren bidez, hiri-berokuntza berdea sortzen da hondar-berotik eta elektrizitate berriztagarritik abiatuta, eta Berlin hiriko berokuntza-sarea elikatzen da. 8 MW-rainoko bero-ahalmena dauka 85° C eta 120° C bitarteko barruti -berokuntza tenperaturetan

4 HELBURUAK ETA IRISMENA

Master amaierako lan hau Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU/UPV) eta Tecnia ikerketa zentroarekin lankidetzan egin da. Non helburu nagusia tenperatura altuko bero ponpa baten karakterizazioa izan den, entseguetatik lortutako datuak baliatuz.

Zeharkako hurrengo irismenak zehaztu dira:

- Gaur egungo tenperatura altuko bero ponpen egoeraren azterketa. HTHP-ak osatzen dituzten osagai nagusien eta teknologia erabilienean analisia. Eta baita hozgarri ezberdinen azterketa.
- Tecnaliak Azpeitian daukan tenperatura altuko bero ponparen prototipoaren entseguak. Entsegu hauek jariakin sekundarioak lurrungailuan eta kondentsadorean daukan sarrera tenperaturaren baldintzak aldatuz egin dira.
- EES-en bero ponpa baten modelo sinple bat idatzi da. Entseguetako datuekin modelo hau egokitzen joango da entseguetako baldintzekin simulazioetan emaitza berdinak lortu ahal izateko.
- Entseguetan eta simulazioetan lortutako emaitzak analizatu dira modeloaren egokitasuna baloratzeko.

4.1 Garapen jasangarriko helburuak

Garapen Jasangarriko Helburuak (GJH) Nazio Batuen Erakundeak (NBE) argitaratutako 17 helburu dira, mundu jasangarri bat lortzeko eta mundu osoan eragina duten ingurumen, gizarte eta ekonomia arazo larriei aurre egiteko. Agenda 2030en arabera, hainbat elementutan eragin behar da garapen jasangarria lortzeko beharrezkoa den eraldaketa gerta dadin, hala nola klima-aldaketaren aurkako borroka, hondakinen murrizketa eta birziklapena, energia garbien gehikuntza, energia-eraginkortasuna eta garapen jasangarrirako politiken koherentzia hobetzea.

Proiektu honetan helburu horietako batzuk landu dira:

- 7.ena → energia irisgarri eta ez kutsagarria
- 9.ena → industria berrikuntza eta azpiegitura
- 13.ena → klimaren aldeko ekintza

5 ONURAK

Proiektu honen garapenak onurak arlo desberdinetan dakartza.

5.1 Pertsonalak

Pertsonalki MAL hau garatzeak proiektua barrutik ezagutzeko aukera emateaz gain beste zenbait gauza ikusi eta ikasteko aukera eman dit. Esate baterako, industria termo-energetikoko prozesuen garapenen ikerketa nola egiten den, enpresa batekin lan egiteko modua, laborategi batean lan egiteko modua eta suertatu daitezkeen arazoei aurre egiteko gaitasuna.

5.2 Tecnalia

Tecnalia enpresarentzat dimentsio honetako proiektu bat modu efektiboan garatu ahal izateak ospea emateaz gain merkatuan HTHP-etan dagoen hutsunea betetzea ahalbidetzen du.

METODOLOGIA

Aurretik aipatu den moduan lan honetan tenperatura altuko bero ponpa baten karakterizazioa egin da. Horretarako lehenengo pausua bero ponparen prototipoaren entseguak izan dira, eta lortutako datuetatik abiatuz modelo simple bat idatzi da.

6 BALIABIDEAK: EKIPOAK ETA PROZEDURAK

Tenperatura altuko bero-ponparen entseguak Tecnaliak Azpeitian dauzkan laborategietan egin dira. Entsegu hauek aurrera eramateko R1233zd(E) hozgarriarekin funtzionatzen duen bero-ponpa baliatu da.

6.1 AZPEITIAKO TECNALIAREN LABORATEGIA

Tecnaliaren energia termikoko laborategiak mota askotako sistema energetikoak entseatzeko gaitasuna dauka. Entsegu hauetako beharrezko baldintza termikoak lortzeko laborategi guztia gurutzatzen duten hiru eraztun termiko daude. Eraztun termiko hauek ura behar den tenperaturara berotzeko gaitasuna daukate galdara ezberdinez osatutako sistema baten bitartez.



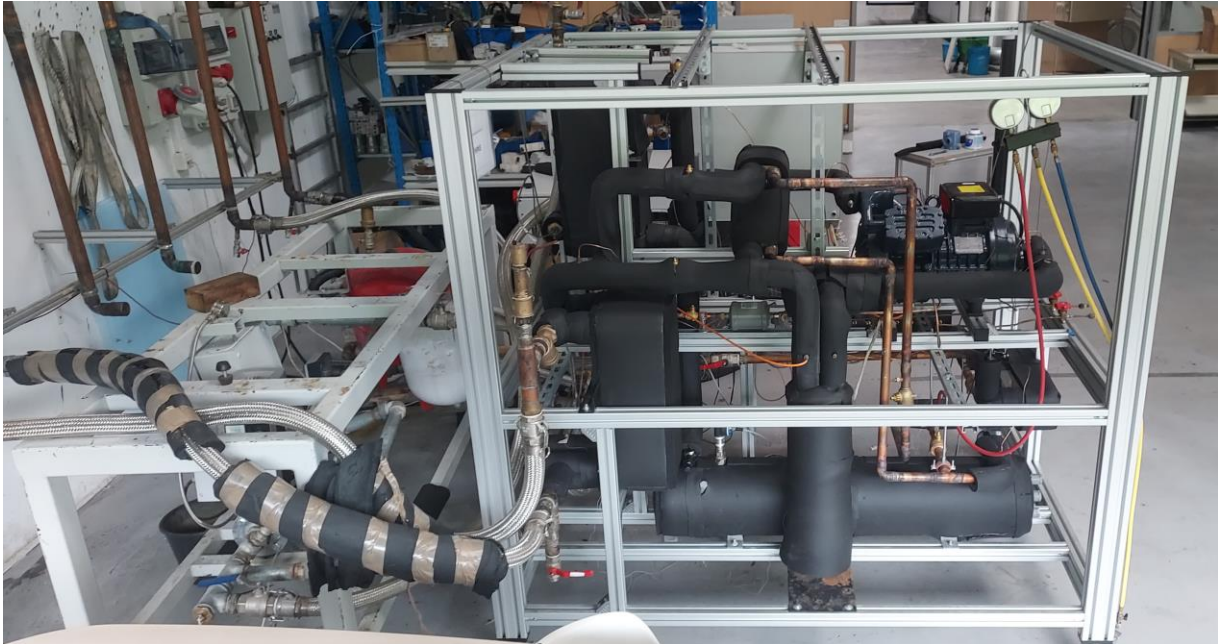
7. Irudia: Tecnaliako energia termikoko laborategian dauden hiru eraztun termikoak.

6.2 BANKADAREN DESKRIBAPEN OROKORRA

Entseatu den HTHP-aren bankada, barne bero-trukagailua eta azpi hozkailua dituen ur-ur motako bero-ponpa batez, 3 ur zirkuituz eta kontrol-panelarekin osatuta dago. Bankada gurpilak dituen altzairuzko estruktura zurrun baten gainean kokatuta dago.

Hozte zirkuituaren osagai nagusiak hurrengoak dira: konpresorea, 4 bero trukagailuak (kondentsadorea, lurrungailua, azpi hozkailua eta barne bero trukagailua), espantsio balbula eta hozgarria (R1233zd(E)) dira. Bestalde, elementu laguntzaile batzuk ere instalatu dira osagai printzipalak babestu eta modu seguruan operatu ahal izateko.

Ur-ur motako bero ponpa denez, kondentsadorea, lurrungailua eta azpi hozkailua 3 ur zirkuitu desberdinetara konektatuta daude, aurretik aipatu diren eraztun termikoetara hain zuzen. Zirkuitu sekundario hauen bero-ponparen funtzionamendua baldintzatuko dute, izan ere bero trukagailuaren sarrerako tenperaturak eta emariak funtzionamenduan eragina izango baitute.



8. Irudia: Temperatura altuko bero ponparen prototipoa.

Osagai laguntzaileak oso garrantzitsuak dira konpresorea eta gainontzeko osagai printzipalak babesteko, baita zikloaren errendimendua maximizatzeko. Xurgapen lerroan filteroa eta eta metagailua kokatuko dira, konpresorean sartzen den lurrun guztia garbi dagoela ziurtatzeko. Gainera, kondentsadorearen ostean hozgarri likidoaren tankea kokatuko da bero-ponpa potentzia partzialen dabilenean likidoa batzeko. Gune likidoan filteroa balbula zikinkeriatik babesteko erabiltzen da. Eta azkenik, zenbait bisore kokatzen dira hozgarriaren egoera modu bisualean kontrolatu ahal izateko.

6.3 EKIPOAK

Tecnalia-ren Azpeitiko laborategian entseguak egiteko erabili den HTHP-aren osagai nagusiak hurrengoak dira:

6.3.1. Hozgarria: R1233zd(E)

Bankada honetan hozgarri moduan erabili den jariakina R1233zd(E) izan da, Solstice moduan ere ezaguna. Jariakin hau hidro-kloro-fluoro-olefina (HCFO) bat da, eta hozgarri alternatibo moduan sailkatzen da gainerako hozgarriekin alderatuz daukan GWP baxuaren ondorioz. Ezaugarri interesgarria da baita sukoia ez izatea. Irakiteko puntua presio atmosferikoan $18,3^{\circ}\text{C}$ da eta $165,6^{\circ}\text{C}$ -ko tenperatura kritikoa dauka[29].

3. Taula: R1233zd(E) hozgarriaren ezaugarri fisiko-kimikoak[29].

R1233zd(E)-ren ezaugarri fisiko-kimikoak	
Izen kimikoa	Trans-1-kloro-3.3.3-trifluoropropeno
Egoera	Gas likidoa
Formula kimikoa	CF ₃ -CH=CClH
CAS zenbakia	102687-65-0
Pisu molekularra	130,5 (g/gmol)
Bizi atmosferikoa	26 egun
GWP	1
Ozono-geruza agortzeko potentziala (ODP)	~ 0
Irakite puntua 103,3 kPa-etan	18,3 °C
Fusio (izozte) puntua 103,3 kPa-etan	-107 °C
Tenperatura kritikoa	165,5 °C
Presio kritikoa	3,6 MPa
Dentsitate kritikoa	480,23 kg/m ³
Lurruntze-beroa irakite puntuan	195 kJ/kg
Lurrunaren dentsitatea irakite puntuan	5,7 kg/m ³
Likidoaren dentsitatea irakite puntuan	1279 kg/m ³
Sukoitasun-puntua	Ez
Lurrun egoeran sukoitasun mugak	Ez

6.3.2. Konpresorea: DORIN HEX1500CC/SIN

Bankadan dagoen konpresorea Dorin markako HEX1500CC/SIN modeloa da. 4 zilindroko konpresore erdi-hermetikoa da.



9. Irudia: DORIN HEX1500CC7SIN [30].

HEX serieko konpresoreak eremu sukoietan segurtasunez lan egiteko diseinatuta daude, eta horretarako ATEX2014/34/EU ziurtagiria betetzen dute.

HEX seriearen barruan erabilitakoa HEX4 sortakoa da, gaur egun fabrikatzen ez den sorta bat. Egun sorta horren baliokidea HEX41-a da, eta konpresorearen baliokidea HEX1501CC. HEX1501CC-ak HEEX1500CC-aren antzeko funtzionamendua dauka.



10. Irudia: Tecnaliak erabilitako HEEX1500CC konpresorea



11. Irudia: Tecnaliak erabilitako HEEX1500CC konpresorea

4. Taula: DORIN HEX1501CC konpresearen (HEX1500CC-ren baliokidea) datu teknikoak[30].

HEX1501CC datu teknikoak

Zilindro kopurua	4
(Bore)	63 mm
(Stroke)	45 mm
Desplazamendu bolumetrikoa [50Hz]	48,82 m ³ /h
Desplazamendu bolumetrikoa [60Hz]	58,58 m ³ /h
Xurgatutako potentzia maximoa [50Hz]	19,5 kW
Xurgatutako potentzia maximoa [60Hz]	23,4 kW
Xurgatze balbula	42 s. [mm]
Deskarga balbula	28 s. [mm]
Olio karga	2,5 L
Pisu garbia	131 kg

Konpresearen funtzionamendu on bat bermatzeko beharrezkoa da lubrifikatzaile egokia aukeratzea. Dorin fabrikatzaileak glikol de poliakileno (PAG)-tik eratorritakoak gomendatzen ditu hozgarria hidrokarburo bat bada, eta hidrofluorokarburoen kasuan berriz Poliol-ester (POE)-etik eratorritakoak.

Konpresoe honetan erabilitako lubrifikatzailea RENISO TRITON SEZ 320 da. Poliol-ester (POE) delakotik eratorritako lubrifikatzaile sintetikoa da, bereziki hozgarriekin duen nahaskortasun handiagatik eta hozte-zikloetan erabilitako materialekin duen bateragarritasun handiagatik fabrikatua.

5. Taula: RENISO TRITON SEZ320 (POE) lubrifiktzailearen ezaugarriak[31].

SEZ 320 (POE) lubrifiktzailea	
Kolore mota	0,5
Biskositate zinematikoa [40°C]	340 mm ² /s
Biskositate zinematikoa [100°C]	24,4 mm ² /s
Biskositate indizea	92
Dentsitatea [15°C]	970 kg/m ³
Sutze-puntua	270 °C
Izozte-puntua	-18 °C
Azidotasun-puntua	0,01 mgKOG/g
Ur-edukia	< 50 mg/kg

Oso ohikoa da olioak hezetasuna atxikitzeke joera izatea, eta horregatik ez da gomendatzen 30 minutu baino gehiago aire zabalean egotea. Olioak 10.000 orduko eragiketaren ondoren kargatu behar da, edo 5.000 orduko eragiketaren ondoren, baldin eta eragiketak muga-baldintzetan egiten ari badira.

6.3.3. Bero trukagailuak

Bankadan erabili diren bero trukagailu guztiak SWEP enpresak fabrikatutakoak dira. Bero trukagailu hauek soldatutako plakaz osatuta daude (BPHE). Korrugatutako kanaldun plaka sorta moduan fabrikatzen dira, plaken artean ekarpen materiala kokatuz. Hutseko soldadura prozeduran, ekarpen-materialak soldadura indartua eratzen du plaken arteko ukipen-puntu bakoitzean, eta horrek kanal konplexuak sortzen ditu. BPHE-k tenperatura ezberdineko jariakinak oso hurbil egotea ahalbidetzen du, plaka batez banatuta soilik, bero-transferentzia erraztuz.

Kondentsadorea → B320HTx100/1P



12. Irudia: Tecnaliak erabilitako SWEP B320THx100/1P kondentsagailua.

6. Taula: SWEP B320THx100/1P kondentsadorearen datu teknikoak[32].

Modeloa: SWEP B320THx100/1P

		1 alderdia: R-1233zd (E)	2 alderdia: ura
Jariakinaren norabidea	-	Kontrakorronea	
Potentzia	kW	43,13	
Masa fluxua	kg/s	0,35	1,551
Bero transferentzia azalera	m ²	12,2	
Bero fluxua	kW/m ²	3,8	
Bero transferentzia koefizientea	W/m ² K (available/required)	729/728	
Presio beherakada	kPa	-0,608	1,15
Plaka kopurua	-	100	
Kanal kopurua	-	49	50
Neurriak	mm (AxBxF)	525x243x208	

Lurrungailua → V200Tx70/1P



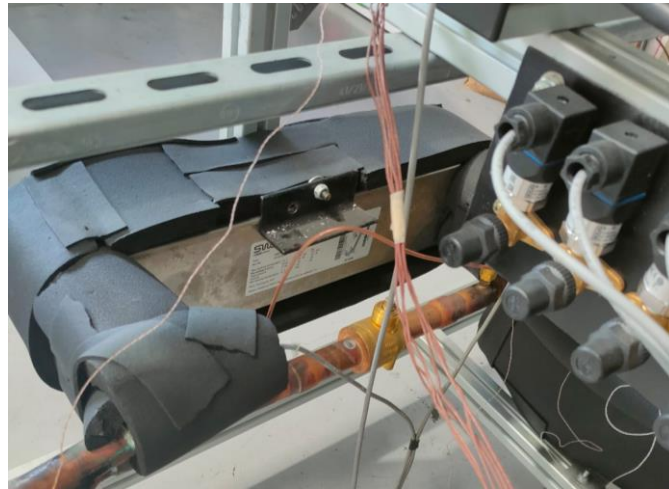
13. Irudia: Tecnaliak erabilitako SWEP V200Tx70/1P lurrungailua

7. Taula: SWEP V200Tx70/1P lurrungailuaren datu teknikoak[33].

Modeloa: SWEP V200Tx70/1P

		1 alderdia: R-1233zd (E)	2 alderdia: ura
Jariakinaren norabidea	-	Kontrakorronea	
Potentzia	kW	52,55	
Masa fluxua	kg/s	0,35	1,786
Bero transferentzia azalera	m ²	8,77	
Bero fluxua	kW/m ²	5,99	
Bero transferentzia koefizientea	W/m ² K (available/required)	1260/1270	
Presio beherakada	kPa	5,57	4,12
Plaka kopurua	-	70	
Kanal kopurua	-	34	35
Neurriak	Mm (AxBxF)	525x243x170,3	

Subcoolerra → B86x50/1P



14. Irudia: Tecnaliak erabilia SWEP B86x50/1P subcoolerra.

8. Taula: SWEP B86x50/1P subcoolerraren datu teknikoak[34].

Modeloa: SWEP B86x50/1P

		1 alderdia: R-1233zd (E)	2 alderdia: ura
Jariakinaren norabidea	-	Kontrakorronea	
Potentzia		25	
Masa fluxua	kg/s	0,35	0,35
Bero transferentzia azalera	m ²	2,88	
Bero fluxua	kW/m ²	8,68	
Bero transferentzia koefizientea	W/m ² K (available/required)	1470/263	
Presio beherakada	kPa	4,35	4,77
Plaka kopurua	-	50	
Kanal kopurua	-	24	25
Neurriak	mm (AxBxF)	526x119x88	

Barne bero trukagailua →B12Lx60/1P-SC-S



15. Irudia: Tecnaliak erabilitako SWEP B12Lx60/1P-SC-S bero trukagailua.

9. Taula: SWEP B12Lx60 barne bero trukagailuaren datu teknikoak[35]

Modeloa: B12Lx60/1P-SC-S

		1 alderdia: R-1233zd (E)	2 alderdia: R-1233zd (E)
Jariakinaren norabidea	-	Kontrakorronea	
Potentzia	kW	7,605	
Masa fluxua	kg/s	0,3500	0,3500
Bero transferentzia azalera	m ²	1,62	
Bero fluxua	kW/m ²	4,68	
Bero transferentzia koefizientea	W/m ² K (available/required)	149/149	
Presio beherakada	kPa	4,78	0,183
Plaka kopurua	-	60	
Kanal kopurua	-	29	30
Neurriak	mm (AxBxF)	287x117x144,8	

6.3.4. Espantsio balbula

Bankadan erabili den espantsio balbula Danfoss ETS12.5 modeloa da. Balbula mota honek hidro-fluoro-karburoekin afinitate handia dauka, eta interesgarria da bere erabilera presio altuetan lan egiteko daukan gaitasunagatik. Balbularen kontrola PLC baten bitartez egiten da, non lurrungailuko gain beroketa kontrolatzen den. Gain beroketa 10K-tan finkatzen da, balio txikiagoak lortzen badira hozgarri fluxu handiegiak zirkulatzen duela esan nahi du eta orduan balbula itxi egiten da.

10. Taula: Danfoss ETS 12.5 espantsio balbularen datu teknikoak.

Espantsio balbula: Danfoss ETS 12.5

Lan temperatura [max]	120°C (140°C 10 minutuz)
Lan presioa [max]	45 bar
Presio diferentzia [max]	25 bar

6.3.5. HTHP-aren osagai auxiliarrak

HTHP-aren prototipoak aurreko atalean aipatutako osagai nagusiez gain beste osagai auxiliar batzuk dauzka, baina lan honetan ez dira hauen ezagugarriak eta eraginak aztertuko. Osagai auxiliar horietako batzuk hurrengoak dira: hozgarriaren ontzia, coriolis kaudalimetroa, xurgapen lerroaren akumuladorea, filtroak, etab.

7 ENTSEGUAK

7.1 METODOAK / PLANGINTZA

Aurretik aipatu den moduan, entseguak Tecnaliak Azpeitian daukan laborategian egin dira. Horretarako, lehenengo eta behin sarrera parametroak izango direnak zehaztu dira horiek izango badira entsegu puntuak, eta jarraian entsegu puntu horiek hartuko dituzten balioak.

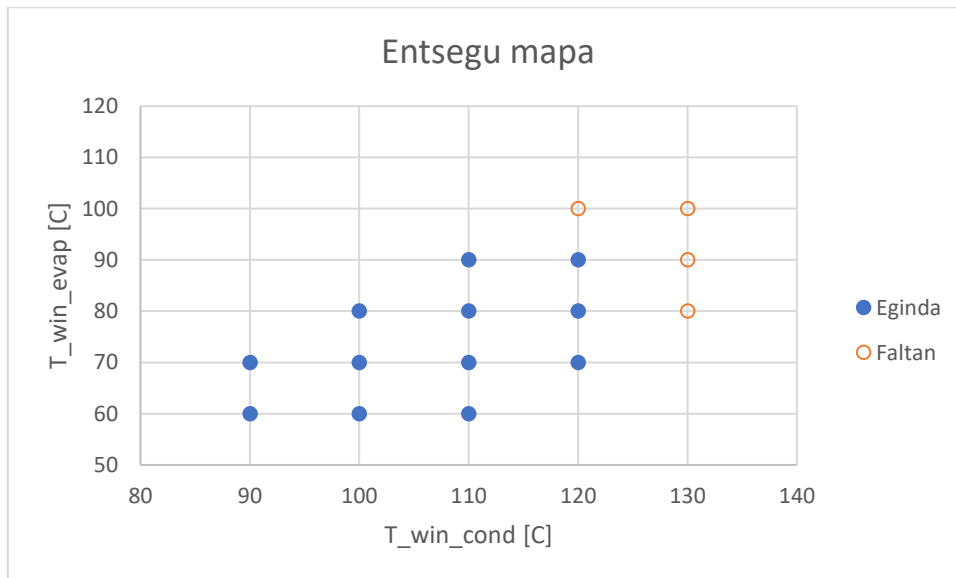
Zehaztutako sarrera parametroak hurrengoak izan dira:

- Jariakin sekundarioaren sarrera temperatura lurrungailuan: 60-110°C
- Jariakin sekundarioaren sarrera temperatura kondentsadorean: 90-130°C

Entseatu diren puntuak hurrengoak izan dira:

11. Taula: Entseguen taula

		T_win_cond [°C]				
		90°C	100°C	110°C	120°C	130°C
T_win_evap [°C]	60°C	#1	#8	#9		
	70°C	#2	#3	#4	#11	
	80°C		#5	#6	#7	#14
	90°C			#10	#12	#15
	100°C				#13	#16



1. Grafikoa: Entseguen mapa

12. Taula: Entsegu egunen antolaketa

ENTSEGU EGUNAK				
DATA	2023/06/08	2023/06/09	2023/06/13	2023/06/29
ENTSEGUAK	#1-#2-#3	#4-#5-#6-#7	#8-#9-#10	#11-#12

7.2 ENTSEGUEN EMAITZAK

7.2.1. NEURTUTAKO ALDAGAIAK

Aldagaien neurketa kontrol softwarearen bitartez segunduro egin dira eta Microsoft Excel-aren bitartez biltegitatu dira. Neurtutako aldagaiak hurrengoak izan dira.

13. Taula: Entsegetan neurtutako aldagaien zerrenda

Aldagaia	Unitateak	
HThP E ELECTRIC POWER	KW	Konpresoreak kontsumitutako potentzia
HThP FM 401	m ³ /h	Lurrungailuaren jariakin sekundarioaren emari bolumetrikoa
HThP FM 402	m ³ /h	Kondentsadorean jariakin sekundarioaren emari bolumetrikoa
HThP FM 403	m ³ /h	Azpi hozkailuaren jariakin sekundarioaren emari bolumetrikoa
HThP FT 401	kg/s	Hozgarriaren emari masikoa
HThP LEVEL	%	Hozgarri likidoaren ontzia
HThP OPENING	%	Espantsio balbularen irekiera gradua
HThP PT 101	bar	Konpresorearen xurgapen presioa
HThP PT 102	bar	Konpresorearen deskarga presioa
HThP PT 103	bar	Kondentsadorearen sarreran hozgarriaren presioa
HThP PT 104	bar	Kondentsadorearen irteeran hozgarriaren presioa
HThP PT 105	bar	Barne bero trukagailuko presio-altuko sarreran hozgarriaren presioa
HThP PT 106	bar	Azpihozkailuaren sarreran hozgarriaren presioa
HThP PT 107	bar	Azpihozkailuaren irteeran hozgarriaren presioa
HThP PT 108	bar	Lurrungailuaren sarreran hozgarriaren presioa
HThP PT 109	bar	Lurrungailuaren irteeran hozgarriaren presioa
HThP SubCooling	K	Kondentsadorearen irteeran hozgarriak daukan azpihozteia
HThP SuperHeating	K	Konpresorearen sarreran hozgarriak daukan gain beroketa

HThP TT 101	°C	Konpresorearen xurgapenean hozgarriaren temperatura
HThP TT 102	°C	Konpresorearen deskargan hozgarriaren temperatura
HThP TT 103	°C	Kondentsadorearen sarreran hozgarriaren temperatura
HThP TT 104	°C	Kondentsadorearen irteeran hozgarriaren temperatura
HThP TT 105	°C	Barne bero trukagailuko presio-altuko sarreran hozgarriaren temperatura
HThP TT 106	°C	Azpi hozkailuaren sarreran hozgarriaren temperatura
HThP TT 107	°C	Azpi hozkailuaren irteeran hozgarriaren temperatura
HThP TT 108	°C	Lurrungailuaren sarreran hozgarriaren temperatura
HThP TT 109	°C	Lurrungailuaren irteeran hozgarriaren temperatura
HThP TT 120	°C	Jariakin sekundarioaren temperatura lurrungailuaren sarreran
HThP TT 121	°C	Jariakin sekundarioaren temperatura lurrungailuaren irteeran
HThP TT 122	°C	Jariakin sekundarioaren temperatura kondentsadorearen sarreran
HThP TT 123	°C	Jariakin sekundarioaren temperatura kondentsadorearen irteeran
HThP TT 124	°C	Jariakin sekundarioaren temperatura azpi hozkailuaren sarreran
HThP TT 125	°C	Jariakin sekundarioaren temperatura azpi hozkailuaren irteeran

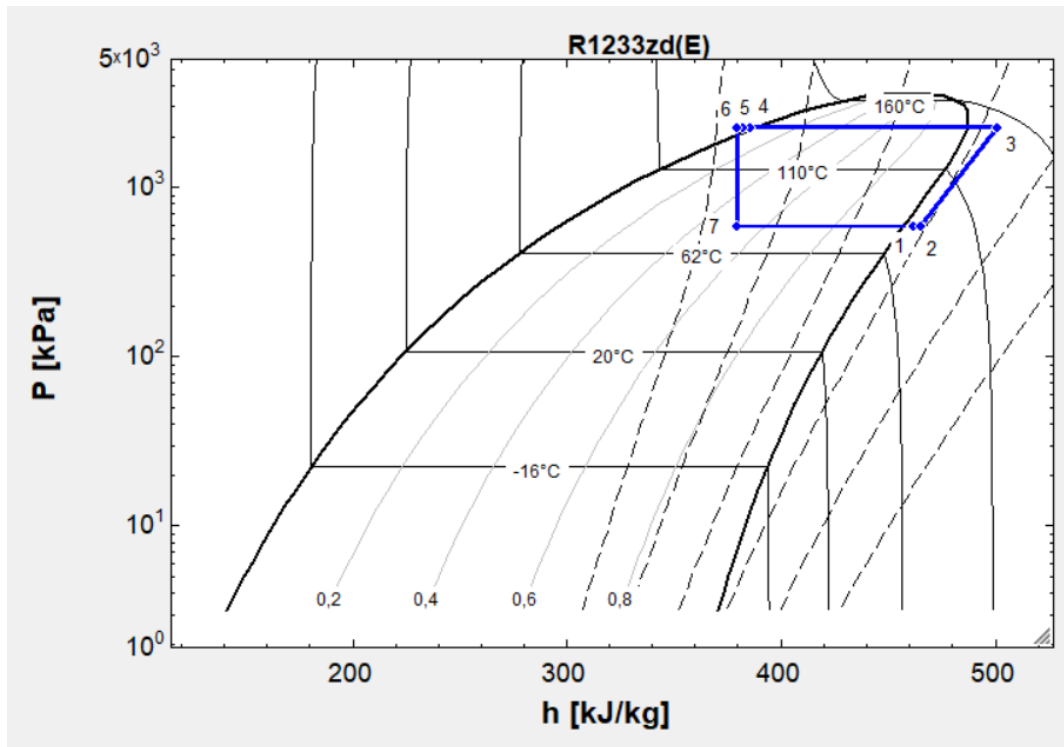
(Taula honetako aldagaien izendapena Tecnaliako laborategiko langileek jarritako da, eta ez dator bat nik nire EES-ko modeloen erabilitakoarekin)

Lortutako datuak aurretiaz prestatutako Excel plantilla batean sartze dira, aldagaiak grafiko batean bistaratu ahal izateko. Horrela entsegu batean aurki daitezkeen entsegu-puntu desberdinak bilatu ahal daitezke. Ondoren, tarte horietako batezbestekoak kalkulatu dira eta Coolprop Excel-erako softwarearen bitartez emaitzen analisia egiten da. Coolprop softwarea jariakin desberdinen propietate termodinamikoak dituen liburutegia da, eta hau baliatuz zikloko puntu bakoitzeko entalpiak, entropiak, bero espezifikoak eta beste propietate batzuk kalkulatu daitezke.

7.2.2. ALDAGAI TEORIKOAK

Bero-ponparen ziklo ideala

Lortutako datu esperimentalak zentsua duten edo ez aztertze beharrezkoa da lehenengo bero-ponpa baten ziklo idealak duen itxura ezagutzea. Beheko irudian (16. Irudia) azpi hozkailua eta barne bero trukagailua dituen bero-ponpa ideal baten P-h diagrama batek izango lukeen itxura ikusi daiteke.



16. Irudia. Azpi hozkailua eta barne bero trukagailua dituen bero-ponpa ideal baten P-h diagrama.

- Zikloa presio altuko eta baxuko zonaldeetan banatzen da. Presio altuko zonaldea konpresorearen deskarga puntutik espantsio balbulara arte, eta presio baxukoa berriz, balbularen irteeratik konpresorearen xurgatzera arte. Zonalde horietan presioa konstante mantentzen da (presio galera gabe).
- Ponparen hoditeria guztian zehar ez dira bero galerak kontuan hartzen, beraz osagai baten irteera puntuko baldintzak hurrengoaren sarrerakoak izango dira.
 - 1: Lurrungailuaren irteera = barne trukagailuaren sarrera (presio baxuko aldea)
 - 2: Barne trukagailuaren irteera (presio baxuko aldea) = konpresorearen sarrera
 - 3: Konpresorearen irteera = kondentsadorearen sarrera
 - 4: Kondentsadorearen irteera = barne trukagailuaren sarrera (presio altuko aldea)
 - 5: Barne trukagailuaren irteera (presio altuko aldea) = subcooler-aren sarrera
 - 6: Subcooler-aren irteera = balbularen sarrera
 - 7: Balbularen irteera = lurrungailuaren sarrera
- Fase aldaketako tenperatura eta presioak (kanpai barruan) konstante mantendu behar dira.
- Balbulak ziklo idealean jariakinaren espantsioa (6tik 7ra) modu isoentalpikoan egiten du. Irudian espantsio hori lerro bertikal moduan adierazten da.

Balantze energetikoak eta errendimenduak

Analisiarekin hasteko 4 bero trukagailuen potentzia kalorifikoak kalkulatu dira, puntu bakoitzaren entalpia eta hozgarriaren emaritik abiatuz:

- \dot{Q}_{hoztea} (lurrungailua eta barne bero trukagailua)

$$\dot{Q}_{hoztea} = \dot{m}_r * (h_{out} - h_{in})$$

- $\dot{Q}_{berotzea}$ (kondentsadorea, azpi hozkailua, barne bero trukagailua)

$$\dot{Q}_{berotzea} = \dot{m}_r * (h_{out} - h_{in})$$

Non;

$$\dot{m}_r: \text{hozgarriaren emari masikoa } \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$h_{in}: \text{sarrerako entalpia } \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$h_{out}: \text{irteerako entalpia } \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Bero trukagailuetan energia balantzea egiten bada, hau bete egiten dela egiaztatu behar da. Hau da, jariakin batek ematen duen beroa besteak xurgatzen duela. Jarraian adierazten den moduan geratu beharko lirateke balantzeak:

$$\dot{Q}_{r,ev} = \dot{Q}_{sf,ev}$$

$$\dot{Q}_{r,cd} = \dot{Q}_{sf,cd}$$

$$\dot{Q}_{r,sc} = \dot{Q}_{sf,sc}$$

$$\dot{Q}_{rh,ITH} = \dot{Q}_{rc,ITH}$$

Non azpiindizeak hurrengoa adierazten dute;

r: hozkarria

sf: bero trukagailuetako jariakin sekundarioa (kasu honetan ura)

ev: lurrungailua

cd: kondentsadorea

sc: azpi hozkailua / subcoolerra

ITH: barne bero trukagailua

rh: hozkarria presio altuko aldean (beroa eman)

rc: hozkarria presio baxuko aldean (beroa xurgatu)

Aldi berean, konpresoreak eginiko lana kalkulatu daiteke modu berean:

- \dot{W}_{cp} (konpresorea)

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_r * (h_{out} - h_{in})$$

Non;

cp: konpresorea

Bestalde, konpresorearen portaera ere aztertu behar da. Horretarako, hurrengo errendimenduak kalkulatu dira:

- **Errendimendu isoentropikoa (ϵ_{iso}):** kasu hipotetiko batean konpresoreak eginiko lan isoentropikoaren eta konpresorearen lan espezifiko errealaren arteko erlazioak definitzen duen errendimendua.

$$\epsilon_{iso} = \frac{\text{konpresorearen lan isoentropikoa}}{\text{konpresorearen lan erreala}} = \frac{\dot{W}_{cp,s}}{\dot{W}_{cp}} = \frac{h_{out,iso,cp} - h_{in,cp}}{h_{out,cp} - h_{in,cp}}$$

- **Errendimendu bolumetrikoa (ϵ_{vol}):** konpresoreak ekortutako bolumena benetan zirkularazten duen emariarekin erlazionatzen duen errendimendua da.

$$\epsilon_{vol} = \frac{\text{zirkulazio emaria} \left[\frac{kg}{s} \right]}{\text{ekortutako emaria} \left[\frac{kg}{s} \right]}$$

Ekortutako emaria kalkulatzeko, Dorin konpresoreen katalogoko m³/h-ko unitateetan adierazitako ekortutako bolumenaren emaritik abiatuz, 48,82 m³-ko balioa duena, m³/s-ko unitateetara pasatu behar da. Eta, azkenik, puntu beretik hartutako presioaren eta tenperaturaren arabera xurgatze-dentsitatea kalkulatu ondoren, ekortutako emaria kg/s-ko unitateetan kalkulatu da.

- **Motorraren errendimendua (ϵ_{motor}):** konpresoreak eginiko lana eta kontsumitutako potentzia elektrikoaren arteko erlazioa.

$$\epsilon_{motor} = \frac{\dot{m} * (h_{out,cp} - h_{in,cp})}{\dot{W}_{elec}}$$

Ikusi daitekeen moduan, kalkulaturako aldagaik entalpiaren menpekoak dira eta hauek tenperatura eta presioaren arabera definitzen dira.

Azkenik, aipaturako aldagaiak definitu ondoren bero-ponparen errendimendu orokorra kalkulatu daiteke. Hau COP (Coefficiente Of Performance) moduan ezagutzen da. COP-ak ponpa martxan jartzeak suposatzen duen elektrizitate kontsumoaren eta lortutako beroa erlazionatzen ditu. Proiektu honen kasuan, bero-ponpa beste prozesu batzuetatik eratorritako beroa aprobetxatzeko diseinatu da,

bero horretatik abiatuz tenperatura altuagoko bero transferentzia handiagoa eskuratzeko. Helburua $COP_{heating}$ egoki bat lortzea izango litzateke, kondentsadorean eta azpi hozkailuan lortutako beroari esker.

$$COP_{heating} = \frac{\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{sc}}{\dot{W}_{elec}}$$

Bero transferentzia koefizientea, AU

Bero transferentzia koefizientea, AU, bero trukagailuaren transferentzia azalera ($A=[m^2]$) eta bero transferentzia koefiziente globalaren ($U=[kW/m^2 \cdot ^\circ C]$) araberakoa da. Azken hau bero trukagailuan dagoen tenperatura diferentziak baldintzatuko du. Entseguetako AU kalkulatzeko jarraian azalduko den LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) metodoa erabiliko da.

LMTD metodoa bero trukagailuen kalkuluak egiteko erabiltzen da. Metodo honek jariakin hotzaren eta jariakin beroaren beroak aztertzen ditu, jariakin hotzaren tenperatura minimo moduan eta jariakin beroarena maximo moduan ezarriz. Adierazpena hurrengoa izango litzateke.

$$\dot{Q} = AU * \Delta T_{ml}$$

Non;

$$\dot{Q}: \text{Potentzia termikoa [kW]}$$

$$A: \text{Bero transferentzia azalera [m}^2\text{]}$$

$$U: \text{Bero transferentzia koefiziente globala } \left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^2 * ^\circ C} \right]$$

$$\Delta T_{ml}: \text{Bataz besteko tenperatura diferentzia logaritmikoa}$$

Gure kasuan kalkuluak egiteko orduan AU aldagai bat bezala kontsideratuko dugu.

Entseguetako datu esperimentaletatik jariakinen sarrera eta irteera tenperaturak ezagunak dira, ΔT_{ml} kalkulatzeko hurrengo adierazpena erabiliko da.

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

ΔT_1 eta ΔT_2 kalkulatzeko orduan kontuan eduki behar da aztertu nahi den bero trukagailu mota. Bankada honetako bero trukagailuen kasuan kontrakorrontekoak dira guztiak beraz horrela definituko dira:

$$\Delta T_1 = T_{hin} - T_{cout}$$

$$\Delta T_2 = T_{hout} - T_{cin}$$

Non;

T_{hin} : Jariakin beroaren sarrera temperatura

T_{hout} : Jariakin beroaren irteera temperatura

T_{cin} : Jariakin hotzaren sarrera temperatura

T_{cout} : Jariakin hotzaren irteera temperatura

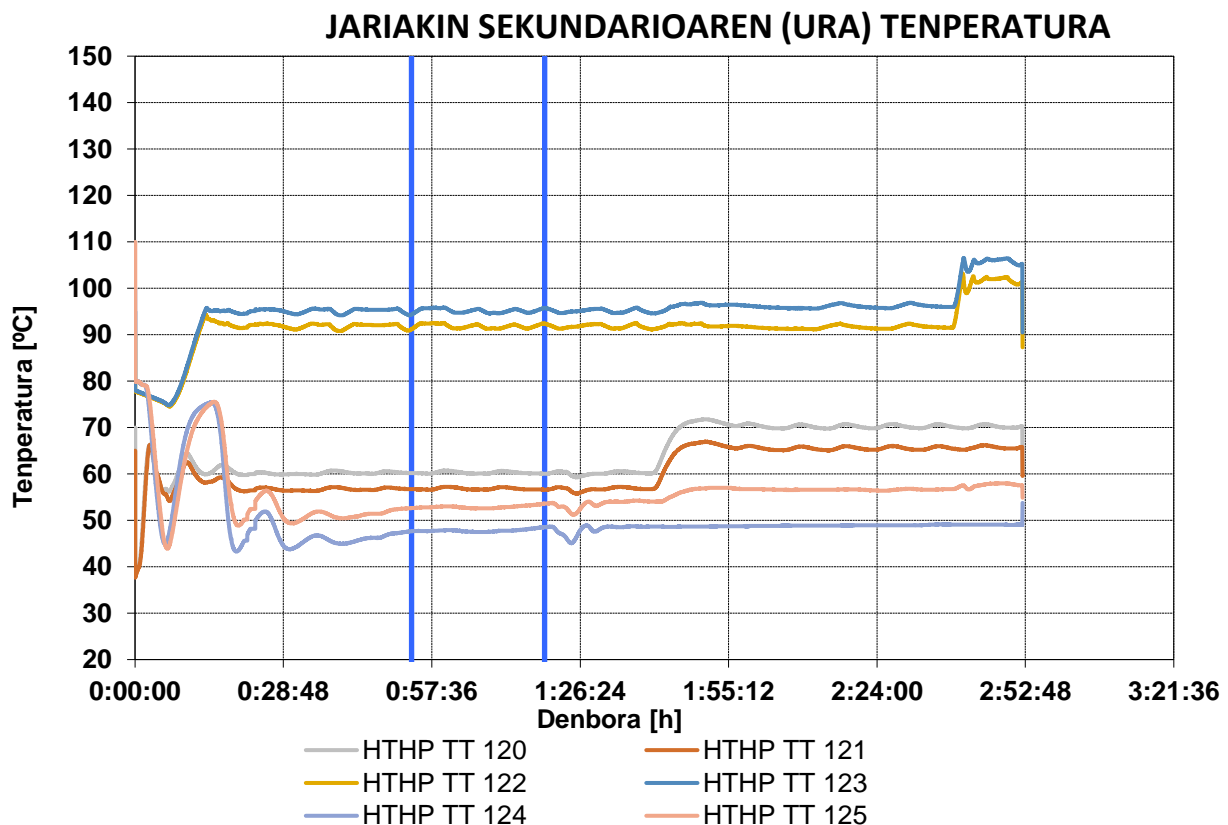
(Kondentsadorea eta azpihozkailuaren kasuan jariakin hotza ura izango da eta beroa hozkarria.)

(Lurrungailuaren kasuan jariakin hotz ahozkarria izango da eta beroa ura.)

7.2.3. EMAITZA ESPERIMENTALEN ANALISIA

Aurretik aipatu den moduan emaitzen analisia egiteko Excel-erako Coolprop softwarea erabili da. Eta ondorengo pausuak jarraitu dira:

1. Entsegutik eskuratutako datuak aurretiaz prestatutako Excel-eko plantilla batean biltegitatu dira. Plantilla horretan aldagai ezberdinak grafikoetan errepresentatu dira entsegu tartek aukeratzeko.

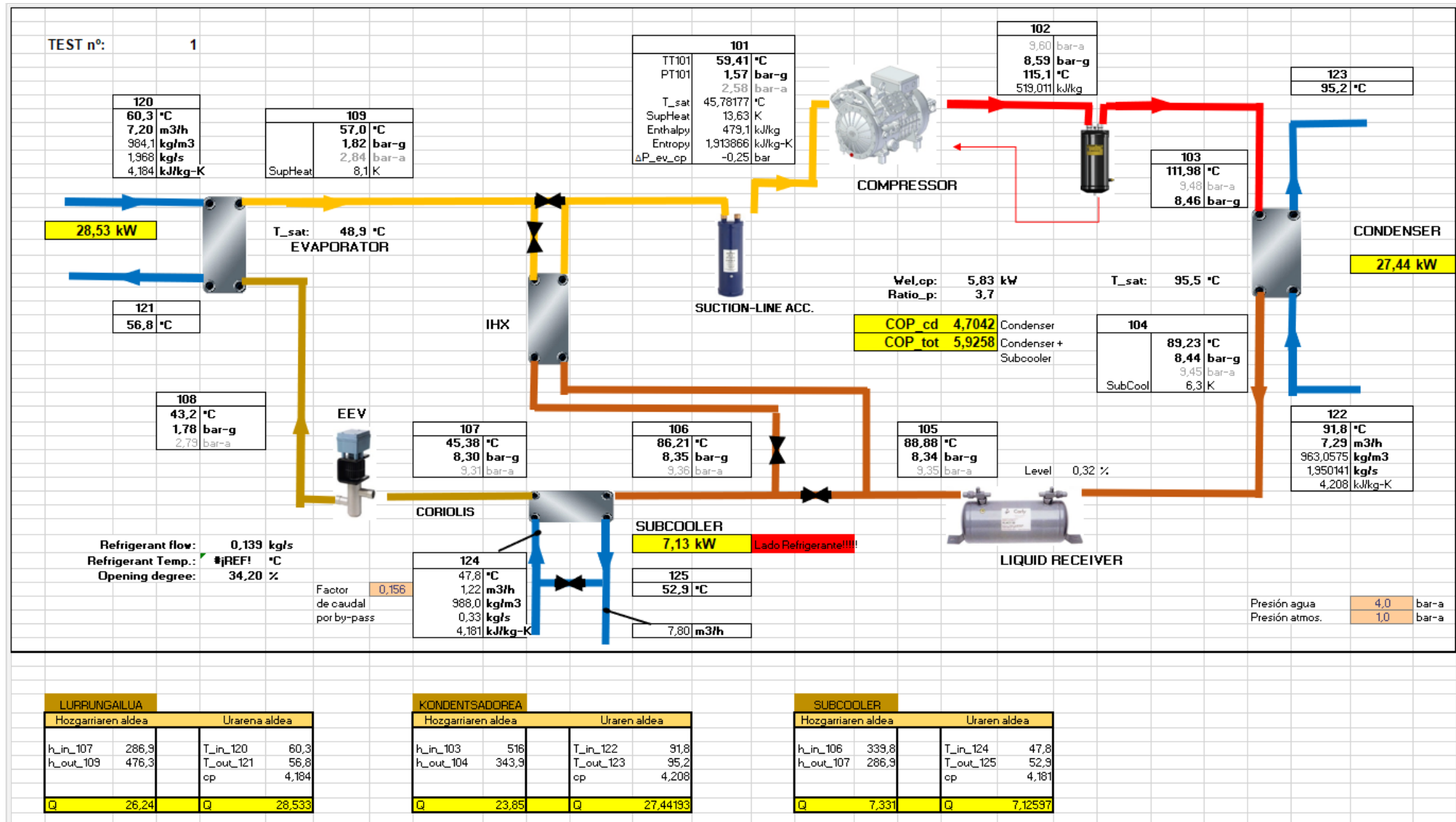


2. Grafikoa: Jariakin sekundarioaren temperatura grafikoa entsegu batean zehar

Entsegu tartea zehazteko 20-30 minutu arteko tarte egonkor bat bilatu behar da. Entsegu tartea egonkortzat hartzeko begi bistaz neurtutako aldagaia konstante mantendu behar da, temperatura

neurketak zehaztasun gehiagoz aztertzen badira bariantza gradu bat baino gutxiagokoa izan behar da. Grafikoan entsegu tartea aukeratzen da, eta plantillan tarte hori zehazten da batezbesteko balioak kalkulatzeko.

2. Entsegu tartea zehaztutakoan plantillan beharrezko aldagai eta kalkulu esanguratsuenak bistaratzen dira. Entsegua ontzat emateko osagai nagusietan energia balantzeak egiten dira, horretarako Coolprop erabiltzen da beharrezko entalpiak kalkulatzeko. Energia balantzen hozgarriaren eta jariakin sekundarioaren aldeetan egiten da. Hozgarriaren kasuan, emari masikoa eta entalpiak erabiliz egiten da potentzia termikoaren kalkulua. Jariakin sekundarioaren kasuan berriz, entsegu hauetan hau ura izanik, bero espezifikoa ur-emaria eta sarrera eta irteera tenperaturen arteko desberdintasuna biderkatuz egiten da.



17. Irudia: Entsegutako datuak tratatzeko plantilla.

3. Goiko irudiko energia balantzeak aztertzen baditugu argi ikusten da oso antzeko ematen dutela hozgarriaren aldean eta urarenean, beraz entsegua ontzat hartzen da.

Entsegu tarte batekin amaitutakoan berdina egingo da gainerako tarteekin

7.2.3.1 Emaitzak

14. Taula: Entsegetan lortutako bero-potentzia eta kontsumoen balioak

TEST	T_EVAP	T_COND	W_COMP	Q_EVAP_W	Q_EVAP_R	Q_COND_W	Q_COND_R	Q_SUB_W	Q_SUB_R
1	60,3	90	5,8	28,5	26,2	27,4	23,9	7,1	7,3
2	70,2	90	6,5	38,6	36,9	36,5	32,2	10,1	10,6
3	70,2	100	7,1	36,7	34,9	33,8	29,1	12,4	12
4	70,2	110	7,7	35,8	33,4	32,1	26,6	14,2	13,4
5	80,2	100	7,9	50	48,1	45,2	38,8	17,2	16,6
6	80,3	110	8,7	48,5	47,4	42,2	36,5	19,8	19,1
7	80,3	120	9,3	46,7	44,5	39	32,6	22,1	20,7
8	60,2	100	6,6	27,5	25,8	27,2	22,	9,2	8,7
9	60,3	110	7	27,7	26,1	26,1	21,6	10,9	10,2
10	90	110	9,7	64,6	63,1	52,2	46,1	27,8	26,5
11	70,3	120	9,4	33,5	30,9	31	24,9	12,2	12,9
12	90	120	10,8	60,8	58,8	50,3	43,2	23,2	25,8

15. Taula: Entsegetan lortutako COP-en emaitzak

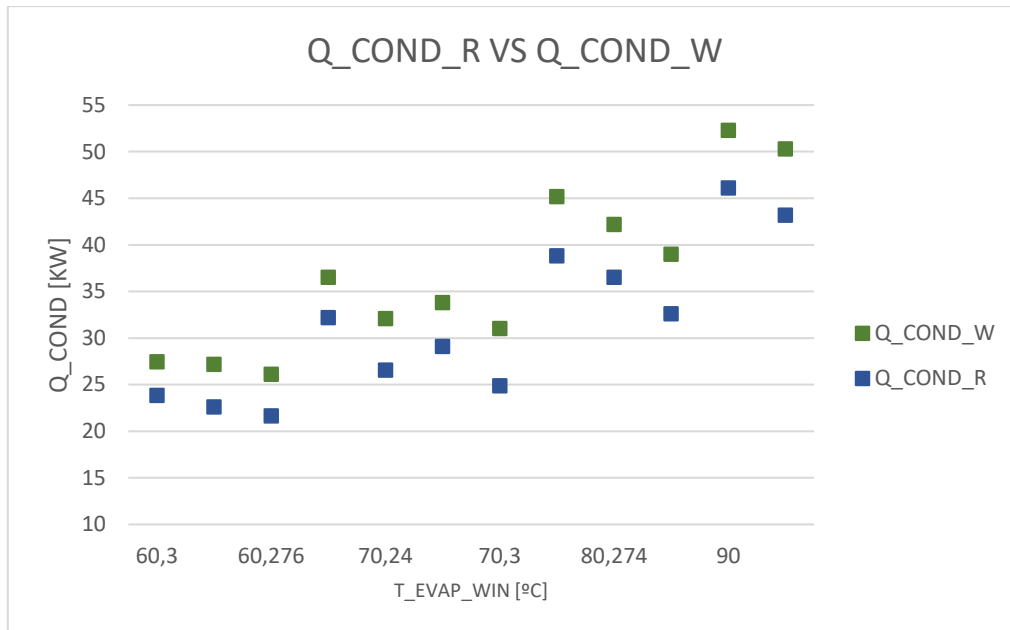
TEST	T_EVAP	T_COND	COP_COND	COP_TOT
1	60,3	90	4,7	5,9
2	70,	90	5,6	7,1
3	70,3	100	4,8	6,6
4	70,2	110	4,2	6
5	80,2	100	5,7	7,9
6	80,3	110	4,8	7,1
7	80,3	120	4,2	6,5
8	60,2	100	4,1	5,6
9	60,3	110	3,7	5,3
10	90	110	5,4	8,2
11	70,3	120	3,7	5,2
12	90	120	4,6	6,8

16. Taula: Entsegetan konpresoreko konpresio erlazioa

TEST	R_p
1	3,7
2	2,9
3	3,6
4	4,2
5	2,8
6	3,4
7	4
8	4,4
9	4,9
10	2,8
11	4,7
12	3,2

7.2.3.2 Bero potentzien analisia

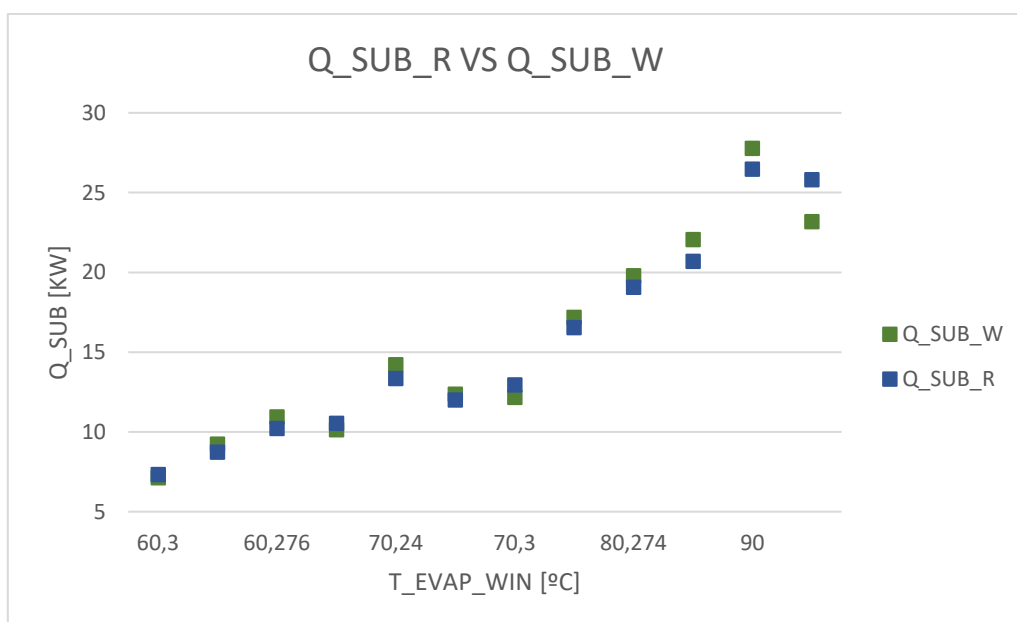
Lortutako emaitzak ontzat emateko bete beharreko lehenengo baldintza bero trukagailu nagusietako energia balantzeek ondo ematea da. Energia balantzeak hozgarriaren eta baita uraren aldean egin dira. Hurrengo hiru grafikoetan bero trukagailu bakoitzean, urak lurrungailuan daukan sarrera tenperaturaren arabera neurtutako bero potentziak ageri dira.



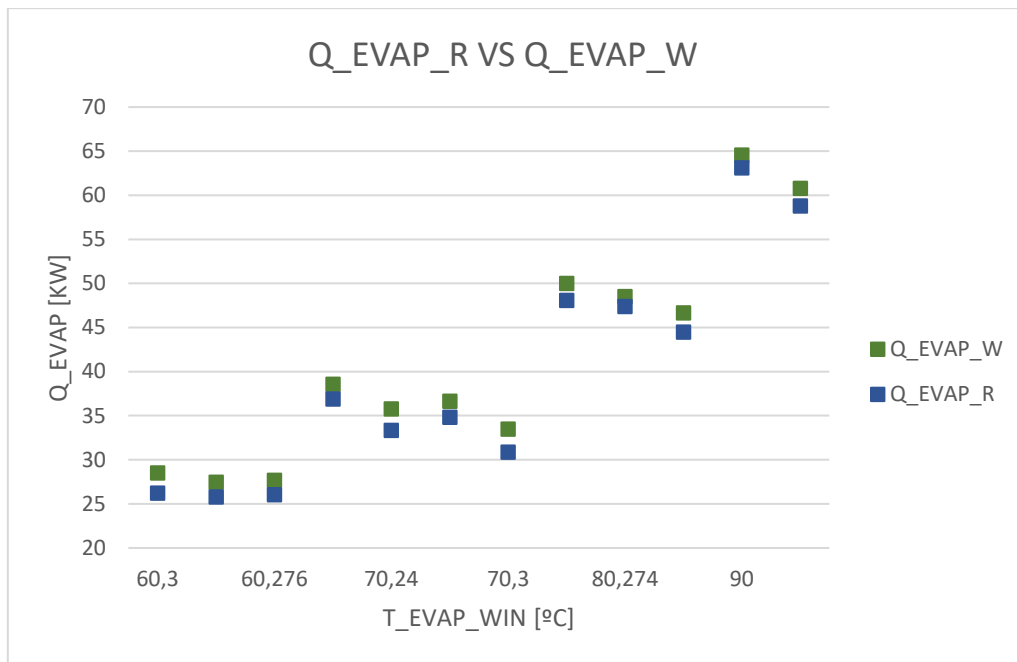
3. Grafikoa: Kondentsadorean uraren eta hozgarriaren aldetik neurtutako bero potentziak.

Grafiko honetan kondentsadorean neurtutako bero potentziak ageri dira. Neurketa guztietan 5kW inguruko diferentzia antzematen da. Bero potentziak entseguetan neurtutako tenperatura eta emari masikoen arabera kalkulatu dira, beraz desberdintasuna neurketa horietan emaniko errorearen ondorioa izan daitekeela esan daiteke.

Izan ere hozgarriaren aldean neurketak egiteko erabilitako sentsoareak hodietara itsatsitako termopareak dira, eta uraren aldean berriz uraren emari barruan kokatutako termo putzuan kontrakorrontean kokatutako sundak. Azken hauek kalitate askoz hobegoa daukate, beraz hasiera batean neurketak hobekak izan beharko lirateke.



4. Grafikoa: Azpi hozkailuan uraren eta hozgarriaren aldetik neurtutako bero potentziak.



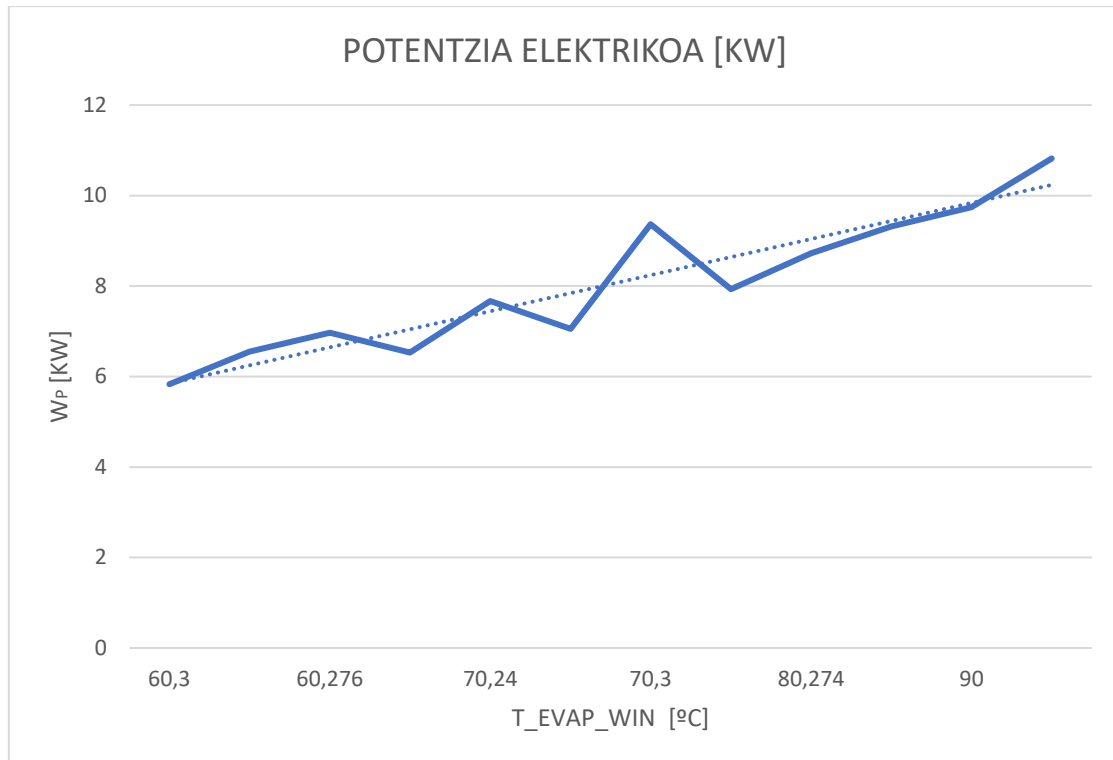
5. Grafikoa: Lurrungailuan uraren eta hozgarriaren aldetik neurtutako bero potentziak.

Azken bi grafiko hauetan azpi hozkailuan eta lurrungailuan neurtutako bero potentziak ageri dira, eta kondentsadorean baino desberdintasun txikiagoa daukate. Kondentsadoreko neurketekin eginiko suposizioan uraren aldekoa hobea izan beharko litzatekeela ondorioztatu da, baina bi bero trukagailu hauetan zalantzak sortzek dira. Izan ere hozgarriaren emariaren kasuan neurketa berdina da hiru bero trukagailuetan beraz emari hori ondo neurtuta egon behar dela suposatu daiteke.

7.2.3.3 COP-aren analisia

HHP-ak daukan COP-a aztertu nahi da. Aurretik aipatu den moduan COP-a bero-ponpak sortutako beroa eta kontsumitutako potentzia elektrikoaren arteko erlazioa da.

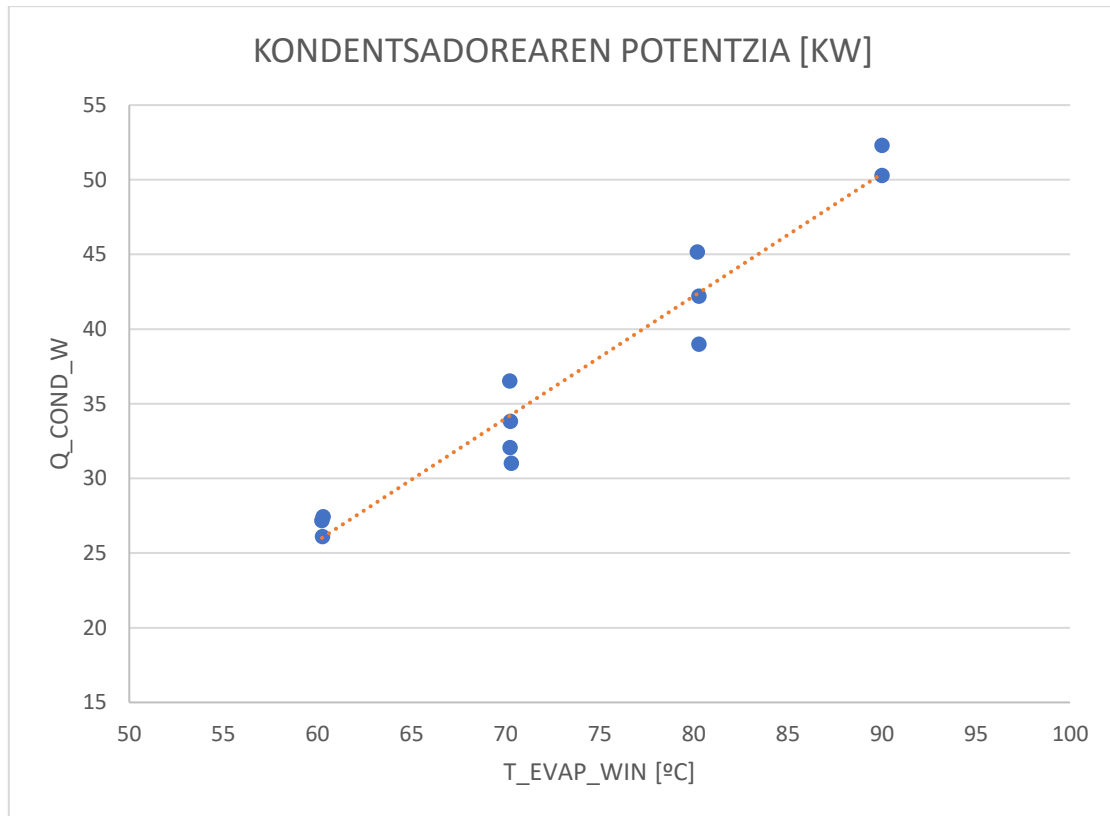
Ezarrirako sarrera balioen arabera, bero-ponpak erakutsi duen jarrera desberdina izan da funtzionamendu puntu bakoitzerako. Konpresorearen kontsumoa eta kondentsadorean eta azpi hozkailuen bero sorrera aldatu egiten dira funtzionamendu puntuaren arabera. Eta horregatik hauek dira interesekoak diren bero potentziak.



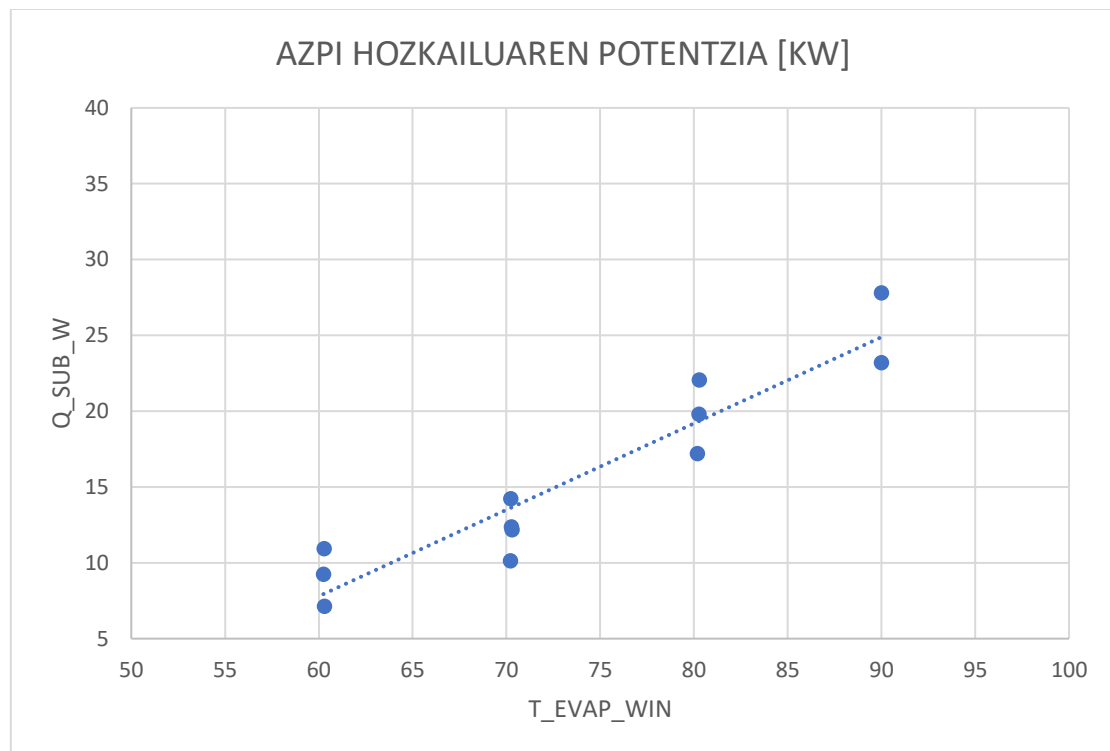
6. Grafikoa: Konpresoreko kontsumoa jariakin sekundarioak lurrungailuaren sarreran daukan tenperaturaren arabera.

Goiko grafikoan, lurrungailuko sarrera tenperatura desberdinetarako konpresoreak kontsumitutako potentzia elektrikoa ageri da. Potentzia elektrikoak daukan joera aztertzen bada agerian geratzen da lurrungailuan jariakin sekundarioak daukan tenperaturarekin aldatzen dela. Gainera, tenperaturak gora egin ahala potentziak ere goranzko joera erakusten du.

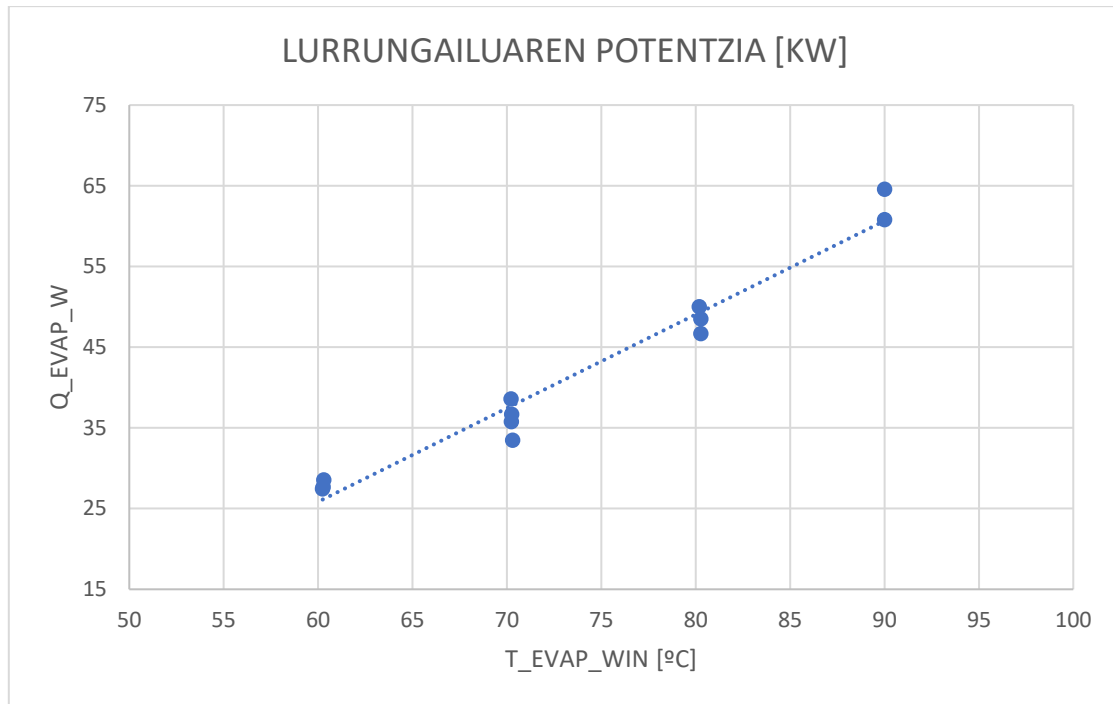
Bestalde, kondentsadoreko azpi-hozkailuko eta lurrungailuko potentziak ere lurrungailuko sarrera tenperaturaren arabera dauzkaten joerak aztertu dira.



7. Grafikoa: Kondentsadorearen bero-potentzia jariakin sekundarioak lurrungailuan duen sarrera temperaturaren arabera.



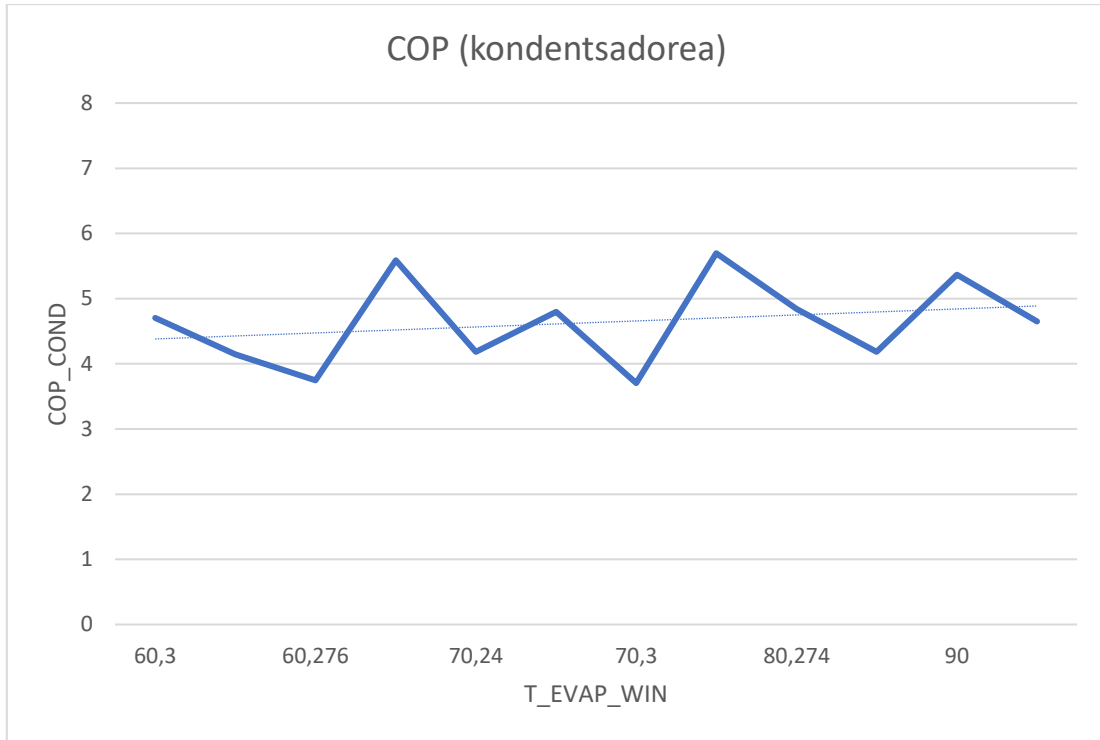
8. Grafikoa: Azpi-hozkailuaren bero-potentzia jariakin sekundarioak lurrungailuan duen sarrera temperaturaren arabera.



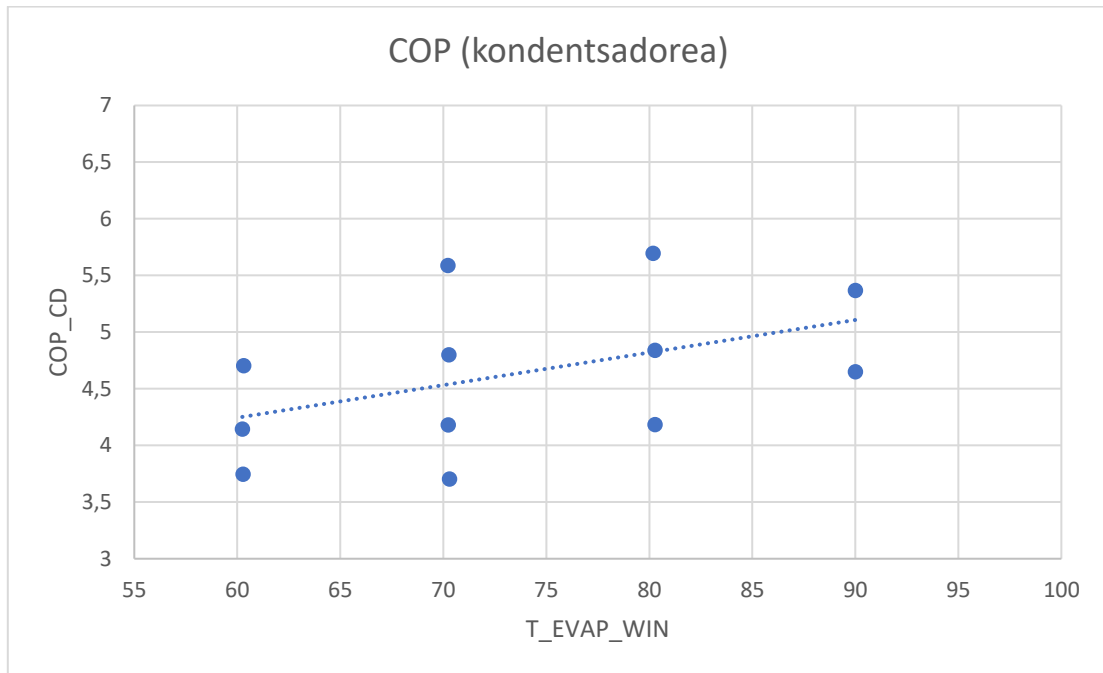
9. Grafikoa: Lurrungailuaren bero-potentzia jariakin sekundarioak lurrungailuan duen sarrera temperaturaren arabera.

Hiru bero-trukagailuen potentzia grafikoei erreparatzen bazaie argi ikusten da bero-potentzia lurrungailuko jariakin sekundarioaren sarrera temperaturaren araberakoa dela. Joera-lerroetan zentratuz, temperaturak gora egiten duen heinean potentzia ere gora doa eta horretaz temperatura berdinean dauden puntuek ez dute dispersio handirik erakusten, portaera nahiko lineala izanik.

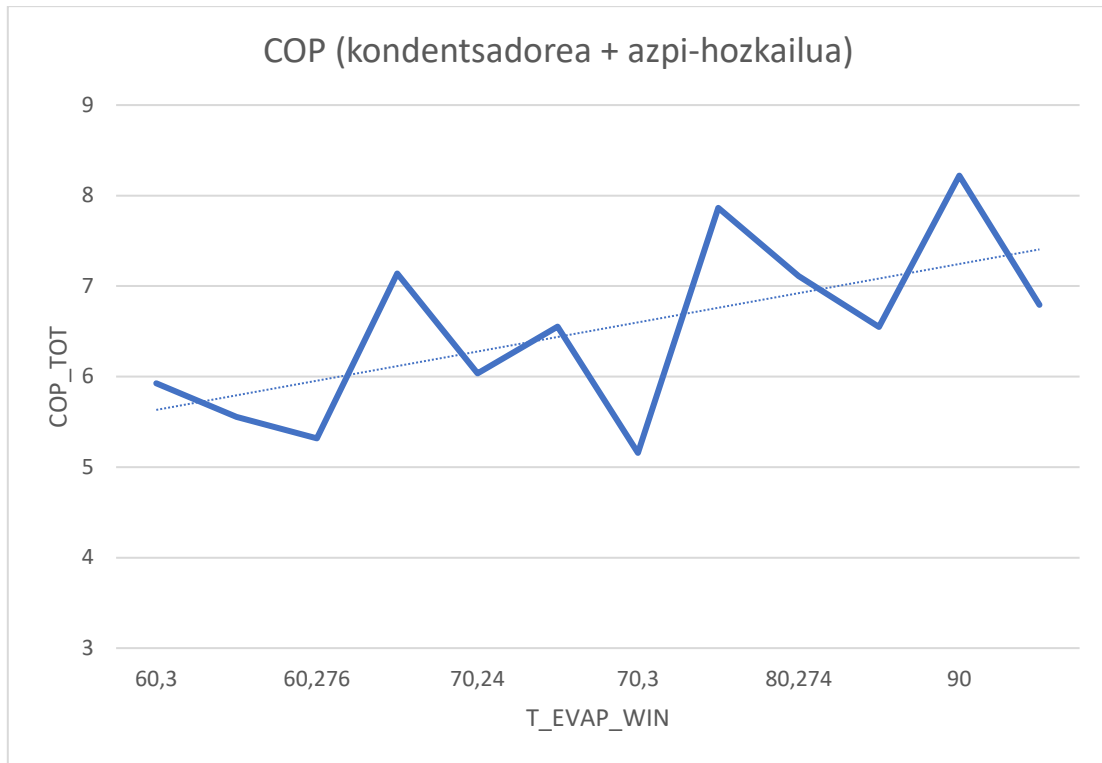
Potentziak aztertu ondoren, COP-ak erakusten duen bilakaera aztertuko da lurrungailuko sarrera temperaturaren arabera ere.



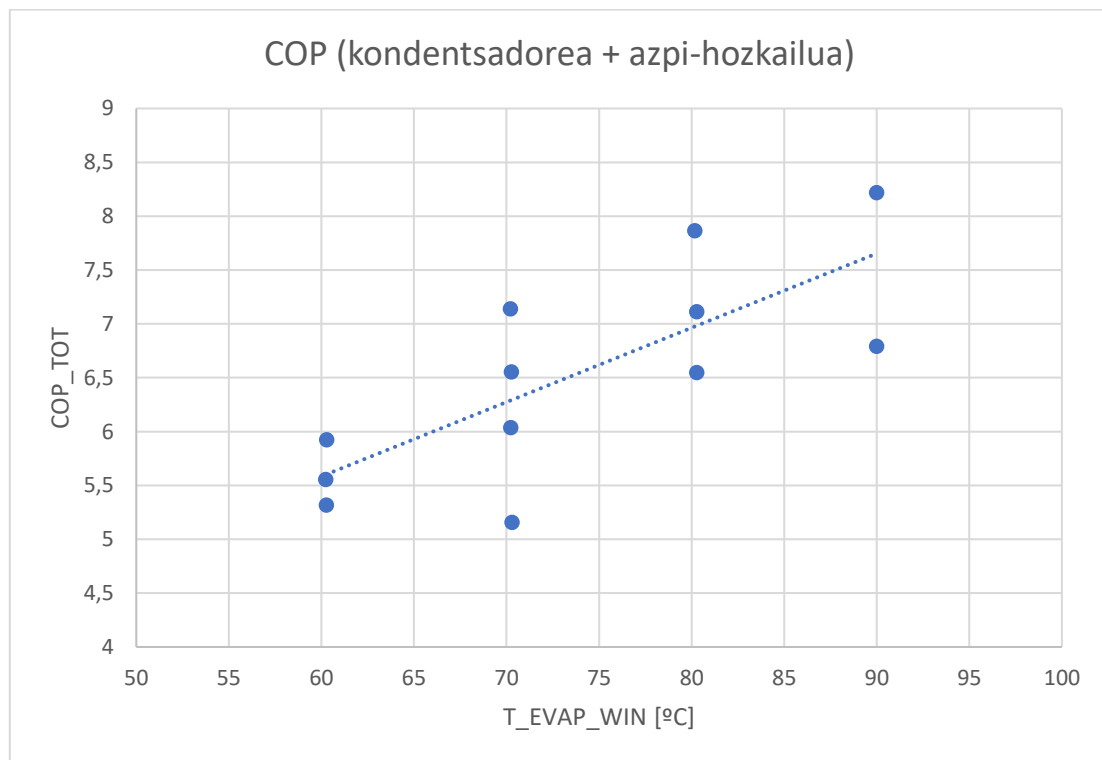
10. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren bilakaera (kondentsadorea bakarrik kontuan hartuta) jariakin sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera tenperaturaren arabera.



11. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren dispersioa (kondentsadorea bakarrik kontuan hartuta) jariakin sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera tenperaturaren arabera.



12. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren bilakaera jariatzen sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera temperaturaren arabera.



13. Grafikoa: Bero-ponparen COP-aren dispersioa jariatzen sekundarioak lurrungailuan daukan sarrera temperaturaren arabera.

Aurretik aztertutako beste aldagaiekin gertatu den moduan COP-ak ere lurrungailuko sarrera tenperaturaren dependentzia erakusten du. Goranzko joera duela ikusi daiteke, baina aldagai honen kasuan dispersioa handiagoa da Q_cond, Q_sub eta W_comp-en arabera eta bada eta. Bestalde 10. Grafikoa eta 12. Grafikoa grafikoen COP-ak erakusten dituen maximoak eta minimoak aztertzeko balio dute.

7.2.3.4 AU analisia

17. Taula: Kondentsadoreko AU faktorearen kalkulua.

TEST	COND					
	AU	Q	T_WIN	T_WOUT	T_RIN	T_ROUT
1	3,6	27,4	91,8	95,2	112	89,2
2	6,3	36,5	91,5	96	111,2	90,1
3	5	33,8	101,7	105,8	120,3	99,3
4	4,5	32,1	110,9	114,9	128,7	107,9
5	8,4	45,2	100,8	106,3	119,2	99,3
6	7	42,2	110,7	115,8	128,4	108,4
7	5,8	39	120,1	125	137,2	116,8
8	3,8	27,2	102,9	106,8	120,1	99,5
9	3,6	26,1	111	114,7	126,6	107
10	12,5	52,3	110,7	118,2	130	109,8
11	4,4	31	119,5	124,1	135,2	115,3
12	11,6	50,3	119,6	127,1	136,2	118

18. Taula: Azpi hozkailua AU faktorearen kalkuluak.

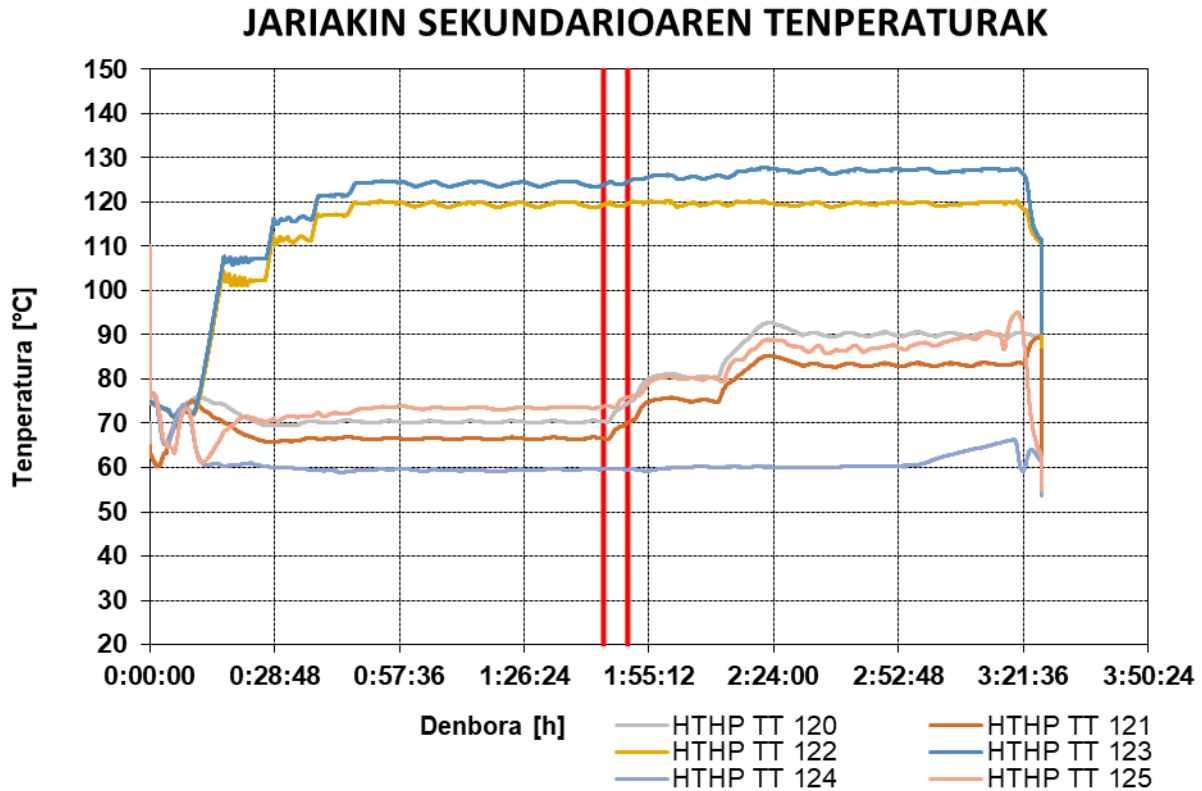
SUB						
TEST	AU	Q	T_WIN	T_WOUT	T_RIN	T_ROUT
1	0,6	7,1	47,8	52,9	86,2	45,4
2	0,9	10,1	48,9	56,6	89,3	46,6
3	0,9	12,4	48,9	58	97,7	46,6
4	1	14,2	48,9	59,5	105,4	46,7
5	1,4	17,2	50,1	65,4	99,9	47,8
6	1,5	19,8	50,7	67,9	108,5	48,4
7	1,5	22,1	50	69,2	116,4	47,7
8	0,7	9,2	50,9	57,6	96,2	48,6
9	0,8	10,9	50,2	58	103	47,9
10	2	27,8	48,5	68,5	111,5	46,2
11	0,9	12,2	59,4	73,4	113,2	56,9
12	2	23,2	60,3	86,9	119,7	58

19. Taula: Lurrungailuko AU faktorearen kalkuluak.

EVAP						
TEST	AU	Q	T_WIN	T_WOUT	T_RIN	T_ROUT
1	3,9	28,5	60,3	56,8	43,2	57
2	3,9	38,6	70,2	65,5	44,8	66,5
3	3,7	36,7	70,3	65,8	45,1	66,6
4	3,6	35,8	70,2	65,9	45,2	66,6
5	4	50	80,2	74,1	46,1	76,1
6	3,9	48,5	80,3	74,3	46,9	76,2
7	3,8	46,7	80,3	74,6	46,3	76,3
8	3,9	27,5	60,2	56,9	45,7	56,2
9	4,4	27,7	60,3	56,9	46	57
10	4,7	64,6	82,1	82,1	44,9	85,3
11	5	33,5	70,3	66,6	54,3	67,1
12	4,7	60,8	90	83,1	55,8	85,3

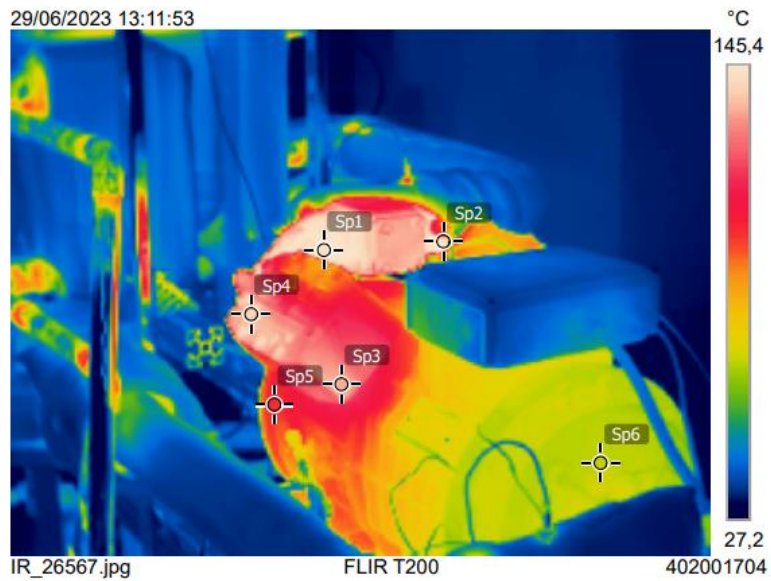
7.2.3.5 #13-#16 aurreikusitako entseguen bideraezintasuna

11. Taulan aipatzen den moduan, hasiera batean #13-#16 entseguak planifikatuta zeuden. Kondentsadorera sartzen den jariakin sekundarioaren 120°C eta 130°C-ko temperaturei zegozkienak hain zuzen ere. Baina #11.en entsegua bukatu eta #12.ena egin orduko konpresoreari eginiko analisi termografikoan, hau bere limite termikora iritsi zela egiaztatu zen. Beraz ezinezkoa izan da aurreikusitako entsegu puntu guztiak frogatu ahal izatea. Ondorengo irudietan termografia burutu zen unea eta kamara termografikoaren bitartez lortutako irudian ikusi daitezke.



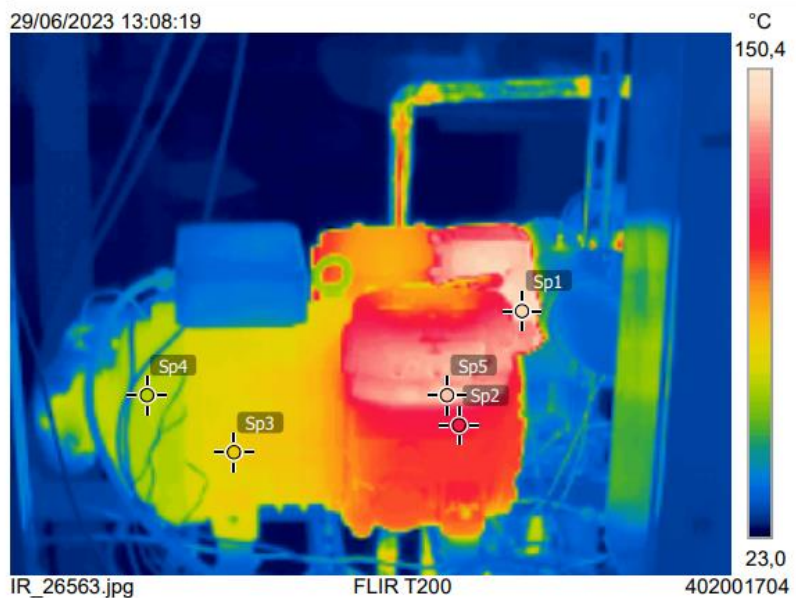
14. Grafikoa: Termografia eginiko unea #11 eta #12 entseguen bitartean.

Medidas	
Sp1	146,6 °C
Sp2	146,8 °C
Sp3	136,8 °C
Sp4	142,0 °C
Sp5	110,6 °C
Sp6	78,0 °C
Parámetros	
Emisividad	0.9
Temp. refl.	25 °C



18. Irudia: Konpresorearen termografia.

Medidas	
Sp1	144,4 °C
Sp2	116,1 °C
Sp3	87,6 °C
Sp4	76,1 °C
Sp5	141,6 °C
Parámetros	
Emisividad	0.9
Temp. refl.	25 °C



19. Irudia: Konpresorearen termografia.

8 MODELOA: EES

Bero-ponparen modelo definitzeko EES (Engineering Equation Solver) programa erabili da. EES ekuazio aljebraiko multzo bat ebazteko gai den programa da. Modu efizientean ehundaka ekuazio aljebraiko ez lineal akoplatu ebatz ditzake, eta hasierako balioa duten ekuazio linealak ebazteko ere erabil daiteke.

Horretaz gain, programak berak funtzio matematiko eta termofisiko ugari biltzen ditu. Propietate termodinamikoaren ebazpenerako, programak Gibbs-Duhén Legea ezartzen du. Lurrun taulak beste propietate bik definitutako funtzio-dei batetik definitzen dira. Propietate ezberdinen definizioerako beste faktore erabakigarri bat lan fluidoa da.

Proiektu honetan erabili den modeloa, HTHP baten modelo sinple bat da, horrek suposatzen dituen birkalibrazio guztiekin. Jarraian modeloa diseinatzerako orduan jarraitu diren pausuak eta modeloa bera azalduko dira.

Sarrera datuak bitan banatu dira:

- **Parametroak:** hauek finkoak izango dira eta ez dira aldatuko entsegu batetik bestera.
 - **Lan jariakinak:**
 - fluid\$='R1233zd(E)'
 - 'Water'
 - **Konpresorearen Biraketa abiadura:**
 - $N=1500$ bira/min ($w=1500/60$ bira/seg)
- **Sarrera aldagaiak (Inputs):** Entsegu desberdinetatik jasotako datuak. Balioak entseguetako inputs-en arabera aldatuko dira.
 - **Lau zirkuituetako emari masikoak:**
 - $m_{\dot{}}$ [kg/s] = hozgarriaren zirkuituko emaria
 - $m_{\dot{in}cond}$ [kg/s] = kondentsadorearen zirkuitu sekundarioko emaria
 - $m_{\dot{in}evap}$ [kg/s] = lurrungailuaren zirkuitu sekundarioko emaria
 - $m_{\dot{in}sub}$ [kg/s] = azpihozkailuaren zirkuitu sekundarioko emaria
 - **Zirkuitu sekundarioetako sarrera tenperaturak:** kondentsadorea, lurrungailua eta subcooler-eko sarrera tenperaturak.
 - $T_{win_{evap}}$ [°C] = lurrungailuko uraren sarrera temperatura
 - $T_{win_{cond}}$ [°C] = kondentsadoreko uraren sarrera temperatura
 - $T_{win_{sub}}$ [°C] = azpi-hozkailuko uraren sarrera temperatura

Balantze energetiko desberdinak egiteko ϵ -NTU metodoa erabili da, izan ere ezagunak diren tenperaturako sarrerakoak dira jariakin bien kasuan eta ondorioz ezin da erabili LMTD metodoa. ϵ -NTU metodoa datu nahikoa ez daudenean bero-trukagailuetan bero transferentzia definitzeko

erabiltzen den metodoa da, nagusiki kontrakorrontean. Metodo honetan bi parametro adimentsional daude: ε (eraginkortasuna) eta NTU. Jarraian, ε -NTU metodoa azalduko da.

Adierazpen nagusia:

$$\dot{Q} = \varepsilon * \dot{Q}_{max}$$

Non;

$$\dot{Q} [kW] = \text{bero} - \text{trukagailuaren potentzia}$$

$$\varepsilon = \text{eraginkortasuna}$$

$$\dot{Q}_{max} [kW] = \text{kasu hipotetiko batean bero} - \text{tranferentzia maximoa}$$

Eta \dot{Q}_{max} :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} * (T_{h,in} - T_{c,in})$$

Non:

$$\dot{C}_{min} \left[\frac{KW}{K} \right] = \text{potentzia espezifikoa minimoa}$$

$$T_{h,in} [^{\circ}C] = \text{jariakin beroaren sarrera tenperatura}$$

$$T_{c,in} [^{\circ}C] = \text{jariakin hotzaren sarrera tenperatura}$$

Potentzia espezifikoak:

$$\dot{C}_h = \dot{M}_h * cp_{h,in}$$

$$\dot{C}_c = \dot{M}_c * cp_{c,in}$$

Non:

$$\dot{M} \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{emari masikoa}, \quad h (\text{hot} = \text{beroa}) \text{ eta } c (\text{cold} = \text{hotz})$$

$$cp_{in} \left[\frac{KJ}{kg * K} \right] = \text{sarrerako bero espezifikoa}, \quad h (\text{hot} = \text{beroa}) \text{ eta } c (\text{cold} = \text{hotz})$$

NTU-ren balioa ondorengo formularen bitartez kalkulatzen da, eta behin hau kalkulatutakoan ε kalkulatuta daiteke.

$$NTU = \frac{U * A}{\dot{C}_{min}}$$

Non;

$$U \left[\frac{KW}{^{\circ}C * m^2} \right] = \text{bero - transferentzia koefiziente globala}$$

$$A [m^2] = \text{bero - transeferentzia azalera}$$

$$\dot{C}_{min} \left[\frac{KW}{K} \right] = \text{potentzia espezifikoa minimoa}$$

ϵ -en adierazpena aukeratzeko kontuan hartu behar den faktore bat dago, bero-trukagailuaren portaera hain zuzen ere. Proiektu honetan hiru bero trukagailuak kontrakorrantean egiten dute lan, baina horretaz gain bitan (kondentsadorean eta lurrungailuan) fase aldaketa ematen da. Fase aldaketa ematen den bero-trukagailuetan ϵ -en hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$\epsilon = 1 - \exp [-NTU]$$

Modelo oso sinplea denez azpi-hozkailuaren kasuan ere adierazpen berdina erabiliko da. Horrela 3 bero trukagailuetako bero-transferentziak kalkulatu daitezke

Konpresorearen modeloa idazteko orduan, errendimendu bolumetrikoa kalkulatzeko hurrengo adierazpena erabili da:

$$\epsilon_v = Q_o - \alpha * R_{comp}$$

Non;

$$Q_o = 0.85$$

$$\alpha = 0.05$$

$$R_{comp} = \frac{P_{evap} + \Delta P_{IHX}}{P_{cond}}$$

Eranskinetan EES-en idatzitako modeloaren kodea ikusi daiteke.

8.1 Simulazioen emaitzak

20. Taula: EES-ko simulazioen emaitzak bero-potentzia eta kontsumo elektrikorako

TEST	T_EVAP	T_COND	W_COMP	Q_EVAP_NTU	Q_EVAP_R	Q_COND_NTU	Q_COND_R	Q_SUB_NTU	Q_SUB_R
1	60	90	5,3	29	29,5	27	26,2	8,4	8,9
2	70	90	5,4	38,4	40	32,9	33,7	11,5	12,2
3	70	100	6	34,3	35,8	29,6	28,8	13,2	13,4
4	70	110	6,9	34,1	35,8	26,9	27,5	15,9	15,6
5	80	100	6,3	48	50	39,8	38	18,7	19
6	80	110	7,5	48	50	35,7	36,2	22,5	22
7	80	120	8,1	48	45,8	32,2	31,1	25,2	23,5
8	60	100	6,3	28,9	29,7	25,1	25,3	10,9	11,1
9	60	110	7	28,9	29,7	24,2	24,3	13,1	12,8
10	90	110	7,3	61,7	61,6	40,4	41	29,8	28,8
11	70	120	7,2	34,5	34,5	25,6	25,6	16,4	17,8
12	90	120	8,5	62,1	62,6	41,4	38,6	31,3	33,4

21. Taula: EES-ko simulazioen COP emaitzak

TEST	T_EVAP	T_COND	COP_CD	COP_TOT
1	60	90	5	6,7
2	70	90	6,3	8,5
3	70	100	4,8	7,1
4	70	110	4	6,3
5	80	100	6	9
6	80	110	4,8	7,7
7	80	120	3,8	6,7
8	60	100	4	5,8
9	60	110	3,4	5,3
10	90	110	5,6	9,5
11	70	120	3,5	6
12	90	120	46	8,5

22. Taula: EES-ko simulazioen konpresio erlazioak

TEST	R_p
1	3,4
2	2,6
3	3,2
4	3,9
5	2,5
6	3
7	3,7
8	4,3
9	5,1
10	2,5
11	4,3
12	2,8

9 EMAITZEN KONPARAKETA

9.1 Bero potentzien konparaketa

Bero potentzien konparaketa egiteko orduan aurretik aipatu dugun moduan entsegetan uraren aldetik eginiko neurketak zehatzagotzat hartuko dira, beraz konparaketa uraren aldeko emaitzekin egingo da.

23. Taula: Entseuetako eta simulazioetako bero trukagailuetako bero potentzien konparaketa.

TEST	COND				SUB				EVAP			
	Q_EES	Q_ESP	ΔQ	% ΔQ	Q_EES	Q_ESP	ΔQ	% ΔQ	Q_EES	Q_ESP	ΔQ	% ΔQ
1	26,2	27,4	1,2	4,6	8,9	7,1	1,8	20,2	29,5	28,5	1	3,4
2	33,7	36,5	2,8	8,3	12,2	10,1	2,1	17,2	40	38,6	1,4	3,5
3	28,8	33,8	5	17,4	13,4	12,4	1	7,4	35,8	36,7	0,9	2,5
4	27,5	32,1	4,6	16,7	15,6	14,2	1,4	8,9	35,8	35,8	0	0
5	38	45,2	7,2	18,9	19	17,2	1,8	9,4	50	50	0	0
6	36,2	42,2	6	16,6	22	19,8	2,2	10	50	48,5	1,5	3
7	31,1	39	7,9	25,4	23,5	22,1	1,4	5,9	45,8	46,7	0,9	2
8	25,3	27,2	1,9	7,5	11,1	9,2	1,9	17,1	29,7	27,5	2,2	7,4
9	24,3	26,1	1,8	7,4	12,8	10,9	1,9	14,8	29,7	27,7	2	6,7
10	41	52,3	11,3	27,6	28,8	27,8	1	3,5	61,6	64,6	3	4,9
11	25,6	31	5,4	21,1	17,8	12,2	5,6	31,5	34,5	33,5	1	2,9
12	38,6	50,3	11,7	30,3	33,4	23,2	10,2	30,5	62,6	60,8	1,8	2,9

Emaitzen irregulartasuna begi bistakoa da, kasu batzuetan errorea txikia izan arren gehienetan errore hori handiegia da. Lurrungailuaren kasua da errore txikiak ematen duena, errorea ez da %10-a baino handiagoa. Beste bi bero trukagailuen kasuan berriz, errorea %30-a baino handiagoa izatera heltzen da kasu batzuetan. Bero potentzien analisia atalean aipatu den moduan uraren aldeko neurketan nahiko zehatzak direla onartzen da eta modeloaren kasuan nahikoa modelo sinplea da, beraz desberdintasunaren arrazoiak modeloaren zehaztasun falta izan daiteke.

24. Taula: Entseguetako eta simulazioetako konpresorearen kontsumoaren konparaketa.

TEST	W_EES	W_ESP	ΔW	% ΔW
1	5,3	5,8	0,5	9,4
2	5,4	6,5	1,1	20,4
3	6	7,1	1,1	18,3
4	6,9	7,7	0,8	11,6
5	6,3	7,9	1,6	25,4
6	7,5	8,7	1,2	16
7	8,1	9,3	1,2	14,8
8	6,3	6,6	0,3	4,8
9	7	7	0	0
10	7,3	9,7	2,4	32,9
11	7,2	9,4	2,2	30,5
12	8,5	10,8	2,3	27

25. Taula: Entseguetako eta simulazioetako COP-aren konparaketa.

TEST	COP_EES	COP_ESP	ΔCOP	% ΔCOP
1	6,7	5,9	0,8	11,9
2	8,5	7,1	1,4	16,5
3	7,1	6,6	0,5	7
4	6,3	6	0,3	4,8
5	9	7,9	1,1	12
6	7,7	7,1	0,6	7,8
7	6,7	6,5	0,2	3
8	5,8	5,6	0,2	3,4
9	5,3	5,3	0	0
10	9,5	8,2	1,3	13,7
11	6	5,2	0,8	13
12	8,5	6,8	1,7	20

COP-ak informazio asko ematen du zenbaki bakar batekin. Entseguetarako erabili den temperatura altuko bero ponparen helburua hondakin berotik ahalik eta bero gehien eskuratzea da. Errorea

aztertze orduan kontuan hartu behar da COP-a beste 3 aldagaien arabera kalkulatu dela eta aurreko tauletan adierazten den moduan hauen kalkulatuak ere erroreak izan ditzake, beraz COP-aren errorea beste errore batzuen araberrako izango da eta beraz ezin da zuzenean ebaluatu.

9.2 AU konparaketa

26. Taula: Entseguetako eta simulazioetako AU faktorearen konparaketa.

TEST	EES			ENTSEGUAK		
	AU_COND	AU_SUB	AU_EVAP	AU_COND	AU_SUB	AU_EVAP
1	6,5	3,2	2,2	2,4	0,4	8,4
2	9	3,2	1,7	3,2	0,5	5,2
3	6,5	3,2	1,5	2,9	0,5	5,2
4	7,5	3,2	1,5	2,3	0,5	5,2
5	11	3,2	1,5	3,8	0,6	4,4
6	13	3,2	1,5	3,6	0,6	4,4
7	9,5	3,2	1,5	3,2	0,6	4,3
8	5,5	3,2	2,2	2,4	0,4	6,1
9	7	3,2	2,2	2,3	0,4	10,8
10	8	3,2	1,5	4	0,7	4,1
11	12	3,2	1,5	4,4	0,9	4,95
12	12	3,2	1,5	11,5	2	4,7

Entseguetan eta EES-eko modeloan AU-ren desberdintasun aztertze orduan U-ren aldaketan oinarritu behar da, izan ere entsegu batetik bestera bero trukagailuen azalera (A) ez da aldatuko. Funtzionamendu baldintza aldaketak tenperatura eta emari aldaketak eragiten dituzte. Emari aldaketak fluidoaren abiadura eragina dute, eta fluidoaren abiadura konbekziozko bero transferentzia eragina izango da. Berdin esan daiteke tenperaturari buruz, tenperatura aldaketak propietate aldaketak eragiten ditu fluidoan. Horrek guztiak bero-trasmisio koefizientearen eragina duguak eta aldaketak eragin dezake. Baina dena den esan beharra dago ageri diren desberdintasunak oso handiak direla eta neurri batean tenperatura eta emariaren neurketetan emandako erroreak eragina izango dutela, aipaturiko abiadura eta propietate aldaketak baino gehiago.

ONDORIOAK

Lan honek tenperatura altuko bero ponpa bat karakterizatzea zuen helburu, entseguen bitartez lortutako emaitzetatik abiatuz EES-ko modelo sinple bat garatuz. Entsegu eta simulazio ezberdinak egin ostean hurrengo ondorioak lortu dira:

- Entseguak aztertzeko unean, bero trukagailuetan energia balantzea betetzen dela ikusi da. Neurketetan gertatutako erroreak egon arren fluido batek emandako beroa beste fluidoak xurgatutako beroa dela betetzen da. Gainera sistema guztian energia balantzea betetzen dela ere egiaztatu da.
- Entseguetan lortutako COP-aren balioak oso onak izan dira, COP_TOT-ari dagokionez 5,7-8,2 bitartekoak hain zuzen ere. Aipagarria da gainera lurrungailuko sarrera tenperaturaren arabera COP-ak gorantz egiteko daukan joera.
- Entseguetan eta simulazioetan lortutako bero potentzien arteko desberdintasuna oso handia izan da. Entseguetan neurketak uraren zein hozgarriaren aldetik egin ziren eta uraren aldekoak zehaztzat onartu dira, beraz simulazioetarako erabili den modeloa beharbada sinpleegia dela pentsatu daiteke edo baita neurketetan erroreak eman direla.
- AU faktorearen kasuan lortutako emaitzen konparaketa ez dela ona izan esan behar da, emaitza oso ezberdinak lortu dira entseguetan eta simulazioetan. Aurretik aipatu bezala fluidoak abiadura eta tenperatura aldaketen ondorioz jasaten duen bero konbexio koefizientearen aldaketagatik ematen dira desberdintasunak parte batean, baina lortutako desberdintasunak handiegiak dira arrazoi bakarra hori izateko. Beraz neurketetan erroreak egon direla onartu behar da eta kontuan izanik potentzia diferentziak ura eta fluido hozkariaren artean ez direla berdinak elementu guztietan, errorea tenperatura batzuen neurketan egon daiteke.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Martinez, «KONFORT TERMIKOA LORTZEKO INSTALAZIO BERRIZTAGARRIEN IKASKETA TEKNIKO-EKONOMIKOA EUSKADIKO ERAIKINETXEBIZITZETARAKO», or. 1–56, 2020.
- [2] «Data.GISS: GISS Surface Temperature Analysis (v4): Analysis Graphs and Plots». https://data.giss.nasa.gov/gistemp/graphs_v4/ (eskuratua martx. 07, 2023).
- [3] «¿Qué es el calentamiento global? | National Geographic». <https://www.nationalgeographic.es/medio-ambiente/que-es-el-calentamiento-global> (eskuratua martx. 09, 2023).
- [4] «El Acuerdo de París | CMNUCC». <https://unfccc.int/es/acerca-de-las-ndc/el-acuerdo-de-paris> (eskuratua martx. 09, 2023).
- [5] H. Bauder, «Hochtemperatur Wärmepumpen», or. 86:27 32 3., 1980.
- [6] International Energy Agency, «Application of industrial heat pumps: Part A», *10th IEA Heat Pump Conf.*, or. 1–12, 2011.
- [7] D. Bobelin, A. Bourig, eta J. Peureux, «Experimental results of a newly developed very high temperature industrial heat pump (140°C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant», *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, libk. 2012, or. 1–10, 2012.
- [8] «IEA HPP ANNEX 35 FINAL REPORT Part 1.pdf». .
- [9] J. Zhang, H. H. Zhang, Y. L. He, eta W. Q. Tao, «A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China», *Appl. Energy*, libk. 178, or. 800–825, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.049.
- [10] J. Jiang, B. Hu, R. Z. Wang, N. Deng, F. Cao, eta C. C. Wang, «A review and perspective on industry high-temperature heat pumps», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, libk. 161, zenb. January, or. 112106, 2022, doi: 10.1016/j.rser.2022.112106.
- [11] R. de Boer *et al.*, «Strengthening Industrial Heat Pump Innovation: Decarbonizing Industrial Heat», *Whitepaper*, or. 32, 2020, [Sarean]. Available at: <https://www.sintef.no/globalassets/sintef-energi/industrial-heat-pump-whitepaper/2020-07-10-whitepaper-ihp-a4.pdf>.
- [12] A. Marina, S. Spoelstra, H. A. Zondag, eta A. K. Wemmers, «An estimation of the European industrial heat pump market potential», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, libk. 139, or. 110545, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2020.110545.
- [13] B. Zühlsdorf, W. Meesenburg, P. H. Jørgensen, eta B. Elmegaard, «Industrial Heat Pumps in the Danish Energy System – Current Situation , Potentials and Outlook», *HPT Mag.*, libk. 37, zenb. 3, 2019, [Sarean]. Available at: <https://etkhpcorderapi.extweb.sp.se/api/file/1992>.
- [14] G. Kosmadakis, «Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries», *Appl. Therm. Eng.*, libk. 156, zenb. April, or. 287–298, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.082.
- [15] V. Wilk *et al.*, «VALORIZATION OF INDUSTRIAL».

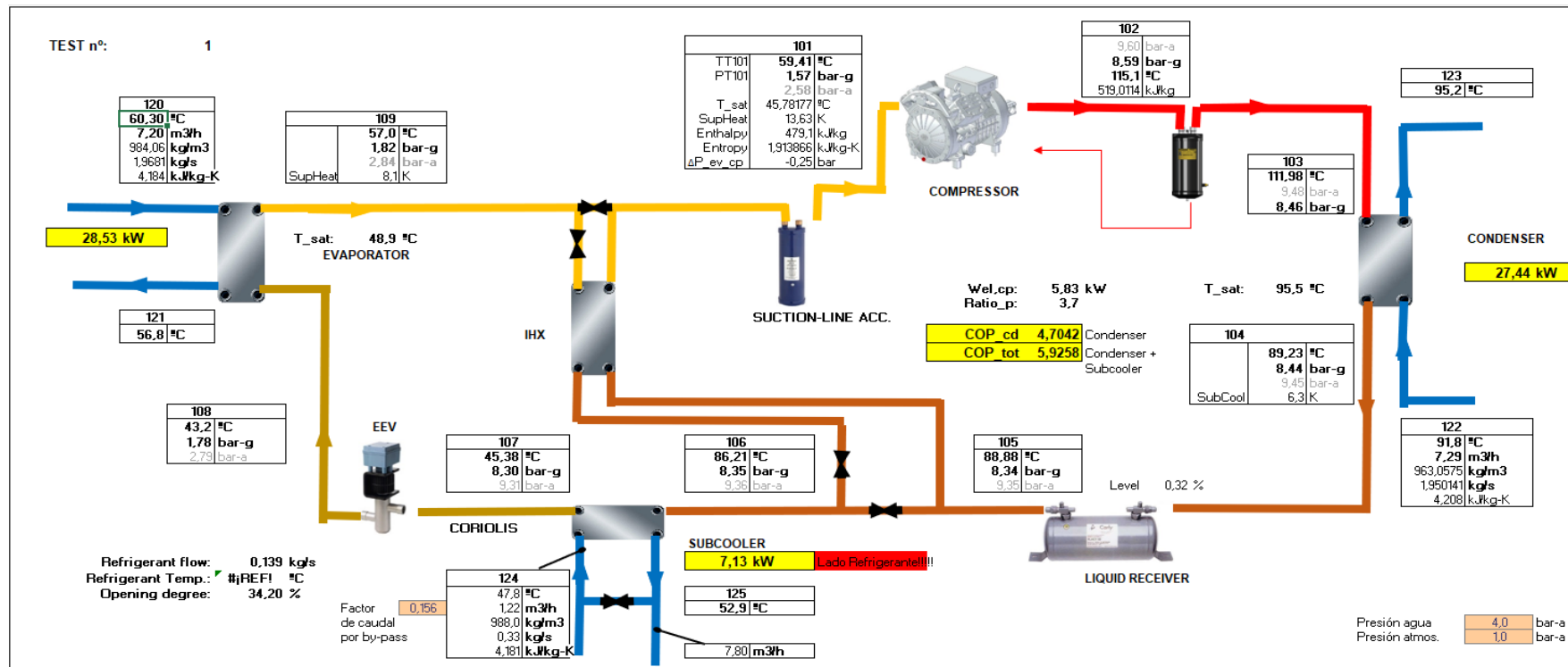
- [16] «IEA HPP/iets Annex 35/13: Application of Industrial Heat Pumps | Request PDF». https://www.researchgate.net/publication/303863461_IEA_HPPIets_Annex_3513_Application_of_Industrial_Heat_Pumps (eskuratua martx. 07, 2023).
- [17] C. Mateu Royo, J. Navarro-Esbrí, A. Mota-Babiloni, M. Amat-Ibuiexch, eta F. Molés, «Development of High Temperature Heat Pumps for Industrial Waste Heat Recovery», zenb. May, 2021, [Sarean]. Available at: <https://widgets.ebscohost.com/prod/customerspecific/ns000545/customproxy.php?url=https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=edstdx&AN=edstdx.10803.672558&%0Alang=pt-pt&site=eds-live&scope=site>.
- [18] P. M. B. Bugallo, *Hacia el autoabastecimiento energético Microgeneración distribuida de energías térmica y eléctrica Hacia el autoabastecimiento energético*, zenb. December. 2015.
- [19] T. Fleckl, M. Hartl, F. Helming, K. Kontomaris, eta Pfaffl, «Performance testing of a lab-scale high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid», *Eur. Heat Pump Summit 2015, Oct. 20-21, Nuremberg, Ger.*, or. 1–25, 2015, [Sarean]. Available at: <http://hpc2017.org/wp-content/uploads/2017/05/O.3.4.2-Measured-performance-of-a-novel-high-temperature-heat-pump-with-HFO-1336mzzZ-as-the-working-fluid.pdf>.
- [20] M. Verdnik eta R. Rieberer, «Influence of operating parameters on the COP of an R600 high-temperature heat pump», *Int. J. Refrig.*, libk. 140, zenb. September 2021, or. 103–111, 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.05.010.
- [21] C. Mateu-Royo, J. Navarro-Esbrí, A. Mota-Babiloni, F. Molés, eta M. Amat-Albuiexch, «Experimental exergy and energy analysis of a novel high-temperature heat pump with scroll compressor for waste heat recovery», *Appl. Energy*, libk. 253, zenb. March, or. 113504, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113504.
- [22] C. Mateu-Royo, C. Arpagaus, A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, eta S. S. Bertsch, «Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study», *Energy Convers. Manag.*, libk. 229, zenb. August 2020, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113752.
- [23] A. H. Hassan, J. M. Corberán, M. Ramirez, F. Trebilcock-Kelly, eta J. Payá, «A high-temperature heat pump for compressed heat energy storage applications: Design, modeling, and performance», *Energy Reports*, libk. 8, or. 10833–10848, 2022, doi: 10.1016/j.egy.2022.08.201.
- [24] «El proyecto DryFiciency aumenta la eficiencia energética en la industria con bombas de calor de alta temperatura • ESEFICIENCIA». <https://www.eseficiencia.es/2021/09/16/proyecto-dryficiency-aumenta-eficiencia-energetica-industria-bombas-calor-alta-temperatura> (eskuratua martx. 13, 2023).
- [25] H. Pumps, «HWW 2/9583I R1233zd(E) COMBITHERM GmbH», or. 2–3.
- [26] H. Pumps, «Screw compressor high-temperature heat pump».
- [27] W. Berlins eta G. Erprobung, «Gemeinsame Pressemitteilung Vattenfall und Siemens Energy treiben mit Großwärmepumpe die klimafreundliche», or. 1–4, 2021.
- [28] S. Energy, S. Ag, eta S. Energy, «Industrial Heat Pump from Siemens Energy», 2020.
- [29] P. Molecular, T. Critica, eta C. De Peligro, «SOLSTICE ® ZD», libk. 0, or. 0–5.

- [30] S. M. Compressors eta A. Certified, «Hex series».
- [31] F. Lubricantes, «INFORMACIÓN TÉCNICA RENISO TRITON SE / SEZ Aceites refrigerantes totalmente sintéticos basados en poliolésteres», 1987.
- [32] N. Bht, «B320HT IN», zenb. 100000176, or. 16–17, 2022.
- [33] H. D. E. Producto, «V200T IN», zenb. 100000868, or. 0–1, 2022.
- [34] B. El, «IN», zenb. 100000862, or. 16–17, 2022.
- [35] «Internal_HX_SWEP_B12L_60»..

ERANSKINAK

I. ENTSEGUEN EMAITZEN LABURPENA

20.

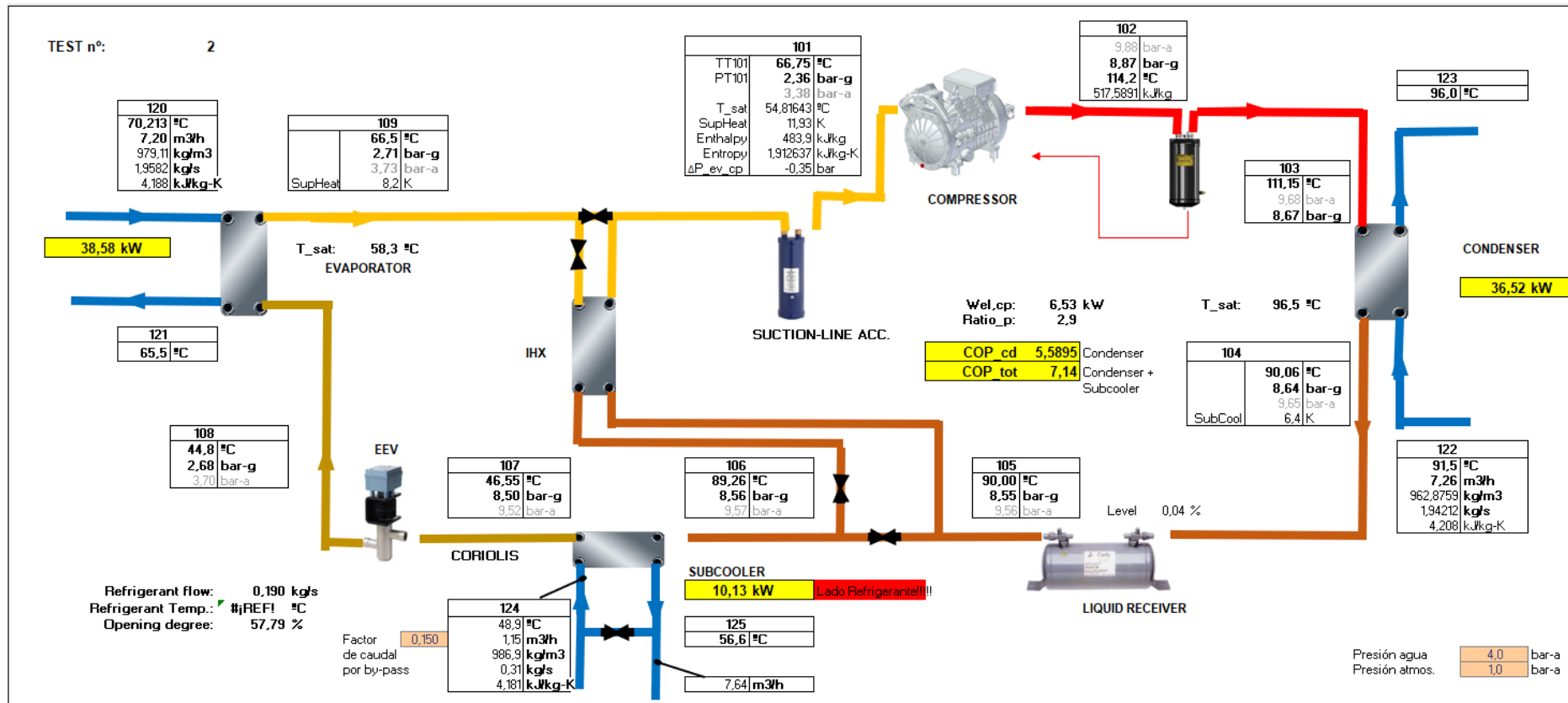


LUBRIFICADORA	
Hozgariaren aldea	Uraren aldea
h_in_107	T_in_120
296,86	60,3
h_out_109	T_out_121
476,28	56,8
	cp
	4,184
Q	28,533

KONDENSADOREA	
Hozgariaren aldea	Uraren aldea
h_in_103	T_in_122
516,01	91,8
h_out_104	T_out_123
343,87	95,2
	cp
	4,208
Q	27,44193

SUBCOOLER	
Hozgariaren aldea	Uraren aldea
h_in_106	T_in_124
339,77	47,8
h_out_107	T_out_125
286,86	52,9
	cp
	4,181
Q	7,12597

Irudia: 1.go entseguen emaitzak.



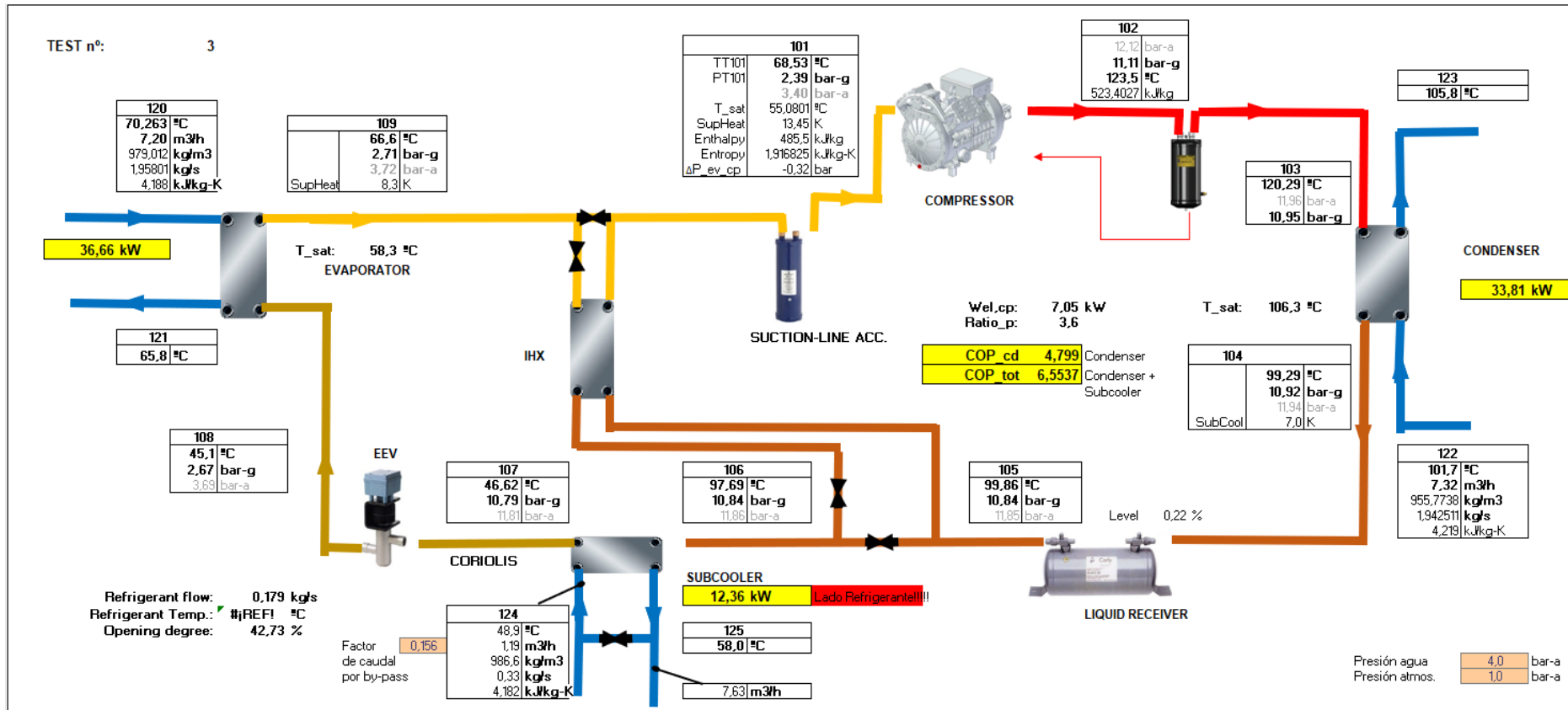
EVAPORADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h_in_107	288,32	T_in_120	70,2
h_out_109	482,89	T_out_121	65,5
		cp	4,188
Q	36,913	Q	38,582

CONDENSADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h_in_103	514,73	T_in_122	91,5
h_out_104	345,02	T_out_123	96,0
		cp	4,208
Q	32,198	Q	36,52159

SUBCOOLER			
Lado refrigerante		Lado agua	
h_in_106	343,92	T_in_124	48,9
h_out_107	288,32	T_out_125	56,6
		cp	4,181
Q	10,548	Q	10,1315

IHX			
h_in_105	344,94	h_in_109	482,89435
h_out_106	343,92	h_out_101	483,94287
Q	0,1933	Q	0,1989155

21. Irudia: 2.en entseguaren emaitzak.

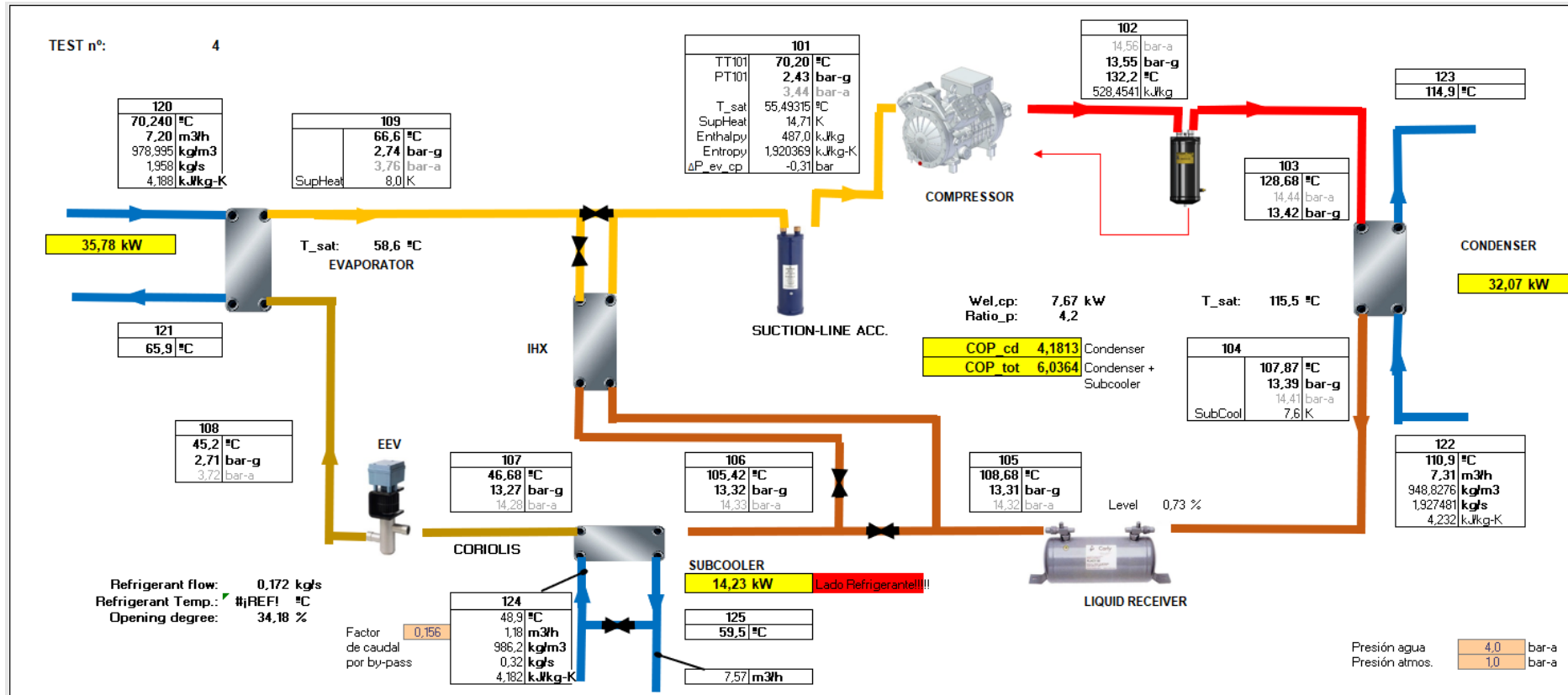


EVAPORADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_107}	288.463	T _{in_120}	70.3
h _{out_109}	483.001	T _{out_121}	65.8
		cp	4.188
Q	34.8509	Q	36.664

CONDENSADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_103}	520.11	T _{in_122}	101.7
h _{out_104}	357.77	T _{out_123}	105.8
		cp	4.219
Q	29.083	Q	33.80903

SUBCOOLER			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_106}	355.52	T _{in_124}	48.9
h _{out_107}	288.46	T _{out_125}	58.0
		cp	4.182
Q	12.013	Q	12.36194

22. Irudia: 3.en entseguaren emaitzak.

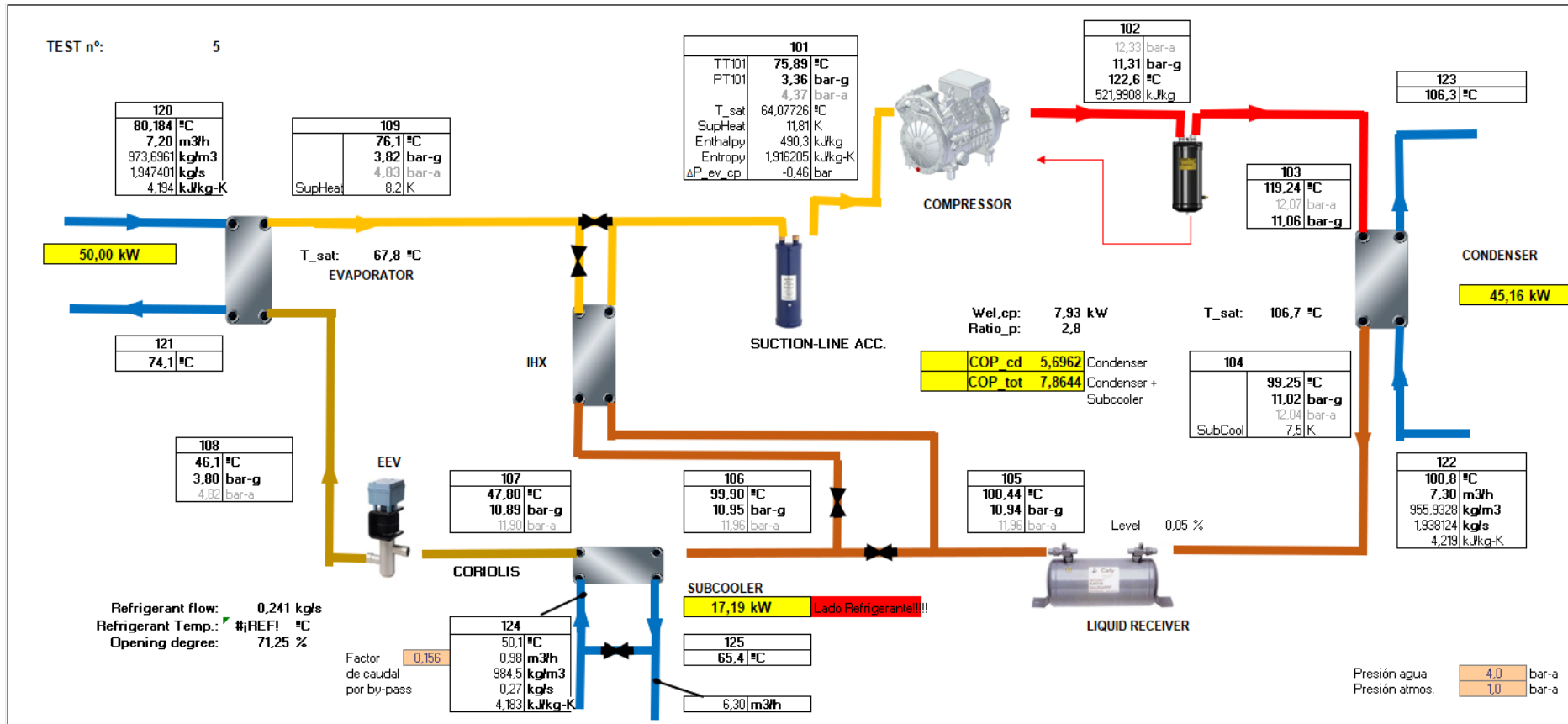


EVAPORADOR			
Lado refrigerante	Lado agua		
h _{in_107}	288.609	T _{in_120}	70.2
h _{out_109}	482.955	T _{out_121}	65.9
		cp	4.188
Q	33.3489	Q	35.782

CONDENSADOR			
Lado refrigerante	Lado agua		
h _{in_103}	524.61	T _{in_122}	110.9
h _{out_104}	369.89	T _{out_123}	114.9
		cp	4.232
Q	26.55	Q	32.06826

SUBCOOLER			
Lado refrigerante	Lado agua		
h _{in_106}	366.38	T _{in_124}	48.9
h _{out_107}	288.61	T _{out_125}	59.5
		cp	4.182
Q	13.345	Q	14.22733

23. Iruia: 4.en entregaren emaitzak.

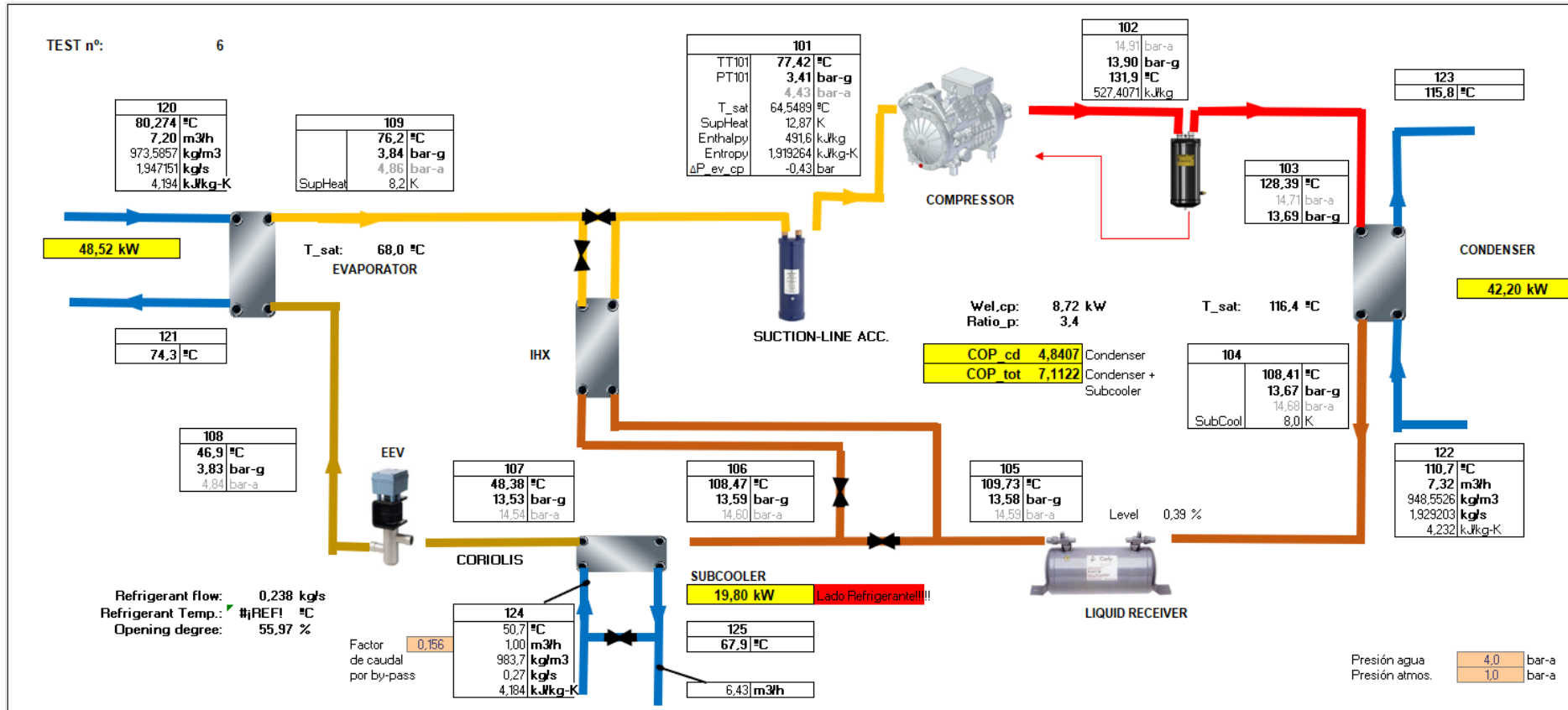


EVAPORADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_107}	289,9483
h _{out_109}	489,4529
T _{in_120}	80,2
T _{out_121}	74,1
cp	4,194
Q	48,10327
Q	50,004

CONDENSADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_103}	518,73
h _{out_104}	357,7
T _{in_122}	100,8
T _{out_123}	106,3
cp	4,219
Q	38,827
Q	45,16254

SUBCOOLER	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_106}	358,62
h _{out_107}	289,95
T _{in_124}	50,1
T _{out_125}	65,4
cp	4,183
Q	16,558
Q	17,19043

24. Irudia: 5.en entseguren emaitzak.

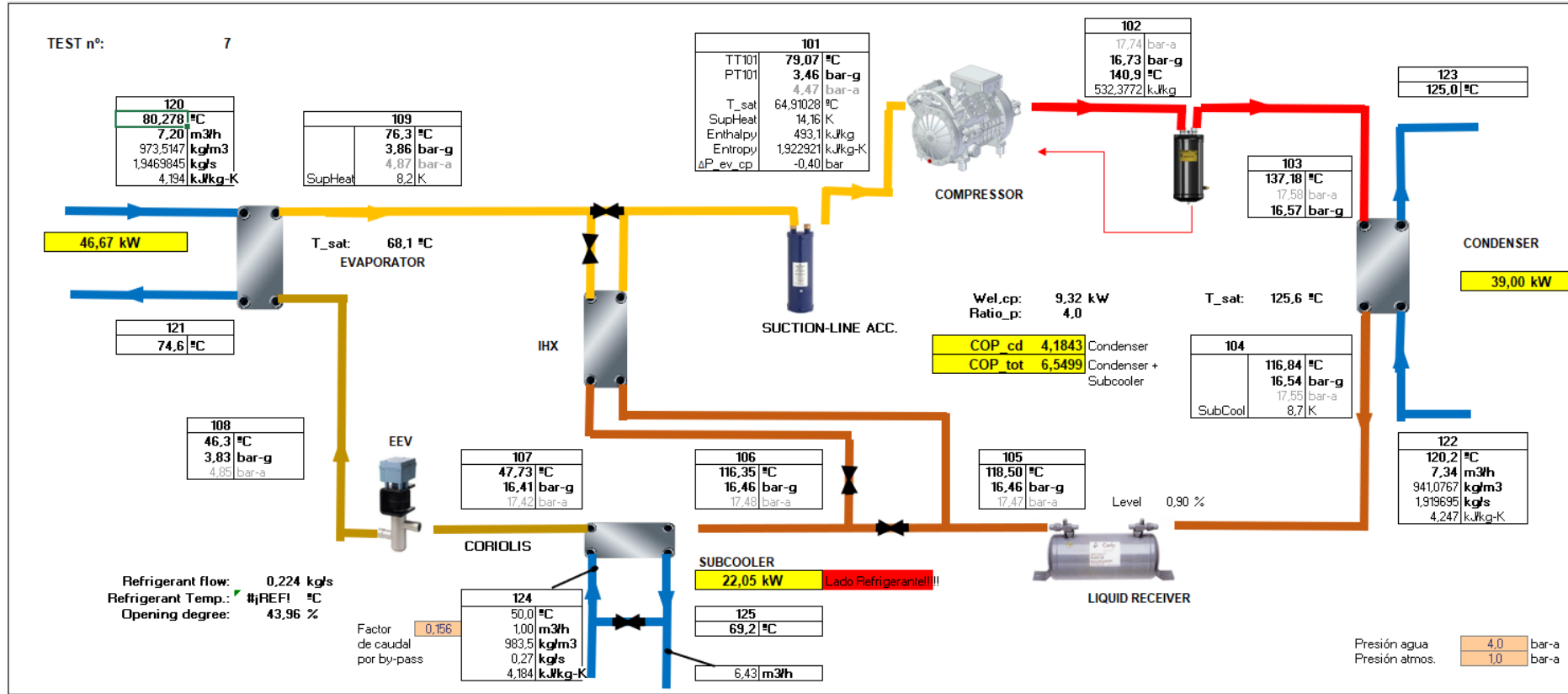


EVAPORADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_107}	290,7404
h _{out_109}	489,5751
T _{in_120}	80,3
T _{out_121}	74,3
cp	4,194
Q	47,38639
Q	48,517

CONDENSADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_103}	523,72
h _{out_104}	370,67
T _{in_122}	110,7
T _{out_123}	115,8
cp	4,232
Q	36,475
Q	42,199

SUBCOOLER	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_106}	370,76
h _{out_107}	290,74
T _{in_124}	50,7
T _{out_125}	67,9
cp	4,184
Q	19,071
Q	19,80157

25. Irudia: 6.en entseguaren emaitzak.

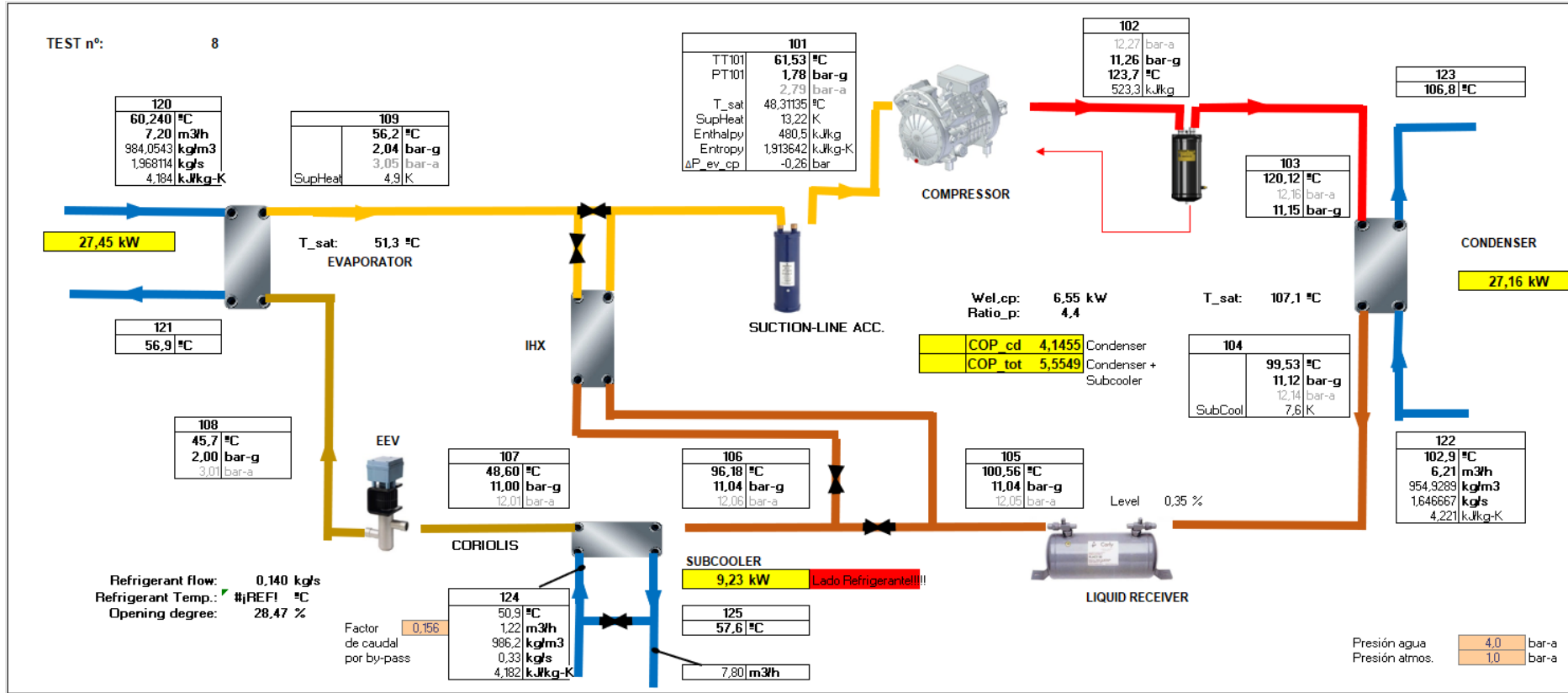


EVAPORADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h_in_107	T_in_120
289.99854	80.3
h_out_109	T_out_121
489.6034	74.6
	cp
	4.194
Q	Q
44.809908	46.674

CONDENSADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h_in_103	T_in_122
528.15	120.2
h_out_104	T_out_123
382.91	125.0
	cp
	4.247
Q	Q
32.604	38.99842

SUBCOOLER	
Lado refrigerante	Lado agua
h_in_106	T_in_124
382.17	50.0
h_out_107	T_out_125
290	69.2
	cp
	4.184
Q	Q
20.693	22.0472

26. Irudia: 7.en entseguaren emaitzak.

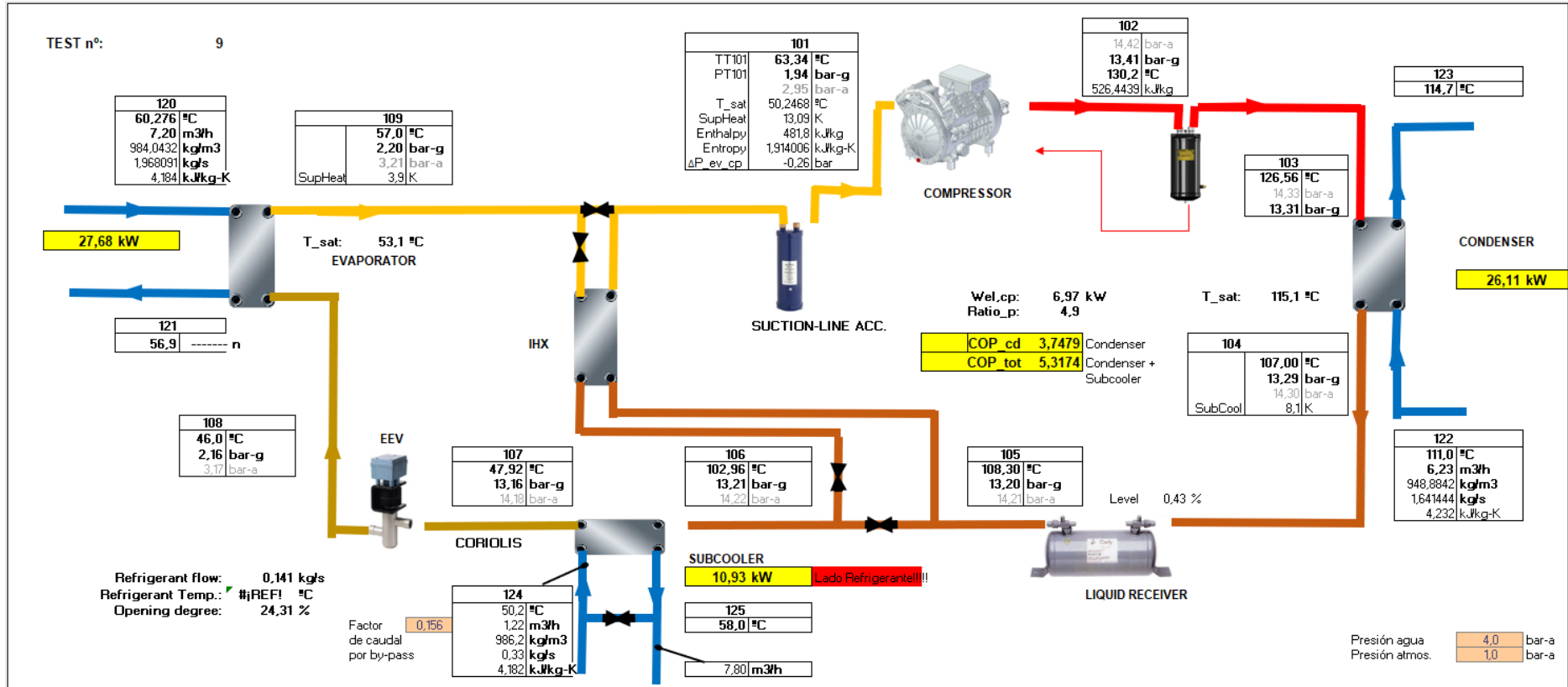


EVAPORADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_107}	290,9583
h _{out_109}	475,1395
T _{in_120}	60,2
T _{out_121}	56,9
cp	4,184
Q	25,78537
Q	27,452

CONDENSADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_103}	519,52
h _{out_104}	358,1
T _{in_122}	102,9
T _{out_123}	106,8
cp	4,221
Q	22,599
Q	27,16318

SUBCOOLER	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_106}	353,41
h _{out_107}	290,96
T _{in_124}	50,9
T _{out_125}	57,6
cp	4,182
Q	8,7437
Q	9,23461

27. Irudia: 8.en entseguaren emaitzak.

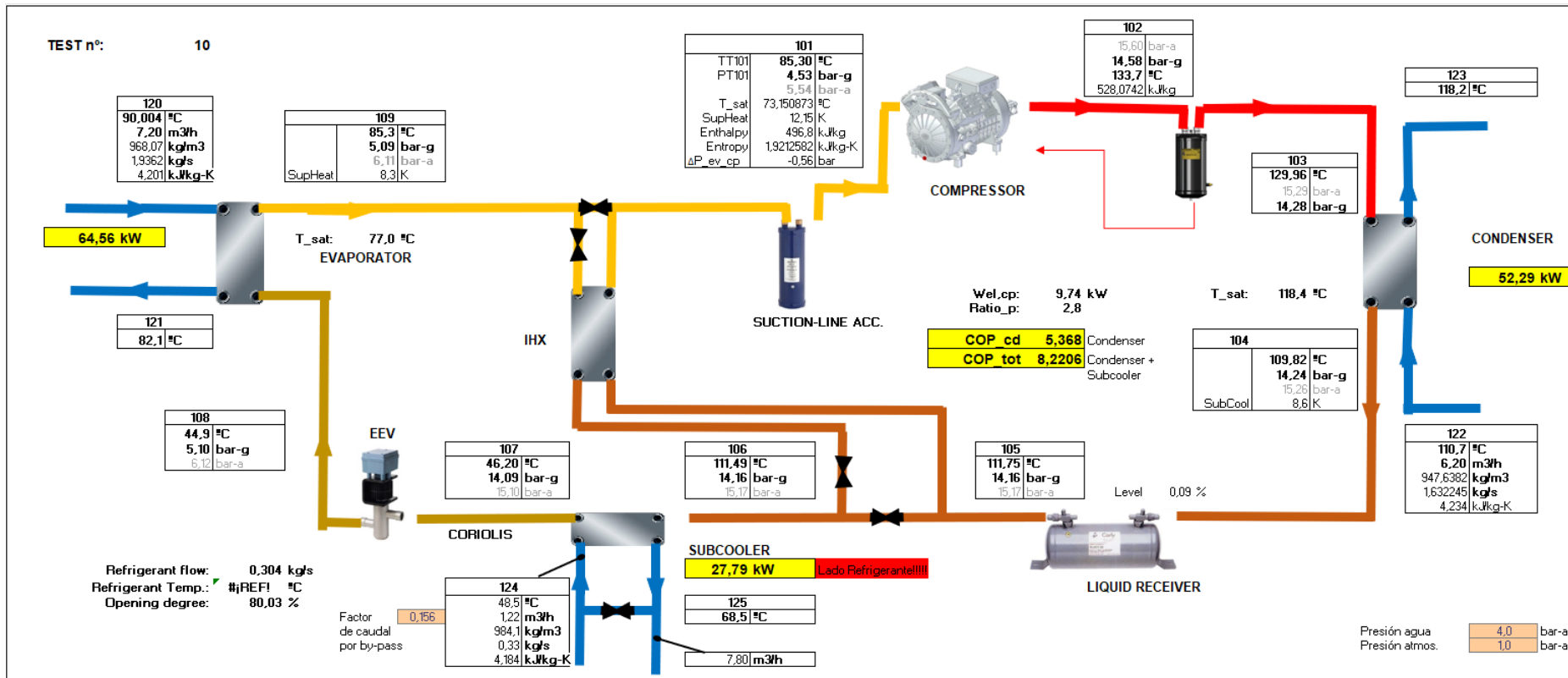


EVAPORADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_107}	290,1619
h _{out_109}	475,401
T _{in_120}	60,3
T _{out_121}	56,9
cp	4,184
Q	26,05977
Q	27,676

CONDENSADOR	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_103}	522,37
h _{out_104}	368,65
T _{in_122}	111,0
T _{out_123}	114,7
cp	4,232
Q	21,626
Q	26,1063

SUBCOOLER	
Lado refrigerante	Lado agua
h _{in_106}	362,87
h _{out_107}	290,16
T _{in_124}	50,2
T _{out_125}	58,0
cp	4,182
Q	10,229
Q	10,93238

28. Irudia: 9.en entregaren emaitzak.

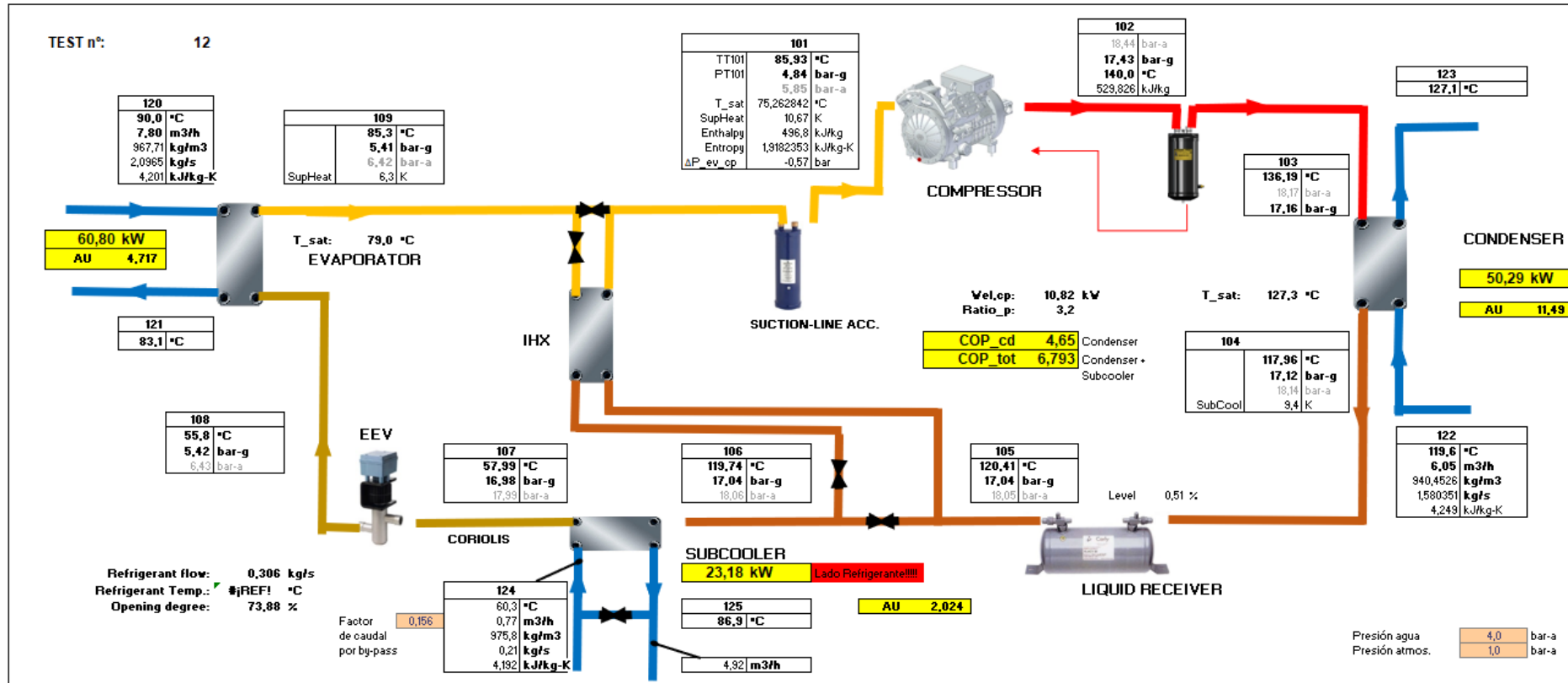


EVAPORADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_107}	288,04	T _{in_120}	90,0
h _{out_109}	495,6	T _{out_121}	82,1
		cp	4,201
Q	63,11	Q	64,5639

CONDENSADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_103}	524,33	T _{in_122}	110,7
h _{out_104}	372,68	T _{out_123}	118,2
		cp	4,234
Q	46,11	Q	52,28869

SUBCOOLER			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_106}	375,13	T _{in_124}	48,5
h _{out_107}	288,04	T _{out_125}	68,5
		cp	4,184
Q	26,481	Q	27,78683

29. Irudia: 10.en entseguaren emaitzak.



EVAPORADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_107}	302,95	T _{in_120}	90,0
h _{out_109}	494,96	T _{out_121}	83,1
cp		cp	4,201
Q	58,816	Q	60,801

CONDENSADOR			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_103}	525,56	T _{in_122}	119,6
h _{out_104}	384,54	T _{out_123}	127,1
op		op	4,249
Q	43,195	Q	50,28948

SUBCOOLER			
Lado refrigerante		Lado agua	
h _{in_106}	387,24	T _{in_124}	60,3
h _{out_107}	302,95	T _{out_125}	86,9
op		op	4,192
Q	25,82	Q	23,18019

31. Irudia: 12en entseguaren emaitzak.

II. EES-KO MODELOAREN PROGRAMA

“

{=====}

```

P_evap=250 {kPa}
P_cond=950 {kPa}
T_evap=45 {C} {62}
fluid$='R1233zd(E)'
TypeHX$='counterflow'
DELTAT_IHX=2
DELTAT_subcooling=2
DELTAT_subcooling_cond=2
DELTAT_superheat=2
m_dot=0,139 {kg/s}
  
```

```

{4.en puntua kondentsadoreko irteera: kondentsadorea perfektua dela onartuko da x[3]=0, likido saturatua}
x[4]=0
P[4]=P_cond
T[4]=t_sat(fluid$;P=P[4])-DELTAT_subcooling_cond
h[4]=enthalpy(fluid$;P=P[4];T=T[4])
s[4]=entropy(fluid$;P=P[4];T=T[4])
  
```

```

{1 puntua (bitarteko bero trukagailura sarrera)}
T[1]=81,2 {C}
P[1]=P_evap {kPa}
h[1]=enthalpy(fluid$;T=T[1];P=P[1])
s[1]=entropy(fluid$;T=T[1];P=P[1])
x[1]=quality(fluid$;T=T[1];P=P[1])
  
```

```

{5.en puntua: bitarteko bero trukagailuko energia balantzea egin}}
P[5]=P_cond
x[5]=0
s[5]=entropy(fluid$;T=T[5];P=P[5])
T[5]=T[4]-DELTAT_IHX
h[5]=enthalpy(fluid$;T=T[5];P=P[5])
  
```

{KONPRESOREA}

```

{2.en puntua, konpresoreko sarrera: konpresorera lurrin gainberotua sartuko da x[2]=1}
P[2]=P_evap
{h[2]-h[1]=h[4]-h[5]}
h[2]=h[4]-h[5]+h[1]
s[2]=entropy(fluid$;P=P[2];h=h[2])
T[2]=temperature(fluid$;P=P[2];h=h[2])
v[2]=volume(fluid$;P=P[2];T=T[2]) {m^3/kg}
  
```

```

{3s puntua, konpresoreko irteera ISOENTROPIKOA }
s_3s=s[2]
P_3s=P_cond{kPa}
h_3s=enthalpy(fluid$;s=s_3s;P=P_3s)
T_3s=temperature(fluid$;s=s_3s;P=P_3s)
  
```

{-----KONPRESOREAREN MODELOA-----}

```

w=1500/60 {1/min*1/60}
{epsilon_iso=0,65=epsilon_comp}
DELTAP_ihx=0
R_comp=(P_evap+DELTAP_ihx)/(P_cond)
Q_0=0,86
alfa=0,05
  
```


$$\epsilon_v = Q_{0-\alpha} R_{\text{comp}}$$

$$\epsilon_v = V_{\text{erreal}} / V_{\text{swept}}$$

$$V_{\text{swept}} = 0,0005 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$V_{\text{dot_erreal}} = V_{\text{erreal}} \cdot \omega \text{ (m}^3\text{/s)}$$

$$W_{\text{dot_comp}} = m_{\text{dot}} \cdot (h[3] - h[2])$$

{-----}

{3.en puntua, konpresorearen irteera}

$$\eta_{\text{comp}} = 0,7$$

$$P[3] = P_{\text{cond}}$$

$$h[3] = (h_{3s} - h[2]) / \eta_{\text{comp}} + h[2]$$

$$s[3] = \text{entropy}(\text{fluid}; h=h[3]; P=P[3])$$

$$T[3] = \text{temperature}(\text{fluid}; h=h[3]; P=P[3])$$

$$v[3] = \text{volume}(\text{fluid}; T=T[3]; P=P[3])$$

{6.en puntua subcoolerraren irteera edo balbularen sarrera}

$$T[6] = T_{\text{evap}}$$

$$P[6] = P_{\text{cond}}$$

$$h[6] = \text{enthalpy}(\text{fluid}; T=T[6]; P=P[6])$$

$$s[6] = \text{entropy}(\text{fluid}; T=T[6]; P=P[6])$$

{7.en puntua: balbulako irteera}

$$P[7] = P_{\text{evap}}$$

$$h[7] = h[6]$$

$$s[7] = \text{entropy}(\text{fluid}; P=P[7]; h=h[7])$$

$$T[7] = T_{\text{evap}}$$

{8.puntua: 1 puntuaren berdina izango da zikloa izteko}

$$P[8] = P[1]$$

$$T[8] = T[1]$$

$$h[8] = h[1]$$

$$s[8] = s[1]$$

{-----KONDENTSADOREA-----}

$$m_{\text{dot_in_cond}} = 1,95 \text{ (kg/s)}$$

$$T_{\text{cond}} = t_{\text{sat}}(\text{fluid}; P=P_{\text{cond}})$$

$$AU_{\text{cond}} = 16 \text{ (W/C)} \text{ (ionn eindot)}$$

$$T_{\text{win_cond}} = 92 \text{ (C)}$$

$$T_{\text{rin_cond}} = T[3]$$

$$T_{\text{rout_cond}} = T[4]$$

{-----NTU metodoa-----}

$$c_{\text{hot_cond}} = m_{\text{dot}} \cdot \text{specheat}(\text{fluid}; T=T_{\text{rin_cond}}; P=P[3])$$

$$c_{\text{cold_cond}} = m_{\text{dot_in_cond}} \cdot \text{specheat}(\text{Water}; T=T_{\text{win_cond}}; P=P[3])$$

$c_{\text{min_cond}} = c_{\text{cold_cond}}$ {Fase aldaketa gertatzen den bero-trukagailuetan $c_{\text{min_cond}}$ bero-transmititzeko gaitasun gutxien duen jariakinarena izango da; kasu honetan urarena}

$$NTU_{\text{cond}} = AU_{\text{cond}} / c_{\text{min_cond}}$$

$$\epsilon_{\text{cond}} = 1 - \exp(-NTU_{\text{cond}})$$

$$Q_{\text{dot_max_cond}} = c_{\text{min_cond}} \cdot (T_{\text{cond}} - T_{\text{win_cond}})$$

$$Q_{\text{dot_cond}} = \epsilon_{\text{cond}} \cdot Q_{\text{dot_max_cond}}$$

$$Q_{\text{dot_cond_entalpia}} = m_{\text{dot}} \cdot (h[3] - h[4])$$

{-----SUBCOOLERRA-----}

$m_{\dot{in_sub}}=0,33$ {kg/s}
 $AU_{sub}=3,2$ {W/C}
 $T_{win_sub}=47,8$ {C}
 $T_{rin_sub}=T[4]$
 $T_{rout_sub}=T[6]$

{-----NTU metodoa-----}
 $c_{hot_sub}=m_{\dot{in_sub}}*specheat(fluid\$,T=T_{rin_sub};P=P[4])$
 $c_{cold_sub}=m_{\dot{in_sub}}*specheat(Water;T=T_{win_sub};P=P[4])$
 $c_{min_sub}=\min(c_{hot_sub}; c_{cold_sub})$

$NTU_{sub}=AU_{sub}/c_{min_sub}$
 $\epsilon_{sub}=1-\exp(-NTU_{sub})$

$Q_{\dot{max_sub}}=c_{min_sub}*(T_{rin_sub}-T_{win_sub})$
 $Q_{\dot{sub}}=\epsilon_{sub}*Q_{\dot{max_sub}}$

$Q_{\dot{sub_entalpia}}=m_{\dot{sub}}*(h[4]-h[6])$

{-----LURRUNGAILLUA-----}

$m_{\dot{in_evap}}=1,958$ {kg/s}
 $AU_{evap}=2,2$ {W/C} {bajatu}
 $T_{win_evap}=60$ {C}
 $T_{rin_evap}=T[7]$
 $T_{rout_evap}=T[1]$

{-----NTU metodoa-----}
 $c_{cold_evap}=m_{\dot{in_evap}}*specheat(fluid\$,T=T_{rin_evap};P=P[1])$
 $c_{hot_evap}=m_{\dot{in_evap}}*specheat(Water;T=T_{win_evap};P=P[1])$
 $c_{min_evap}=c_{hot_evap}$ {Fase aldaketa gertatzen den bero-trukagailuetan c_{min_cond} bero-transmititzeko gaitasun gutxien duen jariakinarena izango da; kasu honetan urarena}

$NTU_{evap}=AU_{evap}/c_{min_evap}$
 $\epsilon_{evap}=1-\exp(-NTU_{evap})$

$Q_{\dot{max_evap}}=c_{min_evap}*(T_{win_evap}-T_{evap})$
 $Q_{\dot{evap}}=\epsilon_{evap}*Q_{\dot{max_evap}}$

$Q_{\dot{evap_entalpia}}=m_{\dot{evap}}*(h[1]-h[7])$

{-----IHX-----}

$NTU_{ihx}=3$
 $T_{hot_in}=T[4]$
 $T_{hot_out}=T[5]$
 $T_{cold_in}=T[1]$
 $T_{cold_out}=T[2]$

$c_{hot_ihx}=m_{\dot{hot}}*specheat(fluid\$,T=T_{hot_in};P=P[4])$
 $c_{cold_ihx}=m_{\dot{cold}}*specheat(fluid\$,T=T_{cold_in};P=P[1])$
 $c_{min_ihx}=\min(c_{hot_ihx};c_{cold_ihx})$
 $c_{max_ihx}=\max(c_{hot_ihx};c_{cold_ihx})$
 $c=c_{min_ihx}/c_{max_ihx}$

{-----NTU-----}

$$NTU_{ihx} = AU_{ihx} / c_{min_ihx}$$

$$Q_{dot_max_ihx} = c_{min_ihx} * (T_{hot_in} - T_{cold_in})$$

$$\epsilon_{ihx} = 1 - \exp\left(\frac{-NTU_{ihx}}{c}\right) * \left(\exp(-c * NTU_{ihx}) - 1\right)$$

$$Q_{dot_ihx} = \epsilon_{ihx} * Q_{dot_max_ihx}$$

{=====}

III. HOZKARRIAREN FITXA TEKNIKOA

SOLSTICE® ZD

(R-1233ZD)

El refrigerante Honeywell Solstice® zd (R-1233zd) es una molécula de cuarta generación que tiene un excelente rendimiento en sus aplicaciones de diferentes industrias como enfriadores centrífugos, ciclos orgánicos de Rankine y bombas de calor de alta temperatura.

Solstice® zd es parte de la plataforma Solstice de materiales de bajo potencial de calentamiento global (GWP) basados en tecnología de hidrofluoroolefina, que está excediendo los estándares de la industria para maximizar el ahorro de energía y reducir drásticamente el impacto ambiental.

Solstice® zd es una alternativa al R-123 registrada ante EU REACH y lista SNAP de Estados Unidos. Solstice® ze es trans-1-cloro-3,3,3-trifluoropropeno, al que ASHRAE Standard 34 ha asignado la nomenclatura de R-1234zd. Solstice zd puede proporcionar una mayor eficiencia en comparación con R-245fa en aplicaciones de recuperación de calor. Así mismo, debido a su mayor capacidad y eficiencia similar a R-123, Solstice ZD es un buen reemplazo en enfriadores centrífugos y otras aplicaciones de baja presión.

CARACTERÍSTICAS FÍSICO-QUÍMICAS

Las propiedades físicas y químicas de solstice® zd aparecen en la siguiente tabla:

Nombre Químico	Trans-1-cloro-3,3,3-trifluoropropeno
Estado	Gas licuado
Formula química	CF ₃ -CH-CClH
CAS Number	102687-65-0
Peso Molecular	130,5 (g/gmol)
Punto de Ebullición a 101,3 kPa	18,3 °C
Punto de fusión a 101,3 kPa	-107 °C
Densidad de vapor en el punto de ebullición	5,7 (kg/m ³)
Densidad de líquido en el punto de ebullición	1279 (kg/m ³)
Temperatura Crítica	165,5 °C
Presión crítica	3,6 MPa
Densidad crítica	480,23 kg/m ³
Presión de vapor a 25°C	129,8 kPa
Calor de Vaporización en el punto de ebullición	195 kJ/kg
Potencial de agotamiento de capa de Ozono (ODP)	0
Numero UN	UN3163
Clase de Peligro	2.2



VENTAJAS

- Tiene un Ultra Bajo Potencial de calentamiento Global (GWP<1): los refrigerantes alternativos de baja presión existentes tienen GWP entre 850 y 1.300
- Confiable y seguro en su uso
- Es un Refrigerante NO inflamable. Clasificación de seguridad ASHRAE Std.34 de 1.
- Sin Impacto en el agotamiento del ozono

Honeywell

IV. KOMPRESOREAREN FITXA TEKNIKOA

		HEX SERIES									
Standard and Optional Accessories		MODEL									
Accessori standard ed optional		● STANDARD ○ OPTIONAL		HEX11	HEX2	HEX33	HEX35	HEX41	HEX5	HEX6	HEX7
	<p>Three phase to single phase kit / Ki3 da monofase a trifase</p> <p>H11 range up to H281CC can be assembled with 1ph electric motor instead of the standard 3ph and Dorin provides a kit with the capacitors and the relays (electric data of the 3ph motors at page 9 and 11). Another option is represented by this electronic module, used to connect a 3ph compressor to 1ph power line. The module allows soft start and variable frequency /</p> <p>La gamma H11 fino al modello H281CC può essere equipaggiata con motori elettrici monofase invece che trifase e Dorin fornisce per questo tipo di motore i condensatori di spunto e marcia e i relay (i dati dei motori elettrici monofase sono a pagina 9 e 11). Un'altra opzione è rappresentata da questo modulo elettronico che consente di collegare motori trifase alla rete monofase. Il modulo incorpora anche le funzioni di soft start e inverter.</p>	○									
	<p>Inverter / Inverter</p> <p>Any model in the H range can be equipped with inverter to work at variable speed from 30 Hz until 70 Hz. Each Inverter is preset in the factory for an easy installation. Additional info on the compressors working with Inverter can be found in the dedicated technical bulletins /</p> <p>Tutti i modelli della serie H possono essere equipaggiati con Inverter per poter lavorare a frequenza variabile da 30 Hz a 70 Hz. Ogni Inverter è configurato in DORIN per una facile installazione. Informazioni aggiuntive per il funzionamento dei compressori con Inverter è disponibile nel bollettino tecnico dedicato</p>	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	<p>Capacity control head (CR) ATEX certified / Controllo di capacità certificato ATEX</p> <p>A mechanical capacity control system can be applied on compressors from 4 cylinders and above (BT002) /</p> <p>Il controllo di capacità è disponibile sui compressori da 4, 6 e 8 cilindri (BT002)</p>			○	○	○	○	○	○	○	
	<p>Unloaded start (US) ATEX certified / Partenza a vuoto (US) certificato ATEX</p> <p>With a part-winding start system it is seldom used the unloaded start for bypassing the suction with the discharge, reducing significantly the absorbed inrush current (BT009) /</p> <p>Questo accessorio è utilizzato, insieme ai motori PWS, per creare un bypass tra l'aspirazione e lo scarico del compressore e ridurre le correnti assorbite all'avvio della macchina(BT009)</p>			○	○	○	○	○	○	○	
	<p>Water cooled head (WH) / Teste raffreddata ad acqua (WH)</p> <p>Refer to DORIN software to know when this is needed (BT006) /</p> <p>Fare riferimento al software di DORIN per sapere quando utilizzare questo accessorio (BT006)</p>	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	<p>Suction and discharge service valves / Rubineti di aspirazione e scarico</p>	●	●	●	●	●	●	●	●	●	

V. KOMPRESOREAREN LUBRIFIKATZAILEAREN FITXA TEKNIKOA



RENISO TRITON SE/SEZ

Aceites refrigerantes totalmente sintéticos basados en poliolésteres sintéticos para refrigerantes sin cloro del tipo R 134a y R 404A

Descripción

La línea RENISO TRITON SE / SEZ ha sido desarrollada para satisfacer las demandas futuras en aceites refrigerantes. Del Protocolo de Montreal de 1987 y los posteriores acuerdos internacionales, surgió la obligación de encontrar sustitutos a los refrigerantes clorofluorocarbonados como el R12 y R 502 en las aplicaciones de producción de frío y aire acondicionado así como en las bombas de calor. Desde entonces, se han desarrollado refrigerantes polares sin cloro aceptables desde el punto de vista medioambiental.

El tan utilizado R 12, por ejemplo, está siendo sustituido progresivamente por el nuevo producto R 134a. Como sustitutos del R 502 y R 22 existen diversas mezclas refrigerantes como la R404 A, R 507, R 407C y R 410A.

Los aceites refrigerantes de la línea RENISO TRITON SE / SEZ están fabricados con ésteres sintéticos y han sido desarrollados especialmente para estos refrigerantes. A diferencia de los refrigerantes convencionales, las alternativas aceptables desde el punto de vista medioambiental tienen una estructura altamente polar. Ello significa que también el lubricante requiere una cierta polaridad y un manejo diferente en comparación con los aceites refrigerantes basados en aceites minerales o los sintéticos tradicionales.

Los amplios ensayos realizados han demostrado una buena compatibilidad de los aceites refrigerantes RENISO TRITON SE / SEZ con los materiales de sellado utilizados en la industria de la refrigeración.

Ventajas / Beneficios

- Polioléster estabilizado, totalmente sintético
- Excelente miscibilidad y compatibilidad con R 134a
- Alta estabilidad térmica
- Excelente comportamiento viscosidad – temperatura (elevado IV)
- Baja viscosidad a bajas temperaturas, buena fluidez
- Film lubricante estable a altas temperaturas, excelente lubricación
- Buena compatibilidad de materiales
- Los aceites refrigerantes RENISO TRITON SE/SEZ están recomendados para compresores emplomados OEMs.
- Los productos son ultrasecos



La información contenida en este folleto es, según nuestro criterio correcta. No obstante, como las condiciones en las que se usan estos productos pueden variar de nuestro control, no podemos responsabilizarnos de las consecuencias de su utilización. Los valores proporcionados son valores promedio y cualquier pequeña diferencia se debe a las fluctuaciones propias del método de fabricación.

FUCHS LUBRICANTES, S.A.
C/ Ferralls, 27
Polígono Industrial San Vicente
08756 Castellbisbal (Barcelona)
www.fuchs.es

DAC. DEPARTAMENTO DE ATENCIÓN AL CLIENTE
GESTIÓN PEDIDOS
Tel.: 932 21 71 71
Fax: 937 730 293/297
e-mail: dac@fuchs-ol.com

ASISTENCIA TÉCNICA
Tel.: 937 730 287
Fax: 937 730 296
e-mail: fuchs.servicio@fuchs-ol.com

VI. KONDENTSAGAILUAREN FITXA TEKNIKOA



A DOVER 04101111

SWEP International AB
 Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
 SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

CONDENSER - PERFORMANCE HEAT EXCHANGER: B320HTLx100/1P

SWEP SSP G8 2023.809.1.0

Date: 14/07/2023

SSP Alias: B320HTL

DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R1233zd-E	Water
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Inner	Outer
Heat load	kW	46,13	
Inlet vapor quality		1,000	
Outlet vapor quality		0,000	
Inlet temperature	°C	140,00	120,00
Condensation temperature (dew)	°C	129,20	
Subcooling	K	3,00	
Outlet temperature	°C	128,20	127,00
Flow rate	kg/s	0,3500	1,551
Fluid condensed	kg/s	0,3500	

PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		12,2
Heat flux	kW/m ²		3,80
Mean temperature difference	K		5,22
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C		729/728
Pressure drop - total*	kPa	-0,608	1,15
- in ports (Inlet/Outlet)	kPa	-0,0327/8,27e-3	0,128
Operating pressure (outlet)	kPa	1880	
Number of channels per pass		49	50
Number of plates			100
Oversurfacing	%		0
Fouling factor	m ² , °C/kW		0,002
Port diameter (up/down)	mm	63,0/63,0	63,0/63,0
Recommended inlet connection diameter	mm	12,6 - 28,3	
Recommended outlet connection diameter	mm	15,5 - 30,9	
Reynolds number			1151
Inlet Port velocity	m/s	1,01	0,529
Channel velocity	m/s	0,163	0,0840
Shear stress	Pa		1,94
Largest wall temperature difference	K		0,09
Min./Max. wall temperature	°C	120,43/127,55	120,39/127,50

PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	129,20	123,50
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,0955	0,226
- Density	kg/m ³	930,7	940,9
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,633	4,248
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,05478	0,6838
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0140	
- Density	kg/m ³	111,5	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,410	
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,02178	
- Latent heat	kJ/kg	112,5	
Film coefficient	W/m ² , °C	934	4890

TOTALS		Side 1	Side 2
--------	--	--------	--------



9c2cf900-6350-4aaa-9e88-254fb53b87fd

www.swep.net

Date: 14/07/2023

Page: 1/2

VII. LURRUNGAILUAREN FITXA TEKNIKOKA



A DOVER 04101111

SWEP International AB
 Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
 SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

EVAPORATOR - PERFORMANCE HEAT EXCHANGER: V200THx70/1P

SWEP SSP G8 2023.809.1.0

Date: 14/07/2023

SSP Alias: V200T

DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R1233zd-E	Water
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Inner	Outer
Heat load	kW		52,55
Subcooled liq. temp.	°C	90,00	
Inlet vapor quality		0,078	
Outlet vapor quality		1,000	
Inlet temperature	°C	81,55	90,00
Evaporation temperature (dew)	°C	81,24	
Superheating	K	5,00	
Outlet temperature	°C	88,24	83,00
Flow rate	kg/s	0,3500	1,788
- Inlet vapor	kg/s	0,02844	
Fluid vaporized	kg/s	0,3236	

PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		8,77
Heat flux	kW/m ²		5,99
Mean temperature difference	K		4,73
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C		1260/1270
Pressure drop - total*	kPa	5,57	4,12
- in ports (Inlet/Outlet)	kPa	-0,123/0,268	0,322
Pressure drop in fluid distribution	kPa	5,67 - 7,56	
Operating pressure (outlet)	kPa	878	
Number of channels per pass		34	35
Number of plates			70
Oversurfacing	%		-0
Fouling factor	m ² , °C/kW		-0,000
Port diameter (up/down)	mm	80,0/34,0	53,0/53,0
Recommended inlet connection diameter	mm	8,99 - 11,1	
Recommended outlet connection diameter	mm	22,2 - 49,7	
Reynolds number			1308
Outlet port velocity	m/s	3,45	0,838
Channel velocity	m/s	0,803	0,111
Shear stress	Pa		8,33
Largest wall temperature difference	K		0,31
Min./Max. wall temperature	°C	82,69/89,24	82,73/89,31

NOTES

1 The selected heat exchanger has a low pressure drop in the distribution device. There is a risk that the predicted performance will not be reached.

PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	81,37	89,38
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,166	0,328
- Density	kg/m ³	1111	987,8
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,341	4,204
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,08688	0,6735
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0123	



9c2cf900-6350-4aaa-9e88-254fb53b87fd

www.swep.net

Date: 14/07/2023

Page: 1/2

VIII. SUBCOOLERRAREN FITXA TEKNIKOA



A DOVER 04104777

SWEP International AB
 Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
 SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

SINGLE PHASE - RATING

SWEP SSP GB 2023.809.1.0

HEAT EXCHANGER: B86Hx50/1P

Date: 17/07/2023

SSP Alias: B86

DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R1233zd-E (Liquid)	Water
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Inner	Outer
Heat load	kW		25,00
Inlet temperature	°C	120,00	50,00
Outlet temperature	°C	68,50	67,07
Flow rate	kg/s	0,3500	0,3500
Thermal length		1,573	0,521
PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		2,88
Heat flux	kW/m ²		8,68
Mean temperature difference	K		32,75
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ,°C		1470/263
Pressure drop - total*	kPa	4,35	4,77
- in ports	kPa	0,227	0,245
Port diameter (up/down)	mm	25,0/25,0	25,0/25,0
Number of channels per pass		24	25
Number of plates			50
Oversurfacing	%		450
Fouling factor	m ² ,°C/kW		3,126
Reynolds number		1773	515,8
Port velocity (up/down)	m/s	0,672/0,672	0,725/0,725
Channel velocity	m/s	0,0832	0,0868
Shear stress	Pa	6,35	6,98
Average wall temperature	°C	63,68	63,04
Largest wall temperature difference	K		1,04
Min./Max. wall temperature	°C	54,41/77,05	54,05/76,01
*Excluding pressure drop in connections.			
PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	94,19	58,11
Dynamic viscosity	cP	0,145	0,477
Dynamic viscosity - wall	cP	0,197	0,446
Density	kg/m ³	1069	984,0
Heat capacity	kJ/kg,°C	1,387	4,185
Thermal conductivity	W/m,°C	0,06330	0,6529
Film coefficient	W/m ² ,°C	1830	8100
TOTALS		Side 1	Side 2
Total weight empty (no connections)*	kg		8,92
Total weight filled (no connections)*	kg		12,84
Hold-up volume (Inner Circuit)	dm ³		1,87
Hold-up volume (Outer Circuit)	dm ³		1,95
Port size F1/P1	mm		24
Port size F2/P2	mm		24
Port size F3/P3	mm		24
Port size F4/P4	mm		24
Carbon footprint	kg		62,71
*Weight depends on the selected product.			



9c2cf900-6350-4aaa-9e88-254fb53b87fd

www.swep.net

Date: 17/07/2023

Page: 1/2