



DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO DO CALOR REJEITADO POR UMA MÁQUINA TÉRMICA

JOÃO PEDRO CRUZ PEIXOTO

novembro de 2021

ESTUDO DE UM SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO DO CALOR REJEITADO POR UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA

João Pedro Cruz Peixoto
1191213

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica





ESTUDO DE UM SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO DO CALOR REJEITADO POR UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA

João Pedro Cruz Peixoto
1191213

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Rui de Araújo Rego

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica





JÚRI

Presidente

Professor Doutor Raúl Duarte Campilho
Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Professor Doutor Rui de Araújo Rego
Instituto Superior de Engenharia do Porto

Coorientador

Engenheiro Joaquim Fernandes Monteiro
Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Professor Doutor Amadeu da Silva Borges
Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro

AGRADECIMENTOS

Agradecimento especial à mulher da minha vida, pela presença e apoio.

Um forte agradecimento ao Professor Doutor Rui de Araújo Rego, pela ajuda, disponibilidade e orientação.

Um grande agradecimento ao Engenheiro Joaquim Monteiro do Laboratório de AVAC, pelos esclarecimentos, o auxílio e acompanhamento na fase da realização experimental.

PALAVRAS CHAVE

Permutador, reaproveitamento, máquina frigorífica, COP, AQS.

RESUMO

O trabalho experimental realizado teve por base a quantificação do calor dissipado por uma máquina frigorífica modificada. Para isso, foi construído um sistema a acoplar a um frigorífico *Side by Side*, de modo a ser possível aproveitar o calor dissipado no condensador, e o introduzir em água de utilização sanitária. O objetivo principal desta experiência foi demonstrar que é possível o reaproveitamento do calor dissipado, mesmo em equipamentos de menor escala. Foram efetuados 3 tipos de ensaios. O primeiro, com o condensador exposto à convecção natural do ar, de modo a simular o funcionamento da máquina frigorífica sem qualquer modificação, para uma situação normal de utilização. No segundo ensaio, o calor foi dissipado diretamente para a água armazenada no interior do depósito construído. O terceiro e último, realizou-se com água de circulação forçada, em contracorrente no interior do permutador fluido frigorígeno - água. Verificou-se que esta configuração permite fazer um pré-aquecimento à água quente sanitária, ao mesmo tempo que se aumenta o desempenho do equipamento, em concordância com (Sekhar & Raveendran, 2016). Para as médias de temperatura ambiente, os resultados dos ensaios da tipologia 3 mostram que o consumo do equipamento ao longo de um dia foi reduzido em 16,71 %, em relação aos ensaios da tipologia 1. Este valor obtido pode ser comparado com o estudo dos autores (Sekhar & Raveendran, 2016), que introduziram um permutador de placas para aproveitamento do calor rejeitado através do condensador. Segundo estes autores, a utilização deste componente reduz o consumo energético diário do sistema de 21 a 27%. O permutador fluido frigorígeno – água permite que o desempenho aumente cerca de 16,85 % para o COP da bomba de calor e 26,09 % para o COP do frigorífico.

Nos ensaios da tipologia 2, devido à ausência de consumo de AQS, a um determinado momento do ensaio, o condensador não consegue dissipar o calor necessário na água de inércia, afetando o funcionamento do equipamento. Isso aconteceu, em média, 851 minutos após o início do ensaio. Este estudo permitiu também observar que o equipamento frigorífico deixa de conseguir satisfazer os requisitos de temperatura para o interior do congelador, quando a água no interior do depósito alcança os 45,70 °C, para uma temperatura ambiente envolvente de 22,35 °C.

KEYWORDS

Exchanger, reuse, refrigeration machine, COP, Domestic Hot Water.

ABSTRACT

The experimental work carried out was based on the quantification of heat dissipated by a modified refrigeration machine. For this, a system was built to be coupled to a Side by Side refrigerator, in order to be able to take advantage of the heat dissipated in the condenser, and introduce it into domestic water. The main objective of this experiment was to demonstrate that it is possible to reuse the dissipated heat, even in smaller scale equipment. 3 types of tests were carried out. The first, with the condenser exposed to the natural air convection, in order to simulate the operation of the refrigeration machine without any modification, for a normal situation of use. In the second test, the heat was dissipated directly into the water stored inside the built deposit. The third and last one was carried out with forced circulation water, in countercurrent inside the refrigerant-water exchanger. It was found that this configuration allows for a pre-heating of domestic hot water, while increasing the performance of the equipment, in accordance with (Sekhar & Raveendran, 2016). For the average ambient temperature, the results of the tests of typology 3 show that the consumption of the equipment over a day was reduced by 16.71%, in relation to the tests of typology 1. This value obtained can be compared with the study of the authors (Sekhar & Raveendran, 2016), who introduced a plate exchanger to harness the heat rejected through the condenser. According to these authors, the use of this component reduces the daily energy consumption of the system from 21 to 27%

The refrigerant-water exchanger allows the performance to increase by approximately 16.85% for the COP of the heat pump and 26.09% for the COP of the refrigerator.

In typology 2 tests, due to the absence of DHW consumption, at a certain time during the test, the condenser is not able to dissipate the necessary heat in the inertial water, affecting the equipment's operation. This happened, on average, 851 minutes after the start of the trial. This study also made it possible to observe that the refrigeration equipment is no longer able to meet the temperature requirements for the interior of the freezer, when the water inside the tank reaches 45.70 °C, for a surrounding ambient temperature of 22.35 °C.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

AQS	Água Quente Sanitária
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BC	Bomba de Calor
COP	Coeficiente de desempenho (<i>Coefficient Of Performance</i>)
COP _{BC}	Coeficiente de desempenho da Bomba de Calor
COP _R	Coeficiente de desempenho do Refrigerador
CO ₂	Dióxido de Carbono
GPL	Gás de Petróleo Liquefeito
GWP	Global Warm Potencial
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
MT	Máquina Térmica
ODP	<i>Ozone Depletion Potencial</i>
TIR	Taxa Interna de Rentabilidade
VAL	Valor Atual Líquido

Lista de Unidades

Bar	Bar
°C	Graus Celsius
J	Joule
kg	kilograma
l	litro
m	Metro
m ²	Metro quadrado
m ³	Metro cúbico
min	minuto
Pa	Pascal
s	Segundo
V	Volt
W	Watt

 Lista de Símbolos

E_{out}	Energia dissipada no condensador [J]
h	Entalpia
h_1	Entalpia à entrada do compressor [J]
h_2	Entalpia à saída do compressor [J]
h_3	Entalpia à saída do condensador [J]
h_4	Entalpia à entrada do evaporador [J]
$h_{água}$	Coeficiente de convecção da água [W/(m ² °C)]
h_{ar}	Coeficiente de convecção do ar [W/(m ² °C)]
h_{in}	Entalpia do fluido à entrada [J]
h_{out}	Entalpia do fluido à saída [J]
k_{cobre}	Condutibilidade térmica do cobre [W/(m°°C)]
$k_{isolamento}$	Condutibilidade térmica do isolamento [W/(m°°C)]
k_{inox}	Condutibilidade térmica do inox [W/(m°°C)]
l_{cobre}	Espessura da chapa de cobre [m]
$l_{isolamento}$	Espessura da placa de isolamento [m]
l_{inox}	Espessura da chapa de inox [m]
\dot{m}	Caudal mássico [Kg/s]
P	Potência [J/s]
$\dot{Q}_{água\ circulação}$	Calor da água que circula pelo interior do permutador [W]
$\dot{Q}_{condensador}$	Calor cedido pelo condensador [W]
$\dot{Q}_{água\ inércia}$	Calor da água no interior do depósito de inércia [W]
\dot{Q}_{in}	Calor que entra no sistema [W]
\dot{Q}_{out}	Calor que sai do sistema [W]
\dot{Q}_F	Calor da fonte Fria [W]
\dot{Q}_Q	Calor da fonte Quente [W]
s	Entropia
T	Temperatura
TAE	Temperatura ambiente envolvente [°C]
TEA	Temperatura entrada de água [°C]
TEC	Temperatura entrada compressor [°C]
TED	Temperatura entrada dispositivo de expansão [°C]
TEE	Temperatura entrada evaporador [°C]
TEL	Temperatura entrada Loop [°C]
TEP	Temperatura entrada permutador [°C]
TIC	Temperatura interior congelador [°C]
TID	Temperatura interior depósito de inércia [°C]
TIF	Temperatura interior frigorífico [°C]
TSA	Temperatura saída de água [°C]
TSC	Temperatura saída compressor [°C]
TSD	Temperatura saída dispositivo de expansão [°C]

TSE	Temperatura saída evaporador [$^{\circ}\text{C}$]
TSL	Temperatura saída Loop [$^{\circ}\text{C}$]
TSP	Temperatura saída permutador [$^{\circ}\text{C}$]
U	Coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$]
\dot{W}_{in}	Trabalho de entrada no sistema [W]
\dot{W}_{out}	Trabalho de saída do sistema [W]
σ	Desvio padrão da temperatura

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Número de Dean	Número adimensional usado em mecânica dos fluidos para o estudo de escoamentos em tubos e canais curvos.
<i>Payback</i>	É um indicador do tempo de retorno de um investimento.

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - VÁLVULA INVERSORA DE 4 VIAS (MAQUINANTE, 2021)	40
FIGURA 2 - MÁQUINA TÉRMICA DE CARNOT (ULISBOA TÉCNICO, 2021).	41
FIGURA 3 - OS QUATRO PROCESSOS REVERSÍVEIS QUE CONSTITUEM O CICLO DE CARNOT. (ÇENGEL & BOLES, 2011)	42
FIGURA 4 - MÁQUINA FRIGORÍFICA DE CARNOT (ULISBOA TÉCNICO, 2021)	43
FIGURA 5 - CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR COM TUBO CAPILAR (SAMSUNG, 2021)	45
FIGURA 6 - DIAGRAMA P-H DO CICLO IDEAL (ÇENGEL & BOLES, 2011)	46
FIGURA 7 - COMPONENTES DO CICLO IDEAL (À ESQUERDA) E DIAGRAMA T-S (À DIREITA) (ÇENGEL & BOLES, 2011).	47
FIGURA 8 - DIAGRAMA <i>PRESSÃO-ENTALPIA</i> ONDE SE COMPARAM O CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR IDEAL E O CICLO REAL (UNIRV, 2021)	50
FIGURA 9 - COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO (DANFOSS, 2021)	52
FIGURA 10 - CONDENSADOR (DANFOSS, 2021)	52
FIGURA 11 - FILTRO SECADOR (DANFOSS, 2021)	53
FIGURA 12 - VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA (DANFOSS, 2021)	53
FIGURA 13 - TUBO CAPILAR (DANFOSS, 2021)	53
FIGURA 14 - VÁLVULA DE EXPANSÃO ELECTRÓNICA (DANFOSS, 2021)	53
FIGURA 15 - UNIDADE EVAPORADORA (CIABE, 2021)	54
FIGURA 16 - DIAGRAMA <i>PRESSÃO-ENTALPIA</i> ONDE SE DENOTA O SOBREAQUECIMENTO E O SUBARREFECIMENTO (BASICMECHANICALENGINEERING, 2021)	55
FIGURA 17 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO DA INVENÇÃO (ESPANHA PATENTE Nº EP 1821050 A3 20091223 (EN), 2007)	58
FIGURA 18 - FIGURA 18 ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO SISTEMA CONSIDERADO (ALEMANHA PATENTE Nº EP 1921401 B1 20140108 (DE), 2014)	60
FIGURA 19 - PROJECTO DO SISTEMA TÉRMICO EM EXPERIÊNCIA (NETO, PADILHA, & SCALON, 2008)	62
FIGURA 20 - EXEMPLIFICAÇÃO EM ESQUEMA DO SISTEMA UTILIZADO PARA AS EXPERIÊNCIAS (SLAMA, 2013)	63
FIGURA 21 - ESQUEMA LEGENDADO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA PROJETADO PELO AUTOR (SEKHAR & RAVEENDRAN, 2016)	67
FIGURA 22 - CONSTITUIÇÃO DO SISTEMA EM ANÁLISE (SALEM, EL GAMMA, ABD ELAZIZ, & ELSHAZLY, 2018)	68
FIGURA 23 - DESENHO 3D ONDE SE IDENTIFICAM AS PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA (ONYEOCHA, NWAIGWE, OGUEKE, & ANYANWU, 2020)	69
FIGURA 24 - DISPOSIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS NO LABORATÓRIO LAVAC F108	74
FIGURA 25 - POSICIONAMENTO DO DEPÓSITO DE INÉRCIA E DAS LIGAÇÕES NA TUBAGEM PARA O EQUIPAMENTO DE REGISTO DE PRESSÃO	74
FIGURA 26 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO SISTEMA CONSTRUÍDO (DESENHO AUTOCAD) (ANEXO 1)	78
FIGURA 27 - PERMUTADOR CONSTRUÍDO EM TUBO DE COBRE	82
FIGURA 28 - DEPÓSITO DE INÉRCIA CONSTRUÍDO PARA O PROPÓSITO DOS ENSAIOS	82

FIGURA 29 - DIMENSÃO DA ALTURA NA VISTA DE LADO	83
FIGURA 30 - DIMENSÕES NA VISTA DE CIMA	83
FIGURA 31 EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA À SAÍDA DO COMPRESSOR (TSC) E DA TEMPERATURA À ENTRADA DO EVAPORADOR (TEE), AO LONGO DO ENSAIO 1 DA TIPOLOGIA 1.	86
FIGURA 32 - VALORES REGISTADOS NO LADO DA BAIXA PRESSÃO E VALORES REGISTADOS NO LADO DA ALTA PRESSÃO DO SISTEMA AO LONGO DO ENSAIO 5 DA TIPOLOGIA 1	87
FIGURA 33 - TEMPERATURA À ENTRADA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO (TED) E TEMPERATURA À SAÍDA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO (TSD) AO LONGO DO ENSAIO 5 DA TIPOLOGIA 1	87
FIGURA 34 - DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA CONSTRUÍDO EM EXCEL PARA O MINUTO 1009 DO ENSAIO 6 (TIPOLOGIA 1)	88
FIGURA 35 - GRÁFICO RELATIVO AO CALOR QUE ENTRA E AO CALOR QUE SAI DO SISTEMA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA, PARA OS 12 ENSAIOS DA TIPOLOGIA 1	89
FIGURA 36 - DEPÓSITO DE INÉRCIA ISOLADO PARA OS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 2	90
FIGURA 37 - DIAGRAMA PRESSÃO - ENTALPIA PARA O MINUTO 1008 DO PRIMEIRO ENSAIO DA TIPOLOGIA 2	91
FIGURA 38 – GRÁFICO DA EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA NO INTERIOR DO DEPÓSITO (TID – TEMPERATURA INTERIOR DEPÓSITO) E DA TEMPERATURA NO CONGELADOR (TIC – TEMPERATURA INTERIOR CONGELADOR), PARA OS ENSAIOS 4,5 E 6 DA TIPOLOGIA 2.	92
FIGURA 39 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA INTERIOR DO DEPÓSITO (TID) E DA TEMPERATURA INTERIOR DO CONGELADOR (TIC), AO LONGO DO ENSAIO 4 DA TIPOLOGIA 2	93
FIGURA 40 – EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA NO INTERIOR DO DEPÓSITO (TID) E DA TEMPERATURA INTERIOR DO CONGELADOR (TIC), AO LONGO DO ENSAIO 7 DA TIPOLOGIA 2	93
FIGURA 41 - ÁGUA (A AZUL) EM CONTRACORRENTE COM O FLUIDO FRIGORÍGENO (A ROXO/VIOLETA). MODELO REALIZADO E ANALISADO, ATRAVÉS DO FLOW SIMULATION, DO SOLIDWORKS	94
FIGURA 42 - DIAGRAMA TEMPERATURA - ENTROPIA PARA O MINUTO 128 DO ENSAIO 10, TIPOLOGIA 3	96
FIGURA 43 – EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA NO INTERIOR DO DEPÓSITO (TID) E DA TEMPERATURA DE SAÍDA DE ÁGUA (TSA) PARA O ENSAIO 1 DA TIPOLOGIA 3	96
FIGURA 44 - GRÁFICO DO CONSUMO DO EQUIPAMENTO PARA O ENSAIO Nº11 DA TIPOLOGIA 1 (TAE DE 20,80 °C)	99
FIGURA 45 - GRÁFICO DO CONSUMO DO EQUIPAMENTO PARA O ENSAIO Nº2 DA TIPOLOGIA 3 (TAE DE 20,77 °C)	99
FIGURA 46 - GRÁFICO COM TSC E TIC, AO LONGO DO ENSAIO Nº11 DA TIPOLOGIA 1 (TAE DE 20,80 °C)	100
FIGURA 47 - GRÁFICO DA TSC E TIC NO DECORRER DO ENSAIO Nº2 DA TIPOLOGIA 3 (TAE DE 20,77 °C)	100
FIGURA 48 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA À ENTRADA DO PERMUTADOR (TEP) E DA TEMPERATURA À SAÍDA DO PERMUTADOR (TSP) PARA O ENSAIO 7 DA TIPOLOGIA 2	101
FIGURA 49 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA À ENTRADA DO PERMUTADOR (TEP) E DA TEMPERATURA À SAÍDA DO PERMUTADOR (TSP) PARA O ENSAIO 10 DA TIPOLOGIA 1	101
FIGURA 50 MATERIAIS E ESPESSURAS DOS CONSTITUINTES DO DEPÓSITO	103
FIGURA 51 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO SISTEMA IDEALIZADO	111

FIGURA 52 - TELA DE VISUALIZAÇÃO DA FOLHA DE CÁLCULO CRIADA PARA ANÁLISE E TRATAMENTO DOS DADOS DOS ENSAIOS	129
FIGURA 53 - GRÁFICO QUE DENOTA O DIAGRAMA P-H PARA UM DETERMINADO INSTANTE DE UM ENSAIO	136
FIGURA 54 - DIGRAMA T-S QUE DENOTA O CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR PARA O MINUTO INSERIDO NA TABELA 22.	137

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - TABELA DO PLANO DE MEDIÇÕES	77
TABELA 2 - IDENTIFICAÇÃO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA	79
TABELA 3 REGISTO NA MEDIÇÃO CRESCENTE DE TEMPERATURA, PARA CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	80
TABELA 4 REGISTO NA MEDIÇÃO DECRESCENTE DE TEMPERATURA, PARA CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	80
TABELA 5 - RESULTADOS DOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 1	85
TABELA 6 - DADOS RELATIVOS AOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 2	91
TABELA 7 - DADOS RELATIVOS AOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 3, SEM CONSIDERAR O CONSUMO DA BOMBA	95
TABELA 8 – CARATERÍSTICAS PRINCIPAIS DA BOMBA DE CIRCULAÇÃO UTILIZADA	98
TABELA 9 - DADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 3, CONSIDERANDO O CONSUMO DA BOMBA	98
TABELA 10 – VALORES MÉDIOS DOS RESULTADOS DOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 1 E DA TIPOLOGIA 3	99
TABELA 11 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DO ENSAIO 10 DA TIPOLOGIA 1 COM OS DO ENSAIO 7 DA TIPOLOGIA 2	101
TABELA 12 - COEFICIENTES DE CONVECÇÃO DA ÁGUA E DO AR (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2009)	103
TABELA 13 - CONDUTIBILIDADE TÉRMICA DOS COMPONENTES DO DEPÓSITO (ÇENGEL & GHAJAR , 2012) (COELHO, 2017)	104
TABELA 14 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES MÉDIOS DOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 1 COM OS DOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 3, NÃO CONSIDERANDO O CONSUMO DA BOMBA E CONSIDERANDO O CONSUMO DA BOMBA	105
TABELA 15 - RESULTADOS DOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 1	123
TABELA 16 - RESULTADOS DOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 2 (TOTAL ENSAIOS)	124
TABELA 17 – RESULTADOS DOS ENSAIOS DA TIPOLOGIA 2 (APENAS ENSAIOS DO 1º DIA)	124
TABELA 18 - RESULTADOS ENSAIOS TIPOLOGIA 3, NÃO CONSIDERANDO O CONSUMO ELÉCTRICO DA BOMBA CIRCULADORA	125
TABELA 19 - RESULTADOS ENSAIOS TIPOLOGIA 3, CONSIDERANDO O CONSUMO ELÉCTRICO DA BOMBA CIRCULADORA	125
TABELA 20 - VALORES MÉDIOS DOS ENSAIOS DAS TIPOLOGIAS 1, 2 E 3	127
TABELA 21 - DADOS DE ENTRADA DA FOLHA, QUE SÃO INSERIDOS AUTOMATICAMENTE, ATRAVÉS DA ESPECIFICAÇÃO DO DIA E HORA DO ENSAIO	131
TABELA 22 - PARTE DA TABELA ONDE SÃO CALCULADAS AS PROPRIEDADES DE INTERESSE PELAS TEMPERATURAS, PRESSÕES E CONSUMOS INSERIDOS PELOS DADOS DE ENTRADA	133
TABELA 23 - DADOS DE ENTRADA QUE PERMITEM GERAR OS CICLOS NOS DIAGRAMAS	135

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	Contextualização	32
1.2	Objetivos	33
1.3	Metodologia	33
1.4	Estrutura da dissertação	34
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	39
2.1	Termodinâmica aplicada.....	39
2.1.1	Noções de transferência de calor e termodinâmica	39
2.1.2	A Segunda lei da termodinâmica.....	40
2.1.3	Conceito de reversibilidade e irreversibilidade.....	41
2.1.4	Ciclo de Carnot Reverso	43
2.1.5	Coeficiente de desempenho.....	44
2.1.6	Ciclo de compressão de vapor.....	45
2.1.6.1	Ciclo de compressão de vapor ideal	46
2.1.6.2	Ciclo de compressão de vapor real	50
2.1.6.3	Componentes principais de um ciclo de compressão de vapor.....	52
2.1.7	Sobreaquecimento e subarrefecimento	54
2.1.7.1	Sobreaquecimento.....	54
2.1.7.2	Subarrefecimento	56
2.2	Estado da Arte	58
2.2.1	Patentes.....	58
2.2.1.1	Sistema combinado de refrigeração e ar condicionado	58
2.2.1.2	Método para o acoplamento de um sistema de bomba de calor primária destinado a aquecer um edifício e/ou aquecimento de águas sanitárias a um ou mais sistemas de bomba de calor secundárias destinadas a baixar a temperatura de um espaço fechado e dispositivo para a realização do método.	59
2.2.1.3	Método para recuperação de calor	60
2.2.2	Estudos	61

2.2.2.1	Uma bomba de calor para refrigeração em simultâneo	61
2.2.2.2	COP do refrigerador com armazenamento térmico	61
2.2.2.3	Acoplamento do refrigerador a um aquecedor de água e piso de aquecimento para economizar energia e reduzir as emissões de carbono	62
2.2.2.4	Aplicação de ar condicionado de sala com recuperação de calor através de armazenamento melhorado para aquecimento de água doméstica em edifícios residenciais em Hong Kong 63	
2.2.2.5	Um impulsionador da bomba de calor de água - água de propano para a produção de água quente sanitária: análise de desempenho sazonal de uma nova solução que otimiza COP	64
2.2.2.6	Modelação de sistemas de refrigeração comercial juntamente com armazenamento de água para melhorar a eficiência energética e realizar recuperação de calor	64
2.2.2.7	Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS	65
2.2.2.8	Uma investigação experimental sobre a substituição de HFC134a por HFO1234yf num refrigerador doméstico	66
2.2.2.9	Estudos de desempenho em refrigeradores domésticos adaptados com condensador refrigerado a água integrado à construção.....	66
2.2.2.10	Estudo experimental de R1234yf como um substituto imediato para R134a num frigorífico doméstico.....	67
2.2.2.11	Estudo do desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor que utiliza um evaporador tubo-a-tubo cónico enrolado e um condensador fluido frigorígeno - água67	
2.2.2.12	Projeto e construção de um secador integrado de recuperação de calor de tetrafluoroetano (R134a) para secagem de tecido em regiões tropicais	68
2.2.2.13	Viabilidade da bomba de calor de fonte híbrida solar-geotérmica para a produção de água quente sanitária em climas quentes	69
2.2.2.14	Análise termo-económica e ambiental de um sistema de refrigeração por compressão de vapor de pequena capacidade que utiliza R290, R1234yf e R600a	70
3	DESENVOLVIMENTO	73
3.1	Realização experimental.....	73
3.1.1	Plano de medições	75
3.2	Instrumentos de medição.....	79
3.3	Ensaios.....	81
3.3.1	Ensaios tipologia 1 – Permutador exposto à convecção natural.....	82
3.3.1.1	Contabilização da energia dissipada no condensador	83
3.3.1.2	COP da Bomba de calor e do frigorífico	85
3.3.2	Ensaio tipologia 2 – Permutador imerso, com água no depósito de inércia	90
3.3.3	Ensaio tipologia 3 – Permutador imerso com circulação de água em contracorrente	94
3.3.3.1	Comparação de ensaios entre tipologias.....	99
3.3.3.1.1	Comparação dos ensaios da tipologia 1 e da tipologia 3	99
3.3.3.1.2	Comparação dos ensaios da tipologia 1 com os ensaios do tipologia 2	100

3.3.3.2	Estimativa do calor perdido pelas paredes do depósito de inércia	102
3.4	Energia consumida vs. Energia recuperada	105
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	109
4.1	CONCLUSÕES	109
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	111
4.2.1	Proposta de trabalho futuro Nº 1.....	111
4.2.1.1	Princípio de funcionamento do sistema idealizado	112
4.2.2	Proposta de trabalho futuro Nº 2.....	112
4.2.3	Proposta de trabalho futuro Nº 3.....	113
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	117
5.1	ARTIGOS EM REVISTAS INTERNACIONAIS	117
6	REFERÊNCIAS.....	117
7	ANEXOS.....	123
7.1	ANEXO 1	123
7.1.1	Resultados dos ensaios da tipologia 1.....	123
7.1.2	Resultados dos ensaios da tipologia 2 (total ensaios)	124
7.1.3	Resultados dos ensaios da tipologia 2 (apenas ensaios do 1º dia)	124
7.1.4	Resultados ensaios tipologia 3, não considerando o consumo eléctrico da bomba circuladora	125
7.1.5	Resultados ensaios tipologia 3, considerando o consumo eléctrico da bomba circuladora .	125
7.2	ANEXO 2	127
7.2.1	Valores médios dos ensaios das tipologias 1, 2 e 3.....	127
7.3	ANEXO 3	128
7.3.1	Descrição da base da folha de cálculo, criada para tratamento dos dados e resultados dos ensaios	128
7.3.1.1	Metodologia utilizada	128
7.3.2	Tabela de base aos gráficos P-h e T-s.....	134
7.4	ANEXO 4	138
7.4.1	Desenho do esquema de princípio do sistema de reaproveitamento de calor proposto e analisado nesta dissertação.....	138

7.5	ANEXO 5	138
7.5.1	Desenho do esquema de princípio do sistema idealizado para o Trabalho futuro Nº 1.	138
7.6	ANEXO 6	138
7.6.1	Ficha técnica do calibrador por banho térmico <i>Presys</i> , TE-25N	138
7.7	ANEXO 7	138
7.7.1	Ficha técnica do <i>Datalogger</i> , da marca <i>dataTaker</i> , de modelo DT80.	138
7.8	ANEXO 8	138
7.8.1	Ficha técnica do manómetro digital da <i>Testo</i> , modelo 570.	138
7.9	ANEXO 9	138
7.9.1	Ficha técnica do analisador de corrente <i>FLUKE</i> , modelo 1736.	138

INTRODUÇÃO

1.1	Contextualização
1.2	Objetivos
1.3	Metodologia
1.4	Estrutura da dissertação

1 INTRODUÇÃO

O crescente consumo de energia a nível global (Europeu, 2021), em grande parte devido à satisfação de requisitos primários, é, atualmente um tema em destaque. Os gastos energéticos e a poluição associada têm vindo a aumentar consideravelmente ao longo dos anos. As sociedades estão cada vez mais a seguir a tendência dos países mais desenvolvidos, e isso pode trazer consequências ambientais irreparáveis.

É verdade que a fatia da energia proveniente de fontes renováveis tem crescido significativamente nos últimos anos (Fonseca, 2015). No entanto, apesar de não ser obtida de fontes limitadas como é o caso dos combustíveis fósseis, esta, para chegar ao consumidor final engloba somatórios avultados de custos.

Quer as habitações, rurais ou citadinas, quer os edifícios de comércio e serviços, estão hoje a ser projetados (Fonseca, 2015) para que todos os equipamentos sejam elétricos, incluindo a produção de água quente sanitária, os sistemas de aquecimento/arrefecimento e os sistemas de refrigeração, dada a maior eficiência energética apresentada relativamente às tradicionais fontes fósseis. De facto, esta perspetiva de uniformização conduz a uma maior comodidade e simplicidade na vida quotidiana, mas eleva a fatura da eletricidade e o consumo a um nível global (Fonseca, 2015)

Sabe-se que o arrefecimento conseguido num qualquer compartimento de um sistema frigorífico, é resultado da remoção do calor para o exterior deste. Por outras palavras, o calor existente no que é inserido para conservação ou congelação, é retirado, de forma a que lhes seja possível o abaixamento da temperatura. Tal pode ser alcançado com recurso a um sistema que segue o ciclo de compressão de vapor.

O objetivo deste trabalho passa precisamente por criar um sistema de reaproveitamento do calor rejeitado por uma máquina frigorífica, na maior parte destes onde o calor é cedido diretamente ao meio ambiente. Este calor que habitualmente é desperdiçado, não tendo sequer qualquer influência sentida nas condições da divisão ou no meio onde se insere, pode, pelo processo proposto por este estudo, ser reaproveitado, ao ser introduzido em água.

É também tema de discussão entre nações as alterações climáticas e as suas possíveis causas. Sem grande discordância (EEA, 2012), estas são maioritariamente resultado dos poluentes, que se libertam para o meio ambiente e que, sob o estado gasoso, alcançam a camada atmosférica. Segundo a mesma referência, pressupõe-se que uma boa parte dos gases com efeito de estufa em excessiva quantidade que se tem vindo a depositar

nesta camada, e que a longo prazo aumentarão a temperatura global sentida, são também resultado da libertação por mau manuseamento e das fugas em instalações frigoríficas onde são empregues fluidos sintéticos (Santos, 2016). Além disso, estes fluidos, por possuírem cloro na sua composição, contribuem fortemente para a destruição da camada do ozono, permitindo a entrada direta dos raios ultravioleta, nocivos aos seres vivos.

1.1 Contextualização

Existem, atualmente no mercado, diversos tipos de máquinas frigoríficas, das mais variadas capacidades e configurações (DAIKIN, 2021), de modo a responder às diferentes necessidades dos consumidores. Desde o seu surgimento, por volta de 1748 (ASHRAE, 21), em que começaram a ser estudados os primeiros sistemas de refrigeração, que inicialmente utilizavam o éter comprimido, para a obtenção do efeito frigorífico, foram por diversas vezes, adaptadas à maior ou menor disponibilidade de recursos, bem como à evolução tecnológica. Criar este equipamento, que permite conservação, foi, pois, um grande avanço para a sociedade, uma vez que colmatou uma grande falta e necessidade. Obter o efeito frigorífico era o principal objetivo, sendo de menor importância a escolha do frigorigéneo que causasse o menor impacto ambiental.

Também, os sistemas de ar condicionado se foram modernizando. Um dos avanços mais significativos neste tipo de aparelhos foi a centralização. Atualmente a escolha recai sobre os sistemas *multi*, ou para aplicações de maiores dimensões, o sistema VRV ou mesmo as unidades *Rooftop*, dada a possibilidade da agregação de várias unidades numa unidade só. (ENERGY.GOV, 2021)

Este avanço traz consigo facilidades e oportunidades no aproveitamento do calor que é desperdiçado em todos os condensadores deste tipo de sistemas. A verdade é que fazer uma permuta em vários equipamentos em separado não se revelava economicamente viável. Mas uma recolha dessa energia em equipamentos de maior capacidade torna-se um assunto com interesse e a explorar.

Inicialmente, o sistema frigorífico, foi utilizado para o único propósito para o qual foi criado, o de retirar calor a um espaço/compartimento, rejeitando-o para o meio ambiente. Esta ideia foi também estendida aos sistemas de ar condicionado, que apenas permitiam o arrefecimento dos espaços, pelo mesmo processo. Só mais tarde, em 1977, (USA, 2021), se chegou à conclusão que seria possível inverter o ciclo, tornando o condensador no dispositivo onde se processava a evaporação do fluido, e o evaporador no componente onde se condensava o mesmo fluido. Isto foi possível através da inserção de uma válvula inversora no sistema. Esta válvula, que possui quatro vias, é, portanto, a responsável por uma unidade trabalhar com o objetivo de baixar a temperatura de um espaço, rejeitando calor para o exterior, ou aquecer um espaço,

absorvendo calor do meio ambiente envolvente. Foi na sequência que surgiram as bombas de calor.

A água quente, tanto para utilização habitacional como para utilização em processos industriais, pode ser obtida por diversas fontes. O recurso a combustíveis fósseis foi muito utilizado no passado (Internacional, 2021), na sequência da revolução industrial. O contínuo aumento dos preços deste tipo de combustível, e a escassez de recursos (Administration, 2021) levaram a que fossem necessárias alternativas para satisfazer as necessidades de aquecimento de águas.

Ao nível industrial, ainda é normal a utilização de caldeiras de grande capacidade, a gás de petróleo liquefeito (GPL), gás natural, gasóleo ou biomassa (Thermaxglobal, 2021), para o aquecimento de águas dos processos, ou mesmo para aquecimento de águas sanitárias de utilização interna.

A passagem gradual dos equipamentos que utilizam combustíveis fósseis para equipamentos com fonte de energia elétrica, que apresentam maiores eficiências energéticas foi, pois, uma tendência positiva e que contribuiu para a preservação do meio ambiente. No entanto, e como consequência, o consumo de eletricidade a nível global tem seguido uma linha crescente. (IEA, 2020)

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho experimental passa pela determinação da viabilidade do aproveitamento de calor rejeitado por máquinas frigoríficas. Pretende-se saber se existe potencial de aproveitamento em equipamentos de menores capacidades, como o utilizado nesta dissertação. Se a introdução do sistema de reaproveitamento proposto por esta dissertação melhora o desempenho do equipamento sem modificação. Se a introdução de um depósito com um permutador no interior, como complemento do sistema, é exequível e satisfaz o requisito de armazenamento da energia dissipada. A evolução da temperatura da água de inércia quando não existe consumo de água e a que temperatura deixa de ter interesse essa recolha. Pretende-se também determinar se existe redução das emissões de dióxido de carbono.

1.3 Metodologia

Na fase inicial foi estudado, dimensionado e construído um depósito de inércia que insere um permutador fluido frigorígeno – água para interligação com o frigorífico do tipo *Side by Side*.

Para a obtenção do valor da energia que é rejeitada no condensador do frigorífico foram realizados ensaios onde foram registados dados de temperatura, pressão e potência fornecida ao longo de um dia. Para isso foram utilizados equipamentos de medição com

registo de dados em memória. Foram colocados termopares nos pontos de interesse do sistema para leitura de temperaturas e conectadas as pontas de prova para a obtenção das pressões. Esses dados registados foram introduzidos e tratados em folha de cálculo adequada, desenvolvida para o efeito.

Construção de diagramas para observação do comportamento do ciclo em cada minuto. Determinação da quantidade de energia que é fornecida ao equipamento com e sem a introdução do sistema de reaproveitamento, de modo a comparar o desempenho global do sistema.

1.4 Estrutura da dissertação

Este documento está estruturado sobre três capítulos principais. No primeiro, faz-se uma breve exposição dos conceitos da termodinâmica e de transferências de calor, com aplicação ao ciclo de compressão de vapor. São expostas patentes, resumem-se estudos e experiências realizadas, existentes na bibliografia atual relacionados com o tema desta dissertação.

No segundo, descreve-se a experiência laboratorial realizada e analisam-se os resultados obtidos. Faz-se uma análise dos ciclos em cada tipologia de ensaios para a introdução do sistema de reaproveitamento proposto.

No último capítulo são enumeradas as principais conclusões que se retiram da realização experimental, foco deste estudo e propostos trabalhos futuros.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1

Termodinâmica aplicada

2.2

Estado da Arte

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo far-se-á uma breve revisão sobre os conceitos da termodinâmica e de transferência de calor direcionados a sistemas que seguem o ciclo de compressão de vapor.

2.1 Termodinâmica aplicada

2.1.1 Noções de transferência de calor e termodinâmica

Sabe-se que a tendência natural é a transferência de calor de ambientes a uma temperatura superior para ambientes que se encontram a temperaturas inferiores, ou dito de outra forma, o sentido é das temperaturas mais altas para as temperaturas mais baixas.

O processo inverso, contudo, não pode ocorrer espontaneamente. Para que seja possível a transferência de calor de um meio a baixa temperatura para um meio a uma temperatura superior, são obrigatoriamente necessários dispositivos adicionais. A este tipo de dispositivo é atribuído o nome de máquina térmica.

Alguns sistemas de refrigeração, assim como máquinas térmicas, operam segundo um ciclo.

A termodinâmica, na sua vertente aplicada às máquinas térmicas, é o ramo da física que estuda o movimento de energia, como a energia cria esse movimento e a quantifica. Os sistemas de bomba de calor e de refrigeração, em estudo no âmbito deste desenvolvimento, seguem o ciclo de compressão de vapor.

Denomina-se como fluido frigorigéneo, ao fluido de trabalho que circula no interior destes sistemas.

O ciclo de compressão de vapor, que é utilizado tanto na bomba de calor como num sistema frigorífico, é composto por quatro componentes principais: um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador (Çengel & Boles, 2011)

2.1.2 A Segunda lei da termodinâmica

Segundo o enunciado de *Clausius*, que rege a segunda lei da termodinâmica, “é impossível construir um dispositivo que funcione num ciclo e não produza outro efeito que não seja a transferência de calor de um corpo a baixa temperatura para um corpo com temperatura mais alta”, (Çengel & Boles, 2011). Este enunciado estabelece que um sistema frigorífico não pode funcionar, a não ser que o compressor seja acionado por uma fonte de energia de origem externa. Esta pode ser de natureza mecânica ou por um qualquer motor eléctrico. Portanto, para que se obtenha o efeito frigorífico desejado, uma quantidade de energia sob a forma de trabalho tem obrigatoriamente de ser adicionada ao sistema.

O ciclo de compressão de vapor, tanto pode ser utilizado para arrefecer um meio, ao retirar calor deste e o dissipar para um ambiente a uma temperatura superior, como o inverso, ao retirar calor a um ambiente e introduzi-lo num meio que se pretende aquecer. Para que um mesmo equipamento possua esta capacidade, sem modificação dos seus componentes principais, é necessário um dispositivo que permita a inversão do ciclo. Este dispositivo denomina-se normalmente por válvula inversora de ciclo, ou mais comumente, válvula de quatro vias. Esta estabelece que um mesmo sistema possa operar como sistema de refrigeração ou bomba de calor. Na Figura 1 é possível visualizar como se processa essa inversão numa válvula de 4 vias comum.

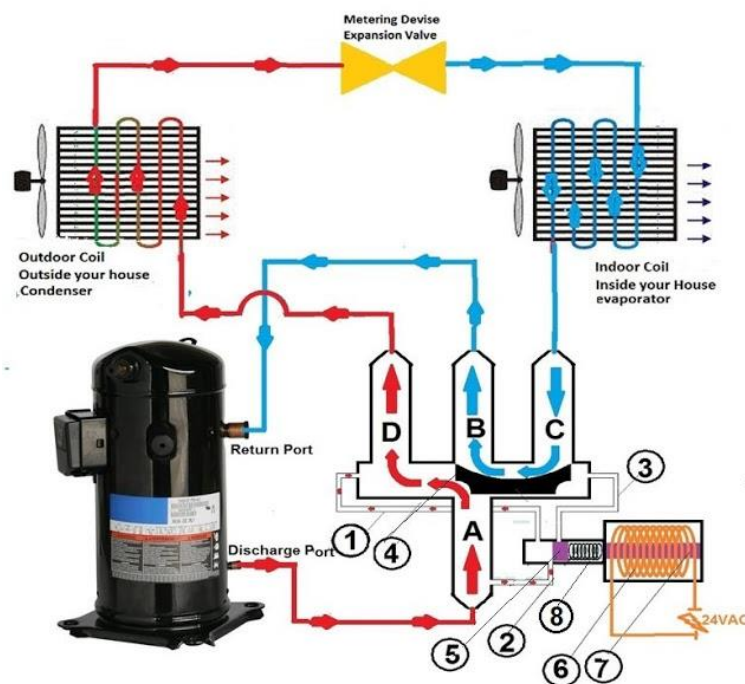


Figura 1 - Válvula inversora de 4 vias (Maquinante, 2021)

2.1.3 Conceito de reversibilidade e irreversibilidade

A reversibilidade consiste numa propriedade que expressa a possibilidade de fazer com que os processos físicos decorram em sentido contrário, variando infinitesimalmente as condições que os provocam.

Um processo reversível é definido como um processo que pode ser revertido sem deixar qualquer vestígio no ambiente.

O conceito de reversibilidade está internamente e inevitavelmente ligado à segunda lei da Termodinâmica, já que se trata do único tipo de processos que gastam a menor quantidade de energia possível. Desta forma, de modo reversível, os processos físicos dão o seu maior rendimento.

Em termos mais práticos, não é possível obter uma evolução num processo que seja completamente reversível, pois para isso acontecer esta deveria decorrer de uma forma infinitesimal, e, portanto, decorrer um instante infinito até à sua conclusão. Contudo, na tentativa de obter o maior rendimento possível, projetam-se equipamentos de forma que os processos neles efetuados sejam o mais próximo possível a processos reversíveis. (Çengel & Boles, 2011)

Conforme referido atrás, uma máquina térmica é um dispositivo pelo qual um sistema através de um ciclo de transformação num determinado sentido, absorve calor a partir de uma fonte cuja temperatura é alta, fornecendo uma parte da energia em forma de calor a um ambiente de temperatura inferior e a restante é fornecida ao exterior em forma de trabalho, como exemplificado na Figura 2.

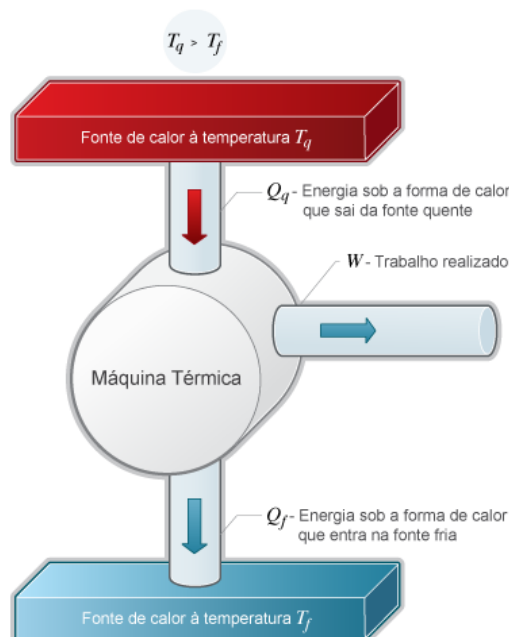


Figura 2 - Máquina térmica de Carnot (ulisboa Técnico, 2021).

As máquinas térmicas seguem um princípio de funcionamento em ciclo, e, portanto, o fluido de trabalho neste tipo de máquinas volta ao seu estado inicial, no final do ciclo. No decorrer de cada ciclo, o trabalho é realizado pelo fluido na primeira parte deste ciclo, e na segunda parte o trabalho é realizado sobre o fluido de trabalho. Da diferença entre as duas partes enunciadas, resulta o trabalho líquido que é realizado pela máquina térmica (Potter, 2017)

Um ciclo de compressão de vapor é composto por 4 processos individuais e a eficiência desse ciclo é dependente da forma como esses processos são realizados.

A utilização de processos reversíveis permite que a eficiência e o trabalho líquido do ciclo sejam aumentados pelo simples facto de se considerar o mínimo trabalho exigido ao processo (intensidade elétrica fornecida ao compressor) e que resultem no máximo possível de trabalho.

O ciclo de *Carnot* é o ciclo reversível mais conhecido, e foi proposto pelo francês *Sadi Carnot*, em 1824. A máquina térmica teórica que opera segundo o ciclo de Carnot é designada de “máquina térmica de *Carnot*”.

São quatro os processos reversíveis que constituem o ciclo de Carnot:

- Expansão isotérmica reversível
- Expansão adiabática reversível
- Compressão isotérmica reversível
- Compressão adiabática reversível

Na Figura 3 apresentam-se os processos que constituem o ciclo de Carnot.

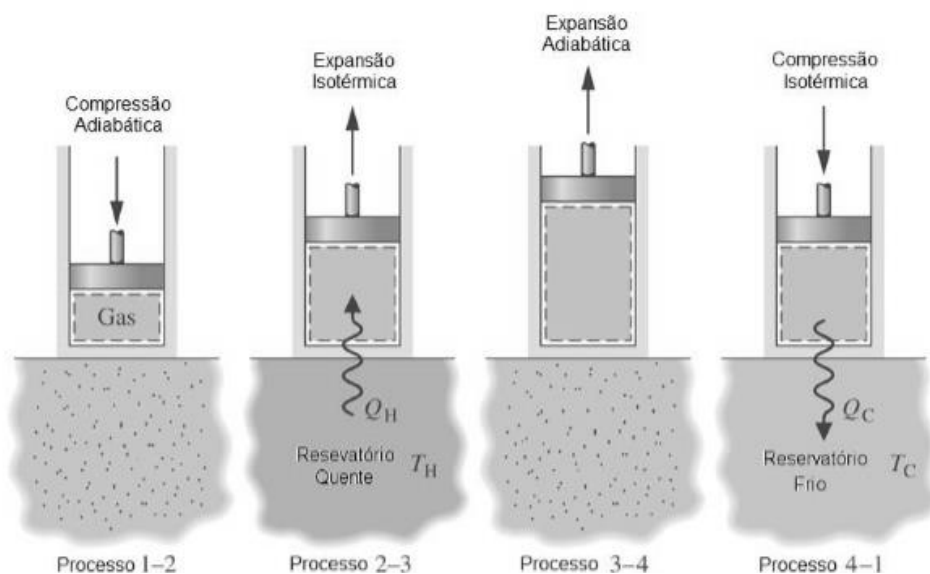


Figura 3 - Os quatro processos reversíveis que constituem o ciclo de Carnot. (Çengel & Boles, 2011)

2.1.4 Ciclo de Carnot Reverso

Existem limites à operação dos sistemas cíclicos. De acordo com os enunciados de Kelvin-Planck e de Clausius, da segunda lei da termodinâmica (Çengel & Boles, 2011), estabelece-se que uma máquina térmica não pode operar apenas com a troca de calor com um único reservatório, para o primeiro, e que um sistema frigorífico não pode funcionar sem que lhe seja fornecida energia de uma fonte externa.

No processo de transferência de calor que se estabelece entre a fonte quente e a fonte fria, é possível aproveitar uma determinada quantidade de energia, que pode ser fornecida ao exterior sob outra forma de energia, como por exemplo, sob a forma de trabalho. Já o inverso, ocorrerá apenas se for introduzido trabalho no sistema, Figura 4. Esta é a diferença principal entre a máquina térmica de Carnot e a máquina frigorífica de Carnot, ou ciclo de Carnot inverso.

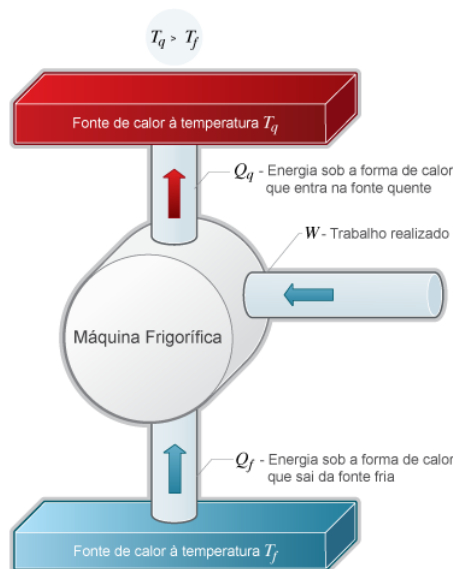


Figura 4 - Máquina frigorífica de Carnot (ulisboa Técnico, 2021)

2.1.5 Coeficiente de desempenho

O coeficiente de desempenho, do inglês “*coefficient of performance*”, (COP) é um fator adimensional comumente utilizado para determinar o desempenho em equipamentos de refrigeração e em bombas de calor.

Nestes sistemas, o trabalho não é uma saída. Para um ciclo frigorífico ou a operar como bomba de calor, a eficiência térmica indica até que ponto a energia adicionada pelo trabalho é convertida na produção efetiva de calor. Do ponto de vista económico, o ciclo de refrigeração mais viável é aquele que remove a maior quantidade de calor do interior do reservatório frio, para o menor gasto de energia fornecida ou trabalho mecânico. Esta proporção é muito importante, dado que quanto maior for essa proporção, mais eficiente será o sistema.

Este coeficiente pode ser obtido pelas Equações 1 e 2:

$$COP_R = \frac{1}{\frac{Q_q}{Q_f} - 1} \quad (1)$$

Para o sistema de refrigeração, e, da mesma forma,

$$COP_{BC} = \frac{1}{1 - \frac{Q_f}{Q_q}} \quad (2)$$

Para a bomba de calor,

em que,

Q_q é a quantidade de calor rejeitado para o meio a alta temperatura,

Q_f , a quantidade de calor removido do meio a baixa temperatura.

COP_R , representa o coeficiente de desempenho do refrigerador

COP_{BC} , o coeficiente de desempenho da bomba de calor

2.1.6 Ciclo de compressão de vapor

O ciclo da máquina térmica de Carnot estudado é um ciclo completamente reversível. Ou seja, todos os processos que formam este ciclo podem ser invertidos. Desta forma, o ciclo da máquina térmica de Carnot pode ser convertido num ciclo de refrigeração de Carnot.

Mesmo que se quisesse materializar o ciclo de Carnot teórico explicitado atrás, não seria possível. Pode ser criado um sistema que se aproxime a este ciclo.

São exequíveis as duas trocas de calor isotérmicas, na fonte quente e na fonte fria, dado que ao manter a pressão constante, numa mistura vapor-líquido, a sua temperatura também o será, se bem que apenas para um intervalo finito de temperaturas.

Um fluido com duas fases ao tentar expandir-se na turbina, leva a que se verifiquem problemas de lubrificação e resistência dos materiais. Por outro lado, o trabalho líquido que se obtém pela utilização desta é muito reduzido em relação ao trabalho necessário para acionar o compressor. Assim, não é economicamente viável a sua utilização em sistemas em que se pretende maximizar o efeito de refrigeração. Na prática, esta é substituída normalmente por uma válvula de expansão ou por um tubo capilar, Figura 5.

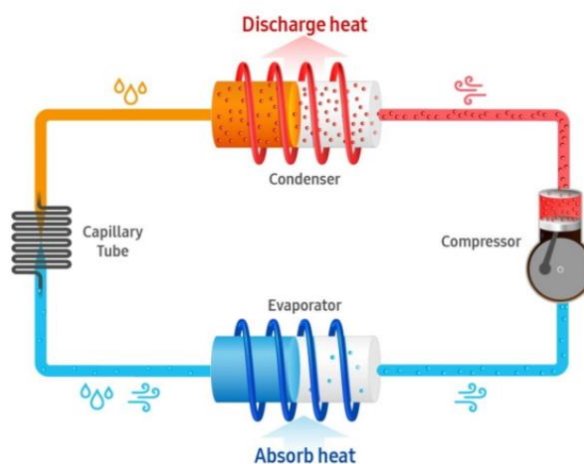


Figura 5 - Ciclo de compressão de vapor com tubo capilar (Samsung, 2021)

2.1.6.1 Ciclo de compressão de vapor ideal

Para a análise dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor ideal, é possível recorrer-se ao ciclo de Carnot, que, se rege por dois processos isentrópicos e dois isotérmicos reversíveis.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor, comparativamente ao ciclo de Carnot, considera que o fluido frigorígeno está completamente vaporizado antes da compressão. Podem ser utilizados outros dispositivos de controlo tais como válvulas de expansão ou tubos capilares para evitar a utilização de uma turbina, de modo a contornar esta questão (Santos, 2016).

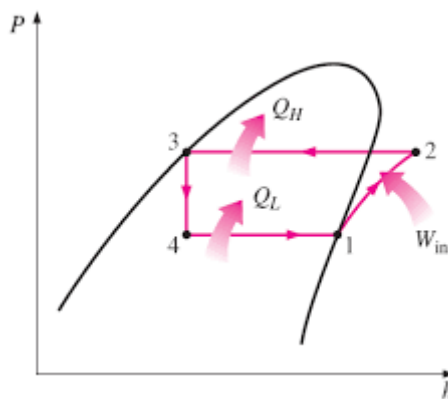


Figura 6 - Diagrama P-h do ciclo ideal (Çengel & Boles, 2011)

Este ciclo ideal contempla introdução de energia no sistema sob a forma de trabalho, entre os pontos 1 e 2, uma fonte fria, que absorve calor desse ambiente, pontos 4 e 1, e uma fonte a temperatura superior que tem por objetivo dissipar calor para o meio que a envolve, entre os pontos 2 e 3.

São 4, portanto, os pontos principais que caracterizam este ciclo. O ponto 1, representa as condições do fluido à entrada do compressor. Aqui, o fluido encontra-se no estado de vapor saturado, a uma baixa pressão e baixa temperatura, Figura 6. Ao passar pelo compressor, que é acionado por ação de trabalho externo, o fluido é comprimido e vê aumentada a sua pressão e temperatura, num processo de compressão isentrópica. À saída do compressor, o fluido está sob a forma de vapor sobreaquecido, com temperatura e pressão elevadas, ponto 2. Entre o ponto 2 e o ponto 3, o fluido passa por um condensador, e liberta calor, uma vez que o ambiente onde este se insere está a uma temperatura inferior. O fluido que à entrada do condensador se encontrava sob a forma de vapor sobreaquecido passa por um estado intermédio de mistura líquido

vapor, onde gradualmente vai aumentando a fração de líquido e diminuindo a de vapor, e sai sob a forma de líquido saturado, ponto 3. Entre o ponto 3 e o ponto 4, o fluido é sujeito a um estrangulamento, num dispositivo de expansão ou tubo capilar, de modo a que haja uma queda de pressão abrupta, e conseqüentemente um abaixamento da sua temperatura, até atingir o ponto 4. O fluido neste ponto encontra-se em mistura (líquido-vapor), sendo que a sua qualidade verifica mais líquido do que vapor. Por fim, o fluido, ao atravessar o componente colocado no ambiente que se pretende arrefecer, vai absorver calor, apenas mudando de fase, de mistura para vapor saturado. De salientar que este processo de mudança de fase acontece, para este ciclo ideal, a temperatura constante, do ponto 4 para o ponto 1. O ciclo é fechado neste ponto, onde recomeça, ao ser introduzido novamente no compressor.

Estas evoluções podem também facilmente ser observadas no diagrama Temperatura-Entropia (T-s) da Figura 7, que basicamente denota os mesmos pontos.

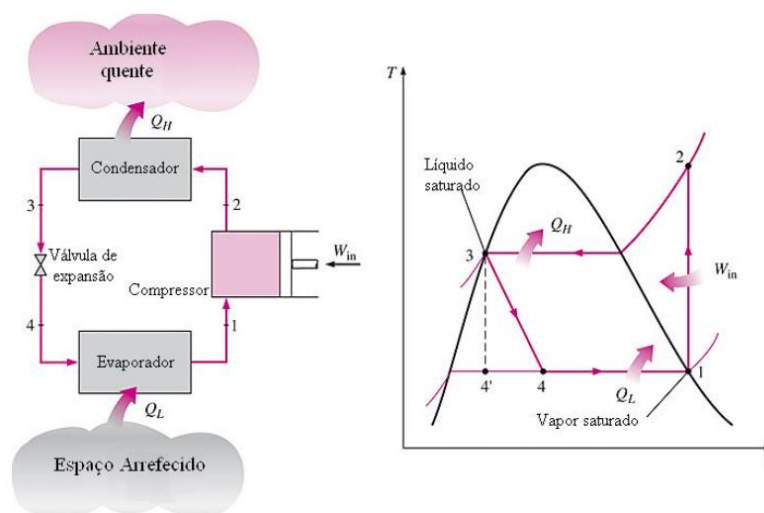


Figura 7 - Componentes do ciclo ideal (à esquerda) e diagrama T-s (à direita) (Çengel & Boles, 2011).

Todos os componentes que compõem o ciclo de compressão de vapor ideal são dispositivos de caudal constante, pelo que se pode assumir estado estacionário na análise do conjunto dos processos envolvidos. As variações de energia cinética e potencial a que o fluido vai sendo submetido são normalmente insignificantes relativamente ao trabalho realizado e ao calor transferido, portanto, na maior parte dos casos, desprezam-se (Potter, 2017)

A Equação 3 traduz o balanço energético de um sistema de refrigeração ideal, considerando que se está perante condições de estado estacionário, em caudal mássico, é:

$$(\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}) + (\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}) = \dot{m} (h_{in} - h_{out}) \quad (3)$$

Onde,

\dot{Q}_{in} representa o calor que entra no sistema

\dot{Q}_{out} representa o calor que saí do sistema

\dot{W}_{in} é o trabalho de entrada no sistema

\dot{W}_{out} o trabalho de saída

\dot{m} é o caudal mássico

h_{out} é a entalpia do fluido à saída

h_{in} a entalpia do fluido à entrada

Para este ciclo ideal, é assumido que a tubagem entre os componentes não verifica ganhos nem perdas de calor, que não existem perdas de carga em nenhum dos componentes do sistema e que o corpo do compressor é adiabático, ou seja, não troca calor com a vizinhança.

Considera-se ainda que o condensador e o evaporador são dispositivos dos quais não se obtém trabalho.

Para estas simplificações, pode dizer-se que o calor rejeitado pelo condensador, ou seja na fonte quente, considerando massa e tempo, é dado pela Equação 4.

$$\dot{Q}_H = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (4)$$

Em que \dot{Q}_H representa o calor da fonte quente,

h_2 a entalpia à saída do compressor

h_3 a entalpia à saída do condensador

Já o calor absorvido pelo evaporador, e, portanto, o calor retirado na fonte fria, é dado por:

$$\dot{Q}_F = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (5)$$

Onde Q_F representa o calor da fonte fria

h_1 a entalpia à entrada do compressor

h_4 a entalpia à entrada do evaporador

O trabalho de compressão do compressor pode ser obtido pela diferença de entalpias do fluido à entrada e na saída deste.

$$\dot{W}_{in} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (6)$$

A avaliação ou a quantificação do nível de desempenho destes sistemas de refrigeração por compressão de vapor ideal pode ser obtida com recurso ao COP (coefficient of performance), através de,

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_{in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (7)$$

Se o sistema funcionar para o objetivo de introduzir calor num espaço que se pretende aquecer, ou seja como bomba de calor, então, este coeficiente é dado por,

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

2.1.6.2 Ciclo de compressão de vapor real

O ciclo real de compressão de vapor, ou ciclo real de refrigeração difere do ciclo ideal ou padrão principalmente, devido à presença de irreversibilidades que ocorrem em vários componentes. Duas formas comuns de irreversibilidades são:

- atrito no escoamento do fluido (perda de pressão)
- transferência de calor entre o fluido frigorígeno e o ambiente envolvente, em todos os componentes.

A perda de carga na tubagem é resultado da fricção e da viscosidade do fluido, que aumenta ou diminui, consoante a temperatura a que circula. Como referido também anteriormente, os componentes do sistema não são adiabáticos e, sendo assim, trocam sempre uma pequena quantidade de calor com a sua vizinhança.

O processo de compressão real difere ainda substancialmente da compressão isentrópica assumida para o ciclo ideal, como se pode visualizar pela Figura 8. O fluido de trabalho não é uma substância pura, mas sim uma mistura entre refrigerante e óleo. Cada irreversibilidade no sistema requer trabalho adicional no compressor, diminuindo a eficiência do ciclo.

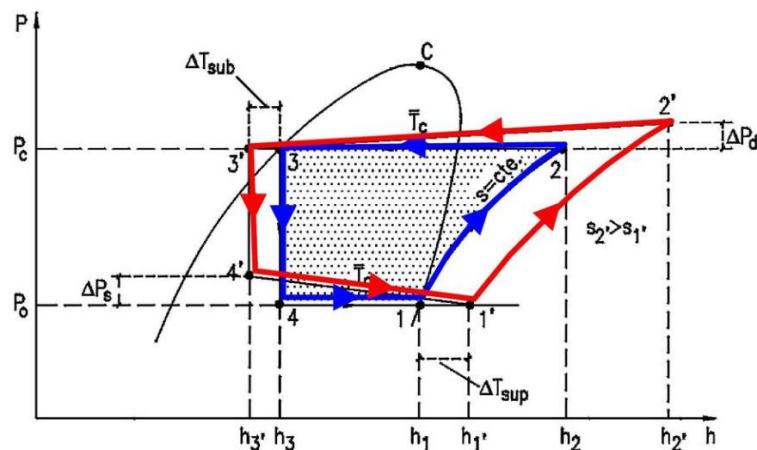


Figura 8 - Diagrama Pressão-Entalpia onde se comparam o ciclo de compressão de vapor ideal e o ciclo real (unirv, 2021)

Com a comparação entre os ciclos representados sob o diagrama Pressão-entalpia, é possível verificar que:

- A entropia que se mantinha constante na passagem do fluido pelo compressor no ciclo ideal, na realidade não se mantém, sendo a entropia do ponto 2 superior à entropia do ponto 1.
- A passagem do fluido pelo condensador, pontos 2 – 3, é no ciclo real caracterizada por uma ligeira perda de pressão devido à fricção e à configuração deste dispositivo
- O processo de expansão do fluido, que se traduz num abrupto abaixamento de pressão e, como consequência, da temperatura, é na verdade, não isentálpico, dado que a entalpia no ponto 4 é maior do que a entalpia no ponto 3.
- A pressão à entrada do evaporador é superior à pressão de saída, devido também à questão relativa à fricção e esta condição leva também a que a temperatura, representada pelas linhas isotérmicas, não se mantenha constante ao longo do evaporador, ao contrário do que era assumido para o ciclo ideal.

A distância entre o evaporador e o compressor, ou seja, a tubagem que os interliga, normalmente permite que o fluido adquira um pouco de calor, por forma a evaporar o líquido que possa ainda permanecer na entrada do compressor. Uma possibilidade é sobredimensionar o sistema (Dossat, 1961), para ter à entrada do compressor vapor sobreaquecido, de forma a garantir que o fluido está vaporizado na sua totalidade na entrada do compressor, ou seja, no ponto 1.

Devido à distância entre os dois componentes, vão existir perdas de carga por fricção e absorção de calor pelo fluido durante esse trajeto. O atrito provoca aumento de temperatura que juntamente com o calor absorvido do ambiente onde a tubagem se insere, provocarão um pequeno aumento na temperatura do fluido, permitindo que se evapore fluido ainda em estado líquido. A verdade é que não é garantido que isso aconteça, ou pode não ser o suficiente. Uma das soluções possível é a introdução de um pequeno reservatório, chamado de “acumulador de sucção”. Este pequeno depósito de líquido permite que apenas o vapor prossiga para a sucção do compressor, e, portanto, não comprometa a integridade deste componente principal (Santos, 2016)

2.1.6.3 Componentes principais de um ciclo de compressão de vapor

Podem ser enumerados os principais componentes de um sistema de compressão de vapor, e as suas funções primordiais:

Compressor:

O elemento compressor, Figura 9, promove o bombeamento do fluido refrigerante, que ao retornar do evaporador no estado gasoso é aspirado e bombeado para o condensador, causando baixa pressão no evaporador e alta pressão no condensador, além de elevar ainda mais a temperatura do fluido no estado gasoso.



Figura 9 - Compressores de refrigeração (Danfoss, 2021)

Condensador:

Tem como principal papel propiciar a dissipação do calor absorvido pelo fluido refrigerante ao longo do sistema de refrigeração. É no condensador, componente da Figura 10, que o vapor sobreaquecido ao perder calor para o meio ambiente, passa do estado gasoso para o estado líquido.



Figura 10 - Condensador (Danfoss, 2021)

Filtro secador:

É um elemento filtrante com material dessecante no seu interior. A principal finalidade deste componente é a retenção de impurezas e/ou humidade que possa existir no fluido frigorífero, Figura 11.



Figura 11 - Filtro secador (Danfoss, 2021)

Elemento de controlo:

A função do elemento de controlo é criar uma resistência à circulação do fluido frigorífero, com o objetivo de estabelecer um diferencial de pressão entre condensador e evaporador. O fluido frigorífero que idealmente deve entrar no estado líquido, passa pelo elemento de controlo, baixa consideravelmente a sua pressão segue em direção ao evaporador, com a pressão e sua temperatura diminuídas.

Pode ser aplicado um tubo capilar, Figura 13, uma válvula de expansão termostática, Figura 12 ou uma válvula de expansão eletrónica, Figura 14.



Figura 13 - Tubo capilar (Danfoss, 2021)



Figura 12 - Válvula de expansão termostática (Danfoss, 2021)



Figura 14 - Válvula de expansão eletrónica (Danfoss, 2021)

Evaporador

É no evaporador, componente da Figura 15, ao encontrar um ambiente de baixa pressão, que o fluido frigorigéneo passa do estado líquido para o estado gasoso, absorvendo no processo calor do ambiente interno de um refrigerador.



Figura 15 - Unidade evaporadora (Ciabe, 2021)

2.1.7 Sobreaquecimento e subarrefecimento

2.1.7.1 Sobreaquecimento

No ciclo de compressão de vapor ideal, o fluido entra no lado da sucção do compressor sob a forma de vapor saturado, proveniente do evaporador. Controlar este estado, pode, na prática ser muito complicado (Çengel & Boles, 2011) e pode conduzir a que entre alguma quantidade de fluido no estado líquido na forma de pequenas gotas. A entrada de pequenas gotículas de líquido no compressor pode dar origem a alguns problemas, como referido anteriormente. Os principais são:

- Quebra de componentes internos devido à incompressibilidade do fluido;
- diluição do óleo de lubrificação pela presença de fluido frigorigéneo líquido nas paredes dos cilindros em compressores alternativos. O fluido pode eventualmente diluir o óleo, diminuindo drasticamente a sua eficiência de lubrificação;
- Outro problema causado pela presença de fluido frigorigéneo líquido nos cilindros está relacionado com a possibilidade de ocorrência de danos nas válvulas, resultantes da ação da erosão promovida pelo líquido.

Nos sistemas que funcionam com válvula de expansão termostática, o fluido frigorífero à saída do evaporador está no estado de vapor sobreaquecido. A transferência de calor entre o meio em que a tubagem está instalada e o fluido frigorífero durante seu percurso desde a saída do evaporador até a entrada do elemento responsável pela compressão, contribui para o sobreaquecimento, Figura 16.

A medição do sobreaquecimento de um sistema permite obter informação da diferença de temperatura do fluido à entrada do compressor em relação à temperatura de vapor saturado à mesma pressão. Graficamente, pode ser observado no diagrama Pressão-Entalpia, pela pequena linha que separa o ponto 1 e o ponto 2.

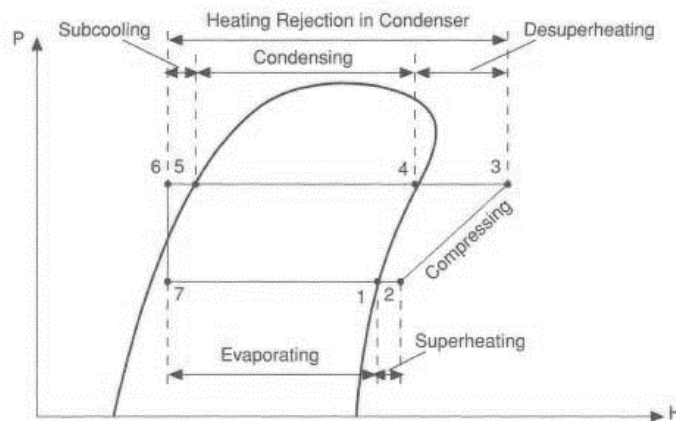


Figura 16 - Diagrama *Pressão-Entalpia* onde se denota o sobreaquecimento e o subarrefecimento (basicmechanicalengineering, 2021)

O sobreaquecimento não deve também ser muito alto, dado que pode levar a que seja afetado o rendimento do evaporador. O que deve acontecer é um equilíbrio para que maximize a eficiência dos dois elementos. Normalmente os valores para o sobreaquecimento estão num intervalo de 3 a 7°C. (Dossat, 1961)

O valor do sobreaquecimento contribui consideravelmente para o desempenho global do ciclo. Se o sobreaquecimento ocorrer ainda dentro do meio que se pretende arrefecer, tanto o trabalho como a carga de arrefecimento, aumentam. Normalmente caracteriza-se este sobreaquecimento como útil, e não provoca grande alteração no valor do coeficiente de desempenho. Se o sobreaquecimento acontecer na tubagem, por absorção de calor do meio em que se insere, apenas aumentará o trabalho

mecânico. Este sobreaquecimento é considerado inútil, uma vez que apenas irá aumentar o trabalho do compressor e diminuir o COP.

O sobreaquecimento aumenta a temperatura final da compressão, sendo então necessária uma maior área de superfície para o condensador. De igual modo, aumenta o volume específico do fluido que entra no compressor, reduzindo a sua capacidade.

No seguimento, e contabilizando o sobreaquecimento produzido, os ganhos de calor provenientes da tubagem de aspiração e as quedas de pressão, que se verificam devido à viscosidade do fluido, às curvas e singularidades nas tubagens e no evaporador, resultam num aumento do volume específico e, conseqüentemente, a um aumento do trabalho no compressor, para poder operar o ciclo. Isto sucede porque o trabalho requerido pelo compressor é proporcional ao volume específico do fluido refrigerante à entrada do compressor

2.1.7.2 Subarrefecimento

No ciclo de compressão de vapor ideal, é assumido que o fluido esteja no estado de líquido saturado, ou seja, sob linha de saturação, à saída do condensador, com a mesma pressão da descarga do elemento que comprime o fluido refrigerante. Mas no ciclo real isso na verdade raramente acontece (Potter, 2017). Existe sempre alguma perda de carga na tubagem de líquido. Verifica-se também alguma perda de calor para o meio envolvente externo, e isso pode levar a que haja uma vaporização parcial do líquido, limitando a passagem do fluido pelo do dispositivo de expansão, (válvula de expansão ou tubo capilar), diminuindo o desempenho do ciclo. Uma vez que é muito difícil o controlo perfeito na saída do refrigerante do condensador, opta-se então por subarrefecê-lo. Este intervalo pode ser facilmente observado no diagrama P-h da Figura 16.

O valor do subarrefecimento permite a leitura e contabilização da diferença de temperatura do fluido à saída do condensador em relação à temperatura do líquido saturado à mesma pressão. Esta condição, em que o fluido está no estado de líquido comprimido, pode conduzir a um aumento considerável na capacidade do sistema de compressão de vapor. Desta forma é possível que se obtenha um aumento na capacidade do fluido frigorígeno de absorver calor durante o processo de evaporação para a mesma intensidade de corrente consumida pelo compressor. Como tal, o fluido entra no evaporador com uma entalpia mais baixa, o que aumenta ligeiramente o efeito de arrefecimento e, portanto, o total de calor que pode ser absorvido. Esse ganho é

resultado também da redução das perdas no estrangulamento do dispositivo de expansão, sem custo adicional de trabalho mecânico.

Note-se, que a principal vantagem do subarrefecimento, é a perda de carga adicional que pode existir na linha de líquido sem que se verifique uma mudança de fase no fluido, garantindo-se assim que apenas entre fluido frigorífero no estado líquido pelo dispositivo de expansão.

A obtenção de subarrefecimento depende também do condensador e da diferença entre a temperatura de condensação do fluido refrigerante e a temperatura a que está o fluido envolvente.

2.2 Estado da Arte

Nesta secção serão apresentados alguns artigos e estudos descritos e publicados na bibliografia existente, relacionados com o tema desta dissertação. São expostas algumas patentes. Alguns dos autores descrevem os seus estudos e analisam resultados das suas experiências laboratoriais.

2.2.1 Patentes

2.2.1.1 Sistema combinado de refrigeração e ar condicionado

Neste trabalho (Espanha Patente Nº EP 1821050 A3 20091223 (EN), 2007), dos autores Varela Puente, Fernando Ramon, Pazos Fernandez e Luís José, foi desenvolvido um sistema que segue o ciclo de compressão de vapor e que opera simultaneamente como sistema de refrigeração industrial e também como sistema de ar condicionado.

Para que isso seja possível, são necessários pelo menos dois compressores, Figura 17. Estes, em funcionamento, comprimem o fluido frigorífero para um ponto comum, onde válvulas de expansão e permutadores de calor permitem que sejam realizadas as trocas com o compartimento a ser refrigerado e com o espaço a ser climatizado. O funcionamento do sistema de ar condicionado é alterado do modo de aquecimento para arrefecimento apenas actuando as válvulas de accionamento eléctrico acopladas ao sistema.

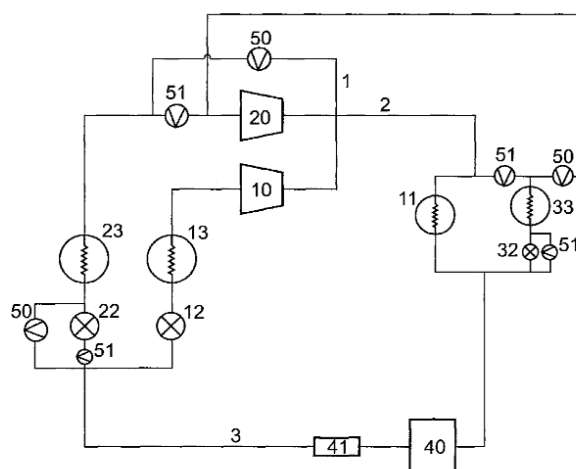


Figura 17 - Esquema de princípio da invenção (Espanha Patente Nº EP 1821050 A3 20091223 (EN), 2007)

2.2.1.2 Método para o acoplamento de um sistema de bomba de calor primária destinado a aquecer um edifício e/ou aquecimento de águas sanitárias a um ou mais sistemas de bomba de calor secundárias destinadas a baixar a temperatura de um espaço fechado e dispositivo para a realização do método.

Neste documento, (Holanda Patente Nº WO 2011/008089 A1, 2011), do autor Erney Errol Pinas, foi proposta uma unidade que através do seu ciclo de compressão de vapor, aquece água para consumo doméstico e/ou espaços habitacionais, ao mesmo tempo que refrigera um compartimento fechado de conservação de produtos. Para isso, consideraram uma bomba de calor primária, que utiliza o calor rejeitado pelo condensador para o trocar com água, recorrendo a um permutador de placas. Este sistema é composto pelo compressor primário, evaporador primário, dispositivo de expansão primário e o condensador que é partilhado por um segundo sistema. Os autores, desenvolveram a invenção em duas modalidades. Na primeira forma de execução prática, o circuito do fluido frigorigéneo secundário do sistema da bomba de calor secundária é acoplado ao circuito do fluido refrigerante primário do sistema da bomba de calor primária. Nesta modalidade, é possível ter um condensador, que é compartilhado pelos dois sistemas de bomba de calor usados no método. Na segunda modalidade, a invenção criada permite que os dois sistemas, o primário e o secundário não necessitem de estar próximos. Isto consegue-se acoplando um segundo condensador no circuito da bomba de calor secundária, que é utilizado para aquecer um compartimento habitacional ou para aquecer água quente sanitária.

Os autores deste dispositivo afirmam que esta invenção substitui um refrigerador convencional, congelador ou combinação destes e uma bomba de calor ou esquentador no interior de uma habitação. Como o dispositivo realiza as duas funções, conservação de produtos e aquecimento águas quentes domésticas, reduz-se o espaço necessário para a acomodação destes sistemas, tornando-se disponível na habitação. Desta forma, consegue-se também evitar o aquecimento desnecessário do local.

2.2.1.3 Método para recuperação de calor

Os autores, Guenter Haunschmidt, Alfred Lotter, Berthold Stiftinger, nesta investigação (Alemanha Patente Nº EP 1921401 B1 20140108 (DE), 2014) procuraram desenvolver um dispositivo que recupera calor à saída do compressor, onde o fluido refrigerante se encontra a alta pressão e alta temperatura, conforme Figura 18. O propósito do funcionamento do sistema é arrefecer um espaço, através de um evaporador. O acoplamento de um permutador antes do condensador, que é colocado no exterior do edifício, permite que grande parte do calor que seria rejeitado neste componente seja reaproveitado, sempre que necessário, para aquecimento de um outro fluido, como por exemplo a água. Assim, é conseguido o objetivo principal de arrefecimento do espaço, ao mesmo tempo que é resgatado calor que seria desperdiçado no processo.

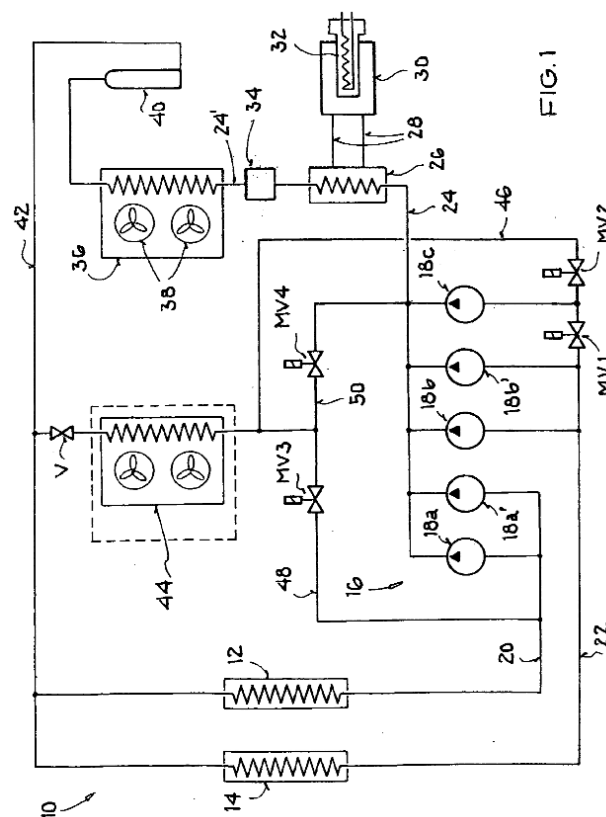


Figura 18 - Figura 18 Esquema de princípio do sistema considerado (Alemanha Patente Nº EP 1921401 B1 20140108 (DE), 2014)

2.2.2 Estudos

Os estudos encontram-se dispostos dos mais antigos para a atualidade.

2.2.2.1 *Uma bomba de calor para refrigeração em simultâneo*

White, Cleland, Cotter, Stephenson, Kallu e Fleming, (White , et al., 1997) analisaram um sistema que recorre ao ciclo de CO₂ transcrito. Verificou-se inicialmente a aplicabilidade deste sistema na indústria de processamento de comida, em que é utilizada uma bomba de calor, para produzir o efeito de refrigeração em equipamentos e, simultaneamente, a produção de água quente. Os resultados principais que se obtiveram demonstram que se consegue obter um COP superior a 3 com pressões de descarga do compressor entre 120 e 150 bar. Relativamente à redução de custos, a simulação permitiu observar que o custo total de energia reduziria em 33% e as emissões de CO₂ em 52%, em comparação com um sistema de refrigeração convencional e um sistema de caldeira a gás, em funcionamento separado.

2.2.2.2 *COP do refrigerador com armazenamento térmico*

Os autores, Neto, Padilha e Scalon, consideram que uma boa forma de poupar energia é reciclar a energia existente. (Neto, Padilha, & Scalon, 2008). Assim, consideram fundamental o aproveitamento das perdas térmicas dos equipamentos para que estas possam ser utilizadas como nova fonte de energia. Para comprovar que é possível fazê-lo, também numa pequena escala, construíram um sistema constituído por um reservatório vertical, devidamente isolado, para armazenamento de águas quentes e um aparelho frigorífico com o condensador modificado, Figura 19. Na experiência, os autores pretendem que o calor que normalmente é desperdiçado por este componente, seja introduzido no interior do depósito, para posterior consumo na habitação, analisando o coeficiente de desempenho do sistema. Verificou-se que o comportamento termodinâmico do sistema de refrigeração alterado não demonstrou mudanças significativas. Também se demonstrou satisfatória a quantidade de água quente produzida e o tempo de carregamento do depósito de armazenamento térmico.

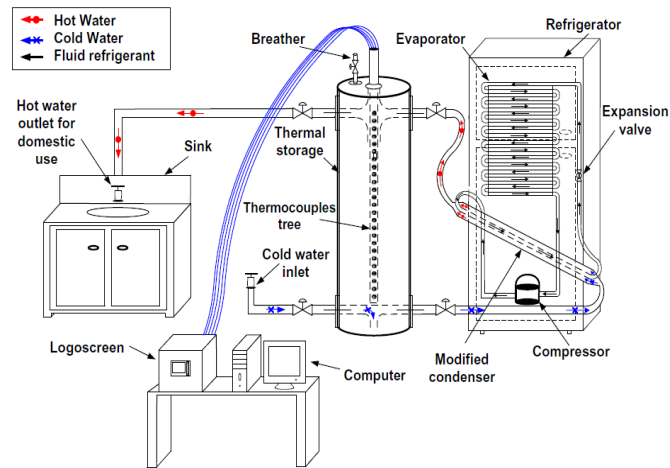


Figura 19 - Projecto do sistema térmico em experiência (Neto, Padilha, & Scalon, 2008)

2.2.2.3 *Acoplamento do refrigerador a um aquecedor de água e piso de aquecimento para economizar energia e reduzir as emissões de carbono*

O propósito para a realização das experiências relatadas neste artigo pelo autor Ben Romdhane Slama, partiu da necessidade de racionalizar a energia, (Slama, 2013). Foi explorada a utilização do calor retirado pelo fluido refrigerante a partir do interior de um sistema frigorífico de pequenas dimensões, primeiramente para o aquecimento de águas quentes sanitárias e depois para aquecimento em sistema de piso radiante, Figura 20. O autor construiu dois protótipos para a validação dos resultados que obteve teoricamente. Com isso comprovou que é possível alcançar temperaturas de 60°C e 50°C para o aquecimento de água doméstica e para o aquecimento de piso, respetivamente, sem que fosse alterada a temperatura de evaporação do fluido R13a (designação atribuída no documento consultado).

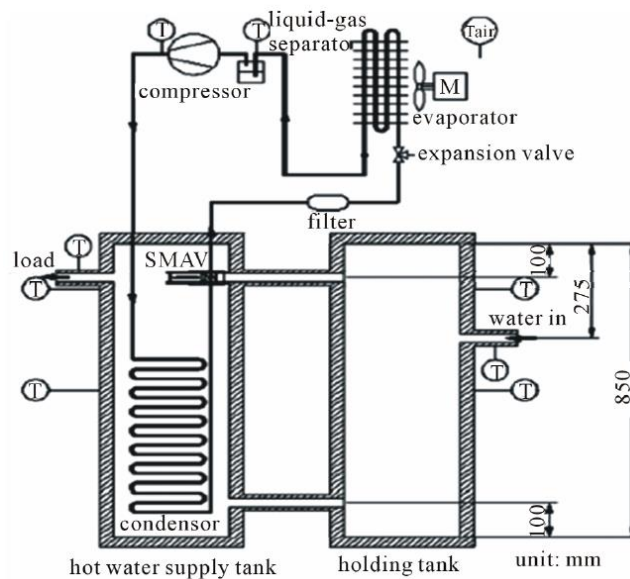


Figura 20 - Exemplificação em esquema do sistema utilizado para as experiências (Slama, 2013)

2.2.2.4 *Aplicação de ar condicionado de sala com recuperação de calor através de armazenamento melhorado para aquecimento de água doméstica em edifícios residenciais em Hong Kong*

Um sistema de reaproveitamento do calor rejeitado no condensador quando o ar condicionado arrefece espaços habitacionais, é proposto para análise, pelos autores Jie Jia e W. L. Lee (Jia & Lee, 2014). O sistema consiste num aparelho de ar condicionado, em que o arrefecimento primário do fluido frigorigéneo que advém do compressor é feito num depósito de água. Este depósito armazena a água quente para corresponder às exigências domésticas. Os autores conduziram o estudo na cidade de Hong-Kong, onde recolheram dados climáticos e necessidades de arrefecimento em 3 diferentes tipologias de habitação. Foram também analisados os consumos típicos para as diferentes horas do dia e avaliadas as necessidades de água quente. Para a estação em que é necessária a utilização do ar condicionado em modo de arrefecimento, as comparações efetuadas permitem concluir o objetivo de responder às necessidades aquecimento de água seja alcançado apenas com o uso do sistema avançado de armazenamento de calor recuperado. Os autores estimam que uma utilização mais ampla deste sistema permitiria uma potencial economia de energia e uma considerável redução das emissões de dióxido de carbono, o que corresponderia a 9,3 % da contribuição geral do sector doméstico. Clarificam que este sistema é digno de aplicação mesmo em ambientes populacionais densos, como é o caso de Hong-Kong.

2.2.2.5 Um impulsor da bomba de calor de água - água de propano para a produção de água quente sanitária: análise de desempenho sazonal de uma nova solução que otimiza COP

Os autores Tammaro et al, analisaram a possibilidade e a viabilidade da modificação termodinâmica num sistema de compressão de vapor. (Tammaro, Montagud, Corberan, Mauro, & Mastrullo, 2015). O pretendido é adaptar a pressão do condensador de uma bomba de calor, cujo fluido de trabalho é o propano (R290) de modo a maximizar o COP, enquanto se produz água quente sanitária até 60 C a partir de um dissipador de calor igual a 15 ou 25° C. O estudo foi desenvolvido para um hotel situado na região este da França, em Estrasburgo, em que o calor rejeitado no condensador era armazenado num grande depósito de água, para responder às necessidades de água quente de todo o edifício.

Foi utilizada uma combinação do software TRNSYS[®] com modelos específicos, de modo a estimar o desempenho da bomba de calor. Para as simulações, foram consideradas quatro diferentes temperaturas para a água na entrada do evaporador e mais quatro para a água que atravessa, em contracorrente, o condensador, para um total de vinte diferentes condições de trabalho. Os resultados permitiram aos investigadores verificar que o desempenho do sistema proposto foi satisfatório, e que é fortemente dependente das decisões tomadas em todo o sistema. Ou seja, a lógica de controlo que é definida. Concluíram também que o aumento da capacidade do depósito de armazenamento traria benefícios e economia na produção de água quente.

2.2.2.6 Modelação de sistemas de refrigeração comercial juntamente com armazenamento de água para melhorar a eficiência energética e realizar recuperação de calor

O trabalho executado pelos autores, Alessio Polzot, Paola D'Agaro, Paride Gullo e Giovanni Cortella, explora a viabilidade da utilização dos tanques de armazenamento de água para combate a incêndios em supermercados, para o subarrefecimento do fluido de trabalho nos sistemas de refrigeração de câmaras frigoríficas e vitrines. (Polzot, D'Agaro, Gullo, & Cortella, 2016).

É considerado o sistema básico de refrigeração comercial com dióxido de carbono, transcrito e subcrítico. Estes sistemas seguem o ciclo de compressão de vapor, com a utilização de dois compressores, de modo a que sejam satisfeitas as necessidades de média temperatura de evaporação (-10°C) e baixa temperatura de evaporação (-35°C). Numa primeira fase, a simulação foi feita na ausência de qualquer compressor auxiliar, de modo a tornar mais básico o controlo do retorno do óleo à unidade de compressão, com o objetivo de conter os custos. Nas simulações seguintes foi adicionado um

compressor auxiliar para realizar a compressão em paralelo, de modo a ser possível avaliar o seu efeito na energia total consumida. O estudo foi realizado para um supermercado situado na cidade de Génova, (norte de Itália), considerado um clima ameno. Concluíram que um ciclo de CO₂ com a condição de reforço, consome em média, mais 9 % de energia anual, quando comparado com um sistema em cascata que utiliza fluidos HFC's, para o mesmo propósito. Demonstraram também que realizar o subarrefecimento do ciclo num grande depósito de armazenamento permite uma redução nos consumos de energia de 2 a 4 %. A utilização do compressor auxiliar permite que sejam alcançados os consumos verificados para o ciclo semelhante a HFC. Segundo os autores, a compressão auxiliar com o subarrefecimento no depósito de armazenamento permite baixar o consumo total de energia do sistema até 9%, em relação ao sistema em comparação, bem como, que uma grande quantidade total de calor rejeitada durante todo o ano pode ser efetivamente aproveitada.

2.2.2.7 Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Nesta tese de mestrado, do antigo aluno de Mecânica, Tiago Soares, desenvolvida no laboratório da casa inteligente do ISEP, o autor caracterizou a eficiência energética de uma bomba de calor de expansão direta para o aquecimento de água doméstica. Utilizou painéis solares termodinâmicos colocados no exterior para recolher calor ao meio ambiente e dos ganhos solares, (Soares, 2016).

Analisou a evolução das temperaturas de condensação e as temperaturas no interior de um depósito, devidamente isolado, para as 24 h do dia.

Realizou um total de três ensaios com espaçamento temporal de dias da estação de inverno para verificação da influência dos raios solares e da temperatura exterior no coeficiente de desempenho do sistema. O valor médio para este coeficiente situou-se nos 4,12. O autor, verificou ainda que este valor ficaria muito perto de 5,0, no caso da temperatura da água no depósito descer para os 35°C. Também, verificou que o COP obtido durante o dia é aproximadamente 10% superior ao período noturno. O autor comparou resultados com os obtidos em ensaios realizados e publicados segundo a norma EN16147 para o SPF (em português, fator de desempenho sazonal), verificando um aumento de cerca de 12%. Refere também em conclusão que o aumento da temperatura exterior permite um aumento do SPF, entre 2 a 5%, e que um aumento na radiação solar não tem influência nos resultados.

2.2.2.8 Uma investigação experimental sobre a substituição de HFC134a por HFO1234yf num refrigerador doméstico

Segundo os autores, Ciro Aprea, Adriana Grecol e Angelo Maiorino, o sector doméstico é o que apresenta regras mais restritas em relação às regulações internacionais para o controlo do efeito de estufa. Dado que se pretende eliminar gradualmente a utilização dos refrigerantes HFC's, estes sugerem a utilização de um fluido substituto que não implique a substituição de qualquer componente dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. (Aprea, Grecol, & Maiorino, 2016). Assim, foi realizada uma investigação experimental onde se procedeu à introdução de um fluido HFO, no sistema frigorífico de um refrigerador doméstico, onde se avaliaram as principais diferenças na "performance" dos dois refrigerantes. Os resultados indicam que o refrigerante R1234yf permite que sejam alcançadas as mesmas temperaturas, tanto no interior do frigorífico como na divisão de congelação. Também, foi verificada uma redução no tempo do ciclo de funcionamento de aproximadamente 23%, bem como uma redução no consumo de energia de 2% para a carga de refrigerante de 110 g (100 para o R134a). A utilização deste fluido "eco-friendly" conduziu a uma pressão de condensação superior, o que se traduziu também numa maior razão de compressão. Isto também se deve ao menor volume específico do fluido na sucção do compressor. O desenvolvimento deste trabalho permitiu aos intervenientes reiterar que o fluido refrigerante R1234yf é uma boa alternativa ao R134a, tanto em equipamentos existentes como ao ser integrado em novos dispositivos.

2.2.2.9 Estudos de desempenho em refrigeradores domésticos adaptados com condensador refrigerado a água integrado à construção

O artigo estuda o desempenho de sistemas de refrigeração domésticos em que o condensador é arrefecido por água. (Sekhar & Raveendran, 2016). A energia que é retirada neste dispositivo e que é utilizada para o aquecimento de águas a nível residencial, é obtida por transferência de calor entre o fluido refrigerante e a água, com recurso a um permutador de placas, de acordo com a Figura 21.

Os autores, S. Joseph Sekhar e P. Saji Raveendran, verificaram que o COP obtido com a aplicação do permutador é entre 57 e 75% superior ao valor do sistema com o condensador arrefecido a ar. Referem ainda que a utilização deste componente reduz o consumo energético diário do sistema de 21 a 27%.

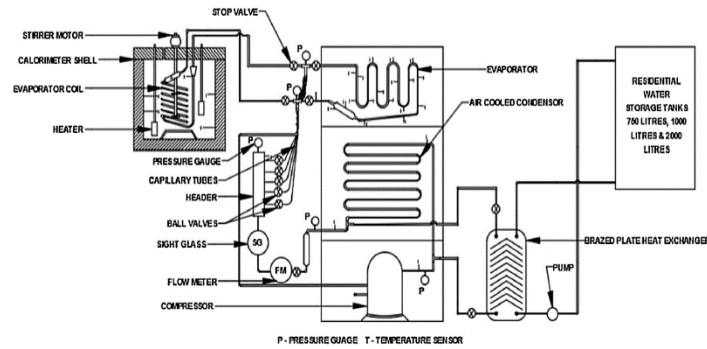


Figura 21 - Esquema legendado dos principais componentes do sistema projetado pelo autor (Sekhar & Raveendran, 2016)

2.2.2.10 Estudo experimental de R1234yf como um substituto imediato para R134a num frigorífico doméstico

Neste documento, (Flores, Muñoz, Reguera, & Babiloni, 2017) são exploradas as vantagens da utilização do refrigerante R1234yf como substituto direto do R134a em frigoríficos domésticos. Foram analisados, pelos autores, J.M. Belman Flores, A.P. Rodríguez Muñoz, C. Gutiérrez Pérez Reguera e A. Mota Babiloni os parâmetros de funcionamento em três refrigeradores com o fluido frigorigéneo mais ecológico, comparando-os com os que utilizavam o comum R134a. Uma das principais conclusões que se obteve revela que a substituição direta dos fluidos, sem que seja intervencionado qualquer dos componentes do sistema, permite obter um desempenho geral muito semelhante. Foi com a carga de 92,2 g de fluido frigorigéneo que foram obtidos os melhores resultados. No entanto, empregar o fluido com GWP de 1, conduz a um aumento do consumo energético de 4%. O estudo permitiu observar ainda que pequenas alterações no compressor e na dimensão ou comprimento do tubo capilar trariam melhorias ao rendimento do sistema, nomeadamente no consumo energético e na capacidade de arrefecimento. Desta forma, segundo os autores, este refrigerante apresenta grande atratividade para o uso em equipamento de pequenas dimensões.

2.2.2.11 Estudo do desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor que utiliza um evaporador tubo-a-tubo cónico enrolado e um condensador fluido frigorigéneo - água

Neste trabalho, (Salem, El Gamma, Abd Elaziz, & Elshazly, 2018) é estudado o aumento do coeficiente de desempenho de um sistema de compressão de vapor, através da configuração do evaporador e do condensador. Pela autoria de M. R. Salem, H. A. El

Gamma, A. A. Abd Elaziz e K. M. Elshazly, utilizam-se tubos de cobre para o escoamento interior de fluido refrigerante, inserido num outro tubo exterior para condução de água em contracorrente, para experimentalmente, investigar os parâmetros geométricos nas trocas de calor de evaporadores e condensadores, Figura 22. Foram considerados doze diferentes ângulos de conicidade, entre 0 e 135° e também diferentes torções, de 0,077 a 0,131. Na experiência foram ainda utilizados diferentes números de Dean para a água. Através do cálculo em correlações experimentais, foram obtidos os resultados pretendidos. Concluiu-se que o aumento do ângulo de conicidade do evaporador e do condensador conduz a um maior COP, e também a uma maior eficiência dos mesmos. O aumento da torção permite também melhores valores, verificando-se um aumento do COP de cerca de 17%. Diminuir os números de Dean da água de aquecimento do evaporador de duplo tubo e da água de arrefecimento do condensador aumenta o COP do sistema de refrigeração por compressão de vapor e a eficácia do evaporador e do condensador.

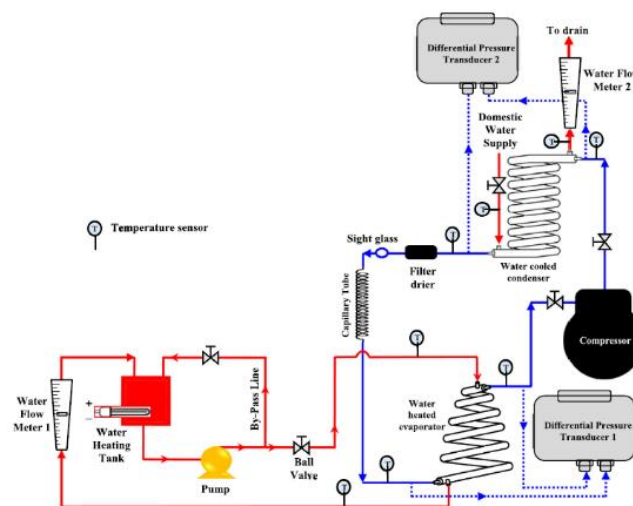


Figura 22 - Constituição do sistema em análise (Salem, El Gamma, Abd Elaziz, & Elshazly, 2018)

2.2.2.12 Projeto e construção de um secador integrado de recuperação de calor de tetrafluoroetano (R134a) para secagem de tecido em regiões tropicais

Neste trabalho foi demonstrada uma aplicabilidade do calor rejeitado no condensador de um sistema frigorífico. Utilizaram um refrigerador vertical doméstico para a análise da quantidade de água que conseguiria ser retirada pelo processo de secagem numa pequena câmara, (Onyeocha, Nwaigwe, Ogueke, & Anyanwu, 2020). O equipamento utilizado contempla uma parte inferior onde se pretende promover o arrefecimento, e

um compartimento superior destinado à secagem de peças de roupa, como pode ser observado na Figura 23. Utilizaram como fluido de trabalho o refrigerante R134a num normal ciclo de compressão de vapor. A taxa de remoção de água no compartimento de secagem situou-se entre os 0,19 e os 0,22 KgKw⁻¹ h⁻¹. Verificaram ainda que o calor residual recuperado foi quase na sua totalidade utilizado, com uma taxa de aproveitamento de energia de 92%. Foram alcançados os objetivos propostos e estimado um coeficiente de desempenho global para o sistema (COP) de cerca de 10,9. As temperaturas registadas para os dois compartimentos foram de 45°C para a câmara de secagem e 2°C para o compartimento de refrigeração. Os autores, Ebenezer I. Onyeocha, Kevin N. Nwaigwe, Nnamdi V. Ogueke e Emmanuel E. Anyanwu, sugerem que uma utilização pode ser dada tanto no armazenamento de bens alimentares e simultaneamente seca de roupa, bem como para fins de conservação agrícola, ou de cariz de empreendedorismo como é o caso das lavandarias.

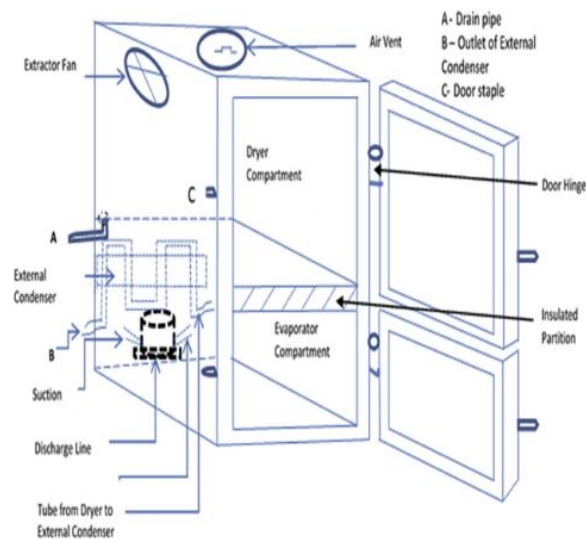


Figura 23 - Desenho 3D onde se identificam as principais características do sistema (Onyeocha, Nwaigwe, Ogueke, & Anyanwu, 2020)

2.2.2.13 Viabilidade da bomba de calor de fonte híbrida solar-geotérmica para a produção de água quente sanitária em climas quentes

O artigo centra-se na exploração da viabilidade de um sistema de bomba de calor, em que as fontes frias são coletor solar e geotérmico, em modo híbrido. Este sistema é utilizado para o aquecimento de água quente de uso doméstico, (Duarte, Paulino, Tavares, Maia, & Machado, 2020). O estudo foi realizado para três diferentes cidades do Brasil. Compararam este sistema com outros sistemas tradicionais de bomba de calor para produção de AQS. Foi utilizado como fluido de trabalho do sistema de compressão

de vapor o refrigerante natural R290 (propano). Os autores Willian M. Duarte, Tiago F. Paulino, Sinthya G. Tavares, Antônio A. T. Maia e Luiz Machado, consideraram modelos concentrados para cada componente do sistema, onde foi analisada a influência da temperatura ambiente, a radiação solar, a profundidade do poço e a temperatura da água no subsolo, de modo a permitir a determinação do COP, do tempo necessário para o retorno do investimento e da eficiência do coletor. Concluíram que uma bomba de calor de fonte híbrida apresenta melhores resultados em comparação com outro tipo de bombas de calor, nomeadamente o coeficiente de desempenho do sistema. A configuração que apresenta o menor tempo de retorno do investimento inicial foi a bomba de calor com apoio solar. Para as três cidades em estudo, o período desse retorno situou-se entre os 2,28 e os 4,45 anos.

2.2.2.14 Análise termo-económica e ambiental de um sistema de refrigeração por compressão de vapor de pequena capacidade que utiliza R290, R1234yf e R600a

No artigo, os autores Cleison Henrique de Paula, Willian Moreira Duarte, Thiago Torres Martins Rocha, Raphael Nunes de Oliveira, Ramon de Paoli Mendes e Antônio Augusto Torres Maia procuram, de entre três, o fluido refrigerante que apresente o melhor desempenho e que proporcione a maior eficiência, quando empregue em sistemas que utilizam o ciclo de compressão de vapor, (de Paula, et al., 2020). Com esse propósito, foi criado um modelo matemático, direcionado a sistemas de refrigeração de baixa capacidade, para a projeção do sistema mais eficiente, que apresente a maior performance e economia possível. O modelo permitiu concluir que o refrigerante de origem natural R290 (propano), apresenta o maior desempenho energético, o menor impacto ambiental e o menor custo para o fabrico de todo o sistema, de entre os três em comparação, o R1234yf, o R600a (isobutano) e o R290.

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 Realização experimental
- 3.2 Instrumentos de medição
- 3.3 Ensaios
- 3.4 Energia consumida vs. Energia recuperada

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Realização experimental

Para a análise da viabilidade do reaproveitamento do calor rejeitado por máquinas frigoríficas, foram utilizados dois equipamentos principais. Um frigorífico do tipo *Side by Side* com 794 litros de volume bruto e um depósito de inércia desenhado propositadamente para a realização da experiência. Este depósito, construído em cobre, com uniões soldadas por brasagem, foi isolado, de modo a minimizar as trocas de calor do sistema com a vizinhança. No interior deste depósito, com 125 litros de capacidade, foi colocada uma tubagem de cobre em espiral de 19 mm, que insere o condensador, construído de forma a que o processo de troca de calor entre o fluido frigorigéneo e a água se desenvolva em contracorrente. Com o estabelecimento da ligação frigorífica entre os dois equipamentos, é possível que a operação de conservação ou congelamento dos alimentos, em que é retirado o calor do compartimento onde se inserem, produza um aumento de temperatura na água de circulação e/ou na água de inércia.

Características principais do equipamento frigorífico utilizado:

- **Marca:** General Electric;
- **Volume bruto:** 794 litros;
- **Fluido frigorígeno:** R134a;
- **Carga de fluido:** 0,167 kg;
- **Potência absorvida:** 325 W;
- **Capacidade de congelação:** 14 kg em 24 horas;
- **Ano de fabrico:** 2000;
- **Aplicação:** Doméstica e comercial

A realização experimental pode ser dividida em três momentos principais. A construção e montagem do sistema em si (construção do depósito, adaptação no condensador), a realização das três tipologias de ensaios e o tratamento dos dados retirados.

A experiência foi realizada no laboratório de AVAC do ISEP, Figura 24.



Figura 24 - Disposição dos equipamentos no laboratório LAVAC F108

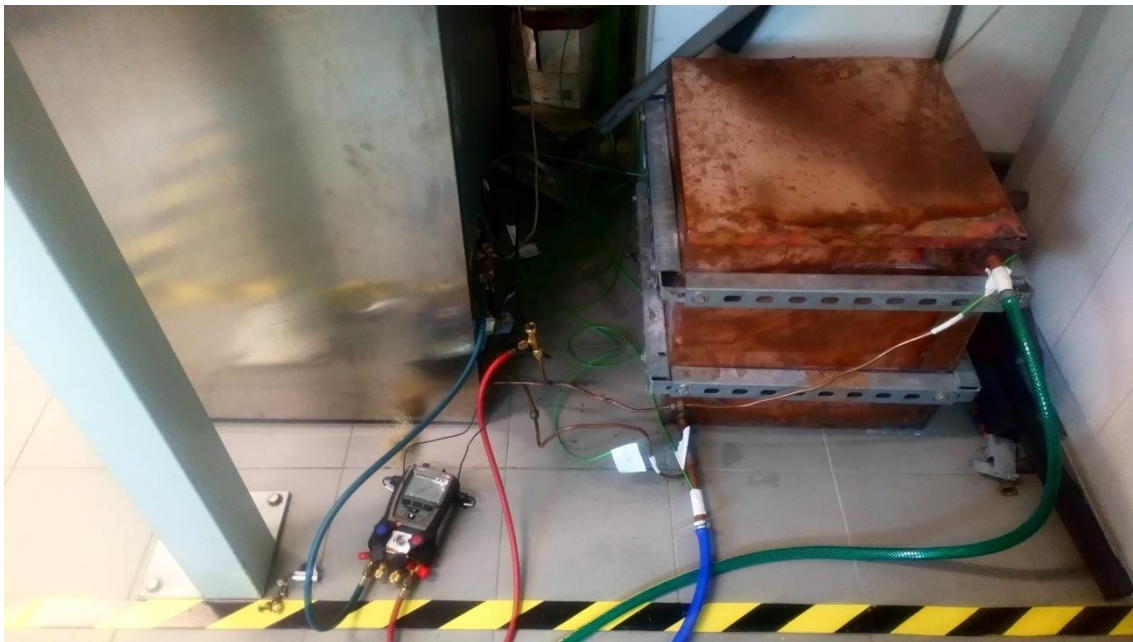


Figura 25 - Posicionamento do depósito de inércia e das ligações na tubagem para o equipamento de registo de pressão

3.1.1 Plano de medições

De modo a ser possível determinar a quantidade de calor rejeitado pela máquina frigorífica em análise, e que poderia ser reaproveitado, tornou-se necessária a obtenção direta de algumas propriedades. Assim, foi elaborado um plano de medições, onde constam também os intervalos de medição, o número identificativo para os inputs do *Datalogger*, bem como o seu posicionamento na instalação.

Estes valores de temperatura, pressão, potência e caudal, permitirão obter as propriedades de interesse, para o cálculo do calor introduzido na água pelo condensador de tubo duplo em contracorrente, bem como as potências reais do evaporador e do compressor.

A utilização do *add-in Coolprop*, permitirá a obtenção das propriedades com maior rigor, uma vez que este nos fornecerá valores resultantes do cálculo de funções das equações de estado, em vez de interpolações lineares entre valores tabelados.

Pretende-se o registo dos dados a cada minuto, em ensaios que terão a duração de 24 horas. Serão executadas 3 diferentes tipologias de ensaios. No primeiro, far-se-á a leitura das propriedades com o condensador do frigorífico exposto apenas à convecção natural do ar ambiente, de modo a aproximar o funcionamento do equipamento a uma situação normal no interior de uma habitação. No segundo ensaio, o depósito será utilizado como acumulador de inércia, estando cheio de água, assim como o tubo em contracorrente, mas sem existir circulação pelo interior do permutador. O último e mais relevante, será executado na condição em que se pretende que se obtenha o maior desempenho e economia do equipamento. Fazendo passar água entre a superfície exterior do condensador e a superfície interior da tubagem em espiral, com recurso a uma bomba circuladora, pretende-se que seja removido o máximo de calor tanto da água de inércia como do fluido frigorigéneo.

Na Tabela 1 são apresentados os dados do plano de medições.

Tabela 1 - Tabela do plano de medições

Nº/Letra	Designação	Sigla	Unidade medida	Número identificação Datalogger	Intervalo de medição	Equipamento de medição utilizado	Exactidão
1	Temperatura saída evaporador	TSE	°C	1	1 min	Termopar K	± 0,35 %
2	Temperatura entrada compressor	TEC	°C	-	1 min	Sonda de temperatura NTC	± 0,5 °C
3	Temperatura saída compressor	TSC	°C	2	1 min	Termopar K	± 0,35 %
4	Temperatura entrada permutador	TEP	°C	3	1 min	Termopar K	± 0,35 %
5	Temperatura saída permutador	TSP	°C	4	1 min	Termopar K	± 0,35 %
6	Temperatura entrada LOOP	TEL	°C	5	1 min	Termopar K	± 0,35 %
7	Temperatura saída LOOP	TSL	°C	6	1 min	Termopar K	± 0,35 %
8	Temperatura entrada Dispositivo	TED	°C	7	1 min	Termopar K	± 0,35 %
9	Temperatura saída Dispositivo	TSD	°C	8	1 min	Termopar K	± 0,35 %
10	Temperatura entrada evaporador	TEE	°C	9	1 min	Termopar K	± 0,35 %
A	Temperatura entrada água	TEA	°C	10	1 min	Termopar K	± 0,35 %
B	Temperatura saída água	TSA	°C	11	1 min	Termopar K	± 0,35 %
C	Temperatura interior depósito	TID	°C	12	1 min	Termopar K	± 0,35 %
D	Temperatura interior congelador	TIC	°C	13	1 min	Termopar K	± 0,35 %
E	Temperatura interior frigorífico	TIF	°C	14	1 min	Termopar K	± 0,35 %
F	Temperatura ambiente envolvente	TAE	°C	15	1 min	Termopar K	± 0,35 %
G	Pressão entrada compressor	PEC	bar	-	1 min	Analizador de refrigeração	± 0,5 Fs
H	Pressão saída compressor	PSC	bar	-	1 min	Analizador de refrigeração	± 0,5 Fs
I	Potência compressor	PC	Watt	-	1 min	Wattímetro	± 1,2 %
J	Caudal água de circulação	CAC	m ³ /h	-	5 min	Contador volumétrico de água	± 5 %

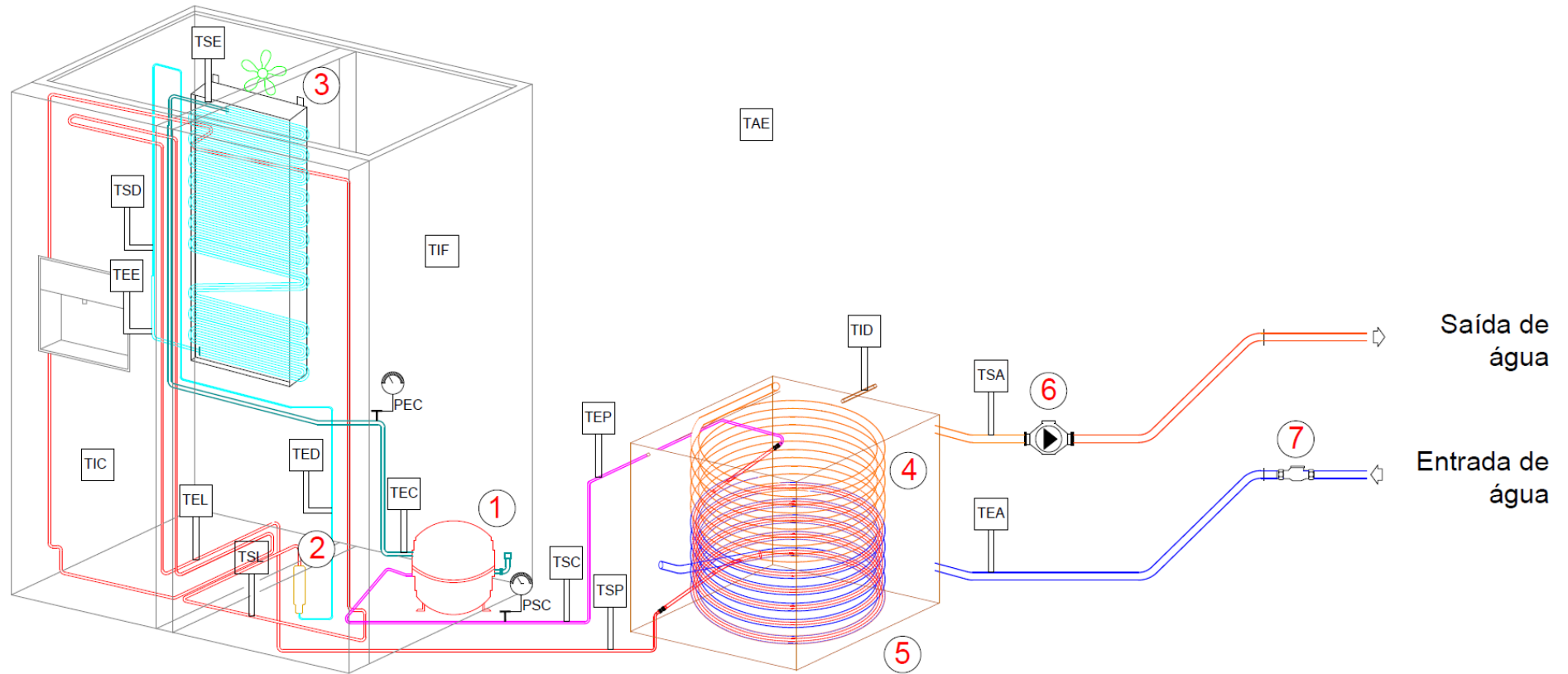


Figura 26 - Esquema de princípio do sistema construído (desenho AutoCad) (Anexo 4)

Os números distribuídos no desenho da Figura 26, identificam os principais componentes do sistema. Este esquema de princípio encontra-se legendado e em folha apropriada no Anexo 4.

Na Tabela 2, encontram-se identificados os componentes.

Tabela 2 - Identificação dos principais componentes do sistema

Número	Descrição
1	Compressor
2	Tubo capilar
3	Evaporador de convecção forçada
4	Permutador fluido frigorigéneo-água inserido no depósito de inércia
5	Depósito de inércia
6	Bomba circuladora de água
7	Contador Volumétrico de água

3.2 Instrumentos de medição

Para a medição das diferentes temperaturas que se pretendem monitorizar no sistema frigorífico modificado, foi utilizado um equipamento para registo das temperaturas lidas pelos termopares. Esse registo foi efetuado por um *Datalogger* (Anexo 7). Foram ligados a este dispositivo 15 termopares, de modo a cobrir todos os pontos de interesse no sistema.

Os termopares utilizados foram produzidos através de cabos com dois diferentes condutores metálicos, de modo a criar uma ligação do tipo K (*cromel – alumel*).

Para validar as extensões de termopares produzidas, utilizou-se um calibrador através de banho térmico do tipo bloco seco, (Anexo 6), de modo a classificar as incertezas neles contidas.

Para a determinação do desvio, foi utilizado um intervalo de 125°C (de -25 a 100°C), de modo a determinar o erro, para corrigir os valores obtidos. Foram executadas provas a cada 12,5°C, sendo comparadas as temperaturas (do banho e do termopar).

Tabela 3 Registo na medição crescente de temperatura, para calibração dos termopares

Medição	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Banho	-25,01	-12,50	0,01	12,50	25,00	37,52	50,00	62,50	75,00	87,50	100,00
Sonda	-22,30	-10,70	0,80	13,00	25,10	37,40	48,60	62,40	75,40	88,80	102,30
Erro	2,71	1,80	0,79	0,50	0,10	0,12	1,40	0,10	0,40	1,30	2,30

Tabela 4 Registo na medição decrescente de temperatura, para calibração dos termopares

Medição	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Banho	100,01	87,50	75,00	62,49	50,00	37,49	25,01	12,50	-0,01	-12,50	-25,01
Sonda	102,40	89,00	75,80	63,10	50,30	37,50	25,20	13,00	1,10	-10,60	-22,10
Erro	2,39	1,50	0,80	0,61	0,30	0,01	0,19	0,50	1,11	1,90	2,91

O erro máximo que se verificou foi para o extremo negativo, onde a temperatura estabelecida foi de -25,00 °C. Para esta temperatura, o desvio para a temperatura real do banho foi de 2,91 °C. Este é, portanto, o erro máximo que se obtém numa medição realizada com recurso a estes termopares, para esta gama de temperaturas.

Todas as temperaturas obtidas pelo *Datalogger* foram devidamente corrigidas.

Foi também utilizado um dispositivo para o registo das pressões, à entrada e à saída do compressor. Para isso, recorreu-se ao modelo 570 da Testo, (Anexo 8). Este equipamento permite que sejam armazenados os valores registados através de medição em série.

O consumo do frigorífico foi obtido e registado com recurso a um analisador da FLUKE, do modelo 1736, (Anexo 9). Este aparelho de medida permite, além da leitura de potência, o registo de outras unidades, tais como, tensão e corrente e a obtenção do fator de potência.

3.3 Ensaios

Para que fosse possível quantificar o calor que é rejeitado pelo sistema em análise, foram utilizadas diferentes metodologias. Realizaram-se, um total de três diferentes tipologias de ensaios. Com os ensaios da tipologia 1, pretende-se que seja aproximado o funcionamento do sistema nas diferentes situações do quotidiano. No segundo ensaio, o funcionamento do sistema frigorífico sem que haja consumo de AQS, e, portanto, sem circulação de água pelo permutador. No terceiro ensaio, água a circular pelo permutador fluido frigorígeno - água, simulando o consumo de água quente.

Os ensaios foram realizados para a condição de não abertura de portas. Acomodaram-se no lado do congelador, 15 kg de água, armazenada em garrafas de 5 litros. Do lado da conservação dos alimentos, foram colocadas 30 garrafas de 0,2 litros de cerveja e pequenas embalagens de consumíveis. Esta opção de carga térmica foi tomada tendo em conta os estudos conduzidos por (Hasanuzzaman, Saidur, & Masjuki, 2008) e por (Flores, et al., 2019).

3.3.1 Ensaios tipologia 1 – Permutador exposto à convecção natural

O primeiro ensaio, foi executado com o permutador do sistema frigorífico exposto apenas à convecção natural do ar. Neste ensaio, o permutador está com água, mas sem circulação. Desta forma, pode ser determinada a *performance* do ciclo, o calor retirado e dissipado e a capacidade de refrigeração do equipamento, para a situação em que o frigorífico operava, antes de qualquer alteração no sistema. Assim, será possível a comparação do equipamento inicial com o sistema de reaproveitamento introduzido.

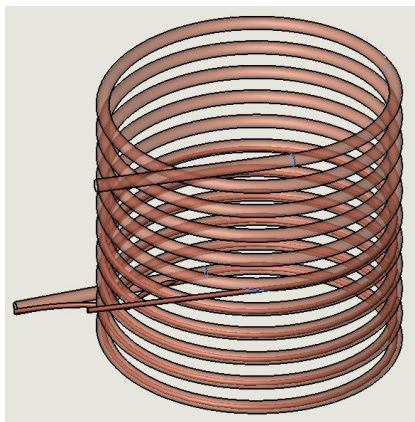


Figura 27 - Permutador construído em tubo de cobre

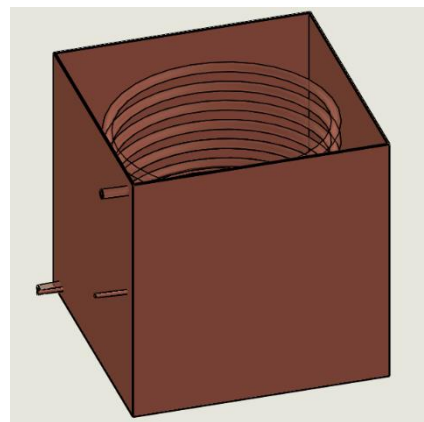


Figura 28 - Depósito de inércia construído para o propósito dos ensaios

Na Figura 27 encontra-se o desenho do permutador construído para a realização dos ensaios. Este condensador modificado é constituído por tubo de cobre de $\frac{3}{4}$ de polegada, com uma extensão de 12 metros. Dentro deste, e concêntrico, foi colocado o condensador propriamente dito, em tubo de cobre $\frac{1}{4}$ de polegada, para circulação do fluido frigorígeno. A extensão desta tubagem foi executada para o mesmo volume de fluido do condensador original, pelo que a carga de fluido frigorígeno não foi alterada. Esta tubagem foi calculada em 6,67 metros lineares.

A tubagem em espiral que insere o permutador de calor tubular foi colocada no interior do depósito de inércia, feito com chapa de cobre, com um volume total de 125 litros, Figura 28.

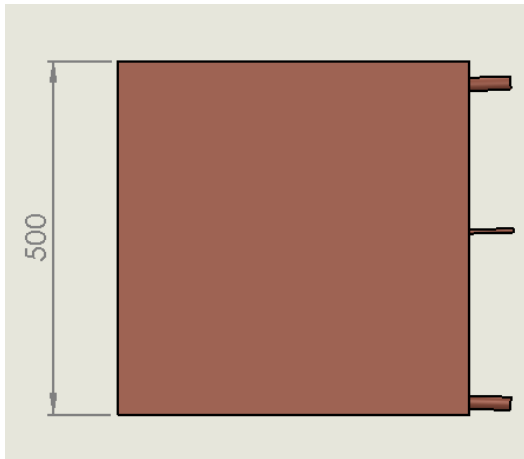


Figura 29 - Dimensão da altura na vista de lado

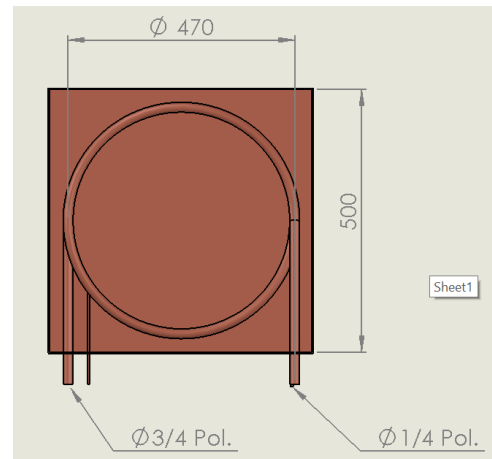


Figura 30 - Dimensões na vista de cima

A Figura 29 denota a altura do depósito construído. O depósito é um cubo de lado 500 mm, que insere um permutador fluido refrigerante – água com diâmetro de 470 mm, Figura 30.

3.3.1.1 Contabilização da energia dissipada no condensador

Para saber a energia total que é rejeitada pelo condensador durante o funcionamento do equipamento ao longo de um dia, procedeu-se à conversão da potência dissipada neste permutador em energia por minuto. Assim, somando todos os minutos do dia, obtemos a energia total que pode ser reaproveitada.

Pela fórmula da energia,

$$E_{out} = P \times \Delta T \quad (9)$$

Em que, E_{out} representa a energia dissipada no condensador, em J, P a potência em W, e ΔT a variação do tempo em s, na Equação 9.

Para cada minuto de medição, a energia é dada pela Equação 10,

$$E_{out} = P \times 60 \quad (10)$$

Utilizando os resultados do ensaio 1 e para o minuto 95, calcula-se a energia anteriormente enunciada, Equação 11.

$$E_{out} = 641,94 (J/s) \times 60 s \quad (11)$$

$$E_{out} = 38,52 kJ \quad (12)$$

Que representa a energia dissipada pelo condensador durante esse minuto, calculada na Equação 12.

Para o mesmo ensaio, a soma das energias em cada minuto resulta em 37,03 MJ, ou seja, a energia total dissipada ao longo das 24 horas da medição.

E transformando esta energia total do dia em kWh, para mais facilmente ser interpretado e quantificado o seu peso, através da Equação 13,

$$E_{out} = 37,03 / 3600 \quad (13)$$

$$E_{out} = 10,28 kWh \quad (14)$$

A energia total que se transfere para o ar ambiente, durante 24 horas de funcionamento do equipamento é, portanto, de 10,28 kWh, resultado da Equação 14, com o equipamento a operar, apenas sujeito à convecção natural do ar.

A energia que foi gasta para o funcionamento do equipamento pode ser obtida pela integração da potência ao longo de um dia. Assim, contabilizando a potência média registada pelo analisador para cada minuto, temos,

$$\int_0^t (1 \text{ dia}) P dt \quad (15)$$

$$\sum_{\Delta t} P \quad (16)$$

Em que P significa potência, dada em W.

O integral da Equação 15, pode ser aproximado ao somatório dos pequenos intervalos de tempo, neste caso ao somatório dos minutos, Equação 16, para a obtenção da potência.

3.3.1.2 COP da Bomba de calor e do frigorífico

Para a determinação do COP_{BC} , utilizou-se a energia total que é fornecida ao compressor ao longo de um dia e a energia que é dissipada no condensador, para o mesmo período. Do mesmo modo, para a determinação do COP_R , utilizou-se a energia total que se retira do interior do lado frigorífico.

Tabela 5 - Resultados dos ensaios da tipologia 1

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W_{in}	COP_{BC}	COP_R	Q_{in}	Q_{out}
	°C	°C	kWh/dia			kWh/dia	kWh/dia
Ensaio 1	20,53	0,30	3,35	3,07	2,11	7,07	10,28
Ensaio 2	20,51	0,29	3,46	3,02	2,07	7,15	10,44
Ensaio 3	20,43	0,16	3,59	3,04	2,08	7,46	10,93
Ensaio 4	20,55	0,26	3,42	3,06	2,10	7,19	10,48
Ensaio 5	23,67	0,20	4,53	2,99	1,99	9,01	13,53
Ensaio 6	23,26	0,37	4,33	2,99	2,00	8,66	12,95
Ensaio 7	20,68	0,17	3,15	3,02	2,08	6,55	9,52
Ensaio 8	20,57	0,21	2,99	3,03	2,10	6,27	9,06
Ensaio 9	20,73	0,29	3,06	2,97	2,04	6,25	9,10
Ensaio 10	21,59	0,42	3,54	3,02	2,06	7,30	10,69
Ensaio 11	20,80	0,17	3,20	3,07	2,12	6,81	9,84
Ensaio 12	20,67	0,28	3,05	3,07	2,13	6,48	9,35

Na Tabela 5 encontram-se os resultados obtidos para cada um dos ensaios realizados da tipologia 1. Nos ensaios nº 5 e nº 6 foram devolvidos ao ar ambiente um total de 13,53 e 12,95 kWh. Estes valores superiores à média, são justificados pelas temperaturas ambiente envolvente médias mais altas de entre todos os ensaios.

A Figura 31, mostra a evolução da temperatura à saída do compressor (TSC) e da temperatura à entrada do evaporador (TEE), ao longo do ensaio 1 da tipologia 1.

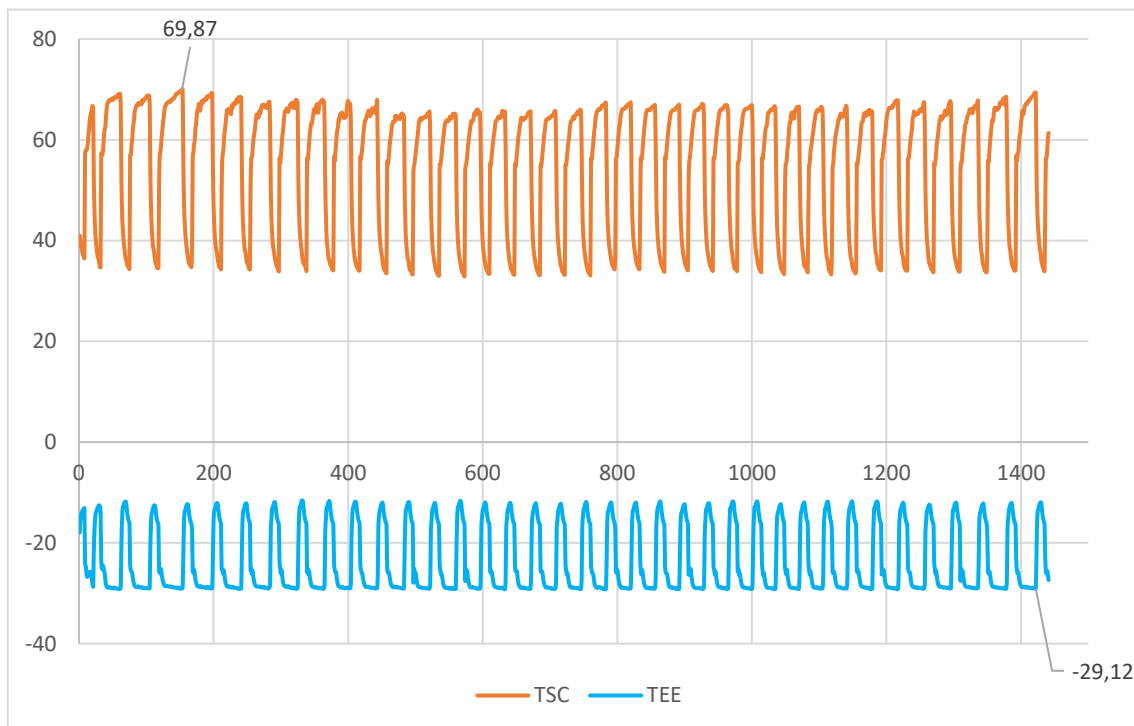


Figura 31 Evolução da temperatura à saída do compressor (TSC) e da temperatura à entrada do evaporador (TEE), ao longo do ensaio 1 da tipologia 1.

Para o ensaio 1 da tipologia 1, a temperatura mais alta que se verificou para o fluido à saída do compressor (TSC), foi de 69,87 °C, Figura 31. Para essa temperatura e nesse instante, o manómetro registou 1,42 MPa, pressão relativa. A temperatura mais baixa foi de -29,12 °C, quando o fluido se encontrava em mistura, à entrada do evaporador (TEE).

A diferença de temperatura máxima atingida entre estes dois pontos (temperatura mais alta e temperatura mais baixa) foi de 98,94 °C, encontrada para o minuto 153, do mesmo ensaio.

O dispositivo de expansão que a máquina frigorífica insere para a realização do abaixamento abrupto da pressão, conseguido entre o lado da alta pressão e do lado da baixa pressão do sistema é um tubo capilar. A temperatura à entrada do capilar registado para o ensaio nº 5 desta tipologia, situou-se entre os 34,05 °C, valor mais alto, e os 14,60 °C, valor mais baixo. À saída do dispositivo, o valor mais baixo alcançado foi de -24,05 °C, como pode ser verificado pelo gráfico da Figura 33.

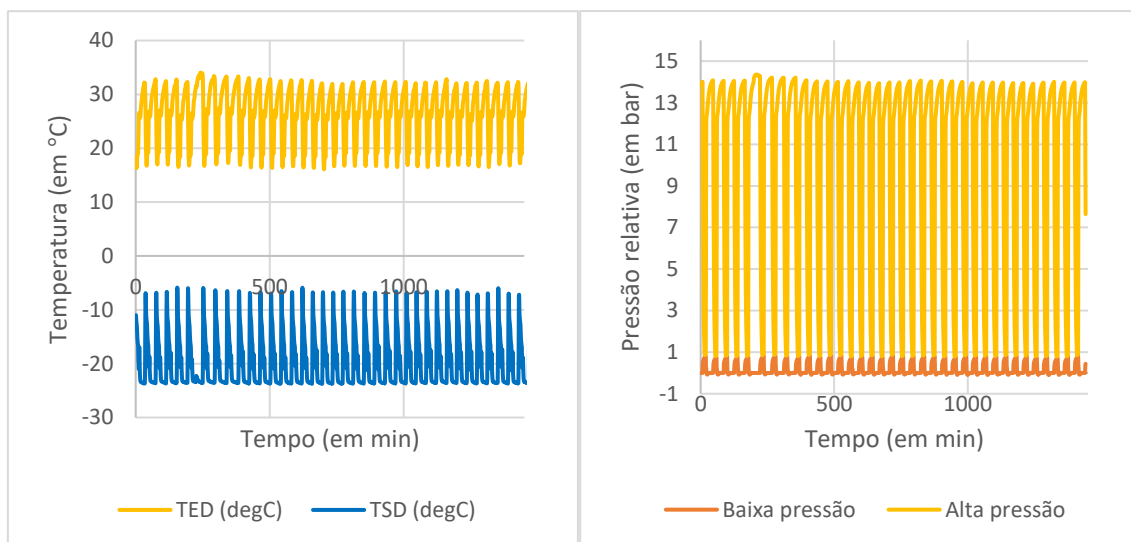


Figura 33 - Temperatura à entrada do dispositivo de expansão (TED) e temperatura à saída do dispositivo de expansão (TSD) ao longo do ensaio 5 da tipologia 1

Figura 32 - Valores registados no lado da baixa pressão e valores registados no lado da alta pressão do sistema ao longo do ensaio 5 da tipologia 1

Para este equipamento, a pressão relativa à entrada do dispositivo de expansão, teve um máximo de 14,36 bar, quando o compressor esteve a operar. O valor mais baixo de pressão relativa foi de -0,09 bar. Pelo gráfico da Figura 32 também é possível observar que nos períodos em que não existe compressão, os valores tendem a equalizar. A pressão mínima verificada no lado da alta situou-se nos 0,78 bar e o máximo da baixa pressão, nos 0,84 bar.

A linha a vermelho, entre 1e e 1, representa o sobreaquecimento que o fluido frigorígeno sofre, antes de entrar no compressor.

Entre os pontos 2 e 2s, o fluido baixa a sua temperatura e a sua entalpia, antes de entrar no condensador, o que se denota pela linha a verde do ciclo.

As linhas a roxo e a azul claro, que se situam entre os pontos 3 e 3s, o subarrefecimento do fluido entre a saída do condensador e a entrada do dispositivo de expansão.

Para o minuto considerado, o subarrefecimento tem um valor baixo e o sobreaquecimento tem um valor alto, o que permite obtenção de maior quantidade de energia retirada pelo evaporador e menor trabalho exigido ao compressor. (Dossat, 1961).

No gráfico da Figura 35, é possível observar a tendência, de aumento do calor retirado no interior do frigorífico (Q_{in}) e do calor cedido ao meio envolvente (Q_{out}), com o aumento da temperatura medida no interior do laboratório.

Tal é explicado pelas trocas de calor, resultado do aumento do diferencial de temperatura que se verifica entre o ar ambiente e as paredes envolventes do frigorífico.

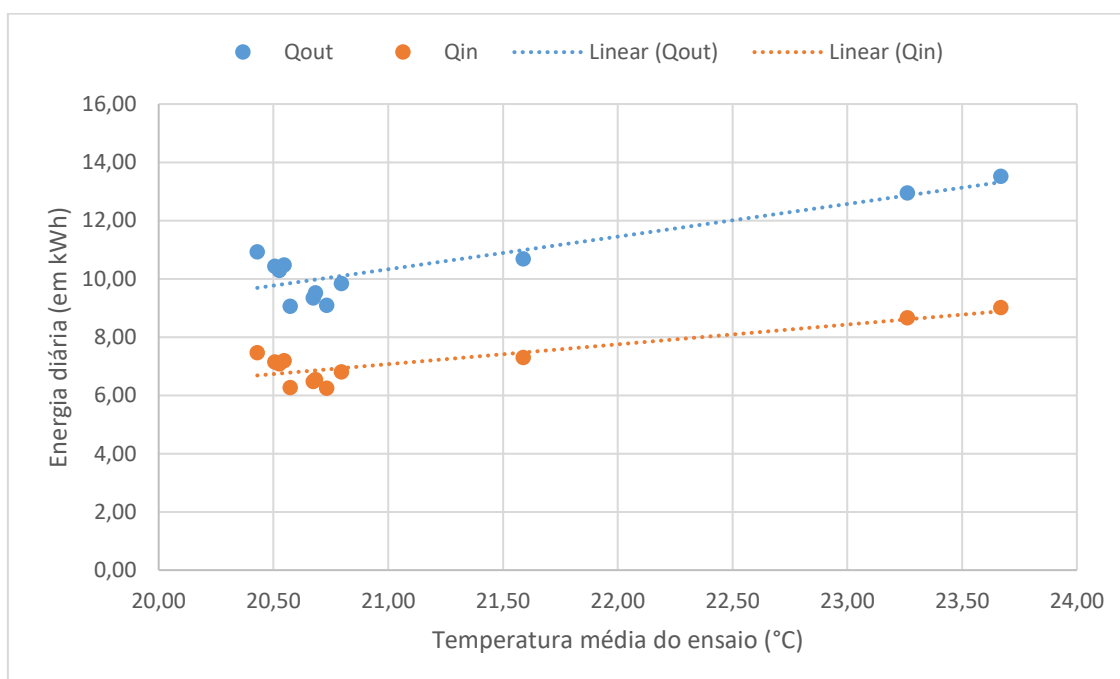


Figura 35 - Gráfico relativo ao calor que entra e ao calor que sai do sistema em função da temperatura, para os 12 ensaios da tipologia 1

3.3.2 Ensaio tipologia 2 – Permutador imerso, com água no depósito de inércia

Para o ensaio que se descreve, o depósito foi abastecido com água, para que o calor rejeitado pelo condensador fosse introduzido na água de inércia do depósito. Procedeu-se também ao enchimento da tubagem de água do permutador, de modo a que o condensador esteja inundado. Neste ensaio, a água do permutador está parada, e serve de veículo de transferência. Esta configuração foi pensada de forma a simular o período em que não existe consumo de água quente e em que não há circulação de água em contracorrente no permutador. Assim, a energia dissipada não é desperdiçada, uma vez que é acumulada no depósito construído para esse efeito.

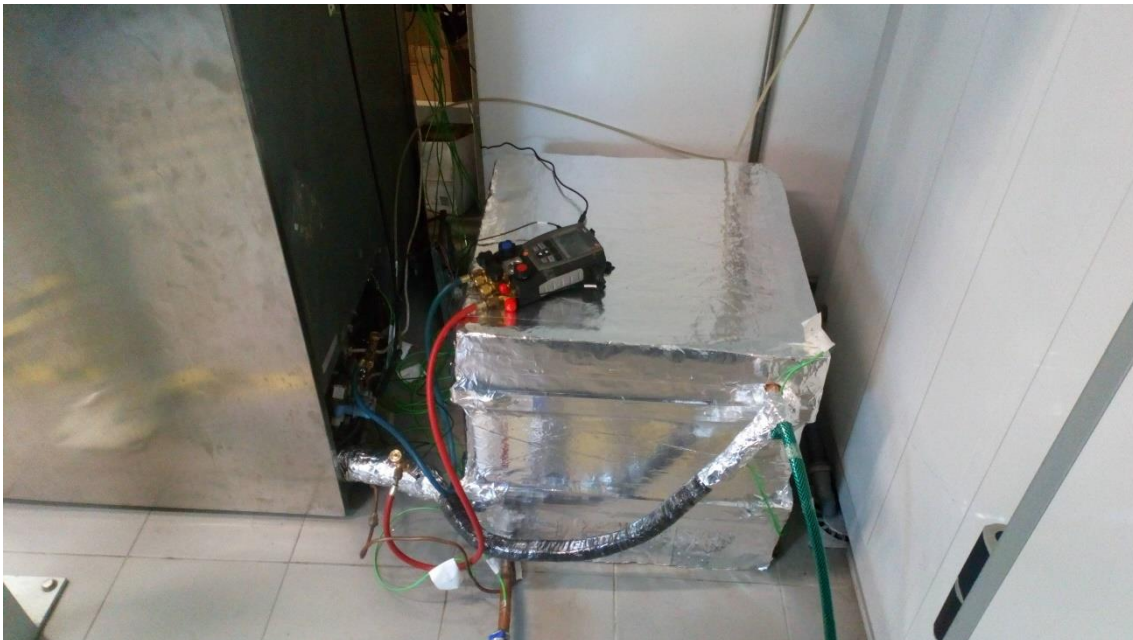


Figura 36 - Depósito de inércia isolado para os ensaios da tipologia 2

Na Figura 36 mostra-se o depósito de inércia isolado, com as ligações frigoríficas estabelecidas para o frigorífico. Para este ensaio, encheu-se o depósito com água, assim como a tubagem de $\frac{3}{4}$ do permutador.

A Figura 37 mostra o ciclo no diagrama Pressão – Entalpia, para o minuto 1008, do ensaio 1, desta tipologia.

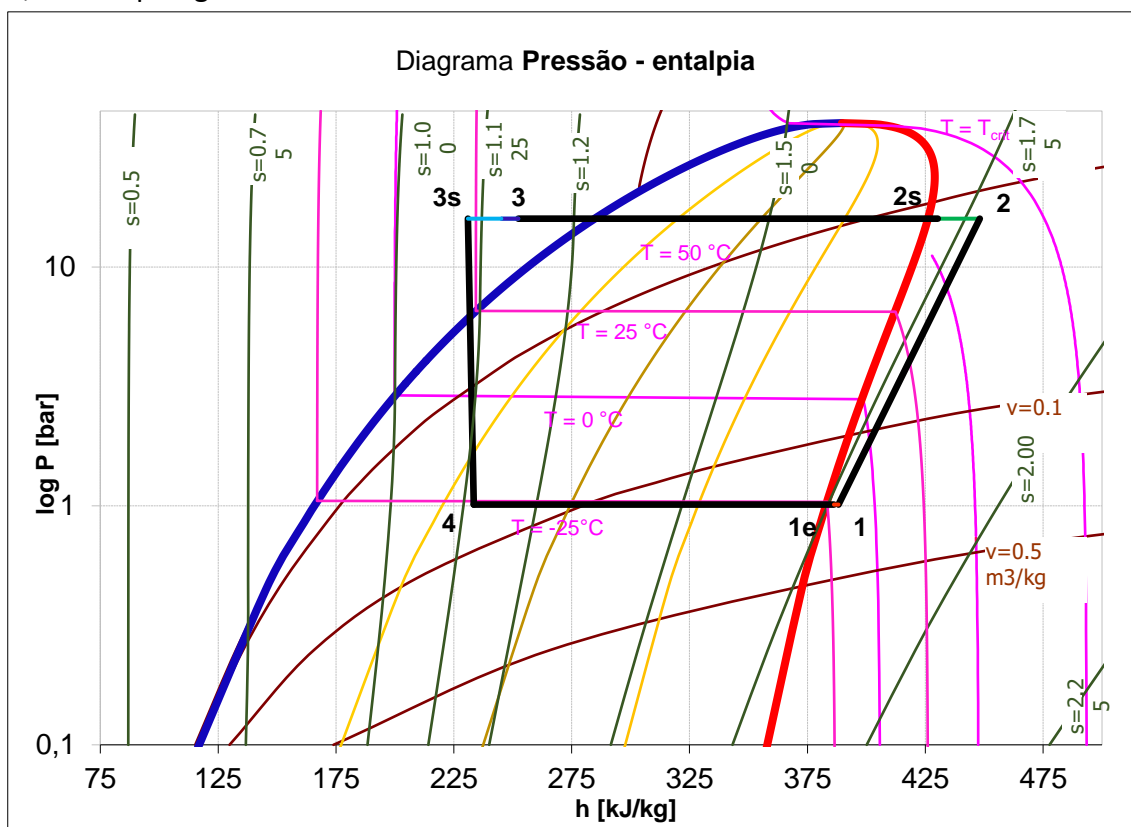


Figura 37 - Diagrama Pressão - Entalpia para o minuto 1008 do primeiro ensaio da tipologia 2

Na Tabela 6 encontram-se organizados os dados obtidos após tratamento dos valores registados pelos equipamentos de medição.

Tabela 6 - Dados relativos aos ensaios da tipologia 2

	TAE _{média}	σ	W _{in}	COP _{BC}	COP _R	Q _{in}	Q _{out}	TID Inicial	TID Final
	°C		kWh/dia a			kWh/dia	kWh/dia a	°C	°C
Ensaio 1	21,08	0,21	5,06	3,45	2,45	12,41	17,47	25,79	56,46
Ensaio 2	21,13	0,35	5,57	2,96	1,96	10,93	16,49	56,47	63,81
Ensaio 3	21,98	0,45	5,77	2,79	1,79	10,30	16,06	63,80	66,17
Ensaio 4	23,80	0,16	4,31	3,34	2,37	10,19	14,39	30,33	54,36
Ensaio 5	24,05	0,23	5,83	2,89	1,89	11,01	16,84	54,37	64,71
Ensaio 6	23,25	0,19	6,06	2,79	1,79	10,84	16,89	64,72	67,15
Ensaio 7	22,36	0,18	4,31	3,36	2,38	10,26	14,46	30,97	53,35
Ensaio 8	22,14	0,11	5,74	2,93	1,93	11,09	16,83	53,41	62,18
Ensaio 9	22,02	0,18	5,95	2,83	1,83	10,89	16,84	62,21	64,07

Esta tabela incorpora duas colunas extra que identificam as temperaturas iniciais no interior do depósito de inércia aquando do início do ensaio, bem como a mesma temperatura registada no final deste ensaio da tipologia 2.

Esta tipologia de ensaios foi realizada em sequência. Ou seja, o equipamento esteve em funcionamento durante 3 dias consecutivos, sendo registados os valores de medição em cada dia. A temperatura da água de inércia, no interior do depósito, no final de cada ensaio diário, é a temperatura de início do novo ensaio.

De notar que a energia gasta para o arrefecimento e congelamento no interior do frigorífico, para um determinado espaço temporal, aumentou, comparando com os ensaios das outras tipologias. No entanto, ao mesmo tempo foram elevados 125 litros de água de uma temperatura ambiente para uma temperatura superior.

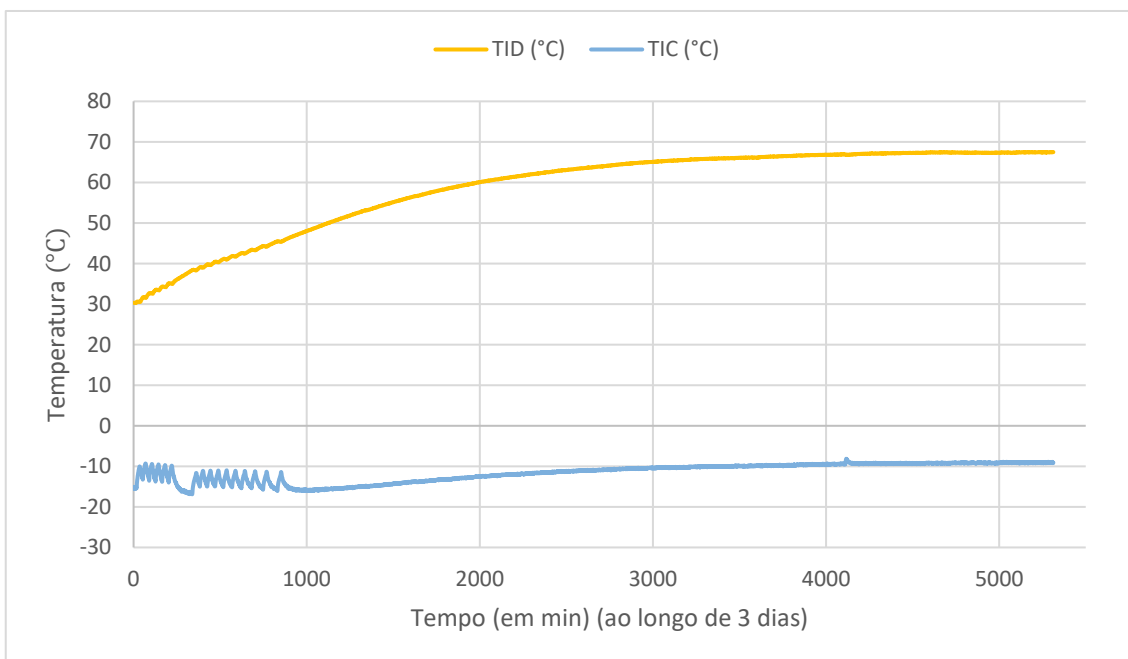


Figura 38 – Gráfico da evolução da temperatura da água no interior do depósito (TID – Temperatura Interior Depósito) e da temperatura no congelador (TIC – Temperatura Interior Congelador), para os ensaios 4,5 e 6 da tipologia 2.

Na Figura 38, pode ser observada a evolução da temperatura da água no interior do depósito de inércia (TID) ao longo de 3 dias.

Observa-se também que, a temperatura da água do depósito estabiliza, no final do terceiro dia, a uma temperatura máxima de 67,57 °C.

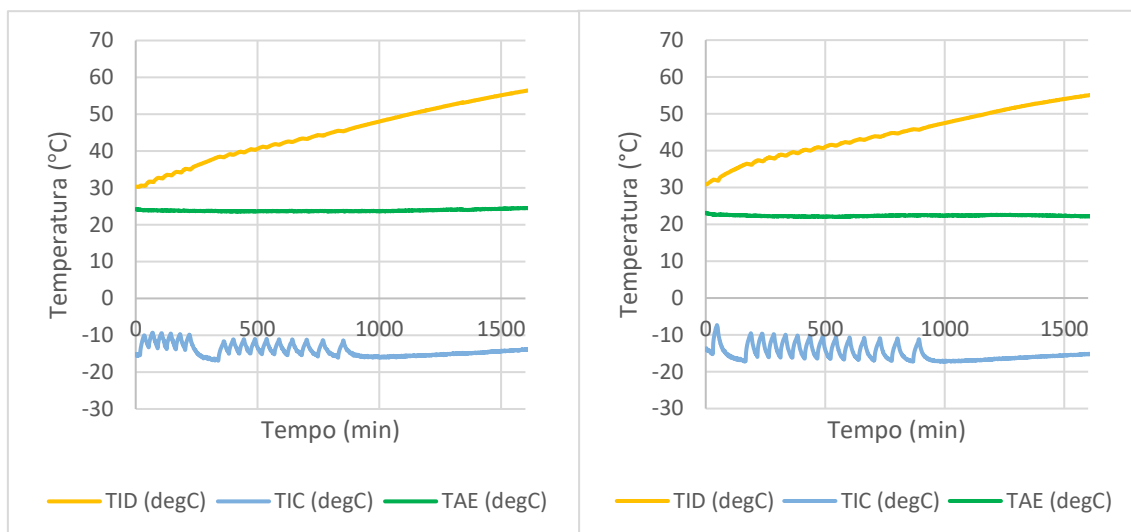


Figura 39 - Evolução da temperatura interior do depósito (TID) e da temperatura interior do congelador (TIC), ao longo do ensaio 4 da tipologia 2

Figura 40 – Evolução da temperatura no interior do depósito (TID) e da temperatura interior do congelador (TIC), ao longo do ensaio 7 da tipologia 2

Conforme se pode observar pelos gráficos da Figura 39 e Figura 40, a temperatura da água no interior do depósito vai aumentando nas primeiras horas do ensaio, não impedindo que o equipamento alcance o objetivo de manter o espaço interior do congelador à temperatura requerida. No entanto, isso deixa de acontecer após o minuto 889, ou seja, decorridas aproximadamente 15 horas após o início deste ensaio 7 da tipologia 2. Isso acontece porque a temperatura da água no interior do depósito não permite que se estabeleçam as trocas de calor necessárias e exista dissipação suficiente de calor no permutador. Consequentemente, o fluido, na passagem pelo evaporador, não recolhe a quantidade de calor suficiente para que seja alcançada a temperatura negativa necessária no interior do congelador e que permita a paragem do equipamento. A partir deste minuto, o compressor fica a trabalhar em contínuo e a temperatura de *setpoint* não é alcançada.

Pelo mesmo gráfico, observa-se também que, tal sucede quando a temperatura da água de inércia no interior do depósito alcança os 45,70 °C, para a temperatura ambiente envolvente (TAE), para o mesmo instante, de 22,35 °C.

Para os restantes ensaios da tipologia 2, o instante em que deixa de ser possível ao equipamento satisfazer o requisito de temperatura no espaço do congelador é em média após o minuto 851.

3.3.3 Ensaio tipologia 3 – Permutador imerso com circulação de água em contracorrente

A última tipologia de ensaios foi realizada nas mesmas condições da tipologia anterior, mas com circulação de água pelo permutador. Para isso, foi introduzida no sistema uma bomba circuladora. Desta forma, a superfície exterior do condensador permanece em contacto com água corrente, em contra fluxo com o fluido refrigerante. Esta configuração permite que se maximize a transferência de calor entre os dois fluidos, permitindo a rejeição de uma maior quantidade de calor no condensador deste sistema modificado, conduzindo a ciclos mais curtos e diminuindo, conseqüentemente, a quantidade de energia que é fornecida ao elemento compressor.

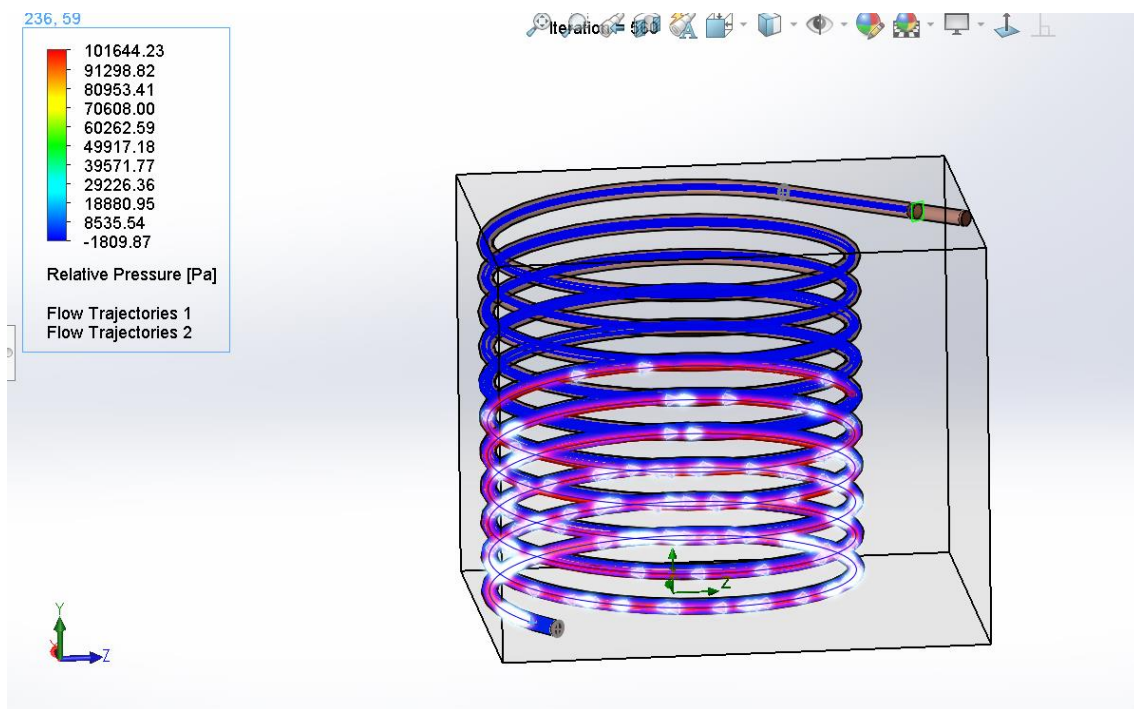


Figura 41 - Água (a azul) em contracorrente com o fluido refrigerante (a roxo/violeta). Modelo realizado e analisado, através do Flow Simulation, do SolidWorks

A Figura 41 mostra a configuração da tubagem escolhida para o permutador. O fluido entra a meia altura, quente, e sai na parte inferior do depósito, com a temperatura reduzida. A água fria entra na parte inferior do depósito, e sai junto à parte de cima, com o calor que retirou do condensador e da água de inércia.

Com esta configuração é possível que se tire o máximo rendimento deste equipamento, uma vez que a água, após passar e recolher calor do condensador, recolhe também o calor da água de inércia, até sair junto à parte superior do depósito. Assim como o fluido frigorígeno, que sai pela parte inferior, onde a água é introduzida à temperatura da rede de abastecimento.

Tabela 7 - Dados relativos aos ensaios da tipologia 3, sem considerar o consumo da bomba

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W_{in}	COP _{BC}	COP _R	Q_{in}	Q_{out}
	°C	°C	<i>kWh/dia</i>			<i>kWh/dia</i>	<i>kWh/dia</i>
Ensaio 1	20,81	0,22	2,60	3,53	2,65	6,89	9,18
Ensaio 2	20,77	0,14	2,54	3,51	2,64	6,71	8,93
Ensaio 3	21,11	0,52	2,50	3,50	2,64	6,58	8,75
Ensaio 4	22,47	0,27	3,40	3,58	2,64	8,96	12,18
Ensaio 5	22,11	0,22	3,35	3,52	2,56	8,57	11,79
Ensaio 6	22,16	0,32	2,93	3,40	2,49	7,30	9,97
Ensaio 7	22,08	0,24	2,90	3,57	2,62	7,60	10,34
Ensaio 8	22,00	0,24	2,87	3,57	2,63	7,55	10,25
Ensaio 9	22,40	0,22	2,85	3,55	2,61	7,44	10,11
Ensaio 10	22,85	0,28	2,98	3,58	2,62	7,81	10,67
Ensaio 11	22,72	0,19	2,91	3,57	2,61	7,61	10,38
Ensaio 12	22,56	0,23	2,90	3,57	2,62	7,61	10,38

Os dados fornecidos pela Tabela 7, não contemplam o consumo associado à potência elétrica da bomba que estabeleceu a circulação da água pelo permutador do sistema criado. Numa instalação, esta hipótese só seria possível quando existisse efetivamente consumo de água, e a circulação fosse provocada pela diferença de pressão entre a pressão da rede introduzida na tubagem e a pressão atmosférica exterior.

Na prática, esta solução apenas se verificaria em momentos pontuais ao longo de um dia, pelo que a adição de uma bomba circuladora poderia ser apropriada, dependendo das aplicações.

A Figura 42, denota o ciclo no diagrama Temperatura – Entropia, para o minuto 128 do ensaio 10 desta tipologia. Para este instante, o equipamento verificou um valor de sobreaquecimento de 9°C.

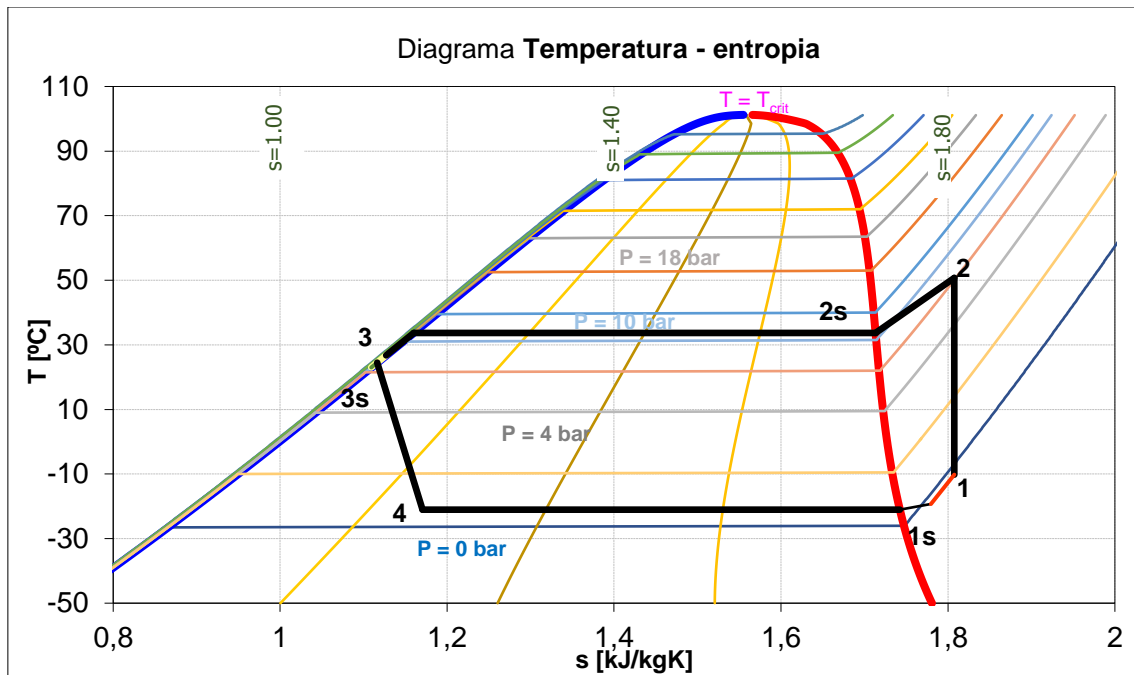


Figura 42 - Diagrama Temperatura - entropia para o minuto 128 do ensaio 10, tipologia 3

No gráfico da Figura 43 é possível observar que no decorrer do ensaio, a temperatura no interior do depósito vai aumentando (de 22,80 para 26,72 °C).

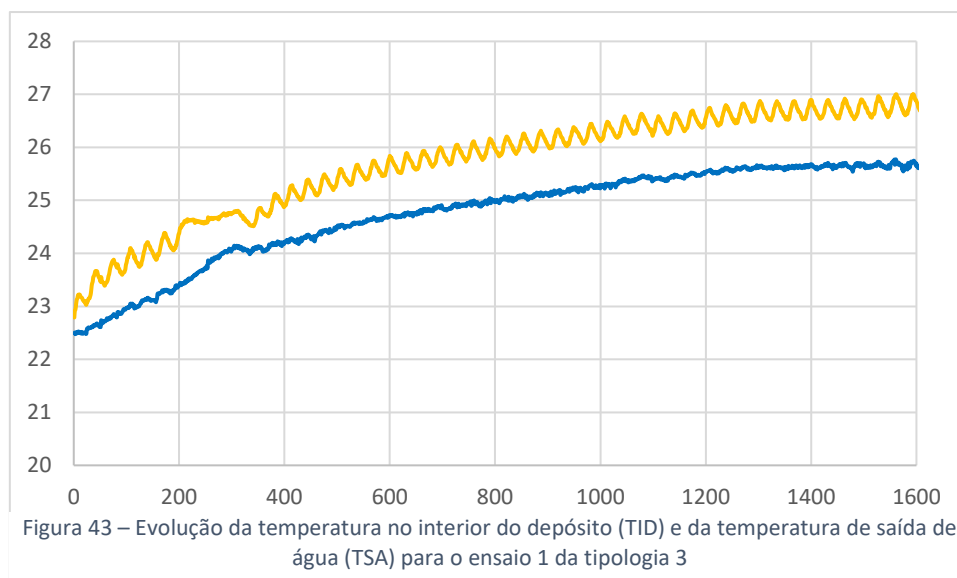


Figura 43 – Evolução da temperatura no interior do depósito (TID) e da temperatura de saída de água (TSA) para o ensaio 1 da tipologia 3

O calor que não é absorvido pela água que circula pelo interior do permutador, é cedido à água de inércia, sendo aproveitado. Por sua vez, a água de circulação, adquire o calor cedido pelo fluido frigorífero, no interior do permutador, e sai a uma temperatura superior. Essa água de saída também vai vendo aumentada a sua temperatura ao longo dos 1440 minutos do ensaio, uma vez que também recebe o calor da água de inércia e como esta água parada vai aumentando a sua temperatura, a água de circulação segue essa tendência.

Para este ensaio, o balanço do calor pode ser expresso por,

$$\dot{Q}_{\text{água circulação}} = \dot{Q}_{\text{condensador}} + \dot{Q}_{\text{água inércia}} \quad (17)$$

Em que,

$\dot{Q}_{\text{água circulação}}$ é o calor que é adquirido pela água ao circular pelo interior do permutador, dado em W.

$\dot{Q}_{\text{condensador}}$, o calor que é dissipado pelo condensador inserido no permutador, em W

$\dot{Q}_{\text{água inércia}}$ representa o calor inserido na água no interior do depósito de inércia, em W

A água que circula pelo interior da tubagem do permutador vai adquirir o calor cedido pelo condensador, mas também o calor da água de inércia. Assim, esta água armazenada, ao ir cedendo o seu calor, permite que não se eleve muito a sua temperatura, minimizando a consequência do abaixamento do desempenho do equipamento frigorífico.

Como referido anteriormente, nos ensaios realizados da tipologia 3, com o objetivo de retirar calor ao permutador, a circulação da água pela tubagem foi assegurada por uma bomba. O caudal médio debitado por esta, na terceira velocidade, foi de 8 litros/min. O consumo eléctrico da bomba, foi, em média, de 80 J/s.

A bomba utilizada apresenta as seguintes características principais:

Tabela 8 – Características principais da bomba de circulação utilizada

Tipo de bomba	Marca	Modelo	Tipo func.	Consumo eléctrico (W)	Altura manométrica (m)
Rotor encapsulado	BAXI	15-40 130	Caudal constante	80	4

Na Tabela 9, inserem-se os resultados dos ensaios da tipologia 3, com a adição do consumo eléctrico da bomba.

Tabela 9 - Dados obtidos nos ensaios da tipologia 3, considerando o consumo da bomba

Nº Ensaio	TAE _{média} °C	σ	W _{in} kWh/dia	COP _{BC}	COP _R	Q _{in} kWh/dia	Q _{out} kWh/dia
Ensaio 1	20,81	0,22	4,52	2,03	1,53	6,89	9,18
Ensaio 2	20,77	0,14	4,46	2,00	1,50	6,71	8,93
Ensaio 3	21,11	0,52	4,42	1,98	1,49	6,58	8,75
Ensaio 4	22,47	0,27	5,32	2,29	1,68	8,96	12,18
Ensaio 5	22,11	0,22	5,27	2,24	1,63	8,57	11,79
Ensaio 6	22,16	0,32	4,85	2,06	1,51	7,30	9,97
Ensaio 7	22,08	0,24	4,82	2,15	1,58	7,60	10,34
Ensaio 8	22,00	0,24	4,79	2,14	1,58	7,55	10,25
Ensaio 9	22,40	0,22	4,77	2,12	1,56	7,44	10,11
Ensaio 10	22,85	0,28	4,90	2,18	1,60	7,81	10,67
Ensaio 11	22,72	0,19	4,83	2,15	1,58	7,61	10,38
Ensaio 12	22,56	0,23	4,82	2,15	1,58	7,61	10,38

A introdução da bomba no sistema permitiu que se verificasse uma diminuição da energia gasta ao longo de um dia, na máquina frigorífica. Além disso, conduziu a que se obtivessem valores superiores do coeficiente de desempenho, tanto do frigorífico como da bomba de calor. No, entanto, se for considerado o consumo da bomba na energia total gasta ao longo de um ensaio com o sistema, estes parâmetros são afetados, Tabela

9. A sua adição leva a que o consumo diário aumente em média 66,43 %, em relação à média dos ensaios da tipologia 3.

3.3.3.1 Comparação de ensaios entre tipologias

3.3.3.1.1 Comparação dos ensaios da tipologia 1 e da tipologia 3

Os resultados dos ensaios da tipologia 1 e da tipologia 3 podem ser comparados através do quadro resumo da Tabela 10. Nesta tabela, encontram-se os valores médios dos parâmetros.

Tabela 10 – Valores médios dos resultados dos ensaios da tipologia 1 e da tipologia 3

	TAEmédia	σ	W_{in}	COP_{BC}	COP_R	Q_{in}	Q_{out}
	°C		KWh/dia			KWh/dia	KWh/dia
Média ensaio tipo 1	21,17	0,26	3,47	2,93	2,01	6,91	10,11
Média ensaio tipo 3	22,00	0,26	2,89	3,54	2,61	7,55	10,24

O consumo do equipamento frigorífico para os ensaios da tipologia 3 foi inferior ao consumo verificado nos ensaios das tipologias 1 e 2 (o quadro resumo de comparação dos ensaios das 3 tipologias encontra-se no Anexo 2).

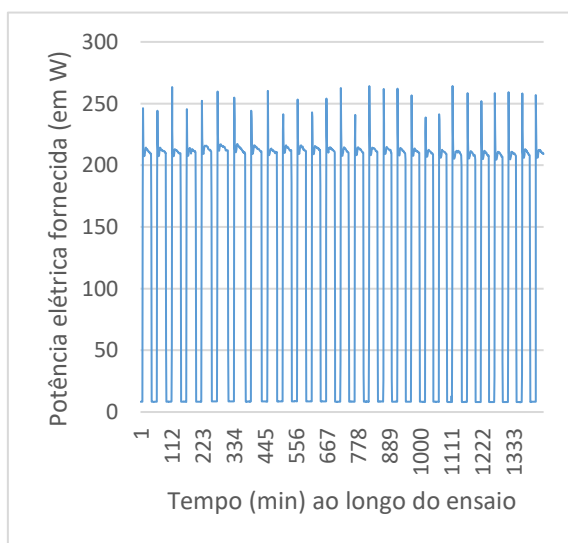


Figura 44 - Gráfico do consumo do equipamento para o ensaio nº11 da tipologia 1 (TAE de 20,80 °C)

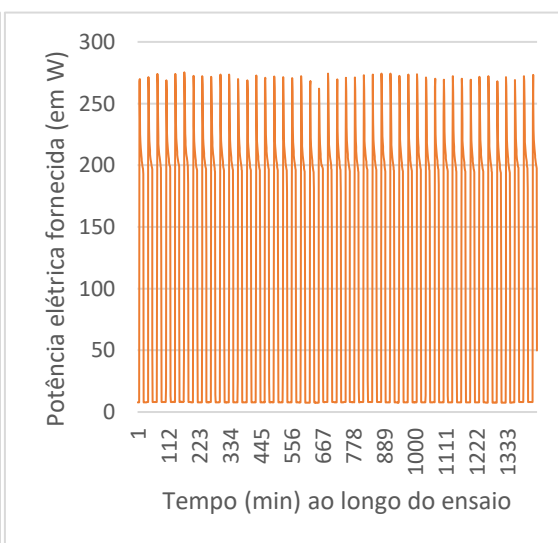


Figura 45 - Gráfico do consumo do equipamento para o ensaio nº2 da tipologia 3 (TAE de 20,77 °C)

De facto, a introdução da bomba para circulação de água pelo permutador permite que o equipamento alcance a temperatura pretendida para o congelador em menos tempo. Isto resulta em menor tempo de funcionamento e menor consumo elétrico no elemento compressor, como pode ser comparado nos gráficos da Figura 44 e Figura 45.

Utilizaram-se estes ensaios para comparação, dado que as suas temperaturas ambiente envolvente (TAE) são muito aproximadas.

Além desta comparação no consumo, também a temperatura do fluido à saída do compressor difere para as duas tipologias. Os ensaios da tipologia 1 verificam temperaturas um pouco mais altas, Figura 46 e Figura 47. Denotam-se também nestes gráficos que os ciclos de funcionamento são mais curtos, para o equipamento, nos ensaios da tipologia 3.

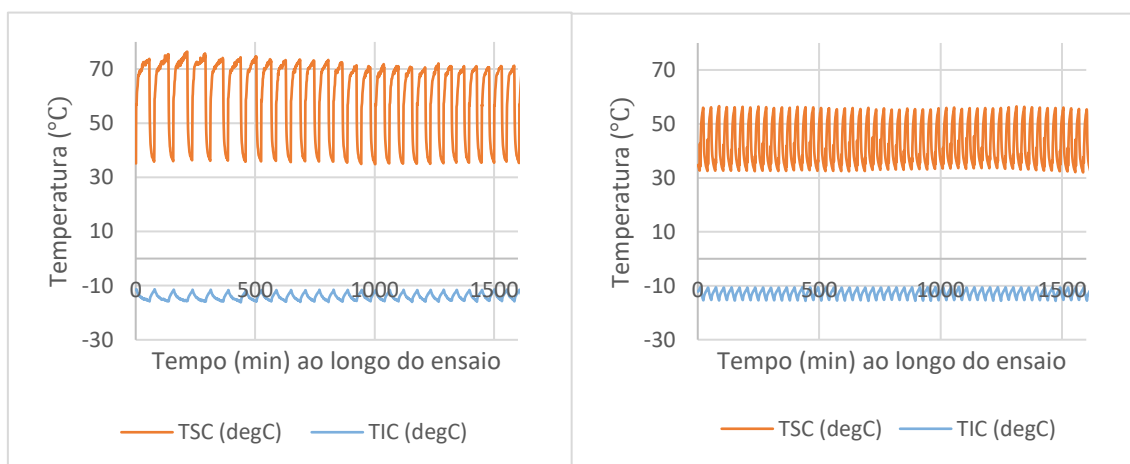


Figura 46 - Gráfico com TSC e TIC, ao longo do ensaio nº11 da tipologia 1 (TAE de 20,80 °C)

Figura 47 - Gráfico da TSC e TIC no decorrer do ensaio nº2 da tipologia 3 (TAE de 20,77 °C)

3.3.3.1.2 Comparação dos ensaios da tipologia 1 com os ensaios do tipologia 2

Como verificado na análise aos ensaios da tipologia 2, o funcionamento da máquina frigorífica é afetado quando a temperatura no interior do depósito alcança os 45,70 °C, para uma temperatura ambiente envolvente de 22,35 °C.

Se for comparado o consumo do equipamento para os primeiros 889 minutos do ensaio 10 da tipologia 1 com o ensaio 7 da tipologia 2, observa-se que para esse período de tempo, o consumo do equipamento é muito próximo.

A opção pela comparação entre estes dois ensaios foi baseada pela proximidade das temperaturas.

Tabela 11 - Comparação entre os resultados do ensaio 10 da tipologia 1 com os do ensaio 7 da tipologia 2

Nº Ensaio	TAE _{média} °C	σ	W_{in} kWh/dia	COP _{BC}	COP _R	Q_{in} kWh/dia	Q_{out} kWh/dia
Ensaio 10 (tipologia 1)	21,59	0,42	2,26	3,01	2,05	4,63	6,79
Ensaio 7 (tipologia 2)	22,36	0,18	2,25	3,48	2,53	5,69	7,84

Como pode ser observado pela Tabela 11, o Q_{in} e o Q_{out} são superiores no ensaio da segunda tipologia, para valores de consumo muito próximos entre os dois ensaios. Daqui retira-se que até que seja alcançada a temperatura de 45,70 °C no interior do depósito de inércia, o desempenho do equipamento frigorífico não é prejudicado. Além disso, neste ensaio da tipologia 2, foi elevada a temperatura da água em 14,73 °C. Para que se conseguisse este aumento de temperatura, para o volume de água do depósito, seriam necessários 7685,4 kJ, fornecidos por outro tipo de energia.

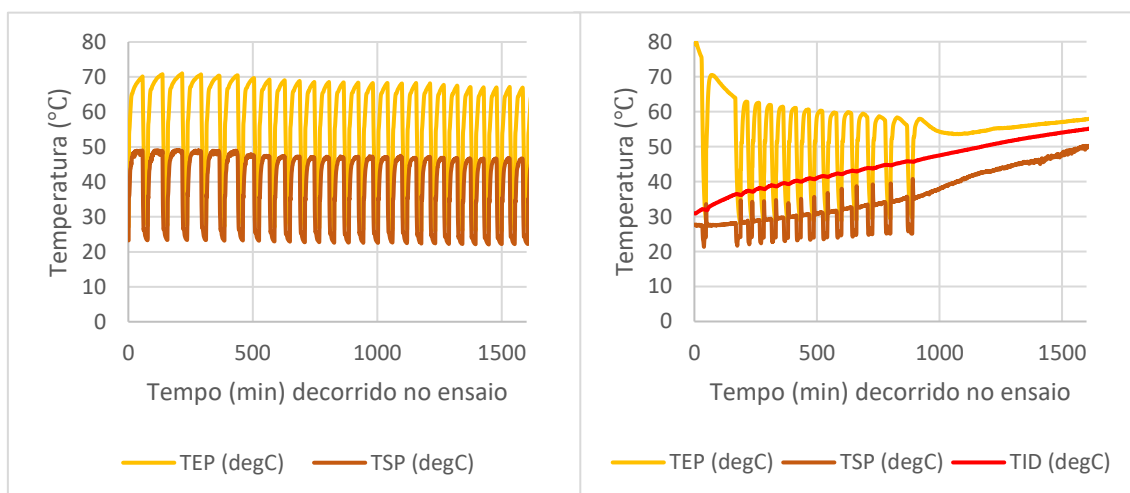


Figura 49 - Evolução da temperatura à entrada do permutador (TEP) e da temperatura à saída do permutador (TSP) para o ensaio 10 da tipologia 1

Figura 48 - Evolução da temperatura à entrada do permutador (TEP) e da temperatura à saída do permutador (TSP) para o ensaio 7 da tipologia 2

Também a temperatura do fluido refrigerante à entrada do permutador (TEP) e a temperatura à saída do permutador (TSP) diferem consideravelmente para os dois ensaios.

Na Figura 49, a temperatura média deste fluido à entrada do permutador foi de 56,64 °C. A temperatura máxima de 71,04 °C. Já no ensaio da tipologia 2, a temperatura média do fluido R134a à entrada do permutador foi de 53,69 °C e a temperatura máxima de 80,40 °C.

No ensaio 7 da tipologia 2, a TEP foi diminuindo gradualmente, enquanto que a TSP foi aumentando. Note-se que temperaturas mais altas do fluido à saída do permutador prejudicam a eficiência do equipamento. De facto, isto aconteceu porque a temperatura da água no interior do depósito se foi elevando, diminuindo o diferencial de temperatura entre o fluido frigorígeno e esta. Como consequência, diminuíram as trocas de calor entre os dois fluidos envolvidos. Esta evolução pode ser facilmente observada pelo gráfico da Figura 48.

3.4 Estimativa do calor perdido pelas paredes do depósito de inércia

O depósito de inércia criado verifica uma perda de calor permanente quando as temperaturas, interior da água e exterior do depósito, são diferentes. Considerando que a temperatura da água no interior do depósito será sempre superior à temperatura ambiente envolvente, calcula-se inicialmente o coeficiente global de transferência de calor para este depósito. O calor perdido pode ser calculado recorrendo à Equação 18.

$$Q_{perdas} = U A (TID - TAE) \quad (18)$$

Onde,

U é o coeficiente global de transferência de calor, em $W/m^2\text{°C}$

A a área envolvente exposta do depósito, m^2

Como se trata de transferência de calor através de placa plana,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{água}}} + \frac{l_{\text{cobre}}}{k_{\text{cobre}}} + \frac{l_{\text{isolamento}}}{k_{\text{isolamento}}} + \frac{l_{\text{inox}}}{k_{\text{inox}}} + \frac{1}{h_{\text{ar}}}} \quad (19)$$

Em que,

$h_{\text{água}}$ é o coeficiente de convecção da água, em $\text{W/m}^2\text{°C}$

h_{ar} , o coeficiente de convecção do ar, $\text{W/m}^2\text{°C}$

k_{cobre} é a condutibilidade térmica do cobre, $\text{W/m}^{\circ}\text{C}$

$k_{\text{isolamento}}$ diz respeito à condutibilidade térmica do isolamento, $\text{W/m}^{\circ}\text{C}$

k_{inox} a condutibilidade térmica do inox. $\text{W/m}^{\circ}\text{C}$

l_{cobre} corresponde à espessura da chapa de cobre, em m

$l_{\text{isolamento}}$ a espessura da placa de isolamento, em m

l_{inox} é a espessura da chapa de inox, em m

As propriedades dos materiais foram consideradas para a temperatura média entre a temperatura ambiente envolvente ($21,17\text{ °C}$) e a temperatura da água ($45,70\text{ °C}$).

Na Tabela 12, encontram-se os coeficientes de convecção da água e do ar para a temperatura média de $33,44\text{ °C}$.

Tabela 12 - Coeficientes de convecção da água e do ar (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2009)

Fluido	Coeficiente de convecção
	$\text{W/m}^2\text{°C}$
Água	1000
Ar	6

A Figura 50 demonstra em desenho, as espessuras dos materiais que constituem o depósito.

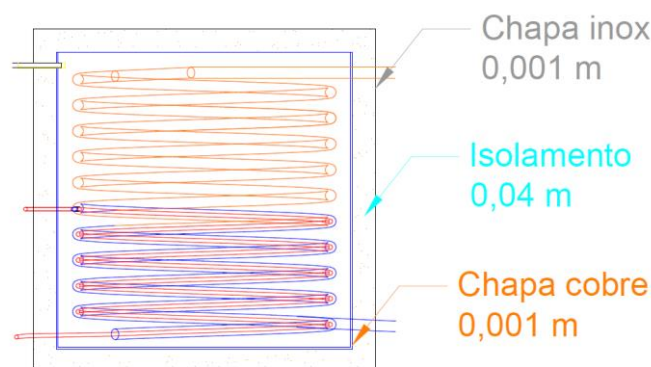


Figura 50 Materiais e espessuras dos constituintes do depósito

Na Tabela 13 estão as condutibilidades térmicas dos materiais utilizados na construção do depósito.

Tabela 13 - Condutibilidade térmica dos componentes do depósito (Çengel & Ghajar , 2012) (Coelho, 2017)

Material	Espessura (m)	Condutibilidade térmica (W/m°C)
Chapa de cobre	0,001	400,70
Isolamento de lã de rocha prensada	0,05	0,04
Chapa de aço inox	0,001	15,00

A espessura e a condutibilidade térmica do isolamento foram selecionadas tendo em conta os valores mínimos de referência, (Portaria nº 138-I/2021, 2021), para depósitos com área de superfície menor que 2 m².

O coeficiente global de transferência de calor (U) para o depósito de inércia construído com os materiais identificados na Tabela 13, resulta em 0,82.

Este valor dá a indicação de que, apesar de isolado, este componente verifica perdas permanentes, que serão tanto maiores, quanto maior o diferencial de temperatura que se estabelecer entre o interior e o exterior.

Considerando a temperatura máxima que a água pode alcançar no interior do depósito de inércia, sem que a operação do equipamento seja prejudicada, de 45,70 °C, para uma temperatura ambiente envolvente de 21,17, obtém-se uma perda permanente de 43,70 W.

3.5 Energia consumida vs. Energia recuperada

Como sobredito, embora a introdução da bomba permita que se diminua a energia requerida para o compressor e aumente o desempenho do equipamento, considerar o seu consumo leva a que o total de energia gasta com o sistema seja superior, em relação aos ensaios da tipologia 1 e tipologia 3. Assim pode ser feita a análise de comparação entre a máquina frigorífica com o condensador exposto à convecção natural da primeira tipologia com o equipamento após a introdução do sistema de reaproveitamento com água circulada pela bomba.

Tabela 14 - Comparação entre os valores médios dos ensaios da tipologia 1 com os dos ensaios da tipologia 3, não considerando o consumo da bomba e considerando o consumo da bomba

Nº Ensaio	TAE _{média} °C	σ °C	W _{in} kWh/dia	COP _{BC}	COP _R	Q _{in} kWh/dia	Q _{out} kWh/dia
Média ensaio tipo 1	21,17	0,26	3,47	3,03	2,07	7,18	10,51
Média ensaio tipo 3 s/bomba	22,00	0,26	2,89	3,54	2,61	7,55	10,24
Média ensaio tipo 3 c/bomba	22,00	0,26	4,81	2,12	1,57	7,55	10,24

A utilização de bomba de água para permitir a circulação pelo permutador construído aumenta o consumo global do equipamento. Considerando os 12 ensaios realizados, a média de aumento foi de 1,12 kWh por dia.

Em 365 dias, o consumo acresce 408,80 kWh em comparação com o sistema sem qualquer modificação. Considerando o custo da energia elétrica em vigor aquando da realização deste trabalho experimental, de 0,1445 €/kWh, (edp, 2021) teríamos um aumento anual de 59,07 €.

O aproveitamento do calor rejeitado no permutador do sistema construído permitiria que uma parte da energia necessária para o necessário aquecimento das águas sanitárias não fosse adquirida. Essa energia recuperada poderia ser também aproveitada para que conseguisse o aumento do desempenho de outros equipamentos, como é o caso de sistemas de aquecimento que utilizam água como fluido de trabalho ou eletrodomésticos que utilizem água ou necessitem de água quente.

CONCLUSÕES

4.1

CONCLUSÕES

4.2

PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÕES

Os principais objetivos propostos no início desta dissertação foram alcançados. Foi analisado o comportamento do equipamento com o condensador modificado, para cada uma das três condições inicialmente estabelecidas. Revela-se viável o aproveitamento do calor dissipado pelo condensador no equipamento frigorífico ensaiado. A introdução do sistema de reaproveitamento permite que uma máquina frigorífica como a que foi utilizada nesta experiência apresente maior desempenho, ao não necessitar de tanta energia fornecida ao elemento compressor, ao longo de um dia. Para as médias de temperatura ambiente nos ensaios da tipologia 1 e 3, o consumo do equipamento ao longo de um dia é reduzido em 16,71 %. Se este valor obtido for comparado com o estudo dos autores (Sekhar & Raveendran, 2016), que introduziram um permutador de placas para aproveitamento do calor dissipado através do condensador, os resultados estão próximos. Segundo estes autores, a utilização deste componente reduz o consumo energético diário do sistema de 21 a 27%.

O permutador fluido frigorígeno – água permite que o desempenho aumente cerca de 16,85 % para o COP da bomba de calor e 26,09 % para o COP do frigorífico. Este valor está bastante abaixo dos valores publicados no estudo segundo os mesmos autores, que verificaram que o COP obtido com a aplicação do permutador é entre 57 e 75% superior ao valor do sistema com o condensador arrefecido a ar. Isto pode ser explicado pela eficiência do permutador de placas superior ao permutador tubular fluido frigorígeno – água utilizado nesta experiência.

Verificou-se, pela análise aos ensaios da tipologia 1 e 3, que a pressão do fluido frigorígeno à saída do compressor é menor para os ensaios da tipologia 3. Para esta tipologia, a pressão máxima observada foi de 13,48 bar. Na tipologia 1, 14,36, pressão relativa. Também a temperatura do fluido à entrada do permutador é menor para os ensaios da tipologia 3. Isto pode contribuir para a redução de fugas e vazamentos de fluido que se verifica por vezes, em instalações frigoríficas.

Verificou-se também, para a generalidade dos ensaios realizados, que o calor dissipado no condensador aumenta com o aumento da temperatura ambiente.

Para a tipologia 2, ao final de 3 dias de ensaio, a água no interior do depósito de inércia estabiliza, em média, nos 67,57 °C. Este valor vai de encontro ao obtido pelas experiências do autor (Slama, 2013). Verificou-se ainda que o equipamento frigorífico deixa de conseguir satisfazer os requisitos de temperatura para o interior do congelador, quando a água no interior do depósito alcança os 45,70 °C, para uma temperatura ambiente envolvente de 22,35 °C. Para o ensaio 7 da tipologia 2, o momento em que

isso aconteceu foi a partir do minuto 889. Para os restantes ensaios desta tipologia, essa situação observou-se, em média, a partir do minuto 851.

Para a condição em que se estabelece uma diferença de temperaturas de 23,35 °C, estimou-se que a perda de calor permanente que se poderá verificar pelo depósito é, em média, de 1,05 kWh por dia.

Nos ensaios da tipologia 3, verificou-se que a temperatura da água de inércia vai aumentando no decorrer do ensaio. O calor que não é introduzido na água de circulação, é cedido à água de inércia, elevando a sua temperatura. Desta forma, a água que passa no permutador sai com a sua temperatura aumentada devido ao calor que recebe do condensador, mas também da água de inércia. Assim, minimizam-se as perdas de calor, com este sistema de reaproveitamento e maximizam-se as trocas de calor entre os fluidos envolvidos.

A introdução da bomba de circulação permitiu a obtenção de melhorias significativas no desempenho da máquina frigorífica. No entanto, se for considerado o seu consumo, a energia global despendida com o sistema é elevada em 66,43 %, em relação aos ensaios da mesma tipologia, sem considerar a energia gasta com a bomba. Isto porque ao operar as 24 horas de duração do ensaio, verificou-se, em média, um acréscimo de 1,92 kWh, pela sua introdução. O calor que se poderá reaproveitar pela introdução do sistema estudado, cobrirá esta energia adicional e reduzirá as necessidades de aquecimento de águas sanitárias, dando um importante contributo na redução das emissões de CO₂, ajudando na preservação do meio ambiente. De ressaltar que a introdução da bomba pode não ser necessária, se for utilizado um sistema como o descrito no trabalho futuro nº 1 ou no trabalho futuro nº 2.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4.2.1 Proposta de trabalho futuro Nº 1

Como trabalho futuro proponho a realização de uma análise laboratorial do sistema proposto pela Figura 51. Nesta figura está exemplificado um esquema de princípio, em que o sistema de reaproveitamento não necessitaria de bomba circuladora. Isto, porque os equipamentos seriam abastecidos diretamente por água da rede, e a circulação da água verificar-se-ia sempre que fosse aberta uma torneira ou qualquer ponto da instalação. Numa habitação, a utilização de água quente poderia ser estendida a todos os equipamentos que operem com água, como as máquinas de lavar loiça e roupa. Se à entrada destas, a água já estivesse quente ou pré-aquecida, a energia fornecida às mesmas para elevar a água à temperatura pretendida seria muito menor. Além disso, faria com que houvesse frequentemente circulação de água pelas tubagens e consequentemente, dissipação do calor do depósito de inércia.

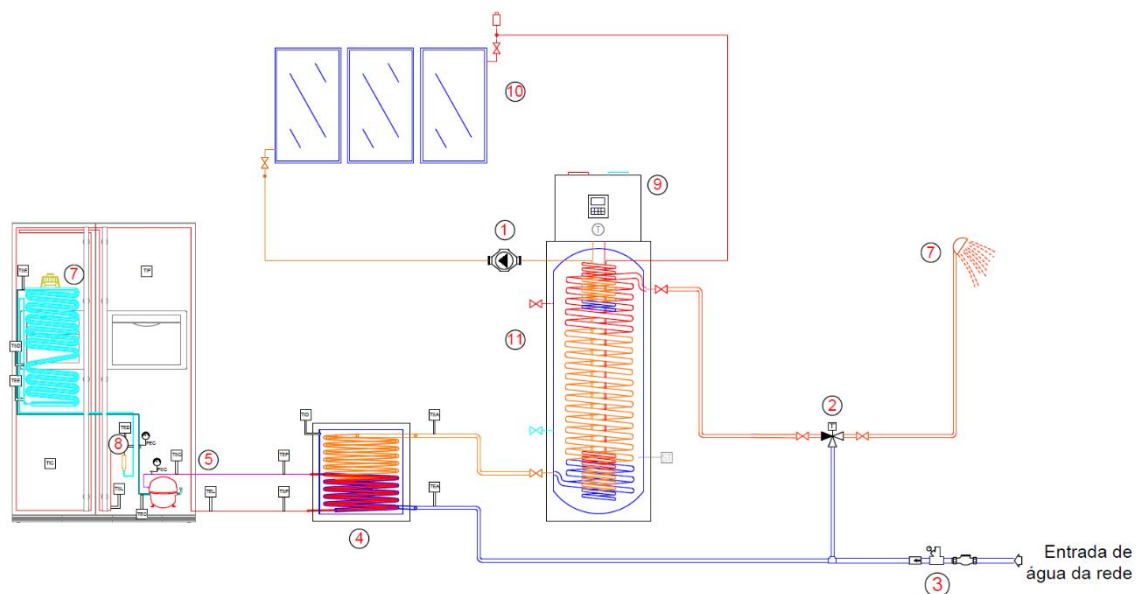


Figura 51 - Esquema de princípio do sistema idealizado

Além do equipamento frigorífico e do depósito de inércia, seria utilizado um reservatório de água quente com duas serpentinas. Este faria a acumulação de água quente proveniente de outra fonte.

O desenho encontra-se legendado e em folha apropriada no Anexo 5.

4.2.1.1 *Princípio de funcionamento do sistema idealizado*

O funcionamento do sistema passaria pela introdução direta da água fria da rede de abastecimento no permutador inserido no depósito de inércia. Seria pela parte inferior a entrada desta água. A água ao passar em contracorrente com o fluido frigorígeno que circula dentro do condensador concêntrico, receberia calor deste e da água de inércia parada no interior do depósito. Esta água sairia pela parte superior do depósito e entraria na parte inferior do depósito da bomba de calor, por uma tubagem longa, que está no seu interior. Esta tubagem em espiral deve ser calculada para que à saída, a temperatura da água possa ser superior a 50°C, depois de receber o calor da água que está parada no interior do depósito. Depois de sair do depósito da bomba de calor, a água pode ser consumida a essa temperatura ou misturada com água fria, através da passagem por uma válvula de 3 vias termostática. Esta água inserida no depósito de 300 litros é aquecida primeiramente com recurso a painéis solares, e na falta de irradiação solar, por bomba de calor ar – água, monobloco ou de instalação exterior. Como verificado nos estudos da secção do estado da arte e na bibliografia em geral, a bomba de calor é um dos equipamentos que menos energia necessita para a obtenção da mesma energia útil necessária para elevar a temperatura da água. Isto, porque, uma boa parte da energia é retirada ao ar do meio ambiente envolvente, por um sistema que segue o mesmo ciclo de compressão de vapor.

Este sistema idealizado não necessita, portanto, de bomba circuladora para que seja retirado o calor do condensador do frigorífico.

Assim, além de ser possível verificar melhorias no desempenho da máquina frigorífica, é recolhido o calor dissipado no condensador sem que para isso seja gasta energia adicional.

4.2.2 *Proposta de trabalho futuro Nº 2*

Uma segunda proposta de trabalho para realizar num futuro próximo seria a realização experimental para análise de um sistema idêntico ao apresentado por esta dissertação, com a diferença de não ser necessária a retirada do condensador original. O objetivo passaria por introduzir o sistema de reaproveitamento, mas com o condensador de convecção natural a executar a sua primordial função, dissipar calor na fonte quente. Isto seria possível se o fluido frigorígeno após sair do compressor entrasse no

permutador fluido frigorígeno - água. Só após passar por este trocador entraria no condensador a ar que equipa este tipo de frigoríficos. Se a temperatura da água de inércia for suficientemente baixa para que existam as trocas de calor necessárias para que o fluido saia como líquido saturado, o fluido apenas passará para líquido comprimido ao passar no condensador original, baixando ligeiramente a sua entalpia, aumentando a capacidade de refrigeração no evaporador. Se a água de inércia não permitir que haja a dissipação de calor suficiente, então, o fluido irá terminar o processo de mudança de fase no condensador original.

Esta alteração requeria que a quantidade de fluido a introduzir no sistema fosse um pouco superior dado o condensador “extra” acoplado ao equipamento.

Esta configuração poderia acarretar sistemas de controlo de modo a garantir o estado requerido do fluido frigorígeno à entrada dos dispositivos.

4.2.3 Proposta de trabalho futuro Nº 3

Seria também enriquecedora, a observação do comportamento do ciclo de refrigeração proposto no trabalho futuro Nº 2, mas com separação física do fluido nos dois condensadores. Para que tal fosse possível, teria de ser introduzida no sistema uma pequena válvula de 3 vias indicada para fluido frigorígeno, que interromperia a passagem do fluido pelo interior de um dos condensadores e permitiria a passagem pelo outro. Na prática, o sistema trabalharia para que o fluido a alta pressão e alta temperatura à saída do compressor fosse introduzido no permutador fluido frigorígeno – água e deixasse o calor na água em contracorrente ou na água de inércia. Sempre que a temperatura da água no interior do depósito fosse superior a um limite de temperatura pré-estabelecido, a circulação do fluido seria pelo condensador a ar. Isto de modo a não prejudicar o desempenho do ciclo.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1

ARTIGOS EM REVISTAS INTERNACIONAIS

6

BIBLIOGRAFIA

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 ARTIGOS EM REVISTAS INTERNACIONAIS

Hasanuzzaman, M., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2008). Investigation of Energy Consumption and Energy Savings of Refrigerator-Freezer During Open and Closed Door Condition. *ResearchGate*, 1827.

Sekhar, S. J., & Raveendran, P. S. (27 de Abril de 2016). Performance studies on a domestic refrigerators retrofitted with building-integrated water-cooled condenser. *Elsevier*, 10.

6 Referências

Administration, U. E. (Fevereiro de 2021). *Oil and petroleum products explained*. Obtido de U.S Energy Information Administration: <https://www.eia.gov/energyexplained/oil-and-petroleum-products/prices-and-outlook.php>

Aprea, C., Grecol, A., & Maiorino, A. (16 de Junho de 2016). *An experimental investigation on the substitution of HFC134a with HFO1234yf in a domestic refrigerator*, pp. 1-9.

ASHRAE. (2021 de Maio de 21). Obtido de Web site da ASHRAE: www.ashrae.org
Banco de Portugal. (19 de Setembro de 2021). *Taxa de inflação média Anual*. Obtido de BPstat: <https://bpstat.bportugal.pt/serie/5721550>

Çengel, Y., & Boles, M. (2011). *Thermodynamics - An Engineering Approach*. McGraw-Hill Companies.

Coelho, P. (2017). *Tabelas de Termodinâmica*. Lidel.

Estudo de um sistema de reaproveitamento do calor rejeitado por uma máquina frigorífica

- DAIKIN. (Agosto de 2021). *O líder em soluções de ar condicionado*. Obtido de DAIKIN: https://www.daikin.pt/pt_pt/area-of-expertise/air-conditioning.html
- Danfoss. (2021). Obtido de www.Danfoss.com.
- de Paula, C. H., Duarte, W. M., Rocha, T. T., de Oliveira, R. N., Mendes, R. d., & Maia, A. A. (9 de Julho de 2020). Thermo-economic and environmental analysis of a small capacity vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R600a. p. 11.
- Decreto-Lei n.º118/2013 . (25 de Setembro de 2021). Despacho (extrato) n.º 15793-E/2013. *Decreto-Lei n.º 118/2013*. Portugal.
- Despacho (extrato) n.º15793-E/2013. (03 de 12 de 2013).
- Dossan, R. J. (1961). *Principles of Refrigeration*. Houston, Texas: Wiley International Edition.
- Duarte, W. M., Paulino, T. F., Tavares, S. G., Maia, A. A., & Machado, L. (14 de Dezembro de 2020). *Feasibility of solar-geothermal hybrid source heat pump for producing domestic hot water in hot climates*.
- edp. (18 de Setembro de 2021). *Tarifários edp*. Obtido de edp Comercial: <https://www.edp.pt/particulares/energia/tarifarios/>
- EEA, A. E. (Outubro de 2012). *Climate change, impacts and vulnerability in Europe 2012*.
- ENERGY.GOV. (Setembro de 2021). *Central Air Conditioning - Energy Saver*. Obtido de ENERGY.GOV: <https://www.energy.gov/energysaver/central-air-conditioning>
- Europeu, P. (16 de Setembro de 2021). *Fichas temáticas sobre a união europeia*. Obtido de Política energética - Princípios gerais: <https://www.europarl.europa.eu/factsheets/pt/sheet/68/politica-energetica-principios-gerais>
- Flores, J. B., Cely, D. P., Martínez, M. A., Pérez, I. H., Valderrama, D. A., & Aricapa, Y. H. (27 de Janeiro de 2019). Thermal and Energy Evaluation of a Domestic. *Thermal and Energy Evaluation of a Domestic*.
- Flores, J. B., Muñoz, A. R., Reguera, C. G., & Babiloni, A. M. (8 de Maio de 2017). Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator. *Elsevier*, 11.
- Fonseca, S. (Novembro de 2015). *Caracterização do Consumo de Energia no Sector Residencial em Portugal*.
- Hasanuzzaman, M., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2008). Investigation of Energy Consumption and Energy Savings of Refrigerator-Freezer During Open and Closed Door Condition. *ResearchGate*, 1827.
- IEA. (2020). *Power Systems in transition. Challenges and opportunities ahead for electricity security*.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2009). *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. LTC.
- Internacional, F. M. (Setembro de 2021). *A transição para alternativas ao carvão é o começo de um futuro mais verde*. Obtido de <https://www.imf.org/pt/News/Articles/2020/12/08/blog-a-greener-future->

- begins-with-a-shift-to-coal-alternatives:
<https://www.imf.org/pt/News/Articles/2020/12/08/blog-a-greener-future-begins-with-a-shift-to-coal-alternatives>
- Jia, J., & Lee, W. L. (23 de Março de 2014). Applying storage-enhanced heat recovery room air-conditioner(SEHRAC) for domestic water heating in residential buildings in Hong Kong.
- Leroy Merlin. (5 de Setembro de 2021). *Produtos aquecimento e climatização*. Obtido de Leroy Merlin: https://www.leroymerlin.pt/Produtos/Aquecimento-e-Climatizacao/Aquecimento-pellets-e-lenha/Combustiveis/WPR_REF_16119936
- Lotter, A., Stiftinger, B., & Haunschmidt, G. (2014). *Alemanha Patente Nº EP 1921401 B1 20140108 (DE)*.
- Maquinante, E. (Setembro de 2021). *Válvula de inversion de cuatro vias*. Obtido de El Maquinante: <https://elmaquinante.blogspot.com/2018/10/valvula-de-inversion-de-cuatro-vias.html>
- Neto, I. d., Padilha, A., & Scalon, V. L. (16 de Dezembro de 2008). Refrigerator COP with thermal storage. p. 7.
- Onyeocha, E. I., Nwaigwe, K. N., Ogueke, N. V., & Anyanwu, E. E. (2020). Design and construction of an integrated tetrafluoroethane (R134a) refrigerator-waste heat recovery dryer for fabric drying in tropical regions. *Heliyon*.
- Park, H.-S., & Dang, X.-P. (2011). *Design and Simulation-Based Optimization of Cooling Channels for Plastic Injection Mold*.
- Pinas, E. E. (20 de Janeiro de 2011). *Holanda Patente Nº WO 2011/008089 A1*.
- Polzot, A., D'Agaro, P., Gullo, P., & Cortella, G. (Setembro de 2016). Modelling commercial refrigeration systems coupled with water storage to improve energy efficiency and perform heat recovery. *Internation Journal of Refrigeration*, 313-323.
- Portaria nº 138-I/2021. (1 de Julho de 2021). Decreto-Lei n.º 101-D/2020, de 7 de dezembro,. *Ambiente e ação climática e infraestruturas e habitação*. Portugal.
- Potter, C. W. (2017). *Termodinâmica para engenheiros*. Schaum.
- Puente, V., Ramon, F., Fernandez, P., & José, L. (2007). *Espanha Patente Nº EP 1821050 A3 20091223 (EN)*.
- Repsol. (3 de Setembro de 2021). *Produtos Repsol*. Obtido de Repsol: <https://querogas.repsol.pt/produto/11kg-gas-propano/>
- Salem, M. R., El Gamma, H. A., Abd Elaziz, A. A., & Elshazly, K. M. (15 de Dezembro de 2018). Study of the performance of a vapor compression refrigeration system using conically coiled tube-in-tube evaporator and condenser.
- Santos, A. J. (2016). *Refrigeração I - Manual de apoio ao ensino e à profissão*. Publindústria.
- Sekhar, S. J., & Raveendran, P. S. (27 de Abril de 2016). Performance studies on a domestic refrigerators retrofitted with building-integrated water-cooled condenser. *Elsevier*, 10.

- Silva, S. L. (2009). *Sistemática para o Projeto do Sistema de Refrigeração de Moldes para Injeção de Polímeros*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina.
- Slama, R. B. (Janeiro de 2013). *Refrigerator Coupling to a Water-Heater and Heating Floor to Save Energy and to Reduce Carbon Emissions*.
- Soares, T. D. (2016). *Dissertação de mestrado Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS*. ISEP.
- Tamaro, M., Montagud, C., Corberan, J. M., Mauro, A. W., & Mastrullo, R. (Março de 2015). A propane water-to-water heat pump booster for sanitary hot water production: Seasonal performance analysis of a new solution optimizing COP. *International Journal of Refrigeration*, 59-69.
- Thermaxglobal. (Julho de 2021). *What are Boilers? How do they Enhance Production Processes?* Obtido de Thermax - Annual Report: <https://www.thermaxglobal.com/what-are-boilers-how-do-they-enhance-production-processes/>
- ulisboa Técnico, I. S. (2021). *Instituto Superior Técnico*. Obtido de www.tecnico.ulisboa.pt.
- USA, T. r. (Setembro de 2021). *The renewable energy hub USA*. Obtido de The history behind heat pump technology: <https://www.renewableenergyhub.us/heat-pumps-information/the-history-of-heat-pumps.html>
- vivagas. (19 de Setembro de 2021). *Gasóleo de aquecimento - Bombas mais baratas*. Obtido de vivagas: http://www.appvivagas.com/gasoleo_de_aquecimento-bombas-mais-baratas-braga
- White, S. D., Cleland, D. J., Cotter, S. D., Stephenson, D. A., Kallu, R. D., & Fleming, A. K. (17 de Junho de 1997). *A heat pump for simultaneous refrigeration*, p. 8.

ANEXOS

7.1	ANEXO 1
7.2	ANEXO 2
7.3	ANEXO 3
7.4	ANEXO 4
7.5	ANEXO 5
7.6	ANEXO 6
7.7	ANEXO 7
7.8	ANEXO 8
7.9	ANEXO 9

7 ANEXOS

7.1 ANEXO 1

7.1.1 Resultados dos ensaios da tipologia 1

Tabela 15 - Resultados dos ensaios da tipologia 1

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W _{in}	COP _{BC}	COP _R	Q _{in}	Q _{out}
	°C		kWh/dia			kWh/dia	kWh/dia
Ensaio 1	20,53	0,30	3,35	3,07	2,11	7,07	10,28
Ensaio 2	20,51	0,29	3,46	3,02	2,07	7,15	10,44
Ensaio 3	20,43	0,16	3,59	3,04	2,08	7,46	10,93
Ensaio 4	20,55	0,26	3,42	3,06	2,10	7,19	10,48
Ensaio 5	23,67	0,20	4,53	2,99	1,99	9,01	13,53
Ensaio 6	23,26	0,37	4,33	2,99	2,00	8,66	12,95
Ensaio 7	20,68	0,17	3,15	3,02	2,08	6,55	9,52
Ensaio 8	20,57	0,21	2,99	3,03	2,10	6,27	9,06
Ensaio 9	20,73	0,29	3,06	2,97	2,04	6,25	9,10
Ensaio 10	21,59	0,42	3,54	3,02	2,06	7,30	10,69
Ensaio 11	20,80	0,17	3,20	3,07	2,12	6,81	9,84
Ensaio 12	20,67	0,28	3,05	3,07	2,13	6,48	9,35
Média	21,17	0,26	3,47	3,03	2,07	7,18	10,51

7.1.2 Resultados dos ensaios da tipologia 2 (total ensaios)

Tabela 16 - Resultados dos ensaios da tipologia 2 (total ensaios)

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W _{in}	COP _{BC}	COP _R	Q _{in}	Q _{out}	TID _{Inicial}	TID _{Final}
	°C		kWh/dia			kWh/dia	kWh/dia	°C	°C
Ensaio 1	21,08	0,21	5,06	3,45	2,45	12,41	17,47	25,79	56,46
Ensaio 2	21,13	0,35	5,57	2,96	1,96	10,93	16,49	56,47	63,81
Ensaio 3	21,98	0,45	5,77	2,79	1,79	10,30	16,06	63,80	66,17
Ensaio 4	23,80	0,16	4,31	3,34	2,37	10,19	14,39	30,33	54,36
Ensaio 5	24,05	0,23	5,83	2,89	1,89	11,01	16,84	54,37	64,71
Ensaio 6	23,25	0,19	6,06	2,79	1,79	10,84	16,89	64,72	67,15
Ensaio 7	22,36	0,18	4,31	3,36	2,38	10,26	14,46	30,97	53,35
Ensaio 8	22,14	0,11	5,74	2,93	1,93	11,09	16,83	53,41	62,18
Ensaio 9	22,02	0,18	5,95	2,83	1,83	10,89	16,84	62,21	64,07
Média	22,43	0,23	5,40	3,04	2,04	10,88	16,25	49,12	61,36

7.1.3 Resultados dos ensaios da tipologia 2 (apenas ensaios do 1º dia)

Tabela 17 – Resultados dos ensaios da tipologia 2 (apenas ensaios do 1º dia)

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W _{in}	COP _{BC}	COP _R	Q _{in}	Q _{out}	TID _{Inicial}	TID _{Final}
	°C		kWh/dia			kWh/dia	kWh/dia	°C	°C
Ensaio 1	21,08	0,21	5,06	3,45	2,45	12,41	17,47	25,79	56,46
Ensaio 4	23,80	0,16	4,31	3,34	2,37	10,19	14,39	30,33	54,36
Ensaio 7	22,36	0,18	4,31	3,36	2,38	10,26	14,46	30,97	53,35
Média	22,42	0,18	4,56	3,38	2,40	10,95	15,44	29,03	54,73

7.1.4 Resultados ensaios tipologia 3, não considerando o consumo eléctrico da bomba circuladora

Tabela 18 - Resultados ensaios tipologia 3, não considerando o consumo eléctrico da bomba circuladora

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W _{in}	COP _{BC}	COP _R	Q _{in}	Q _{out}
	°C						
Ensaio 1	20,81	0,22	2,60	3,53	2,65	6,89	9,18
Ensaio 2	20,77	0,14	2,54	3,51	2,64	6,71	8,93
Ensaio 3	21,11	0,52	2,50	3,50	2,64	6,58	8,75
Ensaio 4	22,47	0,27	3,40	3,58	2,64	8,96	12,18
Ensaio 5	22,11	0,22	3,35	3,52	2,56	8,57	11,79
Ensaio 6	22,16	0,32	2,93	3,40	2,49	7,30	9,97
Ensaio 7	22,08	0,24	2,90	3,57	2,62	7,60	10,34
Ensaio 8	22,00	0,24	2,87	3,57	2,63	7,55	10,25
Ensaio 9	22,40	0,22	2,85	3,55	2,61	7,44	10,11
Ensaio 10	22,85	0,28	2,98	3,58	2,62	7,81	10,67
Ensaio 11	22,72	0,19	2,91	3,57	2,61	7,61	10,38
Ensaio 12	22,56	0,23	2,90	3,57	2,62	7,61	10,38
Média	22,00	0,26	2,89	3,54	2,61	7,55	10,24

7.1.5 Resultados ensaios tipologia 3, considerando o consumo eléctrico da bomba circuladora

Tabela 19 - Resultados ensaios tipologia 3, considerando o consumo eléctrico da bomba circuladora

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W _{in}	COP _{BC}	COP _R	Q _{in}	Q _{out}
	°C						
Ensaio 1	20,81	0,22	4,52	2,03	1,53	6,89	9,18
Ensaio 2	20,77	0,14	4,46	2,00	1,50	6,71	8,93
Ensaio 3	21,11	0,52	4,42	1,98	1,49	6,58	8,75
Ensaio 4	22,47	0,27	5,32	2,29	1,68	8,96	12,18
Ensaio 5	22,11	0,22	5,27	2,24	1,63	8,57	11,79
Ensaio 6	22,16	0,32	4,85	2,06	1,51	7,30	9,97
Ensaio 7	22,08	0,24	4,82	2,15	1,58	7,60	10,34
Ensaio 8	22,00	0,24	4,79	2,14	1,58	7,55	10,25
Ensaio 9	22,40	0,22	4,77	2,12	1,56	7,44	10,11
Ensaio 10	22,85	0,28	4,90	2,18	1,60	7,81	10,67
Ensaio 11	22,72	0,19	4,83	2,15	1,58	7,61	10,38
Ensaio 12	22,56	0,23	4,82	2,15	1,58	7,61	10,38
Média	22,00	0,26	4,81	2,12	1,57	7,55	10,24

7.2 ANEXO 2

7.2.1 Valores médios dos ensaios das tipologias 1, 2 e 3

Tabela 20 - Valores médios dos ensaios das tipologias 1, 2 e 3

Nº Ensaio	TAE _{média}	σ	W _{in}	COP _{BC}	COP _R	Q _{in}	Q _{out}
	°C	°C	kWh/dia			kWh/dia	kWh/dia
Média ensaios tipologia 1	21,17	0,26	3,47	3,03	2,07	7,18	10,51
Média ensaios tipologia 2 (apenas 1º dia)	22,42	0,18	4,56	3,38	2,40	10,95	15,44
Média ensaios tipologia 2 (total dos ensaios)	22,43	0,23	5,40	3,04	2,04	10,88	16,25
Média ensaios tipologia 3 não considerando consumo da bomba	22,00	0,26	2,89	3,54	2,61	7,55	10,24
Média ensaios tipologia 3 considerando o consumo da bomba	22,00	0,26	4,81	2,12	1,57	7,55	10,24

7.3 ANEXO 3

7.3.1 Descrição da base da folha de cálculo, criada para tratamento dos dados e resultados dos ensaios

A folha de cálculo criada visa a obtenção das propriedades de interesse para o cálculo e análise do consumo e do rendimento do equipamento frigorífico utilizado.

Uma vez que se pretendem valores para a média de cada minuto, nos vários ensaios, propriedades como a entalpia, entropia e título para o fluido frigorígeno R134a, foram obtidos através do *Add-in Coolprop*.

O livro *Excel* criado é composto pela folha de cálculo principal, mas também por folhas auxiliares. Como folhas auxiliares encontram-se folhas onde são introduzidas as temperaturas registadas pelo *Datalogger*, as pressões registadas pelo manómetro da *Testo* e as potências fornecidas ao compressor gravadas pelo analisador de corrente, ao longo de um ensaio. Além destas, foram também criadas folhas onde constam os dados que sustentam as curvas (de saturação e auxiliares) dos diagramas P-h e T-s.

7.3.1.1 Metodologia utilizada

A folha de cálculo está estruturada da seguinte forma:

- Tabela preenchida com base nas folhas auxiliares com os dados registados pelos equipamentos
- Gráficos que representam os diagramas P-h e T-s, com o ciclo de compressão de vapor da média para um determinado minuto
- Tabela de preenchimento automático, que fornece os dados para a elaboração do ciclo nos diagramas.

Os dados exportados do *Datalogger* estão em formato *comma-separated values* (.csv). Do analisador de corrente retiram-se também os dados neste formato. As pressões são retiradas do manómetro da *Testo* em formato Excel (.xlsx). Todos estes dados são adicionados em novas folhas do livro Excel em edição.

A tabela vai buscar automaticamente os dados às folhas adicionadas, através da especificação do minuto do dia considerado. Desta forma, garante-se que os dados fornecidos por cada equipamento são inseridos exatamente para o mesmo minuto do ensaio.

A folha de cálculo criada tem o aspeto da Figura 52.

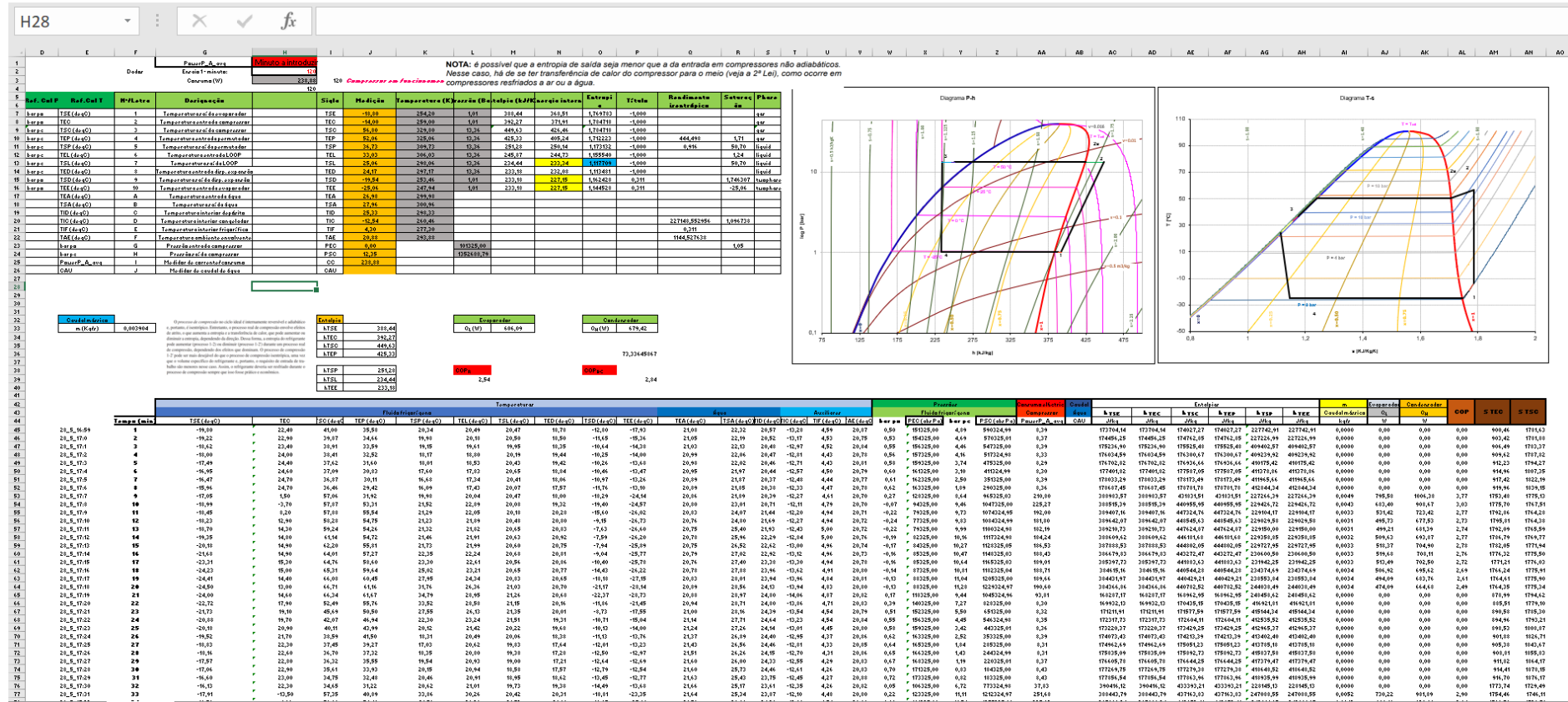


Figura 52 - Tela de visualização da folha de cálculo criada para análise e tratamento dos dados dos ensaios

O input da fórmula para a obtenção das propriedades tem de obedecer a certas regras. A temperatura tem obrigatoriamente de ser inserida em Kelvin, a pressão em Pascal e a entalpia ou a entropia em kJ/kg. O primeiro campo/espaco a ser inserido na fórmula, que inicia com **=@PropsSI**(, é a propriedade que se pretende obter. O segundo, a primeira grandeza pela qual se pretende obter. O terceiro, o valor da grandeza do segundo espaco. O quarto, a segunda grandeza e o quinto, o valor dessa grandeza. Por fim, a célula que contém o nome do fluido frigorígeno ou, em alternativa, o nome, do fluido da qual se pretendem os valores. Sempre que num dos campos da fórmula, seja introduzida uma letra ou um nome, deverão ser colocadas aspas. O formato a inserir pode ser

=@PropsSI("H";"T";G45+273;"P";X45;\$B\$6) ou
=@PropsSI("S";"T";G45+273;"P";X45;"R134a")

Assim, e como exemplo, a entalpia à entrada do compressor (h_{TEC}), é obtida pela temperatura medida pelo termopar na tubulação imediatamente antes da sucção do compressor, e, pela pressão medida pelo manómetro para o mesmo ponto.

Pode ainda ser obtida a propriedade com recurso ao título, ao ser especificada a qualidade do fluido frigorígeno.

Outro exemplo pode ser a obtenção direta do título do fluido, onde neste caso se utiliza,

=@PropsSI("Q";"P";L11*100000;"S";O11*1000;"R134a")

em que Q é a qualidade do fluido que se pretende obter.

Para os minutos em que o consumo do equipamento foi menor do que 10 W, especificou-se que o valor é considerado nulo e o caudal mássico passa a ser zero. Desta forma não são calculados os parâmetros de interesse para esses períodos do ensaio, não participando, portanto, na soma.

Na Tabela 21 encontram-se os dados que são inseridos automaticamente. Para isso, apenas tem de ser adicionadas folhas com as medições ao mesmo livro. Através da especificação do dia e da hora em que foi realizado o ensaio, as células são preenchidas com os respetivos valores, alimentadas pelas folhas adicionadas.

Tabela 21 - Dados de entrada da folha, que são inseridos automaticamente, através da especificação do dia e hora do ensaio

Tempo (min)	Temperaturas																Pressões				Consumo eléctrico	
	Fluido refrigerante										Água			Auxiliares			Fluido refrigerante				Compressor	
	TSE (degC)	TEC	TSC (degC)	TEP (degC)	TSP (degC)	TEL (degC)	TSL (degC)	TED (degC)	TSD (degC)	TEE (degC)	TEA (degC)	TSA (degC)	TID (degC)	TIC (degC)	TIF (degC)	TAE (degC)	bar po	PEC (abs Pa)	bar pc	PSC (abs Pa)	PowerP_A_avg	
24_6_0:0	1	-22,83	-11,40	70,33	65,80	47,45	41,76	34,44	32,82	-22,50	-27,98	29,97	34,78	26,12	-15,64	4,24	20,73	0,00	101325,00	13,99	1500324,98	209,97
24_6_0:1	2	-22,90	-12,60	70,54	65,92	47,56	41,87	34,65	33,03	-22,53	-28,07	30,13	34,99	24,03	-15,72	4,23	20,75	0,00	101325,00	14,00	1501325,00	209,76
24_6_0:2	3	-22,90	-11,30	70,67	66,07	47,55	41,86	35,02	33,28	-22,59	-28,15	30,25	35,00	24,58	-15,81	4,20	20,75	0,00	101325,00	14,02	1503325,05	209,56
24_6_0:3	4	-22,90	-12,20	70,84	66,20	47,58	41,91	35,16	33,41	-22,62	-28,15	30,44	35,12	26,46	-15,82	4,20	20,76	0,00	101325,00	14,05	1506325,02	208,97
24_6_0:4	5	-22,97	-11,70	70,83	66,29	47,65	41,91	35,44	33,60	-22,69	-28,27	30,58	35,18	25,19	-15,73	4,18	20,74	0,00	101325,00	14,06	1507325,04	208,71
24_6_0:5	6	-23,00	-10,90	71,16	66,41	47,75	42,06	35,55	33,71	-22,73	-28,33	30,73	35,30	24,11	-15,81	4,16	20,73	0,00	101325,00	14,06	1507325,04	208,21
24_6_0:6	7	-23,02	-9,80	71,23	66,50	47,52	41,90	35,81	33,86	-22,75	-28,36	30,87	35,40	25,30	-15,93	4,17	20,76	0,00	101325,00	14,05	1506325,02	141,26
24_6_0:7	8	-22,20	-7,90	64,28	64,29	44,30	39,84	35,39	32,79	-21,89	-26,86	30,98	35,36	25,93	-16,08	4,02	20,78	0,27	128325,00	11,70	1271324,98	8,26
24_6_0:8	9	-21,43	4,70	52,72	58,14	34,29	33,27	33,28	30,86	-8,81	-17,21	31,00	34,36	26,51	-15,34	3,85	20,78	0,42	143325,00	8,07	908324,97	8,26
24_6_0:9	10	-20,75	13,50	46,92	53,72	30,36	29,10	29,20	27,20	-2,03	-16,44	30,95	33,51	25,15	-14,77	3,77	20,76	0,51	152325,00	6,55	756325,02	8,22
24_6_0:10	11	-20,23	17,10	44,00	49,91	27,10	26,93	27,74	23,79	-3,30	-14,38	30,78	32,82	25,92	-14,41	3,74	20,76	0,55	156325,00	4,72	573324,98	8,22
24_6_0:11	12	-19,65	18,30	42,20	46,67	25,66	25,98	26,56	20,88	-6,21	-14,15	30,58	32,07	26,02	-14,17	3,69	20,80	0,59	160325,00	3,48	449325,00	8,24
24_6_0:12	13	-19,10	18,80	40,90	43,83	25,83	25,09	25,36	18,90	-8,78	-13,47	30,36	31,49	25,13	-13,96	3,73	20,79	0,62	163325,00	2,51	352325,00	8,25
24_6_0:13	14	-18,60	19,50	39,90	41,32	25,46	24,38	23,88	17,60	-10,43	-13,14	30,11	30,84	25,55	-13,76	3,67	20,74	0,64	165325,00	1,87	288325,00	8,22
24_6_0:14	15	-18,08	20,10	39,17	39,15	24,97	23,88	22,69	17,22	-11,59	-13,04	29,91	30,33	25,97	-13,56	3,69	20,77	0,66	167325,00	1,37	238325,00	8,24
24_6_0:15	16	-17,63	20,60	38,34	37,25	24,48	23,41	22,52	18,57	-12,41	-12,72	29,61	29,78	26,28	-13,51	3,68	20,76	0,68	169325,00	0,94	195325,00	8,23
24_6_0:16	17	-17,25	21,10	37,56	35,52	24,02	23,01	22,48	19,50	-12,98	-12,78	29,41	29,40	26,03	-13,31	3,66	20,78	0,71	172325,00	0,81	182325,00	8,20
24_6_0:17	18	-16,84	21,50	37,19	34,00	23,62	22,78	22,71	19,93	-13,75	-13,22	29,21	28,95	26,09	-13,15	3,74	20,76	0,73	174325,00	0,83	184325,00	8,23
24_6_0:18	19	-16,43	22,20	36,92	32,68	23,32	22,55	22,96	20,10	-14,16	-13,60	29,00	28,57	25,98	-12,94	3,76	20,77	0,75	176325,00	0,84	185325,00	8,22
24_6_0:19	20	-16,07	22,70	36,61	31,51	23,04	22,35	23,19	20,14	-14,36	-13,93	28,71	28,21	24,94	-12,84	3,81	20,80	0,76	177325,00	0,85	186325,00	8,32
24_6_0:20	21	-15,70	22,90	36,29	30,49	22,86	22,19	23,37	20,12	-14,48	-14,17	28,53	27,86	24,21	-12,67	3,81	20,76	0,78	179325,00	0,87	188325,00	8,33
24_6_0:21	22	-15,36	23,10	36,02	29,59	22,65	22,06	23,47	20,06	-14,48	-14,33	28,30	27,54	25,32	-12,55	3,90	20,77	0,80	181325,00	0,89	190325,00	8,33
24_6_0:22	23	-15,04	23,30	35,82	28,76	22,50	21,93	23,60	20,10	-14,51	-14,48	28,09	27,22	26,00	-12,43	3,89	20,76	0,81	182325,00	0,90	191325,00	8,36

As colunas da tabela da página anterior inserem aos dados de entrada. Estes dados são os que fornecem os *inputs* para o cálculo das entalpias, do calor retirado na fonte fria e o calor rejeitado para a fonte quente, bem como a entropia.

Como as temperaturas são obtidas diretamente das folhas que contém os dados registados pelos equipamentos, estas estão em °C. Para a introdução na fórmula, terão de ser corrigidas, para serem admitidas, em Kelvin.

A pressão é retirada pelo medidor em bar. Esta pressão relativa é convertida em Pa, para que seja possível a sua introdução na fórmula.

A potência absorvida pelo elemento compressor é dada diretamente em W. Este valor é utilizado para o cálculo do caudal mássico que é circulado para a média do minuto considerado.

O objetivo principal da criação desta tabela é obter a soma dos valores de todos os minutos ao longo das 24 horas de um ensaio. Assim, contabilizando o consumo do equipamento em cada minuto, é possível obter o seu consumo total no final do ensaio. De igual modo, é possível somar a energia dissipada pelo condensador e a retirada do interior do equipamento, em cada minuto, obtendo a energia total no final de um dia de ensaio.

As propriedades necessárias, como a entalpia, caudal mássico, potências e COP, são obtidas através do cálculo das funções de estado, com recurso ao *CoolProp*.

As células que inserem estes cálculos podem ser visualizadas pela Tabela 22.

Tabela 22 - Parte da tabela onde são calculadas as propriedades de interesse pelas temperaturas, pressões e consumos inseridos pelos dados de entrada

Entalpias						m	Evaporador	Condensador	COP	S TEC	S TSC
h_{TSE}	h_{TEC}	h_{TSC}	h_{TEP}	h_{TSP}	h_{TEE}	Caudal mássico	Q_L	Q_H			
J/kg	J/kg	J/kg	J/kg	J/kg	J/kg	kg/s	W	W			
173704,14	173704,14	174027,27	174027,27	227742,91	227742,91	0,0000	0,00	0,00	0,00	900,46	1781,63
174456,25	174456,25	174762,85	174762,85	227226,99	227226,99	0,0000	0,00	0,00	0,00	903,42	1781,88
175236,90	175236,90	175525,48	175525,48	409402,57	409402,57	0,0000	0,00	0,00	0,00	906,49	1783,37
176034,59	176034,59	176300,67	176300,67	409239,92	409239,92	0,0000	0,00	0,00	0,00	909,62	1787,82
176702,82	176702,82	176936,66	176936,66	410175,42	410175,42	0,0000	0,00	0,00	0,00	912,23	1794,27
177401,82	177401,82	177587,05	177587,05	411378,86	411378,86	0,0000	0,00	0,00	0,00	914,96	1807,35
178033,29	178033,29	178173,49	178173,49	411965,66	411965,66	0,0000	0,00	0,00	0,00	917,42	1822,19
178687,45	178687,45	178781,78	178781,78	412844,34	412844,34	0,0000	0,00	0,00	0,00	919,96	1839,15
388983,57	388983,57	431831,51	431831,51	227266,39	227266,39	0,0049	795,58	1006,38	3,77	1753,48	1775,13
388515,39	388515,39	440955,95	440955,95	229426,72	229426,72	0,0043	683,40	908,67	3,03	1775,70	1767,51
389407,16	389407,16	447324,76	447324,76	229104,17	229104,17	0,0033	531,42	723,42	2,77	1792,86	1764,28
389642,07	389642,07	448545,63	448545,63	229029,58	229029,58	0,0031	495,73	677,53	2,73	1795,81	1764,38
389210,73	389210,73	447624,87	447624,87	229150,00	229150,00	0,0031	499,21	681,39	2,74	1792,09	1765,59
388609,62	388609,62	446181,68	446181,68	229358,85	229358,85	0,0032	509,63	693,87	2,77	1786,79	1769,77
387888,53	387888,53	444802,05	444802,05	229727,95	229727,95	0,0033	518,37	704,90	2,78	1782,05	1771,94
386679,83	386679,83	443272,47	443272,47	230600,50	230600,50	0,0033	519,68	708,11	2,76	1776,32	1775,50
385397,73	385397,73	441883,63	441883,63	231942,25	231942,25	0,0033	513,49	702,50	2,72	1771,21	1776,03
384615,16	384615,16	440544,28	440544,28	234374,69	234374,69	0,0034	506,92	695,62	2,69	1766,24	1775,91
384431,97	384431,97	440429,21	440429,21	238553,84	238553,84	0,0034	494,09	683,76	2,61	1764,61	1775,90
384366,86	384366,86	440782,52	440782,52	244038,49	244038,49	0,0034	474,09	664,68	2,49	1764,35	1775,34
168287,17	168287,17	168962,95	168962,95	248458,62	248458,62	0,0000	0,00	0,00	0,00	878,99	1794,62
169932,13	169932,13	170435,15	170435,15	416921,81	416921,81	0,0000	0,00	0,00	0,00	885,51	1779,10

O calor retirado do interior do equipamento pelo evaporador, para um determinado minuto, é obtido pela multiplicação do caudal mássico com a diferença de entalpias dos pontos à entrada e à saída do evaporador.

O calor rejeitado pelo condensador, através da introdução do permutador que se insere no depósito, para um determinado minuto, é obtido pela multiplicação do mesmo caudal mássico com a diferença de entalpias, à entrada e à saída do permutador.

O valor do Coeficiente de desempenho (COP), para um determinado minuto é obtido pela razão entre a potência do evaporador ou do compressor, e a potência fornecida ao compressor. Assim, para a obtenção do COP do Refrigerador (COP_R), procede-se à divisão entre a potência do evaporador e a potência fornecida ao compressor, para esse minuto. Da mesma forma, para que seja calculado o COP da bomba de calor, divide-se o valor da célula que contém a potência do condensador/permutador pela célula que contém a potência do compressor.

Na Tabela 22 também foi calculado o valor da entropia à entrada e à saída do compressor. Para a sua obtenção, utilizam-se, na fórmula, a temperatura e a pressão nos pontos considerados.

7.3.2 Tabela de base aos gráficos $P-h$ e $T-s$

Para que se consiga traçar o ciclo de compressão de vapor nos dois diagramas, foi criada uma nova tabela, que fornece os valores necessários à elaboração das linhas entre os pontos relevantes do ciclo.

A introdução do número do minuto na célula $H2$, permite que automaticamente, seja gerado o ciclo, nos dois diagramas, para esse minuto.

Tabela 23 - Dados de entrada que permitem gerar os ciclos nos diagramas

bar pc	TEP (degC)	4	Temperatura entrada permutador	TEP	50,40	323,40	13,23	423,60	403,71	1,707513	-1,000	442,706	1,71	gas
bar pc	TSP (degC)	5	Temperatura saída permutador	TSP	36,77	309,77	13,23	251,34	250,20	1,173352	-1,000	0,993	50,31	liquid
bar pc	TEL (degC)	6	Temperatura entrada LOOP	TEL	32,17	305,17	13,23	244,63	243,51	1,151528	-1,000		1,24	liquid
bar pc	TSL (degC)	7	Temperatura saída LOOP	TSL	23,70	296,70	13,23	232,52	231,44	1,111300	-1,000		50,31	liquid
bar pc	TED (degC)	8	Temperatura entrada disp. expansão	TED	23,32	296,32	13,23	231,98	230,89	1,109457	-1,000			liquid
bar po	TSD (degC)	9	Temperatura saída disp. expansão	TSD	-19,71	253,29	1,06	231,98	226,13	1,152761	0,300		1,746677	twophase
bar po	TEE (degC)	10	Temperatura entrada evaporador	TEE	-25,42	247,58	1,06	231,98	226,13	1,133861	0,300		-25,42	twophase
	TEA (degC)	A	Temperatura entrada água	TEA	26,91	299,91								
	TSA (degC)	B	Temperatura saída água	TSA	27,25	300,25								
	TID (degC)	C	Temperatura interior depósito	TID	23,73	296,73								
	TIC (degC)	D	Temperatura interior congelador	TIC	-12,98	260,02						226133,311136	1,093269	
	TIF (degC)	E	Temperatura interior frigorífico	TIF	4,01	277,01						0,300		
	TAE (degC)	F	Temperatura ambiente envolvente	TAE	20,27	293,27						1133,860856		
bar po	PEC	G	Pressão entrada compressor	PEC	0,05		106391,25						1,04	
bar pc	PSC	H	Pressão saída compressor	PSC	12,22		1339516,53							
PowerP_A_avg	CC	I	Medidor de corrente/consumo	CC	238,06									
CAU	CAU	J	Medidor de caudal de água	CAU										

A Tabela 23 criada permite que os valores sejam atualizados para o minuto anteriormente introduzido. Através das duas primeiras colunas, e recorrendo à fórmula “ÍNDICE”, são preenchidas as células das colunas temperatura e pressão. Com a devida conversão, são calculadas as propriedades, entalpia, energia interna e entropia.

Esta tabela fornece os dados necessários à construção do ciclo, num diagrama cuja base (curvas de saturação e curvas auxiliares), foi criada em folhas dedicadas, guardadas no mesmo livro *Excel*. As propriedades que originam estas curvas são também obtidas com recurso ao *Coolprop*.

De notar que no interior desta tabela estão alguns cálculos auxiliares, que servem de fundamentação à obtenção das propriedades relevantes.

Na Figura 53, representa-se o ciclo, no diagrama P-h, com as propriedades calculadas pelo *addin*, da Tabela 23.

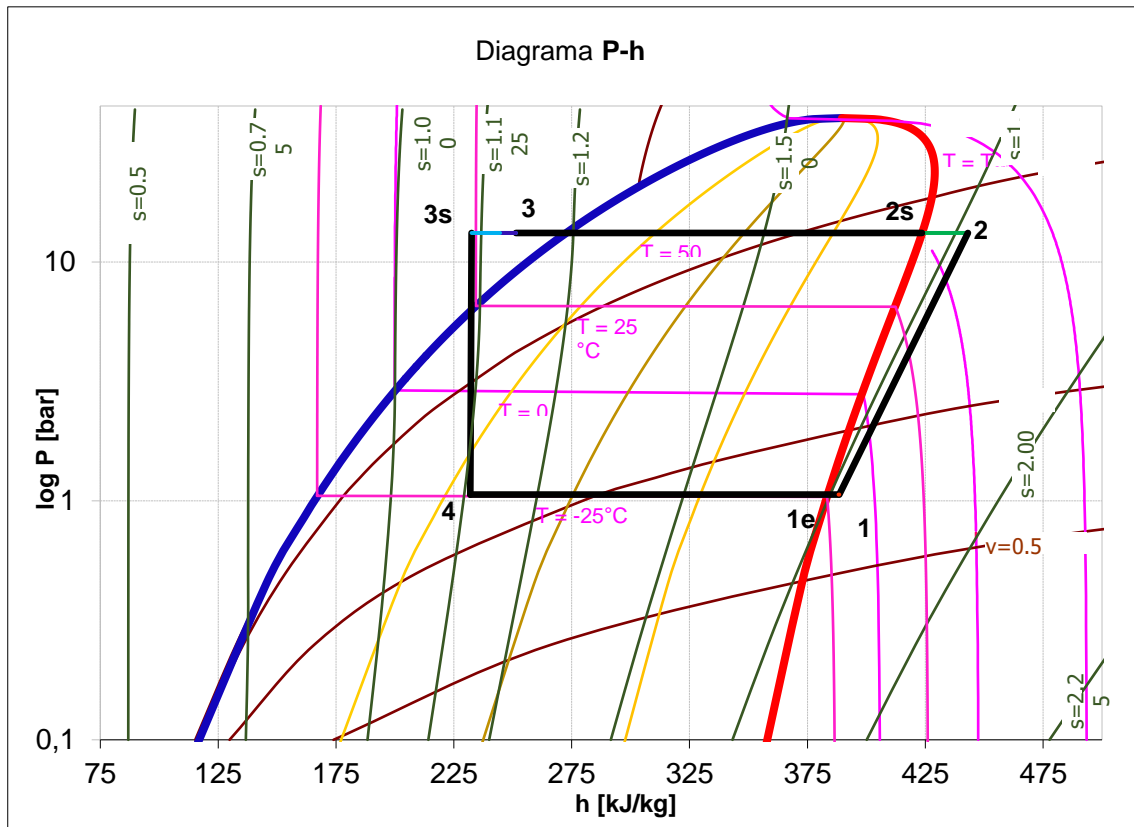


Figura 53 - Gráfico que denota o diagrama P-h para um determinado instante de um ensaio

Os gráficos denotam, não apenas os quatro pontos principais de um ciclo de compressão de vapor, mas também o sobreaquecimento e o subarrefecimento. Para isso, foram utilizadas as temperaturas à saída do evaporador e à entrada do compressor, para o sobreaquecimento e as temperaturas à saída do condensador e à entrada do dispositivo de expansão, para o subarrefecimento,

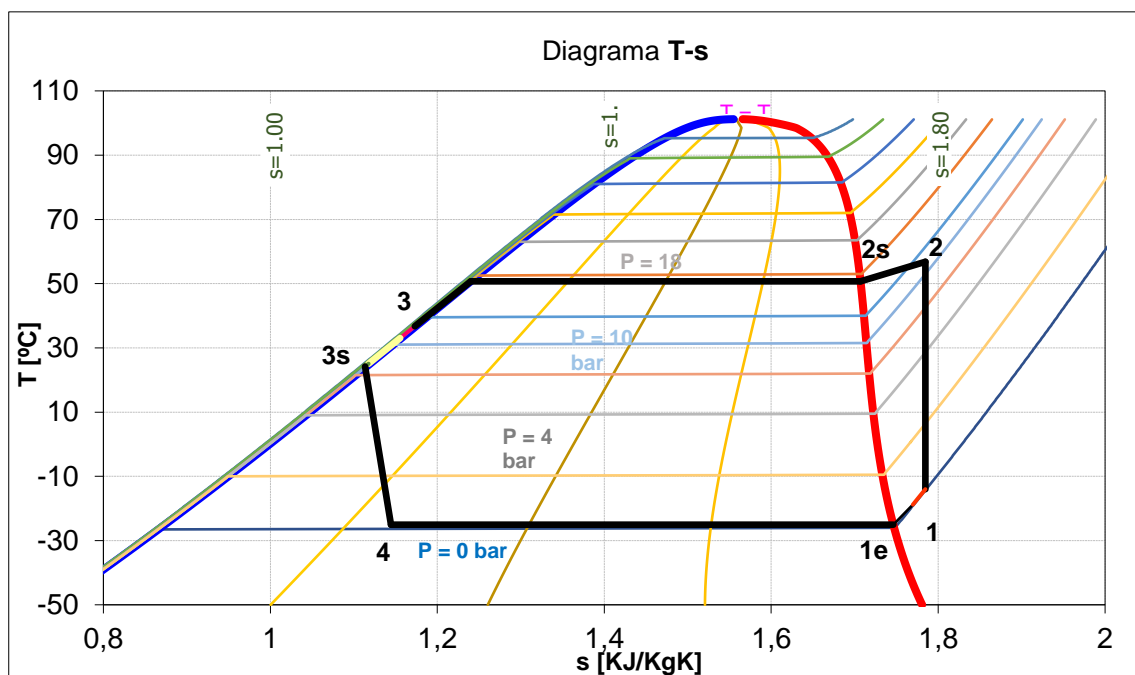


Figura 54 - Diagrama T-s que denota o ciclo de compressão de vapor para o minuto inserido na Tabela 23.

A linha a vermelho junto ao ponto 1 (lado direito) denota o sobreaquecimento que o fluido frigorígeno sofreu entre a saída do evaporador e a entrada do compressor. As linhas, cor de rosa e amarela, junto ao ponto 3 (lado esquerdo), traduzem o subarrefecimento sofrido pelo fluido, entre a saída do condensador e a entrada do dispositivo de expansão. As duas cores foram utilizadas para permitir a separação entre o Loop e o tubo capilar.

7.4 ANEXO 4

7.4.1 Desenho do esquema de princípio do sistema de reaproveitamento de calor proposto e analisado nesta dissertação.

7.5 ANEXO 5

7.5.1 Desenhos do esquema de princípio do sistema idealizado para o Trabalho futuro Nº 1 e Nº 2.

7.6 ANEXO 6

7.6.1 Ficha técnica do calibrador por banho térmico *Presys*, TE-25N

7.7 ANEXO 7

7.7.1 Ficha técnica do *Datalogger*, da marca *dataTaker*, de modelo DT80.

7.8 ANEXO 8

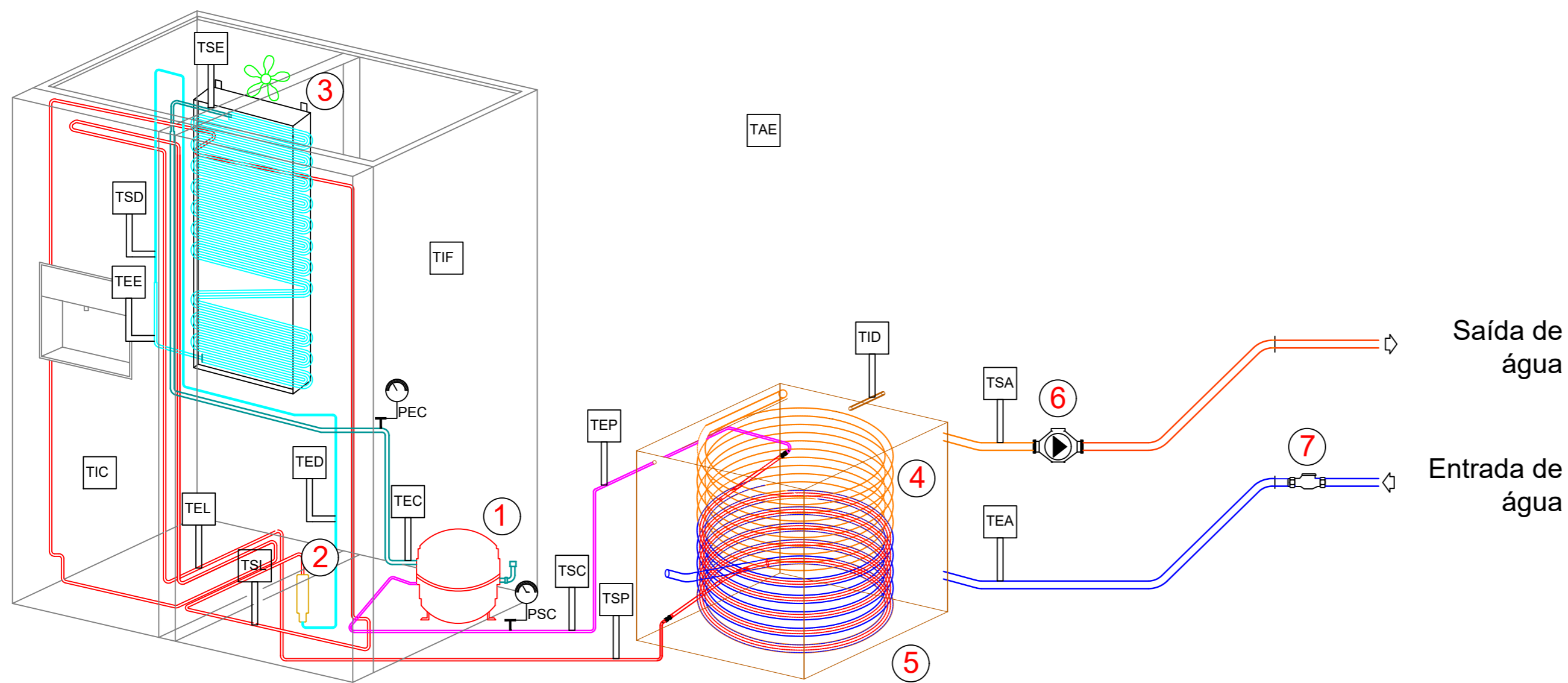
7.8.1 Ficha técnica do manómetro digital da *Testo*, modelo 570.

7.9 ANEXO 9

7.9.1 Ficha técnica do analisador de corrente *FLUKE*, modelo 1736.

7.4 ANEXO 4

7.4.1 Desenho do esquema de princípio do sistema de reaproveitamento de calor proposto e analisado nesta dissertação.



SIGLA	DESCRIÇÃO	Nº ID DATALOGGER
TSE	TEMPERATURA SAÍDA EVAPORADOR	1
TEC	TEMPERATURA ENTRADA COMPRESSOR	2
TSC	TEMPERATURA SAÍDA COMPRESSOR	3
TEP	TEMPERATURA ENTRADA PERMUTADOR	4
TSP	TEMPERATURA SAÍDA PERMUTADOR	5
TEL	TEMPERATURA ENTRADA LOOP	6
TSL	TEMPERATURA SAÍDA LOOP	7
TED	TEMPERATURA ENTRADA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	8
TSD	TEMPERATURA SAÍDA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	9
TEE	TEMPERATURA ENTRADA EVAPORADOR	10
TEA	TEMPERATURA ENTRADA ÁGUA	11
TSA	TEMPERATURA SAÍDA ÁGUA	12
TID	TEMPERATURA INTERIOR DEPÓSITO	13
TIC	TEMPERATURA INTERIOR CONGELADOR	14
TIF	TEMPERATURA INTERIOR FRIGORÍFICO	15
TAE	TEMPERATURA AMBIENTE ENVOLVENTE	16
PEC	PRESSÃO ENTRADA COMPRESSOR	17
PSC	PRESSÃO SAÍDA COMPRESSOR	18

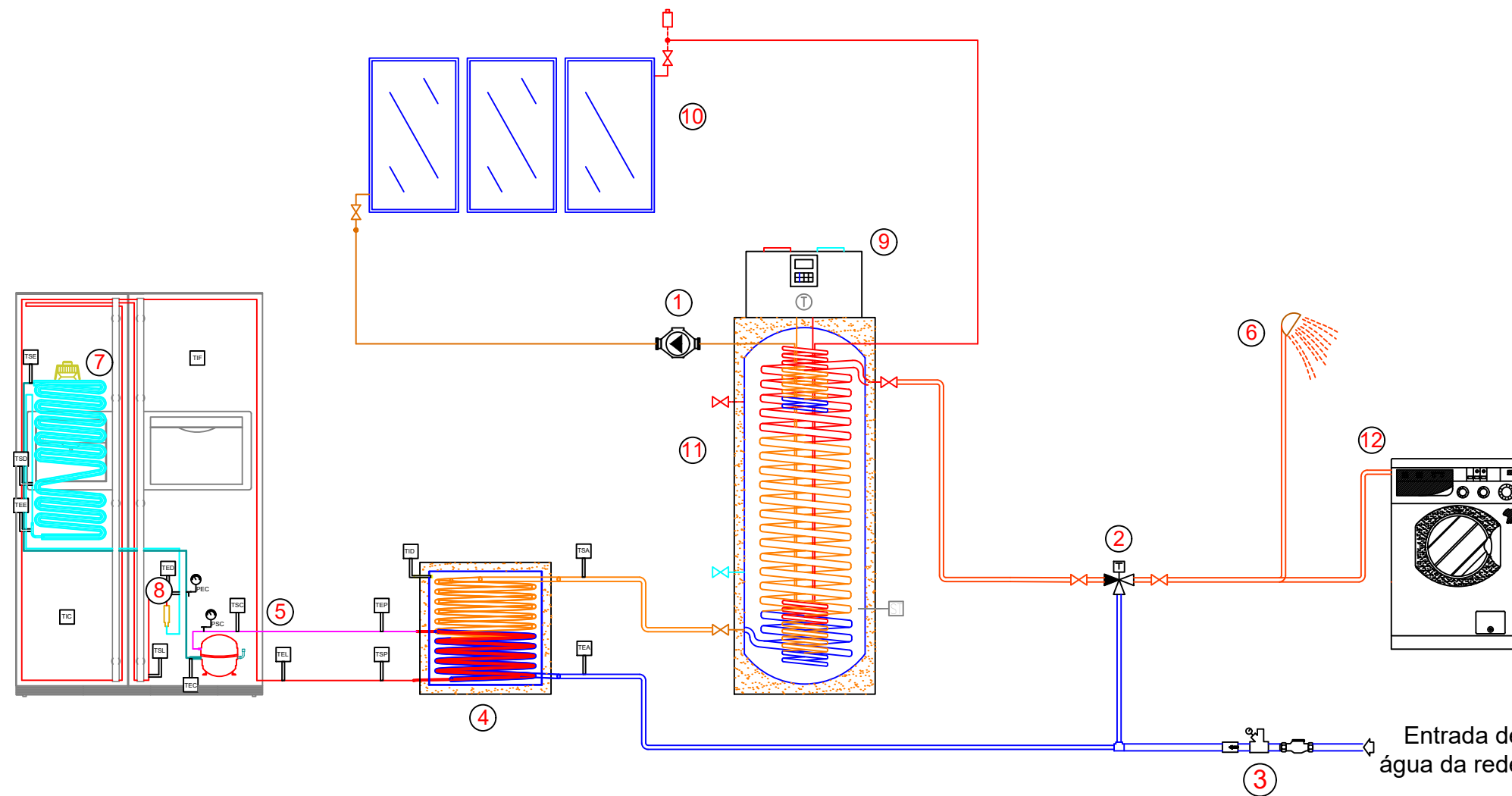
LEGENDA	
	MANÓMETRO DE PRESSÃO
	SONDA DE TEMPERATURA
	CONTADOR VOLUMÉTRICO DE ÁGUA

LEGENDA	
①	COMPRESSOR RECÍPROCO
②	TUBO CAPILAR
③	EVAPORADOR CONVECÇÃO FORÇADA
④	PERMUTADOR FLUIDO FRIG. - ÁGUA
⑤	DEPÓSITO DE INÉRCIA
⑥	BOMBA CIRCULADORA DE ÁGUA
⑦	CONTADOR VOLUMÉTRICO DE ÁGUA

Instituto Superior de Engenharia do Porto		Morada: Rua Doutor António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto Portugal	
Autor do projeto: Pedro Peixoto		Construtor:	
Título: Esquema de princípio do sistema de reaproveitamento do calor rejeitado construído			
Local de Experimentação: Laboratório de AVAC			
Local/Morada de instalação: ISEP Instituto Superior de Engenharia do Porto			Número: 01
Descrição: Identificação e legendagem dos pontos de medição de modo a permitir a leitura no datalogger		Data: 19/08/2021	

7.5 ANEXO 5

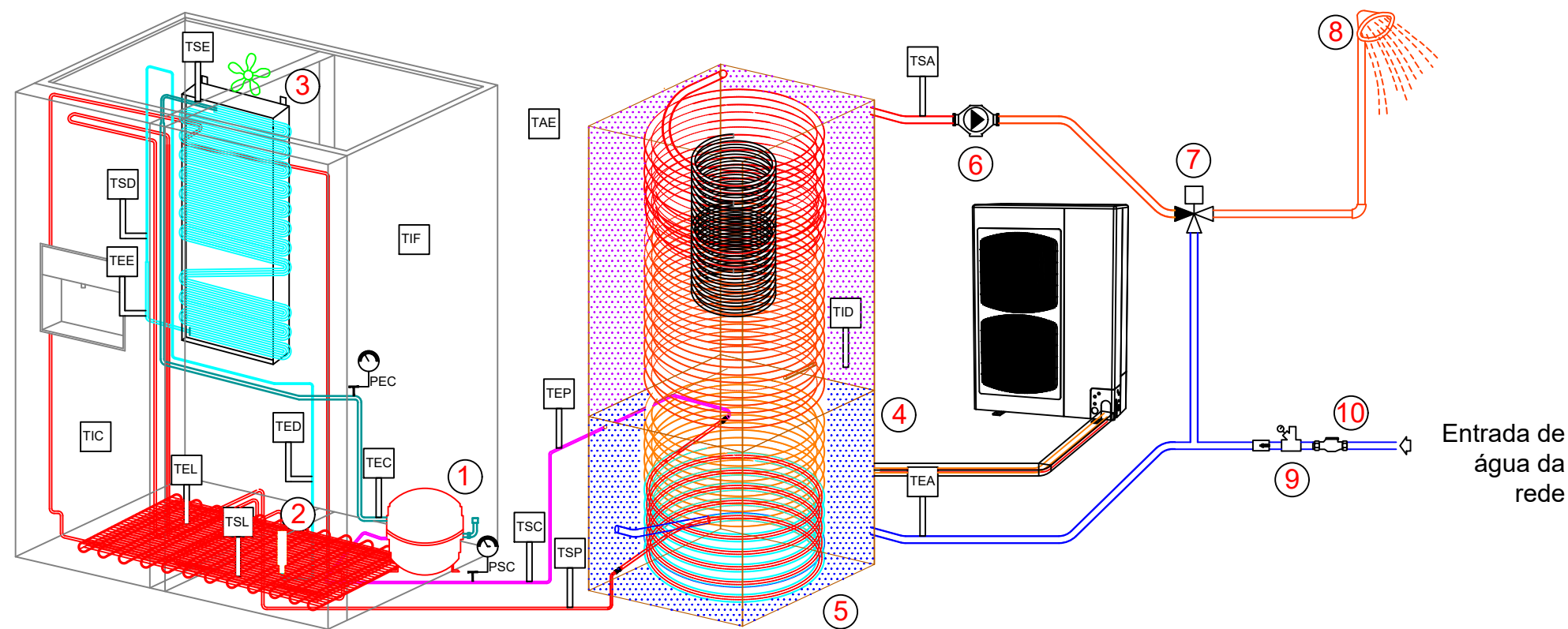
7.5.1 Desenhos do esquema de princípio do sistema idealizado para o Trabalho futuro Nº 1 e Nº 2.



SIGLA	DESCRIÇÃO	Nº ID DATALOGER
TSE	TEMPERATURA SAÍDA EVAPORADOR	1
TEC	TEMPERATURA ENTRADA COMPRESSOR	2
TSC	TEMPERATURA SAÍDA COMPRESSOR	3
TEP	TEMPERATURA ENTRADA PERMUTADOR	4
TSP	TEMPERATURA SAÍDA PERMUTADOR	5
TEL	TEMPERATURA ENTRADA LOOP	6
TSL	TEMPERATURA SAÍDA LOOP	7
TED	TEMPERATURA ENTRADA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	8
TSD	TEMPERATURA SAÍDA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	9
TEE	TEMPERATURA ENTRADA EVAPORADOR	10
TEA	TEMPERATURA ENTRADA ÁGUA	11
TSA	TEMPERATURA SAÍDA ÁGUA	12
TID	TEMPERATURA INTERIOR DEPÓSITO	13
TIC	TEMPERATURA INTERIOR CONGELADOR	14
TIF	TEMPERATURA INTERIOR FRIGORÍFICO	15
TAE	TEMPERATURA AMBIENTE ENVOLVENTE	16
PEC	PRESSÃO ENTRADA COMPRESSOR	17
PSC	PRESSÃO SAÍDA COMPRESSOR	18

Simbologia	
	MANÓMETRO DE PRESSÃO
	SONDA DE TEMPERATURA
	VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO
	CONTADOR DE ÁGUA
	VÁLVULA ANTI-RETORNO
LEGENDA	
	BOMBA CIRCULADORA
	VÁLVULA MISTURADORA TERMOSTÁTICA
	CONTADOR VOLUMÉTRICO DE ÁGUA
	DEPÓSITO DE INÉRCIA
	COMPRESSOR RECÍPROCO
	ÁGUA QUENTE SANITÁRIA
	EVAPORADOR CONVECÇÃO FORÇADA
	FILTRO SECAADOR
	BOMBA DE CALOR ÁGUA
	COLECTORES SOLARES
	DEPÓSITO ACUMULAÇÃO ÁGUA 300 LITROS
	MÁQUINA DE LAVAR ROUPA

isep Instituto Superior de Engenharia do Porto	Morada:	Rua Doutor António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto Portugal
	Nome do projeto:	Pedro Peixoto
Descrição do projeto: Esquema de princípio do sistema de reaproveitamento do calor rejeitado por máquinas térmicas		
Local de realização: Laboratório de AVAC		
Instituição de realização: ISEP Instituto Superior de Engenharia do Porto		Número: 02
Descrição: Trabalho Futuro Nº 1		
		Data: 10/09/2021



SIGLA	DESCRIÇÃO	Nº ID DATALOGER
TSE	TEMPERATURA SAÍDA EVAPORADOR	1
TEC	TEMPERATURA ENTRADA COMPRESSOR	2
TSC	TEMPERATURA SAÍDA COMPRESSOR	3
TEP	TEMPERATURA ENTRADA PERMUTADOR	4
TSP	TEMPERATURA SAÍDA PERMUTADOR	5
TEL	TEMPERATURA ENTRADA LOOP	6
TSL	TEMPERATURA SAÍDA LOOP	7
TED	TEMPERATURA ENTRADA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	8
TSD	TEMPERATURA SAÍDA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	9
TEE	TEMPERATURA ENTRADA EVAPORADOR	10
TEA	TEMPERATURA ENTRADA ÁGUA	11
TSA	TEMPERATURA SAÍDA ÁGUA	12
TID	TEMPERATURA INTERIOR DEPOSITO	13
TIC	TEMPERATURA INTERIOR CONGELADOR	14
TIF	TEMPERATURA INTERIOR FRIGORÍFICO	15
TAE	TEMPERATURA AMBIENTE ENVOLVENTE	16
PEC	PRESSÃO ENTRADA COMPRESSOR	17
PSC	PRESSÃO SAÍDA COMPRESSOR	18

LEGENDA	
	MANÓMETRO DE PRESSÃO
	SONDA DE TEMPERATURA
	VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO
	CONTADOR DE ÁGUA
	VÁLVULA ANTI-RETORNO

LEGENDA	
	COMPRESSOR RECÍPROCO
	TUBO CAPILAR
	EVAPORADOR CONVECÇÃO FORÇADA
	PERMUTADOR FLUIDO FRIG. - ÁGUA
	DEPÓSITO DE INÉRCIA
	BOMBA CIRCULADORA DE ÁGUA
	VÁLVULA TERMOSTÁTICA
	SAÍDA ÁGUA PARA A INSTALAÇÃO
	REDUTOR DE PRESSÃO
	CONTADOR VOLUMÉTRICO DE ÁGUA

Entrada de água da rede

isep Instituto Superior de Engenharia do Porto

Eng. Joaquim Monteiro
Eng. Pedro Peixoto

Morada: Rua Doutor António Bernardino de Almeida, 431
4200-072 Porto
Portugal

Esquema de princípio do sistema de reaproveitamento do calor rejeitado por máquinas térmicas

Laboratório de AVAC

ISEP Instituto Superior de Engenharia do Porto

Trabalho Futuro Nº 2

03

12/11/2021

7.6 ANEXO 6

7.6.1 Ficha técnica do calibrador por banho térmico *Presys*, TE-25N

Calibradores de Temperatura

TE-25N/TE-35N/TE-50N

-25 °C a 140 °C

- 3 em 1
- Prontos para usar
- Melhor Custo-Benefício

PRESYS

www.presys.com.br



- Resolução de 0.01 °C.
- Estabilidade de ± 0.02 °C para toda a faixa de temperatura.
- Entradas para RTD, termopares e termostatos.
- Fonte Alimentação Interna regulada de 24 Vcc e entrada mA para transmissores a dois fios.
- Calibração automática completa com ou sem o uso de computador (ciclo automático).
- Capacidade de documentação: comunicação com o computador e com o software de calibração ISOPLAN®.

Características Comuns da nossa Linha Econômica TE

- ▶ Tela de Cristal Líquido - LCD.
- ▶ Alimentação Elétrica: 110 ou 220 Vca, 50/60 Hz.
- ▶ Unidade/Escalas de Temperatura: °C, °F, IPTS-68 ou ITS-90, selecionável pelo usuário.
- ▶ Comunicação Serial: Protocolo Modbus® RTU (RS-232/RS-485).
- ▶ Entrada Termopar: J, K, T, N, L: $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ @ $660\text{ }^{\circ}\text{C}$ / E: $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ @ $660\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- ▶ Exatidão da Compensação de Junta Fria (CJC): $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- ▶ Entrada RTD: 2, 3, 4 fios / Pt-100, Pt-1000, Cu-10, Ni-100 / $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- ▶ Entrada de Corrente: -1 a 24,5 mA, $\pm 0.01\%$ do Fundo de Escala.
- ▶ Alimentação para Transmissor: 24 Vcc regulada.

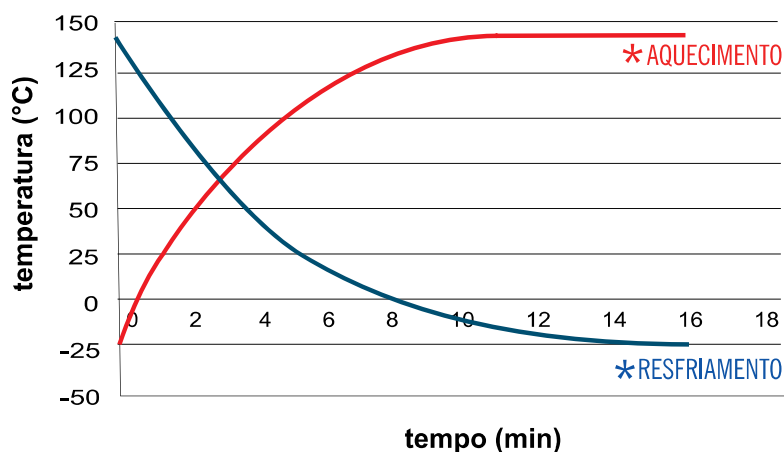
-25 a 140 °C



Modelos

	TE-25N	TE-35N	TE-50N
Faixa de Operação temperatura ambiente: 23 °C	-25 °C a +140 °C ⁽¹⁾	-35 °C a +140 °C ⁽¹⁾	-50 °C a +140 °C ⁽¹⁾
Exatidão do Display:	$\pm 0,13\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,13\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,13\text{ }^{\circ}\text{C}$
Resolução:	0,01 °C	0,01 °C	0,01 °C
Estabilidade:	$\pm 0,03\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,03\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,03\text{ }^{\circ}\text{C}$
Uniformidade Axial (40mm):	$\pm 0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$ em toda faixa	$\pm 0,06\text{ }^{\circ}\text{C}$ em toda faixa	$\pm 0,07\text{ }^{\circ}\text{C}$ em toda faixa
Uniformidade Radial:	$\pm 0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$ em toda faixa	$\pm 0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$ em toda faixa	$\pm 0,02\text{ }^{\circ}\text{C}$ em toda faixa
Tempo Aquecimento:	10 min (25 °C a 140 °C) * [*]	16 min (25 °C a 140 °C)	11 min (25 °C a 140 °C)
Tempo Resfriamento:	11 min (25 °C a -25 °C) * [*]	16 min (25 °C a -35 °C)	25 min (25 °C a -50 °C)
Diâmetro x Profundidade do Poço:	Ø 25,4 mm x (1") / 124 mm	Ø 25,4 mm x (1") / 124 mm	Ø 25,4 mm x (1") / 124 mm
Unidades / Escalas de Temperatura:	°C ou °F / IPTS-68 ou ITS-90 selecionadas pelo usuário		
Display:	Display de cristal líquido com ajuste de contraste		
Dimensões (AxLxP):	260 x 180 x 270 mm	260 x 180 x 270 mm	315 x 180 x 270 mm
Peso:	10,0 kg	10,0 kg	12,0 kg
Potência Elétrica:	200 W	300 W	400 W
Condições Ambientais de Operação:	0 a 50 °C / 0 a 90% UR		

TE-25N é rápido, realmente muito rápido !



⁽¹⁾ Nota: A faixa pode ser estendida até 155 °C sob consulta.



7.7 ANEXO 7

7.7.1 Ficha técnica do *Datalogger*, da marca *dataTaker*, de modelo DT80.



dataTaker

DT80 Series 4 Data Logger

Intelligent Data Logging Products



Applications include:

Research & Development	Thermistor Arrays	Machine Down Time
Agricultural Research	Aquaculture	Pressure
Weather Stations	Structural Monitoring	Load Cells
Total Energy Monitoring	Strain Gauges	Flow
Environmental Monitoring	Process Monitoring	Vehicle Testing
Temperature Profiling	Fault Identification	GPS

***FREE** Software & Technical Support

- Dual Channel Isolation Technology
- Up to 15 Analog ($\pm 50V$) sensor inputs
- Expandable to 300 analog inputs
- 12 flexible digital terminals
- 2 Serial 'Smart Sensor' ports
- SDI-12 (multiple networks)
- Programmable Analog Output
- Modbus for SCADA connection
- Web & FTP client / server
- USB memory for easy data and program transfer

Warranty: All dataTaker Data Loggers are covered by a 3 year warranty on workmanship and parts. For further information on the dataTaker range, or for useful downloads, visit the dataTaker web site at www.dataTaker.com or contact your nearest dataTaker office or distributor.

Quality Statement: dataTaker operates a Quality Management System complying with ISO9001:2008. It is dataTaker's policy to supply customers with products which are fit for their intended purpose, safe in use, perform reliably to published specification and are backed by a fast and efficient customer support service.

Trademarks: dataTaker is a registered trademark.

Specifications: dataTaker reserves the right to change product specifications at any time without notice.

Designed and Manufactured in Australia.

**Our ability to provide free software and support is dependent on applicable export control laws (including those of the United States) and the export policy from time to time of Thermo Fisher Scientific Inc.*

The Smarter Solution

The dataTaker DT80 smart data logger provides an extensive array of features that allow it to be used across a wide variety of applications. The DT80 is a robust, stand alone, low power data logger featuring USB memory stick support, 18 bit resolution, extensive communications capabilities and built-in display.

The dataTaker DT80's Dual Channel concept allows up to 10 isolated or 15 common referenced analog inputs to be used in many combinations. With support for multiple SDI-12 sensor networks, Modbus for SCADA systems, FTP and Web interface, 12V regulated output to power sensors, the DT80 is a totally self contained solution.

Versatile Measurement

Connect an array of sensors through the versatile analog and digital channels, high-speed counter inputs, phase encoder inputs and programmable serial sensor channels.

Temperature, voltage, current, 4-20mA loops, resistance, bridges, strain gauges, frequency, digital, serial and calculated measurements can all be scaled, logged and returned in engineering units or within statistical reporting.

Set up sampling, logging, alarm and control tasks to suit your own requirements while interfaces for smart sensors, GPS and other intelligent devices expand the DT80 flexibility.

Superior Data Storage & Communications

With the standard unit able to store up to 10 million data points (expandable) you can log as much or as little as you need. Overwrite or stop logging once allocated memory is full, archive data on alarm event, copy to USB memory or transfer via FTP/ Email, the choice is yours.

Communications features include RS232, USB and Ethernet, connect to the DT80 locally, remotely through a modem or over the Internet. The web interface allows users to configure the DT80, access logged data and see current measurements as mimics or in a list using a web browser.

FTP/ Email provides data to your office over the internet or wireless network, without the need for polling or specific host software.

Technical Specifications

Analog Channels

5 analog input channels (expandable to 100*)

Each channel is independent and supports: one isolated 3-wire or 4-wire input, or two isolated 2-wire inputs, or three common referenced 2-wire inputs.

The following maximums apply.

- 2-wire with common reference terminal: 15 (expandable to 300*)
- 2-wire isolated: 10 (expandable to 200*)
- 3- and 4-wire isolated: 5 (expandable to 100*)

*Expansion requires optional CEM20

Fundamental Input Ranges

The fundamental inputs that the DT80 can measure are voltage, current, resistance and frequency. All other measurements are derived from these.

Sampling

Integrates over 50/60Hz line period for accuracy and noise rejection

Maximum sample speed: 40Hz

Effective resolution: 18 bits

Linearity: 0.01%

Common mode rejection: >90dB

Line series mode rejection: >35dB

Inputs

Inter-Channel Isolation: 100V (relay switching)

Analog Section Isolation: 100V (opto-isolated)

Input impedance: 160K Ω , >100M Ω

Common mode range: $\pm 3.5V$ or $\pm 55V$ (attenuator on/ off)

Sensor Excitation (Supply)

Analog channels:

- selectable 2 μA , 213 μA or 2.5mA precision current source
- 4.5V voltage source
- switched external supply

General Purpose: Switchable 12V/5V regulated supply for powering sensors & accessories (max 150mA).

Analog Output

Isolated programmable 16-bit DAC: voltage 0-10V or current 0-24mA

Analog Sensors

Supports a wide range of sensors including, but not limited to, those listed below. A wide range of sensor scaling and linearising facilities including polynomials, expressions and functions.

Thermocouples

Types: B, C, D, E, G, J, K, N, R, S, T

Calibration standard: ITS-90

RTDs

Materials supported: Pt, Ni, Cu

Resistance range: 10 Ω to 1M Ω

Thermistors

Types: YSI 400xx Series, other types*

Resistance range: up to 1M Ω

* Other thermistor types are supported by thermistor scaling and calculated channels.

Monolithic Temperature Sensors

Types supported: LM34 - 60, AD590, 592, TMPxx, LM135, 235, 335

Strain Gauge and Bridge Sensors

Configurations: 1/4, 1/2, & full bridge

Excitation: voltage or current

4-20mA Current Loop

Internal 100 Ω shunt or external shunt resistor

Digital Channels

Digital Input/Outputs

8 bi-directional channels

Input Type: 8 logic level (max 20/30V)

Output Type: 4 with open drain FET (max: 30V, 100mA)

4 with logic output

Relay Output

1 latching relay, contacts (max: 30Vdc, 1A)

Counter Channels

Low Speed Counters

8 counters shared with digital inputs.

Low speed counters do not function in sleep mode.

Size: 32 bit Max Count rate: 10 Hz

Dedicated Counter Inputs

4 high speed or 2 phase encoder (quadrature) inputs

Size: 32 bit Max Count rate: 100 kHz

Input type:

- 2 logic level inputs (max $\pm 30V$),
- 2 sensitive inputs (100mV) for magnetic pickups (max $\pm 10V$)

Serial Channels

SDI-12

4 SDI-12 inputs, shared with digital channels. Each input can support multiple SDI-12 sensors.

Generic Serial Sensor

Flexible options to allow data to be logged from a wide range of smart sensors and data streams.

Available ports: Serial Sensor Port (RS232, RS422, RS485)

Host RS232 Port*

Baud rate: 300 to 115,200

*If used as a Serial Sensor channel then the Host Port is not available for other communications.

Calculated Channels

Combine values from analog, digital and serial sensors using expressions involving variables and functions.

Functions: An extensive range of Arithmetic, Trigonometric, Relational, Logical and Statistical functions are available.

Alarms

Condition: high, low, within range and outside range

Delay: optional time period for alarm response

Actions: set digital outputs, transmit message, execute any dataTaker command.

Scheduling of Data Acquisition

Number of schedules: 11

Schedule rates: 10ms to days

Data Storage

Internal Store

Capacity: 128MB (approx 10,000,000 data points)

Larger storage available refer to technical support.

Removable USB store device (optional accessory)

Types: compatible with USB 1.1 or USB 2.0 drives, e.g. Flash drive.

Capacity: approx. 90,000 data points per megabyte.

Communication Interfaces

Ethernet Port

Interface: 10BaseT (10Mbps)

Protocol: TCP/IP, Modbus (Master & Slave)

USB Port

Interface: USB 1.1 (virtual COM port)

Protocol: ASCII command

Host RS232 Port

- Speed: 300 to 115,200 baud (57,600 default)
- Flow Control: Hardware (RTS/CTS), Software (XON/XOFF), None
- Handshake lines: DCD, DSR, DTR, RTS, CTS
- Modem support: auto-answer and dial out
- Protocols: ASCII Command, TCP/IP (PPP), Modbus (Master & Slave), Serial Sensor

Serial Sensor Port

- Interface: RS232, RS422, RS485
- Speed: 300 to 115,200 baud
- Flow Control: Hardware (RTS/CTS), Software (XON/XOFF), None
- Protocols: Modbus (Master & Slave), Serial Sensor

Network (TCP/IP) Services

Uses Ethernet and/or Host RS232 (PPP) ports

Command Interface

Access the ASCII command interface of the DT80 via TCP/IP

Web Server

Access current data and status from any web browser.

Custom pages can be defined. Download data in CSV format. Command interface window, Define mimic displays.

Modbus Server (slave)

Access current data and status from any Modbus client (e.g. SCADA system)

Modbus Client (master)

Read/write data from modbus sensors and devices including PLC's, dataTaker loggers, modbus displays etc.

FTP Server

Access logged data from any FTP client or web browser

FTP Client

Automatically upload logged data direct to an FTP server

System

Display and Keypad

Type: LCD, 2 line by 16 characters, backlight.

Display Functions: channel data, alarms, system status.

Keypad: 6 keys for scrolling and function execution.

Status LEDs: 4 for sample, disk, attention and power.

Firmware Upgrade

Via: RS232, Ethernet, USB or USB disk.

Real Time Clock

Normal resolution: 200 μs

Accuracy: ± 1 min/year (0°C to 40°C),

± 4 min/year (-40°C to 70°C)

Power Supply

External voltage range: 10 to 30Vdc

Internal battery: 6Vdc 1.2Ah lead acid

Peak Power: 12W (12Vdc 1A)

Average power Consumption

Using 12Vdc external power source

Sampling Speed	Average Power
1 second	1350 mW
5 seconds	500 mW
30 seconds	135 mW
5 minutes	70 mW
1 hour	60 mW

Typical Operating Time

From internal 6Vdc, 1.2Ah battery

Sampling Speed	Operating Power
1 second	6.5 hours
5 seconds	1 day
1 minute	10 days
1 hour	3.5 months

Physical and Environment

Construction: Powder coated zinc and anodized aluminum.

Dimensions: 180 x 137 x 65mm

Weight: 1.5kg (4kg shipping)

Temperature range: -45°C to 70°C*

Humidity: 85% RH, non-condensing

*reduced battery life and LCD operation outside range -15°C to 50°C

Accessories Included

Resource CD: includes software, video training and user manual.

Comms cable: USB cable

Line adaptor: 110/240Vac to 15Vdc, 800mA

For full technical specifications download the user's manual from our website www.datataker.com

7.8 ANEXO 8

7.8.1 Ficha técnica do manómetro digital da *Testo*, modelo 570.

Digital manifold

testo 570 – The manifold for measuring, analysing and documenting

Calculate superheating and subcooling simultaneously

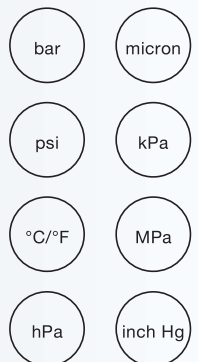
Record pressure, temperature, current and vacuum measurement in one instrument

999 hours recording measurement values

40 refrigerants stored

Report printout on site with Testo fast printer

Can be used for applications with A2L refrigerant, taking into account the relevant legislation, norms and guidelines for refrigeration systems



The digital manifold testo 570 is a robust tool for all imaginable measurements on a refrigeration system or heat pump. The instrument is capable of considerably more than just measurement. Pressures, temperatures, vacuum or current – testo 570 analyses them all. It stores all measurement data, right from commissioning, to service and maintenance, through to the error analysis of a system.

The internal data memory replaces manual work steps. This means that, for example, long-term measurements can be carried out, or data can be recorded in real time and presented graphically. Errors can be found and rectified more quickly in cases of malfunction. Manual documentation is also a thing of the past. Measurement protocols can be produced on site and results traced at any time. This ensures transparency and inspires trust in the customer.

Technical data

testo 570-1 Set

testo 570-1 set digital manifold for all measurement tasks on refrigeration systems and heat pumps, 4-way-valve block, internal data memory, integrated vacuum measurement, 3 temperature probe connections, clamp probe, demo version PC software, calibration protocol and batteries included

Part no. 0563 5701



testo 570-2 Set

testo 570-2 set digital manifold for all measurement tasks on refrigeration systems and heat pumps, 4-way-valve block, internal data memory, integrated vacuum measurement, 3 temperature probe connections, calibration protocol, 2x clamp probes, licence key for downloading the EasyKool PC software, USB cable, transport case, mains unit and batteries included

Part no. 0563 5702



General technical data

Memory	up to 999 h recording
Display	LCD graphics display
Operating temperature	-20 to +50 °C
Storage temperature	-20 to +60 °C
Battery life	approx. 40 h (w/o illumination)
Dimensions	280 x 135 x 75 mm
Weight	1200 g
Protection class	IP42
Print media	CFC, HFC, N, H ₂ O, CO ₂

Refrigerant in the instrument

R12, R22, R123, R134a, R227, R290, R401A, R401B, R402A, R402B, R404A, R406A, R407A, R407C, R408A, R409A, R410A, R411A, R413A, R414B, R416A, R417A, R420A, R421A, R421B, R422A, R422B, R422D, R424A, R427A, R434A, R437A, R438A, R502, R503, R507, R600, R600a, R718 (H₂O), R744 (only in the permitted measurement range up to 50 bar), R1234yf
Refrigerant update possible by customer (via „EasyKool“ software)

Sensor types

	Pressure	Temperature	Vacuum
Measuring range	50 bar	-50 to +150 °C	–
Measuring range (rel.)	–	–	-1 bar ... 0 bar
Accuracy (at 22 °C)	0.5% fs (±1 Digit)	±0.5°C (±1 Digit)	1 % fs
Resolution	0.01 bar / 0,1 psi	0.1 °C/0.1 °F	1 hPa / 1 mbar / 500 micron
Probe connections	3 x 7/16" – UNF + 1 x 5/8" – UNF	3 x plug-in (NTC)	–
Overload rel. (LP/HP)	52 bar / 52 bar	–	–
Low pressure rel. (LP) High pressure rel. (hP)	50 bar / 50 bar	–	–

7.9 ANEXO 9

7.9.1 Ficha técnica do analisador de corrente *FLUKE*, modelo 1736.

TECHNICAL DATA

Fluke 1736 and 1738 Three-Phase Power Loggers



KEY MEASUREMENTS

Automatically capture and log voltage, current, power, harmonics and associated power quality values

FLUKE CONNECT® COMPATIBLE*

View data locally on the instrument, via Fluke Connect mobile app and desktop software or through your facilities' WiFi infrastructure.

CONVENIENT INSTRUMENT POWERING

Power instrument directly from the measured circuit

HIGHEST SAFETY RATING IN THE INDUSTRY

600 V CAT IV/1000 V CAT III rated for use at the service entrance and downstream

More visibility, reduced uncertainty and better power quality and energy consumption decisions

The Fluke 1736 and 1738 Three-Phase Power Loggers built with Fluke Connect® mobile app and desktop software compatibility give you the data you need to make critical power quality and energy decisions in real-time. The ideal test tools for conducting energy studies and basic power quality logging, the 1736 and 1738 automatically capture and log over 500 power quality parameters so you have more visibility into the data you need to optimize system reliability and savings.

An optimized user interface, flexible current probes, and an intelligent measurement verification function that allows you to reduce measurement errors by digitally verifying and correcting common connection errors makes setup easier than ever and reduces measurement uncertainty. Access and share data remotely with your team via the Fluke Connect® app so you can maintain safer working distances and make critical decisions in real-time, reducing the need for protective equipment, site visits and check-ins. You can also quickly and easily chart and graph measurements to help identify issues and create detailed reports with the included Fluke Energy Analyze Plus software package.

- **Measure all three phases and neutral** with included 4 flexible current probes.
- **Comprehensive logging:** More than 20 separate logging sessions can be stored on the instruments. In fact, all measured values are automatically logged so you never lose measurement trends. They can even be reviewed during logging sessions and before downloading for real-time analysis.
- **Capture dips, swells, and inrush currents:** includes event waveform snapshot and high resolution RMS profile, along with date, timestamp and severity to help pinpoint potential root causes of power quality issues.
- **Bright, color touch screen:** Perform convenient in-the-field analysis and data checks with full graphical display.
- **Optimized user interface:** Capture the right data every time with quick, guided, graphical setup and reduce uncertainty about your connections with the intelligent verification function.
- **Complete "in-the-field" setup through the front panel or Fluke Connect App:** no need to return to the workshop for download and setup or to take a computer to the electrical panel.

*Not all models are available in all countries. Check with your local Fluke representative.

Specifications

Accuracy			
Parameter	Range	Max. resolution	Intrinsic accuracy at reference conditions (% of reading + % of full scale)
Voltage	1000 V	0.1 V	$\pm (0.2\% + 0.01\%)$
Current	i17xx-flex 1500 12"	150 A 1500 A	$\pm (1\% + 0.02\%)$ $\pm (1\% + 0.02\%)$
	i17xx-flex 3000 24"	300 A 3000 A	$\pm (1\% + 0.03\%)$ $\pm (1\% + 0.03\%)$
	i17xx-flex 6000 36"	600 A 6000 A	$\pm (1.5\% + 0.03\%)$ $\pm (1.5\% + 0.03\%)$
	i40s-EL clamp	4 A 40 A	$\pm (0.7\% + 0.02\%)$ $\pm (0.7\% + 0.02\%)$
Frequency	42.5 Hz to 69 Hz	0.01 Hz	$\pm (0.1\%)$
Aux input	± 10 V dc	0.1 mV	$\pm (0.2\% + 0.02\%)$
Voltage min/max	1000 V	0.1 V	$\pm (1\% + 0.1\%)$
Current min/max	defined by accessory	defined by accessory	$\pm (5\% + 0.2\%)$
THD on voltage	1000 %	0.1 %	± 0.5
THD on current	1000 %	0.1 %	± 0.5
Voltage harmonics 2nd ... 50th	1000 V	0.1 V	≥ 10 V: $\pm 5\%$ of reading < 10 V: ± 0.5 V
Current harmonics 2nd ... 50th	defined by accessory	defined by accessory	$\geq 3\%$ of current range: $\pm 5\%$ of reading $< 3\%$ of current range: $\pm 0.15\%$ of range
Unbalance	100%	0.1 %	± 0.2

Intrinsic uncertainty \pm (% of reading + % of range) ¹					
Parameter	Influence quantity	iFlex1500-12 150A/1500A	iFlex3000-24 300A/3000A	iFlex6000-36 600/6000A	i40s-EL 4A/40A
Active Power P Active Energy E _a	PF ≥ 0.99	1.2 % + 0.005 %	1.2 % + 0.0075 %	1.7 % + 0.0075 %	1.2 % + 0.005 %
Apparent Power S Apparent Energy E _{ap}	0 \leq PF ≤ 1	1.2 % + 0.005 %	1.2 % + 0.0075 %	1.7 % + 0.0075 %	1.2 % + 0.005 %
Reactive Power Q Reactive Energy E _r	0 \leq PF ≤ 1	2.5 % of measured apparent power			
Power Factor PF Displacement Power Factor DPF/cos ϕ	–	± 0.025			
Additional uncertainty in % of range ¹	V _{P-N} > 250 V	0.015 %	0.0225 %	0.0225 %	0.015 %

¹Range = 1000 V x Irange

Reference conditions:

- **Environmental:** 23 °C \pm 5 °C, instrument operating for at least 30 minutes, no external electrical/magnetic field, RH < 65 %
- **Input conditions:** Cos ϕ /PF=1, Sinusoidal signal f=50 Hz/60 Hz, power supply 120 V/230 V \pm 10%.
- **Current and power specifications:** Input voltage 1 ph: 120 V/230 V or 3 ph wye/delta: 230 V/400 V Input current: I > 10% of Irange
- **Primary conductor of clamps or Rogowski coil in center position**
- **Temperature coefficient:** Add 0.1 x specified accuracy for each degree C above 28 °C or below 18 °C

Electrical specifications	
Power supply	
Voltage range	100 V to 500 V using safety plug input when powering from the measurement circuit 100 V to 240 V using standard power cord (IEC 60320 C7)
Power consumption	Maximum 50 VA (max. 15 VA when powered using IEC 60320 input)
Efficiency	≥ 68.2 % (in accordance with energy efficiency regulations)
Maximum no-load consumption	< 0.3 W only when powered using IEC 60320 input
Mains power frequency	50/60 Hz ± 15 %
Battery	Li-ion 3.7 V, 9.25 Wh, customer-replaceable
On-battery runtime	Four hours in standard operating mode, up to 5.5 hours in power saving mode
Charging time	< 6 hours
Data acquisition	
Resolution	16-bit synchronous sampling
Sampling frequency	10.24 kHz at 50/60 Hz, synchronized to mains frequency
Input signal frequency	50/60 Hz (42.5 to 69 Hz)
Circuit types	1-φ, 1-φ IT, split phase, 3-φ delta, 3-φ wye, 3-φ wye IT, 3-φ wye balanced, 3-φ Aron/Blonde (2-element delta), 3-φ delta open leg, currents only (load studies)
Data storage	Internal flash memory (not user replaceable)
Memory size	Typical 10 logging sessions of 8 weeks with 1-minute intervals and 500 events ¹
Basic interval	
Measured parameters	Voltage, current, aux, frequency, THD V, THD A, power, power factor, fundamental power, DPF, energy
Averaging interval	User selectable: 1 sec, 5 sec, 10 sec, 30 sec, 1 min, 5 min, 10 min, 15 min, 30 min
Averaging time min/max values	Voltage, Current: Full cycle RMS updated every half cycle (URMS1/2 according to IEC61000-4-30 Aux, Power: 200ms
Demand Interval (Energy Meter Mode)	
Measured parameters	Energy (Wh, varh, VAh), PF, maximum demand, cost of energy
Interval	User selectable: 5 min, 10 min, 15 min, 20 min, 30 min, off
Power quality measurements	
Measured parameter	Voltage, frequency, unbalance, voltage harmonics, THD V, current, harmonics, THD A, TDD
Averaging interval	10 min
Individual harmonics	2nd ...50th harmonic
Total harmonic distortion	Calculated on 50 harmonics
Events	Voltage: dips, swells, interruptions, current: inrush current
Triggered recordings	Full cycle RMS updated every half cycle of voltage and current (Urms1/2 according to IEC61000-4-30) Waveform of voltage and current

¹The number of possible logging sessions and logging period depends on user requirements.