

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Leonardo Victor Silva Martins

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA AVALIAÇÃO DO
RETROFIT DO R-22 EM UNIDADES DE CLIMATIZAÇÃO DO TIPO SPLIT**

Belo Horizonte
2024

Leonardo Victor Silva Martins

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA AVALIAÇÃO DO
RETROFIT DO R-22 EM UNIDADES DE CLIMATIZAÇÃO DO TIPO SPLIT**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Willian Moreira Duarte

Coorientador: Luiz Machado

Belo Horizonte
2024

M386e

Martins, Leonardo Victor Silva.

Estudo experimental e modelo de simulação para avaliação do retrofit do R-22 em unidades de climatização do tipo split [recurso eletrônico] / Leonardo Victor Silva Martins. - 2024.

1 recurso online (127 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Willian Moreira Duarte.

Coorientador: Luiz Machado.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 82-127.

Bibliografia: f. 75-81.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Energia - Consumo - Teses. 3. Sustentabilidade - Teses. 4. Meio ambiente - Teses. 5. Refrigeração - Teses. 6. Modelos matemáticos - Teses. 7. Impacto ambiental - Teses. 8. Fluidos refrigerantes - Teses. 9. Fluidos - Teses. I. Duarte, Willian Moreira. II. Machado, Luiz. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

Ata da Sessão Pública da defesa de dissertação de **LEONARDO VICTOR SILVA MARTINS**, de registro número **2021722737**, aluno do Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia, da Universidade Federal de Minas Gerais, às 09h00min do dia 21 de fevereiro de 2024, ocorrida de forma remota, por meio de videoconferência. A Banca Examinadora indicada pelo Colegiado do Curso foi constituída pelos professores: Dr. Willian Moreira Duarte (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Luiz Machado (Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Antônio Augusto Torres Maia (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Christian Johann Losso Hermes (Departamento de Engenharia Mecânica/UFSC) e Dr. Raphael Nunes de Oliveira (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG). O Presidente da Banca Examinadora, Dr. Willian Moreira Duarte, abriu a Sessão Pública de defesa nº 710/2024, para avaliar a defesa de dissertação do aluno **Leonardo Victor Silva Martins**, intitulada: "**Estudo experimental e modelo de simulação para avaliação do retrofit do R-22 em unidades de climatização do tipo split**" requisito final para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na área de concentração "**Energia e Sustentabilidade**" e, após dar conhecimento aos presentes o teor das normas regulamentares do trabalho final, passou a palavra ao candidato para apresentação de seu trabalho. Seguiu-se a arguição pelos examinadores com a respectiva defesa do candidato. Após a defesa, os membros da Banca Examinadora realizaram a avaliação, sem a presença do candidato, para julgamento e expedição do resultado final. Foi atribuída a seguinte indicação: o candidato foi considerado **APROVADO**, por unanimidade. O resultado final foi comunicado ao candidato pelo Senhor Presidente da Banca Examinadora. Nada mais havendo a tratar, lavrou-se a presente Ata que será assinada eletronicamente pelos membros da Banca.

Assinatura dos membros da banca examinadora:



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 27/02/2024, às 19:45, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Christian Johann Losso Hermes, Usuário Externo**, em 05/03/2024, às 17:29, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Antonio Augusto Torres Maia, Professor do Magistério Superior**, em 06/03/2024, às 08:20, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 06/03/2024, às 11:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo suporte constante nessa longa jornada. Mãe, pai, irmão e irmã, vocês sempre foram uma fonte de referência e encorajamento, fundamentais para eu estar onde estou e ao qual sou muito grato.

Ao meu orientador, professor Willian, pela empatia e apoio constantes desde a época do intercâmbio, passando pela realização do trabalho de graduação e chegando até a conclusão desse trabalho. Sem o seu suporte, não teria conseguido chegar até aqui. Agradeço também por ser uma referência para mim, não apenas como professor/pesquisador, mas como pessoa também.

Ao meu co-orientador, professor Luiz Machado, que vem guiando-me desde o começo da Iniciação Científica até os dias de hoje. Como o Willian, agradeço também por ser uma referência para mim, não apenas como professor/pesquisador, mas como pessoa também.

Aos amigos pelo constante apoio e suporte nessa jornada.

Ao grupo GREA, do qual faço parte há desde 2017. Agradeço pelo aprendizados e oportunidades que obtive. Um agradecimento especial para o Ramon que me apoiou bastante na minha trajetória, inclusive diretamente neste trabalho.

Ao grupo LabTerm, em especial ao professor Rafael e à Clara, por auxiliarem na realização deste trabalho.

À Maria Ramirez, Monica Ortiz e Franciane Silva pelo suporte fundamental na realização dos testes experimentais.

Ao professor Antônio Maia por disponibilizar instrumentos essenciais para a realização dos testes experimentais.

Ao CEMTEC pelo suporte na calibração dos termopares e imagens termográficas.

E a todas as demais pessoas que, direta ou indiretamente, contribuíram para o meu desenvolvimento.

“Eu acredito demais na sorte. E tenho constatado que,
quanto mais duro eu trabalho, mais sorte eu tenho” (Coleman Cox)

RESUMO

Desde a adoção do Protocolo de Montreal, em 1987, até hoje, ocorreram diversas emendas com o intuito de reforçar (Kyoto, em 1997) e mesmo agilizar as metas, incentivando as indústrias a desenvolverem sistemas de refrigeração com menores impactos ambientais, utilizando fluidos refrigerantes de baixo GWP, por exemplo. Paralelamente a isso, há um grande parque de unidades de refrigeração em países em desenvolvimento, como o Brasil, que opera com fluidos de elevado GWP, como o R-22, e descartar tais equipamentos por causa do fluido refrigerante obsoleto acarretaria um grande prejuízo não apenas para os proprietários, como também para o meio ambiente. Com o intuito de reaproveitar essas unidades, este trabalho possuiu como objetivo de avaliar fluidos alternativos que substituam os atuais com o mínimo possível de modificações no sistema e sem comprometer o desempenho desses conjuntos de forma significativa. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático de um sistema de refrigeração que foi posteriormente validado experimentalmente para o R-22. Após isso, esse modelo foi incorporado a uma zona térmica, baseada nas condições ambientais de Belo Horizonte de dezembro de 2022 a novembro de 2023 (um ano) e os fluidos R-407C, R-444B e R-454C foram comparados ao R-22 por meio do COP, capacidade de refrigeração e TEWI, além da análise de sazonalidade climática. Após as análises, foi possível perceber que o R-407C apresenta um COP e capacidade de refrigeração 6% e 3% inferiores inferior ao R-22, respectivamente, e o TEWI 5% menor que a referência. Já o R-454C possui um COP e capacidade de refrigeração 16% e 11% inferiores ao R-22, respectivamente, porém, possui um TEWI total 55% menor que a referência em função de seu baixo GWP. Por fim, o R-444B foi identificando neste estudo como a melhor alternativa de substituição ao R-22 em temperaturas amenas, por possuir COP e capacidade refrigeração 15% e 9% superiores e possuir um TEWI também 55% menor que a referência.

Palavras-chave: sistema de refrigeração; modelo matemático; r-22; r-444b; r-454c.

ABSTRACT

Since the adoption of the Montreal Protocol in 1987, several amendments have occurred to strengthen (such as Kyoto in 1997) and even expedite goals, encouraging industries to develop refrigeration systems with lower environmental impacts by using refrigerants with low GWP (Global Warming Potential), for example. In parallel to this, there is a large fleet of refrigeration units in developing countries like Brazil, which operate with high GWP fluids like R-22, and discarding such equipment due to the obsolete refrigerant would entail significant losses not only for the owners but also for the environment. With the aim of repurposing these units, this study aimed to evaluate alternative fluids that replace current ones with as few modifications to the system as possible and without significantly compromising the performance of these sets. To achieve this, a mathematical model of a refrigeration system was developed, which was later experimentally validated for R-22. Subsequently, this model was incorporated into a thermal zone based on the environmental conditions of Belo Horizonte from December 2022 to November 2023 (one year), and the fluids R-407C, R-444B, and R-454C were compared to R-22 through COP (Coefficient of Performance), cooling capacity, and TEWI (Total Equivalent Warming Impact), in addition to the analysis of climatic seasonality. After the analyses, it was possible to observe that R-407C has a COP and cooling capacity 6% and 3% lower than R-22, respectively, with TEWI being 5% lower than the reference. On the other hand, R-454C has a COP and cooling capacity 16% and 11% lower than R-22, respectively, but it has a total TEWI 55% lower than the reference due to its low GWP. Finally, R-444B was identified in this study as the best alternative to replace R-22 at mild temperatures, as it has a COP and cooling capacity 15% and 9% higher, respectively, and also has a TEWI 55% lower than the reference.

Keywords: refrigeration system; mathematical model; r-22; r-444b; r-454c.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Unidade de ar condicionado do tipo split.	16
Figura 2.1 - Comparativo da Capacidade volumétrica de refrigeração.	20
Figura 2.2 - Comparativo da Pressão de saturação no evaporador.	21
Figura 2.3 - Comparativo da Pressão de saturação no condensador.	22
Figura 3.1 - Unidade de ar condicionado do tipo split: (A) desenho mais realista; (B) desenho esquemático.	34
Figura 3.2 – Desenho Esquemático do Evaporador.	40
Figura 3.3 - Algoritmo de cálculo do modelo matemático.	49
Figura 3.4 - Algoritmo de cálculo do modelo matemático completo.	50
Figura 3.5 - Fotografias da bancada utilizada para validação do modelo.	54
Figura 4.1 - Valores do COP obtidos no modelo e experimentalmente para as mesmas condições.	61
Figura 4.2 - Valores da Capacidade de Refrigeração obtidos no modelo e experimentalmente para as mesmas condições.	62
Figura 4.3 - Valores da pressão no evaporador obtidos no modelo e experimentalmente para as mesmas condições.	63
Figura 4.4 - Variação do COP em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 18°C.	64
Figura 4.5 - Variação do COP em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 24°C.	65
Figura 4.6 - Variação da Capacidade de Refrigeração em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 18°C.	67
Figura 4.7 - Variação da Capacidade de Refrigeração em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 24°C.	67
Figura 4.8 - Variação do COP no decorrer de um ano (dez/22 a nov/2023).	68
Figura 4.9 - Variação da Capacidade de Refrigeração no decorrer de um ano (dez/22 a nov/2023).	69
Figura 4.10 - Comparação da Entalpia de Vaporização dos fluidos refrigerantes avaliados. ..	70
Figura 4.11 - TEWI dos fluidos refrigerantes considerados.	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Comparativo dos principais fluidos refrigerantes.	18
Tabela 2.2 - Comparativo das principais características entre os fluidos alternativos.	19
Tabela 2.3 – Principais estudos relacionados ao R-407C.....	23
Tabela 2.4 - Correlações do número de Nusselt monofásico	24
Tabela 2.5 - Correlações para transferência de calor na Ebulição.....	26
Tabela 2.6 - Comparativo das correlações para transferência de calor na Ebulição.	27
Tabela 2.7 - Correlações para transferência de calor na Condensação.	28
Tabela 2.8 - Correlações para cálculo da Fração de Vazio.	30
Tabela 2.9 – Correlações avaliadas para modelagem do Tubo Capilar.....	31
Tabela 3.1 – Coeficientes B_0 e m para a Equação (3-13).	38
Tabela 3.2 - Condições de teste para cálculo da massa dos fluidos refrigerantes, onde TBS representa a temperatura de bulbo seco e TBU a temperatura de bulbo úmido.	43
Tabela 3.3 - Valores de carga dos fluidos refrigerantes em gramas utilizados neste trabalho.	43
Tabela 3.4 - Parâmetros utilizados nas equações do compressor.	51
Tabela 3.5 - Principais parâmetros para a simulação do ar condicionado.....	52
Tabela 3.6 - Relação entre diâmetro nominal e diâmetros interno e externo.	52
Tabela 3.7 - Parâmetros utilizados para a zona térmica.	53
Tabela 3.8 - Relação dos instrumentos e suas incertezas.	55
Tabela 4.1 – Pontos experimentais utilizados para validação.	59
Tabela 4.2 – Medições corrigidas e medições indiretas.	60
Tabela 4.2 – Comparativo dos estudos que validaram o modelo matemático experimentalmente.	63
Tabela 4.4 - COP médio dos fluidos refrigerantes comparados ao R-22.	66
Tabela 4.5 – Capacidade de refrigeração média dos fluidos refrigerantes comparados ao R-22.	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Siglas

AHRI	Air-conditioning, Heating & Refrigeration Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient of Performance
GWP	Global Warming Potential
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
ODP	Ozone Depletion Potential
NUT	Número de unidades de transferência
TEWI	Total Equivalent Warming Impact

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
a	absorção a radiação solar
Bo	Número de Ebulição
c_p	Calor específico, J/(kgK)
C	Capacidade calorífica, J/K
Co	Número de Convecção
D	Diâmetro, m
Fr	Número de Froud
G	Fluxo de massa, kg/(m ² s)
h	Coefficiente de transferência de calor, W/(m ² K)
I	Irradiação solar, W/m ² Corrente, A
i	Entalpia, kJ/kg
k	Condutividade térmica, W/(mK)
L	Comprimento, m
\dot{m}	Vazão mássica, kg/s
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor, W/s
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura, K
U	Coefficiente geral de transferência de calor, W/(m ² K)
V	Velocidade, m/s Tensão, V
\dot{W}	Potência elétrica consumida, W
w	umidade absoluta
We	Número de Weber
X	Título

Gregos

ϕ	Atraso térmico, h
ε	Efetividade
f	Fator de atrito de Darcy
α	Fração de vazio
ρ	Massa específica, kg/m ³
χ	Parâmetro de Martinelli
σ	Tensão superficial, N/m

Subscritos

a	Ar
c	Condensação
calc	Calculado
comp	Compressor
e	Evaporação/evaporador
eo	Saída do ar no evaporador
exp	Experimental
ext	Externo
f	Frio
hom	Homogêneo
in	Entrada
int	Interno
l	Líquido
lv	Líquido-vapor
mc	Manufacturer compressor
out	Saída
pa	Pressão constante
q	quente
r	Refrigerante
v	Vapor

Constantes

g	Aceleração gravitacional	9,7839 m/s ²
---	--------------------------	-------------------------

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivo geral	17
1.2	Objetivos específicos	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	Fluidos alternativos	18
2.2	Comparação entre fluidos	19
2.2.1	Efeito refrigerante volumétrico	20
2.2.2	Pressão de saturação no evaporador	21
2.2.3	Pressão de saturação no condensador	21
2.3	Estudos de substituição do R-22	22
2.4	Revisão de correlações	24
2.4.1	Coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico	24
2.4.2	Coeficiente de transferência de calor em escoamento bifásico	25
2.4.2.1	<i>Transferência de calor na Ebulição</i>	26
2.4.2.2	<i>Transferência de calor na Condensação</i>	28
2.4.3	Fração do Vazio	30
2.4.4	Tubo Capilar	31
2.5	Revisão da validação do modelo	32
2.6	Conclusões da revisão bibliográfica	32
3	METODOLOGIA	34
3.1	Características físicas do equipamento	34
3.2	Modelo matemático do sistema de refrigeração	35
3.2.1	Compressor	35
3.2.2	Tubo capilar	36
3.2.3	Trocadores de calor	36
3.2.4	Carga do fluido refrigerante	41
3.2.5	Convergência do modelo	42
3.2.6	Cálculo da massa para os fluidos alternativos	43
3.3	Modelo da zona térmica	44
3.4	Indicadores de desempenho	45
3.4.1	Coeficiente de Desempenho (COP)	46
3.4.2	Equivalente Total de Impacto de Aquecimento (TEWI)	46
3.5	Procedimento de cálculo e parâmetros de simulação	46

3.5.1	Modelo do ar condicionado	47
3.5.2	Modelo do sistema completo	49
3.5.3	Parâmetros de simulação	51
3.6	Bancada experimental para validação do modelo.....	54
3.6.1	Bancada experimental.....	54
3.6.2	Medições realizadas e os instrumentos utilizados	55
3.7	Validação do Modelo.....	56
3.8	Execução do modelo para os fluidos alternativos.....	57
4	ANÁLISE E RESULTADOS	58
4.1	Validação do Modelo.....	58
4.2	Influência das condições ambientais.....	64
4.3	Avaliação de comportamento na zona térmica	67
4.4	Análise do TEWI para os fluidos refrigerantes avaliados	70
5	CONCLUSÃO	73
	REFERÊNCIAS	75
	APÊNDICE A - SUB-ROTINAS UTILIZADAS NO PROGRAMA PRINCIPAL.....	82
	APÊNDICE B - ROTINA PRINCIPAL PARA O AR CONDICIONADO	95
	APÊNDICE C - ROTINA PARA VALIDAÇÃO DOS DADOS	102
	APÊNDICE D - ROTINA PARA AVALIAR A INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES AMBIENTAIS	104
	APÊNDICE E - ROTINA PARA AVALIAR O COMPORTAMENTO NA ZONA TÉRMICA.....	105
	APÊNDICE F – DIMENSÕES DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO UTILIZADO COMO REFERÊNCIA.....	108
	ANEXO I – CERTIFICADOS DE CALIBRAÇÃO.....	109

1 INTRODUÇÃO

O Protocolo de Montreal é um tratado internacional, adotado em 1987 com o objetivo de regular a produção e uso de produtos químicos que contribuem para a destruição da camada de ozônio. Esse acordo define um cronograma de redução e banimento desses químicos que foi inicialmente assinado por 46 países e atualmente possui aproximadamente 200 assinaturas (BRITANNICA, 2022; EPA, 2021; UNEP, 2022).

Desde o seu início, ocorreram diversas emendas com o intuito de ampliar o seu escopo, bem como antecipar etapas, reconhecendo os benefícios que o protocolo promove para o clima terrestre. Dentre esses avanços, tem-se o Protocolo de Kyoto (1997), focado na redução da emissão de gases de alto GWP e, em 2007, os membros decidiram antecipar o cronograma de banimento dos Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), substâncias que além de comprometerem a camada de ozônio, também poderosos gases do aquecimento global: os HCFCs mais comuns, como o R-22, são aproximadamente 2000 vezes mais potentes que o dióxido de carbono em termo de potencial de aquecimento global (GWP, em inglês). Os países desenvolvidos reduziram o consumo dessas substâncias até o completo banimento em 2020, enquanto os países em desenvolvimento iniciariam esse mesmo processo e devem finalizá-lo até 2030 (UNEP, 2022).

Os Hidrofluorcarbonos (HFCs), por sua vez, foram introduzidos de forma oportuna como alternativas aos HCFCs que não destroem a camada de ozônio. Atualmente, essas substâncias são comumente utilizadas em sistemas automotivos e compõe as misturas utilizadas em sistemas de climatização estáticas e apesar de não destruírem a camada de ozônio, algumas dessas substâncias possuem um elevado GWP. Conseqüentemente, as emissões de HFCs estão crescendo a uma média de 8% ao ano e a projeção indica que corresponderão de 7 a 19% das emissões totais de CO₂ em 2050. Em função disso, os membros assinaram em 2016 o “Kigali Amendment” comprometendo-se a banirem os HFCs. Nessa emenda, os países aprovaram uma redução gradual de até 80-85% até 2047, sendo que alguns grupos de países já possuem restrições, como é o caso dos países europeus para os quais há um cronograma de reduzir a utilização em 80% até 2030 (R.E.N. 517/2014, 2014; UNEP, 2022).

Globalmente, em 2018, metade das unidades de ar condicionado estacionárias instaladas utilizavam o R-22, correspondendo entre 600 e 800 milhões de unidades, ou aproximadamente um milhão de toneladas de R-22. Além disso, aproximadamente 60% das novas unidades

utilizam fluidos refrigerantes com ODP nulo (Ozone Depletion Potential, ou seja, que não destroem a camada de ozônio) (UNEP, 2019).

Dente as várias configurações de ar condicionado, destacam-se a do tipo split, indicado na Figura 1.1. Esse tipo de unidade é utilizado em várias partes do mundo para climatização residencial e comercial leve, sendo aplicado em casas, apartamentos, escolas, construções, com uma capacidade de refrigeração 2,0 a 20kW (média de 3,8kW) (UNEP, 2019). Em 2018, estimava-se que estavam instaladas aproximadamente 1000 milhões dessas unidades (UNEP, 2019), e calcula-se também que o mercado atual para unidades de ar condicionado do tipo split (ou mini-split) seja de aproximadamente 75 milhões de unidade por ano, sendo que aproximadamente 80% é de países A5 (Artigo 5 do Protocolo de Montreal – essencialmente países em desenvolvimento) e 20% é de países não A5 (GIZ, 2015; JRAIA, 2019).

Figura 1.1 - Unidade de ar condicionado do tipo split.



Fonte: Queiroz (2023)

A maior parte das unidades produzidas antes de 2000 utilizam o R-22 como fluido refrigerante (estimando-se 0,25 a 0,3kg desse fluido por kW de capacidade de refrigeração). Adicionalmente, a maior parte das unidades que utilizam fluidos não ODP adotam o R-410A, exceto em regiões de temperatura elevada em que se prefere o R-407C (UNEP, 2019). Em 2013 no Brasil, por exemplo, estima-se que a participação do R-22 e R410A na produção de novas unidades do tipo split corresponda a 80% e 20%, respectivamente (MMA, 2015).

Ante ao exposto acima, metade das unidades de ar condicionado operam com o R-22 e grande parte das que não o utilizam, adotam o R-407C. Além disso, ambos os fluidos possuem elevado potencial de aquecimento global (o R-22 possui inclusive com ODP não nulo). Apesar de já existir um cronograma para o banimento desses fluidos refrigerantes, de forma global para banimento do R-22, é importante considerar o que será feito com os equipamentos já existentes,

de forma a evitar não apenas perdas financeiras, como também impactos ambientais, como ilustrado por (HEAP, 2021). Uma forma de mitigar esses impactos seria a substituição do fluido operante por um novo fluido, com baixo GWP, com o mínimo possível de modificações no sistema e sem grande compromisso do desempenho desses conjuntos. Dessa forma, é possível estender a vida útil desses equipamentos, algo interessante do ponto de vista econômico e ambiental.

Nesse contexto, o presente trabalho possui o intuito de comparar o R-22 com fluidos alternativos (R-407C, R-444B, e R-454C) por meio de um modelo matemático de forma a encontrar um fluido substituto para ele. Dessa forma, seria possível fazer uma transição direta, evitando etapas intermediárias e, conseqüentemente, reduzindo custos. A aplicação adota será um ar condicionado do tipo split, em um escritório na região de Belo Horizonte – MG e serão considerados parâmetros como pressão no condensador, carga do fluido refrigerante, capacidade de refrigeração, COP e o Equivalente Total de Impacto de Aquecimento (TEWI).

1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em analisar fluidos refrigerantes de baixo GWP alternativos ao R-22 para unidades de climatização do tipo split, por meio de um modelo matemático.

1.2 Objetivos específicos

- Identificar os fluidos refrigerantes alternativos ao R-22 para unidades de climatização do tipo split;
- Simular o comportamento desses fluidos em uma simulação de *drop-in* de uma unidade de climatização do tipo split durante 1 ano;
- Comparar o Coeficiente de Desempenho dessas simulações;
- Avaliar o desempenho dos sistemas durante o ano;
- Comparar o TEWI desses sistemas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentada a revisão feita na literatura para conseguir delimitar as alternativas disponíveis para os tópicos contemplados neste trabalho.

2.1 Fluidos alternativos

Com o intuito de selecionar as alternativas para o R-22, foi realizada uma extensiva pesquisa, considerando fluidos de 0 ODP, baixo GWP e homologados pela AHRI (Air-conditioning, Heating & Refrigeration Institute). Em relação ao GWP (Global Warming Potential em inglês, ou potencial global de aquecimento), ele representa o potencial de aquecimento da substância liberado na atmosfera em relação ao CO₂, sendo convencionalmente calculado sobre um período de 100 anos.

Além disso, foi considerado também o cenário de *drop-in* em unidades de ar condicionado do tipo split. Esse processo substitui o fluido original por um alternativo sem realizar alterações nos componentes do sistema, como no compressor ou trocadores de calor. Outro ponto positivo de considerar esse processo é que ele é um dos mais valiosos do ponto de vista de desempenho do sistema, permitindo avaliar a compatibilidade de um fluido com a sua aplicação (PANATO et al., 2017).

A Tabela 2.1 apresenta os fluidos refrigerantes encontrados na literatura que possuem GWP baixo, quando comparado com o fluido original (R-22). Além disso, ela também indica a classificação de segurança definida pela ASHRAE e a composição, em porcentagem de massa.

Tabela 2.1 - Comparativo dos principais fluidos refrigerantes.

Refrigerante	GWP	Classificação de segurança (ASHRAE, 2019)	Composição (% da massa) (ASHRAE, 2019)
R-454C	148 ¹	A2L	R-32/1234yf (21,5/78,5)
R-444B	295 ²	A2L	R-32/152a/1234ze(E) (41,5/10,0/48,5)
R-407C	1774 ¹	A1	R-32/R-125/R-134 ^a (20/40/40)
R-22	1760 ²	A1	

1 - Fonte: Barrault et al. (2018)

2 - Fonte: Sethi et al. (2015)

Aqui, é importante ressaltar que o R-407C está indicado apenas como referência, uma vez que, apesar do GWP altíssimo, é um fluido comumente utilizado como substituto ao R-22 atualmente.

Em relação à classificação de segurança, ela é definida pela ASHRAE conforme o Standard 34. Para isso, é avaliado se a composição nominal (CN) possui componentes inflamáveis, considerando os piores casos, bem como as tolerâncias da mistura (PCI – pior caso para inflamabilidade). A segunda etapa consiste em realizar uma análise de fração para avaliar, do ponto de vista da inflamabilidade, a sensibilidade da mistura alterar a sua composição durante vazamentos em diferentes temperaturas e condições durante a vida útil (PCFI – pior caso da fração para inflamabilidade). Baseando-se nessas análises, a mistura é classificada conforme abaixo (CALLEJA-ANTA *et al.*, 2021):

- A1 (não inflamável): A mistura não apresenta propagação de chama
- A2 (baixa inflamabilidade): a mistura apresenta propagação de chama, um limite inferior de inflamabilidade (LII) $> 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ e calor de combustão (CDB) $< 19000 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ em seu CN, PCI e PCFI. Se a mistura atende a esses requerimentos, realizasse um teste de velocidade da chama. Caso o valor desse teste para CN, PCI e PCFI seja inferior a $10 \text{ cm}\cdot\text{s}^{-1}$, a mistura é atribuída com a classe A2L (média inflamabilidade).
- A3 (alta inflamabilidade): a mistura possui propagação de chama e CN, PCI e PCFI com $\text{LII} < 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ou $\text{CDB} > 19000 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.

2.2 Comparação entre fluidos

Com o intuito de avaliar a viabilidade dos fluidos indicados anteriormente em um processo de drop-in do R-22, alguns parâmetros foram escolhidos e seus valores são apresentados na Tabela 2.2 (ABDELAZIZ *et al.*, 2015; KIM *et al.*, 2021; LEMMON, 2018; SETHI *et al.*, 2015).

Tabela 2.2 - Comparativo das principais características entre os fluidos alternativos.

Propriedade	R-22	R-407C	R-444B	R-454C
ODP	0,040	0	0	0
Lubrificante do compressor	Míneral	Sintético	Sintético	Sintético
Pressão crítica (Mpa)	4,99	4,64	5,38	4,32
Pressão crítica (°C)	96,13	86,14	95,62	85,67
Temperatura de evaporação ^a (°C)	-40,82	-43,90	-45,59	-45,84
Densidade do líquido ^a (kg/m ³)	1410	1381	1264	1277

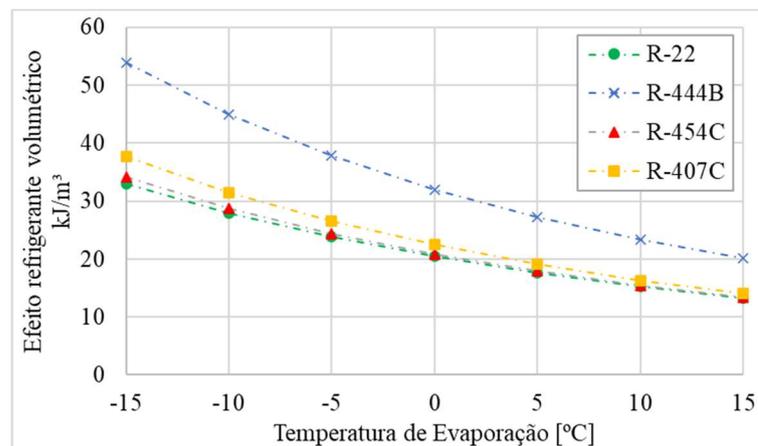
Densidade do vapor ^a (kg/m ³)	4,69	4,57	3,83	4,85
Calor latente de vaporização ^a (kJ/kg)	234,1	249,3	292,2	227,5
Viscosidade do Vapor ^a (μPa.s)	10,13	9,75	9,44	9,00
Calor específico do líquido a pressão constante (kJ/kgK)	0,605	0,785	0,842	0,810
Calor específico do vapor a pressão constante (kJ/kgK)	1,089	1,312	1,411	1,271

a – Pressão de evaporação – 100kPa

2.2.1 Efeito refrigerante volumétrico

Com o intuito de comparar a capacidade volumétrica de refrigeração dos fluidos em função da temperatura de evaporação, foi definido um ciclo com subresfriamento e superaquecimento de 10K cada, rendimento isentrópico de 70% no compressor e temperatura de condensação igual a 35°C. Além disso a temperatura de evaporação variou entre -15°C a 15°C, como realizado por Guilherme *et al.* (2022). Os valores obtidos foram compilados em um gráfico o resultado final é indicado na Figura 2.1. Nela, é possível perceber que com exceção do R-444B, o efeito refrigerante das alternativas é bem próximo ao R-22, indicando que o mesmo compressor pode ser utilizado nesses fluidos. Para o R-444B, espera-se uma perda de desempenho ao manter o mesmo compressor.

Figura 2.1 - Comparativo da Capacidade volumétrica de refrigeração.

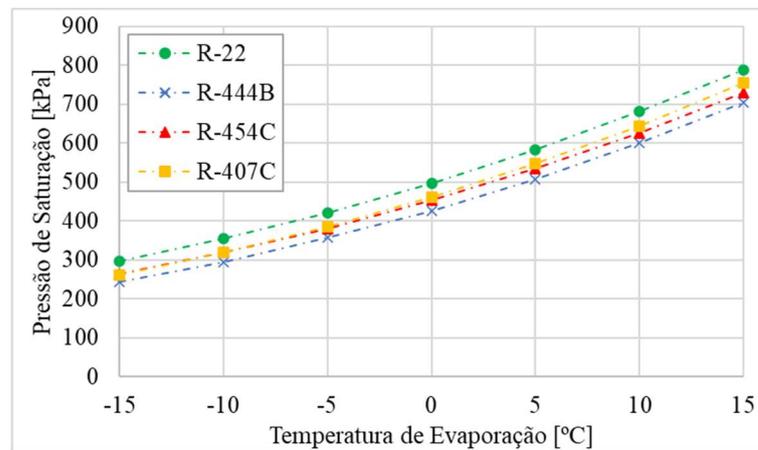


Fonte: O autor.

2.2.2 Pressão de saturação no evaporador

Outro parâmetro importante a ser comparado entre esses fluidos é a pressão no evaporador em função da temperatura do mesmo. Em função disso, a pressão de saturação em função da temperatura para todos os fluidos foi compilada e o resultado final é apresentado na Figura 2.. Nela, é possível perceber que a pressão de saturação das alternativas é muito próxima ao R-22 na faixa avaliada.

Figura 2.2 - Comparativo da Pressão de saturação no evaporador.

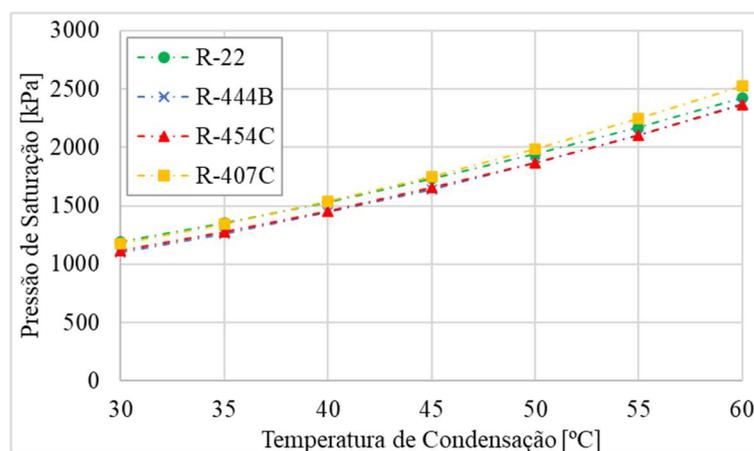


Fonte: O autor.

2.2.3 Pressão de saturação no condensador

Outro parâmetro importante a ser comparado entre esses fluidos é a pressão no condensador em função da temperatura do mesmo. Em função disso, a pressão de saturação em função da temperatura para todos os fluidos foi compilada e o resultado final é apresentado na Figura 2.. Assim como na pressão de saturação no evaporador, não há diferença significativa na pressão no condensador, indicando que não há variações significativas nas faixas de pressões existentes no sistema, nem na razão entre a pressão do condensador e do evaporador.

Figura 2.3 - Comparativo da Pressão de saturação no condensador.



Fonte: O autor.

2.3 Estudos de substituição do R-22

Baseando-se nos fluidos indicados na Tabela 2.1 foi realizada uma revisão da literatura, com o intuito de encontrar estudos que contribuam para o presente trabalho. Nos próximos parágrafos, serão apresentados os fluidos indicados, bem como os trabalhos relacionados encontrados.

O R-444B é um fluido de média inflamabilidade que, segundo Sethi *et al.* (2015), possui temperatura média de evaporação similar ao R-22 e temperatura média de condensação um pouco maior que o do R22 em climas quentes (temperatura externa igual a 35°C). Além disso, ele possui uma perda de pressão menor nos trocadores de calor e eficiência similar ao fluido de referência. Sethi *et al.* (2015) realizaram simulações e testes experimentais em sistemas originalmente desenvolvidos para R-22, porém, operando com o R-444B e constataram que as pressões de sucção e descarga do compressor, bem como a temperatura de descarga foram similares ao do R-22, indicando que não é necessária a troca do compressor. Essa observação é semelhante ao de Abdelaziz *et al.* (2015), que encontrou uma queda de 11% no COP e 9% na capacidade (quando comparado com o R-22) para a temperatura externa de 35°C. Porém, esse número reduziu para 7% e 4% respectivamente para temperaturas externas superiores, indicando que o fluido melhora o seu desempenho em temperaturas elevadas. As constatações acima condizem com o proposto pelo fabricante, Honeywell (2016), que estipula capacidade e eficiência 5% menores quando realizado o procedimento de *drop-in* em sistemas que operam com R-22.

O R-454C, por sua vez, possui um GWP ainda mais baixo, com inflamabilidade razoável e é um fluido indicado para substituição do R-22 e R-404a (Chemours, 2016), sendo mais comum os trabalhos comparando-o com o R-410A, como em Kim e Kim (2021). No único trabalho encontrado pelo autor, comparando o R-454C ao R-22 em um processo de *drop-in*, Abdelaziz *et al.* (2015) apontaram que o R-454C possui, em média, COP 15% menor e capacidade 12% menor, quando comparado ao R-22. Como estudos comparando esses dois fluidos são escassos, o presente trabalho possibilita preencher um campo de conhecimento pouco explorado. Ainda em relação ao trabalho de Abdelaziz *et al.* (2015), é importante ressaltar que lá o R-454C ainda é chamado de DR-3, que era como a Chemours nomeava-o na época.

Já em relação ao R-407C, por ser um fluido mais antigo, há diversos trabalhos disponíveis na literatura e para melhor apresentar os mais relevantes para este trabalho, foi desenvolvida a Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Principais estudos relacionados ao R-407C

Autores	Fluidos avaliados	Principais conclusões
Devotta et al. (2002)	R-22, R-407C	Reportaram uma redução no COP e Capacidade de refrigeração 7,9% e 2,1% do R-407C comparado ao R-22, respectivamente.
Joudi e Al-Amir (2014)	R-22, R-290, R-407C, R-410A	Reportaram uma redução no COP e Capacidade de refrigeração 5,0% e 1,4% do R-407C comparado ao R-22, respectivamente.
Devotta et al.(2001)	R-22, R-407C, R-410A, R-134A	Reportaram que o R-407C apresentou um COP 1,76% inferior ao R-22 e Capacidade de refrigeração 1,72% maior. Testes realizados com temperatura de condensação igual a 55°C.
Fatouh et al. (2010)	R-22, R-407C	Desenvolveram um estudo variando umidade do ar no evaporador e reportaram o COP e a Capacidade de Refrigeração do R-407C 18,5% e 20,11% menor que o R-22.
(Lee et al., 2002)	R-22, R-407C	Estudo em um chiller de 100kW. Reportaram uma redução no COP e a Capacidade de refrigeração de 25% e 16% do R-407C comparado ao R-22.
Aprea e Greco (2003)	R-22, R-407C	Estudo em um sistema com compressor recíproco. Reportaram que o R-407C possui um COP de 8% a 14% inferior ao R-22, dependendo da temperatura de condensação.

2.4 Revisão de correlações

Para cada tipo de escoamento há diversas correlações disponíveis na literatura. Embora a avaliação de todas essas possibilidades não faz parte do escopo deste trabalho, é interessante uma análise das correlações existentes considerando para quais fluidos essas correlações foram testadas. Nesta seção, são apresentadas as correlações avaliadas.

2.4.1 Coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico

Para o escoamento monofásico, o coeficiente de transferência de calor é definido como:

$$h = Nu \cdot \frac{k}{D} \quad (2-1)$$

onde k representa a condutividade térmica do fluido, Nu é o número de Nusselt, e D representa o diâmetro da seção de escoamento. Em tubos circulares horizontais, o número crítico de Reynolds é próximo a 2300, e o regime de escoamento é considerado laminar abaixo desse valor. Para valores de Reynolds acima de 10^4 , o escoamento é considerado turbulento (INCROPERA *et al.*, 2007). Na Tabela 2.4, são mostradas as correlações mais utilizadas para o cálculo de Nusselt em escoamento monofásico turbulento, baseando-se nos valores de Re e Pr .

Tabela 2.4 - Correlações do número de Nusselt monofásico

Autor	Correlação	Comentário
Dittus e Boelter (1930)	$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{n0,4}$	$0,7 \leq Pr \leq 120$ $Re \geq 10^4, \frac{L}{D} \geq 60$ $n = 0,4$ para aquecimento e $0,3$ para resfriamento
Colburn (1964)	$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{1/3}$	$0,7 \leq Pr \leq 160$ $Re \geq 10^4, \frac{L}{D} \geq 60$
Sieder e Tate (1936)	$Nu = 1,86 \left(\frac{RePr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	$0,6 \leq Pr \leq 5$ μ_w , viscosidade dinâmica na temperatura da parede do tubo.
Petukhov (1970)	$Nu = \frac{\frac{f}{8} RePr}{1,07 + 12,7(Pr^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{f}{8}}}$	$0,5 \leq Pr \leq 200$ $10^4 \leq Re \leq 10^6$ f , fator de atrito

Autor	Correlação	Comentário
Gnielinski (1976)	$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(Pr^{2/3} - 1)\sqrt{\frac{f}{8}}}$	$0,5 \leq Pr \leq 200$ $3000 \leq Re \leq 10^6$
Hausen (1983)	$Nu = 3,66 + \frac{0,0668RePr\frac{D}{L}}{1 + 0,045\left(RePr\frac{D}{L}\right)^{2/3}}$	$100 \leq RePr\frac{D}{L} \leq 1500$
Rohsenow <i>et al.</i> (1998)	$Nu = 3,66$ $Nu = 4,36$	$Re \leq 2300$ Temp. da parede constante Fluxo de calor constante
Taler (2016)	$Nu = 4,36 + \frac{\frac{f}{8}(Re - 2300)Pr^{1,008}}{1,08 + 12,39(Pr^{2/3} - 1)\sqrt{\frac{f}{8}}}$	$0,1 \leq Pr \leq 1000$ $2,3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^6$

Na Tabela 2.4 Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl, f o fator de atrito de Darcy e L é o comprimento da tubulação. Taler (2016) avaliou a maior parte dessas correlações e constatou que a de Gnielinski (1976) é muito eficiente, sendo um pouco inferior à de Taler (2016) na região de transição (do regime laminar para o turbulento). Considerando essa conclusão do próprio autor da correlação mais recente encontrada, somado ao fato de que o regime de transição não faz parte deste estudo, e que Gnielinski (1976) é amplamente validada pela literatura, optou-se por escolher essa correlação. Nessa correlação, o fator de atrito de Darcy é comumente utilizado pela correlação de Churchill (1977), indicada nas Equações (2-2) e (2-3).

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{B_1^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (2-2)$$

$$B_1 = \left\{ 2,2088 + 2,457 \ln \left[\frac{r}{D} + \frac{42,6831}{Re^{0,9}} \right] \right\}^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (2-3)$$

2.4.2 Coeficiente de transferência de calor em escoamento bifásico

As correlações para essa situação podem ser subdivididas quanto ao processo: ebulição ou condensação. Em função disso, elas serão apresentadas nos próximos tópicos de forma independente.

2.4.2.1 Transferência de calor na Ebulição

As correlações avaliadas foram baseadas em bancos de dados experimentais e envolvem uma grande variedade de fluidos e condições operacionais. Na Tabela 2.5, a seguir, são apresentadas as correlações avaliadas.

Tabela 2.5 - Correlações para transferência de calor na Ebulição.

Autor	Correlação	Comentário
Gungor e Winterton (1987)	$h_b = E_1 h_l E_2$ $E_1 = 1 + 3000 \text{Bo}^{0,86}$ $+ 1,12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41}$ <p>Para $\text{Fr}_l \geq 0,05$ $E_2 = 1$ $\text{Fr}_l < 0,05$ $E_2 = \text{Fr}_l^{(0,1-2\text{Fr}_{l0})}$</p> $\text{Fr}_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_i}$	h_l é obtido por meio da correlação de Dittus e Boelter (1930), primeira correlação da Tabela 2.2.
Fang <i>et al.</i> (2017)	$h_b = \frac{F_f M^{-0,18} \text{Bo}^{0,98} \text{Fr}_l^{0,48} \text{Bd}^{0,72} k_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,29}}{\ln \left(\frac{\mu_l}{\mu_{l,w}} \right) D} Y$ $\text{Bo} = \frac{q}{G h_{lv}}$ $\text{Bd} = g \frac{(\rho_l - \rho_v) D^2}{\sigma}$ $Y = \begin{cases} 1 & p_r \leq 0,43 \\ 1,38 - p_r^{1,15} & p_r > 0,43 \end{cases}$ $p_r = \frac{p}{p_{crit}}$	Avaliou 13 fluidos (incluindo R-22, R-410A.), comparando 45 correlações. O F_f é um parâmetro dependente do fluido. M representa a massa molar
Shah (2017)	$h = \text{MAX} \begin{cases} 1,8 B_1^{-0,8} B_3 h_l \\ 230 \text{Bo}^{0,5} B_3 h_l \\ B_2 \text{Bo}^{0,5} \exp(2,74 B_1^{-0,1}) B_3 h_l \\ B_2 \text{Bo}^{0,5} \exp(2,74 B_1^{-0,15}) B_3 h_l \end{cases}$ $B_1 = \begin{cases} \text{Co vertical ou horizontal com } \text{Fr}_l \geq 0,04 \\ 0,38 \text{Co} \text{Fr}_l^{-0,3} \text{ horizontal com } \text{Fr}_l < 0,04 \end{cases}$ $B_2 = \begin{cases} 14,7 & \text{Bo} \geq 0,0011 \\ 15,7 & \text{Bo} < 0,0011 \end{cases}$ $B_3 = \begin{cases} 2,1 - 0,008 \text{We}_v - 110 & \text{para } B_3 \geq 1 \\ 1 & B_3 < 1 \text{ ou } \text{Fr}_l < 0,01 \end{cases}$ $\text{Co} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$ $\text{We}_v = \frac{G^2 D}{\rho_v \sigma'}$	Baseou-se na correlação de Shah (1982), avaliando 30 fluidos, para condições mais amplas que Fang <i>et al.</i> (2017). h_l é obtido por meio da correlação de Dittus e Boelter (1930).

Autor	Correlação	Comentário
Shah (2022b)	$h = MAX \begin{cases} B_2 B_3 h_l \\ 2B_1^{-0,8} B_3 h_l \\ B_2(1 + 0,16B_1^{-0,87}) B_3 h_l \end{cases}$ $B_1 = \begin{cases} Co \text{ vertical ou horizontal com } Fr_l \geq 0,04 \\ 0,38CoFr_l^{-0,3} \text{ horizontal com } Fr_l < 0,04 \end{cases}$ $B_2 = 1 + 560Bo^{0,65}$ $B_3 = \begin{cases} 2,1 - 0,008We_v - 110 & \text{para } B_3 \geq 1 \\ 1 & B_3 < 1 \text{ ou } Fr_l < 0,01 \end{cases}$ $Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5}$ $We_v = \frac{G^2 D}{\rho_v \sigma'}$ $h_l = 0,023 \left(\frac{G(1-x)D}{\mu_l}\right)^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{k_l}{D}\right)$	Evolução das correlações de Shah, avaliando 42 fluidos, para condições mais amplas que Fang <i>et al.</i> (2017).

Na Tabela 2.5, h é o coeficiente convectivo, Bo é o adimensional número de ebulição (“boiling number” em inglês), x é o título, ρ é o peso específico, Fr é o número de Froude, G é o fluxo de massa, g é a gravidade, F_f representa um parâmetro dependente do fluido, q é o fluxo de calor, Co é o número de convecção (“convection number” em inglês), We é o número de Weber, σ' é a tensão superficial. B_s , B_1 , B_2 e B_3 representam variáveis auxiliares e os subscritos l , v e lv representam líquido, vapor, líquido-vapor, respectivamente. A Tabela 2.5 compara as correlações de Fang *et al.* (2017), Shah (2017) e Shah (2022b). Nela, destaca-se o baixo valor de DMA (Desvio Médio Absoluto) apresentado pela correlação de Fang *et al.* (2017). Esse parâmetro é utilizado para comparar a precisão das correlações, e é calculado conforme indicado na Equação (2-4).

Tabela 2.6 - Comparativo das correlações para transferência de calor na Ebulição.

	Fang <i>et al.</i> (2017)	Shah (2017)	Shah (2022b)
Quantidade de pontos	24442	4852	10387
Fontes de dados	161	81	111
Fluidos	18	30	42
Pressão reduzida	0,0045-0,93	0,0046-0,787	0,0046-0,787
Vazão mássica (kg/m ² s)	10-1782	15 a 2437	15 a 2437

Diâmetro (mm)	0,207-32	0,38-41	0,38-41
DMA (%)	4,6	18,6	18,8

$$DMA = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \left| \frac{h_{pred} - h_{exp}}{h_{exp}} \right| \quad (2-4)$$

Adicionalmente, apesar de Fang *et al.* (2017) considerar uma quantidade menor de fluidos, ele contempla todos os fluidos avaliados neste trabalho, ou pelo menos os seus componentes de forma individual (no caso de misturas). Essa mesma característica não é observada para a correlação de Shah (2017).

Shah (2022b) explica que a correlação de Fang *et al.* (2017) apresenta excelente resultados quando a temperatura da parede é considerada. Entretanto, apresenta grandes variações quando cálculos iterativos são realizados considerando a temperatura da parede. Consequentemente, ela não é uma correlação indicada para uso em projetos. Ainda sobre Shah (2022b), essa correlação abrange mais fluidos que Shah (2017), suprimindo a deficiência desta para este trabalho.

2.4.2.2 Transferência de calor na Condensação

Na literatura há diversos estudos relacionados à transferência de calor na condensação. As correlações indicadas na Tabela 2.7, a seguir, foram baseadas em bancos de dados experimentais e envolvem uma grande variedade de fluidos e condições operacionais.

Tabela 2.7 - Correlações para transferência de calor na Condensação.

Autor	Correlação	Comentário
Cavallini <i>et al.</i> (2006)	$h_A = h_l B_1$ $h_D = h_l B_1 B_2$ $B_1 = 1 + \left[1,128x^{0,8170} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,22363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1} \right]$	

Autor	Correlação	Comentário
	$B_2 = \left[h_A \left(\frac{J_g}{J_g^t} \right)^{0,8} - h_S \right] \left(\frac{J_g}{J_g^t} \right) + h_S$ $h_S = 0,725 \left[1 + 0,741 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,3321} \right]^{-1} \cdot \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g h_{lv}}{\mu_l D \Delta T} \right]^{0,25} + (1 - x^{0,0087}) h_l$ $h = h_A \text{ se } J_g > J_g^t$ $h = h_D \text{ se } J_g \leq J_g^t$ $J_g = \frac{xG}{(gD\rho_v(\rho_l - \rho_v))^{0,5}}$ $J_g^t = \left[\left(\frac{7,5}{4,3X_{tt}^{1,111}} \right)^{-3} + C_t^{-3} \right]^{-1/3}$ $C_t = \begin{cases} 1,6 & \text{para hidrocarbonetos} \\ 2,6 & \text{para outros refrigerantes} \end{cases}$	
Shah (2022a)	$h_I = h_l \left(1 + \frac{3,8}{B_1^{0,95}} \right) \left(\frac{\mu_l}{14\mu_v} \right)^{(0,0058+0,557P)}$ $h_{II} = h_I + h_{III}$ $h_{III} = 1,32 Re_l^{-1/3} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g k_l^3}{\mu_l^2} \right]$ $h_l = 0,023 \left(\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{k_l}{D} \right)$ $Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$ <p>Fluxo horizontal</p> <p>Regime I se $J_g \geq 0,98(B_1 + 0,263)^{-0,62}$</p> <p>Regime III se $J_g \leq 0,95(1,254 + 2,27B_1^{1,249})^{-1}$</p> <p>Fluxo vertical</p> <p>Regime I se $J_g \geq (2,4B_1 + 0,73)^{-1}$</p> <p>Regime III se $J_g \leq 0,89 - 0,93 \exp(-0,087B_1^{-1,17})$</p> <p>Se não atender os critérios para I ou III, o regime é o II</p> $J_g = \frac{xG}{(gD\rho_v(\rho_l - \rho_v))^{0,5}}$ $B_1 = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} P^{0,4}$	<p>Baseou-se na correlação de Shah (2019), avaliando 51 fluidos, para diversas condições. h_l é obtido por meio da correlação de Dittus e Boelter (1930).</p>

Como Shah (2022a) comenta, muitas correlações foram propostas nos últimos anos, porém, elas baseiam-se em quantidade de dados limitada, geralmente apenas nos dados gerados por seus respectivos autores. As duas correlações indicadas acima são algumas das mais destacadas na literatura. Entretanto, a de Cavallini *et al.* (2006) não abrange todos os fluidos considerados neste estudo. Já a correlação de Shah (2022a) é uma versão revisada de Shah (2019), considerando mais fluidos e bases de dados, quando comparado Cavallini *et al.* (2006), inclusive os fluidos considerados para este trabalho.

2.4.3 Fração do Vazio

A fração de vazio é um parâmetro adimensional definido como a razão entre a área da seção de vapor e a área total de um fluido em um escoamento bifásico. Devido à importância desse parâmetro, diversas correlações foram desenvolvidas com o intuito de calcular seu valor. Na Tabela 2., a seguir, são apresentadas as correlações avaliadas.

Tabela 2.8 - Correlações para cálculo da Fração de Vazio.

Autor	Correlação	Comentário
Modelo Homogêneo (Collier, 1972)	$\alpha_{hom} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1}$	Assume que as fases líquido e vapor estão em equilíbrio térmico e cinético.
Zivi (1964)	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \gamma \right]^{-1}$ $\gamma = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/3}$	Propôs um fator de deslizamento γ
Domanski e Didion (1983)	$\alpha = \begin{cases} (1 + \chi^{0,8})^{-0,378} & \text{se } \chi \leq 10 \\ 0,823 - 157 \ln \chi & \text{se } \chi > 10 \end{cases}$ $\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1}$	Basea-se no parâmetro de Martinelli χ
Hughmark (1962)	$\alpha = \alpha_{hom} B_1$ $B_2 = \left[\frac{DG}{\mu_l + \alpha(\mu_v - \mu_l)} \right]^{1/6} \left\{ \frac{1}{gD} \left[\frac{Gx}{\rho_v \alpha_{hom} (1 - \alpha_{hom})} \right]^2 \right\}^{1/8}$	Processo iterativo. Como valor inicial, pode ser utilizado o α_{hom}

Em relação às correlações avaliadas, Machado *et al.* (1998) avaliaram três correlações diferentes e mais recentemente, Humia (2017) avaliou oito. Em ambos os estudos, Hughmark (1962) destacou-se como a melhor relação. Adicionalmente, Woldesemayat e Ghajar (2007) avaliaram 68 correlações, e Hughmark (1962) ficou entre as cinco melhores.

Considerando esses estudos e comparações, a correlação de Hughmark (1962) foi escolhida para ser utilizada neste trabalho.

2.4.4 Tubo Capilar

Há diversas correlações existentes para o cálculo da vazão mássica do tubo capilar e a Tabela 2.9 apresenta as correlações avaliadas, destacando os fluidos testados, bem como a faixa de valores dimensionais avaliados.

Tabela 2.9 – Correlações avaliadas para modelagem do Tubo Capilar.

Correlação	Fluidos Testados	Faixas de valor
Choi <i>et al.</i> (2004)	R-12, R-22, R-134A, R152A, R-407C, R410A	Comprimento: 508 a 5080mm Diâmetro interno: 0,66 a 3,05mm Diâmetro hélice: 40 a 200mm
Kim <i>et al.</i> (2002)	R-22, R-407C, R410A	Comprimento: 500mm a 1500mm Diâmetro interno: 1,2 a 2,0mm Diâmetro hélice: 40 a 200mm
Rasti e Jeong (2018)	R-22, R-134A, R-407C, R-410A e GLP	Comprimento: 1000mm a 5000mm Diâmetro interno: 0,3 a 2,0mm Diâmetro hélice: 10 a 60mm

Dessas correlações, é interessante ressaltar que a de Rasti e Jeong (2018) utiliza a base de dados experimental de outros 13 trabalhos, além de comparar o R-22 em 6 dessas bases. Entretanto, as dimensões do tubo capilar utilizado neste trabalho não são cobertas por nenhum desses estudos e não foram encontradas correlações na literatura que contemplem essa geometria para o R-22 (comprimento igual a 150mm, diâmetro interno igual a 1,63mm e diâmetro da hélice igual a 25,7mm).

2.5 Revisão da validação do modelo

Com o intuito de avaliar a coerência do modelo, é importante identificar se o desvio entre os dados obtidos experimentalmente e por meio do modelo é um valor aceitável. Para isso, foram avaliados trabalhos na literatura envolvendo modelos matemáticos de sistemas de climatização com validação com o intuito de entender qual seria a faixa de valores esperada para o modelo.

Zhang et al., (2014) desenvolveram um modelo de simulação de uma bomba de calor com evaporador/coletor solar e expansão direta operando com R-22. Eles compararam o COP obtido experimentalmente versus o COP obtido por meio do modelo para 96 pontos e o desvio médio relativo foi de 8,02%.

Duarte et al. (2023) desenvolveram um modelo matemático de ar condicionado convencional e outro para um sistema de ar condicionado geotérmico, considerando o R-410A como fluido refrigerante. Esses modelos foram comparados com os resultados obtidos por meio do software ACHP v1.4, apresentado Bell (2012) e o desvio médio absoluto foi de 3,4% para o COP.

Aljolani et al. (2024), por sua vez, desenvolveram um modelo de ar condicionado residencial utilizando o CO₂ como fluido refrigerante para comparar o desempenho com o R-32 e R-410A. Esse modelo foi comparado com os resultados obtidos experimentalmente para o CO₂ e o desvio médio obtido para o COP é de 5,5%.

Por fim, Shiochi et al. (2010) realizaram uma validação experimental para um modelo de ar condicionado com condensador a água e velocidade de compressor variável. Neste trabalho, foi identificado que 81% dos dados de Capacidade de refrigeração estão no limite de 25% e com um desvio médio total de 15,6%.

2.6 Conclusões da revisão bibliográfica

Por meio dessa revisão bibliográfica, foi possível identificar que os fluidos R-407C, R-444B e R-454C apresentam propriedades operacionais próximas ao R-22, como as pressões de saturação e capacidade volumétrica, permitindo avaliar substituições tecnicamente viáveis. Adicionalmente foi possível identificar faixa de valores esperadas para os parâmetros avaliados e também para a própria validação do modelo.

Além disso, a pesquisa por correlações permitiu analisar várias alternativas e identificar quais seriam as opções mais interessantes para o trabalho, reduzindo consideravelmente a

necessidade de pesquisar e avaliar outras possibilidades no durante o desenvolvimento do modelo matemático.

Por fim, é importante ressaltar as lacunas que esse trabalho permite preencher na literatura. Ele possibilita uma análise comparando o R-444B e R-454C ao R-22, que é um tema escasso; possibilita a análise em temperaturas amenas, enquanto os poucos trabalhos existentes focam em temperaturas ambientais elevadas; e possibilita uma análise considerando o impacto da sazonalidade climática, uma vez que os trabalhos encontrados são de bancada e, embora sejam interessantes para avaliar condições específicas, não permitem uma análise de comportamento ao longo do tempo, mais próximo da realidade.

3 METODOLOGIA

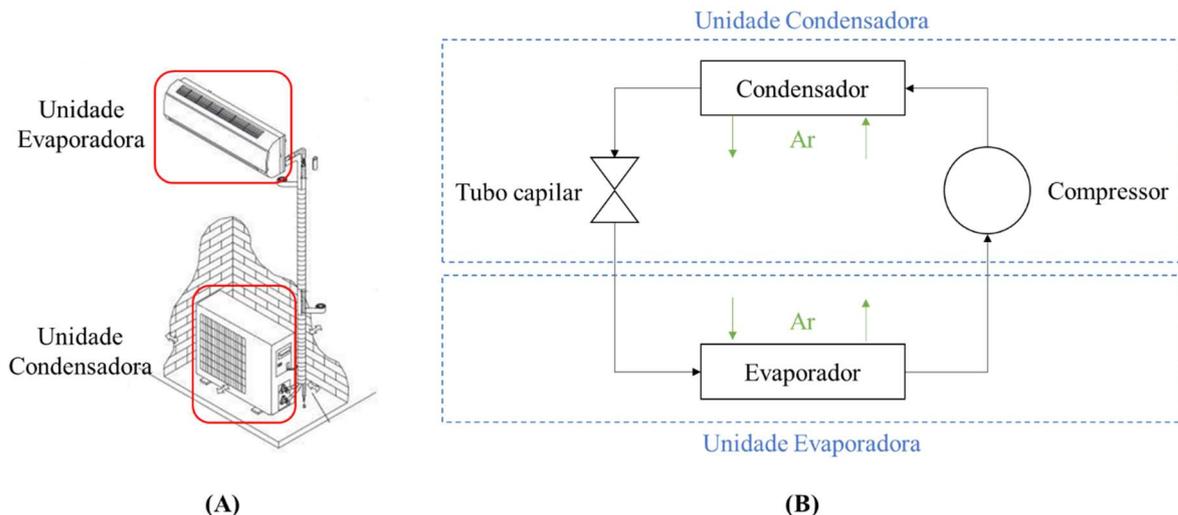
Nesta seção é exposta a abordagem utilizada para a realização deste trabalho. Nela, são desenvolvidos os modelos matemáticos do sistema de refrigeração e da zona térmica, além de apresentados os indicadores de desempenho e a bancada utilizada para validação do modelo.

3.1 Características físicas do equipamento

Antes de desenvolver o modelo matemático, é importante entender como é o sistema de refrigeração físico no qual ele é baseado, o qual é apresentando a seguir.

O sistema consiste em um ar condicionado do tipo split da fabricante Comfee (modelo 38KCG12F5), com capacidade nominal de 12.000BTU/h, operando com R-22 e instalado no laboratório GREA, localizado na Universidade Federal de Minas Gerais. Ele possui duas unidades: a evaporadora, localizada no interior do recinto a ser climatizado e composta essencialmente do evaporador; e a condensadora, localizada no ambiente externo e composta essencialmente pelo condensador, compressor e tubo capilar. A Figura 3.1 apresenta esse conceito, sendo (A) um desenho mais realista e (B) um desenho esquemático.

Figura 3.1 - Unidade de ar condicionado do tipo split: (A) desenho mais realista; (B) desenho esquemático.



O compressor é do tipo rotativo, da fabricante Rechi Precision, modelo 44R292A, operando na tensão 208-230V a 60Hz e capacidade nominal de refrigeração de 12.000BTU. Os trocadores de calor são do tipo escoamento cruzado de ar com aletas planas. Na unidade condensadora, o condensador segue o formato dessa unidade, com uma única fileira de tubulação que percorre horizontalmente a circunferência do com trocador de calor a cada passe. O ventilador axial é

posicionado na parte superior dela, de forma que o ar circule pelo trocador de calor e também pelo compressor, que está posicionado no centro inferior da unidade. Por fim, tem-se o tubo capilar de dimensões reduzidas que conecta o condensador a saída da unidade. Já na unidade evaporadora, o evaporador possui duas fileiras de tubos dispostos alternadamente e a distribuição do fluxo de fluido possui algumas particularidades que são melhor detalhadas na próxima seção, de modelagem. Além disso há também um ventilador radial para auxiliar no fluxo de ar. Por fim, as dimensões físicas dos componentes são apresentadas na seção “3.5.3. Parâmetros de simulação”, em que se agrupa esses valores com os demais dados de entrada do modelo.

3.2 Modelo matemático do sistema de refrigeração

O modelo matemático, baseado no sistema apresentado é do tipo quase-regime-permanente foi desenvolvido em Python baseando-se no modelo utilizado por Duarte *et al.* (2020). Nesse modelo, as perdas de carga nos tubos entre os componentes foram consideradas negligenciáveis, o evaporador e condensador foram considerados isobáricos e modelos utilizando parâmetros concentrados. Além disso, será utilizada a base de dados do REFPROP (Lemmon, 2018) para cálculo das propriedades dos fluidos. Abaixo, serão apresentadas as equações utilizadas para descrever cada componente.

3.2.1 Compressor

Como Duarte *et al.* (2020) comenta, há diversas formas de modelar um compressor, sendo algumas mais simples e outras mais detalhadas, como as propostas por Bell *et al.* (2020), Duarte *et al.* (2019) e Yang *et al.* (2013). Entretanto, esses modelos mais sofisticados demandam diversos parâmetros e detalhes geométricos que não costumam ser fornecidos por fabricantes de compressores herméticos. Além disso, o modelo de compressor adotado para um sistema completo de refrigeração costuma ser uma versão simplificada, como os empregados em De Paula *et al.* (2020), Minetto (2011), e Rabelo *et al.* (2019). Em função disso, foram utilizadas as equações fornecidas pelo fabricante do compressor para a vazão mássica e a potência elétrica consumida pelo compressor em função das temperaturas de evaporação (T_e) e condensação (T_c) como descritos na Eq. (3-1) e (3-2).

$$\dot{m}_m = B_1 + B_2 T_e + B_4 T_e^2 + B_7 T_e^3 + (B_3 + B_5 T_e + B_8 T_e^2) T_c + (B_6 + B_9 T_e) T_c^2 + B_{10} T_c^3 \quad (3-1)$$

$$\dot{W}_m = B_1 + B_2 T_e + B_4 T_e^2 + B_7 T_e^3 + (B_3 + B_5 T_e + B_8 T_e^2) T_c + (B_6 + B_9 T_e) T_c^2 + B_{10} T_c^3 \quad (3-2)$$

Para determinar essas equações, o fabricante realizar testes com a temperatura de entrada do compressor fixa (35°C) (AHRI, 2020). Para valores de temperatura menores, AHRI (2020); Dabiri e Rice (1981) recomendam utilizar as Eq. (3-3) e (3-4), abaixo, para determinar os valores corretos.

$$\dot{m}_r = \rho_r \left(\frac{\dot{m}_{mc}}{\rho_{mc}} \right) \quad (3-3)$$

$$\dot{W}_r = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{mc}} \dot{W}_{mc} \quad (3-4)$$

Nessas equações, \dot{m}_r corresponde à vazão mássica real (para a temperatura escolhida), ρ_r corresponde à densidade real (para a temperatura escolhida), ρ_m corresponde à densidade para a temperatura de teste (fixa) e \dot{m}_m corresponde à vazão mássica para a temperatura de teste (fixa). \dot{W}_r representa a potência elétrica real fornecida e \dot{W}_m a potência elétrica fornecida na temperatura de teste.

3.2.2 Tubo capilar

Como comentado na revisão bibliográfica, não foram encontradas correlações que abrangessem o tubo capilar avaliado. Em função disso, optou-se por trabalhar com superaquecimento fixo para o tubo capilar, ao invés de utilizar uma correlação para calcular a vazão mássica por esse componente que não fosse adequada.

3.2.3 Trocadores de calor

Apesar de existir vários estudos que adotam modelos de trocadores de calor distribuídos (Diniz et al., 2021; Garcia et al., 2018; Paulino et al., 2019), estes demandam um grande esforço computacional, quando comparado com os modelos de parâmetros concentrados. Além disso, alguns estudos demonstraram que modelos compactos podem ser utilizados para avaliar o

desempenho deles de forma mais rápida (De Paula et al., 2020; Li et al., 2017; Nunes et al., 2015). A seguir, o método de efetividade-NUT será apresentado, baseando-se nas considerações de Duarte et al. (2020) e Incropera et al. (2007). O balanço de energia no fluido refrigerante e no ar nos trocadores de calor é dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r(i_{out} - i_{in}) = \dot{m}_a C_{pa}(T_{in} - T_{out}) \quad (3-5)$$

onde \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor, \dot{m}_r é a vazão mássica do fluido refrigerante, i é a entalpia específica do fluido refrigerante; \dot{m}_a é a vazão mássica de ar; C_{pa} é a capacidade calorífica do ar a pressão constante; e T é a temperatura do ar. Os subscritos *in* e *out* representam entrada e saída do trocador de calor, respectivamente. A primeira etapa desse procedimento consiste em determinar a taxa de transferência de calor máxima, \dot{Q}_{max} , calculada por:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min}(T_{q,in} - T_{f,in}) \quad (3-6)$$

Nela, \dot{C}_{min} representa a menor taxa de capacidade calorífica (do ar ou do fluido refrigerante); $T_{q,in}$, a temperatura de entrada do fluido quente; e $T_{f,in}$, a temperatura de entrada do fluido frio. Para calcular a taxa de capacidade calorífica, utiliza-se a capacidade calorífica, c_p ; e a vazão mássica, \dot{m} , como indicado na Equação (3-7), a seguir.

$$\dot{C} = c_p \dot{m} \quad (3-7)$$

A efetividade, ε , por sua vez, é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível, como indicado na Equação (3-8). A efetividade para o ar condicionado do tipo split (trocador de calor com escoamento cruzado e sem a mistura dos fluidos) também pode ser calculada por meio da Equação (3-9).

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{Q}_{max}} \quad (3-8)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{C_{max}}{C_{min}} \right) NUT^{0.22} \left\{ \exp \left[- \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) NUT^{0.78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (3-9)$$

O número de unidades de transferência (NUT), indicado na Equação (3-9), é um parâmetro adimensional, definido conforme Equação (3-10).

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3-10)$$

Nesta equação, A representa a área do trocador de calor e U , o coeficiente geral de transferência de calor pode ser calculado por meio da Equação (3-11) obtida de Incropera *et al.* (2007) desprezando a resistência térmica de condução na parede do tubo.

$$UA = \left(\frac{1}{A_a \bar{h}_a} + \frac{1}{A_r \bar{h}_r} \right)^{-1} \quad (3-11)$$

O coeficiente de transferência de calor médio do refrigerante, \bar{h}_r , é calculado integrando numericamente em função da entalpia específica, como realizado por Zhang *et al.* (2014). Para o condensador, utiliza-se a correlação de Gnielinski (1976) (apresentado na Tabela 2.4) quando a entalpia específica, i , é maior ou igual à entalpia específica de vapor (i_v) ou menor ou igual à entalpia de líquido (i_l). Quando i está entre i_l e i_v , utiliza-se a correlação proposta por Shah (2022a) (apresentado na Tabela 2.7). Para o evaporador, utiliza-se a correlação de Gnielinski (1976) (apresentado na Tabela 2.4) quando a entalpia específica (i) é maior ou igual à entalpia específica de vapor (i_v) ou menor ou igual à entalpia de líquido (i_l). Quando i está entre i_l e i_v , utiliza-se a correlação proposta por Shah (2022b), apresentado na Tabela 2.5.

O coeficiente de transferência de calor médio do ar, \bar{h}_a , por sua vez possui duas formas de ser calculado, em função do trocador de calor utilizado como referência. Para o condensador, adota-se a correlação de Grimson (1937), Equação (3-12), conforme proposto por Incropera *et al.* (2007). Nessa equação, k representa a condutividade térmica; D , o diâmetro externo do tubo; e Pr , o número de Prandtl. Os coeficientes B_0 e m , por sua vez, variam pela posição dos tubos (alinhado/ alternados) e pelos passos transversal (S_T) e longitudinal (S_L), conforme indicado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Coeficientes B_0 e m para a Equação (3-13).

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	B_0	m	B_0	m	B_0	m	B_0	m
Alinhada								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,5	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744

2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternada								
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,55	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,562	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

O Re_{max} é calculado pela Equação (3-13) (Incropera et al., 2007). Onde V_{max} é a velocidade máxima do ar no interior da matriz tubular (trocador de calor) e μ é a viscosidade. Em relação à velocidade máxima, esta é calculada por meio da Equação (3-14), abaixo, na qual S_T corresponde ao passo dos tubos; D, ao diâmetro da tubulação; e V corresponde à vazão entre a vazão mássica de ar e a área frontal.

$$\bar{h}_a = B_0 Re_{max}^m Pr^{1/3} (k/D) \quad (3-12)$$

$$Re_{max} = \frac{2\rho V_{max} D}{\mu} \quad (3-13)$$

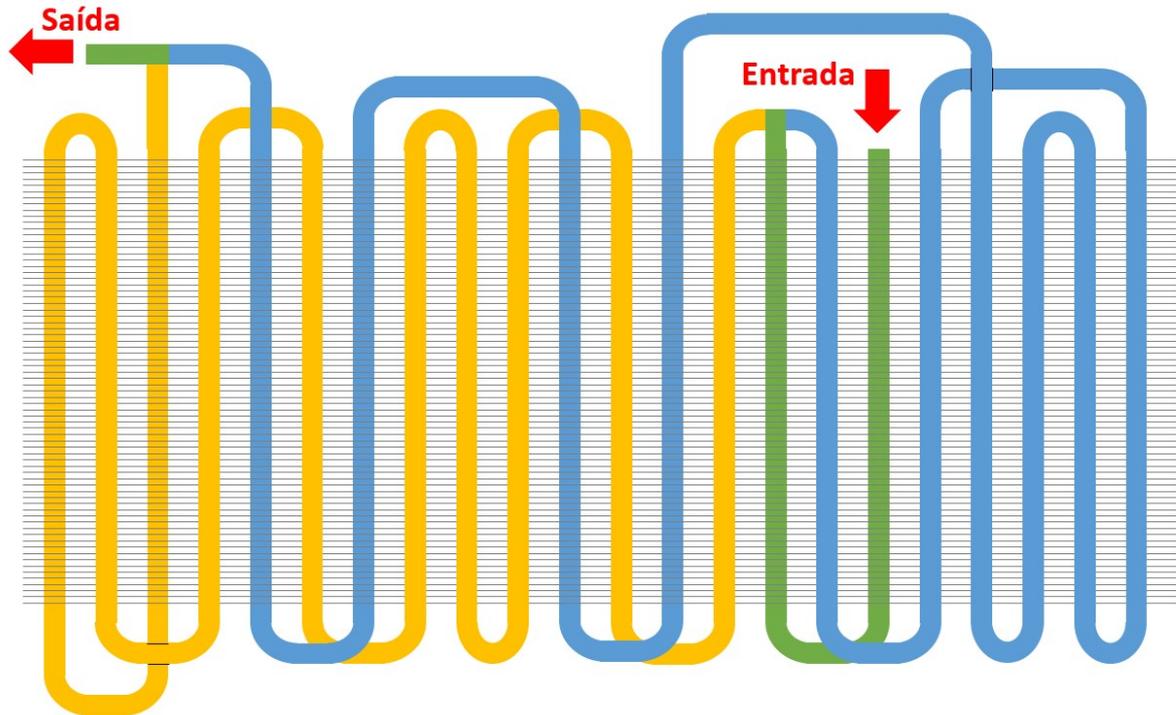
$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (3-14)$$

Para o evaporador, além da correção de Grimson (1937), será avaliada também a correlação de Churchill e Bernstein (1977), indicada na Equação (3-15), para o cálculo do coeficiente de transferência de calor médio do ar, \bar{h}_a . Ambas serão avaliadas para identificar qual possui melhor desempenho para o modelo.

$$\bar{h}_a = 0,3 + \frac{0,62 Re^{0,5} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{0,8} \quad (3-15)$$

Além disso, o evaporador físico deste trabalho possui algumas particularidades no layout da tubulação (tubos alternados) que necessitam ser considerados para conseguir modelá-lo corretamente, conforme ilustrado na Figura 3.2.

Figura 3.2 – Desenho Esquemático do Evaporador.



O fluido refrigerante acessa o evaporador na entrada, pela tubulação verde. Após um passo, o fluido é dividido e passa simultaneamente pelas tubulações em azul e amarelo, até unirem-se novamente, formando a tubulação verde na saída. Além disso, as linhas em cinza representam as aletas do trocador de calor. Adicionalmente, as tubulações que sobrepõem as aletas (não hachurados) estão na parte frontal do trocador de calor, ou seja, o ar entra em contato com essas filas de tubo antes do restante; enquanto as tubulações que passam atrás (hachurados) estão na parte posterior do trocador de calor. No total, são 22 passes, sendo que a tubulação verde possui 2 passes e as tubulações azul e amarelo são iguais, possuindo 10 passes cada, além do mesmo comprimento para transferência de calor. Além disso, como a tubulação é alternada, é necessário o cálculo do passe, ou distância entre os tubos, tanto paralelo ao fluxo de ar, quando perpendicular ao mesmo.

Por fim, o modelo do evaporador também considera o efeito da umidade. Para isso, quando ocorre uma situação de saturação (a temperatura média deste componente é menor que a

temperatura de orvalho), considera-se o número de Lewis (um fator adimensional que representa a razão entre difusividade térmica e mássica) igual a 1, como proposto por Mitchell e Braun (2014) e por meio da Equação (3-16) é possível calcular o coeficiente de transferência de calor da mistura de ar/vapor de água, \bar{h}_m . A partir disso, calcula-se a vazão mássica do condensado, \dot{m}_{ce} , por meio da Equação (3-17) e a temperatura de saída do ar do evaporador, T_{eo} , conforme a Equação (3-19).

$$\bar{h}_m = \frac{\bar{h}_a}{C_{pa}} Le^{-2/3} \quad (3-16)$$

$$\dot{m}_{ce} = \bar{h}_m S_e (w_{ei} - w_s) \quad (3-17)$$

$$Q_{ce} = \dot{m}_{ce} i_{lv} \quad (3-18)$$

$$T_{eo} = T_{ei} - \frac{(Q_e - Q_{ce})}{\dot{m}_{ce} C_{pa}} \quad (3-19)$$

Nessas equações, S_e representa a área de transferência de calor do evaporador; w_{ei} e w_s representam a umidade na entrada e na superfície do evaporador, respectivamente; Q_{ce} , o calor absorvido pelo condensado; i_{lv} , a entalpia de vaporização da água; T_{ei} , a temperatura do ar na entrada do evaporador; e Q_e a capacidade de refrigeração do evaporador.

3.2.4 Carga do fluido refrigerante

A massa de refrigerante em cada componente foi calculada e a carga total foi considerada como a somatória desses valores. Para as tubulações, foram utilizadas a equação (3-20) para o regime monofásico e a equação (3-21) para o regime bifásico, conforme sugerido por Duarte et al. (2020).

$$m = \int p d\forall \quad (3-20)$$

$$m = \int [\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l] d\forall \quad (3-21)$$

Nelas, o subscrito l e v são referentes ao líquido e vapor, respectivamente. A fração de vazio, α , por sua vez, é calculado por meio da correlação de Hughmark (1965) (apresentado na Tabela 2.7). As Equações supramencionadas são integradas numericamente, considerando um passo de entalpia específica constante, como realizado por Duarte *et al.*, 2019; Zhang et al., 2014). Para o tubo capilar, foi adotado o mesmo procedimento, com a ressalva de utilizar a média entre a densidade da entrada e da saída do mesmo.

Para a massa no interior do compressor, foi utilizada a mesma abordagem de Humia (2022), que consiste em calcular o volume interno livre do compressor e multiplicar pela densidade na aspiração do mesmo. Para determinar esse volume, calcula-se o volume total, baseado nas dimensões disponibilizadas pelo fabricante, e adota-se um fator para representar o espaço livre, ou seja, que não está tomado pelo conjunto eletromecânico.

Por fim, para calcular a massa presente no condensador e evaporador, foi utilizada a abordagem proposta por Porto *et al.* (2013), baseada na correlação de Otaki (1971).

3.2.5 Convergência do modelo

Duarte *et al.* (2023) ressalta que nesse contexto (de modelo matemático) as pressões de evaporação e condensação, bem como o sub-resfriamento não são conhecidos e não são possíveis de serem obtidos por meio das equações apresentadas até aqui. Em função disso, a pressão do refrigerante é estimada e um erro é calculado comparando a efetividade indicada nas Equações (3-8) e (3-9), conforme indicado na Equação (3-22). A partir disso, utiliza-se o método da secante descrito por Chapra e Canale (2010) para encontrar um erro na efetividade menor que 0,1%.

$$e_{\varepsilon} = \left| \frac{\varepsilon_a - \varepsilon_b}{\varepsilon_a} \right| \cdot 100 \quad (3-22)$$

Na Equação (3-22), e_{ε} representa o erro na efetividade, ε_a a efetividade calculada por meio da Equação (3-8) e ε_b a efetividade calculada por meio da Equação (3-9). Esse procedimento é executado primeiro para o evaporador e após a convergência (erro menor que 0,1%), repete-se a mesma estratégia para o condensador. Por fim, para garantir a convergência do modelo como um todo, calcula-se o erro da carga de fluido refrigerante, utiliza-se a Equação 3.23, em que m representa a carga de refrigerante informada, enquanto m_{calc} representa a carga calculada.

$$e_m = \left| \frac{m - m_{calc}}{m} \right| \cdot 100 \quad (3-23)$$

3.2.6 Cálculo da massa para os fluidos alternativos

Conforme mencionado anteriormente, esse modelo é baseado em uma unidade de ar condicionado real, operando com R-22. Conseqüentemente, a massa desse fluido já é informada pelo próprio fabricante. Entretanto, o mesmo não ocorre para os fluidos alternativos e com o intuito de determiná-la utilizou-se o próprio modelo, com algumas considerações.

Baseando-se nas condições ambientais propostas pela norma ISO 5151 (ISO, 2017) e indicados na Tabela 3.2, o modelo matemático foi executado com o R-22 e a carga de refrigerante definida pelo fabricante, com o intuito de identificar o valor de sub-resfriamento nessa condição. Em seguida, o código foi alterado para tornar esse parâmetro fixo igual ao obtido na etapa anterior (13,0°C) e o erro na massa calculada também foi removido, de forma que o modelo fornecesse um valor de massa do refrigerante após a sua execução. Após essas alterações, o modelo foi operado com os fluidos alternativos e o resultado final é apresentado na Tabela 3..

Tabela 3.2 - Condições de teste para cálculo da massa dos fluidos refrigerantes, onde TBS representa a temperatura de bulbo seco e TBU a temperatura de bulbo úmido.

Condições do teste		
Temperatura (°C)	TBS	TBU
Interno	27	19
Externo	35	24
Presssão (kPa)	92,52	
Sub-resfriamento (K)	12,97	

Tabela 3.3 - Valores de carga dos fluidos refrigerantes em gramas utilizados neste trabalho.

Fluido	Massa (kg)
R-22	0,670
R-407C	0,600
R-444B	0,570
R-454C	0,523

3.3 Modelo da zona térmica

Para comparar o desempenho do sistema de refrigeração utilizando diferentes fluidos refrigerantes, foi escolhida a climatização de um escritório como aplicação. O modelo escolhido possui 3m de comprimento, 3m de largura e 2,8m de altura, sendo ocupado de segunda-feira à sexta-feira de 8:00 às 18:00.

A carga térmica foi calculada por meio do método CLTD/CFL (Cooling Load Temperature Difference / Cooling Load Factor), proposto pela ASHRAE (1997) e sugerido pela ABNT (2008). Além disso, esse modelo foi comparado com outro software de cálculo de carga térmica (BlockLoad) e validado por Ferreira et al. (2023). A carga térmica gerada dentro do escritório \dot{Q}_g é calculada por:

$$\dot{Q}_g = NF + \dot{Q}_{ele} \quad (3-24)$$

sendo N é o número de pessoas, F é a carga térmica gerada por pessoa e \dot{Q}_{ele} é a carga térmica gerada por equipamentos elétricos, incluindo o ventilador do evaporador. Para esses dois parâmetros, a ABNT (2008) fornece os valores de acordo com o equipamento e aplicação. Além disso há também a carga térmica devido à taxa de renovação do ar no recinto \dot{Q}_{ra} , calculada em função da quantidade pessoas e área do mesmo:

$$\dot{Q}_{ra} = \rho_{ar}(F_p N + F_a A_t)(i_{ar,ext} - i_{ar,int}) \quad (3-25)$$

onde ρ_{ar} é a densidade do ar; F_p e F_a representam o fator de renovação de ar por pessoa e área, respectivamente (indicados em ABNT (2008b)); A_t representa a área do recinto; e $i_{ar,ext}$ e $i_{ar,int}$ representam a entalpia do ar no ambiente externo e interno, respectivamente. A taxa de transferência de calor oriundo da envoltória (paredes, solo e teto), por sua vez, é avaliado por meio da Equação (3-27).

$$\dot{Q}_{env} = UA(T_{ext} - T_{int}) \quad (3-26)$$

sendo, T_{ext} é a temperatura externa e T_{int} é a temperatura interna. U representa o coeficiente geral para transferência de calor e é listado pela ABNT (2005c) para diferentes materiais e tipos de construção que costumam ser utilizados no Brasil. No presente trabalho considerou-se que não há entrada de radiação por superfícies transparentes (vidros) em função da janela existente estar na parede de interface ao corredor interno do edifício. Para determinar o aquecimento oriundo

da radiação solar através de superfícies opacas, ABNT (2005b) sugere utilizar a equação (3-27), onde a representa a absorção à radiação solar (ABNT, 2005b) e I , a irradiação solar.

$$\dot{Q}_{sol} = 0,04UAaI \quad (3-27)$$

Além disso, como Duarte et al. (2023) comenta, há também o atraso térmico, φ , que representa o tempo transcorrido entre uma variação térmica em um meio e a sua manifestação na superfície oposta de um componente construtivo submetido a um regime periódico de transmissão de calor (ABNT, 2005a). Em função disso, a radiação solar indicada na Equação (3-27) é avaliada no tempo $t=t-\varphi$ e Duarte et al. (2023) sugere calcular a variação interna de temperatura por meio da Equação (3-28).

$$T_{int} - T_{int}^0 = \frac{\Delta t}{C_{int}} (\dot{Q}_g + \dot{Q}_{ra} + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{env} - \dot{Q}_e) \quad (3-28)$$

Onde T_{int}^0 é a temperatura interna avaliada no tempo $t=t-\Delta t$, C_{int} é a capacitância térmica do ambiente interno, e as taxas de transferência de calor são calculados utilizando T_{int}^0 . O Δt representa um degrau dinâmico de tempo que é calculado para uma variação interna máxima de 0,5°C, desde que isso ocorra em uma faixa de 5 a 60 minutos.

Em relação aos parâmetros do ambiente externo, foram consideradas as condições climáticas de Belo Horizonte, como ocorre em estudos de caso presentes na literatura (Chaturvedi et al., 2014; Lazzarin, 2012; Reis et al., 2014). Os dados climáticos foram obtidos no site do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET).

3.4 Indicadores de desempenho

Com a definição do modelo matemático do sistema de refrigeração e o estabelecimento do ambiente em que ele será analisado, faz-se necessário determinar parâmetros para comparar os fluidos estudados. Para isso, serão utilizados o COP e o TEWI. Além disso, para validar o modelo desenvolvido, serão comparados os resultados do COP e da Capacidade de Refrigeração do modelo com os resultados obtidos experimentalmente.

3.4.1 Coeficiente de Desempenho (COP)

O coeficiente de desempenho, ou COP, representa a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência fornecida. Bell (2012) sugere calcular esse parâmetro conforme a Equação (3-29).

$$COP = \frac{\dot{Q}_e - \dot{W}_e}{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_e + \dot{W}_c} \quad (3-29)$$

Nesta equação, \dot{Q}_e representa a energia absorvida pelo evaporador, \dot{W}_e a potência consumida pelo ventilador do evaporador, \dot{W}_{cp} a potência consumida pelo compressor, e \dot{W}_c a potência consumida pelo ventilador do condensador.

3.4.2 Equivalente Total de Impacto de Aquecimento (TEWI)

O Equivalente Total de Impacto de Aquecimento (TEWI em inglês) é um método que considera os impactos diretos, Equação (3-30), e indiretos, Equação (3-31), do aquecimento global associado ao uso de um fluido refrigerante específico para aplicações de ar condicionado (Guilherme et al., 2022).

$$TEWI_{direto} = m \cdot L_{taxa} \cdot L_{tempo} \cdot GWP + m \cdot (1 - \gamma) \cdot GWP \quad (3-30)$$

$$TEWI_{indireto} = \beta \cdot E_{anual} \cdot L_{tempo} \quad (3-31)$$

Onde m representa a massa de refrigerante do sistema, L_{taxa} a taxa anual de fluido refrigerante emitido (substituição e vazamento em %) (12,5%, considerando operação normal, perdas catastróficas e serviços de manutenção (AIRAH, 2012)), L_{tempo} a vida útil do sistema (15 anos, considerando a vida útil econômica (Makhnatch e Khodabandeh, 2014) GWP, o potencial de aquecimento global, γ é a taxa de recuperação/reciclagem no fim da vida útil do sistema (70%, considerando carga de refrigerante menor que 100kg (AIRAH, 2012)), E_{anual} o consumo de energia elétrica anual (kWh/ano), e β a emissão de CO₂ por energia elétrica gerada (0,082 kgCO₂/kWh, considerando o valor de referência brasileiro (Rees, 2016)).

3.5 Procedimento de cálculo e parâmetros de simulação

Com o intuito de melhor explicar as iterações que ocorre no modelo matemático desenvolvido, bem como indicar os valores dos parâmetros fixos, foram desenvolvidas as Figura 3.3 e Figura 3.4.

3.5.1 Modelo do ar condicionado

O modelo é iniciado com os dados de entrada. Com base nesses dados, são estimados alguns valores iniciais, como temperaturas de condensação e evaporação. A partir dessas estimativas, calcula-se a vazão mássica do compressor por meio das Equações (3-1) e (3-3). Em seguida é calculado o balanço de energia no evaporador do lado do refrigerante, calculando a entalpia na saída do evaporador usando o grau superaquecimento, e a entalpia de entrada do evaporador equivalente à entalpia do tubo capilar, calculada por meio da temperatura e pressão na entrada do tubo capilar (estimativa inicial). Após isso, calcula-se a taxa de capacidade calorífica do ar e do fluido refrigerante, determina-se o valor mínimo para em seguida calcular a taxa de transferência de calor máximo. Em seguida, calcula-se a efetividade para o evaporador, por meio da Equação (3-8).

O cálculo da efetividade para o evaporador pela outra rota, Equação (3-9), inicia-se com o cálculo do coeficiente de transferência de calor médio do ar. Em seguida, calcula-se coeficiente de transferência de calor médio do refrigerante para o evaporador por meio da correlação de Shah (2022b) listada na Tabela 2.5. Após isso, é possível calcular o produto UA para em e o número de unidades de transferência (NUT). Finalmente, é possível calcular a efetividade e compará-la com o valor obtido na Equação (3-8). Essa comparação é feita por meio da Equação (3-22) e a diferença, ou erro, é utilizada no método da secante para estimar o valor da pressão no evaporador para a próxima iteração. Esse processo é repetido até que haja a convergência das equações de eficiência e o erro na Equação (3-22) seja menor que 0.1%.

Com a convergência concluída no evaporador, inicia-se o mesmo processo para o condensador. Com a pressão do evaporador, determinada acima, calcula-se a entropia na entrada do compressor e, a partir disso, é possível calcular também a temperatura de saída do compressor, bem como a entalpia neste ponto. Com esses parâmetros calculados, é possível calcular o balanço de energia no condensador, ao considerar a vazão mássica calculada no tubo capilar; a entalpia de entrada do evaporador, calculada por meio da temperatura e pressão na entrada do tubo capilar (estimativa inicial); e a entalpia na saída do compressor. Seguindo a mesma abordagem utilizada no evaporador, calcula-se a efetividade para o evaporador, por meio da Equação (3-8).

O cálculo da efetividade para o condensador pela outra rota, Equação (3-9), inicia-se com o cálculo do coeficiente de transferência de calor médio do ar. Em seguida, calcula-se coeficiente de transferência de calor médio do refrigerante para o condensador por meio da correlação de

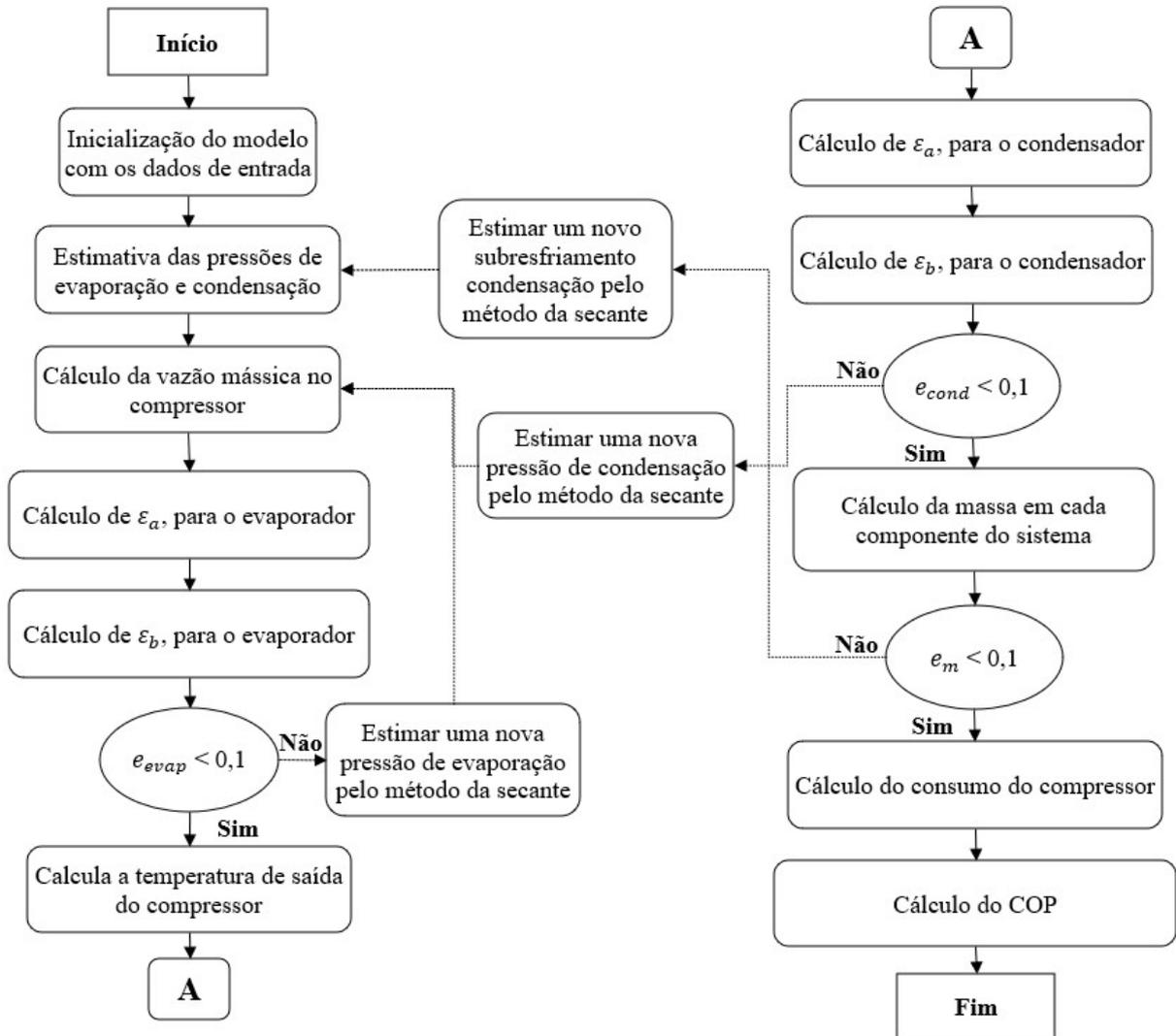
Shah (2022a) listado na Tabela 2.7. Assim como no evaporador, é possível calcular e comparar os valores de efetividade e utilizar o método da secante para corrigir o valor da pressão no condensador até que haja a convergência das equações de efetividade com um erro menor que 0.1%.

Com isso, os modelos matemáticos dos dois trocadores de calor convergiram e agora é hora de avaliar o sistema completo. Para isso, calcula-se a massa de fluido refrigerante presente em cada um dos quatro principais componentes e nas tubulações que os conectam. Isso é feito considerando a densidade média em cada um deles, bem como a fração de vazio (Hughmark, 1962), quando necessário. Essa massa calculada é comparada com a massa informada pela fabricante do sistema de ar condicionado utilizando a Equação (3-23) e a diferença, é utilizada no método da secante para estimar o novo valor de subresfriamento para a próxima iteração. Esse processo é repetido até que haja a convergência nesses valores de massa do fluido refrigerante e o erro seja menor que 0.5%.

A convergência dos valores da carga de fluido refrigerante significa também que o modelo convergiu. A partir disso, calcula-se o consumo do compressor e em seguida calcular o COP, para aquele instante de tempo e condições ambientais (temperatura interna e externa).

A Figura 3.3 apresenta o procedimento operacional de forma esquemática do modelo do ar condicionado, descrito anteriormente, indicando em quais momentos o erro é avaliado (método da secante) e como o modelo se comporta em função dessa avaliação.

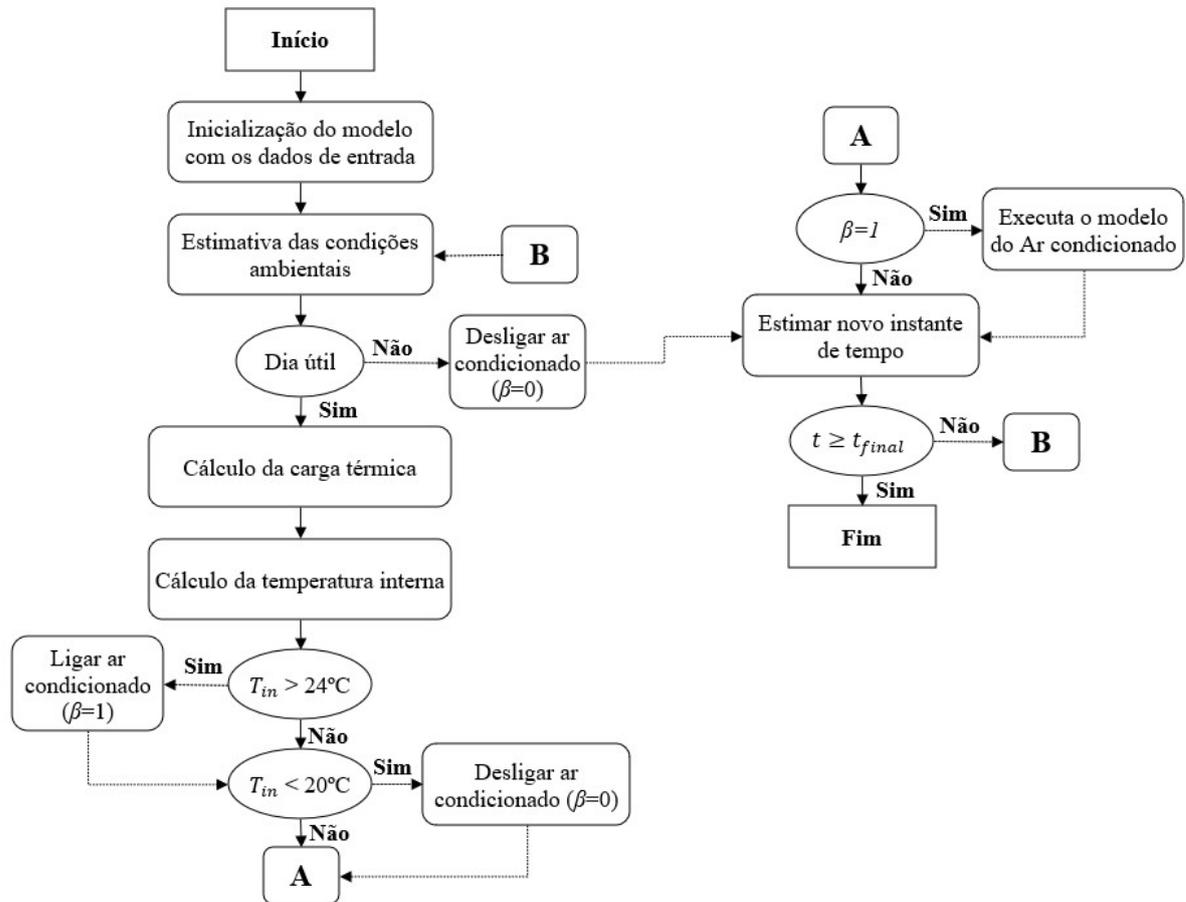
Figura 3.3 - Algoritmo de cálculo do modelo matemático.



3.5.2 Modelo do sistema completo

O procedimento operacional do sistema como um todo, considerando a interação entre o modelo do ar condicionado e a zona térmica de forma esquemática é representando Figura 3.4 e suas etapas serão descritas a seguir.

Figura 3.4 - Algoritmo de cálculo do modelo matemático completo.



O modelo completo é iniciado com os dados de entrada. Após isso, a temperatura externa (ambiente) para aquele instante de tempo é obtida por meio de uma interpolação nos dados climáticos do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) e com uma segunda interpolação é possível identificar se é um dia útil ou não (variável b na Figura 3.3). Caso não seja, o ar condicionado deve ser desligado. Caso contrário, o modelo calcula as cargas térmicas, para em seguida calcular a temperatura interna atual. Se a temperatura interna for maior que 24°C , o ar condicionado deve ser ligado; se a temperatura interna for menor que 20°C , o ar condicionado deve ser desligado; e, por fim, se a temperatura estiver entre esses limites, o ar condicionado deve ser ligado.

Com o comando de ar condicionado ligado, executa-se o modelo descrito na seção anterior para calcular a capacidade de refrigeração. Após isso, acrescenta-se ajusta-se o passo de tempo, baseando-se nessa capacidade de refrigeração e na capacitância térmica, e repete-se o procedimento descrito até que o instante de tempo seja maior que o t_{final} (equivalente a quantidade de horas no mês), indicando que o modelo operou durante todo o mês em questão.

3.5.3 Parâmetros de simulação

Conforme mencionado nas seções anteriores, o modelo construído neste trabalho utiliza alguns parâmetros informados na inicialização como referência. Os mesmos estão listados nas tabelas abaixo e a seguir serão listados alguns comentários referentes aos mesmos.

Para calcular a vazão mássica e a potência do compressor utiliza-se as Equações (3-1) e (3-2) e as constantes que são apresentadas na Tabela 3.4. Como o fabricante do compressor utilizado no ar condicionado split presente o laboratório GREA não disponibiliza dados de desempenho do compressor, pesquisou-se um modelo de mesma cilindrada fabricado pela Tecumseh para obter os mesmos. O modelo utilizado foi o HGA5512EXD.

Tabela 3.4 - Parâmetros utilizados nas equações do compressor.

	\dot{m}_m	\dot{W}_{cp}
B_1	1,925049E-02	1,619702E+02
B_2	-9,377586E-01	-1,062771E+01
B_3	-1,131359E+00	2,574098E+01
B_4	-8,143320E-02	-1,496457E+00
B_5	2,509357E-01	4,544785E-01
B_6	-1,513539E-02	-3,580018E-01
B_7	6,137548E-04	5,037625E-02
B_8	5,061497E-03	5,019033E-03
B_9	-3,103936E-03	-1,063087E-03
B_{10}	2,225813E-04	3,263633E-03

Aqui é importante informar que esta empresa forneceu os valores para o compressor em questão em função das temperaturas na escala Fahrenheit. Em função disso, foi necessário desenvolver uma matriz para converter as constantes de forma que a equação ficasse em função da escala Celsius e não Fahrenheit. Além das constantes apresentadas anteriormente, o modelo matemático exige outros parâmetros relacionados aos principais componentes do ar condicionado. Estes estão indicados na Tabela 3., baseados em medições feitas no ar condicionado real, presente no laboratório GREA. Nessa tabela, o termo “UC” representa Unidade Condensadora, enquanto “UE” representa Unidade Evaporadora.

Tabela 3.5 - Principais parâmetros para a simulação do ar condicionado.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Diâmetro externo do Capilar	2,73 mm	Diâmetro interno do Capilar	1,63 mm
Diâmetro da Bobina do Capilar	25,7 mm	Comprimento do Capilar	150 mm
Área de troca de calor Evaporador	4,31 m ²	Área de troca de calor Condensador	8,33 m ²
Área frontal do Evaporador	0,116 m ²	Área frontal do Condensador	0,2857 m ²
Compr. do tubo do Evaporador	14,41 m	Compr. do tubo do Condensador	19,2 m
Potência da vent. do Evaporador	20 W	Potência da vent. do Condensador	30 W
Vazão volumétrica vent. Evaporador	550 m ³ /h	Vazão mássica vent. Condensador	1360 m ³ /h
Diâmetro nominal do Evaporador	5/16''	Diâmetro nominal do Condensador	5/16''
Compr. entrada UC – separador	0,617 m	Diâmetro entrada UC – separador	1/2''
Compr. separador – compressor	0,0667 m	Diâmetro separador – compressor	1/2''
Compr. compressor – condensador	0,458 m	Diâmetro compressor – condensador	3/8''
Compr. condensador – capilar	0,250 m	Diâmetro condensador – capilar	3/8''
Compr. capilar – saída UC	0,202 m	Diâmetro capilar – saída UC	1/4''
Diâmetro do Compressor	0,1199 m	Altura do Compressor	0,2029 m
Diâmetro entre UE e UC	3/8''	Diâmetro entre UC e UE	1/4''
Comprimento entre as Unidades	3,6 m	Passé entre tubos 0° ao fluxo de ar	21,04 mm
Passé entre tubos 90° ao fluxo de ar	15,88 mm		

Os diâmetros internos apresentados foram baseados nas medições de diâmetro externo realizadas e na comparação desses valores com os diâmetros comerciais existentes, indicados na Tabela 3.6. Os comprimentos, por sua vez, foram medidos utilizando uma trena, sendo que em trechos curvos utilizou-se um barbante para auxiliar na definição do comprimento correto.

Tabela 3.6 - Relação entre diâmetro nominal e diâmetros interno e externo.

Diâmetro nominal [pol]	Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
1/4	6,35	4,77
5/16	7,94	6,36
3/8	9,52	7,94
1/2	12,7	11,12

Na determinação dos valores das áreas de troca de calor para o evaporador e condensador, levou-se em consideração, além dos tubos, o efeito das aletas. Para isso, mediu-se a espessura e comprimento da aleta, bem como calculou a quantidade como uma proporção da quantidade

de aletas medidas em uma amostra (10cm). Ao calcular a área de cada uma delas, foram consideradas as duas faces opostas, bem como a área referente ao seu perímetro multiplicado pela espessura e subtraído a área referente aos furos da tubulação. Somando isso à área externa da tubulação, foi possível estimar a área total de troca de calor. Para finalizar também foi realizado o cálculo da eficiência da aleta e do trocador de calor, com o intuito de fornecer ao modelo matemático o valor correto da área para transferência de calor. Para o cálculo da área frontal, considerou-se a geometria plana do trocador de calor, ou seja, multiplicou-se o comprimento pela largura. Após isso, foi subtraído a área referente às aletas conforme sugerido por Incropera et al. (2007). Para a potência dos ventiladores utilizados no Evaporador e Condensador, bem como a vazão volumétrica dos mesmos, utilizou-se como referência os valores disponibilizados na etiqueta das Unidades Evaporadora e Condensadora, respectivamente. O diâmetro e comprimento do compressor foram obtidos por meio da ficha técnica do mesmo, e no cálculo da massa de fluido refrigerante presente compressor adotou-se que 35% do volume interno é ocupado por vapor de refrigerante, utilizou-se o mesmo valor adotado por Humia (2022). Em relação aos parâmetros utilizados para a zona térmica, eles estão disponíveis na Tabela 3..

Tabela 3.7 - Parâmetros utilizados para a zona térmica.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Número de pessoas no recinto	4	Carga térmica por pessoa	130 W
Fator renovação de ar por pessoa	3,8 L/s	Fator renovação de ar por m ²	0,5 L/s
Taxa transferência de calor piso	1,59 W/(m ² K)	Taxa transferência de calor teto	1,92 W/(m ² K)
Taxa transferência de calor parede	2,58 W/(m ² K)	Absortância do telhado	0,3
Capacitância térmica C_{int}	750 kJ/K	Largura do recinto	3,0 m
Comprimento do recinto	3,0 m	Altura do recinto	2,8 m
Temperatura mínima do recinto	20 °C	Temperatura máxima do recinto	24 °C
Atraso térmico do telhado	3,6 h	Carga térmica gerada pelos equipamentos elétricos	720 W

A carga térmica por pessoa e os fatores de renovação foram obtidos por meio dos anexos presentes na ABNT (2008a), considerando o local como um escritório. Já a carga térmica gerada pelos equipamentos elétricos foi calculada levando em considerando os equipamentos existentes no recinto. A absorvância do telhado, por sal vez, foi obtida nas tabelas de ABNT (2005b) e as taxas de transferência de calor e atraso térmico foram obtidas nas tabelas presentes ABNT (2005c).

3.6 Bancada experimental para validação do modelo

Conforme mencionado no início do capítulo, o modelo matemático desenvolvido neste estudo é baseado em uma ar condicionado tipo split existente no laboratório GREA, localizado na Universidade Federal de Minas Gerais. Nessa seção, será apresentada a bancada experimental construída com essa unidade, as medições realizadas e os equipamentos utilizados para isso, além do procedimento de medição.

3.6.1 Bancada experimental

A bancada experimental consiste de uma câmara de refrigeração com dimensões externas de 1,36 X 2,41 X 1,70 metros na qual está instalada uma unidade de ar condicionado do tipo split da fabricante Comfee, modelo 38KCG12F5 com capacidade nominal de 12.000 BTU/h. Além disso, há duas resistências elétricas uma com capacidade nominal de 3,0 kW e outra com capacidade de 2,0kW, utilizadas para variar a temperatura da câmara, bem como a quantidade de calor que o ar condicionado deve combater. A resistência de 2,0kW é alimentada por um transformador variável de forma que é possível alterar a tensão aplicada na resistência e consequentemente a potência. A Figura 3.5 apresenta algumas fotografias dessa bancada, já equipada com os instrumentos de medição, que serão apresentados na próxima seção.

Figura 3.5 - Fotografias da bancada utilizada para validação do modelo.



3.6.2 Medições realizadas e os instrumentos utilizados

Para as condições internas (dentro da câmara de refrigeração), são utilizados termopares do tipo K calibrados para as medições das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na entrada e saída do evaporador. Já a tensão e corrente das resistências, são medidas por meio de um osciloscópio da fabricante Tektronix, modelo TPS 2024. Para as condições externas (fora da câmara de refrigeração), é utilizada uma estação meteorológica da fabricante Energia Direta, para medição da temperatura e pressão atmosférica. Além disso, é utilizado um Termo-higrômetro Digital da fabricante Instrutherm, modelo HT-270 para medir o ar na saída do condensador e um manômetro analógico para medir a pressão de entrada do compressor. Por fim, utiliza-se o osciloscópio citado anteriormente para medir a potência instantânea e média consumida pelo compressor. Para registrar as leituras termopares, é utilizado uma placa de aquisição de dados da fabricante Novus, modelo FieldLogger. A Tabela 3.8 apresenta a relação dos instrumentos de medição utilizados, bem como suas incertezas.

Tabela 3.8 - Relação dos instrumentos e suas incertezas.

Instrumento	Fabricante - Modelo	Incerteza padrão
Balança	AROMED – AC10K	0,1g
Estação meteorológica	Energia Direta	1°C 0.3kPa
Manômetro analógico	PM	0,12 kgf/cm ²
Osciloscópio	Tektronix – TPS 2024	3% do valor medido+ 5% de 1 divisão
Paquímetro	Mitutoyo - 530-104B-10	Vide Anexo I
Termo-higrômetro Digital	Instrutherm – HT-270	Vide Anexo I
Termopar	MIT EXACTA – Tipo K	Vide Anexo I
Trena	Fender – 01/5M	Vide Anexo I

Para o cálculo das incertezas combinadas, necessário para a Capacidade de Refrigeração por exemplo, foi adotada neste estudo foi desenvolvida por (Taylor e Kuyatt (1994) com o intuito de calcular como as incertezas de cada variável aferida, X_i , propaga-se até o valor calculado Y , de forma que $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_i)$. A equação que representa essa metodologia é apresentada na Equação 3.8, abaixo e ela foi aplicada por meio do software EES (F-CHART SOFTWARE, 2019).

$$U_y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 U_{X_i}^2} \quad (3.8)$$

3.7 Validação do Modelo

Conforme mencionado anteriormente, serão comparados os valores de COP e capacidade de refrigeração obtidos por meio do modelo com os dados obtidos experimentalmente, com o intuito de validar o modelo matemático desenvolvido. Essa análise será realizada utilizando o desvio médio absoluto (DMA) e o desvio médio (DM) por meio das Equações (3-32) e (3-33), como proposto por FANG et al. (2013).

$$DMA = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \left| \frac{\dot{Q}_{calc} - \dot{Q}_{exp}}{\dot{Q}_{exp}} \right| \quad (3-32)$$

$$DM = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \left(\frac{\dot{Q}_{calc} - \dot{Q}_{exp}}{\dot{Q}_{exp}} \right) \quad (3-33)$$

Para o modelo, serão utilizadas as Equações 3.7 e 3.28 para calcular a capacidade de refrigeração e o COP, respectivamente. Para a bancada experimental, por sua vez, serão utilizadas as Equações 3.33 e 3.34, abaixo.

$$\dot{Q}_{exp} = V_1 I_1 + V_2 I_2 \quad (3-34)$$

Em que \dot{Q}_{exp} representa a capacidade de refrigeração da bancada experimental; V, a tensão; I, a corrente; e os subscritos 1 e 2 representam as resistências 1 e 2.

$$COP_{exp} = \frac{\dot{Q}_{exp}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3-35)$$

Em que COP_{be} representa o COP da bancada experimental e \dot{W}_{comp} representa a potência do compressor aferida experimentalmente.

3.8 Execução do modelo para os fluidos alternativos

Ao executar o modelo matemático do sistema de refrigeração com os fluidos alternativos, ocorreu uma grande redução na velocidade de processamento quando comparado à execução com o R-22. A severidade foi tão grande que em diversos momentos o modelo congelou durante as iterações. Foram tentadas diversas abordagens para solucionar esse problema, mas, todas sem sucesso e acredita-se que isso ocorre no processamento das equações de estado dos fluidos refrigerantes alternativos que são misturas.

Em função disso, não houve outra alternativa para gerar os dados para a segunda seção do próximo capítulo a não ser acompanhar a execução do modelo ponto a ponto para cada fluido. Entretanto, essa abordagem seria infactível para as análises da terceira seção em função da quantidade expressiva de iterações oriundas da zona térmica. Consequentemente, utilizou-se uma abordagem mais interessante, conforme será descrito a seguir.

Considerando os dados gerados para a segunda seção, foi possível realizar uma regressão múltipla em função da temperatura interna e externa para o parâmetro desejado (como o COP) dos fluidos alternativos. Com isso, é possível validar o desempenho dos fluidos nas mesmas condições. Para validar essa abordagem, o modelo foi executado para os fluidos alternativos de forma direta e os resultados foram comparados com os valores obtidos dessas regressões. Como a diferença média foi de 1%, essa estratégia foi considerada válida para este trabalho.

4 ANÁLISE E RESULTADOS

Neste capítulo serão expostos os resultados obtidos por meio do modelo desenvolvido, além da análise desses dados. A primeira seção apresenta a validação do modelo com a bancada experimental; a segunda, a análise dos fluidos refrigerantes em uma variação das temperaturas interna e externa; e a última seção faz uma análise englobando o modelo matemático do sistema de refrigeração no modelo da zona térmica.

4.1 Validação do Modelo

Como primeira etapa da análise do modelo desenvolvido, faz-se necessário avaliar se o mesmo fornece dados coerentes, válidos, uma vez que isso afeta diretamente na qualidade da análise e percepções geradas.

A Tabela 4.1 apresenta os 28 pontos experimentais gerados na bancada para validação do modelo. Nela, são indicados a potência do compressor (em kW); tensão e corrente das resistências 1 e 2; temperatura de bulbo seco e bulbo úmido na entrada e saída do evaporador; a temperatura na entrada e saída do condensador; e condições ambientais. Já a Tabela 4.2 é uma evolução desses dados de entrada, apresentando não apenas os valores experimentais corrigidos por meio das curvas de calibração, como também as medições indiretas que serão utilizadas para comparação (COP, Capacidade de refrigeração e Pressão).

Além disso, as incertezas foram calculadas e os valores mínimo, médio e máximo encontrados avaliando todos os 28 experimentos realizados para cada uma das as medições apresentadas são apresentadas no final dessas duas tabelas. É interessante perceber que a incerteza é consideravelmente baixa, quando comparada com a ordem de grandeza da medição, mesmo para o COP (de 5,3% a 7,1%) ou Capacidade de refrigeração (de 3,6% A 4,1%). Para esses, poderia esperar-se valores elevados em função das incertezas combinadas, todavia, isso foi mitigado por meio da calibração dos instrumentos de medição.

Tabela 4.1 – Pontos experimentais utilizados para validação.

Exp	Compressor / Resistências					Evaporador					Condensador (Lado parede)				Condensador (Lado rua)				Ambiente			
	#	Potência	TR1	CR1	CR2	TR2	T ent bs	T ent bu	T sai bs	T sai bu	Presão	TP ENT	TP SAI	RH ENT	RH SAI	T ent	T sai	RH ENT	RH SAI	P atm	T lab	Cond.
Teste	kW	V	A	A	V	°C	°C	°C	°C	kgf/cm ²	C	C	%	%	°C	°C	%	%	hPa	C	g	s
1	1,03	219,00	14,20	3,07	67,40	26,31	14,18	9,28	7,44	4,00	23,53	32,39	64,70	41,10	26,03	34,63	55,80	37,60	92,52	24,00	0,00	1080,00
2	1,08	217,00	14,10	3,03	67,00	24,28	13,15	8,07	6,08	4,00	27,38	34,20	60,90	43,40	28,64	36,50	59,40	37,40	92,68	23,60	1,20	1200,00
3	1,05	217,00	14,20	4,68	100,00	29,36	15,85	12,95	9,90	4,20	23,69	32,94	65,40	42,10	24,99	34,94	61,50	37,50	92,42	24,10	8,00	600,00
4	1,12	218,00	14,20	5,04	101,00	33,01	20,15	16,88	14,28	4,60	26,69	35,28	57,00	37,00	27,59	38,82	52,50	32,10	92,81	24,50	117,00	651,00
5	1,12	217,00	14,10	5,57	65,60	29,62	17,48	13,56	11,10	4,50	27,38	35,68	53,70	36,50	28,80	39,73	50,70	30,00	92,73	24,80	57,10	645,00
6	1,12	215,00	13,90	5,19	101,00	26,19	18,72	14,94	13,91	4,50	24,83	35,48	60,50	35,80	25,52	37,77	59,10	32,40	92,50	25,40	8,00	617,00
7	1,13	215,00	14,00	3,64	66,70	26,93	15,91	12,01	9,75	4,50	25,02	36,54	57,70	33,20	25,72	37,93	56,60	31,60	92,48	25,50	37,50	515,00
8	1,17	216,00	14,20	4,95	103,00	28,83	20,03	15,65	13,79	4,70	27,73	38,40	55,70	35,40	27,07	40,18	57,50	31,10	92,50	25,80	240,10	636,00
9	1,17	213,00	13,90	3,32	65,50	24,29	16,10	10,98	8,77	4,40	28,33	39,16	51,50	30,10	28,27	41,23	51,30	28,00	92,30	26,20	139,70	550,00
10	1,25	217,00	14,20	4,83	104,00	31,40	21,79	16,48	15,94	5,00	28,95	41,53	44,50	23,60	28,34	44,77	45,60	26,70	92,28	26,90	494,00	556,00
11	1,22	213,00	13,90	2,80	60,00	24,97	16,37	9,93	9,85	4,50	31,08	40,14	37,70	24,90	30,39	44,15	37,00	20,80	92,01	27,40	302,50	525,00
12	1,22	213,00	13,80	3,74	80,80	26,23	17,47	11,01	10,99	4,70	29,79	41,77	40,50	22,90	30,10	44,65	39,90	20,00	92,02	27,80	184,90	683,00
13	1,13	217,00	14,10	4,75	100,00	27,23	18,65	12,87	12,63	4,60	25,75	35,32	57,70	36,20	25,65	39,04	57,60	30,90	92,54	26,20	238,80	666,00
14	1,15	216,00	14,10	3,92	80,20	26,38	17,44	11,36	11,18	4,70	28,50	39,70	47,60	28,80	28,34	36,77	49,30	32,20	92,41	26,20	195,50	540,00
15	1,13	214,00	13,90	3,01	59,10	24,17	15,61	9,09	8,99	4,40	27,59	37,01	51,00	32,30	27,73	40,24	49,70	28,10	92,33	26,80	153,30	658,00
16	1,16	213,00	13,90	2,09	40,40	23,10	14,56	7,73	7,74	4,30	27,38	36,85	50,10	32,10	27,78	40,65	48,90	26,10	92,27	27,30	137,70	701,00
17	1,13	215,00	14,00	1,73	39,00	23,90	13,21	7,24	6,78	4,20	28,13	36,94	40,60	26,10	27,65	39,76	40,90	23,10	92,29	26,50	3,80	661,00
18	1,16	216,00	14,10	1,79	39,30	23,87	15,33	8,64	8,68	4,20	27,99	37,33	41,10	25,70	27,72	40,14	41,50	23,00	92,27	26,80	148,50	626,00
19	1,24	211,00	13,80	1,73	38,60	24,82	13,96	8,29	7,62	4,40	33,78	43,64	31,60	20,00	32,35	46,60	35,50	17,50	91,88	28,30	0,00	804,00
20	1,32	213,00	13,90	2,76	61,50	26,84	14,99	9,71	8,87	4,60	33,94	44,67	28,60	17,20	34,09	48,02	27,50	15,40	91,76	29,20	0,00	695,00
21	1,32	211,00	13,80	3,67	80,50	28,88	16,13	11,09	10,20	4,90	34,09	45,01	27,10	16,70	33,76	47,95	26,60	14,20	91,67	29,90	0,00	725,00
22	1,21	204,00	13,40	1,84	39,00	22,58	13,90	6,97	7,01	5,20	32,58	41,13	37,80	25,50	31,63	44,49	38,90	21,90	91,65	29,50	42,60	654,00
23	1,24	204,00	13,40	2,88	61,00	24,10	15,16	8,32	8,41	5,00	33,67	42,73	34,70	23,70	32,97	46,30	35,70	19,30	91,63	29,50	34,00	642,00
24	1,26	206,00	13,50	3,71	80,70	25,96	16,71	10,17	10,09	5,10	33,78	43,37	31,70	20,80	33,35	46,96	32,20	16,90	91,61	29,70	70,90	631,00
25	1,30	203,00	13,20	4,80	100,00	27,39	18,20	12,41	11,75	5,10	34,15	44,63	30,70	18,80	34,03	47,54	30,30	16,10	91,60	30,00	95,60	596,00
26	1,22	203,00	13,30	4,61	98,40	25,44	17,64	10,73	10,87	4,70	31,53	41,68	43,90	27,80	30,31	45,18	44,80	22,60	91,86	28,80	187,10	652,00
27	1,22	205,00	13,40	3,83	81,80	25,09	17,23	10,55	10,60	4,60	31,56	42,34	42,70	25,90	31,43	45,21	42,80	22,80	91,79	28,40	140,50	583,00
28	1,19	206,00	13,30	2,85	60,40	23,92	15,84	9,59	9,66	4,50	31,53	41,70	44,20	27,90	31,47	44,66	44,10	24,30	91,83	28,90	0,00	711,00

Incertezas

Min	0,05	6,40	0,40	0,17	1,80	0,14	0,15	0,14	0,14	0,12	0,58	0,58	2,00	2,00	0,58	0,58	2,00	2,00	0,17	0,58	1,00	2,00
Méd	0,05	6,56	0,40	0,21	2,42	0,15	0,15	0,14	0,14	0,12	0,58	0,58	2,00	2,00	0,58	0,58	2,00	2,00	0,17	0,58	1,00	2,00
Máx	0,05	6,70	0,40	0,24	3,00	0,15	0,15	0,15	0,15	0,12	0,58	0,58	2,00	2,00	0,58	0,58	2,00	2,00	0,17	0,58	1,00	2,00

Tabela 4.2 – Medições corrigidas e medições indiretas.

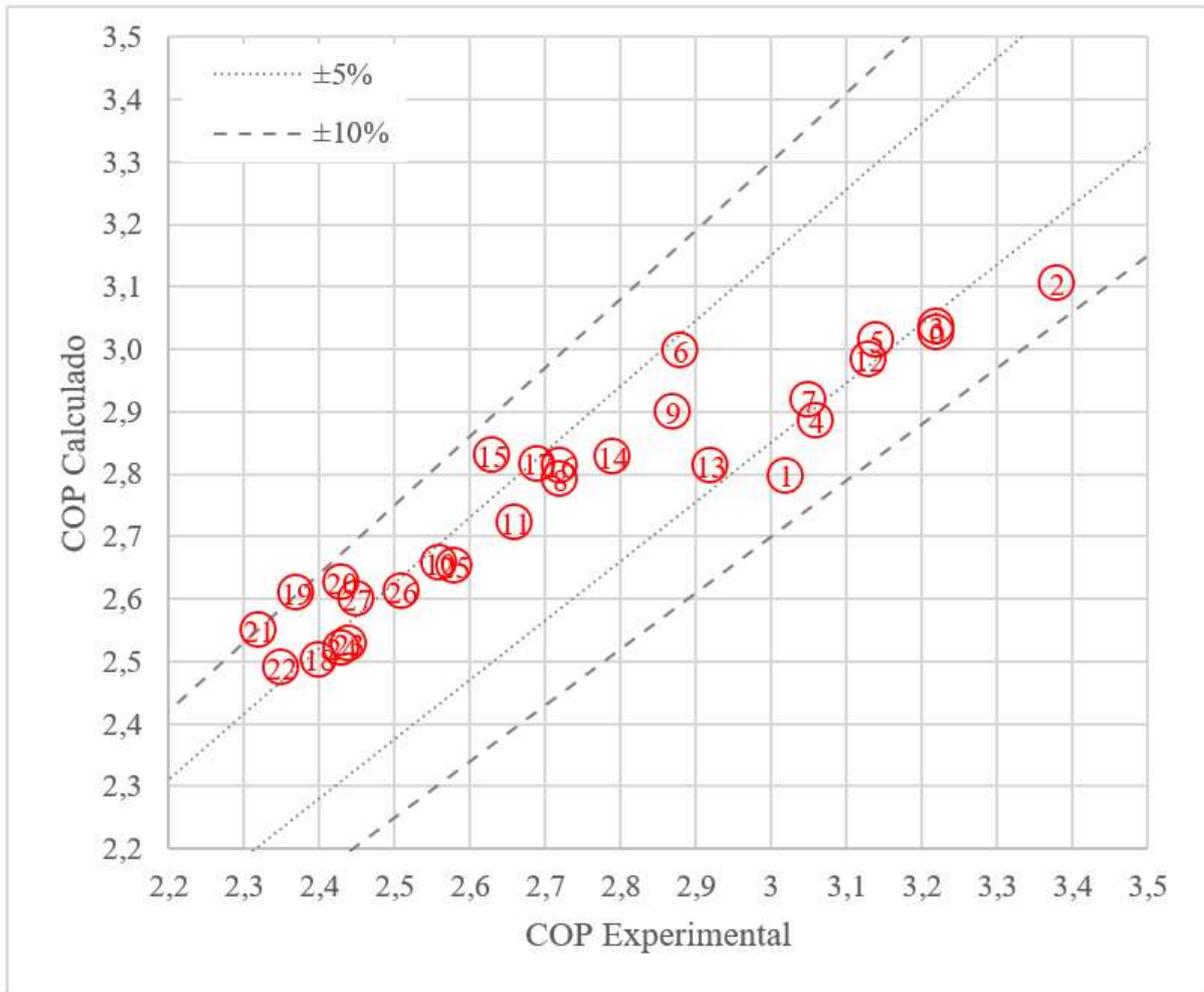
Exp	COP	Q	Evaporador				Condensador		
			Presão	T ent bs	T ent bu	T sai bs	T sai bu	T ent	T sai
#	-	kW	kPa	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1	3,22±0,23	3,32±0,13	485±12	25,89±0,15	13,70±0,16	8,44±0,15	6,87±0,15	24,78±0,41	33,51±0,41
2	3,02±0,18	3,26±0,13	485±12	23,82±0,15	12,62±0,16	7,19±0,15	5,45±0,15	28,01±0,41	35,35±0,41
3	3,38±0,20	3,55±0,13	504±12	29,00±0,15	15,44±0,16	12,24±0,15	9,43±0,15	24,34±0,41	33,94±0,41
4	3,22±0,18	3,61±0,13	544±12	32,75±0,15	19,94±0,16	16,31±0,15	13,95±0,15	27,14±0,41	37,05±0,41
5	3,06±0,17	3,435±0,13	534±12	29,26±0,15	17,15±0,16	12,87±0,15	10,67±0,15	28,09±0,41	37,71±0,41
6	3,14±0,18	3,51±0,13	534±12	25,77±0,15	18,45±0,16	14,30±0,15	13,57±0,15	25,18±0,41	36,63±0,41
7	2,88±0,17	3,25±0,13	534±12	26,52±0,15	15,51±0,16	11,27±0,15	9,27±0,15	25,37±0,41	37,24±0,41
8	3,05±0,17	3,58±0,13	553±12	28,46±0,15	19,81±0,16	15,04±0,15	13,45±0,15	27,40±0,41	39,29±0,41
9	2,72±0,16	3,18±0,12	524±12	23,83±0,15	15,71±0,16	10,20±0,15	8,25±0,15	28,30±0,41	40,20±0,41
10	2,87±0,16	3,58±0,13	583±12	31,09±0,15	21,62±0,16	15,90±0,15	15,66±0,15	28,65±0,41	43,15±0,41
11	2,56±0,15	3,139±0,12	533±12	24,52±0,15	15,99±0,16	9,11±0,15	9,38±0,15	30,74±0,41	42,15±0,41
12	2,66±0,15	3,24±0,12	553±12	25,81±0,15	17,14±0,16	10,23±0,15	10,56±0,15	29,95±0,41	43,21±0,41
13	3,13±0,18	3,54±0,13	544±12	26,83±0,15	18,37±0,16	12,16±0,15	12,25±0,15	25,70±0,41	37,18±0,41
14	2,92±0,17	3,36±0,13	553±12	25,96±0,15	17,11±0,16	10,59±0,15	10,75±0,15	28,42±0,41	38,24±0,41
15	2,79±0,16	3,15±0,12	524±12	23,71±0,15	15,19±0,16	8,25±0,15	8,48±0,15	27,66±0,41	38,63±0,41
16	2,63±0,15	3,05±0,12	514±12	22,62±0,15	14,09±0,16	6,84±0,15	7,18±0,15	27,58±0,41	38,75±0,41
17	2,72±0,16	3,08±0,12	504±12	23,43±0,15	12,68±0,16	6,33±0,15	6,18±0,15	27,89±0,41	38,35±0,41
18	2,69±0,16	3,12±0,13	504±12	23,40±0,15	14,90±0,16	7,78±0,15	8,16±0,15	27,86±0,41	38,74±0,41
19	2,40±0,14	2,98±0,12	523±12	24,37±0,15	13,47±0,16	7,42±0,15	7,06±0,15	33,07±0,41	45,12±0,41
20	2,37±0,13	3,13±0,12	543±12	26,43±0,15	14,54±0,16	8,89±0,15	8,36±0,15	34,02±0,41	46,35±0,41
21	2,43±0,13	3,21±0,12	572±12	28,51±0,15	15,74±0,16	10,31±0,15	9,74±0,15	33,93±0,41	46,48±0,41
22	2,32±0,14	2,81±0,12	602±12	22,09±0,15	13,40±0,16	6,05±0,15	6,42±0,15	32,11±0,41	42,81±0,41
23	2,35±0,13	2,91±0,12	582±12	23,64±0,15	14,72±0,16	7,45±0,15	7,88±0,15	33,32±0,41	44,52±0,41
24	2,44±0,14	3,08±0,12	592±12	25,53±0,15	16,35±0,16	9,36±0,15	9,63±0,15	33,57±0,41	45,17±0,41
25	2,43±0,13	3,16±0,12	592±12	26,99±0,15	17,90±0,16	11,68±0,15	11,34±0,15	34,09±0,41	46,09±0,41
26	2,58±0,14	3,15±0,12	553±12	25,00±0,15	17,32±0,16	9,94±0,15	10,43±0,15	30,92±0,41	43,43±0,41
27	2,51±0,14	3,06±0,12	543±12	24,65±0,15	16,89±0,16	9,75±0,15	10,16±0,15	31,50±0,41	43,78±0,41
28	2,45±0,14	2,91±0,12	533±12	23,45±0,15	15,43±0,16	8,76±0,15	9,18±0,15	31,50±0,41	43,18±0,41

Incertezas

Mín	0,13	0,12	12	0,15	0,16	0,15	0,15	0,41	0,41
Méd	0,16	0,12	12	0,15	0,16	0,15	0,15	0,41	0,41
Máx	0,23	0,13	12	0,15	0,16	0,15	0,15	0,41	0,41

Esses parâmetros foram comparados com os valores calculados por meio do modelo matemático desenvolvido, conforme descrito nas seções 3.5 e 3.6. O resultado final é apresentado nas Figura 4.1 e 4.2, em que os resultados obtidos experimentalmente versus obtido pelo modelo foram dispostos indicando a qual experimento eles estão conectados pela numeração. Além disso, foram adicionadas linhas, representando uma variação de 5% e 10% entre esses dados.

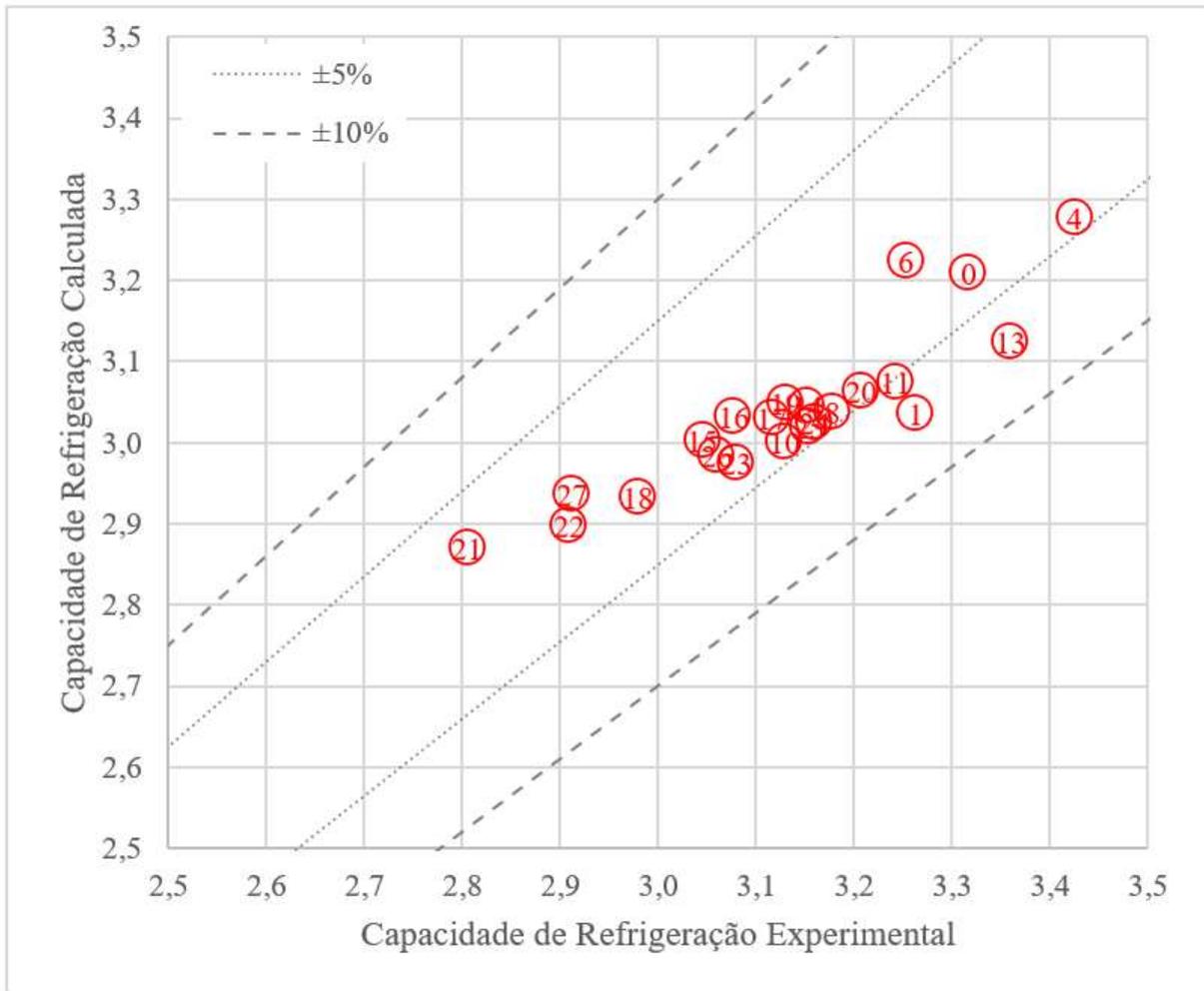
Figura 4.1 - Valores do COP obtidos no modelo e experimentalmente para as mesmas condições.



É possível perceber que os dados convergiram de forma satisfatória, apresentando um desvio médio de 1,4%, desvio médio absoluto de 5,0% e um desvio máximo de 10,2% para o COP, comprovando a proximidade dos dados experimentais com os calculados.

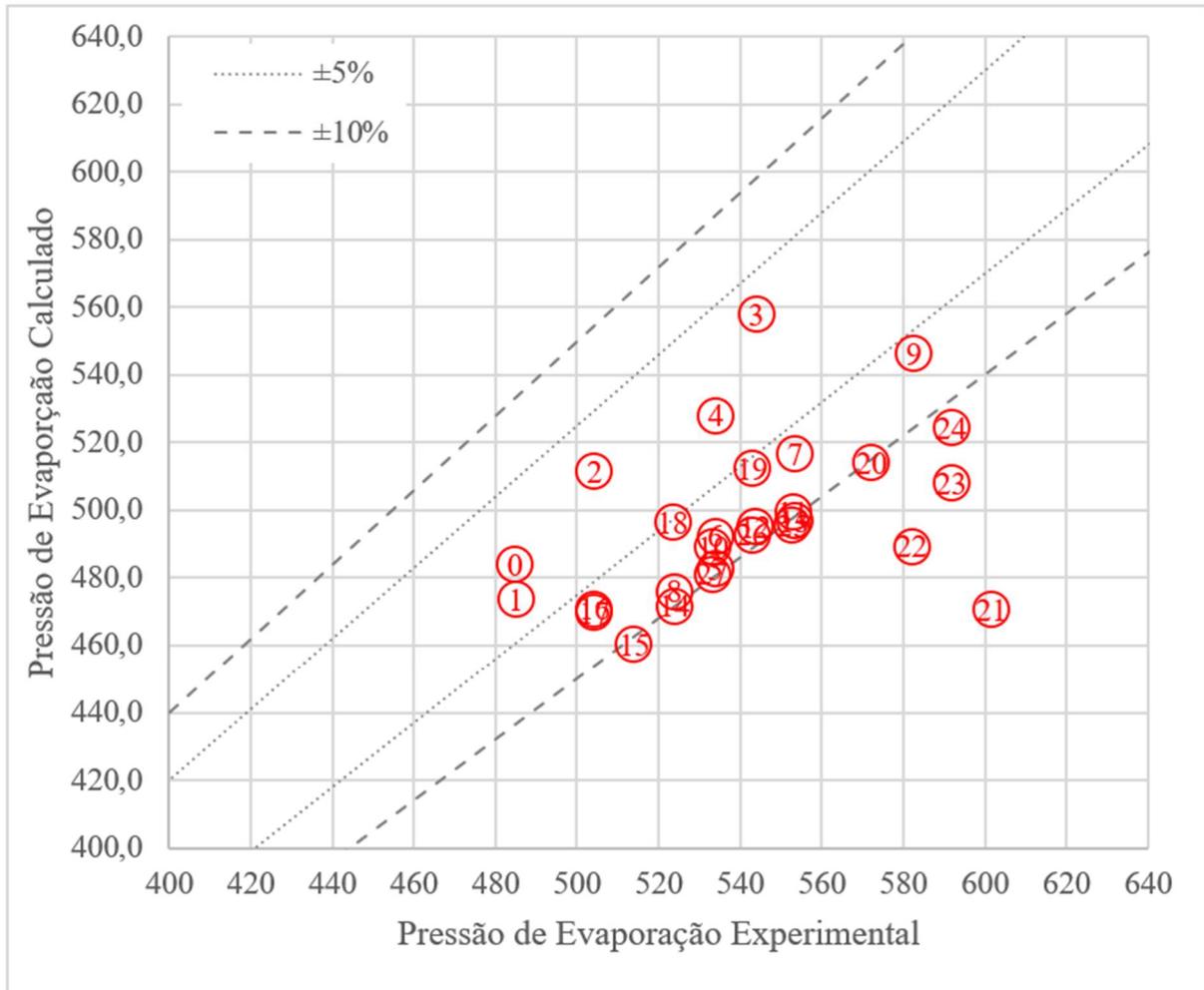
Na Figura 4.2, ao avaliar a Capacidade de refrigeração (em kW), é possível perceber um comportamento bem semelhante ao COP, apresentando uma ótima convergência dos dados, com um desvio médio de 3,6%, desvio médio absoluto de 4,1% e um desvio máximo de 9,0%, comprovando novamente a proximidade dos dados experimentais com os calculados.

Figura 4.2 - Valores da Capacidade de Refrigeração obtidos no modelo e experimentalmente para as mesmas condições.



Uma outra análise realizada foi em relação aos valores de pressão de evaporação, indicada na Figura 4.3, e nela o desvio médio foi de 8,3%, com apenas alguns pontos além da faixa de 10%, representando resultados satisfatórios. Além disso o desvio máximo foi de 21,8%. Baseando-se nesses valores tão próximos, pode-se considerar que o modelo está validado e os resultados gerados por eles são coerentes com a realidade.

Figura 4.3 - Valores da pressão no evaporador obtidos no modelo e experimentalmente para as mesmas condições.



Em relação aos erros obtidos pelo modelo matemático na sua validação, eles foram comparados com a literatura, conforme indicado na Tabela 4.3 e o seu desempenho é compatível.

Tabela 4.2 – Comparativo dos estudos que validaram o modelo matemático experimentalmente.

Autores	Contexto	Erro
Trabalho atual	Sistema de ar condicionado operando R-22 experimentalmente	Desvio médio absoluto de 5,0% para o COP e 4,1% para a Capacidade de Refrigeração.
Zhang et al. (2014)	Bomba de Calor operando R-22 experimentalmente	Desvio médio de 8,02% para o COP.
Duarte et al. (2023)	Sistema de ar condicionado	Desvio médio absoluto de 3,4% para o COP.
Shiochi et al. (2010)	Sistema de ar condicionado experimental com velocidade do compressor variável	81% dos dados de Capacidade de Refrigeração estão no limite de $\pm 25\%$.

Por fim, em relação ao modelo do evaporador, no qual foram avaliadas as correções de Grimson (1937) e Churchill e Bernstein (1977), ambas foram testadas e o modelo completo apresentou melhores resultados com a de Churchill e Bernstein (1977).

4.2 Influência das condições ambientais

O modelo matemático do sistema de refrigeração foi executado considerando uma variação na temperatura interna de 18°C a 24°C e na temperatura externa de 25°C a 40°C. Além disso, foram considerados valores fixos de umidade relativa para a condição interna (50%, baseado em ANVISA (2003)) e a condição externa (63,7%, baseado na média histórica de umidade relativa de Belo Horizonte de 1991 a 2020). Nessa análise, o COP foi avaliado em função da oscilação desses dois parâmetros, conforme indicado nas Figura 4.4 e 4.5, que apresentam os casos extremos para a temperatura interna.

Figura 4.4 - Variação do COP em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 18°C.

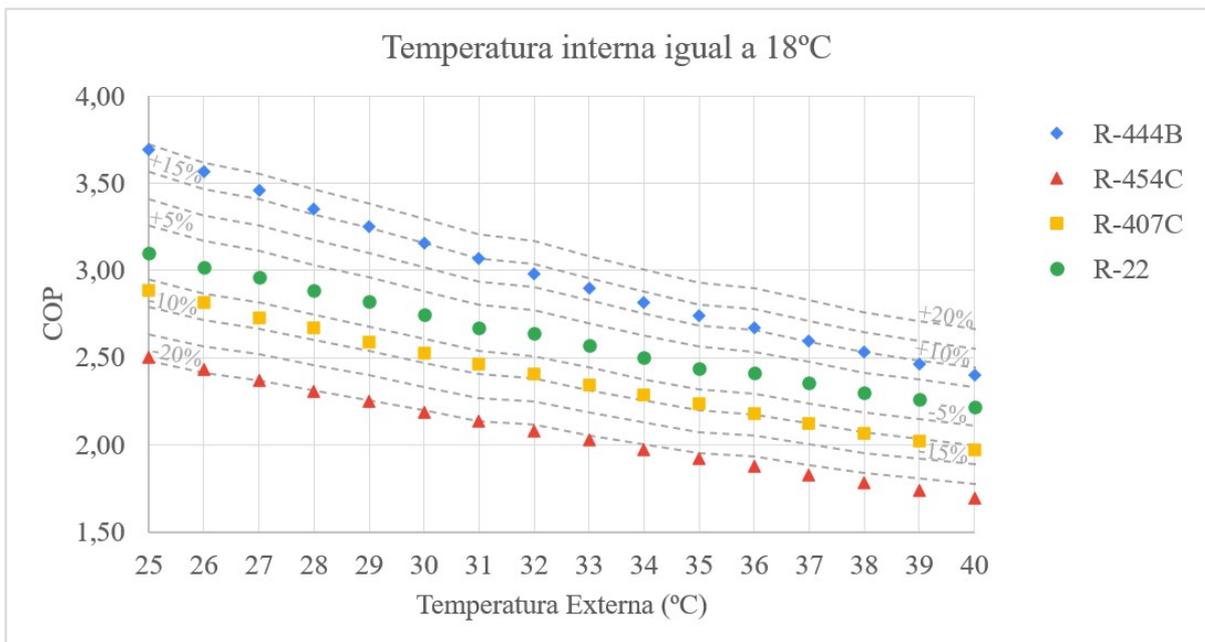
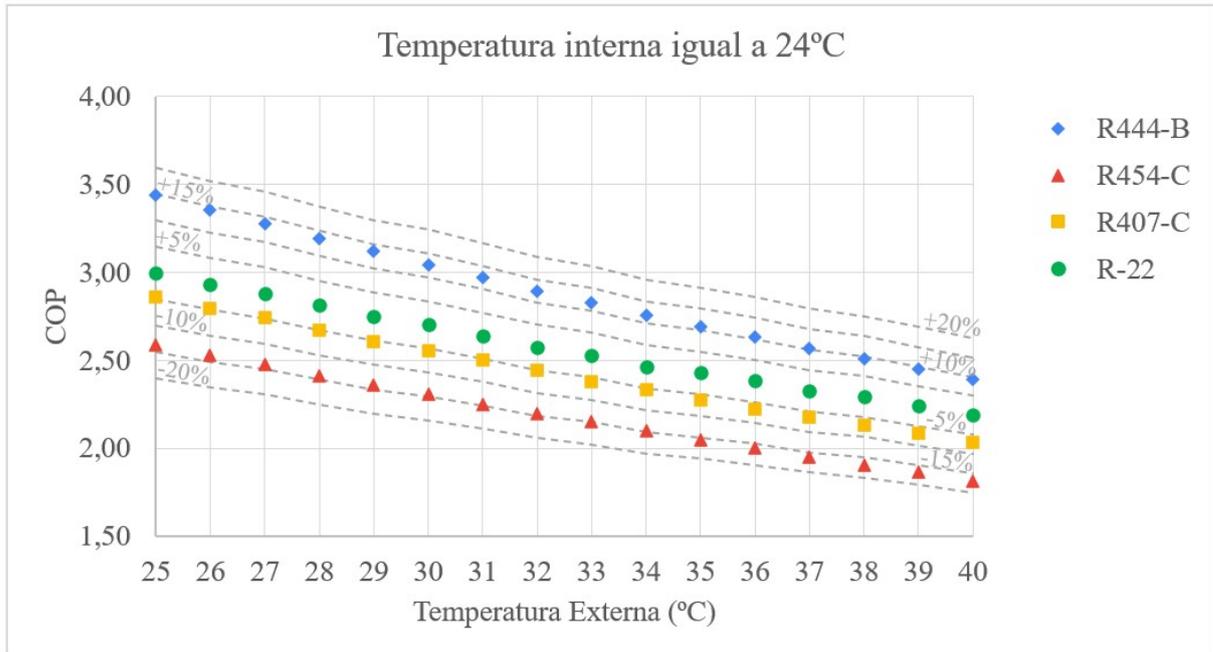


Figura 4.5 - Variação do COP em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 24°C.



Em ambas as figuras, foram adicionadas linhas de incerteza na amplitude de $\pm 10\%$ com incrementos de 5% em relação aos valores do R-22 (referência) e o COP possui um perfil decrescente de valor com o aumento da temperatura (interna ou externa) é algo esperado. Ao aumentar a temperatura externa para uma mesma condição interna, aumenta-se a pressão de condensação para uma mesma pressão de evaporação, aumentando a razão de compressão que, em última instância, incorre no aumento de trabalho do compressor. Ao aumentar a temperatura interna, aumenta-se também a carga térmica a ser retirada para manter o ambiente confortável, implicando em um maior trabalho do compressor.

Para as duas condições de temperatura interna, o R-407C e R454C apresentam comportamento bem semelhante ao R-22, com valores inferiores à referência, sendo que o primeiro ainda está dentro da faixa de $\pm 10\%$, enquanto o último extrapola essa margem.

O R-444B, por sua vez, apresenta um desempenho melhor que o R-22, sendo que em parte dos testes a superioridade é maior que 10% e será melhor analisado no próximo tópico. Além disso, é interessante perceber que ele possui uma maior sensibilidade às variações das temperaturas internas e externas, quando comparado aos demais fluidos. Isso fica nítido ao perceber no gráfico que o valor do COP do R-444B varia bem mais com o incremento de temperatura externa que o COP dos demais fluidos, especialmente entre 25°C e 30°C. Adicionalmente, é interessante perceber a preferência do R-444B para temperaturas amenas, frente aos demais

fluidos, sendo evidenciado pela variação do COP ao reduzir a temperatura interna de 24°C para 18°C que é de +7%, +3%, +1% e -3% para o R-444B, R-22, R-407C e R-454C, respectivamente.

Por fim, os fluidos foram comparados ao do R-22 em cada condição de temperatura interna x temperatura interna e o valor médio dessas diferenças é apresentado na Tabela 4.4 - COP médio dos fluidos refrigerantes comparados ao R-22. Nela, percebe-se que ao comparar o COP, o R-444B apresenta-se como uma ótima alternativa ao R-22.

Tabela 4.4 - COP médio dos fluidos refrigerantes comparados ao R-22.

Comparativo do COP em relação ao R-22	
R-444B	13%
R-454C	-18%
R-407C	-7%

Essa mesma abordagem realizada para o COP foi adotada para a Capacidade de Refrigeração e os resultados são apresentados nas Figuras 4.6 e 4.7. Esse parâmetro diminuir com o aumento da temperatura externa é algo esperado, uma vez que ao aumentar a temperatura de condensação, o fluido entra no evaporador com um maior título e, conseqüentemente, menor efeito de refrigeração disponível. Ao aumentar a temperatura interna, aumenta-se também a temperatura de evaporação e a entalpia de vaporização é reduzida.

Para as duas condições, o comportamento da Capacidade de refrigeração é bem semelhante ao do primeiro para os fluidos avaliados, diferenciando-se na menor sensibilidade às variações das temperaturas internas e externas que eles possuem, quando comparado à variação do COP. Isso é mais evidente no R-444B que possui uma variação consideravelmente menos acentuada.

Novamente, os fluidos foram comparados ao do R-22 em cada condição de temperatura interna x temperatura interna e o valor médio dessas diferenças é apresentado na Tabela 4.5. Nela, percebe-se que ao comparar a Capacidade de Refrigeração, o R-444B apresenta-se novamente como uma ótima alternativa ao R-22.

Tabela 4.5 – Capacidade de refrigeração média dos fluidos refrigerantes comparados ao R-22.

Comparativo da Capacidade de Refrigeração em relação ao R-22	
R-444B	10%
R-454C	-11%
R-407C	-3%

Figura 4.6 - Variação da Capacidade de Refrigeração em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 18°C.

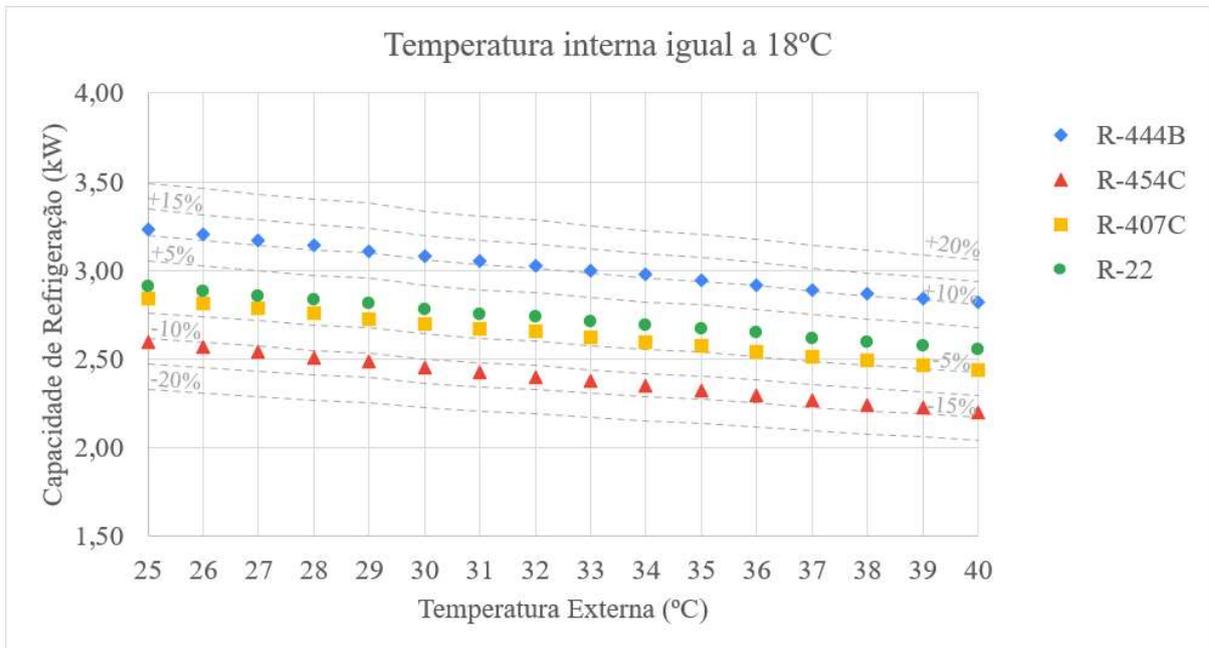
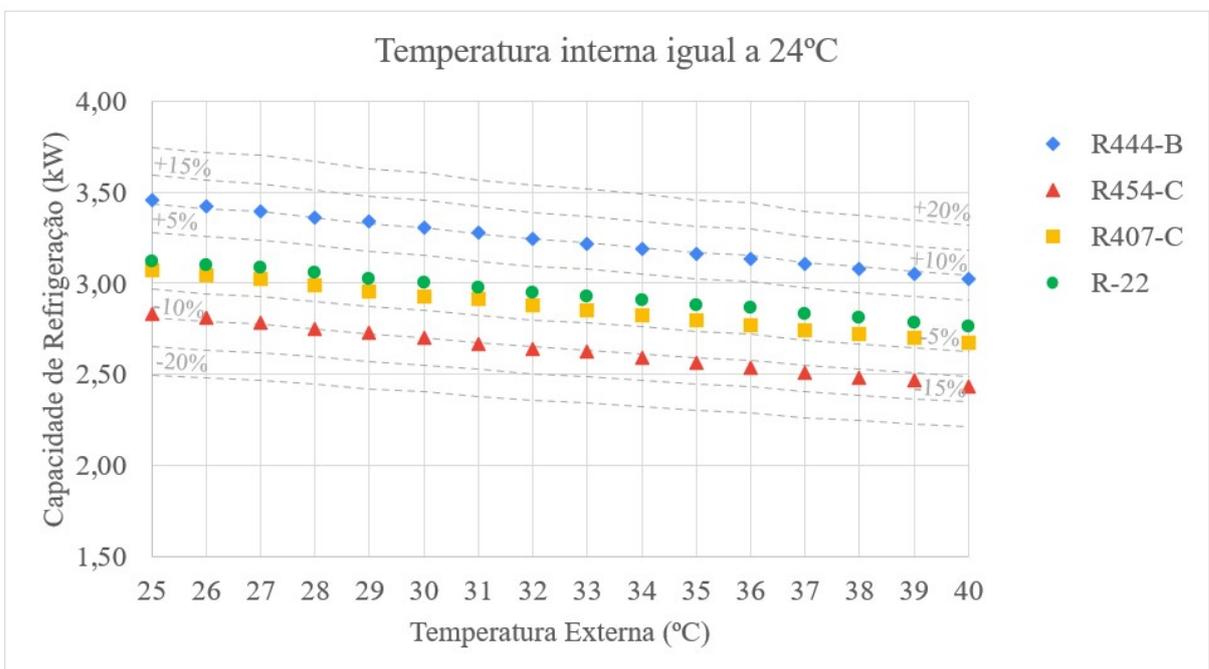


Figura 4.7 - Variação da Capacidade de Refrigeração em função da temperatura externa para uma temperatura interna igual a 24°C.



4.3 Avaliação de comportamento na zona térmica

Com o intuito de analisar de forma mais realista o comportamento dos fluidos refrigerantes, o modelo matemático do sistema de refrigeração foi executado dentro do modelo de zona térmica

durante o período de janeiro a dezembro de 2023, totalizando um ano, considerando as condições climáticas de Belo Horizonte. As Figura 4.8 e Figura 4.9 a seguir apresentam o comportamento médio do COP e da Capacidade de Refrigeração dos fluidos refrigerantes mês a mês ao longo desse período. Além disso, elas indicam a temperatura externa, em °C, bem como uma barra de incerteza de $\pm 10\%$ em função do valor para o R-22.

Ao analisar essas imagens, é importante perceber que a temperatura externa oscila entre 23 e 27°C, posicionando-se na região mais à esquerda das Figura 4.8 e Figura 4., na qual o COP tende a ser naturalmente maior, quando comparado com temperaturas externas mais elevadas.

Agora, ao comparar os fluidos alternativos ao R-22, percebe-se que o R-407C possui um comportamento similar, com valores de COP e Capacidade de Refrigeração 6% e 3% menores que os valores do R-22, respectivamente. Esses resultados são bem próximos aos encontrados por Devotta et al. (2002), que reportaram um COP e Capacidade de refrigeração do R-407C 7,9% e 2,1% menores que o R-22, respectivamente. Joudi e Al-Amir (2014) também encontraram resultados próximos, indicando uma redução nesses parâmetros de 5,0% e 1,4%, respectivamente.

O R-454C, por sua vez, possui um desempenho ainda menos interessante, com valores de COP e Capacidade de Refrigeração 16% e 11% inferiores ao R-22, respectivamente. Esses resultados são bem próximos aos de Abdelaziz et al. (2015) que apontaram uma diferença nesses dois parâmetros de -15% e -12%, respectivamente.

Figura 4.8 - Variação do COP no decorrer de um ano (dez/22 a nov/2023).

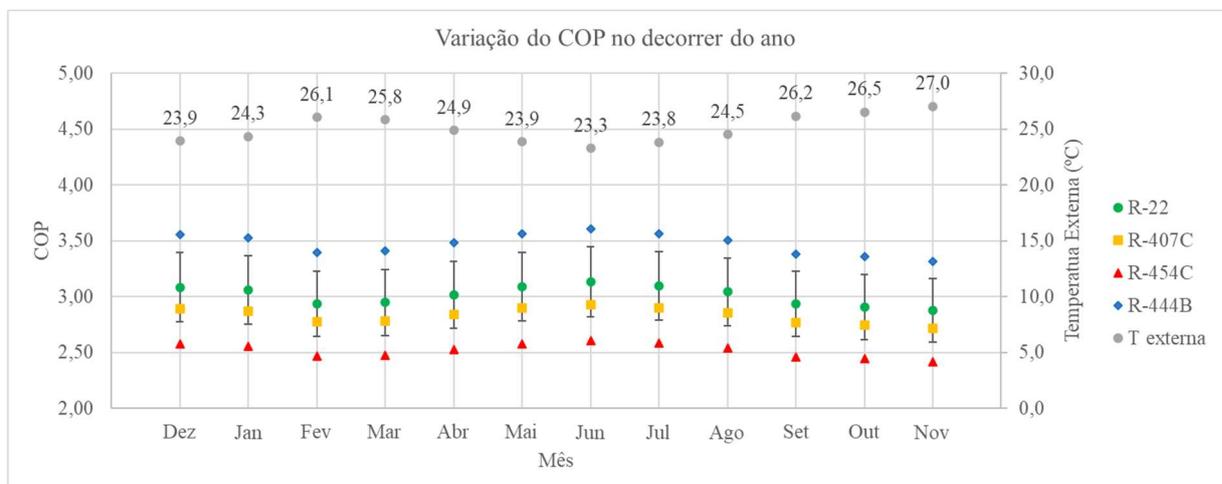
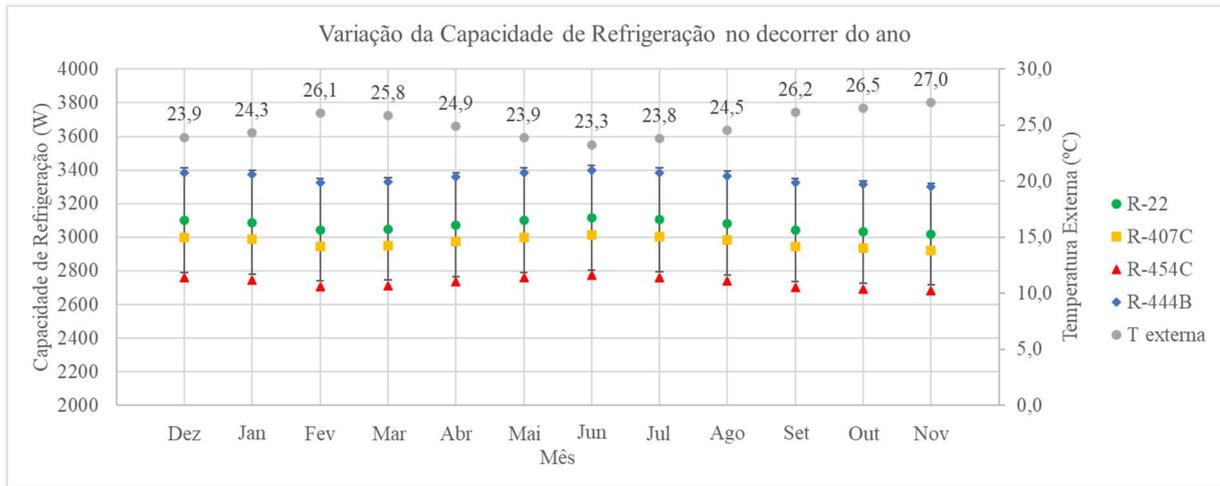


Figura 4.9 - Variação da Capacidade de Refrigeração no decorrer de um ano (dez/22 a nov/2023).

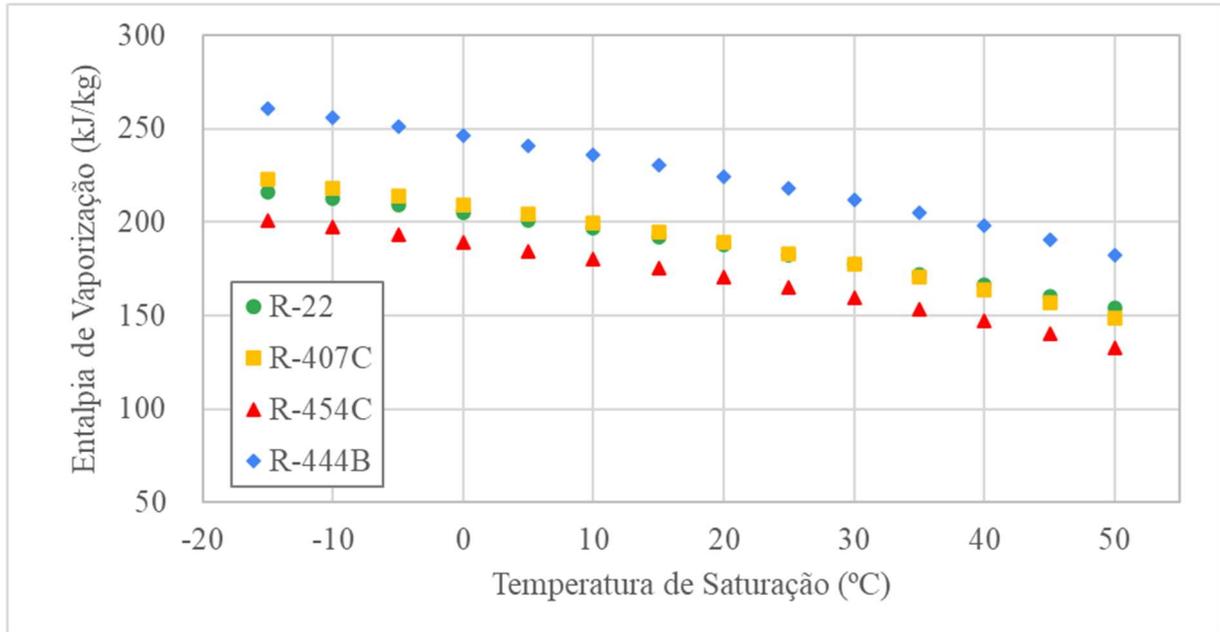


Por outro lado, a situação do R-444B é mais interessante, uma vez que ele apresenta um desempenho notoriamente superior aos demais fluidos refrigerantes com o COP e Capacidade de Refrigeração médios 15% e 9% acima do R-22, respectivamente. Todavia, ao comparar esses resultados com a literatura, há uma divergência considerável, uma vez que Abdelaziz et al.(2015) encontrou uma queda de 11% no COP e 9% na capacidade (comparação ao R-22) para a temperatura externa de 35°C. Ao revisar os estudos e dados, acredita-se que essa diferença ocorreu principalmente em função do contexto de aplicação: Abdelaziz et al.(2015) considera temperaturas ambientais mais elevadas (como 35°C) e umidade relativa entre 39% a 50,7%. Este trabalho, por outro lado, considera o clima de uma cidade tropical (Belo Horizonte), com a temperatura ambiente variando em média entre 23,8 e 27,2°C e com umidade relativa bem mais acentuada, variando de 50% a 73%. Esse contexto muda fortemente a divisão da carga térmica entre de calor latente e calor sensível, além de favorecer a troca de calor (aumento da condutividade térmica do ar em função do acréscimo de umidade).

Além disso, é importante considerar também que em temperaturas mais amenas, a energia necessária para mudança de fase (entalpia de vaporização) é maior. Conseqüentemente, o compressor não necessita aumentar tanto a pressão para conseguir atingir a variação de entalpia necessária nos trocadores de calor o que, em última instância, reduz o seu trabalho e, proporcionalmente, consumo de energia elétrica.

Complementando essa linha de raciocínio, o R-444B é especialmente beneficiado desse contexto, uma vez que ele possui uma Entalpia de Vaporização consideravelmente superior aos demais fluidos (em média 20% maior que o R-22), conforme indicado na Figura 4.10.

Figura 4.10 - Comparação da Entalpia de Vaporização dos fluidos refrigerantes avaliados.



Somado esse fator de umidade à preferência dos fluidos, em especial do R-444B por temperaturas mais amenas, podem justificar a diferença no resultado desses estudos, sendo necessário estudos mais aprofundados no comportamento dos fluidos e comportamento do sistema de refrigeração com a variação das condições ambientais.

Dialogando com o que foi mencionado no início deste trabalho, na seção 2.2.1, é interessante perceber que se esperava uma redução no desempenho ao manter o mesmo compressor, em função da menor densidade do R-444B. Entretanto, como a massa utilizada não foi tão inferior (redução de 15% quando comparado ao R-22), a sua entalpia de vaporização inatamente elevada sobrepôs sua característica de ter menor massa específica que os demais fluidos.

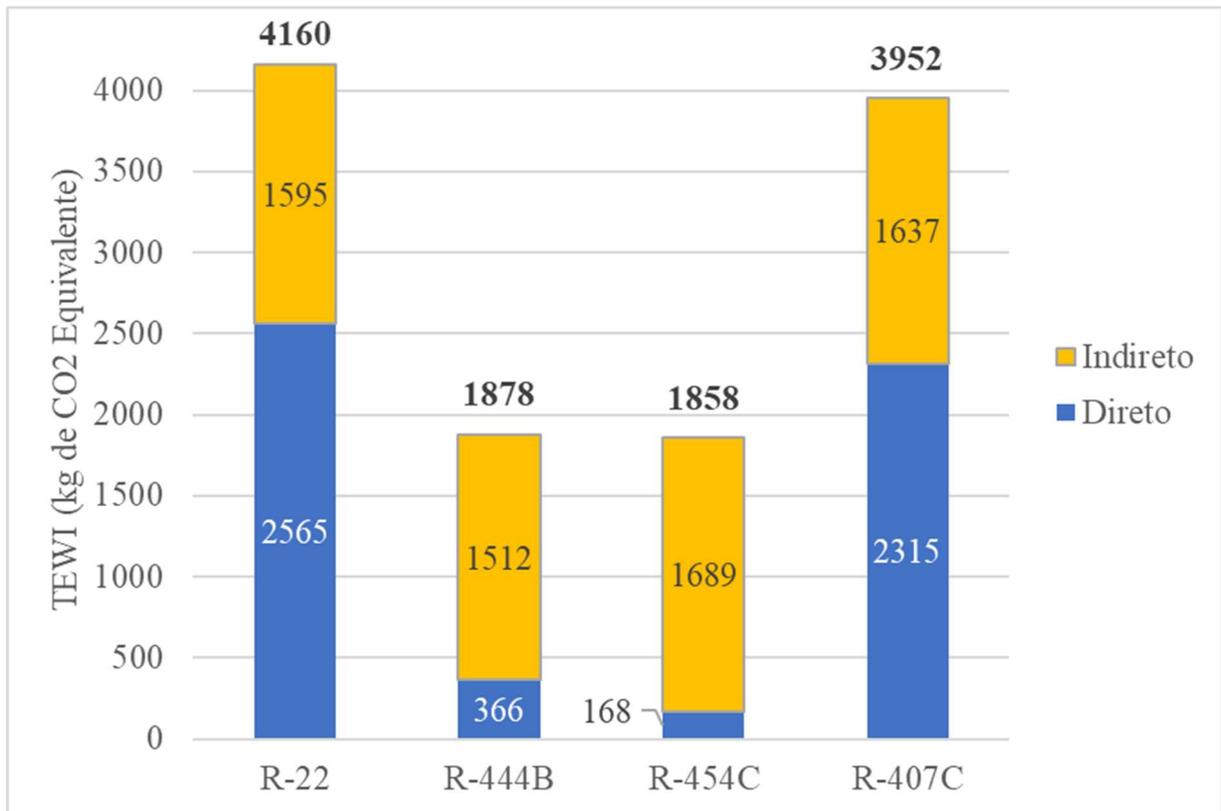
Por fim, essa divergência com a literatura reforça a complexidade que é avaliar sistemas termodinâmicos e a importância de estudos de casos como desse trabalho, pois uma alternativa ao R-22 não tão interessante para climas temperados ou mais quentes é excelente para climas tropicais, promovendo ganho de desempenho e uma ótima redução do impacto ambiental.

4.4 Análise do TEWI para os fluidos refrigerantes avaliados

Uma outra análise extremamente importante de ser realizada é em relação ao Equivalente Total de Impacto de Aquecimento (TEWI em inglês), uma vez que ela permite calcular o impacto

dessas alternativas no aquecimento global, pelo equivalente de emissão de CO₂. A Figura 4.11 apresenta o cálculo do TEWI para os quatro fluidos, considerando a sua divisão em direto e indireto.

Figura 4.11 - TEWI dos fluidos refrigerantes considerados.



É interessante perceber que o TEWI indireto é praticamente igual, uma vez que o consumo de energia elétrica demanda pelas quatro alternativas são bem semelhantes. Contudo, o R-444B e o R-454C possuem um TEWI total que menor que a metade dos outros dois fluidos (1878 e 1758 contra 4160 e 3952) e isso se deve ao baixíssimo TEWI direto que ambos possuem. Esse parâmetro, por sua vez, é baixo em função do também baixíssimo GWP que ambos possuem (295 e 148, respectivamente) quando comparado ao R-22 e R-407C (1760 e 1774, respectivamente).

Em termos comparativos, o R-444B e o R-454C possuem TEWI total 55% inferior (ambos) ao R-22, enquanto o R-407C possui o TEWI total apenas 5% inferior à referência. Ao analisar o TEWI direto, a diferença fica ainda mais evidente, com uma diferença do R-444B, R454C e R-407C para o R-22 de -86%, -93% e -10%, respectivamente.

É válido ressaltar também que a energia elétrica consumida considerada nesse cálculo foi a mesma gerada para a análise anual da seção anterior, ou seja, ela considera as variações de demanda durante o ano, possibilitando um valor anual mais próximo de uma situação real.

Além disso, é interessante perceber que apesar do R-454C possuir um desempenho geral inferior ao R-444B na avaliação de COP e Capacidade de Refrigeração (representando pelo TEWI Indireto), como ele possui um GWP 50% menor que o de seu concorrente (refletido no TEWI Direto), consegue não apenas igualar-se ao R-444B no impacto ambiental no longo prazo (TEWI Total), como também possui um impacto ligeiramente menor (1%).

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho, fluidos alternativos ao R-22 foram comparados por meio de um modelo matemático desenvolvido para tal finalidade. Esse modelo contempla não apenas um sistema de refrigeração do tipo split, validado experimentalmente para o R-22, como também uma zona térmica, com o intuito de simular uma aplicação real desse ar condicionado utilizando os fluidos alternativos.

Durante esse estudo, foram avaliadas as influências das condições ambientais no funcionamento do ar condicionado, analisando o COP e Capacidade de Refrigeração para uma gama de temperaturas internas e externas. Por meio disso, foi possível perceber que o COP dos fluidos em relação ao R-22 variam -2%, +8% e +5% para o R-444B, R-454C e R-407C, respectivamente. Além disso, foi possível perceber a preferência dos fluidos, em especial o R-444B para temperaturas amenas, sendo evidenciado pela variação do COP ao reduzir a temperatura interna de 24°C para 18°C que é de +7%, +3%, +1% e -3% para o R-444B, R-22, R-407C e R-454C, respectivamente.

Além disso, esse sistema de refrigeração foi simulado operando considerando as condições ambientais de Belo Horizonte de dezembro de 2022 a novembro de 2023, totalizando um ano. Isso permitiu uma análise mais rica, ao expor o sistema a uma condição mais próxima da realidade, o que possibilitou avaliar o comportamento e preferência do COP e da Capacidade de Refrigeração dos fluidos ao longo desse período.

Adicionalmente, o TEWI dos fluidos foi comparado, considerando o comportamento desse um ano simulado. Essa análise é extremamente importante pois permite mensurar o impacto do GWP dos fluidos considerados na emissão de CO₂ e lá ficou evidente a importância de buscar fluidos com baixo GWP, como R-444B e R-454C em oposição ao R-407C, uma vez que o TEWI total destes dois primeiros foi 55% inferior ao R-22, enquanto o R-407C foi apenas 5% menor.

Por fim, ao analisar os parâmetros analisados, foi possível perceber que o R-444B e R-454C são bons candidatos para a substituição do R-22 para temperaturas amenas, com baixo GWP e possibilitando uma redução expressiva nos impactos ambientais. Além disso é interessante perceber que o R-444B possui também um desempenho superior ao R-22, gerando um bom incentivo econômico ao consumir menor quantidade de energia nesse contexto de aplicação. O R-407C, por sua vez, apresenta uma redução de TEWI comparado à referência, mas, não é uma alternativa tão interessante quanto os outros dois fluidos refrigerantes.

SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Para um próximo trabalho, sugere-se:

- Desenvolvimento um modelo para o tubo capilar que cubra as características geométricas do capilar ou “short tube” utilizado neste trabalho.
- Estudo comparativo do TEWI considerando outras matrizes energéticas, com a europeia ou estadunidense, com o intuito de identificar o impacto no TEWI indireto.
- Avaliar o efeito da radiação direta por meio de janelas, no cálculo da carga térmica e, conseqüentemente, o impacto no desempenho do sistema.

REFERÊNCIAS

- ABDELAZIZ, Omar *et al.* *Alternative Refrigerant Evaluation for High-Ambient-Temperature Environments: R-22 and R-410A Alternatives for Mini-Split Air Conditioners*. [S.l.: s.n.], 2015. Disponível em: <<http://info.ornl.gov/sites/publications/files/Pub59157.pdf>><<http://www.osti.gov/servlets/purl/1223676/>>.
- ABNT. *NBR 15220-1: Desempenho Térmico de Edificações-Parte 1: Definições, símbolos e unidades*. [S.l.]: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2005a.
- ABNT. *NBR 15220-2: Desempenho Térmico de Edificações-Parte 2: Método de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações*. [S.l.]: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2005b.
- ABNT. *NBR 15220-3: Desempenho Térmico de Edificações-Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social*. [S.l.]: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2005c.
- ABNT. *NBR 16401-1: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos das instalações*. [S.l.]: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008a.
- ABNT. *NBR 16401-3. Instalação de ar-condicionado-Sistemas centrais e unitários Parte 3: Qualidade do ar interior*. . [S.l.]: Associação Brasileira de Normas Técnicas. Disponível em: <http://www.ductbusters.com.br/normas/NBR_16401-3_2008.pdf>. , 2008b
- AHRI. AHRI Standard 540: Performance rating of positive displacement refrigerant compressors. 2020.
- AIRAH. *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012*. . [S.l.: s.n.], 2012. Disponível em: <www.airah.org.au>.
- ALJOLANI, Osama; HEBERLE, Florian; BRÜGGEMANN, Dieter. Thermo-economic and environmental analysis of a CO₂ residential air conditioning system in comparison to HFC-410A and HFC-32 in temperate and subtropical climates. *Applied Energy*, v. 353, p. 122073, jan. 2024.
- ANVISA, Agência Nacional de Vigilância Sanitária. *RESOLUÇÃO-RE Nº 09, DE 16 DE JANEIRO DE 2003*. . [S.l.: s.n.], 2003.
- APREA, C; GRECO, A. Performance evaluation of R22 and R407C in a vapour compression plant with reciprocating compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 23, n. 2, p. 215–227, fev. 2003.
- ASHRAE. *ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition)*. Atlanta: merican Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 1997.
- ASHRAE. Designation and Safety Classification of Refrigerants. *ANSI/ASHRAE Standard 34-2019*, 2019. Disponível em: <www.ashrae.org>.
- BARRAULT, Stéphanie *et al.* *Energy efficiency state of the art of available low-GWP refrigerants and systems*. . [S.l.: s.n.], 2018.

- BELL, Ian. *ACHP v1.4*. Disponível em: <<http://achp.sourceforge.net/index.html>>.
- BELL, Ian H. *et al.* PDSim: A general quasi-steady modeling approach for positive displacement compressors and expanders. *International Journal of Refrigeration*, v. 110, p. 310–322, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.09.002>>.
- CALLEJA-ANTA, Daniel *et al.* A3 and A2 refrigerants: Border determination and hunt for A2 low-GWP blends. *International Journal of Refrigeration*, v. 134, p. 86–94, 2021.
- CAVALLINI, Alberto *et al.* Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design. *Heat Transfer Engineering*, v. 27, n. 8, p. 31–38, 21 set. 2006.
- CHAPRA, S. C.; CANALE, R. P. *Numerical methods for engineers*. Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2010.
- CHATURVEDI, S. K.; GAGRANI, V. D.; ABDEL-SALAM, T. M. Solar-assisted heat pump - A sustainable system for low-temperature water heating applications. *Energy Conversion and Management*, v. 77, p. 550–557, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.050>>.
- CHEMOURS. *Opteon XL20 Refrigerant (R-454C) Product Information*. . [S.l.: s.n.], 2016.
- CHOI, Jongmin; KIM, Yongchan; CHUNG, Jin Taek. An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, v. 24, n. 1, p. 29–41, jan. 2004.
- CHURCHILL, S. W. Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes. *Chemical Engineering*, p. 91–92, 1977.
- CHURCHILL, S. W.; BERNSTEIN, M. A Correlating Equation for Forced Convection From Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow. *Journal of Heat Transfer*, v. 99, n. 2, p. 300–306, 1 maio 1977.
- COLBURN, A. P. A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 7, n. 12, p. 1359–1384, 1964.
- COLLIER, J. G. *Convective boiling and condensation*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1972.
- DABIRI, A.; RICE, C. A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat. *Ashrae Trans.* 87 (Part 2), p. 771–782, 1981.
- DE PAULA, Cleison Henrique; DUARTE, Willian Moreira; ROCHA, Thiago Torres Martins; DE OLIVEIRA, Raphael Nunes; MAIA, Antônio Augusto Torres. Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 113, p. 10–20, 2020.
- DE PAULA, Cleison Henrique; DUARTE, Willian Moreira; ROCHA, Thiago Torres Martins; DE OLIVEIRA, Raphael Nunes; MENDES, Ramon de Paoli; *et al.* Thermo-economic and environmental analysis of a small capacity vapor compression refrigeration system using R290,

R1234yf, and R600a. *International Journal of Refrigeration*, v. 118, p. 250–260, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.07.003>>.

DEVOTTA, S. *et al.* Alternatives to HCFC-22 for air conditioners. *Applied Thermal Engineering*, v. 21, n. 6, p. 703–715, abr. 2001.

DEVOTTA, S; PADALKAR, A S; SANE, N K. Experimental Performance Assessment Of A Retrofitted Window Air Conditioner With R-407C. 2002, [S.l: s.n.], 2002. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/533>>.

DINIZ, Hélio A.G. *et al.* Dynamic model of a transcritical CO₂ heat pump for residential water heating. *Sustainability (Switzerland)*, v. 13, p. 3464, 2021.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L.M. K. Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. *University of California Publications in Engineering*, v. 2, p. 443–461, 1930.

DOMANSKI, Piotr A.; DIDION, David. *Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device. Final Report (NBS Building Science Series 155)*. . Gaithersburg: [s.n.], 1983.

DUARTE, Willian M. *et al.* Comparative study of geothermal and conventional air conditioner: A case of study for office applications. *Journal of Building Engineering*, v. 65, 15 abr. 2023.

DUARTE, Willian M. *et al.* Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. *Solar Energy*, v. 184, n. December 2018, p. 527–538, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.027>>.

DUARTE, Willian Moreira *et al.* Comparative Study of Geothermal and Conventional Airconditioner: a Case of Study for Office Applications. 2020, [S.l.]: 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2020.

DUARTE, Willian Moreira *et al.* Nonisentropic Phenomenological Model of a Reciprocating Compressor. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, v. 27, n. 4, 2019.

ENCYCLOPAEDIA BRITANNICA. *Montreal Protocol international treaty*. Disponível em: <<https://www.britannica.com/event/Montreal-Protocol>>. Acesso em: 10 mar. 2022.

EPA (UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY). *International Treaties and Cooperation about the Protection of the Stratospheric Ozone Layer*. Disponível em: <<https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/international-treaties-and-cooperation-about-protection-stratospheric-ozone>>. Acesso em: 10 mar. 2022.

FANG, Xiande; WU, Qi; YUAN, Yuliang. A general correlation for saturated flow boiling heat transfer in channels of various sizes and flow directions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 107, p. 972–981, abr. 2017.

FANG, Xiande; ZHOU, Zhanru; LI, Dingkun. Review of correlations of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, n. 8, p. 2017–2039, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.05.015>>.

FATOUH, M.; IBRAHIM, Talaat A.; MOSTAFA, A. Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, n. 2–3, p. 127–133, fev. 2010.

- F-CHART SOFTWARE. *Equation Engineering Solver V10.643*. . [S.l: s.n.], , 2019
- FERREIRA, Daniele Marques *et al.* Cálculo simplificado de carga térmica em edificações. 2023, [S.l: s.n.], 2023.
- GARCIA, Juan *et al.* Comparison of transient response of an evaporator model for water refrigeration system working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 91, p. 211–222, 2018.
- GIZ (DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT). *Green Cooling Technologies*. . Eschborn, Germany: [s.n.], 2015.
- GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel ow. *Int. Chem. Eng*, v. 16, p. 359–368, 1976.
- GRIMSON, E. D. Correlation and utilisation of new data on flow resistance and heat transfer for cross ow of gases over tube banks. *Trans. ASME*, v. 59, p. 583–594, 1937.
- GUILHERME, Ítalo Franco *et al.* A review on the performance and environmental assessment of R-410A alternative refrigerants. *Journal of Building Engineering*, v. 47, n. November 2021, 2022.
- GUNGOR, K.; WINTERTON, R. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. *Chemical Engineering Research & Design*, v. 65, p. 148–156, 1987.
- HAUSEN, Helmut. *Heat Transfer in Counterflow, Parallel-Flow, and Cross-Flow*. Boston: McGraw-Hill, 1983.
- HEAP, Tom. *Mudanças climáticas: os “caçadores de frio” que combatem aquecimento global capturando gases nocivos*. Disponível em: <<https://www.bbc.com/portuguese/geral-56857724>>.
- HONEYWELL. *Solstice Range of Refrigerants*. . [S.l: s.n.], 2016.
- HUGHMARK, G. Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid ow. *Chemical Engineering Science*, v. 20, p. 1007–1010, 1965.
- HUGHMARK, G. Holdup in gas liquid flow. *Chemical Engineering Progress*, v. 58, p. 62–65, 1962.
- HUMIA, G. M. *Estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R134a e HFO1234yf*. 2017. UFMG, 2017.
- HUMIA, Gleberon Marques. *ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO DO INVENTÁRIO DE REFRIGERANTE EM UMA BOMBA DE CALOR A CO2 DOTADA DE EVAPORADOR SOLAR*. . Belo horizonte: [s.n.], 2022.
- INCROPERA, Frank P. *et al.* *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6. ed. [S.l.]: LTC, 2007.
- ISO. *Non-ducted air conditioners and heat pumps-Testing and rating for performance*. . [S.l: s.n.], 2017. Disponível em: <www.iso.org>.

JOUDI, Khalid A.; AL-AMIR, Qusay R. Experimental Assessment of residential split type air-conditioning systems using alternative refrigerants to R-22 at high ambient temperatures. *Energy Conversion and Management*, v. 86, p. 496–506, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.036>>.

JRAIA (THE JAPAN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING INDUSTRY ASSOCIATION). World Air Conditioner Demand by Region. *The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association*, n. June, p. 10, 2019. Disponível em: <https://www.jraia.or.jp/english/World_AC_Demand.pdf>.

KIM, Cheol Hwan; KIM, Nae Hyun. Evaporation heat transfer and pressure drop of the interim (R-448A, R-449A) and long term (R-455A, R-454C) low GWP R-404A alternative refrigerants in a smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 181, p. 121903, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121903>>.

KIM, S G; KIM, M S; RO, S T. *Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in several capillary tubes for air-conditioners. International Journal of Refrigeration*. [S.l: s.n.], 2002. Disponível em: <www.elsevier.com/locate/ijrefrig>.

LAZZARIN, Renato M. Dual source heat pump systems: Operation and performance. *Energy and Buildings*, v. 52, p. 77–85, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.05.026>>.

LEE, D.-Y *et al.* Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, n. 5, p. 575–585, ago. 2002.

LEMMON, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L., McLinden M. O. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology*. . [S.l: s.n.], 2018

LI, Weilin *et al.* A transient model for the thermal inertia of chilled-water systems during demand response. *Energy and Buildings*, v. 150, p. 383–395, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.05.078>>.

LI, Yue Ming; WU, Jing Yi; SHIOCHI, Sumio. Experimental validation of the simulation module of the water-cooled variable refrigerant flow system under cooling operation. *Applied Energy*, v. 87, n. 5, p. 1513–1521, maio 2010.

MACHADO, L.; HABERSCHILL, P.; LALLEMAND, M. Masse du fluide frigorigène dans un évaporateur en fonctionnement permanent ou transitoire. *International Journal of Refrigeration*, v. 21, n. 6, p. 430–439, set. 1998.

MAKHNATCH, Pavel; KHODABANDEH, Rahmatollah. *SELECTION OF LOW GWP REFRIGERANT FOR HEAT PUMP BY ASSESSING THE LIFE CYCLE CLIMATE PERFORMANCE (LCCP)*. . [S.l: s.n.], 2014.

MINETTO, Silvia. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 742–751, 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.12.018>>.

MITCHELL, John W.; BRAUN, James E. *Principles of Heating, Ventilation, and Air Conditioning in Buildings*. 1st. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2014.

MMA. *PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs – PBH*. . [S.l: s.n.], 2015. Disponível em: <https://antigo.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/acoes-brasileiras-para-protecao-da-camada-de-ozonio/programa-brasileiro-de-eliminacao-dos-hcfcspbh%0Ahttps://www.mma.gov.br/images/arquivo/80179/PBH_Etapa_1_diagramado_versao_final_copy_copy.pdf>.

NUNES, T. K. *et al.* Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response. *Applied Energy*, v. 158, p. 540–555, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.098>>.

OTAKI, T. Holding refrigerant in refrigeration unit. 1971, Washington, DC: AVI Publishing Company, 1971. p. 535–544.

PANATO, Victor H.; PORTO, Matheus P.; BANDARRA FILHO, Enio P. Experimental performance of an R-22-based refrigeration system for use with R-1270, R-438A, R-404A and R-134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 83, p. 108–117, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.010>>.

PAULINO, Tiago de Freitas *et al.* Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump. *Applied Thermal Engineering*, v. 148, p. 160–172, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.045>>.

PETUKHOV, B. S. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. *Advances in Heat Transfer*, v. 6, p. 503–564, 1970.

PORTO, M. P.; KOURY, R. N.N.; MACHADO, L. An alternative method to estimate refrigeration system inventory. *Applied Thermal Engineering*, v. 52, n. 2, p. 313–320, 2013.

QUEIROZ. *Queiroz Ar-condicionado*. Disponível em: <<https://queirozarcondicionado.com.br/>>. Acesso em: 20 dez. 2023.

RABELO, Sabrina N. *et al.* Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump. *Solar Energy*, v. 188, p. 164–174, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.05.072>>.

RASTI, Mehdi; JEONG, Ji Hwan. A generalized continuous empirical correlation for the refrigerant mass flow rate through adiabatic straight and helically coiled capillary tubes. *Applied Thermal Engineering*, v. 143, p. 450–460, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.124>>.

REES, S.J. An introduction to ground-source heat pump technology. *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*. [S.l.]: Elsevier, 2016. p. 1–25.

REIS, R.V.M. *et al.* Comparative Study between a Heat Pump and an Electrical Resistance as Energy Support for a Solar Water Heater. *Advanced Materials Research*, v. 1016, p. 748–752, 28 ago. 2014. Disponível em: <<https://www.scientific.net/AMR.1016.748>>.

R.E.N. 517/2014. *Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006*. . [S.l: s.n.], 2014.

ROHSENOW, Warren M.; HARTNETT, James P.; CHO, Young I. *Handbook of heat transfer*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1998.

SETHI, Ankit *et al.* Low GWP R22 replacement for air conditioning in high ambient conditions. *International Journal of Refrigeration*, v. 57, p. 26–34, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.05.013>>.

SHAH, Mirza M. Improved correlation for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels. *International Journal of Refrigeration*, v. 98, p. 222–237, fev. 2019.

SHAH, Mirza M. Improved correlation for heat transfer during condensation in mini and macro channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 194, 15 set. 2022a.

SHAH, Mirza M. New general correlation for heat transfer during saturated boiling in mini and macro channels. *International Journal of Refrigeration*, v. 137, p. 103–116, 1 maio 2022b.

SHAH, Mirza M. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. *International Journal of Refrigeration*, v. 74, p. 606–626, fev. 2017.

SIEDER, E. N.; TATE, G. E. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. *Industrial & Engineering Chemistry*, v. 28, n. 12, p. 1429–1435, 1 dez. 1936.

TALER, Dawid. A new heat transfer correlation for transition and turbulent fluid flow in tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 108, p. 108–122, 2016.

TAYLOR, B. N.; KUYATT, C. E. *Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty*. [S.l.]: NIST Technical Note 1297, 1994.

UNEP. *The Montreal Protocol*. Disponível em: <<https://www.unep.org/ozonaction/who-we-are/about-montreal-protocol>>. Acesso em: 10 mar. 2022.

UNEP TECHNICAL OPTIONS COMMITTEE. *2018 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*. [S.l.: s.n.], 2019. Disponível em: <https://ozone.unep.org/sites/default/files/2019-04/RTOC-assessment-report-2018_0.pdf>.

WOLDESEMAYAT, Melkamu A.; GHAJAR, Afshin J. Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes. *International Journal of Multiphase Flow*, v. 33, n. 4, p. 347–370, abr. 2007.

YANG, Bin; BRADSHAW, Craig R.; GROLL, Eckhard A. Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, n. 7, p. 1925–1937, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.017>>.

ZHANG, D. *et al.* Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, v. 73, n. 1, p. 522–528, 2014.

ZIVI, S. M. Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production. *Journal of Heat Transfer*, v. 86, n. 2, p. 247–251, 1 maio 1964.

APÊNDICE A - SUB-ROTINAS UTILIZADAS NO PROGRAMA PRINCIPAL

Translation of EES property functions using CoolProp.

```

Parameters
-----
sub: string
    fluid name
T: float, optional
    Bulk temperature [K]
P: float, optional
    Pressure [Pa]
h: float, optional
    specific enthalpy [J/kg]
Q: float, optional
    Quality [-]
v: float, optional
    specific volume [m³/kg]
s: float, optional
    specific entropy [J/(kg.K)]
D: float, optional
    Dewpoint [K]
B: float, optional
    wet bulb temp. [K]
w: float, optional
    Humidity ratio [kg/kg]
r: float, optional
    Rel. humidity [-]

Returns
-----
? : float
    The property indicate by the name of the function in SI units

"""
from CoolProp.CoolProp import PropsSI, HAPropsSI
def pressure(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='P'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def density(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None,D=None,B=None,w=None,r=None):
    if sub=='AirH2O':
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('Vha',v),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return 1/HAPropsSI('Vha',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],L[i[2]][0],L[i[2]][1])
    else:
        d=1/v if v!=None else None
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return PropsSI('D',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def temperature(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='T'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def entropy(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='S'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)

```

```

def enthalpy(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None,D=None,B=None,w=None,r=None):
    if sub=='AirH2O':
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('Vha',v),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return HAPropsSI('H',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],L[i[2]][0],L[i[2]][1])
    else:
        d=1/v if v!=None else None
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return PropsSI('H',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def quality(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='Q'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def cp(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None,D=None,B=None,w=None,r=None):
    if sub=='AirH2O':
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('Vha',v),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return HAPropsSI('Cha',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],L[i[2]][0],L[i[2]][1])
    else:
        d=1/v if v!=None else None
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return PropsSI('CPMASS',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def cv(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None,D=None,B=None,w=None,r=None):
    if sub=='AirH2O':
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('Vha',v),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return HAPropsSI('CVha',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],L[i[2]][0],L[i[2]][1])
    else:
        d=1/v if v!=None else None
        L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r)]
        i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
        return PropsSI('CVMASS',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def viscosity(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='viscosity'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def prandtl(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='Prandtl'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def conductivity(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='CONDUCTIVITY'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def voexpcoef(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):
    aux='ISOBARIC_EXPANSION_COEFFICIENT'
    if v!=None:
        d=1/v
    else:
        d=None
    L = [('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s)]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def surfacetension(sub,P=None,T=None,h=None,x=None,v=None,s=None):

```

```

aux='I'
if v!=None:
    d=1/v
else:
    d=None
L = [(('P',P),('T',T),('H',h),('Q',x),('D',d),('S',s))]
i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
return PropsSI(aux,L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],sub)
def HumRat(sub,T=None,h=None,v=None,D=None,B=None,w=None,r=None,P=None):
    L = [(('P',P),('T',T),('H',h),('D',v),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r))]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return HAPropsSI('W',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],L[i[2]][0],L[i[2]][1])
def RelHum(sub,T=None,h=None,v=None,D=None,B=None,w=None,r=None,P=None):
    L = [(('P',P),('T',T),('H',h),('D',v),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r))]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return HAPropsSI('R',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],L[i[2]][0],L[i[2]][1])
def DewPoint(sub,T=None,h=None,v=None,D=None,B=None,w=None,r=None,P=None):
    L = [(('P',P),('T',T),('H',h),('Vha',v),('Tdp',D),('B',B),('W',w),('R',r))]
    i = [L.index(i) for i in L if i[1] != None]
    return HAPropsSI('D',L[i[0]][0],L[i[0]][1],L[i[1]][0],L[i[1]][1],L[i[2]][0],L[i[2]][1])
def t_crit(sub):
    return PropsSI(sub,"Tcrit")
def p_crit(sub):
    if (sub=='R32[0.5804091634287889]&R152a[0.11015659611045103]&R1234ze(E)[0.3094342404607601]' or sub=='R444B'):
        return 5.3847*1E6
    if (sub=='R32[0.375149546574766]&R1234yf[0.6248504534252339]' or sub=='R454C'):
        return 4.3188*1E6
    else:
        return PropsSI(sub,"Pcrit")
def t_sat(sub,P):
    return PropsSI("T","P",P,"Q",1,sub)
def P_sat(sub,T):
    return PropsSI("P","T",T,"Q",1,sub)
def enthalpy_vaporization(sub,T=None,P=None):
    if T!= None:
        h_v=PropsSI("H","T",T,"Q",1,sub)
        h_l=PropsSI("H","T",T,"Q",0,sub)
    else:
        h_v=PropsSI("H","P",P,"Q",1,sub)
        h_l=PropsSI("H","P",P,"Q",0,sub)
    return h_v-h_l

```

```

def PropsSI_s(NV1,V1,NV2,V2,NV3,V3,FR):
    """Calculates properties using secant method.

    Parameters
    -----
    V1:float (Guess)
    V2,V3: float
    NV1,NV2,NV3,FR: string
    Returns
    -----
    V1: float"""
    v=[0.0]*20 #v1 array
    e=[0.0]*20 #error array
    v[0]=V1
    v[1]=V1*1.05
    i=0 #Counter initialization
    E=100 #Current Error initialization
    while E>0.001:
        v3=PropsSI(NV3,NV1,v[i],NV2,V2,FR)
        e[i]=(v3-V3)/V3
        E=abs(e[i]) #Current Error
        i=i+1 #Counter update
        if i>1:
            v[i]=v[i-1]-e[i-1]*(v[i-1]-v[i-2])/(e[i-1]-e[i-2]) #Secant method
    return v[i]

```

```

from fluids.two_phase voidage import Zivi
def fv(x,rho_l,rho_v,G,d,mu_v,cor='rug'):

```

"""function to calculate void fraction using the equation of [1].

Parameters

x : float
Quality at the specific tube interval, []
rho_l : float
Density of the liquid, [kg/m³]
rho_v : float
Density of the gas, [kg/m³]
G : float
Mass velocity, [kg/(m²s)]
d : float
Diameter of the channel, [m]
mu_l : float
Viscosity of liquid, [Pa*s]
mu_v : float
Viscosity of gas, [Pa*s]

Returns

alpha : float
Void fraction (area of gas / total area of channel), [-]

References

[1] Hughmark, G. A. (1962). Holdup in gas-liquid flow. Chemical Engineering Progress, 58(4), 62-65.

```

"""
if cor=='zivi':
    return Zivi(x, rho_l, rho_v)
else:
    from scipy.interpolate import interp1d
    if (x<=0):
        return 0
    elif (x>=1):
        return 1
    else:
        k=[0.185,0.225,0.325,0.49,0.605,0.675,0.72,0.767,0.78,0.808,0.83,0.88,0.93,0.98]
        z=[1.3,1.5,2,3,4,5,6,8,10,15,20,40,70,130]
        tab=interp1d(z,k,kind='cubic')
        alpha=[0]*100
        k_H=0.98 #estimate de k_H
        alpha[0]=1/(1+((1-x)/x)*rho_v/rho_l)*k_H #1st estimative of alpha"
        j=0
        erro=100
        while erro>0.1 and j<100:
            j=j+1
            alpha_hom=1/(1+((1-x)/x)*rho_v/rho_l)
            Z=((d*G)/(mu_l+alpha[j-1]*(mu_v-mu_l)))**(1/6)*(1/(g*d))*((G*x)/(rho_v*alpha_hom*(1-alpha_hom)))**2)**(1/8)
            if Z>130:
                k_H=0.98 #upper limit
            elif (Z<1.3):
                k_H=0.185 #lower limit
            else:
                k_H=tab(Z)
            alpha[j]=alpha_hom*k_H
            erro=abs((alpha[j]-alpha[j-1])/alpha[j])*100

        return alpha[j]

```

```

from numpy import linspace
def phi_lo2_avg(Fluid,Pi,Po,h):
    """ returns the average valor of phi_lo2 give by [1]

```

Parameters

```

-----
Fluid : string
    Fluid name
D : float
    Capillary internal diameter, [m]
D_coil : float
    Capillary coil diameter , [m]
L : float
    Capillary lenght, [m]
Pi: float
    Pressure inlet [Pa]
Po: float
    Pressure outlet [Pa]
h : float
    Entalphy inlet [J/kg]
Returns
-----
m_dot : float
    Mass flow at the capillary tube, [kg/s]

[1] Zhang, Ming, and Ralph L. Webb. "Correlation of Two-Phase Friction
for Refrigerants in Small-Diameter Tubes." Experimental Thermal and
Fluid Science 25, no. 3-4 (October 2001): 131-39.
doi:10.1016/S0894-1777(01)00066-8.

N=100
phi=0
Pc=p_crit(Fluid)
P=linspace(Pi,Po,N)
for i in range(1,N):
    x=quality(Fluid,P=(P[i]+P[i-1])/2,h=h)
    P_r=(P[i]+P[i-1])/Pc
    phi=phi+(1-x)**2 + 2.87*x**2*P_r**(-1)+1.68*x**0.8*(1-x)**0.25*P_r**(-1.64) #[1]
return phi/N

from fluids.friction import helical_turbulent_fd_Schmidt
from fluids.friction import helical_transition_Re_Schmidt
from fluids.friction import helical_laminar_fd_Schmidt
from fluids.two_phase import two_phase_dP_acceleration
from math import pi
def capilar(Fluid,D,D_coil,L,K,Pi,Po,h):
    """Function to calculate the mass flow at the capillary tube

    Parameters
    -----
    Fluid : string
        Fluid name
    D : float
        Capillary internal diameter, [m]
    D_coil : float
        Capillary coil diameter , [m]
    L : float
        Capillary lenght, [m]
    K : float
        Local losses coeficiente, [m]
    Pi: float
        Pressure inlet [Pa]
    Po: float
        Pressure outlet [Pa]
    h : float
        Entalphy inlet [J/kg]
    Returns
    -----
    m_dot : float
        Mass flow at the capillary tube, [kg/s]

    """
    hl=enthalpy(Fluid,x=0,P=Pi)
    if h<hl:
        T=temperature(Fluid,h=h,P=Pi)
        DP_1=Pi-P_sat(Fluid,T=T)
        mu=viscosity(Fluid,T=T,P=Pi)
        v=1/density(Fluid,T=T,P=Pi)

```

```

else:
    DP_1=0
    mu=viscosity(Fluid,x=0,P=Pi)
    v=1/density(Fluid,x=0,P=Pi)
    P=Pi-DP_1
    phi_lo2=phi_lo2_avg(Fluid,P,Po,h)
    #x=quality(Fluid,P=(P+Po)/2,h=h)
    #P_r=(P+Po)/2/p_crit(Fluid)
    #phi_lo2=(1-x)**2 + 2.87*x**2*P_r**(-1)+1.68*x**0.8*(1-x)**0.25*P_r**(-1.64)
    global m, e
    m=[0.0]*100 #v1 array
    e=[0.0]*100 #error array
    m[0]=0.01
    m[1]=0.03
    i=0
    erro=100
    xo=quality(Fluid,P=Po,h=h)
    rho_l=density(Fluid,x=0,P=Po)
    rho_v=density(Fluid,x=1,P=Po)
    mu_l=viscosity(Fluid,x=0,P=Po)
    mu_v=viscosity(Fluid,x=1,P=Po)
    while erro>0.1 and i<100:
        Re=4*m[i]/(pi*D*mu)
        if Re>helical_transition_Re_Schmidt(D,D_coil):
            f=helical_turbulent_fd_Schmidt(Re,D,D_coil)
        else:
            f=helical_laminar_fd_Schmidt(Re,D,D_coil)
        L_1=(pi/4)**2*D**5/m[i]**2*(DP_1)/v/f**2
        Leq=L+D*K/f
        if xo<=0:
            e[i]=((L_1-Leq))/Leq #Error
        else:
            L_2=Leq-L_1
            DP_f=f*v*m[i]**2*L_2/((pi/4)**2*D**5*2)*phi_lo2
            G=m[i]/(pi*D**2/4)
            alpha_o=fv(xo,rho_l,rho_v,G,D,mu_l,mu_v)
            DP_a=two_phase_dP_acceleration(m[i], D, 0, xo, 1E-12, alpha_o, 1/v, mu_v, rho_lo=rho_l, rho_go=rho_v)
            DP_2calc=DP_f+DP_a+DP_1
            DP_2input=Pi-Po
            print(DP_2calc,DP_2input,L_1/Leq,L_2/Leq)
            e[i]=((DP_2calc-DP_2input))/DP_2input #Error
        erro=abs(e[i])*100
        i=i+1
        if i>1:
            m[i]=m[i-1]-e[i-1]*(m[i-1]-m[i-2])/(e[i-1]-e[i-2]) #Secant method
        if m[i]<1E-6:
            m[i]=1E-6
    return m[i], erro

```

```

from ht import turbulent_Gnielinski
from fluids import Zigrang_Sylvester_1
def pipeflow(Fluid, T, P, m_dot, D, L, rr):
    """function to calculate one phase flow Nusselt number.

```

Parameters

Fluid: string

fluid name

T: float

Bulk temperature [K]

P: float

Pressure [Pa]

m_dot: float

Mass flow rate [kg/s]

D: float

Diameter [m]

L: float

Lenght [m]

rr: float

Relative Roughness [-]

Returns

```

-----
Nu: float
    Nusselt number [-]

"""
mu=viscosity(Fluid,T=T,P=P)
Pr=prandtl(Fluid,T=T,P=P)
k=conductivity(Fluid,T=T,P=P)
Re=m_dot*4/(mu*pi*D)
if Re>2300:
    fd=Zigrang_Sylvester_1(Re, pr)
    return turbulent_Gnielinski(Re, Pr, fd)*k/D
else:
    return 4.354*k/D

def htc_b(R, T, G, D, x, q, O):
    """Calculates the local heat transfer coefficient for film boiling of
    saturated fluid in any orientation of flow. Correlation is developed in [1],
    [2], and [3].

    Parameters
    -----
    R: string
        fluid name
    T: float
        bulk temperature [K]
    G: float
        Mass velocity [kg/(m²s)]
    D: float
        Diameter [m]
    x: float
        Initial vapor quality [-]
    x_f: float
        Final vapor quality [-]
    q : float
        Heat flux to wall [W/m²]
    O: String
        Orientation of flow: 'HORIZONTAL' or "VERTICAL"

    Returns
    -----
    h_bar: float
        heat transfer coefficient [W/(m²K)]

    References
    -----
    [1] Shah, M. M. (1982). Chart correlation for saturated boiling heat
    transfer: equations and further study. ASHRAE transactions, 88.
    [2] Shah, M. M. (2017). Unified correlation for heat transfer during boiling
    in plain mini/micro and conventional channels. International Journal of
    Refrigeration, 74, 606-626.
    [3] Shah, M. M. (2022). New general correlation for heat transfer during
    saturated boiling in mini and macro channels. International Journal of
    Refrigeration, 137, 103-116.
    """
    sigma=surfacetension(R,T=T,x=1)
    rhov=density(R,T=T,x=1)
    rhol=density(R,T=T,x=0)
    mul=viscosity(R,T=T,x=0)
    Prl=prandtl(R,T=T,x=0)
    kl=conductivity(R,T=T,x=0)
    DELTAh_vap=enthalpy_vaporization(R,T=T)
    Bo=q/(G*DELTAh_vap)
    We=(G**2*D)/(rhov*sigma)
    Frl=G**2/(rhol**2*g*D)
    Co=((1-x)/x)**0.8*(rhov/rhol)**0.5
    Re=(G*(1-x)*D)/mul
    if Re>2300:
        hl=0.023*Re**0.8*Prl**0.4*kl/D
    else:
        hl=4.354*kl/D
    if O=='Horizontal' and Frl<0.04:

```

```

    B1=0.38*Co*Fr1**(-0.3)
else:
    B1=Co
B2=1+560*Bo**0.65
B3=2.1-0.008*We-110*Bo
if B3<1:
    B3=1
h1=B2*B3*hl
h2=2/(B1**0.8)*hl*B3
h3=B2*(1+0.16*B1**(-0.87))*B3*hl
h=max(h1,h2,h3)
return h

def evaporator(Fluid, i_in, i_out, P, m_dot, D, L, rug, q, T_a, DELTAi=500):
    """Function to calculate the average HTC at evaporator

    Parameters
    -----
    Fluid : string
        fluid name
    i_in : float
        inlet enthalpy, [J/kg]
    i_out : float
        outlet enthalpy, [J/kg]
    P: float
        Pressure [Pa]
    m_dot : float
        Mass flow rate, [kg/s]
    D : float
        Diameter , [m]
    L : float
        Length, [m]
    rug : float
        Roughness [m]
    q: Float
        Heat flux of the fluid to air [W]

    Returns
    -----
    h_avg: float
        heat transfer coefficient [W/(m²K)]
    """

    G=m_dot/(pi*D**2/4)      #Evaporator mass velocity
    di=DELTAi
    h_bar=0
    i_l=enthalpy(Fluid,P=P,x=0)
    i_v=enthalpy(Fluid,P=P,x=1)
    rho_l=density(Fluid,P=P,x=0) #Liquid density
    rho_v=density(Fluid,P=P,x=1) #Vapor density
    mu_l=viscosity(Fluid,P=P,x=0) #Liquid viscosity
    mu_v=viscosity(Fluid,P=P,x=1) #Vapor viscosity
    T_sat=temperature(Fluid,P=P,x=1)
    i=i_in
    j=0
    while (i<=i_out) or (j>50000):
        if i>i_v:
            #T=PropsSI s("T",T_sat*1.2,"P",P,"H",i,Fluid)
            T=temperature(Fluid,P=P,h=i)
            if abs(T-T_sat)<0.5:
                T=T+0.5
            h=pipeflow(Fluid, T, P, m_dot, D, L, rug/D)
            h_bar=h+h_bar
        elif i<i_l:
            T=temperature(Fluid,P=P,h=i)
            if abs(T-T_sat)<0.5:
                T=T-0.5
            h=pipeflow(Fluid, T, P, m_dot, D, L, rug/D)
            h_bar=h+h_bar
        else:
            x=(i-i_l)/(i_v-i_l)
            h=htcb(Fluid, T_sat, G, D, x, q, 'Horizontal') #-> htcb

```

```

    h_bar=h+h_bar
    j=j+1
    i=i+di
h_bar=h_bar/j
return h_bar

```

```

def cond_shah_hor(Fluid, m_dot, x, T, D, g):
    """Calculates local heat transfer coefficient for condensation inside tube,
    according to [1].

    Parameters
    -----
    Fluid: string
        fluid name
    m_dot: float
        Mass flow rate [kg/s]
    x: float
        Vapor quality [-]
    T: float
        Bulk temperature [K]
    D: float
        Diameter [m]
    g: float
        gravitational acceleration [m/s2]

    Returns
    -----
    h: float
        heat transfer coefficient [W/(m2K)]

    References
    -----
    [1] Shah, M.M., 2022. Improved correlation for heat transfer during
    condensation in mini and macro channels. International journal of
    Heat and Mass transfer 194.
    """
    rho_L=density(Fluid,T=T,x=0)
    rho_V=density(Fluid,T=T,x=1)
    mu_L=viscosity(Fluid,T=T,x=0)
    mu_V=viscosity(Fluid,T=T,x=1)
    PC=p_crit(Fluid)
    p=pressure(Fluid,T=T,x=0)/PC
    k_L=conductivity(Fluid,T=T,x=0)
    Pr_L=prandtl(Fluid,T=T,x=0)
    sigma=surfacetension(Fluid,T=T,x=1)

    # "Calculations"
    G=m_dot/(pi*D**2/4)
    Re_L=(G*(1-x)*D)/mu_L
    h_L=0.023*Re_L**0.8*Pr_L**0.3*k_L/D
    We=(G**2*D)/(rho_V*sigma)
    FrL=G**2/(rho_L**2*g*D)
    B_1=p**0.4*(1/x-1)**0.8
    h_1=h_L*(1+3.8/(B_1**0.95))*(mu_L/(14*mu_V))**(0.0058+0.557*p)
    h_3=1.32*Re_L**(-1/3)*(rho_L*(rho_L-rho_V)*g*k_L**3/(mu_L**2))**(1/3)
    h_2=h_1+h_3
    J=(x*G)/(g*D*rho_V*(rho_L-rho_V))**0.5
    if J>=0.98*(B_1+0.263)**(-0.62) and We>100 and FrL>0.026:
        return h_1
    else:
        if J<=0.95*(1.254+2.27*B_1**1.249)**(-1) and FrL>0.026:
            return h_3
        else:
            return h_2

```

```

def condenser(Fluid, i_in, i_out, P, m_dot, D, L, rug, T_a, DELTAi=500):
    """Function to calculate the average properties at condenser or gas cooler
    if the pressure is greater than critical pressure

```

```

Parameters

```

```

-----
Fluid : string
    fluid name
i_in : float
    inlet entalphy, [J/kg]
i_out : float
    outlet entalphy, [J/kg]
P: float
    Pressure [Pa]
m_dot : float
    Mass flow rate, [kg/s]
D : float
    Diameter , [m]
L : float
    Lenght, [m]
rug : float
    Roughness [m]
DELTAi: Float, optional
    Enthalpy Step [J/kg]

Returns
-----
rho_bar : float
    density, [kg/m³]
h: float
    heat transfer coefficient [W/(m²K)]
"""
N_max=(1E6)/DELTAi
PC=p_crit(Fluid)
G=m_dot/(pi*D**2/4)
i_l=enthalpy(Fluid,P=P,x=0)
i_v=enthalpy(Fluid,P=P,x=1)
rho_L=density(Fluid,P=P,x=0) #Liquid density"
rho_v=density(Fluid,P=P,x=1) #Vapor density"
mu_L=viscosity(Fluid,P=P,x=0) #Liquid viscosity"
mu_v=viscosity(Fluid,P=P,x=1) #Vapor viscosity"
T_sat=t_sat(Fluid,P=P)
h_bar=0
j=0
i=i_in
while (i>=i_out) and (j<N_max):
    if (i>i_v):
        T=temperature(Fluid,P=P,h=i)
        T_sat=t_sat(Fluid,P=P)
        if abs(T-T_sat)<0.5:
            T=T+0.5
        h=pipeflow(Fluid, T, P, m_dot, D, L, rug/D)
        h_bar=h+h_bar
    else:
        if (i<i_l):
            T=temperature(Fluid,P=P,h=i)
            T_sat=t_sat(Fluid,P=P)
            if abs(T-T_sat)<0.5:
                T=T+1
            h=pipeflow(Fluid, T, P, m_dot, D, L, rug/D)
            h_bar=h+h_bar
        else:
            x=(i-i_l)/(i_v-i_l)
            h=cond_shah_hor(Fluid, m_dot, x, T_sat, D, g)
            h_bar=h+h_bar
    i=i-DELTAi
    j=j+1
h_bar=h_bar/j
return h_bar

from fluids.numerics.special import CM_SQRT_DBL_MIN
from numpy import log
from ht.hx import NTU_from_effectiveness
from math import pi
def Otaki(Fluid,m_dot,i_in,i_out,P,h_air,T_in_air,T_out_air,D,rug,AR):

```

"""Function to calculate the mass of the heat exchangers

Parameters

Fluid : string
 fluid name
 m_dot : float
 Mass flow rate, [kg/s]
 i_in : float
 inlet entalphy, [J/kg]
 i_out : float
 outlet entalphy, [J/kg]
 P: float
 Pressure [Pa]
 h_r_sup : float
 heat transfer coefficient of the fluid for superheating, [W/(m²K)]
 h_r_sub : float
 heat transfer coefficient of the fluid for subcooling, [W/(m²K)]
 h_air : float
 heat transfer coefficient in the air side, [W/(m²K)]
 T_in_air: float
 Inlet air temperature [K]
 T_out_air: float
 Outlet air temperature [K]
 D : float
 Diameter [m]
 rug : float
 rugosity [m]
 AR: float
 area ratio [m²]

Returns

L : float
 Lenght [m]
 m :
 Mass [kg]
 """
 T_r_in=temperature(Fluid,P=P,h=i_in)
 T_r_out=temperature(Fluid,P=P,h=i_out)
 Q=m_dot*abs(i_in-i_out)
 T_r=(T_r_in+T_r_out)/2
 T_air=(T_in_air+T_out_air)/2
 Cp_r=cp(Fluid,P=P,T=T_r)
 C1=m_dot*Cp_r
 C2=Q/abs(T_in_air-T_out_air)
 Cmin=min(C1,C2)
 Cmax=max(C1,C2)
 Qmax=Cmin*(max(T_r_in,T_in_air)-min(T_r_in,T_in_air))
 e=Q/Qmax
 if e>0.99:
 e=0.99
 NTU=NTU_from_effectiveness(e, Cmin/Cmax, subtype='crossflow approximate')
 UA=NTU*Cmin
 h_r=pipeflow(Fluid, T_r, P, m_dot, D, l, rug/D)
 L=UA*(1/(pi*D*h_r)+1/(pi*D*AR*h_air))
 rho=density(Fluid,P=P,T=T_r)
 m=pi*D**2/4*L*rho
 return L, m

from ht.conv_external import Nu_cylinder_Sanitjai_Goldstein

def one_tube(Fluid, P, T_i, T_o, q, V, D):

"""function to calculate the average air heat transfer according to [1].

Parameters

```

-----
Fluid: string
    Fluid name
P: float
    Atmosphere pressure [Pa]
T_i: float
    Inlet air temperature [K]
T_o: float
    Outlet air temperature [K]
q: float
    Heat flux to air [W/m²]
V_max: float
    Air velocity [m/s]
D: float
    Outer Diameter [m]

Returns
-----
h: float
    Air heat transfer coefficient [W/(m²K)]

References
-----
[1] Churchill, S. W., and M. Bernstein. "A Correlating Equation for Forced
Convection From Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow."
Journal of Heat Transfer 99, no. 2 (May 1, 1977): 300-306.
doi:10.1115/1.3450685.
"""

T_inf=(T_i+T_o)/2
j=0
T=T_inf
erro=0
while erro<0.01:
    mu=viscosity(Fluid,T=T,P=P)
    rho=density(Fluid,T=T,P=P)
    k=conductivity(Fluid,T=T,P=P)
    Pr=prandtl(Fluid,T=T,P=P)
    Re=(rho*V*D)/mu
    Nu=Nu_cylinder_Sanitjai_Goldstein(Re,Pr)
    h=N_u*k/D
    T_s=q/h+T_inf
    j=j+1
    T_old=T
    T=(T_inf+T_s)/2
    erro=abs(T-T_old)
return h

from ht.conv_tube_bank import Nu_Grimison_tube_bank
def bank_tubes(Fluid, P, T_i, T_o, V_max, D, TR, SL, ST):
    """function to calculate the average air heat transfer according to [1].

Parameters
-----
Fluid: string
    Fluid name
P: float
    Atmosphere pressure [Pa]
T_i: float
    Inlet air temperature [K]
T_o: float
    Outlet air temperature [K]
q: float
    Heat flux to air [W/m²]
V_max: float
    Air velocity [m/s]
D: float
    Outer Diameter [m]
TR: int
    Number of tube rows per bundle, [-]
SL: float

```

Distance between tube center along a line parallel to the flow; has been called longitudinal pitch, pp, s2, SL, and p2, [m]
 ST: float
 Distance between tube centers in a line 90° to the line of flow; has been called the transverse pitch, pn, s1, ST, and p1, [m]

Returns

h: float
 Air heat transfer coefficient [W/(m²K)]

References

[1] Grimson, E.D., 1976. Correlation and utilisation of new data on flow resistance and heat transfer for cross ow of gases over tube banks. Trans. ASME. 59, 583-594.
 """"

```
T_inf=(T_i+T_o)/2
T=T_inf
mu=viscosity(Fluid,T=T,P=P)
rho=density(Fluid,T=T,P=P)
k=conductivity(Fluid,T=T,P=P)
Pr=prandtl(Fluid,T=T,P=P)
Re=(rho*V_max*D)/mu
Nu=Nu_Grimson_tube_bank(Re, Pr, D, TR, SL, ST)
h=Nu*k/D
return h
```

APÊNDICE B - ROTINA PRINCIPAL PARA O AR CONDICIONADO

```

from ht import effectiveness from NTU
import pandas as pd
from scipy.interpolate import interp1d
from math import pi, tanh, exp
from numpy import array

"""-----Simulation Parameters -----"""
Fluid='R22'                #Refrigerant Fluid
L_r=0.125                  #Annual rate of refrigerant emitted [%]
L_t=15                     #System Lifetime [years]
Gamma=0.70                 #Recovery/recycle rate at end of system life [%]
Beta=0.082                 #CO2 emission from electricity generated [kgCO2/kWh]

"""----- Compressor Parameters -----"""

"B_m #Compressor parameters to calculate the mass flow"
B_m=[0]*11
B_m[1]=1.925049E+02
B_m[2]=-9.377586E-01
B_m[3]=-1.131359E+00
B_m[4]=-8.143320E-02
B_m[5]=2.509357E-01
B_m[6]=-1.513539E-02
B_m[7]=6.137548E-04
B_m[8]=5.061497E-03
B_m[9]=-3.103936E-03
B_m[10]=2.225813E-04

"B_w #Compressor parameters to calculate the power"
B_w=[0]*11
B_w[1]=1.619702E+02
B_w[2]=-1.062771E+01
B_w[3]=2.574098E+01
B_w[4]=-1.496457E+00
B_w[5]=4.544785E-01
B_w[6]=-3.580018E-01
B_w[7]=5.037625E-02
B_w[8]=5.019033E-03
B_w[9]=-1.063087E-03
B_w[10]=3.263633E-03

eta_ic=1
Vd=16.092E-6              #Compressor displacement
N=3600/60                 #Compressor rotation
D_cp=0.1199               #Compressor external diameter [m]
H_cp=0.2029               #Compressor Height [m]
Ratio_cp=0.35             #Ratio to calculate the internal free volume of the compressor [-]

"""----- Capillary Tube Parameters -----"""
D_cap=1.63E-3             #Capillary diameter [m]

```

D_coil=0.0257 #Capillary coil diameter [m]
 L_cap=0.150 #Capillary length [m]
 K_cap=3.0 #Capillary local loss [m]
 DT_SUP_fix=5 #It sets the Supercritical temperature, when we are not calculating it through the Capillary tube

-----Evaporator Parameters-----

A_e=0.116 #Evaporator surface area [m²]
 S_e=4.31 #Evaporator heat transfer area [m²]
 L_e=14.41 #Evaporator tube length [m]
 D_ei=0.00636 #Evaporator tube inner diameter [m]
 D_eo=0.00794 #Evaporator tube outer diameter [m]
 W_e=20 #Evaporator power consumption [W]
 St=21.04E-3 #Distance between tube center along a line parallel to the flow [m]
 Sl=2*D_eo #Distance between tube centers in a line 90° to the line of flow [m]
 V_dot_ae=550/3600 #Air mass flow for the evaporator [m³/s]
 AR_e=S_e/(pi*D_ei*L_e) #Evaporator heat transfer area ratio

-----Condenser Parameters-----

A_cd=0.2857 #Condenser surface area [m²]
 D_ci=0.00636 #Condenser tube inner diameter [m]
 D_co=0.00794 #Condenser tube outer diameter [m]
 D_uc1=0.01112 #Condenser unit inner diameter 1 [m]
 D_uc2=0.00794 #Condenser unit inner diameter 2 [m]
 D_uc3=0.00477 #Condenser unit inner diameter 3 [m]
 L_cd=19.21 #Condenser tube length [m]
 W_cd=30 #Condenser power consumption [W]
 S_ca=8.01 #Total finned external surface for heat exchange at the condenser (m²)
 S_cd=8.33 #Total external surface for heat exchange at the condenser (m²)
 Lac=13.65E-3/2 #Fin length for the condenser (perpendicular to the flow) (m)
 ta=0.3E-3 #Fin thickness (m)
 L_uc1=0.0667 #Condenser unit tube length 1 - between Condenser unit entrance and Compressor [m]
 L_uc2=0.458 #Condenser unit tube length 2 - between Compressor and Condenser [m]
 L_uc3=0.25 #Condenser unit tube length 3 - between Condenser and Capillary tube [m]
 L_uc4=0.202 #Condenser unit tube length 4 - between Condenser and Capillary tube [m]
 V_dot_cd=1360/3600 #Air flow for the condenser [m³/s]
 AR_cd=S_cd/(pi*D_ci*L_cd) #Area ratio for the condenser

-----Geometric Parameters-----

L_be=3.6 #Length connecting the units [m]
 rug=0.0015E-3 #Copper rugosity [m]
 kal=237 #Aluminum thermal conductivity (W/mK)

-----Environmental Parameters-----

P_atm=92520 #Atmosphere pressure [Pa]
 g=9.7839 #Gravity in [m/s²]
 m_r=0.67 #Refrigerant mass informed [kg]

-----GUESSES-----

T_cg=273+40 #Initial guess for condensing temperature [K]
 T_eg=273 #Initial guess for evaporating temperature [K]
 T_geo=273+10 #Initial guess for air temperature at exit of evap. [K]
 DT_subg=10 #Initial guess for subcooling [K]

----- Main Model -----

```

def cooling_system(Fluid,T_ci,phi_ci,T_ei,phi_ei,P_atm):
    # D_cap, D_coil, L_cap, TED          #Capillary data
    # A_e, S_e, D_eo, L_e, D_ei        #Evaporator data
    # rug                                #Geometric data
    # A_cd, S_cd, D_co, D_ci, L_cd     #Condenser data
    global T_cg, T_eg, DT_subg, T_geo  #Guesses
    Cp_a=cp('AirH2O',T=T_ei,r=phi_ei,P=P_atm)    #Specific heat for the Air for the evaporator
    Cp_ac=cp('AirH2O',T=T_ci,r=phi_ci,P=P_atm)    #Specific heat for the Air for the condenser
    rho_a=density('AirH2O',T=T_ei,r=phi_ei,P=P_atm) #Density of the Air for the evaporator
    rho_ac=density('AirH2O',T=T_ci,r=phi_ci,P=P_atm) #Density of the Air for the condenser
    mu_a=viscosity('Air',T=T_ei,P=P_atm)         #Ar viscosity
    SUB=[0]*101                                  #Subcooling array for iteration [K]
    SUB[0]=DT_subg                               #1th Guess for Subcooling
    SUB[1]=SUB[0]+1                             #2nd Guess for Subcooling
    j=0                                           #Subcooling iteration counter
    erro_m= 100                                  #Initialize Error in the mass
    P_c=[0]*101                                  #Condenser pressure array for iteration [Pa]
    P_e=[0]*101                                  #Evaporator pressure array for iteration [Pa]
    Dm=[0]*101                                   #Mass array for iteration [g]
    while j<100 and erro_m>0.5:
        DT_SUB= SUB[j]
        P_crit=p_crit(Fluid)                     #Critical pressure [Pa]
        P_c[0]=pressure(Fluid,T=T_cg,x=0)        #Initial guess for condensing pressure [Pa]
        P_c[1]=P_c[0]*1.05                       #Initial guess for condensing pressure [Pa]
        erro_cd=100                              #Error of balance of energy in the condenser [%]
        Dxi=[0]*101
        i=0                                       #Counter for iteration on condensing pressure
        while i<100 and erro_cd>0.1:
            P_3=P_c[i]                           #P_3 Represents the condenser pressure [Pa]
            P_2=P_3                               #P_2 Represents the outlet compressor pressure [Pa]
            T_cd=t_sat(Fluid,P=P_3)              #Condensating Temperature [K]
            T_3=T_cd-DT_SUB                      #Temperature inlet of capillary tube [K]
            i_3=enthalpy(Fluid,T=T_3,P=P_3)      #Entalphy at inlet of capillary tube [J/g]
            P_e[0]=pressure(Fluid,T=T_eg,x=0)    #Initial guess for evaporating pressure [Pa]
            P_e[1]=P_e[0]*0.95                  #Initial guess for evaporating pressure [Pa]
            erro_ev=100                          #Error of balance of energy in the evaporator [%]
            DE=[0]*101
            k=0                                   #Counter for iteration on evaporating pressure
            while k<100 and erro_ev>0.1:
                P_1=P_e[k]                      #P_1 Represents the inlet compressor pressure [Pa]
                P_4=P_1                          #P_4 Represents the evaporator pressure [Pa]
                T_4=t_sat(Fluid,P=P_1)          #Evaporating Temperature [K]
                T_4c=T_4-273.15
                T_cdc=T_cd-273.15
                "-----Compressor calculation-----"
                m_dot_m=(B_m[1]+B_m[2]*T_4c+B_m[4]*T_4c**2+B_m[7]*T_4c**3
                    +(B_m[3]+B_m[5]*T_4c+B_m[8]*T_4c**2)*T_cdc
                    +(B_m[6]+B_m[9]*T_4c)*T_cdc**2+B_m[10]*T_cdc**3)/7937 #Mass flow calculated using the Model - Eq 3.1 [kg/s]
                if m_dot_m<0.0: m_dot_m=1E-6

```

```

rho_m=density(Fluid,T=35+273.15,P=P_1)
T_1=T_4+DT_SUP_fix
rho_1=density(Fluid,T=T_1,P=P_1)
m_dot_r=(rho_1/rho_m)*m_dot_m
"-----Route A Effectiveness calculation-----"
i_1=enthalpy(Fluid,P=P_1,v=1/rho_1)           #Enthalpy at the Evaporator outlet, based on Evaporation pressure
if i_1<i_3: i_1=i_3+1                          #Limit for Enthalpy at the Evaporator outlet
Q_e=m_dot_r*(i_1-i_3)                         #Heat balance in refrigerant at the evaporator - Eq 3.7 [W]
if T_1==T_4:
    Cp_e=10**12                               #Specific heat for the fluid in the Evaporator [J/K]
else:
    Cp_e=abs((i_1-i_3)/(T_1-T_4))              #Specific heat for the fluid in the Evaporator [J/K]
C_dot_1=V_dot_ae*rho_a*Cp_a                  #Heat capacity of the air [J/(kg*K)]
C_dot_2=m_dot_r*Cp_e                          #Heat capacity of the Fluid [J/(kg*K)]
C_min=min(C_dot_1,C_dot_2)                   #Minimum Heat capacity
hlv_w=enthalpy_vaporization('water',T=T_ei)
Q_max=C_min*(T_ei-T_4)                       #Maximum Heat transfer rate
xi_ea=Q_e/Q_max                              #Effectiveness based on the Heat balance - Eq. 3.10
"-----Route B Effectiveness calculation-----"
V_max_e=V_dot_ae/(A_e)*(St/(St-D_eo))        #St represents the distance between the center of the tubes
m_dot_ae=V_dot_ae*rho_a
T_eo=T_geo                                   #Guess for evaporating temperature
w_ei=HumRat('AirH2O',T=T_ei,r=phi_ei,P=P_atm) #Absolute Hum. at inlet of evaporator
dp_ei=DewPoint('AirH2O',T=T_ei,r=phi_ei,P=P_atm) #Dew point at inlet of evaporator
for it in range(100):
    h_a_e=bank_tubes('Air', P_atm, T_ei, T_eo, V_max_e, D_eo, 2, Sl, St) #Air enthalpy for the evaporator
    T_se=(T_ei+T_eo)/2-Q_e/(S_e*h_a_e)
    T_old=T_eo
    if dp_ei<T_se:
        m_dot_ce=0
    else:
        w_s=HumRat('AirH2O',T=T_se,r=1,P=P_atm)
        Re=rho_a*V_dot_ae*D_eo/mu_a
        Le=1
        h_m=h_a_e/(Cp_a*Le**(2/3))
        m_dot_ce=h_m*S_e*(w_ei-w_s)
    Q_ce=m_dot_ce*hlv_w                       #Heat absorbed by the water [W]
    T_eo=T_ei-(Q_e-Q_ce)/(m_dot_ae*Cp_a)      #Air temperature after the air passed through the evaporator [K]
    w_eo=(w_ei*m_dot_ae-m_dot_ce)/m_dot_ae
    w_eom=HumRat('AirH2O',T=T_eo,r=1.0,P=P_atm)
    if w_eo>w_eom:
        w_eo=w_eom
        m_dot_ce=(V_dot_ae*rho_a)*(w_ei-w_eom)
        Q_ce=m_dot_ce*hlv_w                   #Heat absorbed by the water [W]
        T_eo=T_ei-(Q_e-Q_ce)/(m_dot_ae*Cp_a)  #Air temperature after the air passed through the evaporator [K]
    if T_eo<273: T_eo=273.15
    if abs(T_old-T_eo)<0.25:
        break
rh_eo=Relhum('AirH2O',T=T_eo,w=w_eo,P=P_atm)

```

```

"-----Evaporator calculation-----"
q=Q_e/(L_e*pi*D_ei) #Heat flux [W]
h_re=evaporator(Fluid,i_3,i_1,P_1,m_dot_r/2,D_ei,L_e,rug,q,T_ei) #Heat transfer of the fluid inside the evaporator
FCH=(2*2**0.8+20)/22 #Fator de correção devido ao trecho com vazão completa
h_re=h_re*FCH
UA_e=(1/(h_re*pi*D_ei*L_e)+1/(h_a_e*S_e))**(-1)
NTU=UA_e/C_min
C_max=max(C_dot_1,C_dot_2)
Cr=C_min/C_max
xi_cb=1-exp(-NTU)

"-----Comparision between both Effectivenss-----"
DE[k]=xi_ea-xi_eb
erro_ev=abs(DE[k]/xi_ea)*100 #Evaluation of the error do define the Evaporator pressure
k=k+1
if k>1:
    P_e[k]=P_e[k-1]-(DE[k-1]*(P_e[k-2]-P_e[k-1]))/(DE[k-2]-DE[k-1]) #Secant Method
if P_e[k]<P_atm/2:
    P_e[k]=P_atm/2
if P_e[k]>P_crit:
    P_e[k]=pressure(Fluid,T=T_ei,x=0)
if P_e[k]==P_e[k-1]:
    k=101
if erro_ev<0.1:
    P_e[1]=P_1
T_eg=T_4; T_geo=T_eo #Updade guess

"-----Outlet of compressor properties-----"
s_1=entropy(Fluid,h=i_1,P=P_1) #Entropy on the compressor inlet
i_2s=enthalpy(Fluid,P=P_2,s=s_1) #Enthalpy of the compressor outlet considering the inlet entropy
i_2=(i_2s-i_1)/eta_ic+i_1 #Actual Compressor outlet enthalpy
T_2=temperature(Fluid,P=P_2,h=i_2) #Temperature of the Compressor outlet

"-----Condenser calculation-----"
Q_cd=m_dot_r*(i_2-i_3) #Heat loss by refrigerant in the condenser
Cp_cd=abs((i_2-i_3)/(T_2-T_3))
T_co=Q_cd/(V_dot_cd*rho_ac*Cp_ac)+T_ci
C_dot_1=V_dot_cd*rho_ac*Cp_ac #Heat capacity of the air at the condenser [kg/s]
C_dot_2=m_dot_r*Cp_cd #Heat capacity of the Fluid at the condenser [kg/s]
C_min=min(C_dot_1,C_dot_2)
C_max=max(C_dot_1,C_dot_2)
Cr=C_min/C_max
Q_max=C_min*(T_2-T_ci)
xi_a=Q_cd/Q_max
V_ci=V_dot_cd/A_cd #Velocity of the air passing through the condenser [m/s]
h_a_c=one_tube('Air', P_atm, T_ci, T_co, Q_cd/S_cd, V_ci, D_co) #Air enthalpy for the condenser [J/kg]
h_cd=condenser(Fluid, i_2, i_3, P_3, m_dot_r, D_ci, L_cd, rug, T_ci) #Fluid enthalpy for the condenser [J/kg]
UA_cd=(1/(h_cd*pi*D_ci*L_cd)+1/(h_a_c*S_cd))**(-1)
NTU=UA_cd/C_min
xi_b=effectiveness_from_NTU(NTU,Cr, subtype='crossflow approximate')
Dxi[i]=xi_a-xi_b
erro_cd=abs(Dxi[i]/xi_a)*100 #Evaluation of the error do define the Condenser pressure

```

```

i=i+1
if i>1:
    P_c[i]=P_c[i-1]-(Dxi[i-1]*(P_c[i-2]-P_c[i-1]))/(Dxi[i-2]-Dxi[i-1]) #Secant method
if P_c[i]<pressure(Fluid,T=T_ci,x=0):
    P_c[i]=pressure(Fluid,T=T_ci,x=0)
if P_c[i]>P_crit:
    P_c[i]=P_crit*0.95
if P_c[i]==P_c[i-1]:
    i=101
if erro_cd<0.1:
    P_c[1]=P_2
T_cg=T_cd #Updade guess
"""-----Condenser Mass calculation-----"""
rho_l=density(Fluid,P=P_2,x=0) #Liquid density
rho_v=density(Fluid,P=P_2,x=1) #Vapor density
i_l=enthalpy(Fluid,P=P_2,x=0) #Liquid Enthalpy
i_v=enthalpy(Fluid,P=P_2,x=1) #Vapor Enthalpy
if i_2>i_v:
    [L_des,m_des]=Otaki(Fluid,m_dot_r,i_2,i_v,P_2,h_a_c,T_ci,T_co,D_ci,rug,AR_cd)
else:
    [L_des,m_des]=[0.0,0.0]
if i_3<i_l:
    [L_sub,m_sub]=Otaki(Fluid,m_dot_r,i_l,i_3,P_2,h_a_c,T_ci,T_co,D_ci,rug,AR_cd)
else:
    [L_sub,m_sub]=[0.0,0.0]
L_cond=L_cd-L_sub-L_des #Leght of condensation region [m]
if L_cond<0:
    L_cond=0
m_cond=pi*D_ci**2/4*L_cd*(rho_l/2+rho_v/2) #Mass in condensation region [g]
m_cd=m_cond+m_sub+m_des #Mass in the Condenser [g]
"""-----Evaporator Mass calculation-----"""
rho_l=density(Fluid,T=T_4,x=0) #Liquid density
rho_v=density(Fluid,T=T_4,x=1) #Vapor density
mu_l=viscosity(Fluid,T=T_4,x=0) #Liquid viscosity
mu_v=viscosity(Fluid,T=T_4,x=1) #Vapor viscosity
i_l=enthalpy(Fluid,P=P_4,x=0) #Liquid Enthalpy
i_v=enthalpy(Fluid,P=P_4,x=1) #Vapor Enthalpy
x_4=(i_3-i_l)/(i_v-i_l) #Capillary tube outlet quality
G=m_dot_r/(pi*D_ei**2/4)/2 #Mass velocity
void=fv(x_4,rho_l,rho_v,G,D_ei,mu_l,mu_v) #Void Fraction
rho_4=void*rho_v+(1-void)*rho_l #Capillary tube outlet density
if i_1>i_v:
    [L_sup,m_sup]=Otaki(Fluid,m_dot_r/2,i_v,i_1,P_4,h_a_c,T_ei,T_eo,D_ei,rug,AR_e)
else:
    [L_sup,m_sup]=[0.0,0.0]
m_eb=(L_e-L_sup*2)*pi*D_ei**2/4*(rho_4+rho_v)/2
m_ev=m_eb+m_sup #Mass in the Evaporator [g]
"""-----Other Mass calculation-----"""
rho_2=density(Fluid,h=i_2,P=P_2) #Compressor outlet density

```

```

rho_3=density(Fluid,h=i_3,P=P_3)           #Capillary tube inlet density
m_b_1=L_uc1*pi*D_uc1**2/4*rho_1          #Mass in the tube between the Condenser unit and the Compressor [g]
m_b_2=L_uc2*pi*D_uc2**2/4*rho_2          #Mass in the tube between the Compressor and Condenser [g]
m_b_3=L_uc3*pi*D_uc2**2/4*rho_3          #Mass in the tube between the Condenser and Capillary tube [g]
G=m_dot_r/(pi*D_uc3**2/4)                #Mass velocity
void=fv(x_4,rho_l,rho_v,G,D_uc3,mu_l,mu_v)
rho_uc3=void*rho_v+(1-void)*rho_l        #Capillary tube outlet density
m_b_4=L_uc4*pi*D_uc3**2/4*rho_uc3        #Mass in the tube between the Capillary tube and the outlet of the Condenser Unit [g]
m_b_5=L_be*pi*D_uc3**2/4*rho_uc3         #Mass in the tube between the Condenser unit and the Evaporator [g]
m_b_6=L_be*pi*D_uc2**2/4*rho_l          #Mass in the tube between the Evaporator and the Condenser unit [g]
m_b=(m_b_1+m_b_2+m_b_3+m_b_4+m_b_5+m_b_6) #Total Mass in the tubus [g]
m_cp=H_cp*D_cp**2/4*rho_l*Ratio_cp       #Mass in the Compressor [g]
m_cap=pi*D_cap**2/4*L_cap*(rho_3+rho_4)/2 #Mass in the Capillary tube [g]
m_t=m_cd+m_ev+m_b+m_cap+m_cp            #Calculated Mass [g]
SUP=T_1-T_4                               #Superheating [K]
print("SUP=", "%.1f" % SUP, "SUB=", "%.1f" % SUB[j], "m_t=", "%.3f" % m_t)
Dm[j]=m_r-m_t
erro_m=abs(Dm[j])/m_r*100                  #Evaluation of the error do define the subcooling
j=j+1
if j>1: SUB[j]=SUB[j-1]-(Dm[j-1]*(SUB[j-2]-SUB[j-1]))/(Dm[j-2]-Dm[j-1]) #Secante method
if SUB[j]<0.1: SUB[j]=0.1
if SUB[j]>(T_cd-T_ci): SUB[j]=(T_cd-T_ci)
erro=max(erro_cd,erro_ev,erro_m)
if erro>0.5 or it>99:
    print("Error: The model did not converged!")

"----- Performance calculation-----"
W_cp=(m_dot_r*m_dot_m)*(B_w[1]+B_w[2]*T_4c+B_w[4]*T_4c**2+B_w[7]*T_4c**3\
+(B_w[3]+B_w[5]*T_4c+B_w[8]*T_4c**2)*T_cdc\
+(B_w[6]+B_w[9]*T_4c)*T_cdc**2+B_w[10]*T_cdc**3) #Power of the compressor calculated using the Model - Eq
"--- COP ---"
COP_c=(i_2-i_3)/(i_2-i_1)
COP=(Q_e-W_e)/(W_cp+W_e+W_cd)
return COP, SUP, T_co, T_eo, Q_e, m_dot_r, erro, T_4, T_cd, SUB[j], m_dot_ce, rh_eo

```

APÊNDICE C - ROTINA PARA VALIDAÇÃO DOS DADOS

```

import pandas
from numpy import array
# Validação com o LAB
T5=array([25.89,23.82,29.32,75.29,26.25,77.26,52.28,46.23,83.31,09.24,52.25,81.26,83.25,96.23,71.22,62.23,43.23,4,24.37,26.43,26.51,22.09,23.64,25.53,26.99,25,24.65,23.45])+273.15
r5=array([25.2,26.8,23.7,31.5,30.3,50.9,31.9,46.3,44.1,44.8,42.6,43.4,45.6,42.5,41.6,40.1,28.7,41.3,29.5,27.7,26.6,38.6,39.3,40.3,42.5,48,47.2,44.3])/100
r7=array([60.2,60.2,63.5,54.7,52.2,59.8,57.2,56.6,51.4,45.1,37.3,40.2,57.7,48.4,50.3,49.5,40.7,41.3,33.5,28.1,26.9,38.3,35.2,31.9,30.5,44.4,42.7,44.1])/100
T7=array([24.78,28.01,24.34,27.14,28.09,25.18,25.37,27.4,28.3,28.65,30.74,29.95,25.7,28.42,27.66,27.58,27.89,27.86,33.07,32.02,31.93,32.11,33.32,33.57,34.09,30.92,31.5,31.5])+273.15
P_exp=array([484.8,484.9,504.3,543.9,534,533.8,533.8,553.4,523.8,582.6,533.3,552.9,543.6,553.3,523.8,514,504.2,504.1,523.4,542.9,572.2,601.6,582,591.7,591.7,552.8,542.9,533.1])
COP_exp=array([3.22,3.02,3.38,3.22,3.06,3.14,2.88,3.05,2.72,2.87,2.56,2.66,3.13,2.92,2.79,2.63,2.72,2.69,2.4,2.37,2.43,2.32,2.35,2.44,2.43,2.58,2.51,2.45])
Q_exp=array([3317,3263,3549,3605,3425,3513,3253,3577,3178,3584,3129,3242,3535,3360,3152,3045,3077,3116,2979,3130,3207,2805,2909,3080,3160,3154,3060,2912])/1000
y1=[0.0]*len(T5);y2=[0.0]*len(T5);y3=[0.0]*len(T5);y4=[0.0]*len(T5);y5=[0.0]*len(T5) #Inicia variaveis
y6=[0.0]*len(T5);y7=[0.0]*len(T5);y8=[0.0]*len(T5);y9=[0.0]*len(T5);y10=[0.0]*len(T5) #Inicia variaveis
y11=[0.0]*len(T5); y12=[0.0]*len(T5) #Inicia variaveis
TED='TEV'+'#cap#'
for i in range(len(T5)):
    [y1[i],y2[i],y3[i],y4[i],y5[i],y6[i],y7[i],y8[i],y9[i],y10[i],y11[i],y12[i]]=cooling_system('REFPROP::R22.FLD',T7[i],r7[i],T5[i],r5[i],P_atm
    )
    D COP=(y1[i]-COP_exp[i])/COP_exp[i]*100
    D_Q=(y5[i]/1000-Q_exp[i])/Q_exp[i]*100
    D_P=(P_sat(Fluid,T=y8[i])/1000-P_exp[i])/P_exp[i]*100
    print("i=",i," Desvios: COP=%2f" %D COP,'Q=%2f' % D Q,'P=%2f' % D P)
    RES={'COP':y1,'SUP':y2,'T_co':y3,'T_eo':y4,'Q_e':y5,'m_dot_r':y6,'erro':y7,'T_4':y8,'T_cd':y9,'SUB':y10,'m_dot_ce':y11,'th_eo':y12,'P_exp
    ':P_exp,'COP_exp':COP_exp,'Q_exp':Q_exp}
    df_DR =pandas.DataFrame(data=RES)
    df_DR.to_csv('Validacao_hm.csv') #Nome do arquivo

import matplotlib.pyplot as plot
from statistics import mean
COP_mod=array(y1)
Q_mod=array(y5)/1000
ref=[0,10,10,0]
pm5=[0,9.5,10.5,0]
pm10=[0,9.0,11,0]
plot.plot(ref,pm5,'r-',ref,pm10,'b:',COP_exp,COP_mod,'x',Q_exp,Q_mod,'+')
plot.axis([2,4,2,4])
plot.grid(which='major', axis='both')
plot.xlabel("Medido")
plot.ylabel("Calculado")
plot.legend(["±5%", "±10%", 'COP','Q (kW)'])

```

```

MAD_cop=mean(abs(COP_mod-COP_exp)/COP_exp*100)
MAX_cop=max(abs(COP_mod-COP_exp)/COP_exp*100)
MAD_Q=mean(abs(Q_mod-Q_exp)/Q_exp*100)
MAX_Q=max(abs(Q_mod-Q_exp)/Q_exp*100)
plot.title(r'$MAD_{COP}$ = %.2f % MAD_cop+r', $MAX_{COP}$ = %.2f % MAX_cop+r', $MAD_{Q}$ = %.2f % MAD_Q+r',
$MAX_{Q}$ = %.2f % MAX_Q)
plot.savefig('COP_hm.png',dpi=1200)

P_mod=[0.0]*len(P_exp)
MAD=0
MAX=0
T_ev=y8
for i in range(len(P_exp)):
    if T_ev[i]==0:
        break
    else:
        P_mod[i]=P_sat(Fluid,T=T_ev[i])/1000
        MAD=(MAD*i+abs(P_mod[i]-P_exp[i])/P_exp[i]*100)/(i+1)
        MAX=max(MAX,abs(P_mod[i]-P_exp[i])/P_exp[i]*100)
print("MAD= %.2f" % MAD, "MAX= %.2f" % MAX)
ref=[0,1000,1000,0]
pm5=[0,950,1050,0]
pm10=[0,900.0,1100,0]
plot.plot(ref,pm5,'r-',ref,pm10,'b:',P_exp,P_mod,'x')
plot.axis([400,700,400,700])
plot.grid(which='major', axis='both')
plot.xlabel("P measured")
plot.ylabel("P calculated")
plot.legend(["±5%", "±10%"])
plot.title("MAD= %.2f" % MAD+"", MAX= %.2f" % MAX)
plot.savefig('Pe_hm.png',dpi=1200)

```

APÊNDICE D - ROTINA PARA AVALIAR A INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES AMBIENTAIS

```

R22='REFPROP::R22.FLD'
R407C='REFPROP::R407C.MIX'
R444B='REFPROP::R444B.MIX'
R454C='REFPROP::R454C.MIX'

Fluido=[R444B,R407C,R454C,R22]
T5=16*8*7
y1=[0.0]*T5;y2=[0.0]*T5;y3=[0.0]*T5;y4=[0.0]*T5;y5=[0.0]*T5 #Inicia variaveis
y6=[0.0]*T5;y7=[0.0]*T5;y8=[0.0]*T5;y9=[0.0]*T5;y10=[0.0]*T5 #Inicia variaveis
y11=[0.0]*T5; y12=[0.0]*T5;y13=[0.0]*T5 #Inicia variaveis
i=0
for j in range(len(Fluido)):
    for T_5 in range(18,25,1):
        for T_7 in range(25,41,1):
            [y1,y2,y3,y4,y5,y6,y7,y8,y9,y10,y11,y12,y13]=cooling_system(Fluido[j], T_7+273.15,0.637,T_5+273.15,0.50,P_atm)
            RES={'COP':y1,'SUP':y2,'T_co':y3,'T_eo':y4,'Q_e':y5,'m_dot_r':y6,'erro':y7,'T_4':y8,'T_cd':y9,'SUB':y10,'m_dot_ce':y11,'rh_eo':y12,'
            W_cp':y13}
            print('COP=',y1,'SUP=',y2,'T_co=',y3,'T_eo=',y4,'Q_e=',y5,'m_dot_r=',y6,'erro=',y7,'T_4=',y8,'T_cd=',y9,'SUB=',y10,'m_dot_ce=',y11,'
            rh_eo=',y12,'W_cp=',y13)
            print(Fluido[j],T_7,T_5)

```

APÊNDICE E - ROTINA PARA AVALIAR O COMPORTAMENTO NA ZONA TÉRMICA

```

"-----Thermal zone simulation-----"
N=4 #Number of people [-]
F=130 #Thermal load per person [W]
F_p=3.8/1000 #Factor for air renovation per person [m³/s*N]
F_a=0.5/1000 #Factor for air renovation per m² [m³/s*m²]
U_w=2.58 #Heat transfer coefficient for the wall [W/m²K]
U_c=1.92 #Heat transfer coefficient for the ceiling [W/m²K]
U_f=1.59 #Heat transfer coefficient for the floor [W/m²K]
L=3 #Length of the room [m]
W=3 #Width of the room [m]
H_r=2.8 #Height of the room [m]
T_min=20 #Minimum room temperature [°C]
T_max=24 #Maximum room temperature [°C]
h_i=8 #Initial hour of the day [h]
h_f=18 #Final hour of the day [h]
Q_ele=720 #Thermal load generated by the electrical equipment
[W]
phi_w=0 #Thermal delay related to wall[h]
phi_c=3.6 #Thermal delay related to ceiling[h]
phi_f=0 #Thermal delay related to floor[h]
phi_max=max(phi_w,phi_c,phi_f)
A_w=2*(L+W)*H_r #Total area of the walls [m²]
A_f=L*W #Total area for the ceiling and floor [m²]
DELTAT=0.5 #Delta T for internal temperature change
CT=750000 #Thermal Capacitance of the room J/K
V_air=27/3600 #Air flow renewal rate
Q_aux=CT*DELTAT
Q_g=N*F+Q_ele #Thermal load generated by the room usage [W]

environment=pd.read_excel('Environment_Jan.xlsx')
AC_model=pd.read_excel('AC_model_R22_1.xlsx')
AC_model.j=AC_model.j.astype('int')
t=0 #Time on the month [h]
h=0 #Time on the month, adjusted by the dayly hour - 24h
[h]
j=0
T_i_ref=T_min #Initial guess for the Temperature inside the room at the beginning of the month [°C]
RS=0 #Turn the system in/off
phi_int=0.80 #Initial guess for the Relative humidity inside the room
aux1=0
aux2=0
dt=1
IO=0
COP=0
erro=0

```

```

HF=743                                     #Quantity of hours per month [-], based on the excel file
while t<=HF:

    "----- Interpolations to find the environmental conditions -----"
    #Interpolation to calculate the T_e
    inter_x=environment['t']
    inter_y=environment['T_a']
    tab=interp1d(inter_x,inter_y,kind='linear')

    #Interpolation to check if it is Workingday or not
    inter_x_3=environment['t']
    inter_y_3=environment['DU']
    tab_3=interp1d(inter_x_3,inter_y_3,kind='linear')

    #Interpolation to calculate humidity
    inter_x_4=environment['t']
    inter_y_4=environment['phi_a']
    tab_4=interp1d(inter_x_4,inter_y_4,kind='linear')

    T_e=float(tab(t)) #External temperature (based on the excel file with the environmental conditions)
    phi_ext=float(tab_4(t))/100                               #External relative humidity
    if t<phi_max:
        T_i=T_i_ref                                           #T_i defined based on the daily hour
    elif (h>=h_i) and (h<=h_f):
        IO=tab_3(t)                                           #Interpolation to identify whether is working-day or not
    else:
        IO=0

    "----- Q_env calculation -----"

    inter_x_2=environment['t']
    inter_y_2=environment['I']
    tab_2=interp1d(inter_x_2,inter_y_2,kind='linear') #Interpolation to calculate I
    t_Q_c=t-phi_c                                       #Thermal delay
    if t_Q_c <0:
        t_Q_c=0                                         #This "If" as needed for when t<0
    else:
        t_Q_c=t_Q_c
    Q_c=A_f*U_c*(T_e-T_i)+0.04*A_f*U_c*0.3*tab_2(t_Q_c) #Thermal load from the external environment
passing through the ceiling [W]
    Q_w=A_w*U_w*(T_e-T_i) #Thermal load from the external environment passing through the walls [W]
    Q_f=A_f*U_f*(T_e-T_i) #Thermal load from the external environment passing through the floor [W]
    rho_ar=density('Air',T=T_i+273.15,P=P_atm)
    i_ar_ext=enthalpy('Air',T=T_e+273.15,P=P_atm)
    i_ar_int=enthalpy('Air',T=T_i+273.15,P=P_atm)
    Q_ra=rho_ar*(N*F_p+A_f*F_a)*(i_ar_ext-i_ar_int)
    if RS==1:
        print('R22',T_e+273.15,phi_ext,T_i+273.15,phi_int,P_atm)

```

```

[COP, Q_e, erro, phi_int]=cooling_system('R22',T_e+273.15,phi_ext,T_i+273.15,phi_int,P_atm)
aux1=COP*dt+aux1
aux2=dt+aux2
else:
    Q_e=0
Q_env=Q_g*I0+Q_w+Q_c+Q_f+Q_ra #Thermal load from the envelope [W] - Eq. 3.21
Q_liq=Q_env-Q_e

if abs(Q_liq)>0:
    dt=abs(Q_aux/Q_liq)/3600
if dt>1:
    dt=1
if dt<5/60:
    dt=5/60
DELTAT=Q_liq*dt*3600/CT
T_i=T_i_ref+DELTAT

w_ext=HumRat('AirH2O',T=T_e+273.15,r=phi_ext,P=P_atm)#absolute moisture on the external environment
w_int=HumRat('AirH2O',T=T_i+273.15,r=phi_int,P=P_atm)#absolute moisture on the internal environment
m_w_env=L*W*H_r*w_int #quantity of water inside the enclosure (g)
m_w_r=V_air*N*(w_ext-w_int)*dt #added water during a time period dt
w_int_n=(m_w_env+m_w_r)/L*W*H_r #new absolute moisture on the internal environment
phi_int=HumRat('AirH2O',T=T_i+273.15,r=w_int_n,P=P_atm)

if T_i>T_max and I0==1:
    RS=1
if T_i<T_min:
    RS=0
t=dt+t
h=dt+h
T_i_ref=T_i
j=j+1
if h>24:
    h=h-24
if Q_e==0:
    E_ec=0
else:
    E_ec=Q_e/COP*dt
new_row=[j,t,h,T_e,T_i,Q_env,COP,Q_e,E_ec,erro,phi_ext,phi_int]
AC_model.loc[len(AC_model)]=new_row
AC_model.to_excel('AC_model_R22_1.xlsx')
print('j=',j,'t=',t,'h=',h,'T_e=',T_e,'T_i=',T_i,'Q_env=',Q_env,'Q_c=',Q_c,'Q_f=',Q_f,'E_ec=',E_ec,
'COP=',COP,'Q_c=',Q_c,'Q_ra=',Q_ra)

```

APÊNDICE F – DIMENSÕES DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO UTILIZADO COMO REFERÊNCIA

Evaporador		
Parâmetro		Valor
Tubos	Diâmetro externo [mm]	7,5
	Comprimento [cm]	60
	Passes	22
	Comprimento total [m]	14,41
Aletas	Comprimento da aleta [mm]	13
	Espessura da aleta [mm]	0,3
	Aletas por metro	780
	Quantidade de aletas	468
Ventilador	Potência [w]	20
Áreas	Área S1 [m ²]	0,001
	Área S2 [m ²]	0,003
	Área S3 [m ²]	0,002
	Área das aletas, sem furos [m ²]	4,988
	Área das aletas, com furos [m ²]	3,968
	Área dos tubos [m ²]	0,252
	Área da espessura das aletas [m ²]	0,089
	Área total [m²]	4,309
	Área frontal [m²]	0,116

Tubo Capilar	
Comprimento [mm]	150
Diâmetro da bobina [mm]	25,7
Diâmetro externo [mm]	2,8
Possibilidades comerciais	
2,73mm ø externo e 1,63mm ø interno	
2,88mm ø externo e 1,78mm ø interno	

Compressor	
Modelo	Tecumseh - HGA5512EXD

Condensador				
Parâmetro		Valor		
Separador de Líquido		Comprimento [cm]	16	
		Diâmetro externo [mm]	57,7	
Tubos	Entrada da UC até o separador	Diâmetro externo [mm]	13,5	
		Comprimento [cm]	61,7	
	Separador até o compressor	Diâmetro externo [mm]	13,5	
		Comprimento [cm]	5	
	Compressor até o condensador	Diâmetro externo [mm]	9,5	
		Comprimento [cm]	45,8	
	Condensador	Passes		22
		Comprimento/passe [cm]		83,1
		Comprimento das curvas [cm]		4,2
		Diâmetro externo [mm]		7,5
		Comprimento total [m]		19,21
	Condensador até o capilar	Diâmetro externo [mm]	7,5	
Comprimento [cm]		17		
Capilar até a saída da UC	Diâmetro externo [mm]	6,3		
	Comprimento [cm]	20,2		
Ventilador		Potência [w]	30	
Aleta	Comprimento da aleta [mm]		13	
	Espessura da aleta [mm]		0,3	
	Altura da aleta [cm]		47,5	
	Aletas por metro		920	
	Quantidade de aletas		765	
Áreas	Área das aletas, sem furos [m ²]		9,448	
	Área das aletas, com furos [m ²]		7,781	
	Área dos tubos [m ²]		0,330	
	Área da espessura das aletas [m ²]		0,224	
	Área total [m²]		8,335	
		Área frontal [m²]	0,286	

*UC = Unidade condensadora

Tubulações		
Medido [mm]	Comercial [pol]	
	ø Externo	ø Interno
6,3	6,35	4,77
7,5	7,94	6,36
13,5	12,7	11,12

ANEXO I – CERTIFICADOS DE CALIBRAÇÃO

*Certificado de Calibração***N° 144813/23**

Folha 01/01

Cliente: FUNDACAO CHRISTIANO OTTONI

Endereço: AV. PRESIDENTE ANTONIO CARLOS, 6627 ESCOLA DE ENGENHARIA BL PAMPULHA 31270-901 BELO HORIZONTE MG

Item Calibrado: ANEMÔMETRO

N° Código de barra / N° Série: 22030801411551 / S.073361

Marca: INSTRUTHERM

Modelo: AD-250

O.S. N°: 248727

Data de Calibração: 01/06/2023

Condições Ambientais Aplicáveis à Calibração

Temperatura durante a calibração: 23±3°C

Umidade relativa durante a calibração: 45 a 65% (U.R)

Metodologia de Calibração

Procedimento de Calibração: PCI 009 - Rev. 3 - Foi realizada a calibração através do processo de comparação com um padrão de referência

Padrões Utilizados

LCI 70 - INSTRUTHERM AD-250 - Q486899 - Certificado de Calibração n° S025825/2022 - RBC CAL 0144 Validade até 06/2023

LCI 55 - INSTRUTHERM HTR-157 - 07031200232937 / 60808794 - Certificado de Calibração n° 133269R/22 - RBC CAL 0568 Validade até 06/2023

Resultados Obtidos**VELOCIDADE**

Valor Indicado no Instrumento Calibrado (m/s)	Valor Convencional (m/s)	Erro (m/s)	Incerteza (± m/s)	k
2,9	2,4	0,5	0,6	2,00
5,5	5,1	0,4	0,6	2,00
10,0	9,8	0,2	0,8	2,00
15,1	15,1	0,0	0,8	2,00

Notas

A incerteza expandida relatada é baseada em uma incerteza padronizada combinada e multiplicada pelos fatores de abrangência "k" informados nas tabelas, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

Os resultados acima apresentados referem-se exclusivamente ao item calibrado e às condições supra mencionadas.

Os serviços de calibração são realizados e controlados pela INSTRUTHERM-Instrumentos de Medição Ltda. O presente certificado somente pode ser reproduzido na sua forma e conteúdo integrais e sem alterações. Não pode ser utilizado para fins promocionais.

Data de emissão do certificado: 02/06/2023

LABORATÓRIO DE CALIBRAÇÃO INSTRUTHERM
Cristiano José Mollica
Gerente Técnico



LABORATÓRIO DE CALIBRAÇÃO INSTRUTHERM

Laboratório de Calibração acreditado pela Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número CAL 0568.

Certificado de Calibração

N° 145053R/23

Folha 01/01



Ciente: FUNDACAO CHRISTIANO OTTONI

Endereço: AV. PRESIDENTE ANTONIO CARLOS, 6627 PAMPULHA 31270-901 BELO HORIZONTE MG

Item Calibrado: TERMO-HIGRÔMETRO DIGITAL

N° Código de barra / N° Série: 23052501465743 / 230305707

Marca: INSTRUTHERM

Modelo: HT-270

O.S. N°: 248812

Data de Calibração: 09/06/2023

Local da Calibração: Instalações Permanentes

Condições Ambientais Aplicáveis à Calibração

Temperatura durante a calibração: 23 °C ± 3 °C

Umidade relativa durante a calibração: 30% UR a 75% UR

Metodologia de Calibração

Procedimento de Calibração: PCI 080 e PCI 081 - A calibração foi realizada através do processo de comparação com um padrão de referência.

Padrões Utilizados

LCI 56 - ROTRONIC HP22 - 60222953 - Certificado de Calibração n° E10030/23 - RBC CAL 0439 Validade até 01/2024

LCI 74 - QUIMIS Q315C21 - 08114089 - Certificado de Calibração n° LV00384-41286/20 - RBC CAL 0127 Validade até 06/2023

LCI 144 - INSTRUTHERM EM-200 - 12120500931041 - Certificado de Calibração n° 133274R/22 - RBC CAL 0568 Validade até 06/2023

Resultados Obtidos

UMIDADE RELATIVA

Valor Indicado no Instrumento Calibrado (%UR)	Valor Convencional (%UR)	Erro (%UR)	Incerteza (± %UR)	k
48,10	44,00	4,10	4,0	2,04
77,43	74,82	2,61	4,0	2,04

Temperatura de Referência: 20 °C

TEMPERATURA - SENSOR IN

Valor Indicado no Instrumento Calibrado (°C)	Valor Convencional (°C)	Erro (°C)	Incerteza (± °C)	k
10,02	9,80	0,22	1,2	2,06
30,30	30,05	0,25	1,2	2,06
40,72	40,27	0,45	1,2	2,06

Notas

- Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela Cgcre que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida (ou ao Sistema Internacional de Unidades – SI).
- A incerteza expandida relatada é baseada em uma incerteza padrão combinada e multiplicada pelos fatores de abrangência "k" informados nas tabelas, para um nível de confiança de aproximadamente 95%. A incerteza padrão foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.
- Os serviços de calibração são realizados e controlados pela INSTRUTHERM-Instrumentos de Medição Ltda. O presente certificado somente pode ser reproduzido na sua forma e conteúdo integrais e sem alterações. Não pode ser utilizado para fins promocionais.
- Os resultados acima apresentados referem-se exclusivamente ao item calibrado e às condições supra mencionadas.

Data de emissão do certificado: 12/06/2023

LABORATÓRIO DE CALIBRAÇÃO INSTRUTHERM
Cristiano José Mollica
Signatário Autorizado

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP04

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subseqüentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100

N° série: 1110/15

Incerteza de medição: $0,03^\circ\text{C}$

Rastreabilidade: ECIL 10532/21

Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,79	1,12	0,24	1,69	14858
0,03	0,87	0,84	0,24	1,69	25512
10,01	10,45	0,45	0,24	1,69	8856
19,97	20,15	0,18	0,25	1,69	4374
30,05	30,08	0,03	0,24	1,69	28206
40,06	39,72	-0,34	0,25	1,69	3502
50,02	49,32	-0,70	0,24	1,69	14582

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP03

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subseqüentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100 N° série: 1110/15
Incerteza de medição: 0,03 °C Rastreabilidade: ECIL 10532/21
Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,10	1,81	0,24	1,69	8894
0,03	1,19	1,16	0,24	1,69	29011
10,01	10,79	0,79	0,24	1,69	7146
19,97	20,43	0,46	0,25	1,69	6253
30,05	30,34	0,29	0,24	1,69	27861
40,06	39,93	-0,13	0,25	1,69	3662
50,02	49,63	-0,39	0,24	1,69	14614

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP02

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subsequentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100 N° série: 1110/15
Incerteza de medição: $0,03^\circ\text{C}$ Rastreabilidade: ECIL 10532/21
Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,69	1,22	0,26	1,69	1974
0,03	0,87	0,84	0,25	1,69	4914
10,01	10,65	0,64	0,26	1,69	1193
19,97	20,18	0,21	0,26	1,69	1825
30,05	30,05	0,00	0,24	1,69	20555
40,06	39,76	-0,30	0,26	1,69	1459
50,02	49,57	-0,45	0,24	1,69	9298

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP01

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subsequentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100

N° série: 1110/15

Incerteza de medição: 0,03 °C

Rastreabilidade: ECIL 10532/21

Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,41	1,50	0,26	1,69	1693
0,03	1,16	1,13	0,25	1,69	3934
10,01	10,92	0,91	0,26	1,69	1153
19,97	20,52	0,54	0,26	1,69	1511
30,05	30,39	0,34	0,24	1,69	16464
40,06	40,06	0,01	0,26	1,69	1728
50,02	49,81	-0,21	0,24	1,69	8298



Documento assinado digitalmente
 NATHAN FUNCHAL DE REZENDE
 Data: 24/01/2023 17:44:40-0300
 Verifique em <https://verificador.iti.br>

Executor da calibração
 Nathan Funchal de Rezende

Coordenador e signatário autorizado
 Prof. Matheus Pereira Porto

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO

Número 628/19	Data de emissão 09/07/19	Data da calibração 09/07/19	Página 1/2
------------------	-----------------------------	--------------------------------	---------------

Dados do cliente	
Requerente: Luiz Machado Cnpq	Protocolo
Endereço: Rua Professor Emanuel Cassanta, 262, 101 - Ouro Preto - Belo Horizonte-MG - 31310-590	159

Dados do item calibrado	
Descrição: Paquímetro Analógico	Data de recebimento: 05/07/19
Fabricante: Mitutoyo	Modelo: 530-104B-10
Faixa de indicação: 0 - 150 mm	No. série: 17813068
Identificação: PAQUÍMETRO 0.05	Valor de uma divisão: 0,05 mm
Situação do item calibrado: Em bom estado de conservação.	

Sistema de medição padrão
Desempeno de granito, Mitutoyo, identificação LM-017, calibrado em 03/03/15, conforme certificado de calibração n.º 257/15 emitido pelo Laboratório de Metrologia - SENAI- MG. Válido até mar/2020.
Jogo de blocos padrão, Mitutoyo, identificação LM-024, calibrado em 16/01/17, conforme certificado de calibração n.º 00062/17 emitido pelo Mitutoyo. Válido até jan/2021.
Padrão Escalonado 300 mm, Mitutoyo, identificação LM-080, calibrado em 27/10/16, conforme certificado de calibração n.º 1189/16 emitido pelo Laboratório de Metrologia - SENAI- MG. Válido até out/2020.

Procedimento de calibração
As medidas externas são realizadas no centro dos sensores de medição. A medida interna é realizada na parte central dos sensores de medição. O paralelismo dos sensores externos é obtido através da diferença entre medições superior e inferior. O paralelismo dos sensores internos é obtido através da diferença entre as medições superior e inferior. As medidas do ressalto e da profundidade são realizadas utilizando bloco padrão retangular e desempenho. Procedimento P-31 rev. 7, baseado na norma JIS B 7507. Calibração realizada nas instalações permanentes.

Condições ambientais
Temperatura de $(20,0 \pm 1,0)$ °C e Umidade relativa máxima de 70%.

Incerteza de medição
A Incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência "k", o qual para uma distribuição "t" com "veff" graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

Aprovado por:

Ycáro Yule Barbosa de Jesus - Signatário Autorizado

Notas:

Este certificado atende aos requisitos de acreditação da CGCRE, que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida;

Esta calibração não isenta o instrumento do controle metrológico estabelecido na regulamentação metrológica, no caso de instrumento regulamentado;

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido a calibração nas condições especificadas não sendo extensivo a quaisquer lotes;

A reprodução deste certificado só poderá ser total e dependente da aprovação por escrito do laboratório emitente

Conversão no SI - 1 polegada = 25,4 mm.

