



# ARMAZENAMENTO DE HIDROGÉNIO NO ESTADO LÍQUIDO

**BEATRIZ DE CASTRO COUTINHO**

novembro de 2023

# ARMAZENAMENTO DE HIDROGÉNIO NO ESTADO LÍQUIDO

Beatriz de Castro Coutinho

**2023**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

# ARMAZENAMENTO DE HIDROGÉNIO NO ESTADO LÍQUIDO

Beatriz de Castro Coutinho

1180492

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do professor Doutor Leonardo José da Silva Ribeiro.

**2023**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

## AGRADECIMENTOS

A realização desta dissertação foi uma trajetória longa, marcada por inúmeros desafios, incertezas e alegrias, mas apesar de todos os percalços sinto-me realizada com o trabalho desenvolvido. Alcançar esta etapa não teria sido possível sem o apoio, carinho e motivação por parte das pessoas que me são mais próximas e, por isso, aproveito esta oportunidade para agradecer a todas elas, a quem dedico esta dissertação.

Especialmente ao meu orientador, professor Doutor Leonardo Ribeiro, agradeço toda a confiança que me depositou e, agradeço ainda, a sua orientação exemplar, marcada por um elevado rigor e empenho. Obrigada por toda a dedicação e tempo disponibilizado para que se obtivessem os melhores resultados possíveis.

Aos meus pais, os meus maiores pilares, que dedicaram a vida à educação dos filhos. Espero retribuir em dobro tudo aquilo que já me deram. Obrigada por todo amor, carinho, apoio e compreensão mesmo nos momentos de maior dificuldade.

Ao meu irmão, por ser meu irmão, e por todo o carinho e preocupação. Obrigada por dares sempre a camisola por mim.

Aos meus amigos, por todo o apoio e motivação, e por estarem presentes em todos os momentos, bons ou maus, tornando toda esta jornada muito mais leve. Obrigada pela vossa amizade.

À Margarida Ribeiro, a amiga que está sempre presente, por todos os momentos em que me fez seguir em frente e ultrapassar todas as adversidades. Obrigada por me fazeres acreditar em mim.

À Beatriz Cunha, minha amiga desde que me lembro. Agradeço as longas conversas, apoio e preocupação, assim como por toda a motivação mesmo não sendo a sua área a de interesse. Obrigada por fazeres de mim quem sou.

À Anabela Ribeiro pelos seus conselhos, partilhas de experiência e, ainda, pela leitura das versões preliminares da tese, colaborando para o seu aperfeiçoamento, estou também especialmente grata.

página propositadamente em branco

## RESUMO

O objetivo desta dissertação é estudar o método de armazenamento de hidrogénio no estado líquido, procurando a melhor solução para o seu armazenamento, e posterior dimensionamento do sistema de refrigeração correspondente, a partir do cálculo dos ganhos térmicos do tanque de armazenamento. Para estudar a possibilidade de utilização deste método, é usado um modelo matemático que possibilita calcular os ganhos térmicos do tanque e que permite o dimensionamento do sistema de refrigeração a integrar.

Com esse intuito, é feita uma pesquisa bibliográfica para efeito de enquadramento do tema em estudo e uma descrição dos modelos matemáticos utilizados. Nesta pesquisa são abordados os temas que se consideram fundamentais, designadamente: características e aspetos de segurança do hidrogénio, armazenamento e produção de hidrogénio, armazenamento e produção de hidrogénio líquido, reservatórios utilizados para este armazenamento – onde se consideram várias geometrias utilizadas bem como vários materiais adequados para a construção dos reservatórios. Para terminar realiza-se um estudo sobre os fluidos frigorigéneos adequados para uso criogénico.

Após a obtenção de resultados é possível concluir que a geometria esférica apresenta o menor valor de ganho térmico – aproximadamente 6,53W. Esse valor é cerca de 1,7 vezes inferior quando comparado com as geometrias cilíndricas. O material do isolamento considerado para a obtenção destes valores foi a espuma de poliuretano 10-2.

O sistema de refrigeração selecionado apresenta um COP de 2,9 e uma razão de compressão de 3. A partir dos diferentes estudos realizados concluiu-se que: a realização do sobreaquecimento e subarrefecimento do R-702p permite obter uma melhor eficiência de compressão. O aumento da temperatura de condensação é traduzido numa diminuição do COP e num aumento do caudal mássico. Concluiu-se ainda que a melhor alternativa à utilização do R-134a será o R-1234yf e relativamente ao valor obtido para o consumo energético mensal, por unidade de massa de hidrogénio, este valor corresponde a menos de 1% da energia armazenada nos tanques.

### PALAVRAS-CHAVE

Hidrogénio; armazenamento; líquido; ganho térmico.

página propositadamente em branco

## ABSTRACT

The aim of this dissertation is to study the method of storing hydrogen in a liquid state, looking for the best solution for storing it and then sizing the corresponding cooling system, based on the calculation of the thermal gains of the storage tank. In order to study the possibility of using this method, a mathematical model is used to estimate the thermal gains of the tank and allows the sizing of the cooling system which is to be used.

To this end, a bibliographical survey was carried out to provide a framework for the subject under study and a description of the mathematical models used. This research covers the topics that are considered fundamental, namely: the characteristics and safety aspects of hydrogen, the storage and production of hydrogen, the storage and production of liquid hydrogen, the tanks used for this storage – where various geometries are considered, as well as various materials suitable for the construction of the tanks. Finally, a study is carried out on the refrigerants suitable for cryogenic use.

After obtaining the results, it can be concluded that the spherical geometry has the lowest thermal gain value – around 6,53W. This value is 1,7 times lower when compared with the cylindrical geometries. The insulation material used to obtain these values was 10-2 polyurethane foam.

The selected refrigeration system has a COP of 2,9 and a compression ratio of 3. From the various studies carried out, it was concluded that: superheating and subcooling the R-702p enables better compression efficiency to be obtained. The increase in condensation temperature results in a decrease in COP and an increase in mass flow. It is also considered that the best alternative to using R-134a is R-1234yf and as for the value obtained for monthly energy consumption per unit mass of hydrogen, this corresponds to less than 1% of the energy stored in the tanks.

## KEYWORDS

Hydrogen; storage; liquid; thermal gain.

página propositadamente em branco

# ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABELAS .....	XI
LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS.....	XV
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Objetivos .....	2
1.3. Metodologia do relatório .....	2
1.4. Estrutura.....	2
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1. Características do hidrogénio.....	5
2.2. Aspetos de segurança.....	6
2.3. Métodos de armazenamento.....	8
2.3.1. Estado gasoso.....	9
2.3.2. Estado líquido.....	11
2.3.3. Nanofibras de carbono.....	12
2.3.4. Hidretos metálicos .....	13
2.4. Ganhos térmicos do tanque .....	15
2.5. Materiais para a construção do tanque .....	20
2.5.1. Parede interna.....	21
2.5.2. Isolamento .....	23
2.6. Sistema de refrigeração.....	24
2.6.1. Princípio de funcionamento.....	24
2.6.2. Dimensionamento do sistema de refrigeração.....	26
2.6.3. Fluidos frigorigéneos.....	27
3. MÉTODOS E APLICAÇÃO PARA O DIMENSIONAMENTO DO TANQUE .....	33
3.1. Método de cálculo.....	33
3.1.1. Parâmetros dimensionais dos tanques .....	33
3.1.2. Cálculo das cargas térmicas .....	35
3.1.3. Cálculo da temperatura da parede interna.....	39
3.1.4. Determinação da espessura do isolamento.....	41
3.2. Resultados das diferentes configurações.....	43
3.2.1. Configuração cilíndrica orientada horizontalmente .....	43
3.2.2. Configuração esférica.....	44
3.3. Análise de resultados do dimensionamento térmico .....	44
3.3.1. Comparação entre as diferentes geometrias/disposições .....	45
3.3.2. Evolução das temperaturas ao longo das paredes .....	45
3.3.3. Taxas de evaporação para as diferentes geometrias.....	47

4. MÉTODOS E APLICAÇÃO PARA O DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .....	49
4.1. Método de cálculo.....	49
4.1.1. Condições de projeto .....	49
4.1.2. Escolha dos fluidos frigorigéneos.....	50
4.2. Características do ciclo de refrigeração .....	52
4.2.1. 1º subciclo: R-702p .....	52
4.2.2. 2º Subciclo: R-728 .....	54
4.2.3. 3º Subciclo: R-50 .....	55
4.2.4. 4ºSubciclo: R-170 .....	57
4.2.5. 5ºSubciclo: R-134a .....	58
4.3. Análise de resultados sistema de refrigeração .....	59
4.3.1. Ciclo de refrigeração .....	59
4.3.2. Influência da geometria/orientação do tanque nas características do sistema de refrigeração. ....	60
4.3.3. Influência do sobreaquecimento e subarrefecimento nas características do ciclo de refrigeração .....	61
4.3.4. Influência da temperatura de condensação sobre as características do ciclo .....	64
4.3.5. Comparação do desempenho do R-134acom as suas alternativas .....	66
4.3.6. Análise financeira.....	67
5. CONCLUSÃO .....	69
5.1. Conclusões finais .....	69
5.2. Limitações e trabalhos futuros.....	70
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	71
APÊNDICE A – Resultados obtidos para as diferentes configurações.....	77
APÊNDICE B - Propriedades dos pontos R-702p (sobreaquecido).....	79
APÊNDICE C – Propriedades dos pontos R-728.....	80
APÊNDICE D – Propriedades dos pontos R-50 .....	81
APÊNDICE E – Propriedades dos pontos R-170.....	82
APÊNDICE F – Propriedades dos pontos R-134A.....	83
APÊNDICE G – Propriedades dos pontos para estudo do efeito do sobreaquecimento e subarrefecimento.....	84
APÊNDICE H – Propriedades dos pontos para os diferentes patamares de condensação .....	85
APÊNDICE I – Propriedades dos pontos para as alternativas ao R-134a e respetivos gráficos de pressão entalpia .....	86
ANEXO A – Condutibilidade térmica da baquelite .....	97
ANEXO B – Propriedades termofísicas do hidrogénio.....	100

---

ANEXO C – Propriedades do aço inoxidável 4301 Cr-Ni.....	102
--	-----

página propositadamente em branco

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Comparação entre GED e VED para o hidrogénio e outros combustíveis [6].	6
Figura 2 - Armazenamento de hidrogénio comprimido (adaptado de [5]).	10
Figura 3 - Estrutura dos tanques em investigação (adaptado de [5]).	12
Figura 4 - Representação esquemática das nanofibras gráficas [12].	13
Figura 5 – Cortes representativos das possíveis configurações dos tanques de armazenamento..	15
Figura 6 - Corte transversal da parede do tanque.	16
Figura 7 - Esquema de resistências representativo do tanque.	16
Figura 8 - Esquema de resistências representativo do tanque considerando as simplificações aplicadas.	17
Figura 9 - Taxa de transferência de calor local [23].	19
Figura 10 - Principais diferenças entre o ciclo de compressão a vapor ideal e real [35].	24
Figura 11 - Ciclo de compressão a vapor com dois estágios [37].	25
Figura 12 - Ganhos térmicos das diferentes configurações.	45
Figura 13 - Evolução da temperatura ao longo da parede do tanque.	46
Figura 14 - Gráfico da dependência do ponto de orvalho com a temperatura do ar para vários níveis de humidade relativa (adaptado de [58]).	47
Figura 15 - Constituição de um subciclo com dois estágios de compressão [61].	50
Figura 16 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-702p sobreaquecido (adaptado de [62]).	52
Figura 17 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-728p (adaptado de [62]).	54
Figura 18 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-50 (adaptado de [62]).	55
Figura 19 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-170 (adaptado de [62]).	57
Figura 20 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-134a (adaptado de [62]).	58
Figura 21 - Influência dos ganhos térmicos na potência de compressão.	60
Figura 22 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-702p normal (adaptado de [62]).	61
Figura 23 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-702p sobreaquecido e subarrefecido (adaptado de [62]).	62
Figura 24 - Influência das propriedades dos pontos na entrada e saída do evaporador e condensador no caudal mássico de frigoriféneo.	62
Figura 25 - Influência das propriedades dos pontos na entrada e saída do evaporador e condensador no COP do ciclo.	63
Figura 26 - Diagrama pressão entalpia relativo ao R-134a para vários patamares de condensação (adaptado de [62]).	64
Figura 27 - Influência da temperatura de condensação no caudal mássico de frigoriféneo.	65
Figura 28 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo de refrigeração.	65
Figura 29 - Razão de compressão média do R-134a e das suas alternativas.	66
Figura 30 - COP do ciclo do R-134a e das suas alternativas.	66

página propositadamente em branco

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades Hidrogénio associadas a questões de segurança [5].	7
Tabela 2 – Vantagens e desvantagens dos diferentes grupos de materiais (adaptado de [25]).	22
Tabela 3 - Classificação de segurança e GWP do R-134a e as suas alternativas [51].	31
Tabela 4 - Dimensões dos reservatórios.	34
Tabela 5 - Propriedades do ar exterior.	36
Tabela 6 - Parâmetros adimensionais para o cálculo da $R_{conve}$ do cilindro vertical.	38
Tabela 7 - Números de Nusset para cálculo da $R_{conve}$ do cilindro vertical.	38
Tabela 8 - Coeficientes de convecção externa obtidos para a disposição vertical.	38
Tabela 9 - Resistências de convecção externa obtidas para a disposição vertical.	38
Tabela 10 - Valor do ganho térmico para o cilindro vertical.	39
Tabela 11 - Parâmetros adimensionais para o cálculo da $R_{convi}$ do cilindro vertical.	39
Tabela 12 - Propriedades termofísicas do hidrogénio líquido a 22K e 3bar.	40
Tabela 13 - Valores obtidos para o número de Nusset para a disposição vertical para o interior.	40
Tabela 14 - Condições possíveis para as superfícies dos reservatórios.	40
Tabela 15 - Coeficientes de convecção interna obtidos para a disposição vertical.	40
Tabela 16 – Resistências de convecção externa obtidas para a disposição vertical.	41
Tabela 17 - Condutibilidade térmica dos diferentes materiais que constituem o tanque.	42
Tabela 18 - Resistências de condução para a orientação vertical.	42
Tabela 19 - Resistências de condução nas paredes interna e externa para a orientação vertical.	43
Tabela 20- Espessuras de isolamento obtidas para a orientação vertical.	43
Tabela 21 - Resultados para a configuração cilíndrica orientada horizontalmente.	44
Tabela 22 - Resultados para a configuração esférica.	44
Tabela 23 - Taxas de evaporação para as diferentes configurações.	47
Tabela 24 - Massa de hidrogénio evaporada numa semana.	48
Tabela 25 - Comparação entre a energia armazenada nos tanques e a evaporada semanalmente.	48
Tabela 26 - Definição dos patamares dos diferentes subciclos.	51
Tabela 27 - Parâmetros que definem o subciclo do R-702p.	53
Tabela 28 - Parâmetros que definem o subciclo do R-728p.	55
Tabela 29 - Parâmetros que definem o subciclo do R-50p.	56
Tabela 30 - Parâmetros que definem o subciclo do R-170p.	57
Tabela 31 - Parâmetros que definem o subciclo do R-134a.	58
Tabela 32 - Características do ciclo de refrigeração selecionado.	59
Tabela 33 - Influência dos ganhos térmicos no caudal mássico de frigorigéneo para o ciclo selecionado.	60
Tabela 34 - Características do R-134a e suas alternativas.	67
Tabela 35 - Energia armazenada no hidrogénio.	68
Tabela 36 - Trabalho específico de compressão para as três configurações.	68
Tabela 37 - Resultados obtidos para a configuração cilíndrica orientada horizontalmente.	77
Tabela 38 - Resultados obtidos para a configuração esférica.	78
Tabela 39 - Propriedades dos pontos R-702p (sobreaquecido).	79
Tabela 40 - Propriedades dos pontos R-728.	80

---

Tabela 41 - Propriedades dos pontos R-50. ....	81
Tabela 42 - Propriedades dos pontos R-170. ....	82
Tabela 43 - Propriedades dos pontos R-134a. ....	83
Tabela 44 - Propriedades dos pontos R-702p (normal). ....	84
Tabela 45 - Propriedades dos pontos R-702p (sobreaquecido e subarrefecido).....	84
Tabela 46 - Propriedades dos novos pontos R-134a com patamar de condensação a 20°C.....	85
Tabela 47 - Propriedades dos novos pontos R-134a com patamar de condensação a 45°C.....	85
Tabela 48 - Propriedades dos novos pontos R-134a com patamar de condensação a 55°C.....	85
Tabela 49 - Propriedades dos pontos R-290. ....	86
Tabela 50 - Propriedades dos pontos R-600a. ....	86
Tabela 51 - Propriedades dos pontos R-404A. ....	87
Tabela 52 - Propriedades dos pontos R-407C. ....	87
Tabela 53 - Propriedades dos pontos R-410A. ....	87
Tabela 54 - Propriedades dos pontos R-152a. ....	88
Tabela 55 - Propriedades dos pontos R-1234yf. ....	88

página propositadamente em branco



## LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS

### Lista de Siglas

ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
CET	Coefficiente de expansão térmica
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
COP	Coefficiente de desempenho
GED	Densidade de energia gravimétrica
GWP	Potencial de aquecimento global
H <sub>2</sub>	Hidrogénio no estado gasoso
LH <sub>2</sub>	Hidrogénio no estado líquido
M	Liga metálica
MH <sub>2</sub>	Hidretos metálicos
MgH <sub>2</sub>	Hidreto de magnésio
MWNT	Nanotubos e carbono com múltiplas paredes
ODP	Potencial de destruição do ozono
PTN	Condições normais de pressão e temperatura
SWNT	Nanotubos de carbono de parede singular
VED	Densidade de energia volumétrica

### Lista de Símbolos

$A$	Área da base do apoio	$m^2$
$C_p$	Calor específico a pressão constante	$J/(kg \cdot K)$
$D$	Diâmetro do tanque	$m$
$E$	Energia armazenada no hidrogénio	$J$
$e$	Comprimento do apoio	$m$
$g$	Aceleração gravítica	$m/s^2$
$h_i$	Entalpia nos diferentes pontos do sistema de refrigeração	$J/kg$
$\bar{h}$	Coefficiente de convecção médio	$J/kg$
$k$	Condutibilidade térmica	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$L$	Comprimento/altura tanque	$m$
$M_w$	Massa molar	$g/mol$
$m$	Massa de hidrogénio	$kg$
$\dot{m}$	Caudal mássico de fluido frigoriférico	$kg \cdot s^{-1}$
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$P$	Pressão	$MPa$
$PCI$	Poder calorífico superior	$J/kg$

$P_n$	Pressão no patamar n	$MPa$
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$Q_{Cond}$	Potência do condensador	$W$
$Q_{evap}$	Potência do evaporador	$W$
$Q$	Ganho térmico tanque	$W$
$r$	Raio do tanque	$m$
$Ra$	Número de Rayleigh	[-]
$R_{apoi}$	Resistência de condução associada ao apoio estrutural	$K \cdot W^{-1}$
$R_{conve}$	Resistência de convecção externa	$K \cdot W^{-1}$
$R_{convi}$	Resistência de convecção interna	$K \cdot W^{-1}$
$R_{equi}$	Resistência equivalente total	$K \cdot W^{-1}$
$R_{conde}$	Resistência de condução associada à parede externa	$K \cdot W^{-1}$
$R_{condi}$	Resistência de condução associada à parede interna	$K \cdot W^{-1}$
$R_{iso}$	Resistência de condução associada ao isolamento	$K \cdot W^{-1}$
$T_1$	Temperatura da face da parede interna em contacto com o hidrogénio	$K$
$T_2$	Temperatura da face do apoio estrutural ou isolamento em contacto com a parede interna	$K$
$T_3$	Temperatura da face do apoio estrutural ou isolamento em contacto com a parede externa	$K$
$T_4$	Temperatura da face da parede externa em contacto com o ar exterior	$K$
$T_{ext}$	Temperatura do ar exterior	$K$
$T_{Filme}$	Temperatura de filme	$K$
$T_{LH2}$	Temperatura do hidrogénio no interior do tanque	$K$
$V$	Volume do reservatório	$m^3$
$\eta_{AP}$	Rendimento do compressor de alta pressão	%
$\eta_{BP}$	Rendimento do compressor de baixa pressão	%
$W_{compressão}$	Potência de compressão específica	$W/kg_{H2}$
$W_{comp AP}$	Trabalho no compressor de alta pressão	$W$
$W_{comp MP}$	Trabalho no compressor de média pressão	$W$
$W_{comp BP}$	Trabalho no compressor de baixa pressão	$W$
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica	$T^{-1}$
$\Delta P$	Perda de carga	$Pa$
$\Delta h$	Entalpia de vaporização do hidrogénio	$J/mol$
$\mu$	Viscosidade dinâmica	$kg/(m \cdot s)$
$\nu$	Viscosidade cinemática	$m^2/s$
$\rho$	Massa volúmica	$kg/m^3$

página propositadamente em branco



# 1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo é feito um enquadramento sobre o tema a abordar nesta dissertação. São ainda definidos os objetivos a alcançar, bem como a metodologia utilizada no desenvolvimento do trabalho. Por fim, é feita uma descrição breve dos diversos assuntos abordados.

## 1.1. Enquadramento

A utilização de alternativas aos combustíveis fósseis é uma das maiores preocupações da sociedade atual e, conseqüentemente, um dos temas mais estudados no setor energético. Na realidade, os combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás natural), que são as fontes de energia mais utilizadas no mundo, representando 80% da produção total de energia, não são renováveis, o que levará a que a sua utilização, mais cedo ou mais tarde, se torne inoportuna, principalmente devido à especulação em termos de preços e à dificuldade da sua extração [1, 2, 3].

Por outro lado, o estudo das energias alternativas que irão integrar os futuros sistemas energéticos é fundamental para a descarbonização do planeta. A sua principal finalidade é a contribuição para a redução das emissões de gases com efeito de estufa e o estabelecimento de um futuro sem emissões de carbono. Esta temática tem causado uma preocupação crescente na sociedade, principalmente devido às alterações climáticas provocadas pela utilização de combustíveis fósseis. Atualmente as questões ambientais estão no topo das agendas dos principais líderes mundiais[1, 2].

Nos estudos de energias alternativas o hidrogénio surge como um vetor energético de relevância crescente no âmbito de um futuro energeticamente sustentável, dado que é considerado uma energia limpa [4].

Algumas das razões que sustentam esta tese são as seguintes [5]:

- A origem mais limpa e abundante do hidrogénio é a água. No entanto, o hidrogénio pode ser produzido a partir de várias fontes e ser completamente renovado;
- Tem a vantagem de poder ser armazenado nos três estados – sólido, líquido e gasoso, bem como a possibilidade de ser armazenado em alguns produtos químicos ou substâncias;
- Pode ser transportado e armazenado de forma segura - como qualquer outro combustível em utilização, ainda que suscite algumas preocupações devido às suas características consideravelmente distintas das dos combustíveis comumente utilizados.

A melhor alternativa de baixa poluição para a produção de energia a partir do hidrogénio é um processo que envolve a eletrólise da água. De facto, o hidrogénio não só é uma energia limpa, como a sua produção pode ser isenta de poluentes, caso seja produzida a partir de um destes três métodos [1, 5].

- Através de eletrólise – mas utilizando apenas eletricidade que derive de energia nuclear, ou fontes renováveis de energia;

- Através da reforma a vapor dos combustíveis fósseis – auxiliados por novas tecnologias para capturar e armazenar o carbono;
- Através de métodos termoquímicos ou biológicos - estas técnicas baseiam-se na utilização de biomassa com elevada capacidade de renovação.

Prevê-se que o hidrogénio tenha potencial para fornecer energia a todos os setores da economia: indústria, residências, transportes e aplicações móveis. Considera-se ainda a possibilidade do hidrogénio vir a ser utilizado em automóveis, bem como de poder fornecer uma solução atrativa para lugares impedidos de ter acesso à eletricidade através da rede [5].

## 1.2. Objetivos

O presente trabalho foca-se no estudo do armazenamento de hidrogénio no estado líquido e determinação dos ganhos térmicos correspondentes, para posterior dimensionamento do sistema de refrigeração integrado no tanque. A necessidade de utilização de um sistema de refrigeração será melhor compreendida com o decorrer da pesquisa bibliográfica. O manuseamento e transporte do hidrogénio requer tecnologias avançadas e uma série de regras para que os riscos e a perda de hidrogénio sejam minimizados. Será necessário testar a viabilidade da sua utilização usando um modelo matemático que descreva os ganhos térmicos do tanque, com a finalidade de dimensionar o sistema de refrigeração por compressão.

Por forma a cumprir os objetivos propostos é necessário o desenvolvimento de uma pesquisa bibliográfica sobre o tema. Esta pesquisa inicia-se com as principais características do hidrogénio e os aspetos de segurança associados ao seu armazenamento. De seguida, é realizado um estudo sobre os métodos de armazenamento mais utilizados. Consequentemente, é necessária a realização de um estudo sobre os possíveis materiais a utilizar na construção dos tanques. É ainda desenvolvida a descrição do modelo matemático que será utilizado para dimensionar os ganhos térmicos do tanque e o dimensionamento do seu sistema de refrigeração. Para que se determine o sistema de refrigeração apropriado termina-se esta pesquisa com um estudo dos frigoríficos que se adequam a este tipo de aplicação.

## 1.3. Metodologia do relatório

Nesta dissertação adota-se uma metodologia que se baseia primeiramente no desenvolvimento de uma pesquisa bibliográfica sobre o tema abordado, para que se pudesse fundamentar o problema em questão. De seguida desenvolveu-se um modelo matemático que permite estudar o problema associado ao armazenamento do hidrogénio e conferir qual a solução mais vantajosa. Para terminar, os resultados obtidos são analisados para que determine a viabilidade da aplicação deste tipo de sistema.

## 1.4. Estrutura

Este relatório subdivide-se em cinco capítulos principais. O primeiro é a Introdução, em que se faz um enquadramento do tema, a definição dos objetivos a atingir e ainda a descrição da metodologia adotada no trabalho. No capítulo subsequente é elaborada a revisão bibliográfica, onde se abordam todos os temas previamente definidos nos objetivos do trabalho.

Nos capítulos que se seguem, referentes aos métodos e aplicação e análise de resultados, explicita-se o método utilizado para aplicação do modelo matemático, bem como todas as condições de cálculo e, ainda se apresentam os resultados obtidos para posterior análise. No último capítulo, a Conclusão, é efetuada uma análise crítica do trabalho desenvolvido e uma antevisão dos trabalhos a realizar futuramente.



## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Ao longo deste capítulo é efetuado um enquadramento teórico que servirá como base para o desenvolvimento da dissertação. Inicialmente, nos dois primeiros subcapítulos, é efetuada uma descrição das características do hidrogénio, bem como dos principais aspetos de segurança a ter em consideração para uma melhor compreensão do tema. De seguida, é efetuada uma descrição dos métodos de armazenamento de hidrogénio mais utilizados para que se possa efetuar a comparação destes métodos com o adotado. No subcapítulo seguinte é descrito o método para o cálculo dos ganhos térmicos, explicitando todas as equações que o constituem. Posteriormente, é feito um estudo dos materiais adequados para a construção do tanque de armazenamento do hidrogénio e, por fim, o método de dimensionamento do sistema de refrigeração a utilizar, acompanhado de um estudo de quais os frigoríficos adequados para este tipo de sistema de refrigeração.

### 2.1. Características do hidrogénio

O hidrogénio na sua forma monoatômica é, de longe, o elemento mais abundante no universo. Tem um número atômico 1 e é representado pelo símbolo H. É a substância mais simples que se conhece (sendo constituído por um próton, um eletrão e não apresenta nenhum neutrão- isótopo mais comum), não é tóxico e não tem cor, cheiro ou sabor [6].

Uma vez que esta molécula tem uma grande capacidade de armazenar energia, desperta interesse de estudo, dado que existe uma possibilidade de utilização deste elemento como fonte elétrica e térmica. É também relevante o facto de se tratar de uma forma de energia renovável. A sua atratividade baseia-se no facto de ser um combustível limpo e eletricamente eficiente [7, 8].

É descrito genericamente como o combustível ideal, considerando três critérios importantes: é inesgotável, limpo e permite aos países obter independência energética [8].

Com um peso atômico padrão de 1,008 ua, o hidrogénio é o elemento mais leve da tabela periódica. Em condições ambientais de referência (temperatura e pressão de 20 °C e 1 atm, respetivamente), as moléculas de hidrogénio são muito pequenas e leves, especificamente cerca de 14 vezes mais leves que o ar [9]. Além disso, é um elemento que possui alta difusibilidade e é extremamente inflamável, podendo ser queimado com o oxigénio para libertar grandes quantidades de energia, maiores do que a libertada por muitos combustíveis comuns [5, 9].

O foco principal deste trabalho é o estudo do armazenamento de hidrogénio líquido. O seu armazenamento a partir deste método tem a principal vantagem de ocupar 700 vezes menos espaço do que ocuparia no estado gasoso, tornando-se mais fácil de armazenar e transportar. Para esse efeito, torna-se essencial analisar as propriedades do hidrogénio líquido. Em condições normais, o hidrogénio liquefaz-se a 22 K, o que significa que será necessário estudar sistemas de refrigeração adaptados a este tipo de aplicações, ou seja, a temperaturas extremamente baixas [2, 7].

Comparado com qualquer outro combustível, o hidrogénio possui a maior energia por unidade de massa, cerca de  $141,9 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$ . Por comparação com o poder de combustão dos hidrocarbonetos, para a mesma massa, a energia libertada durante o processo de combustão de hidrogénio é de cerca de 3 a 6 vezes maior do que a grande maioria. Significa isto, que será necessária menos quantidade (em massa) deste elemento para produzir a mesma energia [1, 5, 10]. Por outro lado, o facto deste combustível ter muito menos energia por unidade de volume do que a maioria dos combustíveis pode ser explicado pela sua baixa massa volúmica. Desta forma, este será o combustível que ocupará mais espaço para produzir uma determinada quantidade de energia. No entanto, considerando a sua forma líquida, este valor aumenta consideravelmente - em torno de  $10,10 \text{ J}/\text{m}^3$  - mesmo assim, sem conseguir alcançar os valores registados para outros combustíveis comuns [1].

Na Figura 1 apresenta-se o GED e VED dos vários combustíveis que comprova que estes têm vantagem na energia por unidade de massa (GED) mas desvantagem na quantidade de energia por unidade de volume (VED) [6].

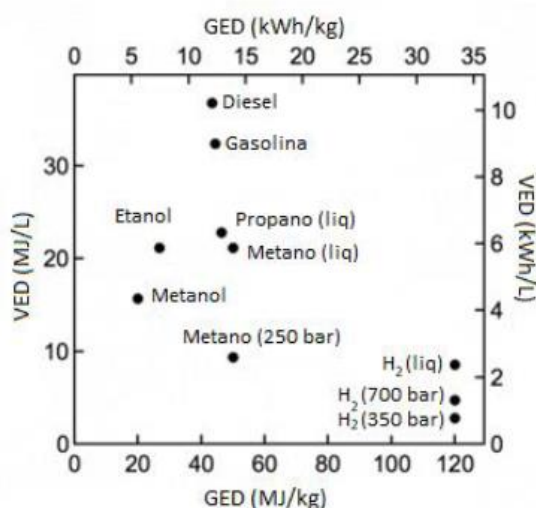


Figura 1 - Comparação entre GED e VED para o hidrogénio e outros combustíveis [6].

## 2.2. Aspetos de segurança

O hidrogénio tem uma má reputação devido ao histórico de acidentes graves que lhe estão associados, com implicações económicas e sociais preocupantes. No entanto, há mais de um século que é produzido, armazenado e utilizado de forma segura [8].

Atendendo a que o hidrogénio começará a desempenhar um papel crucial na satisfação das necessidades energéticas das sociedades desenvolvidas, é essencial minimizar os riscos de segurança relacionados com a sua utilização. Os perigos relacionados com o uso do hidrogénio podem ser categorizados em três grupos: físicos (fragilização e falhas), fisiológicos (asfixia, hipotermia, problemas respiratórios e queimaduras pelo frio) e químicos (combustão e explosão)[2].

Todos os combustíveis têm as suas particularidades e condições de segurança a ter em consideração aquando da sua utilização. No caso do hidrogénio há que considerar os seguintes aspetos:

- Queima com uma chama quase invisível, é inodoro e, por isso, são necessários detetores de chama especiais [9];
- Quando expostos ao hidrogénio alguns materiais tornam-se frágeis, pelo que a seleção dos materiais apropriados torna-se fundamental para o desenvolvimento de sistemas de hidrogénio seguros, tema que será explorado no próximo capítulo [9];
- Muitas vezes considera-se, erradamente, que o hidrogénio é menos seguro que os outros combustíveis. Vários tipos de testes feitos aos sistemas de armazenamento, tais como testes de fugas em tanques, testes de queda e simulações de fuga e acumulação em recintos fechados levam-nos a concluir o contrário. Importa aqui referir que a acumulação de hidrogénio em espaços fechados está regulada a nível europeu. Ou seja, desde que sejam seguidas as normas europeias, o armazenamento de hidrogénio apresenta níveis de risco inferiores aos dos demais combustíveis [9, 11];
- A alta energia contida no hidrogénio implica que a energia de explosão deste gás seja aproximadamente 2,5 vezes superior à dos hidrocarbonetos normais. Logo, para a mesma massa de gás, as explosões do hidrogénio são mais rápidas e destrutivas [10];
- A maior preocupação sobre a utilização de hidrogénio puro como fonte de combustível está relacionada com as colisões e o perigo de explosão. Para evitar este perigo poderão ser concebidos dispositivos de segurança para desligar a energia das baterias e cortar o fluxo de hidrogénio nestas situações [5].

Para se conceber um sistema seguro é necessário conhecer todas as propriedades físicas e químicas do combustível. Para uma melhor análise, são apresentadas as principais características do hidrogénio e de outros combustíveis, que permitem avaliar os aspetos de segurança - *Tabela 1*:

Tabela 1 - Propriedades Hidrogénio associadas a questões de segurança [5].

Propriedade	Combustível			
	Hidrogénio	Metano	Propano	Gasolina
Massa volúmica ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) <sup>[A]</sup>	0,084	0,652	2,01	4,40
Limite de ignição no ar (% volume) <sup>[A]</sup>	4-77	4,4-16,5	1,7-10,9	1-7,6
Temperatura autoignição (°C)	560	540	487	228-471
Energia mínima de ignição (MJ)	0,02	0,3	0,26	0,24
Limites de inflamação no ar (% volume)	18-59	6,3-14	1,1-1,3	1,1-1,3
Coefficiente de difusão no ar ( $\text{cm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ )	0,61	0,16	0,12	0,05
Calor específico a pressão constante ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	14,89	2,22	1,67	1,2

[A] Estas propriedades encontram-se em condições PTN

Ao analisar os limites de inflamabilidade do hidrogénio no ar, podemos considerá-lo mais perigoso do que outros combustíveis. Isso ocorre porque, ao contrário da maioria dos hidrocarbonetos, que se inflamam dentro de uma faixa limitada de concentração, o hidrogénio pode inflamar-se numa ampla faixa de concentrações. Em contrapartida, os limites mínimos dos diferentes combustíveis são muito semelhantes, tornando-os igualmente perigosos. O hidrogénio também tem uma energia de ignição mínima baixa, o que indica claramente que é facilmente inflamável. No entanto, as energias para os restantes combustíveis também são muito baixas e inferiores às encontradas na grande maioria dos casos práticos. Assim sendo, uma faísca provocaria a ignição de qualquer um dos combustíveis apresentados [12].

A temperatura de autoignição para o hidrogénio é, por outro lado, visivelmente mais elevada do que para os outros combustíveis, o que lhe confere vantagem no aspeto de segurança dado que a probabilidade de autoignição é mais baixa.

O hidrogénio tem o menor peso molecular, massa volúmica e viscosidade de todos os gases. Estas propriedades conferem ao hidrogénio uma taxa de fugas mais elevada do que todos os outros gases. As fugas de hidrogénio são 2,8 vezes mais rápidas do que as do metano e 3,3 vezes mais rápidas do que as do ar. No entanto, uma vez que ele se dissipa rapidamente quando libertado devido aos altos coeficientes de difusão, é improvável que os níveis de concentração necessários para ignição ou explosão sejam alcançados [5, 9, 12].

Assim, como o hidrogénio se eleva rapidamente no ar, a probabilidade de ocorrência de uma explosão em espaços bem arejados, ou ao ar livre, é reduzida [8].

Tendo em conta que, quanto mais alto o calor específico, mais lento o aumento da temperatura para um dado ganho térmico, valores elevados do calor específico tornam o combustível mais seguro, conferindo uma vantagem ao hidrogénio nesta área.

Outro aspeto a ter em consideração é que um incêndio alimentado por hidrogénio, irradia significativamente menos calor, do que quando alimentado pelos restantes hidrocarbonetos e, por isso, a probabilidade de ocorrer um incêndio secundário é mínima. No entanto, se ocorrer um incêndio, será mais difícil de conter, por ter uma chama mais quente e rápida [8].

Tudo considerado, deve ficar claro que o hidrogénio não é mais perigoso, do que outros combustíveis normalmente utilizados. Aliás, em muitos aspetos é bastante mais seguro [8].

### **2.3. Métodos de armazenamento**

Como referido anteriormente, um dos maiores problemas associados ao uso do hidrogénio como vetor energético de uso geral está associado ao seu armazenamento.

O problema surge devido à sua baixa densidade energética volumétrica - energia por metro cúbico. Como mencionado anteriormente, este apresenta alta energia específica, mas densidade energética muito baixa. Isso significa que para obter grandes quantidades de hidrogénio num espaço pequeno devem ser usadas pressões muito altas. Outro problema deste gás é a sua difícil liquefação. Deve ser arrefecido até cerca de 22 K e mesmo na forma líquida apresenta baixa massa volúmica, equivalente a 71 kg/m<sup>3</sup> [12].

A dificuldade em armazenar e transportar hidrogénio é o principal motivo que leva os consumidores de hidrogénio a terem as suas próprias instalações de produção. Este fator dificulta a sua comercialização. Desta forma, torna-se fundamental explorar e desenvolver novos métodos de armazenamento, estes métodos devem ser adequados ao tipo de aplicação que se pretende [12, 13].

Existem dois tipos de métodos para armazenamento de hidrogénio. O tipo de armazenamento é classificado de acordo com os processos a que o hidrogénio é submetido e distingue-se entre armazenamento físico e químico. No armazenamento físico, o hidrogénio pode ser armazenado através de compressão e liquefação. Já no armazenamento químico, método um pouco menos desenvolvido, convertem-se os materiais para que estes se liguem ou reajam com o hidrogénio [2].

Nenhum destes métodos está livre de problemas. Há que ter em consideração as vantagens e desvantagens do hidrogénio e a sua adaptabilidade a cada situação.

### **2.3.1. Estado gasoso**

Esse método de armazenamento é o mais simples e prático e tem a vantagem de não apresentar perdas significativas de energia com o passar do tempo. As principais questões associadas a este método são: o grande volume necessário para armazenar o gás, mesmo quando comprimido, a capacidade do recipiente de resistir ao impacto e o peso dos cilindros. Para poder armazenar hidrogénio no estado gasoso é necessário um tanque capaz de suportar a pressão de armazenamento e um compressor para trazer o gás à mesma pressão. Desta forma, este método é amplamente utilizado para pequenas quantidades de hidrogénio [5, 13].

Uma vez que, neste processo, até cerca de 20% do conteúdo energético do combustível é gasto para o comprimir, o preço torna-se um fator determinante na avaliação do seu desempenho [9].

Este método é o mais simples quando se consideram pequenos reservatórios onde se atingem pressões de cerca de 200 bar, normalmente utilizados em recipientes de cerca de 50 litros. No entanto, a sua densidade energética é demasiado baixa quando se procura a sua utilização como vetor energético, o que torna a utilização deste método muito menos eficiente, devido à limitada massa volúmica [9, 14].

O hidrogénio armazenado deste modo pode ser utilizado em estabelecimentos de investigação e ensino, na indústria ou mesmo em pequenos equipamentos com pequenas pilhas de células de combustível, em que as quantidades a utilizar são menores [12, 15].

Para a compressão do hidrogénio são utilizados compressores de múltiplos estágios. A sua compressão requer muito mais energia que a do gás natural, devido ao seu baixo peso molecular [15].

Foram desenvolvidas novas garrafas de materiais compósitos mais leves e capazes de suportar uma pressão de até 800 bar, o que significa que o hidrogénio pode atingir uma massa volúmica de  $36 \text{ kg/m}^3$ , aproximadamente metade da sua forma líquida no ponto de ebulição em condições PTN. São procuradas elevadas pressões de armazenamento, visto que a massa volúmica do hidrogénio armazenado depende maioritariamente deste fator [16].

Para pressões de armazenamento tão elevadas o peso dos reservatórios torna-se um problema. E, desta forma, o estudo dos materiais que constituem os tanques torna-se fundamental para que se arranjam materiais leves e que resistam a tais pressões de armazenamento. Procura-se ainda aumentar o tamanho dos reservatórios de alta pressão, o que ainda está em estudo devido a limitações de fabrico [2].

Ainda relativamente aos reservatórios de alta pressão, a utilização de pressões desta ordem de grandeza leva a um aumento da permeação do hidrogénio na parede e, por isso, a escolha dos materiais ainda se torna mais rigorosa [2].

A maioria dos tanques para armazenamento de hidrogénio são feitos de ligas de aço que resistem à fragilização por hidrogénio. Muitas vezes são feitos de alumínio e revestidos com fibra de carbono ou vidro, para rigidez e leveza. Tanques de materiais compósitos totalmente feitos de fibra de carbono e impregnados com resina também estão a ser investigados. Os revestimentos dos tanques são feitos de polímeros de alto peso molecular para diminuir a permeabilidade ao hidrogénio [5].

A Figura 2 mostra um exemplo de uma secção transversal de um tanque para armazenamento de hidrogénio comprimido.

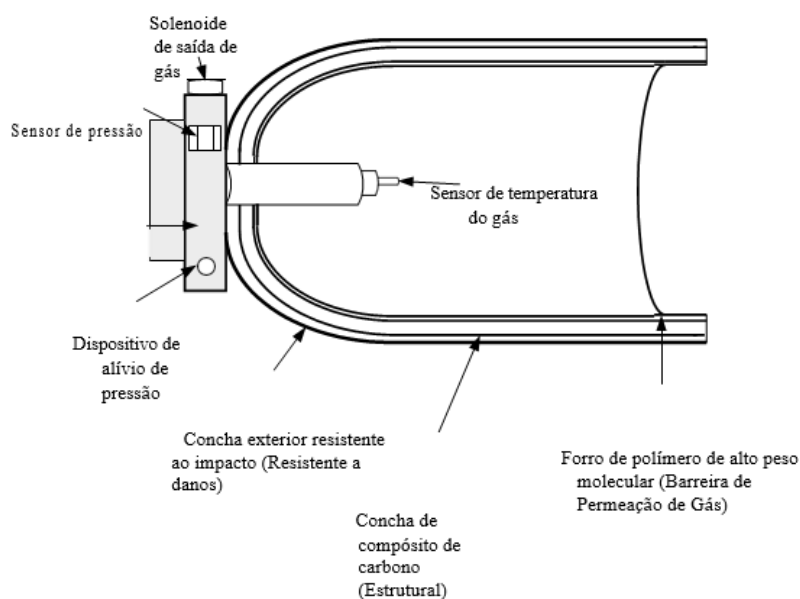


Figura 2 - Armazenamento de hidrogénio comprimido (adaptado de [5]).

Atualmente, está em curso a pesquisa de fibras de carbono de baixo custo, capazes de satisfazer a espessura dos tanques, sem comprometer o peso e o volume. Destacam-se duas abordagens [2, 5]:

- Tanques que combinam o armazenamento de gases de alta pressão e o armazenamento criogénico, conceito que será abordado no próximo subcapítulo;
- Tanques que se possam adaptar ao espaço disponível.

### 2.3.2. Estado líquido

À temperatura e pressão ambiente o hidrogénio é um gás. No entanto, se o arrefecemos o suficiente, condensa, passando para o estado líquido. Este arrefecimento é feito a partir de vários ciclos termodinâmicos, conforme adiante se procurará explicar.

O armazenamento de hidrogénio em estado líquido - normalmente chama-se ao hidrogénio líquido LH<sub>2</sub> - a cerca de 22 K, é o eleito neste trabalho. Trata-se do método que, devido às suas características, é amplamente utilizado para o armazenamento de grandes quantidades de hidrogénio [12].

A grande vantagem deste método em relação ao anterior é que a liquefação do hidrogénio permite que sejam obtidas densidades de armazenamento muito mais elevadas, mesmo à pressão atmosférica. A massa volúmica do hidrogénio líquido saturado a 1 bar é de 70 kg/m<sup>3</sup>. A utilização do hidrogénio com estas propriedades permite uma diminuição significativa do volume do tanque [5, 17].

A grande desvantagem deste método é a penalização energética significativa. Uma parte considerável de energia contida no hidrogénio é utilizada para comprimir o gás e o liquefazer. Além disso, este método de armazenamento apresenta dois desafios principais, a saber: a eficiência do processo de liquefação e a ebulição do hidrogénio líquido, associados à dificuldade de dimensionamento eficaz do isolamento térmico do tanque [14, 18].

As razões que levam a liquefação do hidrogénio a requerer uma entrada substancial de energia são [17]:

- O ponto de ebulição do hidrogénio (22 K a 1 bar) é extremamente baixo e por isso é necessária muita energia para se atingirem estas temperaturas;
- O hidrogénio gasoso não arrefece durante os processos de expansão isentálpica e adiabática a temperaturas inferiores a 200 K. E, por isso, ainda é necessária a realização de um pré-arrefecimento.

Após a obtenção de hidrogénio líquido surge um novo problema: reduzir a evaporação. Mesmo com o melhor isolamento disponível, as taxas de evaporação não são inferiores a 0,1% por dia – valores para pequenos tanques para utilização em transporte. Esta perda de hidrogénio armazenado é conhecida como *boil-off* e é traduzida na percentagem de hidrogénio armazenado que é perdido porque vaporiza para o seu estado gasoso. Este fenómeno pode ser reduzido a partir da diminuição da transferência de calor do ambiente para o hidrogénio líquido e consegue-se a partir [5, 17, 18]:

- Da minimização da relação superfície/volume dos tanques utilizando reservatórios esféricos;
- De um isolamento avançado que minimize a transferência de calor através das paredes do reservatório.

O hidrogénio apresenta uma temperatura crítica muito baixa, cerca de 33 K, e, por isso, só pode ser armazenado em sistemas providos de válvulas de alívio (expulsão do gás). Como não existe

fase líquida acima desta temperatura, a pressão num sistema fechado de armazenamento à temperatura ambiente poderia aumentar para cerca de 104 bar, o que seria incomportável [16].

Estão a ser realizadas novas investigações sobre tanques - Figura 3 - que combinam o armazenamento de gases de alta pressão e o armazenamento criogénico. Esta combinação resulta na utilização de hidrogénio, com uma densidade de armazenamento maior do que o hidrogénio líquido, sem transição de fase, com evaporação reduzida, com um aumento do tempo de acumulação de pressão [2].

No entanto, o calor transferido do ambiente causa a evaporação do gás com um aumento correspondente na pressão dentro do recipiente. Por este motivo, é necessária a utilização de uma válvula que se abre quando o limite de pressão é atingido. Esses tanques de mistura são mais leves e compactos do que os recipientes à temperatura ambiente. Como a temperatura não é tão baixa quanto a do hidrogénio líquido, a perda de energia e a perda por evaporação da liquefação são menores do que a dos tanques comuns de hidrogénio líquido [2, 9].

Este tipo de sistemas acarreta vários desafios relacionados com o dimensionamento e fabrico dos tanques, os materiais para a sua construção e ainda os elevados custos dos sistemas de abastecimento [2].

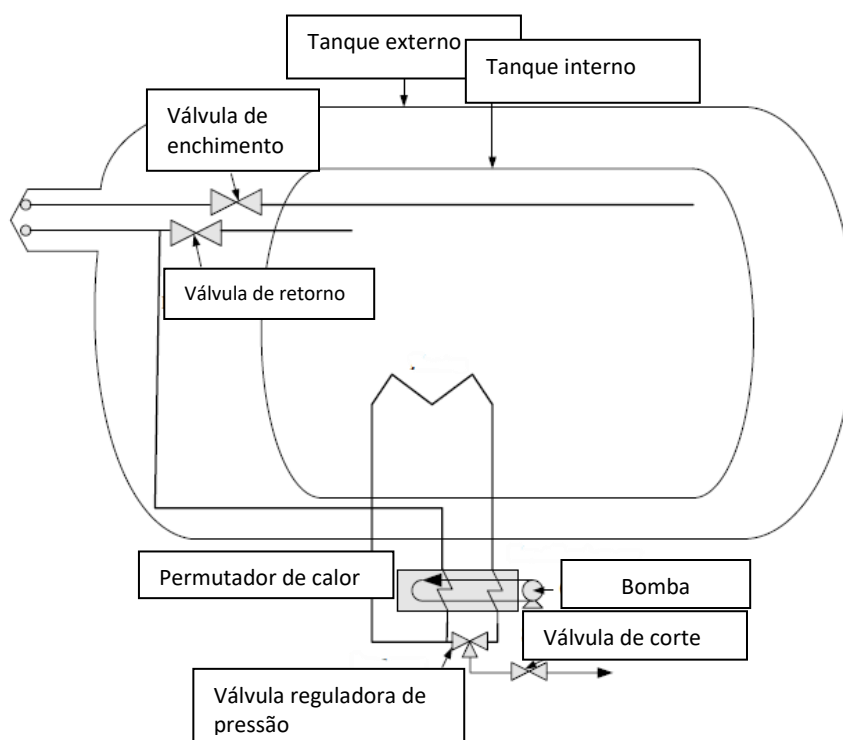


Figura 3 - Estrutura dos tanques em investigação (adaptado de [5]).

### 2.3.3. Nanofibras de carbono

À temperatura e pressão ambiente, os nanotubos de carbono podem armazenar pequenas quantidades de hidrogénio. O hidrogénio consegue ligar-se à superfície do material dos nanotubos, que apesar de serem muito pequenos apresentam uma elevada área de superfície [5].

Os nanotubos de carbono têm dimensões na ordem dos nanómetros, e, por isso, a sua estrutura apenas se torna visível quando é examinada sob um microscópio eletrónico. Os três tipos de nanotubos de carbono que estão a ser investigados são: nanofibras gráficas, nanotubos de carbono de parede única (SWNTs) e nanotubos de carbono de paredes múltiplas (MWNTs). Três formas de nanotubos gráficas são mostradas na Figura 4 [5].

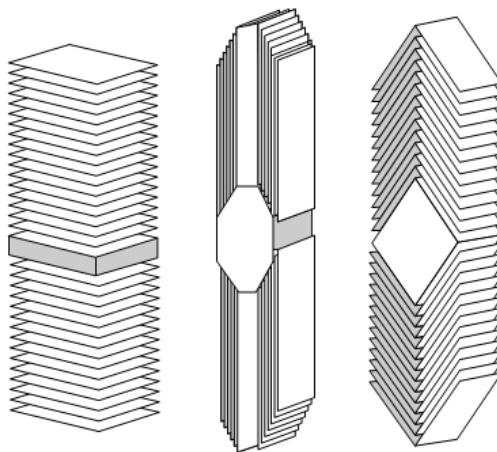


Figura 4 - Representação esquemática das nanofibras gráficas [12].

O carbono é das substâncias mais adequadas para o armazenamento de gases, uma vez que apresenta uma área de superfície elevada e, ao mesmo tempo, uma elevada porosidade. A absorção de hidrogénio vai ser proporcional a estes valores. Para além disso, existe uma elevada força atrativa entre os átomos de carbono e as moléculas de hidrogénio [9, 19].

Alguns artigos que foram publicados sobre a absorção de hidrogénio em nanofibras de carbono apresentavam resultados muito promissores, o que desencadeou uma investigação mundial sobre este tema mas, ao contrário do esperado, os bons resultados não voltaram a ser atingidos [14].

Os resultados favoráveis foram frequentemente associados a amostras pequenas e mal caracterizadas. Outros trabalhos, realizados mais tarde, sugeriram que alguns dos elevados valores de absorção do hidrogénio poderiam estar associados à presença de vapor de água nas amostras. A presença deste gás nas amostras provocou a expansão das camadas gráficas na estrutura de carbono, de modo a que múltiplas camadas de átomos de hidrogénio pudessem ser absorvidas [12, 14].

### 2.3.4. Hidretos metálicos

Alguns metais, como é o caso das ligas de titânio, ferro, manganês, níquel, crómio entre outras, podem reagir com hidrogénio formando um hidreto metálico. Estes vão reagir segundo a reação reversível controlada que é representada pela Equação 1. Na absorção o hidrogénio é dissociado em átomos que são incorporados na estrutura do metal sólido [12].



A formação de hidretos metálicos – Equação 1 - é uma reação exotérmica, ou seja, é libertado calor significativo durante a absorção de hidrogénio e a mesma quantidade de calor é necessária para a libertação do hidrogénio dos hidretos. Este calor pode ser aproveitado para outros fins. Para que os hidretos se formem fornece-se hidrogénio a uma pressão ligeiramente superior à atmosférica. Procede-se ao arrefecimento do sistema e a evolução dá-se no sentido de formar hidretos metálicos a pressão constante. Quando a pressão começa a aumentar significa que todo o metal já reagiu com o hidrogénio e desliga-se o fornecimento [5, 12, 14].

Quando se quer utilizar o hidrogénio, desencadeia-se a reação oposta. Esta reação é endotérmica, pelo que necessita de fornecimento de energia para que evolua da direita para a esquerda. De notar que nunca são atingidas pressões muito elevadas, o que é uma vantagem a nível de segurança. Para que se dê o armazenamento e descarga, é necessário um controlo da pressão e temperatura, apresentando como desvantagem um maior peso da estrutura de armazenamento [5, 12]. Este sistema destaca-se a nível de segurança, uma vez que mesmo em caso de acidente grave, o perigo de incêndio é reduzido, uma vez que o hidrogénio permanecerá no interior do metal [15].

Os hidretos metálicos escolhidos para aplicações de armazenamento têm que apresentar baixa reatividade e elevadas densidades de armazenamento de hidrogénio [20]. A maior vantagem dos hidretos metálicos é a sua elevada densidade volumétrica de armazenamento, que apresenta valores muito superiores ao hidrogénio comprimido, gasoso ou líquido. A densidade volumétrica mais alta registada é, para o caso dos hidretos metálicos complexos como o  $Mg_2FeH_6$  e o  $Al(BH_4)_3$ , de cerca de  $150 \text{ kg/m}^3$ , o que representa o dobro da densidade volumétrica do hidrogénio líquido [15].

O que distingue estes materiais é a capacidade de absorver hidrogénio e libertá-lo mais tarde, quer à temperatura ambiente ou através do aquecimento do tanque. Assim, todos os hidretos reversíveis a trabalhar a temperaturas ambientes e à pressão atmosférica apresentam frações mássicas de hidrogénio limitadas a 3% [14, 20]. Estes materiais quando aquecidos a temperaturas na gama dos  $2500 \text{ }^\circ\text{C}$ , possuem uma capacidade de armazenamento de hidrogénio muito mais elevada. A estas temperaturas os materiais apresentam uma fração mássica entre 5-7% [20].

Verifica-se a prevalência do estudo dos hidretos formados por metais leves, com destaque para o Magnésio. Dos hidretos simples este foi o que apresentou a melhor fração mássica, cerca de 7,6%. Em contrapartida, entre os hidretos complexos, o  $LiBH_4$  apresenta valores na ordem dos 18% o que ainda lhe confere uma maior vantagem [14, 15].

No entanto, os hidretos metálicos também enfrentam vários desafios, como a limitação no armazenamento de hidrogénio, o facto de apresentarem uma reversibilidade limitada e de terem necessidade de calor para que consigam libertar o hidrogénio, o que pode degradar o tempo de vida dos hidretos, se as temperaturas não forem adequadas. De atentar que, a pureza do hidrogénio deve ser elevada, para que as impurezas não reajam com o tanque, degradando-o [2, 15].

## 2.4. Ganhos térmicos do tanque

Para avaliar a validade da utilização do sistema de armazenamento de hidrogénio no estado líquido torna-se fundamental calcular os ganhos térmicos do tanque. O seu cálculo é de extrema importância uma vez que este valor determina a quantidade de hidrogénio que se vai evaporar dentro do tanque.

Neste trabalho, considera-se a possibilidade de utilização de uma configuração cilíndrica ou esférica, uma vez que o tipo de configuração e a sua disposição no espaço vai influenciar os ganhos térmicos do tanque. Posteriormente, será necessário determinar qual a configuração mais vantajosa - Figura 5.

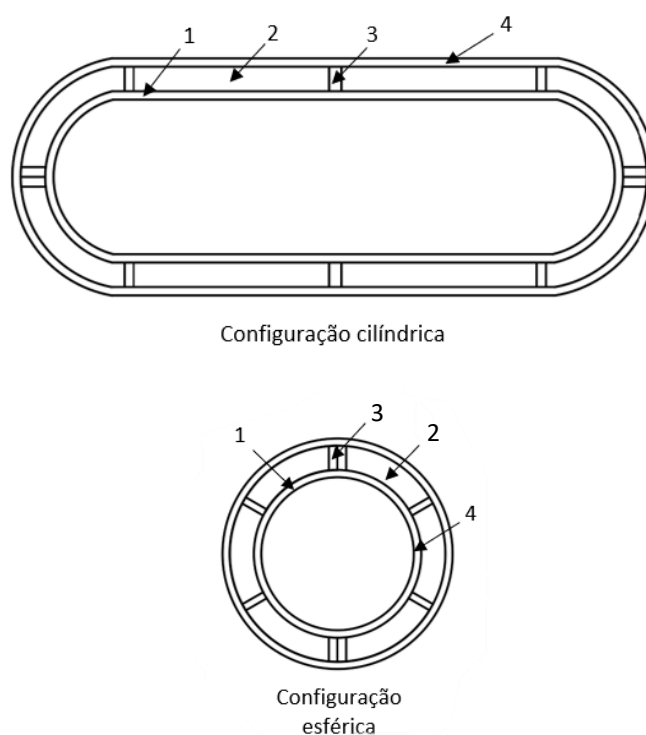


Figura 5 – Cortes representativos das possíveis configurações dos tanques de armazenamento.

Na Figura 5 pode-se observar que qualquer um dos tanques é constituído pelas seguintes partes:

- 1-Parede interior metálica;
- 2-Isolamento;
- 3-Elementos para integridade estrutural (apoios);
- 4-Parede exterior metálica.

As partes apresentadas identificam-se na Figura 5 e na Figura 6 pela numeração acima descrita.

Para maior clareza, apresenta-se a composição, em termos de camadas, da parede do tanque - Figura 6. Neste esquema estão representadas as paredes internas e externas, o isolamento térmico e ainda os apoios estruturais o que nos permite observar todos os seus componentes.

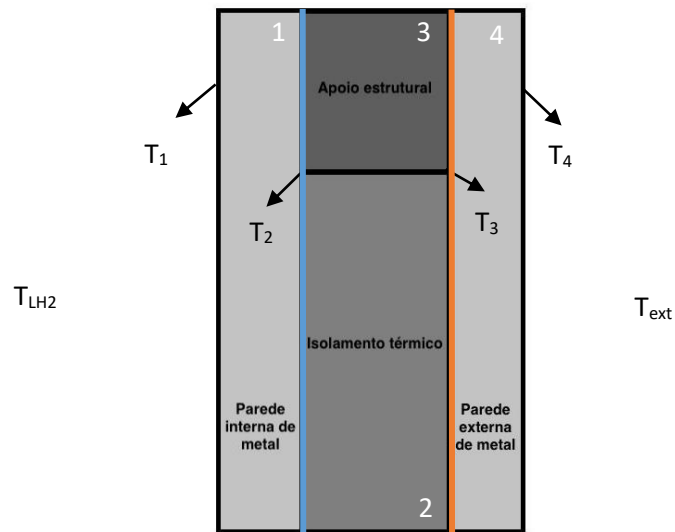


Figura 6 - Corte transversal da parede do tanque.

Para a determinação dos ganhos térmicos é fundamental conhecer as temperaturas de cada face das paredes dos tanques, representadas na Figura 6. Além destas temperaturas, é necessário conhecer a temperatura do hidrogénio no interior do tanque ( $T_{LH_2}$ ) e a temperatura do ar exterior ( $T_{ext}$ ).

Para a configuração apresentada na Figura 6 o esquema de resistências representativo, considerando a existência de apoios e de isolamento, é o representado na Figura 7.

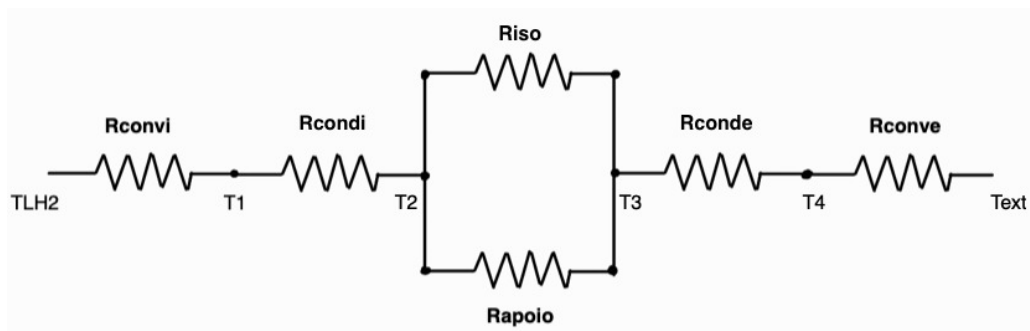


Figura 7 - Esquema de resistências representativo do tanque.

Na Figura 7 estão representadas as seguintes resistências de condução:  $R_{condi}$  e  $R_{conde}$  que correspondem às paredes internas e externas do tanque respetivamente. A  $R_{iso}$  que corresponde ao isolamento térmico, a  $R_{apoio}$  que corresponde a um dos apoios estruturais do tanque. E, ainda, as  $R_{convi}$  e  $R_{conve}$  que correspondem às resistências de convecção interior e exterior, respetivamente.

No entanto, para efeitos de cálculo foram consideradas as simplificações seguintes:

- Apenas se consideram os efeitos da condução e convecção. Não é considerado o efeito da radiação uma vez que este é desprezável, face à gama de temperaturas em que o fenómeno ocorre;
- Considera-se constante a temperatura ao longo da face interna (T1) e externa (T4) do reservatório, desprezando o gradiente de temperaturas ao longo destas mesmas faces. O valor do gradiente de é reduzido devido à elevada condutibilidade do metal- elevado fluxo de calor provoca uniformização das temperaturas;
- Não se considera o efeito da ponte térmica linear e, desta forma, assume-se que a temperatura ao longo da face externa da parede interior metálica – representada na Figura 6 pela cor azul e pelo símbolo  $T_2$  – e a temperatura da face interna da parede exterior metálica – representada na Figura 6 pela cor laranja e símbolo  $T_3$  – é considerada constante. Na realidade isto não acontece, uma vez que a  $R_{iso}$  tem um valor muito superior à  $R_{apoio}$ , visto que se trata de um isolamento e, conseqüentemente, tem valores de condutibilidade térmica muito menores. O estudo dos materiais adequados para a construção do tanque será realizado no próximo capítulo.

Considerando as simplificações apresentadas anteriormente e o paralelo entre as duas resistências (isolamento térmico e apoios estruturais) o esquema final de resistências considerado é o seguinte-Figura 8.

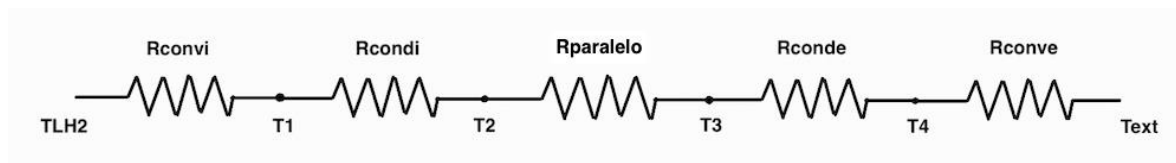


Figura 8 - Esquema de resistências representativo do tanque considerando as simplificações aplicadas.

O valor da resistência equivalente correspondente à Figura 8 calcula-se a partir da Equação 2 [21].

$$R_{equi} = R_{convi} + R_{condi} + R_{paralelo} + R_{conde} + R_{conve} \quad (2)$$

Quanto às resistências de convecção para determinarmos o seu valor, tanto interior como exterior, temos de recorrer à Equação 3 para o caso de um tanque cilíndrico e à Equação 4 para o caso de um tanque esférico e para os fundos copados do tanque cilíndrico, considerados ambos em simultâneo. Utiliza-se esta equação para os fundos porque se aproxima o comportamento do seu conjunto ao de uma esfera [21].

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi r L \bar{h}} \quad (3)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{4\pi r^2 \bar{h}} \quad (4)$$

Para chegar aos valores destas resistências para além das dimensões dos reservatórios é necessário obter os valores coeficientes de convecção interiores e exteriores a partir da Equação 5 e da Equação 6. Para aplicar estas equações é fundamental ter em consideração qual a dimensão de referência para cada uma das disposições, indicada pelo subíndice no Nusselt [21].

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (5)$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (6)$$

Para que se obtenham os números de Nusset para aplicar a Equação 5 e a Equação 6 é necessário distinguir as diferentes equações aplicáveis conforme a geometria e orientação dos tanques.

Considerando primeiramente a configuração esférica. Para o cálculo do coeficiente de convecção externo é necessário recorrer à Equação 7, válida quando  $Pr \geq 0,7$  e  $Ra_D \leq 10^{11}$  [21].

$$\overline{Nu}_D = 2 + \frac{0,589 Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,469}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \quad (7)$$

Para determinar o coeficiente de convecção interior da esfera, utiliza-se a Equação 8 para determinar o Nusset. Para a utilização desta equação, é necessário que  $7,2 \times 10^6 < Ra < 4,1 \times 10^{10}$ . A Equação 8 é obtida através de trabalhos realizados por Hutchins e Marschall [22].

$$\overline{Nu}_D = 0,934 (Ra_D)^{0,177} \quad (8)$$

Relativamente à configuração cilíndrica, as equações consideradas para os fundos copados são as mesmas que as apresentadas para a esfera. Consideraram-se ambos os fundos cilíndricos em simultâneo, como se estivessem em contacto pelos bordos e com geometria deste conjunto próxima de uma esfera. E, por isso, apenas falta descrever o processo aplicado ao corpo cilíndrico. Primeiramente, vai-se descrever o processo para o cálculo do coeficiente de convecção externo. Para este cálculo temos de ter em consideração a sua disposição no espaço.

Se o tanque estiver orientado na horizontal o Nu deve ser calculado a partir da Equação 9 [21].

$$\overline{Nu}_D = \left[ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (9)$$

E, ao mesmo tempo, verificar que se respeita a seguinte relação representada pela Equação 10 [21].

$$Ra_D \leq 10^{12} \quad (10)$$

No caso deste estar orientado na vertical, o cilindro pode ser aproximado de uma parede vertical, desde que respeite a Equação 11 e utiliza-se a Equação 12 para calcular o Nusset [21].

$$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{\frac{1}{4}}} \quad (11)$$

$$\overline{Nu}_L = \left[ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (12)$$

No caso de a Equação 11 não se verificar, como nos casos em que a convecção natural em torno do cilindro vertical ocorre em condições em que existem grandes desvios dos resultados para a placa plana, recorre-se a gráficos. Estes gráficos são obtidos pelo método de solução da não semelhança local. Esta solução foi obtida para valores de  $Pr = 0,733$  e apresenta-se na Figura 9.

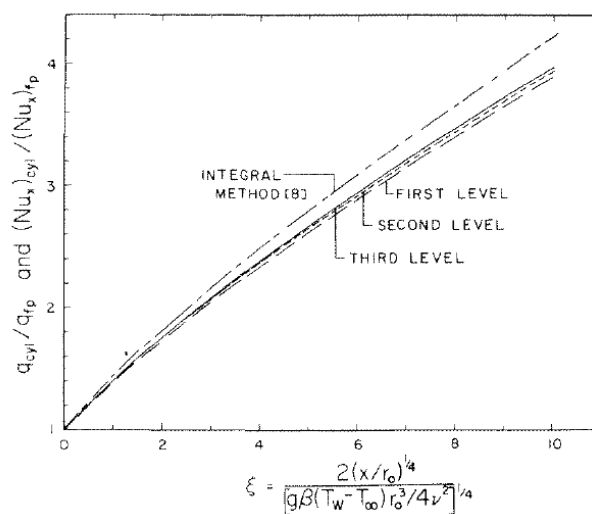


Figura 9 - Taxa de transferência de calor local [23].

Quanto coeficiente de convecção interno, de forma a simplificar o cálculo, considera-se que as paredes laterais do cilindro não são curvadas e, portanto, considera-se que a sua geometria se assemelha a uma parede plana. Utiliza-se, portanto, a Equação 13, independentemente da posição do tanque. De notar que  $C_1$  e  $C_2$  são valores tabelados [21].

$$\overline{Nu}_D = \left[ \frac{C_1}{\left(Ra_D \times \frac{D}{L}\right)^2} + \frac{C_2}{\left(Ra_D \times \frac{D}{L}\right)^{\frac{1}{2}}} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (13)$$

Para o cálculo das resistências de condução, utiliza-se a Equação 14 para o caso do tanque cilíndrico e a Equação 15 para o caso do tanque esférico, em que 1 e 2 representam o raio interno e externo, respetivamente. Mais uma vez, os fundos copados são considerados em conjunto e aproximados a uma esfera e, por isso, volta-se a utilizar as equações adotadas para a mesma [21].

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{2\pi Lk} \quad (14)$$

$$R_{cond} = \frac{1}{4\pi k} \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \quad (15)$$

Por fim, e por forma a obter os ganhos térmicos do tanque, utiliza-se a Equação 16. Em regime permanente, esta equação permite determinar a potência calorífica entre as faces x e y de uma parede de resistência térmica  $R_z$  [21].

$$Q = \frac{T_x - T_y}{R_z} \quad (16)$$

## 2.5. Materiais para a construção do tanque

A fragilização pelo hidrogénio é um fenómeno muito comum e que afeta principalmente materiais de alta resistência. Contudo, todos os materiais são, de certa forma, suscetíveis a este fenómeno e, por isso, deve-se avaliar a forma como este afeta os materiais, bem como as causas e consequências desta ocorrência [24, 25].

Este processo pode ocorrer devido a múltiplos fenómenos, tais como: a dissolução, a difusão, a redistribuição e as interações do hidrogénio com os vazios, deslocamentos e limites de grão. Este mecanismo apresenta consequências graves para as estruturas, podendo provocar o crescimento de fendas nos materiais, a iniciação de fraturas e, até mesmo, falhas catastróficas com

consequente alteração de propriedades mecânicas dos materiais, tais como ductilidade, dureza e resistência mecânica [24, 26, 27].

A maior preocupação associada a este fenómeno está relacionada com o facto deste poder resultar em fissuras para tensões significativamente abaixo das tensões previstas. No entanto, ainda não se chegou a nenhum consenso sobre qual o mecanismo responsável pela falha prematura dos metais [25, 28].

### 2.5.1. Parede interna

Para a parede interna, o ideal seria utilizar materiais que possuam um elevado módulo de elasticidade e tensão de cedência, alta resistência à fratura, alta rigidez e baixa massa volúmica [25].

Por outro lado, devido ao contacto direto com o hidrogénio é fundamental que apresentem: baixa permeabilidade ao hidrogénio líquido e gasoso, alta resistência à fragilização e alta capacidade de suportar variações de temperatura. No entanto, nenhum material fornece todos estes atributos simultaneamente [2].

Devido ao tipo de aplicação e aos problemas associados à fragilização por hidrogénio considera-se fundamental ter em consideração dois fatores adicionais [25]:

- Cedência antes da falha - Para que se garanta que o tanque se deforma de forma estável. À medida que as fugas se propagam o material sofre deformação plástica, permitindo identificar o problema antes da falha catastrófica;
- Fuga antes da falha - Garante que a pressão máxima resultaria no crescimento estável de uma fenda suficientemente grande para penetrar tanto na superfície interna como externa, de modo a que a fuga pudesse ser detetada antes de uma falha catastrófica.

Além disso, as propriedades materiais a baixa temperatura oferecem oportunidades e desafios para a construção dos tanques, alguns dos quais estão aqui listados [6]:

#### Vantagens:

- - Aumento da resistência do metal e consequente aumento da vida útil do ciclo;
- - Diminuição da condutibilidade térmica.

#### Desvantagens:

- O alumínio minimiza os gradientes de temperatura, mas o coeficiente de expansão térmica (CET) é elevado;
- O aço inoxidável sustenta os gradientes de temperatura, mas apresenta CET médio;
- Os compósitos sustentam os gradientes de temperatura mais altos, mas apresentam pequenos valores de CET;
- A maior parte da contração térmica dos materiais ocorre tipicamente entre 300K e 200 K;
- Cerca de 10% contração térmica ocorre a temperaturas menores que 100 K.

Para uma posterior escolha torna-se então fundamental uma comparação mais pormenorizada entre os diferentes materiais -*Tabela 2*.

Tabela 2 – Vantagens e desvantagens dos diferentes grupos de materiais (adaptado de [25]).

Grupo Materiais	Vantagens	Desvantagens
Metálicos	Bem estabelecido e estudado e custo relativamente reduzido Fácil fabrico Permeabilidade reduzida	Massa elevada Condutibilidade térmica elevada
Compósitos	Massa reduzida Elevada rigidez e tensões de fratura	Problemas durante processo de produção e custo elevados Suscetível à permeabilidade e, por isso, é necessário introduzir barreira para a evitar. Propenso a falhas devido a diferentes CET
Híbridos	Potencialidade de obter soluções com peso o mais baixo possível	Complexidade de produção e elevado custo Propenso a falhas devido a diferentes CET

Recentemente, foram desenvolvidos alguns compósitos de alto desempenho, que aparentam ser opções promissoras, devido a propriedades como: alta resistência, tanto em aplicações de elevada pressão como para grandes variações de temperatura, baixa massa volúmica, baixa permeabilidade e risco reduzido de fragilização. Trata-se de uma combinação de materiais leves (potencial diminuição do peso do tanque em cerca de 25%) reforçados com fibra e interior metálico. Atualmente, tanques de parede dupla feitos de aço inoxidável austenítico, com vácuo entre as paredes, são muitas vezes utilizados. No entanto, para além do custo elevado, estes materiais apresentam problemas como: propensão a falhas devido a diferentes coeficientes de expansão térmica e elevada permeação ao hidrogénio, dificultando a sua utilização [2, 29].

Analisando as vantagens e desvantagens dos diferentes materiais, somos levados a concluir que os metais continuam a ser os materiais com maior potencial de utilização, uma vez que já estão bem estabelecidos, o que implica menos custos de desenvolvimento e produção e não têm problemas associados à permeabilidade por hidrogénio e a diferentes coeficientes de expansão térmica. Para além disso, os metais apresentam uma relação entre a massa volúmica e a tensão de rotura suficientemente adequada à aplicação considerada [29, 30].

A utilização do titânio também é uma possibilidade, devido à sua alta resistência e baixa condutibilidade térmica, no entanto, devido à sua fraca soldabilidade acabava por, muitas vezes, ser descartado. Já aço inoxidável 316L, que é constituído por um baixo teor de carbono, é comumente utilizado para este tipo de aplicações, embora apresente um menor desempenho, apresenta excelente soldabilidade e excelentes propriedades de processamento. Este material

apresenta uma condutibilidade térmica de aproximadamente 10 W/(m·K) a 20 K – temperatura do hidrogénio no estado líquido- e aproximadamente 16 W/(m·K) - em contacto com o ar, à temperatura ambiente. O alumínio 2219 é muitas vezes utilizado em vez do aço inoxidável, devido ao baixo peso específico, associado a um elevado coeficiente de expansão térmica. Este material destaca-se devido à sua boa relação entre força e resistência à fratura. A desvantagem da sua utilização está associada ao facto deste material ser um fraco isolante, apresentando uma condutibilidade térmica de aproximadamente 171 W/(m·K) a 20K [12, 18, 29, 31].

### 2.5.2. Isolamento

Um sistema de isolamento eficiente e leve é aquele que minimizará a evaporação do hidrogénio, ao mesmo tempo que minimiza a massa adicionada à estrutura global do tanque. Através de um bom isolamento e uma baixa relação superfície/volume – tanques esféricos de grandes dimensões- a ebulição pode ser reduzida a menos de 0,1% por dia [2, 25].

Assim sendo, para que se determine o material adequado são alguns os aspetos a ter em consideração. É crucial que neste tipo de aplicações se procure um material com baixa massa volúmica, baixa condutibilidade térmica e difusibilidade e, para além disso, ter em consideração as diferenças entre os coeficientes de expansão térmica de todos os componentes da parede [32].

Outra função do isolamento é evitar a condensação e posterior solidificação dos gases atmosféricos no tanque, que poderia ser provocada pelas baixas temperaturas. Estes fenómenos podem ser superados usando um sistema de isolamento a vácuo. É necessário manter um vácuo de, pelo menos,  $1,33 \times 10^{-3}$  bar para garantir uma condutibilidade térmica suficientemente baixa- uma vez que tanto a convecção como a condução são minimizados. A maior dificuldade associada a este sistema é a manutenção do nível de vácuo [18, 25, 30].

Estudos teóricos e experimentais foram realizados para estimar a condutibilidade real de vários materiais isolantes usados em tanques de armazenamento de hidrogénio líquido, uma vez que as propriedades destes materiais mudam a baixas temperaturas. Modelos de propriedades de isolamento baseados em física foram desenvolvidos para expandir as correlações disponíveis e prever a condutibilidade térmica efetiva desses materiais em função da temperatura, nível de vácuo, estrutura do material e tipo de gás que preenche o espaço intersticial [33].

Os materiais usados para o isolamento devem apresentar um elevado desempenho térmico à pressão de vácuo: neste sentido destaca-se especialmente o isolamento multicamada (MLI) e o pó de perlite que são comumente utilizados devido à sua excelente reflexão contra a transferência de calor devido à radiação [34].

Avaliando os principais fatores condicionantes, como a condutibilidade térmica e a massa volúmica, as espumas de polímeros e os aerogéis tornam-se materiais elegíveis. No entanto os aerogéis não são adequados à gama de temperaturas [25, 32].

Existem dois tipos de estruturas que são então geralmente adotadas. O primeiro consiste em utilizar espuma de células rígidas entre as paredes e ainda camadas metálicas que melhoram o seu desempenho. A outra hipótese baseia-se na utilização do sistema multicamada (MLI), pouco emissivo e altamente refletivo, separado por fibra de vidro, que possibilita o estabelecimento de uma baixa condutibilidade térmica, devido ao vácuo parcial entre as camadas e à baixa

transferência de calor por radiação, alternada com folhas de metal com baixa emissividade [2, 25]. Em conformidade, esta a ser estudado um sistema de isolamento à base de espuma Rohacell que oferece uma vantagem suficiente em termos de aspetos de segurança e que apresenta massas competitivas com o sistema de isolamento multicamada [32].

Outro sistema de isolamento baseado em estudo utiliza microesferas de aço mantidas em vácuo. Este sistema consiste em utilizar esferas de diferentes tamanhos e com paredes de diferentes espessuras. A utilização deste sistema de isolamento é considerada devido ao facto de ser menos suscetível às condições de vácuo que o sistema multicamada e ao facto de providenciar apoio estrutural associado a um aumento mínimo da condutibilidade térmica sob pressão [25].

## 2.6. Sistema de refrigeração

Para que sejam evitadas as perdas de energia é necessário utilizar um sistema de refrigeração para manter o fluido a temperaturas inferiores à temperatura de ebulição. Para isso, nos próximos subcapítulos, vai ser explicado o princípio de funcionamento. Será também efetuado um estudo do fluido frigorígeno adequado.

### 2.6.1. Princípio de funcionamento

O sistema de refrigeração será baseado num ciclo de compressão a vapor. As evoluções no fluido frigorígeno apresentam-se representados na Figura 10 onde se verificam as principais diferenças entre o ciclo real e o ideal.

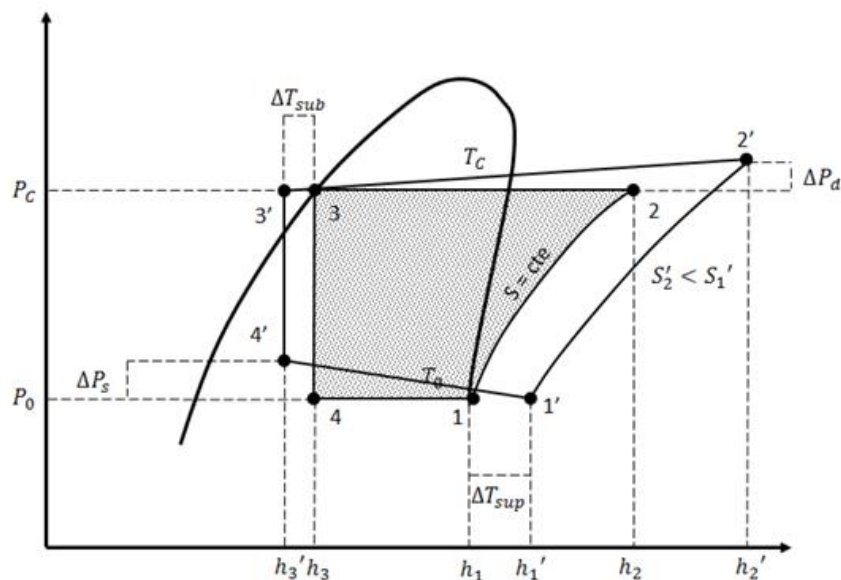


Figura 10 - Principais diferenças entre o ciclo de compressão a vapor ideal e real [35].

O ciclo real é o representado pelos números 1'-2'-3'-4'. No entanto, vamos ter em conta certas simplificações que nos levam a considerar o ciclo ideal como o mais adequado. As simplificações que distinguem um ciclo real de um ideal são as seguintes [36]:

- Considera-se que não existem perdas de carga do fluido refrigerante no condensador e no evaporador, representadas por  $\Delta P_d$  e  $\Delta P_s$ , respetivamente, ou seja, que as evoluções termodinâmicas ocorrem a pressão constante no condensador e no evaporador;
- Considera-se que o fluido entra no compressor como vapor saturado e sai do condensador como líquido saturado, não considerando a existência de sobreaquecimento, representado por  $\Delta T_{sup}$ , ou de sobrearrefecimento-  $\Delta T_{sub}$ ;
- Considera-se também que a compressão é isentrópica (adiabática e reversível);
- A expansão, entre o condensador e o evaporador, é isentálpica.

Para uma melhor compreensão do ciclo de refrigeração torna-se fundamental fazer uma descrição dos processos que ocorrem ao longo do ciclo representado na Figura 10. A evolução 4-1 ocorre no evaporador, onde se dá a evaporação do fluido refrigerante, devido à absorção de calor do tanque (espaço a refrigerar) - Evolução isotérmica e isobárica. De seguida, já no compressor (1-2) o refrigerante é comprimido desde a pressão de evaporação até à pressão de condensação - evolução isentrópica. A evolução 2-3 ocorre no condensador onde o fluido arrefece até a temperatura de saturação, rejeitando calor para o exterior - evolução isobárica. De seguida, no dispositivo de expansão, ocorre a evolução 3-4, onde se dá a expansão do fluido deste a pressão de condensação até à pressão de evaporação para que o processo de reinicie - evolução isentálpica [36].

Para o caso em estudo vai ser utilizado um ciclo de refrigeração com vários subciclos. O subciclo em questão pode apresentar um, dois ou três estágios de compressão. O caso de dois estágios representa-se na Figura 11 e os outros casos seguem a mesma lógica, ou seja, a numeração faz-se no mesmo sentido.

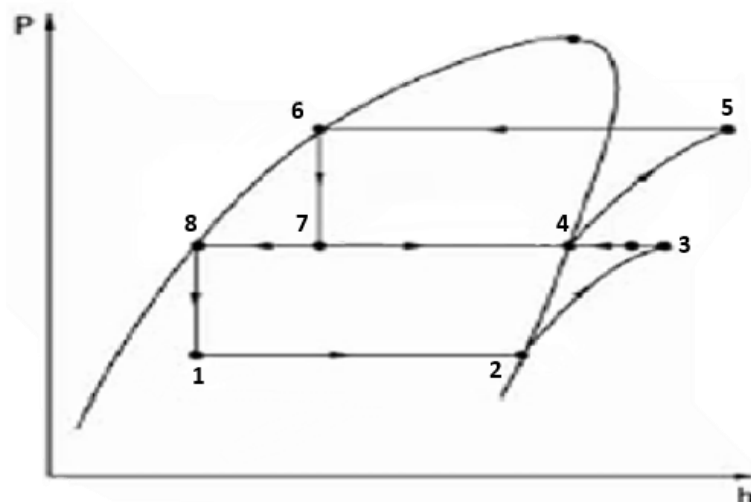


Figura 11 - Ciclo de compressão a vapor com dois estágios [37].

Este ciclo tem um funcionamento semelhante ao descrito anteriormente. A principal diferença é que é adicionado mais um compressor ao ciclo. Ao adicionar um novo compressor ao ciclo, o trabalho passa a ser realizado simultaneamente pelos compressores de baixa e alta pressão. Desta forma, a diferença entre os patamares de pressão de cada um deles passa a ser menor, diminuindo o trabalho de compressão e aumentando o COP – coeficiente de desempenho do sistema.

Apesar de se considerar um ciclo ideal considera-se a possibilidade de haver sobreaquecimento na saída do evaporador e subarrefecimento na saída do condensador, caso seja necessário.

Após a vaporização total no evaporador – vapor saturado- o frigorigéneo continua a absorver calor ficando sobreaquecido. Assim, quando o vapor entra no compressor sobreaquecido, o caudal mássico é menor do que aquele que seria caso o vapor estivesse saturado, uma vez que o volume específico de admissão aumenta. O aumento do volume específico deve-se ao aumento da temperatura acontecer a uma pressão constante, o que provoca um aumento do volume.

O facto desta redução no caudal mássico provocar uma redução, ou não, na capacidade de refrigeração, depende do facto de termos ou não um sobreaquecimento útil. O efeito deste sobreaquecimento depende então de onde e quando ocorre e se o valor é útil para o efeito frigorífico. Quando o sobreaquecimento é útil provoca um aumento do efeito frigorífico, que geralmente é suficiente para compensar a diminuição do caudal mássico. No caso do calor não ser útil, o sobreaquecimento representa uma potência calorífica adicional que irá sobrecarregar o compressor e o condensador. No entanto, de qualquer das formas, geralmente é desejável que exista sobreaquecimento para evitar a existência de partículas de líquido no vapor o que pode comprometer o bom funcionamento do sistema.

Quanto ao subarrefecimento, o fluido que sai do condensador no estado de líquido saturado, continua a fornecer energia, entrando no expansor no estado subarrefecido. Este fenómeno aumenta o efeito frigorífico, conseqüentemente a capacidade de refrigeração sem aumentar a potência do compressor, melhorando assim o seu desempenho [36, 38]. O possível sobreaquecimento e subarrefecimento estão representados na Figura 10 por  $\Delta T_{sup}$  e  $\Delta T_{sub}$ , respetivamente.

### 2.6.2. Dimensionamento do sistema de refrigeração

O passo seguinte é o dimensionamento do sistema de refrigeração para que se possa fazer uma escolha adequada dos equipamentos. Os pontos mencionados nas expressões deste subcapítulo são relativos à Figura 11 e, por isso, relativos a um ciclo com dois estágios de compressão. No caso de se considerar um ciclo com diferente número de estágios as expressões serão análogas às apresentadas neste subcapítulo.

Para isso, é necessário determinar o caudal mássico de frigorigéneo que influencia todo o dimensionamento de tubagem e ainda as entalpias à entrada e saída do evaporador. Este cálculo é realizável a partir da Equação 17. O dimensionamento do evaporador é de extrema importância, uma vez que vai ser este a compensar os ganhos térmicos do tanque mencionados anteriormente [36].

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (17)$$

De seguida é fundamental determinar o trabalho de compressão, calculado a partir da Equação 18 e da Equação 19, que dependem do rendimento do compressor. Para o caso de se realizarem mais que dois a patamares é necessário adicionar mais um compressor com uma expressão análoga às seguintes [36].

$$W_{comp\ BP} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_2)}{\eta_{BP}} \quad (18)$$

$$W_{comp\ AP} = \frac{\dot{m}(h_5 - h_4)}{\eta_{AP}} \quad (19)$$

Para o dimensionamento do condensador calcula-se a potência de condensação a partir da Equação 20 [36].

$$Q_{cond} = \dot{m}(h_6 - h_5) \quad (20)$$

Através dos valores calculados anteriormente, podemos então obter o COP do sistema- Equação 21 [36].

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp\ BP} + W_{comp\ AP}} \quad (21)$$

### 2.6.3. Fluidos frigoríficos

Para que se termine o dimensionamento do sistema de refrigeração, é necessário proceder ao estudo dos fluidos frigoríficos adequados a este tipo de aplicação. Uma vez que o processo de arrefecimento é aplicado a componentes a temperaturas inferiores a 120 K, trabalhamos na área da refrigeração criogénica. Esta temperatura é considerada aceitável, visto que os pontos de ebulição normais dos fluidos frigoríficos mais comuns, de entre os quais o hélio, o hidrogénio, o nitrogénio e o néon, se situam todos abaixo desta temperatura [39, 40].

O custo energético, ao longo do processo de liquefação do hidrogénio, é um fator fundamental para que este se mantenha competitivo com os outros vetores energéticos. Estes custos dependem fundamentalmente dos custos dos equipamentos e dos consumos energéticos no ciclo de refrigeração. Relativamente aos consumos, estes relacionam-se fundamentalmente com a eficiência do ciclo de refrigeração, que está diretamente relacionada com as razões de compressão. De uma forma geral, quanto menor a diferença de temperaturas entre os patamares de evaporação e condensação maior será a eficiência do ciclo. Uma das formas de melhorar a eficiência do ciclo é a utilização de um ciclo de refrigeração em cascata [41].

Deste modo, para que se possa proceder à escolha dos frigorigéneos adequados, é necessário ter em conta:

- O tipo de compressores utilizados;
- As razões de compressão;
- Questões de segurança;
- Outros parâmetros característicos do próprio fluido que se possam mostrar relevantes [42].

Falando, numa primeira instância, dos frigorigéneos mais comuns para aplicações criogénicas, os frigorigéneos que se destacam são:

### **Nitrogénio (R-728)**

- O nitrogénio é um frigorigéneo de grande importância. É consideravelmente inativo quimicamente, não é explosivo, nem tóxico. Uma outra vantagem da sua utilização reside no facto de ser considerado praticamente inesgotável, podendo ser obtido por liquefação e destilação fracionada do ar. No entanto, apresenta um elevado risco de segurança, na medida em que um tubo desprotegido de nitrogénio líquido a 77 K consegue condensar o oxigénio do ar, formando oxigénio líquido. Já foram atribuídas várias explosões a este fenómeno;
- A 0,1013 MPa, o nitrogénio líquido entra em ebulição a 77,347 K e solidifica a 63,148 K. O nitrogénio líquido é amplamente utilizado na fase de pré-arrefecimento devido ao facto de se adaptar bem à gama de temperaturas e da sua tecnologia já se encontrar muito desenvolvida para esta gama de temperaturas [42, 43].

### **Hidrogénio (R-702p)**

- Esta substância distingue-se das restantes pelo facto de apresentar duas formas moleculares diferentes: o orto-hidrogénio e o para-hidrogénio. O hidrogénio comum é uma mistura destas duas formas à temperatura ambiente. A sua constituição, nestas condições, é de 75% de orto-hidrogénio e 25% de para-hidrogénio, em volume [42];
- No ponto de ebulição normal do hidrogénio, o hidrogénio de equilíbrio tem uma composição de 0,21% orto-hidrogénio e de 99,79% para-hidrogénio, ou seja, praticamente toda a sua constituição é composta por para-hidrogénio [42];
- Muitas tecnologias têm sido desenvolvidas para que se possa utilizar este frigorigéneo de forma mais eficiente. Estes estudos provocam um desenvolvimento dos correspondentes processos de refrigeração e, por isso, a sua aplicação já é bastante comum [43].

### **Hélio**

- O hélio líquido tem um ponto de ebulição normal de 4,224 K. Esta substância, à pressão atmosférica normal, não tem ponto de solidificação [42];
- A utilização do hélio em detrimento do hidrogénio implica um menor custo de investimento devido ao tipo de compressores utilizados. No entanto, os custos de funcionamento são mais elevados devido a uma menor eficiência no processo [43, 44].

### **Néon**

- Este elemento é um gás raro e inerte presente na atmosfera terrestre. É obtido por liquefação do ar e separado dos outros gases por destilação fracionada;
- O néon líquido apresenta um ponto de ebulição normal a 0,1013 MPa de 27,09 K e um ponto triplo de 24,56 K, o que não se verifica vantajoso para esta aplicação, por ser a uma temperatura mais elevada;
- O néon líquido já apresenta algumas aplicações importantes como refrigerante criogénico económico. Tem 40 vezes mais capacidade de refrigeração por unidade de volume do que o hélio líquido e mais de três vezes a do hidrogénio líquido [42]. Desta forma, em muitas aplicações utiliza-se uma mistura de hélio e néon.

Para que se obtenham boas eficiências, e para que se consiga abranger uma ampla gama de temperaturas, a tecnologia associada ao ciclo de refrigeração em cascata é muito utilizada. E, por isso, estudando a indústria de liquefação do gás natural, conclui-se que a utilização dos hidrocarbonetos simples tem grande destaque. As suas principais características são:

### **Hidrocarbonetos simples**

- Os hidrocarbonetos simples são um grupo de fluidos compostos em várias proporções por elementos hidrogénio e carbono. Os que apresentam maior destaque como refrigerantes são o metano, o etano, o butano, o propano, o etileno e o isobutano;
- O etano, o metano e o etileno são os mais utilizados em aplicações de temperatura mais baixas [38];
- Todos são extremamente inflamáveis e explosivos. Porém, desde que sejam tomadas precauções para minimizar as consequências da sua inflamabilidade, os hidrocarbonetos são excelentes refrigerantes [45];
- O processo de liquefação em cascata é muito atrativo para as instalações de gás natural devido à sua elevada eficiência térmica e baixo consumo de energia. Como estes fluidos já são amplamente utilizados, a liquefação de gás natural, bem como a sua tecnologia já se encontram bem consolidadas. Geralmente, utilizam-se o metano, o etano e finalmente, para temperaturas mais elevadas o propano [46].

No entanto, para aplicações em gamas de temperaturas mais elevadas, onde se encaixa o propano, a escolha é muito vasta. Dos quais se destaca R-134a quando comparado com as suas alternativas. Desta forma, as suas principais propriedades são apresentadas:

### **R-134a**

Este fluido é bastante utilizado como refrigerante, visto que apresenta excelentes propriedades termodinâmicas e termofísicas. No entanto, do ponto de vista ambiental, ecológico e de saúde, é fundamental que se arranje um substituto [47].

Identificam-se como alguns dos possíveis substitutos o R-152a e os fluidos frigorigéneos à base de hidrocarbonetos, uma vez que apresentam um potencial nulo de destruição do ozono (ODP)<sup>1</sup> e têm potencial de aquecimento global (GWP)<sup>2</sup> desprezável [47].

As principais alternativas a este fluido são, de seguida, apresentadas:

#### **R-152a**

- Investigações teóricas com o R-152a foram realizadas para estudar a possibilidade da sua utilização como uma alternativa ao R-134a nos sistemas de ar condicionado dos automóveis. A partir destes estudos constatou-se que o R-152a tem um menor GWP e melhores propriedades de transporte do que o R-134a e ainda um coeficiente de desempenho (COP) mais elevado do que o do R-134a [47];
- A temperatura de descarga do compressor do R-152a é cerca de 14-26 K mais elevada do que a do R-134a. Assim, a vida útil do compressor pode ser ligeiramente afetada devido à degradação térmica dos lubrificantes [47]. Adicionalmente, a sua principal desvantagem está relacionada com a segurança, devido à sua alta inflamabilidade.

#### **R-600a**

- Exceto no que diz respeito à inflamabilidade, para além do R-152a, o R-600a também se considera uma das melhores alternativas a longo prazo ao R-134a [47];
- O isobutano é muito eficiente em termos de funcionamento, apresentando pontos de ebulição muito mais elevados [45].

#### **R-290**

- Como referido anteriormente, o principal problema associado à sua utilização está relacionado com a sua inflamabilidade. Por outro lado, o propano (R290) tem pontos de ebulição normais inferiores a -40°C, pelo que são mais adequados para aplicações de refrigeração geral [45].

#### **R-407C, R-410 e R-404A**

- A principal vantagem das misturas zeotrópicas está associada à sua classe de segurança-considerando que estas não são inflamáveis. Contudo, têm a desvantagem de serem frigorigéneos de alta pressão de descarga. Por conseguinte, as tubagens que ligam os principais componentes têm de ser muito fiáveis e capazes de suportar pressões elevadas. Além disso apresentam um potencial nocivo para o ambiente [48];
- Por outro lado, devido à sua ampla utilização na indústria de liquefação de gás natural, para uma vasta gama de temperaturas, os hidrocarbonetos simples apresentam-se como uma boa opção [49].

---

<sup>1</sup> ODP (Ozone depletion potential)

É o número que compara o impacto do frigorigéneo na camada de ozono com o impacto do R11 na camada de ozono.

<sup>2</sup> GWP (Global warming potential)

Indica o efeito do frigorigéneo no aquecimento global comparado com o efeito do CO<sub>2</sub>.

**R-1234yf**

- O R-1234yf é o principal possível substituto para o R-134a. Contudo, o seu custo inicial é mais elevado do que o do R-134a [45];
- O desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor foi estudado para este fluido e, comparado com o desempenho do sistema com R-134a, verificou-se que este fluido frigorígeno apresenta um desempenho ligeiramente inferior ao do R134a. Este sistema apresenta um COP inferior e menores razões de compressão. Embora o desempenho do sistema se degrade ligeiramente com este frigorígeno, o seu impacto ambiental é muito menor do que o do R-134a. Podendo assim, substituir o R-134a num futuro próximo [45, 50].

Para além do desempenho do ciclo, que será estudado no desenvolver desta dissertação, os fatores de segurança e o impacto ambiental são fatores fundamentais para a escolha dos frigorígenos a utilizar. E, por isso, os dados referentes a estes fatores resumem-se na Tabela 3.

A classificação do grupo de segurança, seguindo a norma EN 378-1 fundamenta-se em duas características [51]:

- Uma letra maiúscula correspondente à toxicidade (A ou B), onde a letra A representa menor toxicidade;
- Um dígito que se refere à inflamabilidade (1, 2, 2L, 3). Esta escala vai de não inflamável (1) a altamente inflamável. A classe inflamável (2) divide-se em duas subclasses onde a letra L representa a baixa velocidade de propagação de chama.

Tabela 3 - Classificação de segurança e GWP do R-134a e as suas alternativas [51].

Designação	Grupo de segurança	GWP
R-134a	A1	1430
R-152a	A2	124
R-600a	A3	3
R-290	A3	3
R-407C	A1	1774
R-410	A1	2088
R-404a	A1	3922
R-1234yf	AL2	4

Analisando a tabela confirma-se então que os fluidos com menor impacto ambiental são que que pior se classificam nos aspetos de segurança. Assim dos fluidos seguros o que tem menor impacto ambiental é o R-134a.

Mais uma vez prova-se como substituto aceitável o R-1234yz uma vez que apresenta muito baixo GWP e, apesar de pertencer à classe inflamável a sua chama é lenta.



## 3. MÉTODOS E APLICAÇÃO PARA O DIMENSIONAMENTO DO TANQUE

### 3.1. Método de cálculo

Neste subcapítulo desenvolver-se-á o procedimento adotado para o dimensionamento dos tanques. No primeiro subcapítulo aborda-se o estabelecimento dos parâmetros dimensionais do tanque. Nos capítulos que se seguem estabelecem-se as condições de cálculo e explicita-se o método adotado.

Para que se pudesse aplicar este procedimento recorreu-se ao software do Microsoft Excel<sup>3</sup>, sendo necessário utilizar a ferramenta *solver* para obter a espessura do isolamento dos tanques.

#### 3.1.1. Parâmetros dimensionais dos tanques

Para que se possa proceder ao cálculo do ganho térmico do tanque, é necessário definir, à partida, as dimensões dos reservatórios. Os reservatórios estudados incluem um tanque cilíndrico e um tanque esférico, e em ambos os casos considera-se um volume de 1 m<sup>3</sup>. A partir desta informação e das Equações 22 e 23 são obtidas as dimensões dos reservatórios.

$$V_{cilindro} = \frac{4}{3}\pi r_{fundos\ copados}^3 + \pi L r_{cilindro}^2 \quad (22)$$

$$V_{esfera} = \frac{4}{3}\pi r^3 \quad (23)$$

Para o caso do reservatório esférico estas considerações são suficientes para a obtenção do raio do reservatório. No caso do reservatório cilíndrico existem dois aspetos a ter em consideração: o raio dos fundos copados e a relação D/L.

No caso específico descrito, foi adotado um fundo copado do tipo Korbogen, já que é apropriado para médias e altas pressões. Segundo os fabricantes, o raio esférico interior dos fundos copados selecionados varia entre 0,8 e 0,9 do diâmetro interno do tanque. Sendo que, no caso em questão, foi considerado que o seu valor seria igual ao raio do reservatório, para efeitos de simplificação do processo de cálculo [52].

A relação D/L no cilindro é um parâmetro importante a ser considerado na estrutura do tanque. Ela representa a razão entre o diâmetro (D) e o comprimento (L) do tanque cilíndrico. Este valor depende de aspetos como a disposição do tanque, tipo de aplicação e características do local onde se encontra o reservatório. No entanto, de um modo geral, e verificando aplicações

---

<sup>3</sup> Versão 16.75 do ano de 2023

semelhantes, como é o caso do gás natural, escolhe-se um comprimento 5 vezes maior do que o diâmetro já que o valor geralmente adotado é cerca de 2 a 6 vezes maior [53].

Desta forma, é reunida a informação necessária para a obtenção das dimensões dos reservatórios, esta informação é apresentada na Tabela 4.

Tabela 4 - Dimensões dos reservatórios.

Tipo de reservatório	Dimensão	
	Diâmetro [m]	Comprimento [m]
Esférico	0,620	n.a <sup>4</sup>
Cilíndrico	0,304	3,040

De forma a que os tanques fiquem totalmente definidos, falta ainda ter em consideração que é necessário definir a espessura de cada uma das paredes constituintes dos mesmos. O que significa que é necessário definir a espessura das paredes interna e externa, isolamento e, conseqüentemente, as dimensões dos apoios estruturais, uma vez que estes apresentam comprimento igual à espessura do isolamento.

Primeiramente, é de referir que tanto as paredes internas, como as externas, têm contribuições muito baixas para o isolamento térmico do tanque – fator que se deve ao facto das condutibilidades térmicas destes materiais apresentarem valores elevados. Por outro lado, na temática desenvolvida nesta dissertação, o dimensionamento estrutural não é relevante. Desta forma, assume-se que ambas as paredes têm uma espessura de 10 mm. Este valor já tem em consideração uma segurança, já que em aplicações semelhantes se usam espessuras inferiores para pressões superiores [54, 55].

Quanto à espessura do isolamento, este valor vai ser determinado durante o dimensionamento e, é dependente das condições pretendidas. Com a obtenção deste valor, é garantido que se cumpre a temperatura pretendida, tanto na parede externa, como na parede interna, assegurando-se assim que os ganhos térmicos do tanque estão adequados à aplicação pretendida. A explicação deste processo será descrita no subcapítulo 3.1.2. Uma vez que a espessura do isolamento é o valor que procuramos determinar, inicialmente define-se um valor de 400 mm. A primeira iteração será resolvida com este valor e posteriormente o processo repete-se até se obter o valor realmente preciso.

Relativamente aos apoios, estes são construídos com baquelite e apenas têm função estrutural. Espera-se que o seu impacto sobre as perdas térmicas seja reduzido, uma vez que a sua condutibilidade térmica é relativamente baixa – cerca de 0,2 W/(m·K) como disponibilizado no ANEXO A. Para além da condutibilidade térmica, este material foi escolhido por ser fácil de encontrar, ser economicamente viável e apresentar uma resistência estrutural aceitável. Mais uma vez não se procede ao seu dimensionamento estrutural, adota-se uma estrutura cilíndrica, com comprimento igual à espessura do isolamento e um raio de 20 mm.

<sup>4</sup> Não aplicável

No caso do valor da resistência térmica dos apoios estruturais, apenas se considera condução na direcção do eixo de simetria do apoio e, por isso, podemos aproximar este caso à condução em parede plana – Equação 24.

$$R_{\text{apoio}} = \frac{e}{kA} \quad (24)$$

Assim, esta apenas depende do comprimento do cilindro,  $e$ , da condutibilidade térmica do material que o constitui,  $k$ , e da área transversal ao fluxo de calor – área da base do cilindro,  $A$ .

Quanto ao número de apoios, optou-se por 14, em ambas as configurações. No caso do reservatório cilíndrico, 8 deles estão distribuídos pelo corpo e os restantes 6 pelos topos. No caso de reservatório esférico distribuem-se uniformemente em círculos concêntricos. A seleção de um igual número e de uma mesma dimensão dos apoios, da mesma espessura das paredes, tanto interna como externa, dá-se com o propósito de fazer uma comparação entre as duas configurações, sendo então fundamental garantir que estas estejam nas mesmas condições.

Depois de definidos todos os aspetos dimensionais dos tanques, segue-se o cálculo das cargas térmicas dos mesmos, de forma a posteriormente realizar o dimensionamento do sistema de refrigeração que lhes é inerente.

### 3.1.2. Cálculo das cargas térmicas

Como mencionado previamente, o método de cálculo utilizado baseia-se no método iterativo. O valor que se pretende obter para efetuar o dimensionamento do sistema de refrigeração é o ganho térmico. A carga térmica do sistema corresponde então ao ganho de calor do sistema e, pretende-se determinar este valor para que se obtenha a potência do evaporador - necessária para dimensionar o sistema de refrigeração.

Para esse efeito, é necessário determinar a espessura de isolamento a aplicar. Esta espessura é essencial para garantir as temperaturas determinadas previamente, assim como o ganho térmico associado às mesmas.

O processo de cálculo principia com a definição da temperatura da superfície exterior do reservatório,  $T_4$ . A temperatura considerada foi de cerca de 292,55K. Esta temperatura foi obtida após vários estudos desenvolvidos a partir dos valores considerados para as primeiras iterações. Por outro lado, considera-se que os reservatórios se encontram sujeitos exteriormente a condições de pressão atmosférica padrão e a cerca de 20°C ( $T_{\text{ext}}$ ), ou seja, cerca de 293,15 K. Deste modo, utilizando as temperaturas apresentadas, é calculada a temperatura de filme – Equação 25 – para que se obtenham as propriedades do ar nestas condições.

$$T_{\text{filme}} = \frac{T_4 + T_{\text{ext}}}{2} \quad (25)$$

A próxima etapa é determinar as propriedades do ar exterior, à temperatura de filme. Esta temperatura toma o valor de 292,85 K, para ambas as configurações/disposições. Este valor é igual para as três situações, posto que, a temperatura da superfície adotada para as três situações é igual. As propriedades do ar a serem determinadas são: a viscosidade dinâmica,  $\mu$ , a condutibilidade térmica,  $k$ , e o calor específico,  $c_p$ , que são calculados através das Equações 26 a 28, respetivamente. As equações apresentadas de seguida determinaram-se a partir das tabelas termodinâmicas do ar. São estabelecidas numericamente [21].

$$\mu = -2 * 10^{-11} * T_{filme}^2 + 6 * 10^{-8} * T_{filme} + 10^{-6} \quad (26)$$

$$k = 7 * 10^{-5} * T_{filme} + 0,0049 \quad (27)$$

$$c_p = 0,0003 * T_{filme}^2 - 0,1909 * T_{filme} + 1036,4 \quad (28)$$

Quanto à determinação da viscosidade cinemática optou-se pela utilização da Equação 29 apresentada na bibliografia [56].

$$v = -2,079 * 10^{-6} + 2,77 * 10^{-8} * T_{filme} + 1,077 * 10^{-10} * T_{filme}^2 \quad (29)$$

Para que se obtenham todas as propriedades necessárias falta ainda determinar o coeficiente de expansão térmica,  $\beta$  – Equação 30.

$$\beta = \frac{1}{T_{filme}} \quad (30)$$

Os valores estabelecidos para as propriedades do ar à temperatura de filme apresentam-se na Tabela 5. Adicionalmente, acrescenta-se uma coluna com a equação utilizada para o cálculo da respetiva propriedade.

Tabela 5 - Propriedades do ar exterior.

Propriedades		Equação
$v [m^2 \cdot s^{-1}]$	$1,527 \times 10^{-5}$	29
$\beta [K^{-1}]$	0,00341	30
$k [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	0,0254	27
$C_p [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	1006,223	28
$\mu [kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	$1,686 \times 10^{-5}$	26

A partir dos valores apresentados na Tabela 5, reúne-se toda a informação necessária para estimar os três parâmetros adimensionais que serão introduzidos nas equações apresentadas no subcapítulo 2.4 e que permitem calcular os números de Nusselt para as diferentes disposições/orientações. Para isso define-se o número de Prandtl, Equação 31, o número de Grashof, Equação 32, e ainda o número de Rayleigh, Equação 33 [21].

Importa ainda referir que, para os reservatórios cilíndricos, para ambas as disposições – vertical ou horizontal - é necessária a divisão entre o corpo cilíndrico e os fundos copados. E, por isso, é necessário calcular os parâmetros adimensionais para ambas as partes.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (31)$$

$$Gr_x = \frac{g \beta (T_{ext} - T_4) x^3}{\nu^2} \quad (32)$$

$$Ra_x = Gr Pr \quad (33)$$

Para que se possa calcular o número de Grashof, para além das propriedades anteriormente mencionadas e da aceleração gravítica, é necessário ter em consideração um parâmetro dimensional. Este parâmetro, encontra-se representado pela letra “x” e, depende de dois fatores que são: a geometria do tanque em questão e a sua disposição no espaço; a expressão utilizada para o cálculo do coeficiente de convecção depende desse parâmetro.

No caso do reservatório cilíndrico, é fundamental a divisão entre o corpo cilíndrico e os fundos copados como mencionado anteriormente. Assim sendo, quanto aos fundos copados, vão ser considerados em conjunto e, por isso, o seu comportamento assemelha-se a uma esfera. Consequentemente o parâmetro “x” será igual ao seu diâmetro, independentemente da equação a aplicar para o cálculo do coeficiente de convecção – o mesmo acontece para a configuração esférica. No caso da dimensão a utilizar ser o diâmetro, este vai ser o interno ou externo consoante se queira calcular o coeficiente de convecção interno ou externo, respetivamente.

Já relativamente ao corpo cilíndrico, o parâmetro “x” pode ser o comprimento ou o diâmetro do cilindro. No caso da disposição vertical e analisando a equação para o cálculo do coeficiente de convecção externo, este valor deve ser substituído pelo comprimento do cilindro. Já na disposição horizontal, este valor seria substituído pelo diâmetro do tanque.

A título de exemplo, o método descrito em seguida corresponde à configuração cilíndrica orientada verticalmente. Serão apresentados todos os resultados obtidos para esta disposição. Quanto às restantes disposições/geometrias os resultados de maior relevância serão apresentados no subcapítulo 3.2 e as restantes informações disponibilizadas no APÊNDICE A. Na Tabela 6 apresentam-se os parâmetros adimensionais para o cálculo da  $R_{conve}$  do cilindro vertical.

Tabela 6 - Parâmetros adimensionais para o cálculo da  $R_{conve}$  do cilindro vertical.

	Cilindro		Fundos	Equação
<b>Pr</b>	0,67	<b>Pr</b>	0,67	31
<b>Gr<sub>L</sub></b>	$2,42 \times 10^9$	<b>Gr<sub>D</sub></b>	$1,60 \times 10^8$	32
<b>Ra<sub>L</sub></b>	$1,62 \times 10^9$	<b>Ra<sub>D</sub></b>	$1,07 \times 10^8$	33

A partir destes três parâmetros calculam-se os números de Nusset – Tabela 7. Este valor é calculado tanto para os fundos como para o corpo cilíndrico.

Tabela 7 - Números de Nusset para cálculo da  $R_{conve}$  do cilindro vertical.

	Cilindro	Equação <sup>5</sup>		Fundos	Equação
<b>Nu<sub>L</sub></b>	141,32	12	<b>Nu<sub>D</sub></b>	47,86	7

O próximo passo é o cálculo dos coeficientes de convecção externa, apresentados na Tabela 8. Para que se obtenham estes coeficientes a condutibilidade térmica utilizada é a do ar à temperatura de filme – valor apresentado na Tabela 5. Quando se determina o coeficiente de convecção externo, no caso dos fundos copados, o diâmetro a utilizar é o externo.

Tabela 8 - Coeficientes de convecção externa obtidos para a disposição vertical.

	Cilindro	Equação	Fundos	Equação
<b>h<sub>e</sub> [W/(m<sup>2</sup>·K)]</b>	1,18	6	0,99	5

Recorrendo aos coeficientes de convecção previamente apresentados e calculando o raio externo a partir do raio interno das espessuras das paredes e do isolamento, calculam-se as resistências de convecção externas – Tabela 9. Deve-se então ter em consideração que o primeiro valor obtido será uma aproximação e que este será ajustado quando se encontrar o valor real da espessura do isolamento. Na Tabela 9 já se apresentam os valores finais.

Tabela 9 - Resistências de convecção externa obtidas para a disposição vertical.

	Cilindro	Equação	Fundos	Equação
<b>R<sub>conve</sub> [W/m]</b>	0,072	3	0,213	4

Após a obtenção dos valores das resistências de convecção externa reúnem-se todas as condições necessárias para o cálculo dos ganhos térmicos do tanque. Para isso, utiliza-se uma equação equivalente à Equação 16 aplicada às temperaturas e resistências conhecidas - Equação 34 - onde  $T_x$  é a temperatura do ar exterior ( $T_{ext}$ ),  $T_y$  a temperatura da superfície exterior do reservatório ( $T_4$ ) e  $R_z$  a resistência de convecção externa ( $R_{conve}$ ). Este valor é calculado tanto para o corpo cilíndrico como para fundos copados.

<sup>5</sup> Para aplicar as equações do Nusset é sempre necessário respeitar as condições a estas associadas, que estão descritas no subcapítulo 2.4.

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{T4}}{R_{conve}} \quad (34)$$

Na Tabela 10 apresentam-se os valores obtidos após a aplicação da Equação 34.

Tabela 10 - Valor do ganho térmico para o cilindro vertical.

	Cilindro	Fundos	Equação
<b>Q [W]</b>	8,3	2,8	34

Somando os dois valores apresentados na Tabela 10 obtém-se o ganho térmico total do tanque que é cerca de 11,1W.

### 3.1.3. Cálculo da temperatura da parede interna

O passo seguinte é a obtenção da temperatura da superfície interior do reservatório – T1. Para que se descubra esta temperatura, determina-se através do método de tentativa e erro qual o valor de temperatura correspondente ao ganho térmico calculado anteriormente, que foi apresentado na Tabela 10. Nesse sentido, é necessário calcular a resistência de convecção interna correspondente à temperatura obtida.

Analogamente ao processo descrito anteriormente, vão ser calculados os três parâmetros adimensionais necessários para a determinação do número de Nusselt - Tabela 11. Para o corpo cilindro no cálculo dos parâmetros adimensionais, tanto para a disposição vertical como horizontal, o parâmetro “x” corresponde ao diâmetro interno.

Tabela 11 - Parâmetros adimensionais para o cálculo da  $R_{convi}$  do cilindro vertical.

	Cilindro	Fundos	Equação	
<b>Pr</b>	1,24	<b>Pr</b>	1,24	31
<b>Gr<sub>D</sub></b>	3,80x10 <sup>9</sup>	<b>Gr<sub>D</sub></b>	1,13x10 <sup>10</sup>	32
<b>Ra<sub>D</sub></b>	4,72x10 <sup>9</sup>	<b>Ra<sub>D</sub></b>	1,40 x10 <sup>10</sup>	33

Importa ainda mencionar que, no caso da convecção interior, as temperaturas a considerar para o cálculo da Equação 32 são a temperatura do hidrogénio ( $T_{LH2}$ ) e a temperatura da superfície interior do reservatório ( $T_1$ ).

Para determinar estes parâmetros foi crucial identificar as propriedades termofísicas do hidrogénio - Tabela 12. As propriedades termofísicas necessárias incluem: viscosidades dinâmica e cinemática, o calor específico, a condutibilidade térmica e o coeficiente de expansão térmica. Para simplificação do processo de cálculo consideraram-se pressões e temperaturas uniformes ao longo de todo o reservatório, e, por isso, estas propriedades foram obtidas a 22K e a 3 bar – ANEXO B. Na realidade, existe um aumento gradual da pressão e temperatura ao longo do tempo, devido aos ganhos térmicos do tanque, que provocam uma estratificação da temperatura associada a correntes de convecção [57].

Tabela 12 - Propriedades termofísicas do hidrogénio líquido a 22K e 3bar.

Propriedade	
$\nu$ [ $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ ]	$1,75\times 10^{-7}$
$\mu$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	$1,20\times 10^{-5}$
$C_p$ [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	10775,5
$k$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	0,104
$\beta$ [ $\text{K}^{-1}$ ]	0,00065

A partir dos três parâmetros apresentados na Tabela 11 determinam-se os números de Nusset. Estes valores são calculados para os fundos e para o corpo cilíndrico e apresentam-se na Tabela 13.

Tabela 13 - Valores obtidos para o número de Nusset para a disposição vertical para o interior.

	Cilindro	Equação		Fundos	Equação
$Nu_D$	103,46	13	$Nu_D$	58,36	8

Para que seja possível este cálculo e a aplicação da Equação 13, é necessário seleccionar os termos  $C_1$  e  $C_2$  presentes. Estes termos dependem das condições em que se encontram as superfícies dos reservatórios – Tabela 14. Neste caso considerou-se que as superfícies se encontravam na condição: simétricas e isotérmicas.

Tabela 14 - Condições possíveis para as superfícies dos reservatórios.

Condição	$C_1$	$C_2$
Superfícies simétricas isotérmicas	576	2,87
Superfícies com fluxos uniformes simétricos	48	2,51
Superfícies isotérmicas e adiabáticas	144	2,87
Superfícies com fluxo uniforme e adiabáticas	24	2,51

Aplicando as mesmas equações descritas anteriormente para o cálculo dos coeficientes de convecção externa, determina-se os coeficientes de convecção interna - Tabela 15. Com esse propósito, utilizam-se os valores da Tabela 13. A condutibilidade térmica utilizada é a do hidrogénio – Tabela 12. Dado que se pretende obter o coeficiente de convecção interno, o diâmetro utilizado é o interno.

Tabela 15 - Coeficientes de convecção interna obtidos para a disposição vertical.

	Cilindro	Equação	Fundos	Equação
$h_i$ [ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ]	17,70	5	9,98	5

Tal como descrito anteriormente, o próximo passo é calcular a resistência de convecção interna utilizando os valores calculados e apresentados na Tabela 15. Desta vez o raio interno é o adotado no caso dos fundos copados. Deste modo, reúnem-se todas as informações necessárias para o cálculo e, assim, os valores da resistência de convecção externa expõem-se na Tabela 16.

Tabela 16 – Resistências de convecção externa obtidas para a disposição vertical.

	Cilindro	Equação	Fundos	Equação
$R_{convi}$ [W/m]	0,0097	3	0,086	4

Como sobredito e aplicando a Equação 35, determina-se a temperatura da parede interior,  $T_1$  e a correspondente resistência de convecção interna que estão associados ao ganho térmico anteriormente calculado – Tabela 10.

$$Q = \frac{T_1 - T_{LH2}}{R_{convi}} \quad (35)$$

Após determinada a temperatura da superfície interna ( $T_1$ ) inicial, será necessário definir a condutibilidade dos diferentes materiais que constituem a parede, para que seja possível terminar o processo de cálculo iterativo. É então necessário determinar a espessura de isolamento a que corresponde essa temperatura. A partir desta nova espessura recalcula-se a temperatura e os ganhos térmicos correspondentes à mesma. Este processo é repetido até que a solução convirja. No final, obteve-se uma temperatura da parede interna de cerca de 22,08K e 22,24K no corpo cilíndrico e nos fundos copados, respetivamente. Foi necessário considerar que existe um gradiente de temperaturas ao longo do cilindro e, por isso, os fundos apresentam uma temperatura ligeiramente diferente das paredes cilíndricas. Considerou-se ainda este gradiente de temperaturas para que se pudessem igualar as cargas térmicas de ambas as partes.

### 3.1.4. Determinação da espessura do isolamento

De forma a determinar a espessura do isolamento que garante a carga térmica anteriormente calculada, apenas falta definir o material das paredes internas, externas e do isolamento. O material dos apoios já foi definido anteriormente.

A parede interna será contruída numa liga de aço inoxidável 316 L, de acordo com as conclusões retiradas da pesquisa realizada no subcapítulo 2.5.2. Relativamente ao material da parede externa, foi selecionado o aço inoxidável 4301 Cr-Ni, uma vez que a função principal é proteger dos impactos e resistir às condições ambientais, sem a preocupação da fragilização por hidrogénio – as propriedades deste material estão disponíveis no ANEXO C.

Quanto ao isolamento, o material considerado no método de cálculo foi a espuma de poliuretano 10-2, adotando-se a condutibilidade térmica de  $10^{-3} \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , já que se encontra no intervalo de valores possíveis. Este material foi selecionado por reunir três fatores fundamentais: boa condutibilidade térmica, difusibilidade térmica e pelo facto de poder ser aplicável nesta gama de temperaturas [32].

As condutibilidades térmicas utilizadas para este estudo apresentam-se na Tabela 17.

Tabela 17 - Condutibilidade térmica dos diferentes materiais que constituem o tanque.

Material	Elemento Estrutural	k [W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Aço inox 316 L	Parede interna	10
Espumas poliuretano 10-2	Isolamento	10 <sup>-2</sup> e 10 <sup>-4</sup>
Baquelite	Apoios estruturais	0,2
Aço inoxidável 4301 Cr-Ni	Parede externa	15

Para descobrir o isolamento necessário e dimensionar todo o tanque, o próximo passo é determinar a resistência de condução. Para isso, utilizando a Equação 16, onde  $T_x$  é a temperatura da superfície interior ( $T_1$ ),  $T_y$  a temperatura da superfície exterior ( $T_4$ ) e  $Q$  os ganhos térmicos anteriormente apresentados, obtém-se o valor da resistência de condução ao longo das paredes do tanque – Equação 36. A resistência total de condução corresponde ao somatório das resistências de condução ao longo dos vários materiais – Equação 37. Por sua vez, a resistência do paralelo entre o apoio e o isolamento calcula-se através da Equação 38.

$$Q = \frac{T_1 - T_4}{R_{cond\ total}} \quad (36)$$

$$R_{cond\ total} = R_{condi} + R_{paralelo} + R_{conde} \quad (37)$$

$$\frac{1}{R_{paralelo}} = \frac{1}{R_{apoio}} + \frac{1}{R_{isol}} \quad (38)$$

Os valores destas resistências totais de condução apresentam-se na Tabela 18.

Tabela 18 - Resistências de condução para a orientação vertical.

	Cilindro	Fundos	Equação
$R_{cond\ total}$ [W/m]	32,55	96,06	36

Falta ainda determinar os valores das resistências de condução do paralelo apoio/isolamento. Com esse propósito, utilizam-se as Equações 14 e 15 para determinar as resistências de condução nas paredes internas e externas, tanto para o corpo cilíndrico como para os fundos copados.

Subtraindo o valor destas duas resistências ao valor da resistência de condução total - Tabela 18 - obtém-se o valor da resistência de condução do paralelo – Tabela 19. Com essa finalidade, consoante a camada de material para a qual se está a calcular a resistência de condução, adota-se a condutibilidade do material correspondente e determina-se o raio interno e externo daquela camada, de acordo com a espessura das várias camadas. Mais uma vez, começa-se por utilizar

valores aproximados para a espessura até que se determine o valor real da espessura do isolamento.

Tabela 19 - Resistências de condução nas paredes interna e externa para a orientação vertical.

	Cilindro	Equação	Fundos	Equação
$R_{conde}$ [W/m]	0,00017	14	0,00083	15
$R_{condi}$ [W/m]	$5,73 \times 10^{-5}$	14	0,00014	15
$R_{paralelo}$ [W/m]	32,55	37	96,06	37

Após a obtenção do valor da resistência do paralelo, e utilizando o solver do Excel, determina-se, por fim, a espessura de isolamento necessária – Equação 38. Para utilizar esta equação, aplicam-se mais uma vez, as Equações 14 e 15 para o cálculo da resistência de condução no isolamento - para o caso do cilindro e esfera ou fundos copados, respetivamente - e a Equação 24 para o cálculo da resistência de condução no apoio. Após o cálculo destes valores, determina-se a espessura de isolamento correspondente a esta resistência térmica, visto que este valor é o único desconhecido. Após a obtenção da primeira estimativa da espessura do isolamento, novos ganhos térmicos serão obtidos e, por isso, reinicia-se o processo até que a solução convirja. Após a convergência do processo obtiveram-se os valores apresentados na Tabela 20 e, por isso, foi selecionada uma espessura de isolamento de 0,290 m.

Tabela 20- Espessuras de isolamento obtidas para a orientação vertical.

	Cilindro	Fundos	Equação
Espessura do isolamento [m]	0,290	0,250	38

## 3.2. Resultados das diferentes configurações

Explicitado o método de cálculo utilizado, segue-se a apresentação dos resultados obtidos para as restantes configurações. Ao longo deste subcapítulo apresentam-se os resultados da disposição esférica e da disposição cilíndrica orientada horizontalmente, visto que os resultados da orientação vertical já foram descritos ao longo do método de cálculo.

### 3.2.1. Configuração cilíndrica orientada horizontalmente

O método de cálculo para esta orientação é em tudo semelhante ao descrito para a orientação vertical. Apenas se distingue no cálculo do número de Nusselt para a determinação dos coeficientes de convecção externa para o corpo cilíndrico. Neste caso passa a ser utilizada a Equação 9 para o cálculo do número de Nusselt e a Equação 5 para o cálculo do coeficiente de convecção externo, que toma como dimensão crítica o diâmetro externo.

Apresentam-se então na Tabela 21 todos os dados necessários aos estudos a realizar nos próximos capítulos e os dados mais importantes do dimensionamento.

Tabela 21 - Resultados para a configuração cilíndrica orientada horizontalmente.

	<b>Cilindro</b>	<b>Fundos</b>	<b>Equação</b>
<b>Q [W]</b>	8,3	2,8	34
<b>Temperatura parede interna [K]</b>	22,08	22,24	35
<b>Espessura do isolamento [m]</b>	0,290	0,250	38

### 3.2.2. Configuração esférica

No caso da esfera, o método de cálculo é novamente semelhante. No entanto, apenas se utilizam as equações referentes à esfera, que correspondem às equações apresentadas para os fundos copados, explicitadas no subcapítulo 3.1. Estes valores apresentam-se na Tabela 22.

Tabela 22 - Resultados para a configuração esférica.

	<b>Propriedade</b>	<b>Equação</b>
<b>Q [W]</b>	6,5	34
<b>Temperatura parede interna [K]</b>	22,2	35
<b>Espessura do isolamento [m]</b>	0,362	38

### 3.3. Análise de resultados do dimensionamento térmico

Neste subcapítulo são avaliados os resultados obtidos para as diferentes configurações para que se possa estudar a influência da geometria/disposição nos ganhos térmicos dos tanques, nas temperaturas das paredes e, ainda nas taxas de evaporação de hidrogénio.

### 3.3.1. Comparação entre as diferentes geometrias/disposições

Começa-se por comparar os ganhos térmicos dos diferentes tanques. Esta comparação é realizada para que se estude a influência da geometria e da disposição dos tanques nos ganhos térmicos.

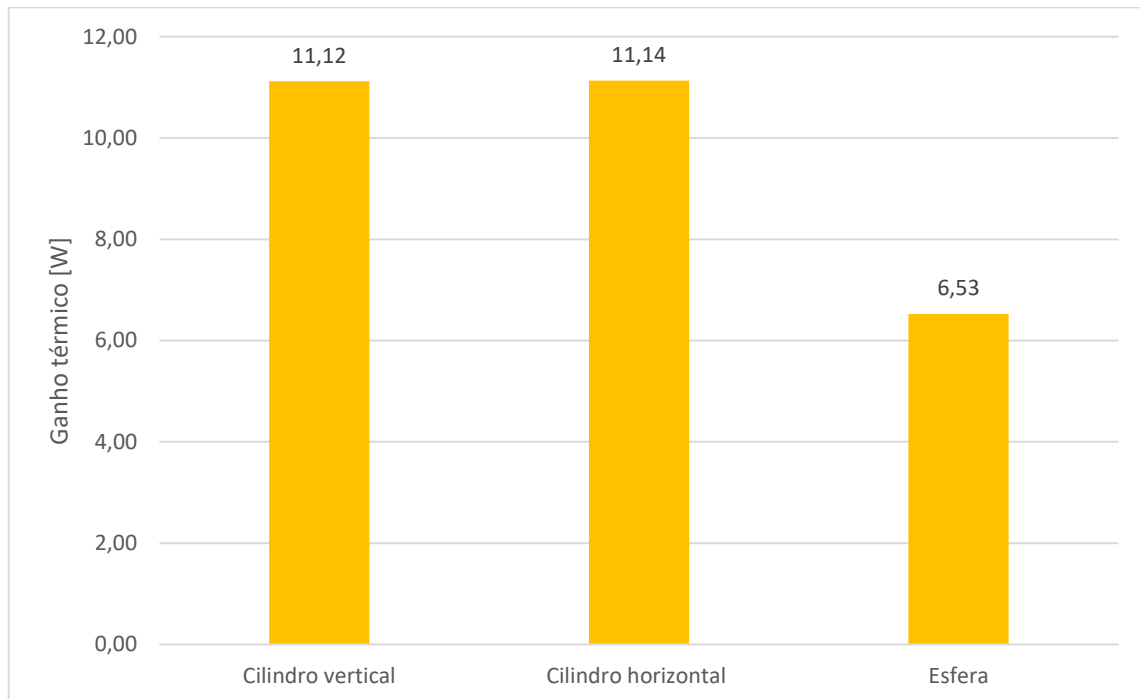


Figura 12 - Ganhos térmicos das diferentes configurações.

Observando a Figura 12, verifica-se que os ganhos térmicos dos reservatórios cilíndricos são muito semelhantes. Isto significa que a disposição dos cilindros não apresenta um impacto significativo nos ganhos térmicos. Por outro lado, quando se comparam as geometrias esféricas com as cilíndricas, verifica-se que os ganhos térmicos na geometria esférica são cerca de 1,7 vezes inferiores. Este valor justifica-se por a área da superfície esférica ser inferior, diminuindo assim a transferência de calor.

### 3.3.2. Evolução das temperaturas ao longo das paredes

Um parâmetro que se encontra relacionado com o ganho térmico dos tanques é a temperatura das paredes do mesmo. Por essa razão, o passo seguinte será avaliar a evolução das temperaturas ao longo das paredes dos tanques para as diferentes geometrias. Neste subcapítulo é estudada a evolução para o tanque esférico e para o cilindro vertical. Apenas se faz a comparação destas duas disposições, visto que a evolução para as duas disposições cilíndricas é semelhante.

No caso em estudo foi determinado que a temperatura da parede externa,  $T_4$ , seria igual para ambas as configurações. Como mencionado anteriormente, a temperatura considerada foi de cerca de 292,55K, sendo que a temperatura ambiente considerada foi de cerca de 293,15K. Já as temperaturas da parede interior foram determinadas analiticamente e apresentam valores muito semelhantes. Este facto pode ser observado pelo gráfico que representa a evolução das temperaturas ao longo das paredes - Figura 13.

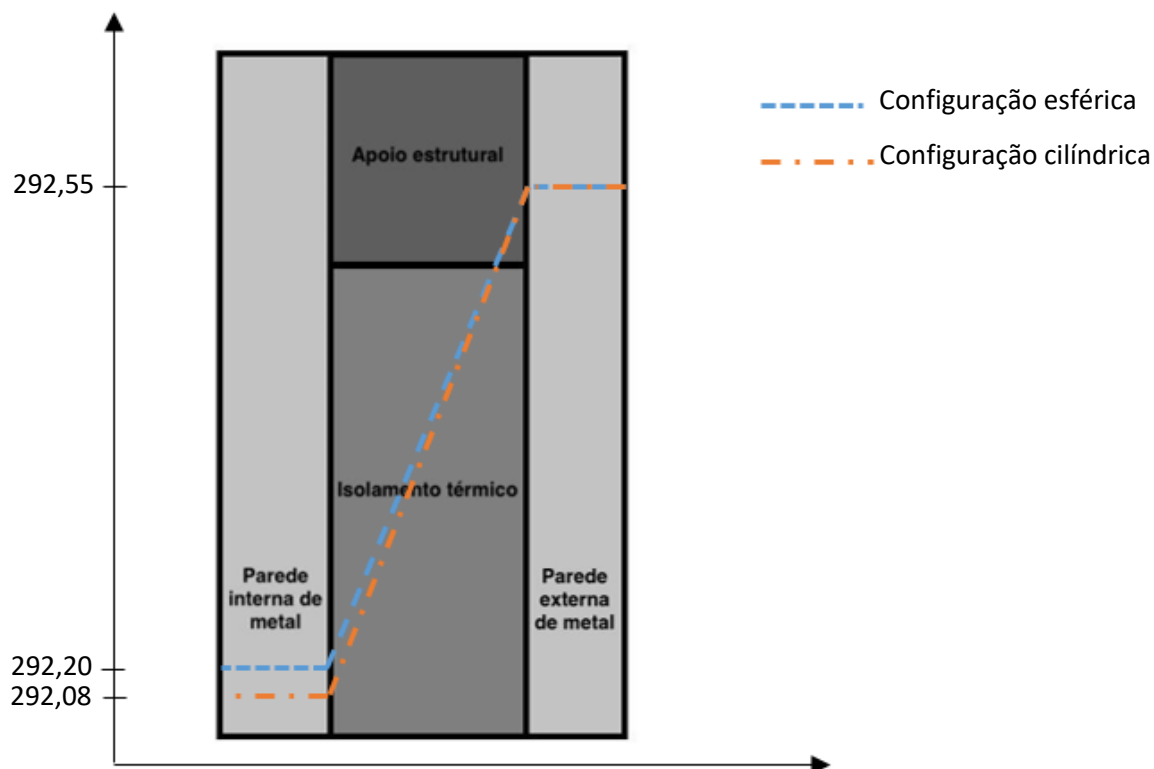


Figura 13 - Evolução da temperatura ao longo da parede do tanque.

Comparando a diferença de temperaturas entre o hidrogénio no interior do tanque e a parede interna e a diferença de temperaturas entre o ar ambiente e a parede exterior, verifica-se para ambas as configurações que a diferença entre  $T_{LH2}$  e  $T_1$  é inferior em ambas as situações, o que poderá ser explicado pelos valores superiores dos coeficientes de convecção interiores, que se traduzem numa menor resistência térmica de convecção.

No que diz respeito à temperatura da parede externa, esta tem um papel importante para a formação, ou não, de condensados. Para haver formação de condensados a temperatura da parede exterior tem de ser inferior à temperatura de condensação do vapor de água presente no ar.

Para esse fim, com recurso ao gráfico da Figura 14 determina-se a temperatura de saturação. Considerando a temperatura ambiente, como anteriormente mencionado, a cerca de  $20^\circ\text{C}$  e uma humidade relativa entre 60% e 70%, obtém-se uma temperatura de saturação do valor de água entre os  $12^\circ\text{C}$  e os  $14^\circ\text{C}$ . Desta forma, não existirá formação de condensados, não havendo assim uma resistência adicional entre a parede e o ar ambiente.

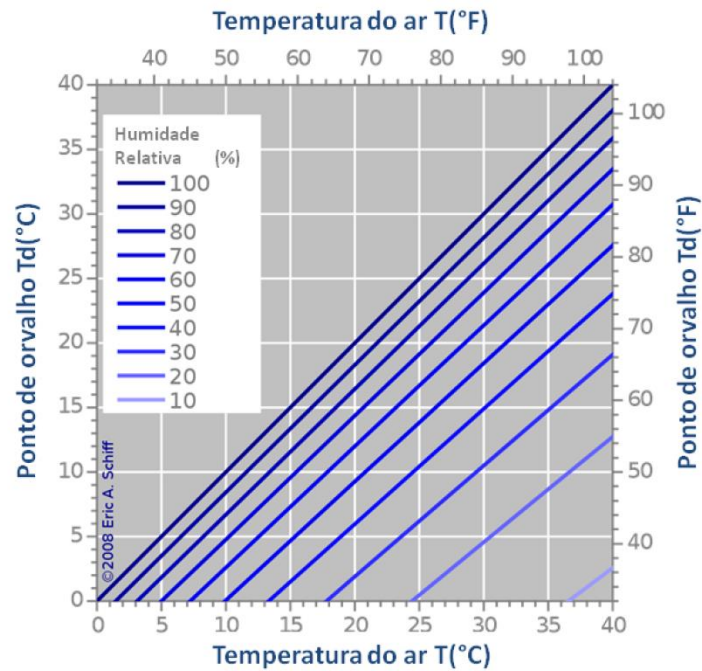


Figura 14 - Gráfico da dependência do ponto de orvalho com a temperatura do ar para vários níveis de umidade relativa (adaptado de [58]).

### 3.3.3. Taxas de evaporação para as diferentes geometrias

Apesar dos esforços para minimizar os ganhos térmicos, estes nunca serão nulos e, desta forma, verifica-se sempre uma evaporação parcial do hidrogénio. Para avaliar de que forma se traduzem as perdas térmicas é necessário calcular a taxa de evaporação do hidrogénio – Equação 39.

$$\dot{m}_{evap} = \frac{Q \times M_w}{\Delta h_{evap}} \quad (39)$$

Em que as cargas térmicas são as calculadas anteriormente (explicitadas na Tabela 10), para cada uma das três disposições,  $M_w$  é a massa molar do hidrogénio que apresenta o valor de 2,02 g/mol. O termo  $\Delta h_{evap}$ , representa a entalpia de vaporização do hidrogénio, no caso presente o valor considerado é cerca de 899 J/mol, para as três configurações. Os valores das taxas de evaporação para as três configurações apresentam-se na Tabela 23 [2].

Tabela 23 - Taxas de evaporação para as diferentes configurações.

	Cilindro Vertical	Cilindro Horizontal	Esfera	Equação
$\dot{m}_{evap} (kg/s)$	$2,49 \times 10^{-5}$	$2,49 \times 10^{-5}$	$1,46 \times 10^{-5}$	39

A partir da análise da Tabela 23 conclui-se que, conforme esperado, quanto maiores os ganhos térmicos do reservatório, maior a taxa de evaporação do hidrogénio. Ou seja, maiores taxas de

evaporação traduzem-se numa maior perda de hidrogénio, o que torna indispensável um dimensionamento adequado do isolamento térmico.

Para que se tenha uma melhor perceção do que significam estas perdas, irá ser feita uma comparação entre a energia inicialmente armazenada e a energia armazenada ao fim de uma semana, de forma a avaliar a percentagem de energia que se perde ao longo deste tempo. Esta grandeza calcula-se através da Equação 40:

$$E = PCI \times m_{\text{Hidrogénio}} \quad (40)$$

Sabendo que o PCI do hidrogénio é de cerca de  $118,8 \times 10^6$  J/kg, resta determinar a massa evaporada semanalmente e a massa inicialmente armazenada. Na Tabela 24, identificam-se os valores obtidos para a massa evaporada semanalmente para as três disposições estudadas nesta dissertação. Este valor é obtido a partir da multiplicação do valor da taxa de evaporação do hidrogénio pelo espaço de tempo correspondente a uma semana, em segundos.

Tabela 24 - Massa de hidrogénio evaporada numa semana.

	Cilindro Vertical	Cilindro Horizontal	Esfera
$m_{\text{evaporada semanalmente}} \text{ (kg)}$	15,06	15,06	8,83

De seguida calcula-se a massa de hidrogénio inicialmente armazenada nos tanques – Equação 41 – uma vez que o volume dos reservatórios é igual para as três disposições, a massa de hidrogénio também será [59].

$$m_{\text{LH}_2 \text{ armazenada inicialmente}} = V_{\text{Tanque}} \times \rho_{\text{H}_2} \quad (41)$$

A massa volúmica do hidrogénio a 22 K e a 3 bar é de cerca de  $68,57$  kg/m<sup>3</sup>. Se consideramos reservatórios de  $1$  m<sup>3</sup>, o resultado da massa de hidrogénio inicialmente armazenada é de cerca de  $68,57$  kg [57]. Por fim, na Tabela 25 apresentam-se os resultados obtidos.

Tabela 25 - Comparação entre a energia armazenada nos tanques e a evaporada semanalmente.

Parâmetro	Cilindro Vertical	Cilindro Horizontal	Esfera	Equação
E evaporada semanalmente [J]	$1,79 \times 10^9$	$1,79 \times 10^9$	$1,05 \times 10^9$	40
E LH <sub>2</sub> armazenada inicialmente [J]	$8,15 \times 10^9$	$8,15 \times 10^9$	$8,15 \times 10^9$	40

Analisando a Tabela 25, verifica-se que as perdas de hidrogénio atingem valores de cerca de 22% de perda da energia inicial armazenada se utilizarmos a cilíndrica e cerca de 12,9% para o caso da geometria esférica o que confere uma grande vantagem na utilização destes tanques.

Observando os valores obtidos conclui-se que grande parte da energia seria perdida num curto espaço de tempo. Desta forma, o dimensionamento do sistema de refrigeração é fundamental para que se mantenha o sistema a 22K e, assim minimizar as perdas térmicas.

## 4. MÉTODOS E APLICAÇÃO PARA O DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Para que se possa finalizar o dimensionamento do sistema de armazenamento falta apenas dimensionar o sistema de refrigeração. Uma vez que os consumos energéticos para manter o hidrogénio no estado líquido já são muito elevados, procuramos que este sistema seja o mais eficiente possível.

### 4.1. Método de cálculo

Neste subcapítulo desenvolver-se-á o procedimento adotado para o dimensionamento do sistema de refrigeração dos tanques. No primeiro subcapítulo aborda-se o estabelecimento das condições de projeto. No segundo capítulo apresentam-se os frigoríficos adotados para o sistema escolhido de acordo com a pesquisa realizada no subcapítulo 2.6.3.

#### 4.1.1. Condições de projeto

Seguindo os pressupostos anteriormente mencionados, utiliza-se um ciclo de refrigeração em cascata com cinco subciclos. Com a utilização dos cinco subciclos, torna-se possível diminuir a diferença de temperaturas entre os patamares de evaporação e condensação, diminuindo assim o trabalho de compressão e aumentando a eficiência do ciclo.

De forma a dimensionar este ciclo, é necessário determinar os cinco frigoríficos a utilizar, um em cada subciclo, e ainda o caudal mássico de frigorífico necessário. Em cada subciclo realiza-se a compressão e a expansão multi-estágio. O número de estágios varia de acordo com o subciclo em questão e a cada um destes estágios está associado um caudal mássico de frigorífico é diferente [49].

A desvantagem associada à utilização de um ciclo em cascata está relacionada com o custo relativamente elevado para adquirir os equipamentos. Cada subciclo é constituído por um a três estágios e, por sua vez, cada estágio vai exigir um compressor próprio e, consequentemente armazenamento particular de frigorífico correspondente a cada um desses estágios. Na Figura 15 apresenta-se a constituição de um subciclo com dois estágios de compressão, sendo que a numeração evidenciada irá corresponder aos pontos dos ciclos que apresentem dois estágios [60].

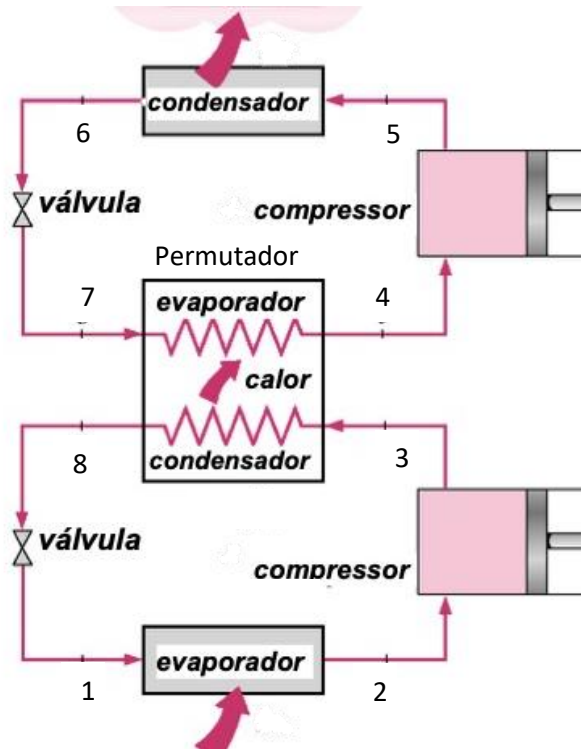


Figura 15 - Constituição de um subciclo com dois estágios de compressão [61].

Para que se inicie o dimensionamento, é necessário definir à partida as condições de projeto. Existem dois patamares de temperatura que são conhecidos: a temperatura de evaporação no primeiro evaporador e a temperatura de condensação, no último condensador. O primeiro evaporador do ciclo, que está em contacto com o hidrogénio no tanque, é responsável por remover o calor proveniente do exterior, mantendo o hidrogénio no estado líquido. Tendo em consideração a temperatura a que se encontra o hidrogénio define-se a temperatura no evaporador como 18 K. Quanto à temperatura de condensação, no último condensador do ciclo, que está em contacto com o ar ambiente define-se como cerca de 308 K. Este condensador é responsável por rejeitar o calor removido do hidrogénio após esta energia ser transferida entre os diferentes subciclos.

Após a definição destes dois patamares de temperatura, é necessário definir os patamares de pressão e as temperaturas intermédias. Esta escolha depende da seleção dos frigorigéneos e das razões de compressão adotadas.

#### 4.1.2. Escolha dos fluidos frigorigéneos

Para que se prossiga com o dimensionamento falta selecionar os frigorigéneos e os patamares de temperaturas correspondente a cada subciclo. Os elegidos foram:

- 1º subciclo: R-702p (Hidrogénio) – 18 a 25,7K com  $T_{\text{Adiabática de compressão}} = 70\text{K}$ ;
- 2º subciclo: R-728 (Nitrogénio) – 70 a 90K com  $T_{\text{Adiabática de compressão}} = 110\text{K}$ ;
- 3º subciclo: R-50 (Metano) – 110 a 159K com  $T_{\text{Adiabática de compressão}} = 178\text{K}$ ;
- 4º subciclo: R-170 (Etano) – 178 a 248K com  $T_{\text{Adiabática de compressão}} = 264\text{K}$ ;
- 5º Subciclo: R-134a (Tetrafluoroetano) – 264 a 306K com  $T_{\text{Adiabática de compressão}} = 308\text{K}$ .

Na Tabela 26 definem-se os estágios realizados em cada subciclo bem como as pressões e temperaturas dos patamares de evaporação e condensação.

Tabela 26 - Definição dos patamares dos diferentes subciclos.

Frigorigéneo	Estágio	Patamar de Evaporação			Patamar de condensação		
		Temperatura [K]	Pressão [MPa]	Evolução	Temperatura [K]	Pressão [MPa]	Evolução
<b>R-702p</b> (Hidrogénio)	1º	18,0	0,05	1-2	25,7	0,36	3-4
<b>R-728</b> (Nitrogénio)	1º	70,0	0,04	1-2	79,0	0,12	3-8
	2º	79,0	0,12	7-4	90,0	0,36	5-6
<b>R-50</b> (Metano)	1º	110,0	0,09	1-2	123,0	0,22	3-12
	2º	123,0	0,22	11-4	137,0	0,56	5-10
	3º	137,0	0,56	9-6	159,0	1,40	7-8
<b>R-170 (Etano)</b>	1º	178,0	0,07	1-2	197,0	0,18	3-12
	2º	197,0	0,18	11-4	219,0	0,44	5-10
	3º	219,0	0,44	9-6	248,0	1,10	7-8
<b>R-134a</b> (Tetrafluoroetano)	1º	264,0	0,21	1-2	284,0	0,42	3-8
	2º	284,0	0,42	7-4	306,0	0,84	5-6

Estudos mostram que a liquefação do hidrogénio com pré-arrefecimento por nitrogénio líquido e refrigeração a partir da circulação de hidrogénio tem um elevado desempenho quando comparado com processos semelhantes realizados com outros frigoríficos.

Desta forma, conforme o estudo efetuado que consta na bibliografia, estes dois frigoríficos foram selecionados para as gamas de temperaturas mais baixas. A utilização do hélio, ou mesmo de uma mistura hélio-néon, foi descartada devido aos preços elevados quando comparados com os da alternativa adotada [43].

Para efeitos de aferição das melhores opções de frigoríficos para as gamas de temperaturas superiores foi necessário estudar a indústria de liquefação de gás natural. Este estudo foi realizado devido à ampla utilização dos ciclos de compressão em cascata. Neste tipo de aplicação geralmente utiliza-se um ciclo de refrigeração em cascata com três subciclos. Os frigoríficos utilizados são o propano, o etano e o metano. Nestes ciclos geralmente apresentam-se três estágios e, conseqüentemente, três níveis de temperatura para cada frigorífico [49, 60].

Neste caso, optou-se pela utilização do R-134a no lugar do propano. No entanto, devido à vasta gama de opções para este intervalo de temperaturas, vão ser estudadas outras possibilidades para este patamar procurando encontrar um substituto para o R-134a que cumpra com todos os requisitos.

## 4.2. Características do ciclo de refrigeração

Neste capítulo, serão apresentados todos os subciclos constituintes do sistema de refrigeração, bem como as suas características e propriedades. Adicionalmente explicita-se de que forma foram obtidas estas características e propriedades.

### 4.2.1. 1º subciclo: R-702p

Conforme anteriormente mencionado, o refrigerante selecionado para o primeiro subciclo foi o hidrogênio. Para possibilitar a transição para o próximo refrigerante, apenas foi possível a realização de um patamar de evaporação, uma vez que é necessário respeitar a gama de temperaturas adequadas à sua utilização. Consequentemente, a razão de compressão é maior do que a obtida para qualquer um dos restantes subciclos. A razão de compressão é calculada com o auxílio da Equação 42, onde  $n$  é o número do patamar.

$$\text{Razão de compressão} = \frac{P_{n+1}}{P_n} \quad (42)$$

A evolução do refrigerante ao longo do sistema de refrigeração representa-se na Figura 16. As propriedades dos pontos marcados no diagrama apresentam-se no APÊNDICE B.

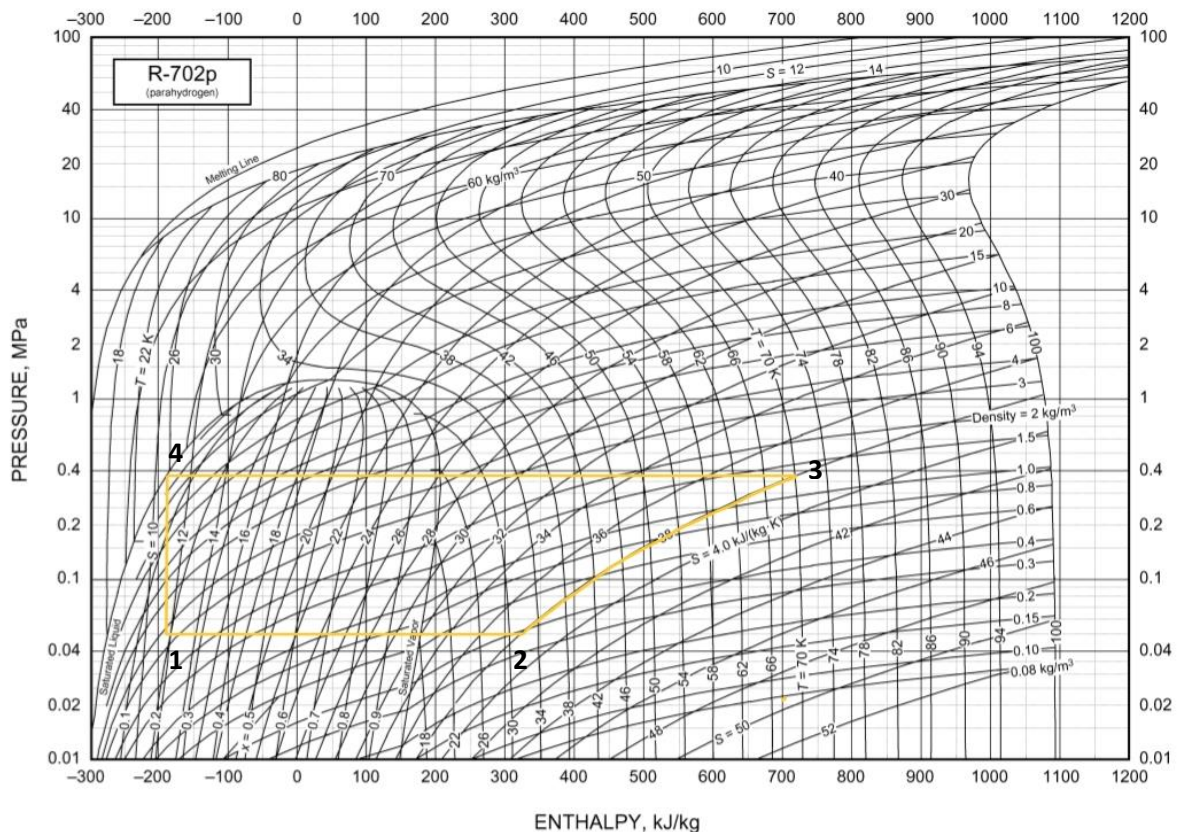


Figura 16 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-702p sobreaquecido (adaptado de [62]).

Após a definição do ciclo de refrigeração, inicia-se o método de cálculo. A partir da Equação 17, considerando que a potência do evaporador é igual aos ganhos térmicos do tanque, é obtido o fluxo mássico no evaporador. Consideram-se os ganhos térmicos da disposição vertical, pelo que os valores apresentados no restante ciclo baseiam-se nessa disposição.

Após a determinação do caudal mássico e aplicando as Equações 18 e 20, determina-se a potência no compressor e condensador. É necessário ter em consideração que para calcular a potência no condensador é fundamental adaptar os pontos aos utilizados na Equação 20. Estes serão substituídos pelos pontos que, neste caso, representam a saída e entrada do condensador. É necessário realizar a mesma adaptação para o caso de um ciclo de três estágios.

Na Tabela 27 apresentam-se os principais parâmetros para estudo das características do ciclo de refrigeração.

Tabela 27 - Parâmetros que definem o subciclo do R-702p.

Parâmetro		Unidades	Equação
<b>Sobreaquecimento (na saída do evaporador)</b>	20	K	-
$\dot{m}$	$2,2 \times 10^{-5}$	kg/s	17
$W_{comp}^6$	8,7	W	18
$Q_{evap}$	11,2	W	n.a. <sup>7</sup>
$Q_{cond}$	19,9	W	20
<b>Razão de compressão</b>	7,2	[-]	42

<sup>6</sup> Para efeitos de simplificação do cálculo, considera-se que o rendimento de compressão é 100% para todos os compressores.

<sup>7</sup> Não aplicável: O primeiro evaporador do ciclo tem uma potência igual aos ganhos térmicos do tanque.

### 4.2.2. 2º Subciclo: R-728

O segundo subciclo é o do nitrogénio e a evolução deste frigorigéneo apresenta-se na Figura 17. As propriedades dos pontos apresentam-se no APÊNDICE C.

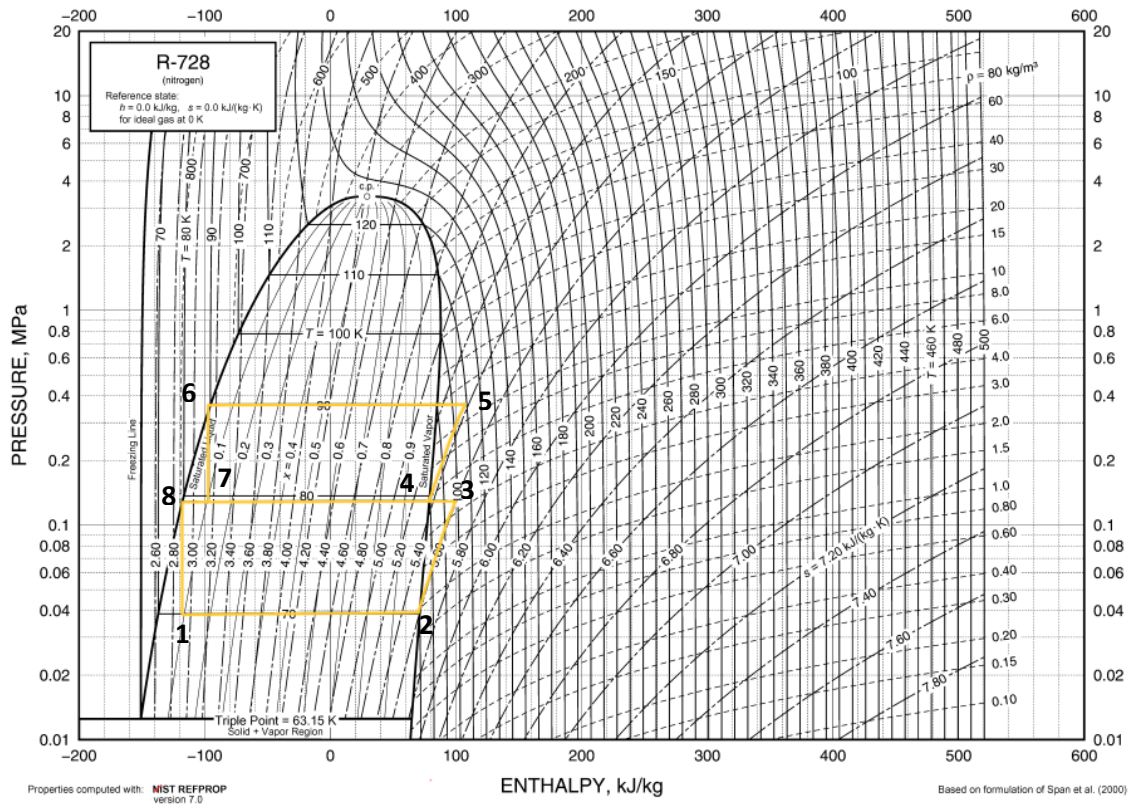


Figura 17 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-728p (adaptado de [62]).

Uma vez que neste ciclo a compressão se realiza em dois estágios, existem dois caudais mássicos de frigorigéneo a serem determinados, um em cada patamar. O primeiro determina-se igualando a potência do último condensador do ciclo anterior (R702p) à potência do primeiro evaporador deste ciclo - correspondente ao patamar de 75K. A partir deste caudal mássico determina-se o trabalho do compressor de baixa pressão.

Após a determinação deste caudal mássico, é necessário calcular o caudal mássico do segundo patamar. Para esse efeito é necessário igualar a potência do primeiro condensador à do evaporador correspondente ao segundo patamar de evaporação - Equação 43. Um subciclo com três estágios de compressão apresenta mais um caudal mássico de processo de cálculo semelhante.

$$\dot{m}_1(h_3 - h_8) = \dot{m}_2(h_4 - h_7) \quad (43)$$



A partir das propriedades dos pontos e do cálculo dos caudais mássicos, calculam-se os parâmetros característicos deste subciclo -Tabela 29.

Tabela 29 - Parâmetros que definem o subciclo do R-50p.

Parâmetro		Unidades	Equação
$\dot{m}_1$	$5,6 \times 10^{-5}$	kg/s	17
$\dot{m}_2$	$6,6 \times 10^{-5}$	kg/s	43
$\dot{m}_3$	$9,3 \times 10^{-5}$	Kg/s	43 <sup>8</sup>
$W_{BP}$	3,3	W	18
$W_{MP}$	3,7	W	19
$W_{AP}$	5,1	W	18 <sup>8</sup>
$Q_{evap}$	26,2	W	n.a
$Q_{cond}$	38,3	W	20 <sup>8</sup>
<b>Razão de compressão 1</b>	2,5	[-]	42
<b>Razão de compressão 2</b>	2,5	[-]	42
<b>Razão de compressão 3</b>	2,5	[-]	42

<sup>8</sup> Adaptar os pontos para entrada e saída do compressor de alta pressão. A mesma adaptação é realizada para o próximo subciclo.

#### 4.2.4. 4ºSubciclo: R-170

O subciclo seguinte é o do etano e o seu subciclo apresenta-se na Figura 19. As propriedades dos pontos apresentam-se no APÊNDICE E.

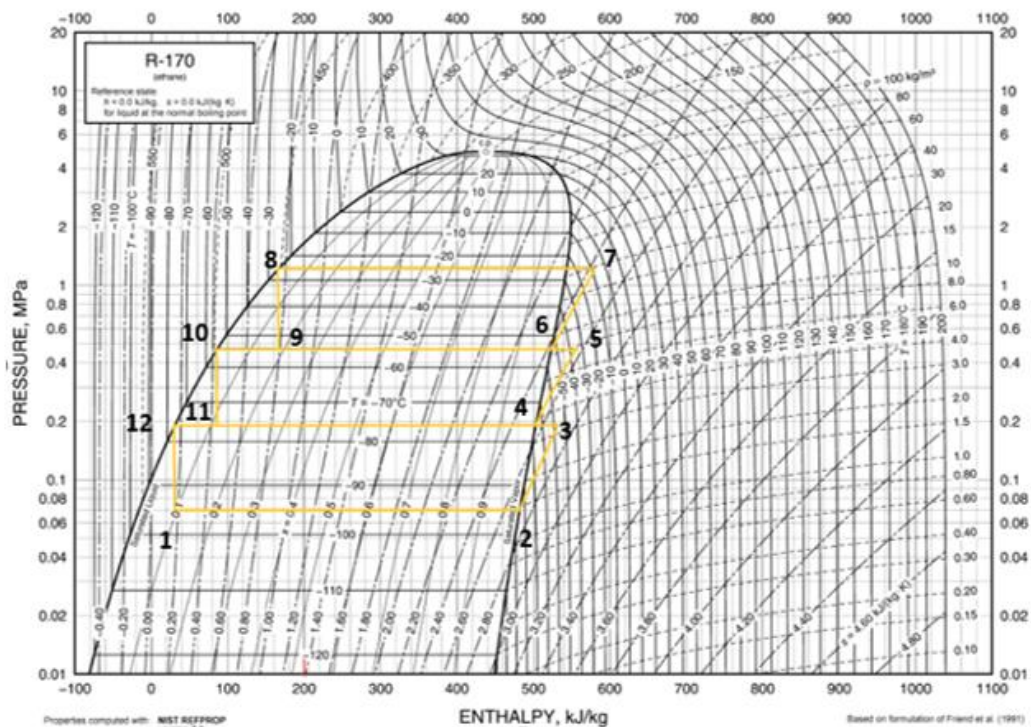


Figura 19 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-170 (adaptado de [62]).

Este subciclo, tal como o anterior, apresenta três patamares de evaporação, conseqüentemente, o método de cálculo assemelha-se em tudo ao subciclo anterior. Apresentam-se as principais características deste subciclo na Tabela 30.

Tabela 30 - Parâmetros que definem o subciclo do R-170p.

Parâmetro		Unidades	Equação
$\dot{m}_1$	$8,6 \times 10^{-5}$	kg/s	17
$\dot{m}_2$	$9,9 \times 10^{-5}$	kg/s	43
$\dot{m}_3$	$1,3 \times 10^{-4}$	kg/s	43 <sup>8</sup>
$W_{BP}$	2,6	W	18
$W_{MP}$	5,4	W	19
$W_{AP}$	7,1	W	18 <sup>8</sup>
$Q_{evap}$	38,3	W	n.a
$Q_{cond}$	53,4	W	20 <sup>8</sup>
<b>Razão de compressão 1</b>	2,5	[-]	42
<b>Razão de compressão 2</b>	2,5	[-]	42
<b>Razão de compressão 3</b>	2,5	[-]	42

### 4.2.5. 5º Subciclo: R-134a

O último subciclo é o do Tetrafluoroetano e o subciclo deste refrigerante apresenta-se Figura 20. As propriedades dos pontos apresentam-se no APÊNDICE F.

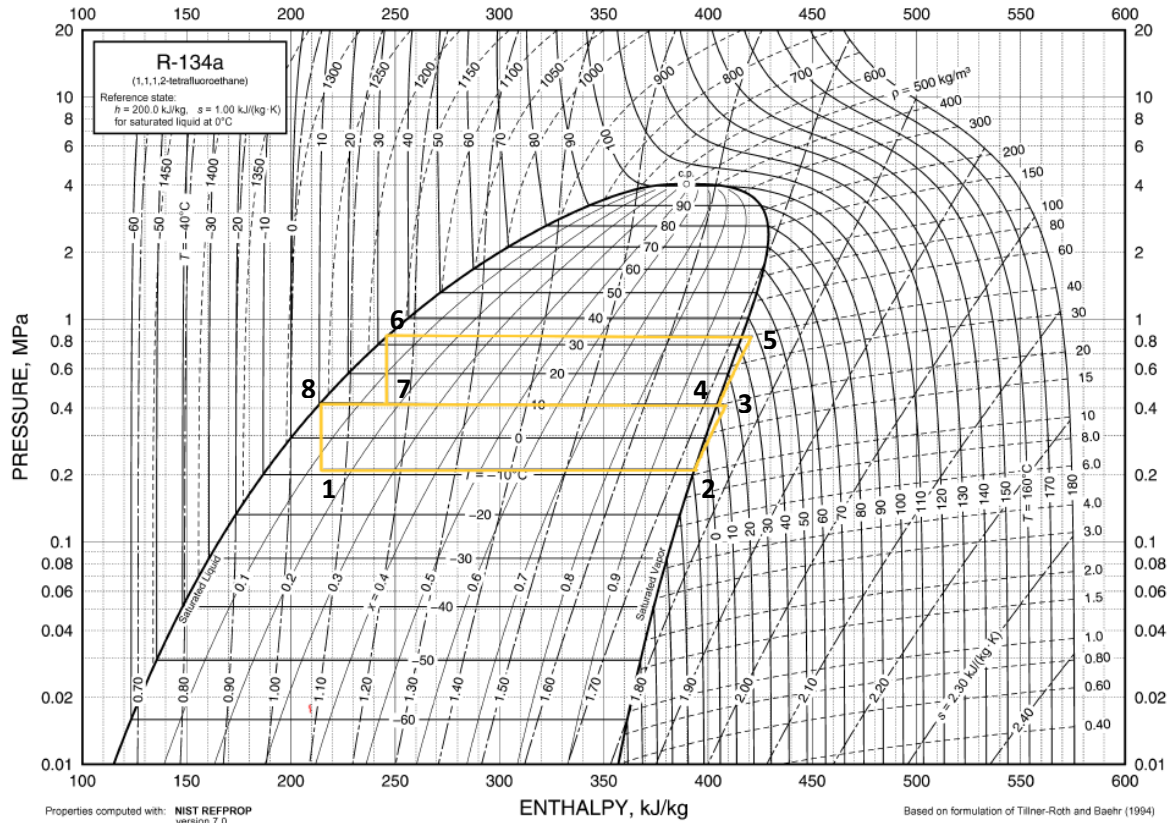


Figura 20 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-134a (adaptado de [62]).

Finalmente, para terminar o método aplicado, mais uma vez se apresentam as características do último subciclo- Tabela 31. Tal como o R-728 apresenta dois patamares de evaporação, logo método é em tudo semelhante ao apresentado nesse subcapítulo.

Tabela 31 - Parâmetros que definem o subciclo do R-134a.

Parâmetro		Unidades	Equação
$\dot{m}_1$	$2,9 \times 10^{-4}$	kg/s	17
$\dot{m}_2$	$3,6 \times 10^{-4}$	kg/s	43
$W_{BP}$	4,13	W	18
$W_{AP}$	5,8	W	19
$Q_{evap}$	53,4	W	n.a.
$Q_{cond}$	63,3	W	20
<b>Razão de compressão 1</b>	2,0	[-]	42
<b>Razão de compressão 2</b>	2,0	[-]	42

### 4.3. Análise de resultados sistema de refrigeração

Neste subcapítulo são avaliados os resultados obtidos para o sistema de refrigeração adotado. Posteriormente, vai ser estudada a influência dos principais fatores que têm impacto no ciclo de refrigeração, e que podem impactar a sua eficiência.

#### 4.3.1. Ciclo de refrigeração

Falando agora no ciclo de refrigeração no seu todo, constituído pelos cinco subciclos previamente apresentados, vamos calcular as características que o definem. A partir da potência dos compressores e evaporadores de todos os subciclos obtém-se a informação necessária para determinar o COP do ciclo de refrigeração – Equação 44. Este parâmetro avalia a eficiência energética do ciclo de refrigeração. Assim, quanto maior o COP do sistema, maior será a sua eficiência energética, menor o consumo de energia e menores os custos operacionais.

$$COP = \frac{\Sigma Q_{evap}}{\Sigma W_{comp}} \quad (44)$$

Também se determina a razão de compressão média do ciclo e o caudal mássico de frigorigéneo total. Estes valores são apresentados na Tabela 32.

Tabela 32 - Características do ciclo de refrigeração selecionado.

Parâmetro		Equação	Unidades
$\dot{m}_T$	1,4x10 <sup>-3</sup>	[A]	kg/s
$\Sigma W_{comp}$	52,2	[A]	W
$\Sigma Q_{evap}$	148,8	[A]	W
<b>COP</b>	2,9	44	[-]
<b>Razão de compressão média</b>	3	[B]	[-]

[A] - Este valor é o somatório dos valores apresentados nesta grandeza para cada um dos cinco subciclos.

[B] - Este valor é a média das razões de compressão obtidas.

Avaliando os valores apresentados na Tabela 32, verifica-se que a razão de compressão é adequada, uma vez que está próxima do mínimo aceitável. Os valores devem rodar os 3 e 7. Menores razões de compressão estão associadas a uma maior eficiência de compressão. Por outro lado, avaliado o COP do ciclo, concluímos que também está compreendido entre valores aceitáveis, já que o intervalo é de 1,5 a 5. No entanto, este valor pode ser otimizado de várias formas, por conseguinte, nos próximos subcapítulos estuda-se a forma como os diferentes parâmetros podem ter influência neste fator.

### 4.3.2. Influência da geometria/orientação do tanque nas características do sistema de refrigeração.

Neste subcapítulo vai ser estudado o impacto da geometria/orientação do tanque no sistema de refrigeração, considerando que daí resultam diferentes ganhos térmicos e, conseqüentemente, diferentes características do sistema de refrigeração. Para que se entenda qual o impacto deste fator faz sentido considerar qual o método de cálculo aplicado. Tendo em consideração que ao alterar a geométrica/disposição alteramos os ganhos térmicos do tanque e, conseqüentemente a potência do primeiro evaporador o parâmetro que sofrerá um impacto direto será o caudal mássico de frigorígeno- Equação 17. Este parâmetro sofre uma variação proporcional à variação do ganho térmico- Tabela 33. Isto acontece uma vez que as propriedades dos pontos à entrada e saída do evaporador se mantêm constantes.

Tabela 33 - Influência dos ganhos térmicos no caudal mássico de frigorígeno para o ciclo selecionado.

Geometria/Orientação	Ganhos Térmicos [W]	$\dot{m}_r$ [kg/s]
Cilíndrica Vertical	11,12	$1,44 \times 10^{-3}$
Cilíndrica Horizontal	11,14	$1,45 \times 10^{-3}$
Esférica	6,53	$1,74 \times 10^{-4}$

Por outro lado, é importante referir que as propriedades dos restantes pontos do sistema também se mantêm constantes, conseqüentemente as potências dos evaporadores e compressores aumentam proporcionalmente ao aumento do caudal mássico e na mesma proporção. Esta conclusão é verificada analisando a informação da Tabela 33 e da Figura 21. Desta forma, o valor do COP irá manter-se constante e igual ao apresentado no capítulo anterior, independentemente da variação do ganho térmico. Assim, como sobredito, apesar das razões de compressão se manterem constantes, o trabalho de compressão varia de acordo com a variação dos ganhos térmicos. A análise da variação deste parâmetro com o aumento dos ganhos térmicos é de grande interesse, visto que o aumento do trabalho de compressão se traduz num aumento do esforço do componente e, conseqüentemente, dos custos. Esta análise pode ser feita a partir do gráfico representado na Figura 21.

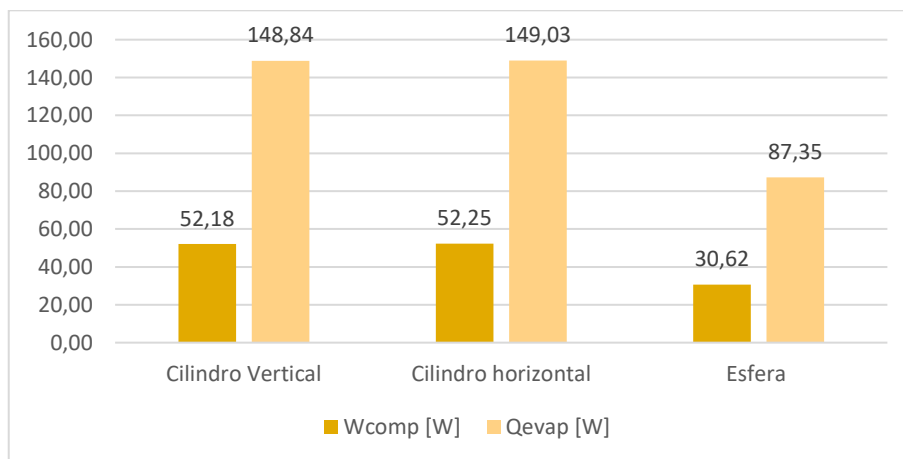


Figura 21 - Influência dos ganhos térmicos na potência de compressão.

Comparando, numa instância inicial, a influência da disposição dos reservatórios e, por isso, contrapondo ambas as disposições do cilindro, verifica-se que a disposição do tanque em pouco influencia os seus ganhos térmicos, conforme foi apresentado na Tabela 33. Desta forma, para que se tenha uma preceção da influência dos ganhos térmicos na potência de compressão, importa comparar a geometria esférica com, por exemplo, o cilindro vertical. Esta análise é pertinente, uma vez que os ganhos térmicos do tanque esférico equivalem a metade dos ganhos térmicos do reservatório cilíndrico – 1,7 vezes menores.

Assim, analisando a Figura 21, conclui-se que se cumpre o espectável, ou seja, quanto menores os ganhos térmicos que se verificam num menor caudal mássico de frigorígeno, menor a potência de compressão. Numa última análise, confirma-se também que um aumento da  $Q_{evap}$  será traduzido num aumento de igual magnitude da  $W_{comp}$ .

### 4.3.3. Influência do sobreaquecimento e subarrefecimento nas características do ciclo de refrigeração

No ciclo considerado até ao momento, as características apresentadas têm em consideração o efeito do sobreaquecimento na saída do evaporador. Neste subcapítulo, vamos avaliar o efeito deste sobreaquecimento no ciclo de refrigeração e ainda o efeito da realização de um subarrefecimento na saída do condensador.

Para esse fim, foram acrescentadas duas novas possibilidades para o subciclo a ser realizado pelo R-702p. Considerou-se um subciclo onde não era realizado nenhum tipo de sobreaquecimento nem subarrefecimento e um em que se realizavam ambos, representados na Figura 22 e na Figura 23. As propriedades dos pontos apresentam-se no APÊNDICE G.

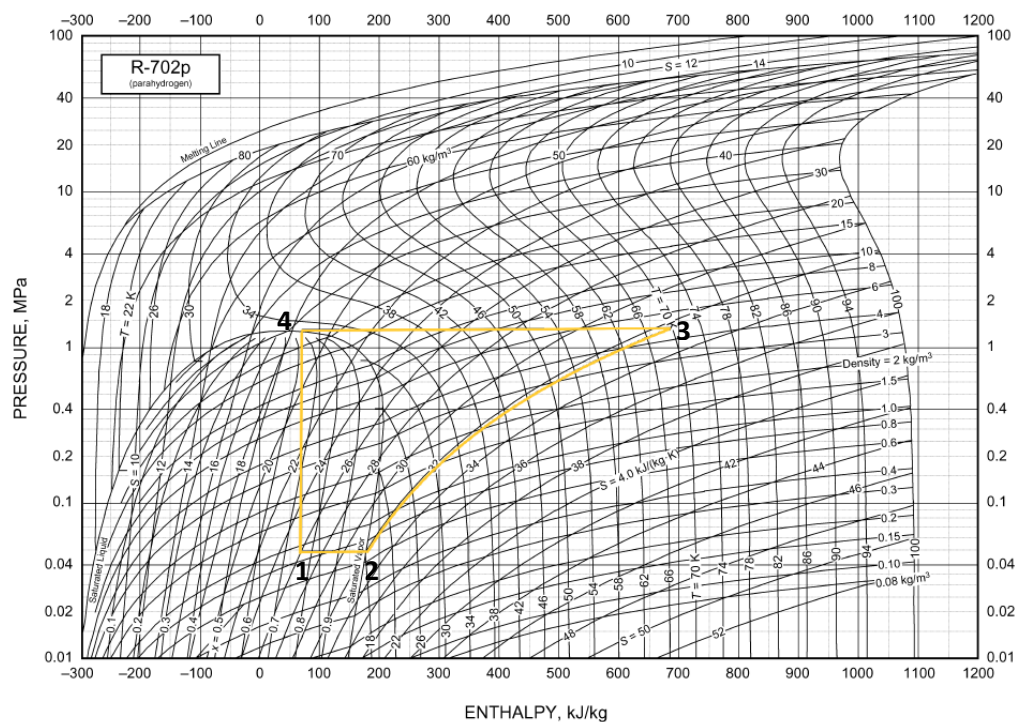


Figura 22 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-702p normal (adaptado de [62]).

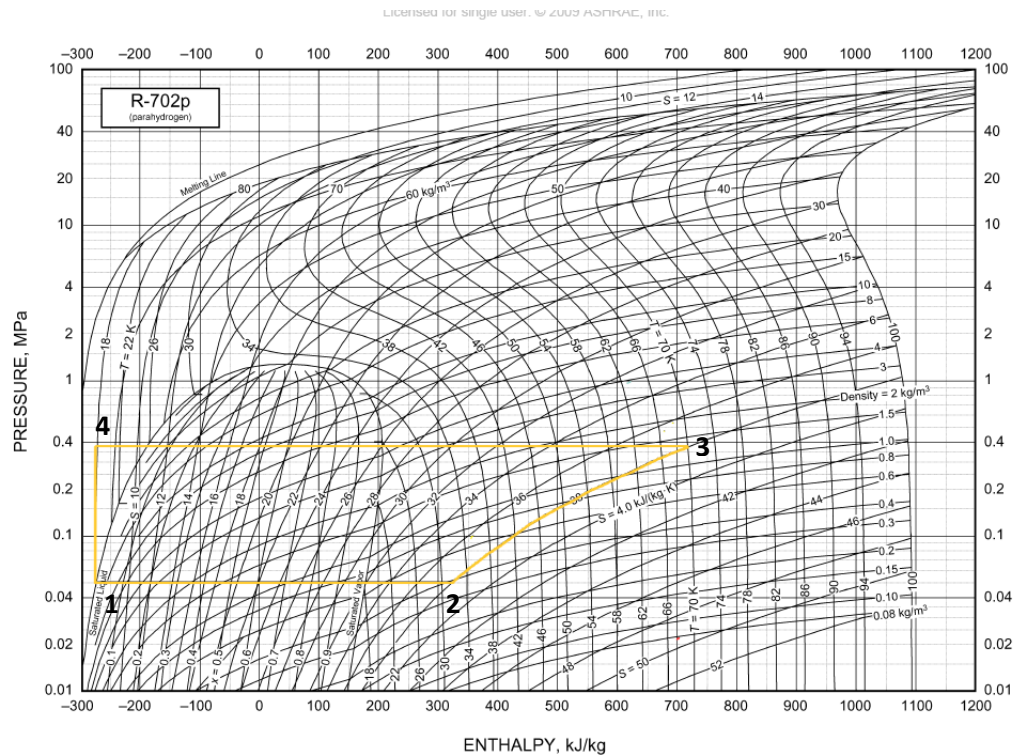


Figura 23 - Diagrama de pressão entalpia relativo ao R-702p sobreaquecido e subarrefecido (adaptado de [62]).

Nas três situações em estudo neste subcapítulo, os ganhos térmicos considerados são os do cilindro vertical para que se analise exclusivamente o efeito da alteração das propriedades dos pontos à entrada e saída do evaporador e condensador.

Como mencionado anteriormente, é expectável que o efeito do sobreaquecimento/subarrefecimento influencie positivamente o ciclo.

Assim, faz sentido estudar a influência destes dois fatores tanto no fluxo mássico de frigorigéneo como no COP do ciclo, representada na e Figura 24 e na Figura 25.

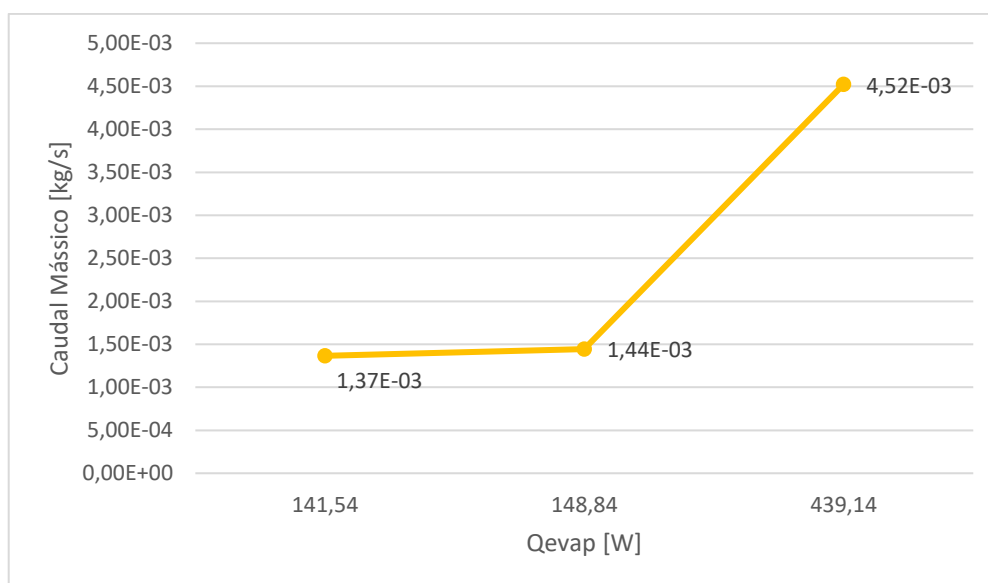


Figura 24 - Influência das propriedades dos pontos na entrada e saída do evaporador e condensador no caudal mássico de frigorigéneo.

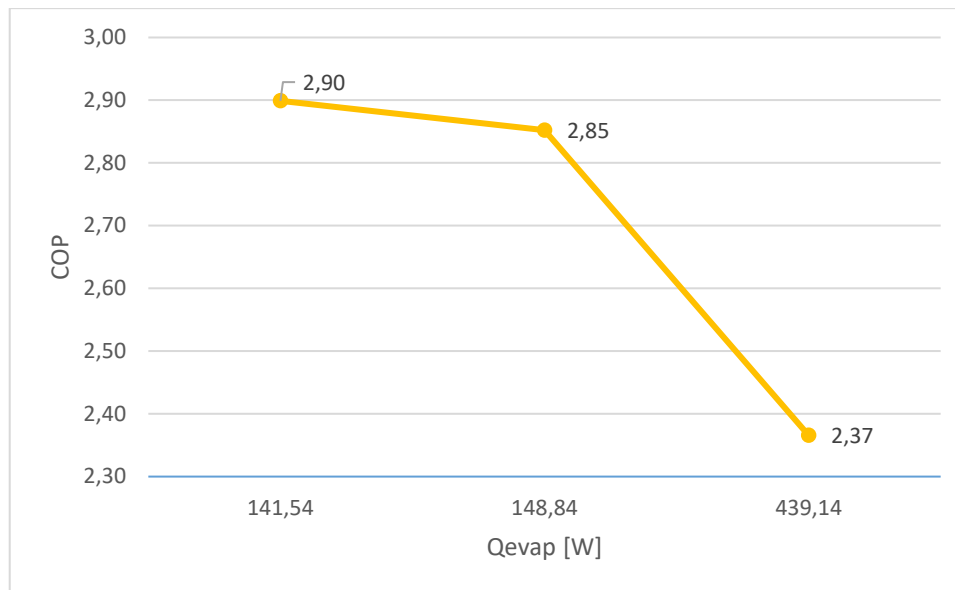


Figura 25 - Influência das propriedades dos pontos na entrada e saída do evaporador e condensador no COP do ciclo.

Analisando a Figura 24 e a Figura 25 e sabendo que o ponto central corresponde ao caso geral (apenas sobreaquecimento) vamos compará-lo com as duas novas situações.

Comparando com o ponto mais à esquerda nos gráficos, que representa o hidrogénio sobreaquecido na saída do evaporador e subarrefecido na saída do condensador, verifica-se que com a realização do subarrefecimento, o caudal mássico de refrigerante é mínimo e o COP é máximo. Esta análise permite concluir que ao realizar o subarrefecimento aumentamos o efeito frigorífico, diminuindo o caudal mássico de refrigerante necessário para a mesma carga térmica. Por outro lado, devido à diminuição do caudal mássico de refrigerante a potência de compressão também diminui, melhorando assim o desempenho do ciclo.

Para avaliar o efeito do sobreaquecimento na saída do evaporador, compara-se o ponto central com o ponto mais à direita do gráfico- este ponto corresponde ao hidrogénio normal. Analisando este ponto conclui-se que o COP é mínimo e o caudal mássico é máximo, como seria de esperar no caso do sobreaquecimento realizado no primeiro caso, representado pelo ponto central, fosse útil. O caudal mássico necessário é máximo, dado que a diminuição do efeito frigorífico leva à necessidade de um maior caudal de refrigerante para a mesma carga térmica.

Já o COP é mínimo, porque, no caso do sobreaquecimento, o aumento do efeito frigorífico é mais acentuado do que o aumento do trabalho específico de compressão. Por outro lado, ao não considerarmos um sobreaquecimento na saída do evaporador, para que se atinjam as mesmas temperaturas na saída do compressor a razão de compressão aumenta drasticamente, é cerca de 3,3 vezes maior. Este aumento tão significativo provoca uma diminuição acentuada na eficiência de compressão.

### 4.3.4. Influência da temperatura de condensação sobre as características do ciclo

Inicialmente, nas condições de projeto, definiu-se a temperatura de condensação, no último condensador, como 15K acima da temperatura ambiente. Consequentemente, a evolução neste patamar dá-se aos 35°C (representado a vermelho na Figura 26). Neste subcapítulo procura-se estudar a influência desta temperatura nas características do ciclo. Para tal, estuda-se qual seria o efeito da alteração desta temperatura para 20°C, 45°C e 55°C. O gráfico da evolução do frigoriféneo para este estudo apenas se altera no último patamar do último subciclo, representado na Figura 26 pelas cores amarelo, azul e verde, respetivamente.

Os novos pontos apresentam-se no APÊNDICE H. A simbologia P', P'' e P''' é utilizada para representar os patamares de 20°C, 45°C e 55°C, respetivamente. A letra P representa um número do ciclo de refrigeração representado na Figura 26.

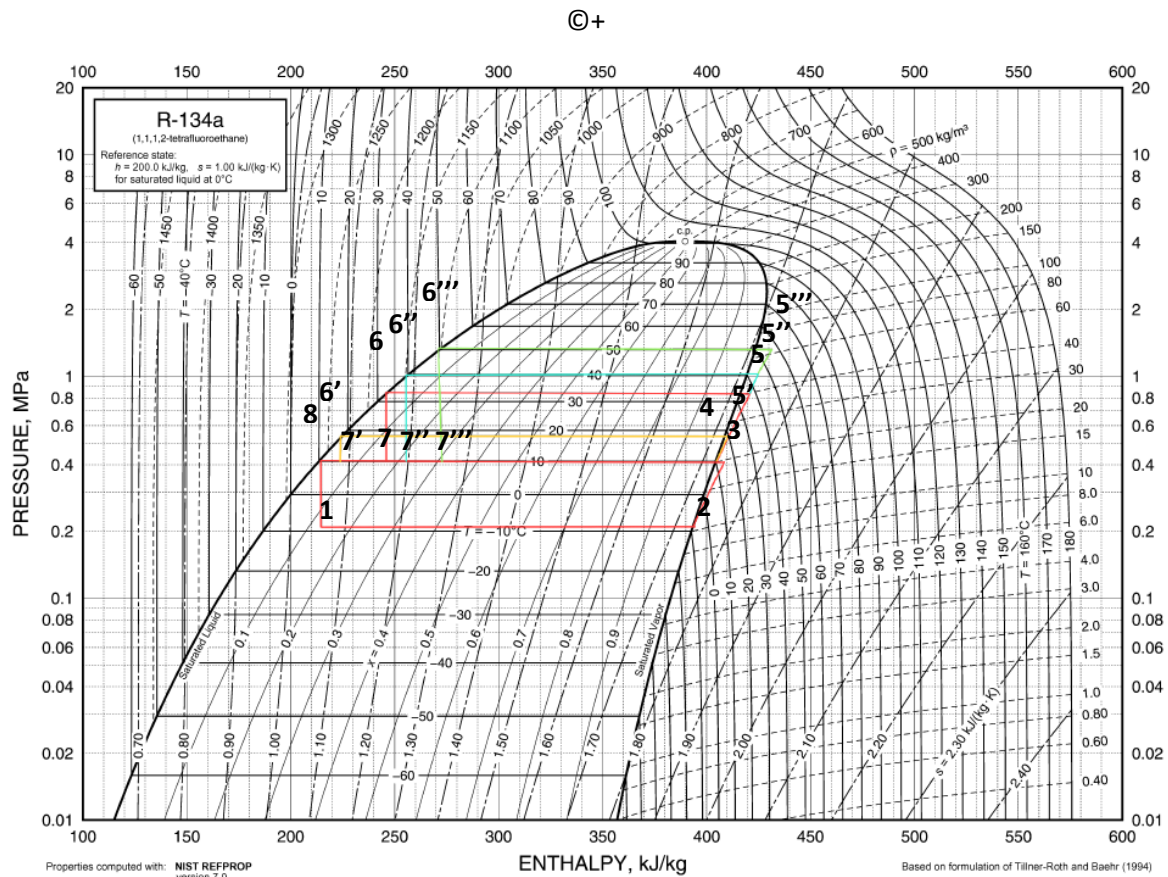


Figura 26 - Diagrama pressão entalpia relativo ao R-134a para vários patamares de condensação (adaptado de[62]).

Para que se estude o efeito da alteração desta temperatura, mais uma vez vamos verificar qual o seu impacto no caudal mássico e no COP do sistema de refrigeração. Este estudo apresenta-se na Figura 27 e na Figura 28, respetivamente.

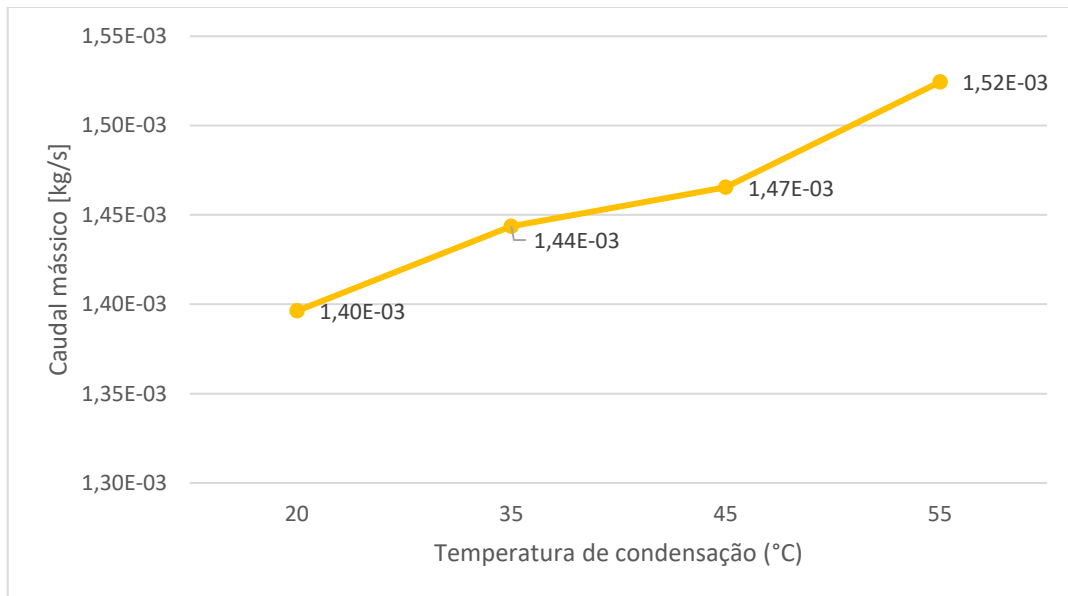


Figura 27 - Influência da temperatura de condensação no caudal mássico de refrigerante.

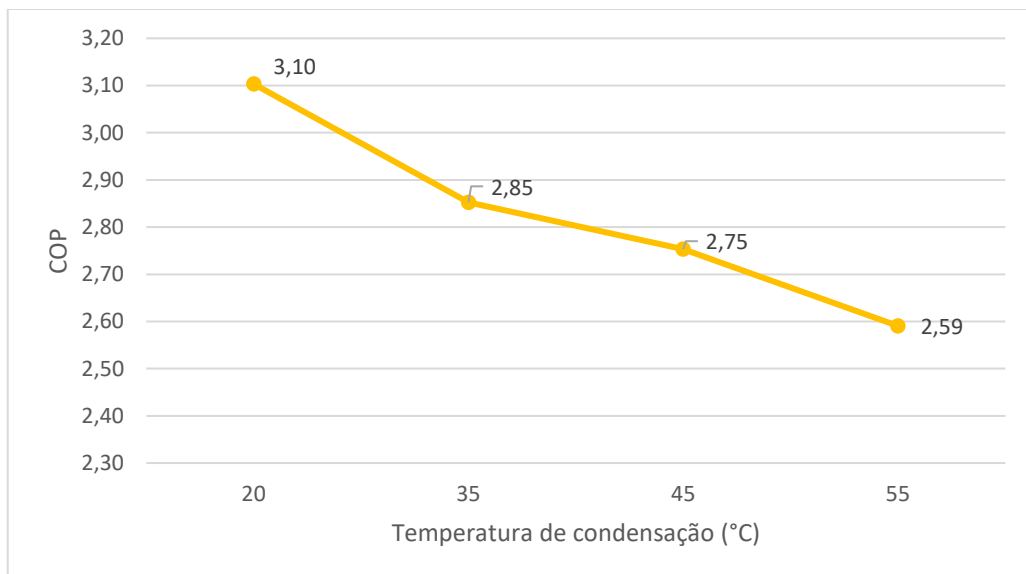


Figura 28 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo de refrigeração.

Analisando a Figura 27 e a Figura 28 conclui-se que, à medida que a temperatura de condensação aumenta, aumenta também o caudal mássico de refrigerante e diminui o COP do ciclo de refrigeração. Esta evolução dá-se de acordo com o esperado, uma vez que quando maior a temperatura de condensação maior o diferencial de pressões entre o patamar de evaporação e condensação e, conseqüentemente maior o trabalho de compressão. Quanto maior for o esforço do ciclo maior terá de ser a capacidade do compressor.

### 4.3.5. Comparação do desempenho do R-134a com as suas alternativas

Numa última análise, vamos estudar qual das alternativas ao R-134a se mostra mais promissora. Considerando que, nesta gama de temperaturas, o leque de escolhas é muito amplo. Desta forma, para que se possa avaliar qual dos frigorigéneos tem mais interesse nesta aplicação, para além dos dados apresentados na bibliografia sobre a classe de segurança e impacto ambiental, apresenta-se uma comparação entre o COP e a razão de compressão do R-134a e as das suas alternativas.

No APÊNDICE I disponibilizam-se os gráficos de pressão entalpia destes frigorigéneos e as propriedades dos pontos correspondentes.

Na Figura 29 e na Figura 30 apresentam-se os parâmetros de comparação destes frigorigéneos.

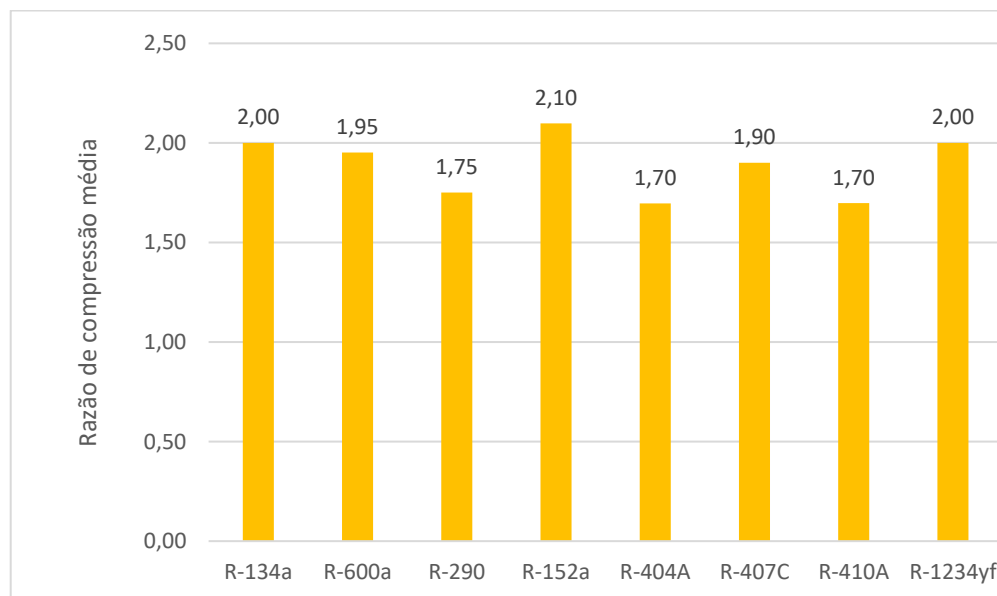


Figura 29 - Razão de compressão média do R-134a e das suas alternativas.

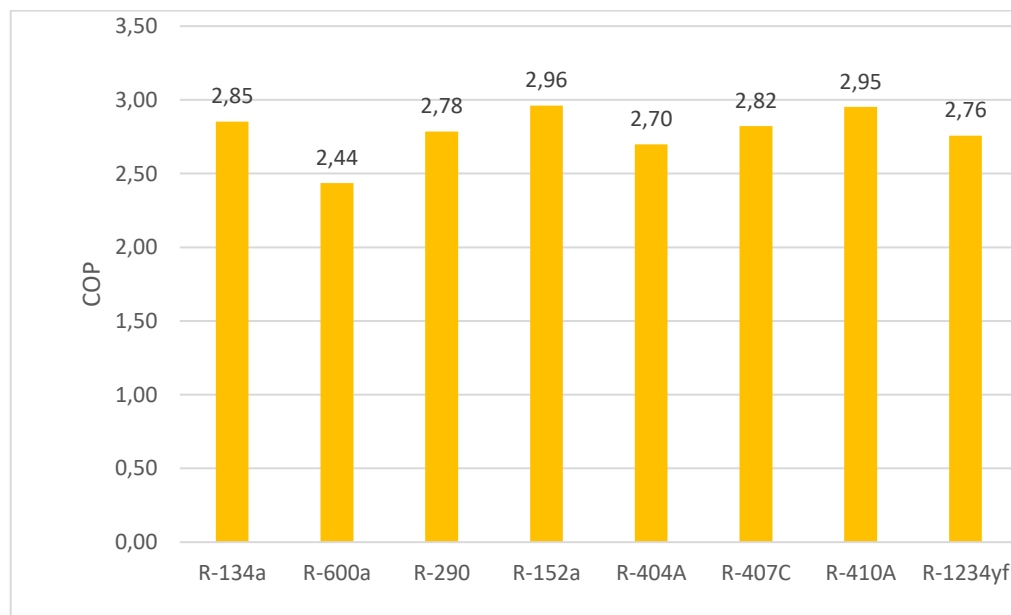


Figura 30 - COP do ciclo do R-134a e das suas alternativas.

Para que se consiga verificar qual a melhor alternativa, na Tabela 34 faz-se um resumo sobre as vantagens de desvantagens da utilização dos mesmos, no que toca aos quatro parâmetros em estudo neste subcapítulo.

Tabela 34 - Características do R-134a e suas alternativas.

Grupo químico	Características
<b>Hidrofluorcarbonetos</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• R-152a</li> </ul>	<p>O R-152a apresenta um COP 3,8% superior e uma razão de compressão 4,9% superior.</p> <p>Apresenta um baixo GWP, no entanto a sua classe de segurança é inferior ao R-134a.</p>
<b>Hidrocarbonetos</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• R-290</li> <li>• R-600a</li> </ul>	<p>O R-290 e o R-600a apresentam uma razão de compressão 12,5% e 2,4% inferior, mas também um COP 2,4% e 14,6% inferior, respetivamente.</p> <p>Apresentam o GWP mais baixo.</p> <p>Apresentam alta inflamabilidade sendo a sua maior desvantagem</p>
<b>Misturas zeotrópicas</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• R-404A</li> <li>• R-410A</li> <li>• R-407C</li> </ul>	<p>O R-404A, o R-410A e o R-407C Apresentam razões de compressão 15,2%, 5% e 15,2% inferiores. No entanto também apresentam um COP cerca de 5,4%, 1,1% e 3,5% inferior.</p> <p>Apresentam baixa inflamabilidade. No entanto a suas maiores desvantagens estão associadas a um elevado GWP e ao elevado rigor de construção do sistema.</p>
<b>R-1234yf</b>	<p>Apresenta uma razão de compressão semelhante ao R-134a e um COP cerca de 3% inferior.</p> <p>Apresentam um baixo GWP e, apesar de estar na classe inflamável a sua chama classifica-se como lenta reduzindo os riscos.</p>

Analisando a Tabela 34 conclui-se que, efetivamente, a melhor alternativa seria o R-1234yf, uma vez que as suas características são as que mais se assemelham ao R-134a. A única inconveniência associada à sua utilização é o custo.

#### 4.3.6. Análise financeira

Numa última avaliação, realiza-se a análise financeira do sistema. Nesta análise, apenas vamos ter em consideração os custos operacionais. O custo mais elevado neste processo está associado à utilização da energia elétrica, maioritariamente relacionada com o trabalho de compressão.

Para que se realize esta avaliação, além dos consumos, é necessário quantificar a energia armazenada no hidrogénio para que se avalie a rentabilidade do processo e se compare a energia armazenada com a utilizada para esse armazenamento.

Na Tabela 35 apresentam-se os resultados obtidos que já tinham sido determinados no subcapítulo 3.3.3.

Tabela 35 - Energia armazenada no hidrogénio.

Parâmetro		Equação
<b>m</b> LH2 armazenada inicialmente [kg]	68,57	41
<b>E</b> LH2 armazenada inicialmente [J]	$8,15 \times 10^9$	40

A partir da massa de hidrogénio, e do trabalho de compressão, calcula-se a potência de compressão específica para cada um dos reservatórios – Equação 45.

$$w_{compressão} = \frac{\sum W_{compressão}}{m_{Hidrogénio}} \quad (45)$$

Este valor é determinado para que se faça uma comparação com a energia armazenada. Na Tabela 36 apresentam-se os consumos mensais.

Tabela 36 - Trabalho específico de compressão para as três configurações.

Reservatório	$\sum W_{compressão}$ [W]	$w_{Compressão}$ [W/kg <sub>H2</sub> ]	$w_{Compressão}$ [J/kg <sub>H2</sub> ]
<b>Cilíndrico vertical</b>	52,18	0,76	$1,97 \times 10^6$
<b>Cilíndrico horizontal</b>	52,25	0,76	$1,97 \times 10^6$
<b>Esférico</b>	30,62	0,44	$1,14 \times 10^6$

Analisando a informação da Tabela 36, conclui-se que estes consumos correspondem a menos de 1% da energia armazenada. Com efeito, apesar deste valor não constituir a totalidade dos gastos, visto que não estamos a considerar a totalidade dos custos operatórios, pode concluir-se que, à partida, o processo é viável, considerando que estamos a considerar a cota com mais custos associados.

## 5. CONCLUSÃO

### 5.1. Conclusões finais

No decorrer deste trabalho, foram considerados vários aspetos sobre o método de armazenamento de hidrogénio que são fundamentais para que se consiga avaliar a sua viabilidade de utilização. É de destacar que o armazenamento de hidrogénio líquido tem a vantagem de ocupar um volume muito menor quando comparado com outros métodos de armazenamento e, por isso, se evidencia. Este tipo de armazenamento também é vantajoso em termos de segurança, uma vez que apenas tem que suportar pressões até cerca de 3 bar – o que envolve um risco muito menor quando comparado com os demais. Há que ter ainda em consideração que, neste tipo de armazenamento, o estudo do material a utilizar é fundamental, uma vez que o hidrogénio afeta as propriedades dos materiais.

Por outro lado, para que se consiga ter hidrogénio no estado líquido é necessária uma contabilização e posterior controlo dos ganhos térmicos do reservatório, uma vez que o hidrogénio está a 22 K, o que significa que, existirá sempre transferência de calor do meio ambiente para o reservatório. Consequentemente, existirá sempre uma diminuição da energia disponível, uma vez que há um consumo para transformar e manter o hidrogénio no estado líquido (energia gasta no sistema de refrigeração). Estes fatores apresentam algumas exigências no isolamento do tanque e no tipo de sistema de refrigeração a utilizar. Outro fator a ter em consideração é a forma do tanque, já que esta tem influência na transferência de calor.

Após a obtenção dos resultados foi feita uma comparação entre as três geometrias em estudo - considerou-se a possibilidade de utilizar: tanques cilíndricos, com fundos copados, cuja orientação pode ser vertical ou horizontal ou tanques esféricos. Conclui-se que o tanque esférico apresenta o valor de ganho térmico mais reduzido, 6,53 W. Esse valor é cerca de 1,7 vezes inferior quando comparado com o tanque cilíndrico disposto na vertical ou horizontal. Como era de esperar verificou-se que este apresentava menor taxa de evaporação de hidrogénio e, consequentemente, observa-se um menor consumo energético referente ao sistema de refrigeração – menor caudal mássico de frigorígeno e menor potência de compressão.

Para o sistema de refrigeração selecionado obteve-se um COP de 2,9 e uma razão de compressão de 3. Analisando a influência de diferentes parâmetros no comportamento do ciclo determinou-se que considerando sobreaquecimento e subarrefecimento do R-702p, no primeiro subciclo, obtêm-se melhores eficiências de compressão e razões de compressão drasticamente menores. Por outro lado, foi estudada a influência da temperatura exterior sobre o comportamento do sistema e verificou-se que um aumento desta temperatura se traduz numa diminuição do COP e num aumento do fluxo mássico de fluido frigorígeno. A utilização do R-134a continua a mostrar-se favorável, mas o R-1234yf apresenta-se como uma boa alternativa uma vez que as suas características se assemelham ao R-134a e a única inconveniência associada à sua utilização é somente o custo.

Quanto ao consumo energético específico mensal referente ao sistema de refrigeração, o tanque cilíndrico apresenta  $1,97 \times 10^6$  J/kgLH<sub>2</sub> e o tanque esférico  $1,14 \times 10^6$  J/kgLH<sub>2</sub>. Estes valores representam menos de 1% da energia armazenada nos tanques.

## 5.2. Limitações e trabalhos futuros

Na sequência do desenvolvimento desta dissertação surgiram alguns aspetos que se revelaram interessantes para uma abordagem mais detalhada. De seguida, apresentam-se os temas que poderão vir a ser investigados:

- Verificar as alterações no comportamento do tanque consoante o tipo de isolamento utilizado. Este estudo será interessante devido às múltiplas tecnologias/materiais disponíveis para este tipo aplicação e ao facto do isolamento ter uma elevada influência no comportamento térmico do tanque;
- Realizar o dimensionamento estrutural do tanque para determinar a espessura correta das paredes exteriores e interiores. E, para além disso, determinar a disposição e dimensões dos apoios estruturais. A partir dos resultados obtidos determinar os ganhos térmicos do tanque e, ainda o impacto dos apoios estruturais nestes ganhos;
- Determinação do desempenho do sistema de refrigeração quando utilizando um fluido frigorigéneo baseado na mistura de hélio e néon para o primeiro subciclo e comparação com os resultados obtidos;
- Realização de uma análise de custos mais aprofundada tendo em consideração, por exemplo, os custos da construção do tanque/sistema de refrigeração.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] T. N. Vezirocjlju and F. Barbir, "Hydrogen: The wonder fuel," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 17, no. 6, pp. 391–404, Feb. 1992.
- [2] M. Aziz, "Liquid hydrogen: A review on liquefaction, storage, transportation, and safety," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 18, p. 5917, Sep. 2021, doi: 10.3390/en14185917.
- [3] A. Valavanidis, "Is Hydrogen the Wonder Fuel for Decarbonization?, Scientists argue that there are 'greener' and more efficient options," Athens, Greece, Dec. 2022. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/366150794>
- [4] Rangel C M, V. R. Fernandes, and Gano A J, "Sistema de produção e armazenamento de hidrogênio integrado baseado em hidretos metálicos para aplicações estacionárias," *LNEG - Laboratório Nacional de Energia e Geologia*, Nov. 2020, doi: 10.34637/cies2020.2.5153.
- [5] Colleen. Spiegel, *Designing and building fuel cells*, 1st ed. McGraw-Hill Companies, 2007.
- [6] B. Zohuri, *Hydrogen Energy, Challenges and Solutions for a Cleaner Future*. Cham, Swizerland: Springer Nature Switzerland AG, 2019.
- [7] R. A. Vargas, R. Chiba, E. G. Franco, and E. S. M. Seo, "Hidrogênio: O Vetor Energético do Futuro?," Centro de Ciência e Tecnologia de Materiais (CCTM), Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN), Faculdade Alfacastelo, São Paulo, Brasil, 2006.
- [8] Y. S. H. Najjar, "Hydrogen safety: The road toward green technology," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 25, pp. 10716–10728, Jul. 2013, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.05.126.
- [9] F. Calise, M. Dentice D'Accadia, M. Santarelli, A. Lanzini, and D. Ferrero, Eds., *Solar Hydrogen Productions, Processes, Systems anda Technologies*, 1st ed. London, United Kingdom: Academic Press, an imprint of Elsevier, 2019.
- [10] F. Miguel Soares Mamede Dos Santos and F. António Castilho Mamede Dos Santos, "O Combustível 'Hidrogênio,'" Repositório Científico do Instituto Politécnico de Viseu, Viseu, 2003.
- [11] Official Journal of the European Union, "Implementing Regulation (EC) No 79/2009 of the European Parliament and of the Council on type-approval of hydrogen-powered motor vehicles," Apr. 2010.
- [12] James. Larminie and Andrew. Dicks, *Fuel Cell Systems Explained*, Second. Chichester, West Sussex PO19 8SQ, England: John Wiley & Sons Ltd, 2003.
- [13] T. Nejat Vezirogulo, S. Yu Zaginaichenko, D. V. Schur, B. Baranowski, A. P. Shpak, and V. V. Skorokhod, Eds., *Hydrogen Materials Science and Chemistry of Carbon Nanomaterials*, 2004th ed., vol. 172. Springer Science & Business Media, 2013. [Online]. Available: <http://www.wtv-books.de/nato-pco.htm>
- [14] L. Zhou, "Progress and problems in hydrogen storage methods," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 9, no. 4, pp. 395–408, May 2005, doi: 10.1016/j.rser.2004.05.005.
- [15] Agata Godula-Jopek, Walter Jehle, and Jo"rg Wellnitz, *Hydrogen Storage Technologies, Transport, and Infrastructure*, First Edition. Germany: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2012.
- [16] A. Züttel, "Hydrogen storage methods," *Naturwissenschaften*, vol. 91, no. 4, pp. 157–172, Mar. 2004, doi: 10.1007/s00114-004-0516-x.
- [17] J. Andersson and S. Grönkvist, "Large-scale storage of hydrogen," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 23, pp. 11901–11919, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.03.063.
- [18] P. P. Edwards, V. L. Kuznetsov, and W. I. F. David, "Hydrogen energy," *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 365, no. 1853, pp. 1043–1056, Feb. 2007, doi: 10.1098/rsta.2006.1965.

- [19] H.-M. Cheng, Q.-H. Yang, and C. Liu, "Hydrogen storage in carbon nanotubes," *Carbon N Y*, vol. 39, no. 10, pp. 1447–1454, Nov. 2001.
- [20] S. Niaz, T. Manzoor, and A. H. Pandith, "Hydrogen storage: Materials, methods and perspectives," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 50. Elsevier Ltd, pp. 457–469, May 29, 2015. doi: 10.1016/j.rser.2015.05.011.
- [21] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and Mass transfer*, Seventh. Wiley, 2011.
- [22] J. Hutchins and E. Marschall, "Pseudosteady-state natural convection heat transfer inside spheres," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 32, no. 11, pp. 2047–2053, 1989.
- [23] W. J. Minkowycz and E. M. Sparrow, "Local Nonsimilar Solutions for Natural Convection on a Vertical Cylinder," *J Heat Transfer*, no. 74, p. 181, May 1974, [Online]. Available: <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org/>
- [24] S. K. Dwivedi and M. Vishwakarma, "Hydrogen embrittlement in different materials: A review," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 46, pp. 21603–21616, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.09.201.
- [25] S. M. Arnold, R. M. Sullivan, J. M. Manderscheid, and P. L. N. Murthy, "Review of Current State of the Art and Key Design Issues With Potential Solutions for Liquid Hydrogen Cryogenic Storage Tank Structures for Aircraft Applications," Cleveland, Oct. 2006. [Online]. Available: <http://www.sti.nasa.gov>
- [26] K. Takai, H. Shoda, H. Suzuki, and M. Nagumo, "Lattice defects dominating hydrogen-related failure of metals," *Acta Mater*, vol. 56, no. 18, pp. 5158–5167, Aug. 2008, doi: 10.1016/j.actamat.2008.06.031.
- [27] X. Li, X. Ma, J. Zhang, E. Akiyama, Y. Wang, and X. Song, "Review of Hydrogen Embrittlement in Metals: Hydrogen Diffusion, Hydrogen Characterization, Hydrogen Embrittlement Mechanism and Prevention," *Acta Metallurgica Sinica (English Letters)*, vol. 33, no. 6, pp. 759–773, Mar. 2020, doi: 10.1007/s40195-020-01039-7.
- [28] M. Dadfarnia, A. Nagao, S. Wang, M. L. Martin, B. P. Somerday, and P. Sofronis, "Recent advances on hydrogen embrittlement of structural materials," *Int J Fract*, vol. 196, no. 1–2, pp. 223–243, Dec. 2015, doi: 10.1007/s10704-015-0068-4.
- [29] W. Xu, Q. Li, and M. Huang, "Design and analysis of liquid hydrogen storage tank for high-altitude long-endurance remotely-operated aircraft," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 46, pp. 16578–16586, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.09.028.
- [30] Y. Qiu, H. Yang, L. Tong, and L. Wang, "Research progress of cryogenic materials for storage and transportation of liquid hydrogen," *Metals (Basel)*, vol. 11, no. 7, pp. 1–10, Jul. 2021, doi: 10.3390/met11071101.
- [31] A. Gomez and H. Smith, "Liquid hydrogen fuel tanks for commercial aviation: Structural sizing and stress analysis," *Aerosp Sci Technol*, vol. 95, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.ast.2019.105438.
- [32] C. Winnefeld, T. Kadyk, B. Bensmann, U. Krewer, and R. Hanke-Rauschenbach, "Modelling and designing cryogenic hydrogen tanks for future aircraft applications," *Energies (Basel)*, vol. 11, no. 1, Jan. 2018, doi: 10.3390/en11010105.
- [33] R. R. Ratnakar, Z. Sun, and V. Balakotaiah, "Effective thermal conductivity of insulation materials for cryogenic LH2 storage tanks: A review," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 48, no. 21, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.11.130.
- [34] Y. Choi, J. Kim, S. Park, H. Park, and D. Chang, "Design and analysis of liquid hydrogen fuel tank for heavy duty truck," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 32, pp. 14687–14702, Apr. 2022, doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.02.210.
- [35] R. Oliveira Parreira, "Projeto e desenvolvimento de uma bancada de ensaios para ensino e pesquisa na área de refrigeração," Universidade de Brasília, Faculdade de tecnologia, Brasília, 2017.
- [36] L. Ribeiro, "Problemas resolvidos de Refrigeração." Accessed: Jan. 09, 2023. [Online]. Available: <https://moodle.isep.ipp.pt/>

- [37] M. C. Rodrigues Alves, "Refrigeração Industrial," Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais – CEFET, Minas Gerais, 2007.
- [38] R. J. Dossat, *Principles of Refrigeration*, 4th ed. New York: Prentice Hall, 1997.
- [39] D. Popov *et al.*, "Cryogenic heat exchangers for process cooling and renewable energy storage: A review," *Appl Therm Eng*, vol. 153, pp. 275–290, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.106.
- [40] R. C. Clauss, "Cryogenic Refrigeration Systems," in *Deep Space Communications and Navigation Series*, vol. 10, R. Macgregor S., Ed., Jet Propulsion Laboratory California Institute of Technology, 2008, pp. 159–194.
- [41] D. O. Berstad, J. H. Stang, and P. Nekså, "Large-scale hydrogen liquefier utilising mixed-refrigerant pre-cooling," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 10, pp. 4512–4523, Mar. 2010, doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.02.001.
- [42] Klaus D. Timmerhaus and Thomas M. Flynn, *Cryogenic Process Engineering*, 1st ed. New York: Springer, 1989. doi: <https://doi.org/10.1007/978-1-4684-8756-5>.
- [43] Y. Bi, L. Yin, T. He, and Y. Ju, "Optimization and analysis of a novel hydrogen liquefaction process for circulating hydrogen refrigeration," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 1, pp. 348–364, Oct. 2022, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.10.012.
- [44] K. Ohlig and L. Decker, "The latest developments and outlook for hydrogen liquefaction technology," in *AIP Conference Proceedings*, American Institute of Physics Inc., 2014, pp. 1311–1317. doi: 10.1063/1.4860858.
- [45] M. Sruthi Emani, R. Roy, and B. Kumar Mandal, "Development of refrigerants: a brief review," *Indian J.Sci.Res*, vol. 14, no. 2, pp. 175–181, 2017.
- [46] T. He, I. A. Karimi, and Y. Ju, "Review on the design and optimization of natural gas liquefaction processes for onshore and offshore applications," *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 132. Institution of Chemical Engineers, pp. 89–114, Jan. 13, 2018. doi: 10.1016/j.cherd.2018.01.002.
- [47] M. Mohanraj, S. Jayaraj, and C. Muraleedharan, "Comparative assessment of environment-friendly alternatives to R134a in domestic refrigerators," *Energy Effic*, vol. 1, no. 3, pp. 189–198, Jun. 2008, doi: 10.1007/s12053-008-9012-z.
- [48] J. K. Vaghela, "Comparative Evaluation of an Automobile Air - Conditioning System Using R134a and Its Alternative Refrigerants," in *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, Mar. 2017, pp. 153–160. doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.083.
- [49] M. Kanoğlu, "Exergy analysis of multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction," *Int J Energy Res*, vol. 26, no. 8, pp. 763–774, Jun. 2002, doi: 10.1002/er.814.
- [50] J. M. Belman-Flores, V. H. Rangel-Hernández, S. Usón, and C. Rubio-Maya, "Energy and exergy analysis of R1234yf as drop-in replacement for R134a in a domestic refrigeration system," *Energy*, vol. 132, pp. 116–125, May 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.05.074.
- [51] Comissão europeia, "Relatório da comissão, Disponibilidade de fluidos refrigerantes para novos sistemas de ar condicionado em componentes que podem substituir os gases fluorados com efeito de estufa ou resultar num menor impacto climático," Bruxelas, Sep. 2020, pp. 3–4. [Online]. Available: [https://ec.europa.eu/clima/events/articles/0106\\_en](https://ec.europa.eu/clima/events/articles/0106_en).
- [52] Fondeyur, "Fundo copado Korbogen (DIN 28013)." Accessed: Aug. 01, 2023. [Online]. Available: <https://fondeyur.com/pt-pt/fundos/fundo-copado-korbogen-din-28013/>
- [53] MS Group, "Cilindro de aço GNV composto para veículos." Accessed: Aug. 05, 2023. [Online]. Available: <https://www.msgascylinder.com/pt/product/fiber-cng-cylinder-for-vehicles/>
- [54] R. M. Sullivan *et al.*, "Engineering Analysis Studies for Preliminary Design of Lightweight Cryogenic Hydrogen Tanks in UAV Applications," Cleveland, Ohio, May 2006. [Online]. Available: <http://www.sti.nasa.gov>
- [55] S. Senthil Kumar, C. Bibin, and M. Ramachandran, "Design and Analysis of Hydrogen Storage Tank with Different Materials by Ansys," in *IOP Conference Series: Materials*







## APÊNDICE A – RESULTADOS OBTIDOS PARA AS DIFERENTES CONFIGURAÇÕES

Tabela 37 - Resultados obtidos para a configuração cilíndrica orientada horizontalmente.

	Cilindro	Equação		Fundos	Equação
$Pr^8$	0,67	31	$Pr^8$	0,67	31
$Gr_D^8$	$2,60 \times 10^8$	32	$Gr_D^8$	$1,60 \times 10^8$	32
$Ra_D^9$	$1,07 \times 10^8$	33	$Ra_D^8$	$1,07 \times 10^8$	33
$Nu_D^8$	57,18	9	$Nu_D^8$	46,86	7
$h_e [W/(m^2 \cdot K)]$	1,18	5	$h_e [W/(m^2 \cdot K)]$	0,99	5
$R_{conve} [W/m]$	0,072	3	$R_{conve} [W/m]$	0,213	4
$Q [W]$	8,3	34	$Q [W]$	2,8	34
$Pr^9$	1,24	31	$Pr^9$	1,24	31
$Gr_D^9$	$3,8 \times 10^9$	32	$Gr_D^9$	$1,13 \times 10^{10}$	32
$Ra_D^{10}$	$4,72 \times 10^9$	33	$Ra_D^{10}$	$1,40 \times 10^{10}$	33
$Nu_D^9$	103,46	13	$Nu_D^9$	58,36	8
$h_i [W/(m^2 \cdot K)]$	17,70	5	$h_i [W/(m^2 \cdot K)]$	9,98	5
$R_{convi} [W/m]$	0,0097	3	$R_{convi} [W/m]$	0,0860	4
$T1 [K]$	22,08	35	$T1 [K]$	22,24	35
$R_{cond\ total} [W/m]$	32,50	36	$R_{cond\ total} [W/m]$	96,06	36
$R_{conde} [W/m]$	0,000057	14	$R_{conde} [W/m]$	0,00083	15
$R_{condi} [W/m]$	0,00017	14	$R_{condi} [W/m]$	0,00014	15
$R_{paralelo} [W/m]$	32,50	37	$R_{paralelo} [W/m]$	96,06	37
<b>Espessura do isolamento [m]</b>	0,290	38	<b>Espessura do isolamento [m]</b>	0,250	38

<sup>9</sup> Valores obtidos para cálculo da resistência de convecção externa.

<sup>10</sup> Valores obtidos para cálculo da resistência de convecção interna.

Tabela 38 - Resultados obtidos para a configuração esférica.

		<b>Equação</b>
<b>Pr<sup>10</sup></b>	0,67	31
<b>Gr<sub>D</sub><sup>10</sup></b>	6,9x10 <sup>8</sup>	32
<b>Ra<sub>D</sub><sup>11</sup></b>	4,61x10 <sup>8</sup>	33
<b>Nu<sub>D</sub><sup>10</sup></b>	68,14	7
<b>h<sub>e</sub> [W/(m<sup>2</sup>·K)]</b>	0,87	5
<b>R<sub>conve</sub> [W/m]</b>	0,092	4
<b>Q [W]</b>	6,5	34
<b>Pr<sup>11</sup></b>	1,24	31
<b>Gr<sub>D</sub><sup>11</sup></b>	7,78x10 <sup>10</sup>	32
<b>Ra<sub>D</sub><sup>12</sup></b>	9,66x10 <sup>10</sup>	33
<b>Nu<sub>D</sub><sup>11</sup></b>	82,16	8
<b>h<sub>i</sub> [W/(m<sup>2</sup>·K)]</b>	6,89	5
<b>R<sub>convi</sub> [W/m]</b>	0,030	4
<b>T1 [K]</b>	22,2	35
<b>R<sub>cond total</sub> [W/m]</b>	41,42	36
<b>R<sub>conde</sub> [W/m]</b>	0,00020	15
<b>R<sub>condi</sub> [W/m]</b>	0,000054	15
<b>R<sub>paralelo</sub> [W/m]</b>	41,42	37
<b>Espessura do isolamento [m]</b>	0,362	38

<sup>11</sup> Valores obtidos para calculo da resistência de convecção externa.

<sup>12</sup> Valores obtidos para calculo da resistência de convecção interna.

## APÊNDICE B - PROPRIEDADES DOS PONTOS R-702P (SOBREAQUECIDO).

### Ciclo principal

Tabela 39 - Propriedades dos pontos R-702p (sobreaquecido).

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	18,0	0,05	-190	1,19
2	38,0	0,05	320	3,8
3	70,0	0,36	720	3,8
4	25,7	0,36	-190	1,13

## APÊNDICE C – PROPRIEDADES DOS PONTOS R-728

Tabela 40 - Propriedades dos pontos R-728.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	70,0	0,04	-118	2,90
2	70,0	0,04	70	5,60
3	100,0	0,12	99	5,60
4	79,0	0,12	80	3,40
5	110,0	0,36	110	5,40
6	90,0	0,36	-95	3,10
7	79,0	0,12	-95	3,15
8	79,0	0,12	-118	2,89

## APÊNDICE D – PROPRIEDADES DOS PONTOS R-50

Tabela 41 - Propriedades dos pontos R-50.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	110,0	0,09	40	0,39
2	110,0	0,09	510	4,60
3	143,0	0,22	570	4,60
4	123,0	0,22	535	4,30
5	153,0	0,56	590	4,30
6	137,0	0,56	555	4,05
7	178,0	1,40	610	4,05
8	159,0	1,40	200	1,30
9	137,0	0,56	200	1,35
10	137,0	0,56	90	0,75
11	123,0	0,22	90	0,77
12	123,0	0,22	440	0,38

## APÊNDICE E – PROPRIEDADES DOS PONTOS R-170

Tabela 42 - Propriedades dos pontos R-170.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	178,0	0,07	35	0,19
2	178,0	0,07	480	2,70
3	217,0	0,18	510	2,70
4	197,0	0,18	500	2,55
5	238,0	0,44	555	2,55
6	219,0	0,44	525	2,45
7	264,0	1,10	580	2,45
8	248,0	1,10	165	0,75
9	219,0	0,44	165	0,80
10	219,0	0,44	219	0,42
11	197,0	0,18	219	0,41
12	197,0	0,18	35	0,18

## APÊNDICE F – PROPRIEDADES DOS PONTOS R-134A

Tabela 43 - Propriedades dos pontos R-134a.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,21	214	1,60
2	264,0	0,21	395	1,74
3	287,0	0,42	409	1,74
4	284,0	0,42	405	1,72
5	308,0	0,84	421	1,72
6	306,0	0,84	246	1,15
7	284,0	0,42	246	1,16
8	284,0	0,42	214	1,50

## APÊNDICE G – PROPRIEDADES DOS PONTOS PARA ESTUDO DO EFEITO DO SOBREAQUECIMENTO E SUBARREFECIMENTO

Tabela 44 - Propriedades dos pontos R-702p (normal).

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	18	0,05	70	3,21
2	18	0,05	180	3,21
3	70	1,2	680	1,85
4	33	1,2	70	2,6

Tabela 45 - Propriedades dos pontos R-702p (sobreaquecido e subarrefecido).

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	18	0,05	-260	0,8
2	38	0,05	320	3,8
3	70	0,36	720	3,8
4	18	0,36	-260	0,7

## APÊNDICE H – PROPRIEDADES DOS PONTOS PARA OS DIFERENTES PATAMARES DE CONDENSAÇÃO

Tabela 46 - Propriedades dos novos pontos R-134a com patamar de condensação a 20°C.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
5'	293	0,51	410	1,72
6'	291	0,51	222	1,07
7'	284	0,42	222	1,08

Tabela 47 - Propriedades dos novos pontos R-134a com patamar de condensação a 45°C.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
5''	318	1	425	1,72
6''	313	1	255	1,18
7''	284	0,42	255	1,19

Tabela 48 - Propriedades dos novos pontos R-134a com patamar de condensação a 55°C.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
5'''	328	1,1	430	1,72
6'''	328	1,1	275	1,24
7'''	284	0,42	275	1,35

## APÊNDICE I – PROPRIEDADES DOS PONTOS PARA AS ALTERNATIVAS AO R-134A E RESPECTIVOS GRÁFICOS DE PRESSÃO ENTALPIA

Tabela 49 - Propriedades dos pontos R-290.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,35	217	1,10
2	264,0	0,35	561	2,39
3	285,0	0,61	590	2,39
4	282,0	0,61	583	2,36
5	308,0	1,1	618	2,36
6	304,0	1,1	280	1,23
7	282,0	0,61	280	1,25
8	282,0	0,61	217	1,08

Tabela 50 - Propriedades dos pontos R-600a.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,11	210	1,09
2	264,0	0,11	540	2,30
3	286,0	0,2	580	2,30
4	281,0	0,2	560	2,28
5	308,0	0,4	620	2,28
6	303,0	0,4	270	1,25
7	281,0	0,2	270	1,27
8	281,0	0,2	210	1,06

Tabela 51 - Propriedades dos pontos R-404A.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,41	205	1,03
2	264,0	0,41	360	1,62
3	279	0,70	370	1,62
4	278	0,70	365	1,61
5	308	1,18	385	1,61
6	304	1,18	245	1,15
7	278	0,7	245	1,16
8	278	0,2	205	1,02

Tabela 52 - Propriedades dos pontos R-407C.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,39	210	0,25
2	264,0	0,39	401	1,79
3	287,0	0,57	420	1,79
4	279,0	0,57	410	1,76
5	308	1,08	425	1,76
6	302	1,1	240	0,35
7	279	0,69	240	0,36
8	279	0,7	210	0,24

Tabela 53 - Propriedades dos pontos R-410A.

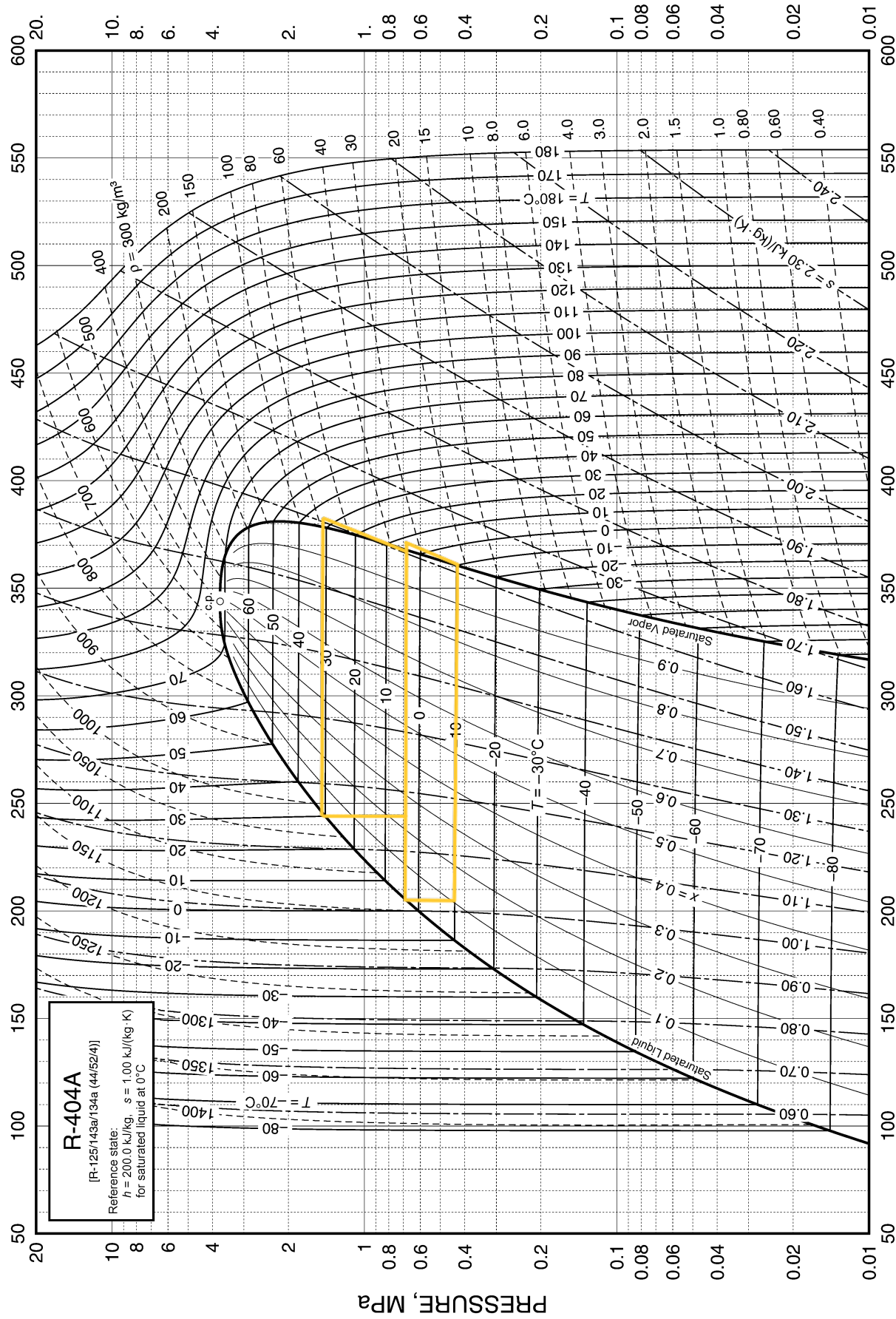
Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,52	200	1,03
2	264,0	0,52	419	1,83
3	284,0	0,88	430	1,83
4	286,0	0,88	421	1,80
5	308,0	1,5	440	1,80
6	297,0	1,5	238	1,13
7	286,0	0,88	238	1,14
8	286,0	0,88	200	1,02

Tabela 54 - Propriedades dos pontos R-152a.

Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,15	210	1,06
2	264,0	0,15	500	2,14
3	288,0	0,32	520	2,14
4	281,0	0,32	510	2,11
5	308,0	0,66	530	2,11
6	301,0	0,66	245	1,16
7	281,0	0,32	245	1,17
8	281	0,32	210	1,05

Tabela 55 - Propriedades dos pontos R-1234yf.

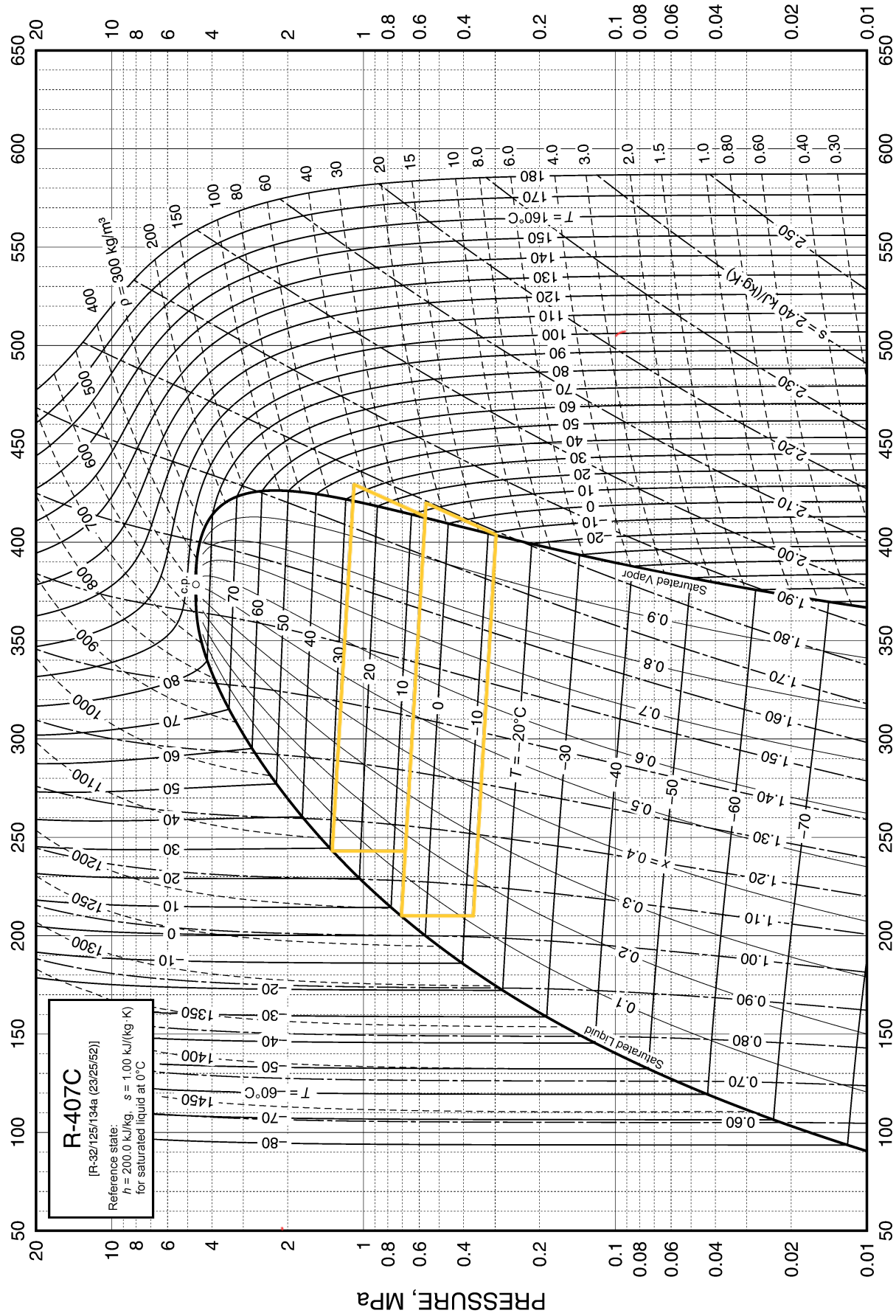
Ponto	T[K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]
1	264,0	0,22	216	1,08
2	264,0	0,22	360	1,62
3	283,0	0,44	370	1,62
4	283,0	0,44	370	1,63
5	308,0	0,88	387	1,63
6	308,0	0,88	249	1,15
7	283,0	0,44	249	1,16
8	283,0	0,22	216	1,07



Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

Based on formulation of Lemmon and Jacobsen (2004)

Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 404A

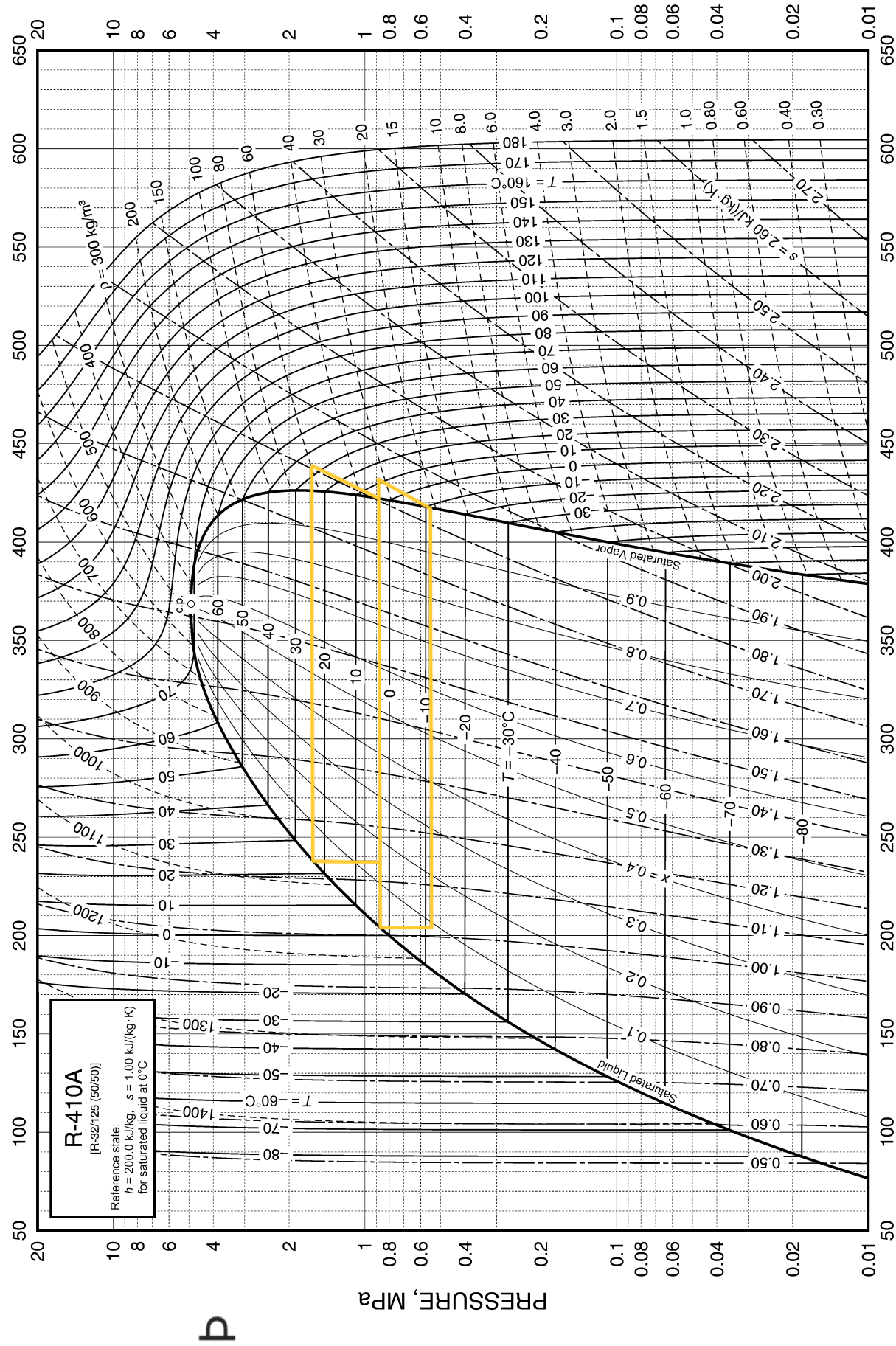


Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

Based on formulation of Lemmon and Jacobson (2004)

Fig. 13 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 407C

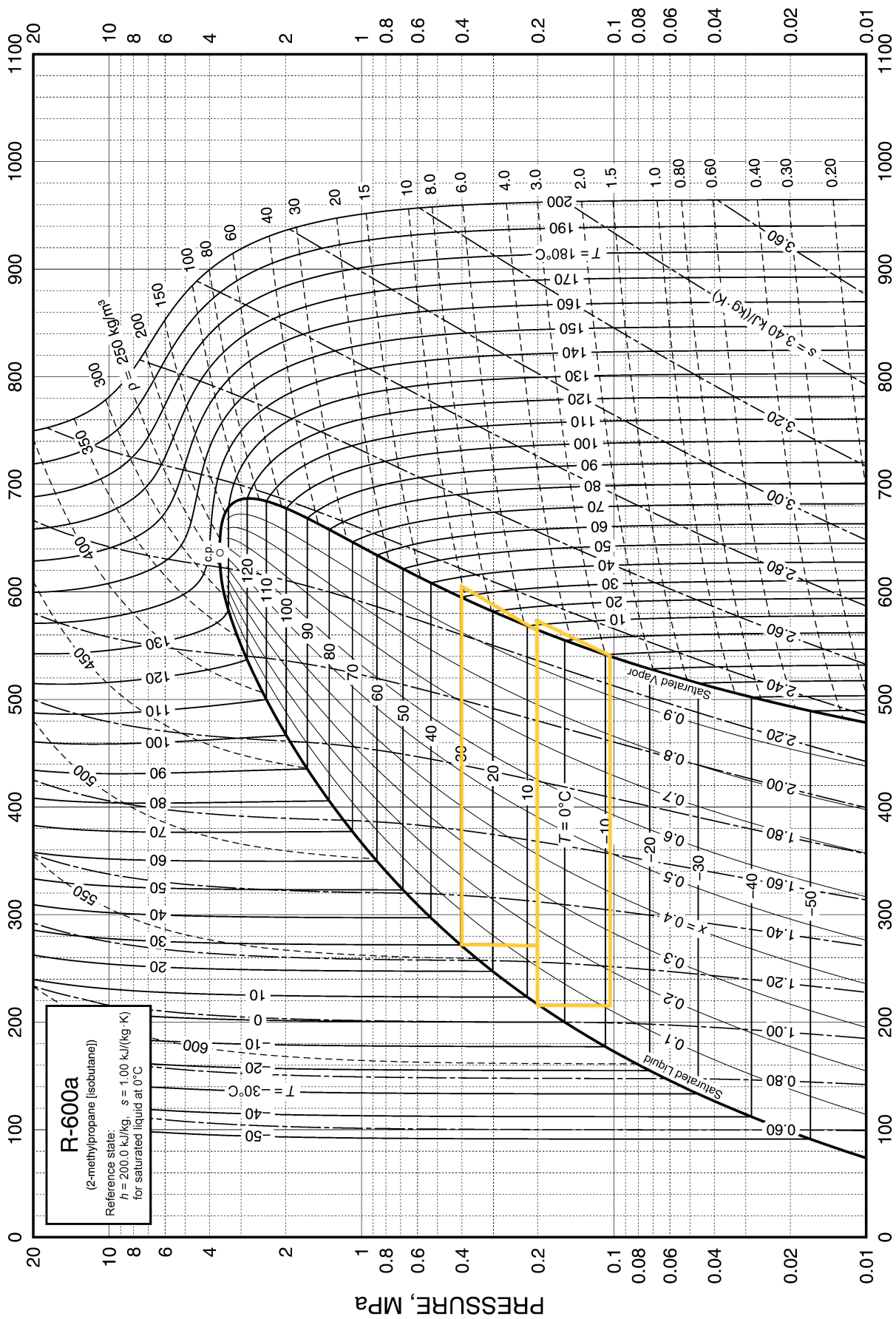
Licensed for single user. © 2009 ASHRAE, Inc.



Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

Based on formulation of Lemmon and Jacobsen (2004)

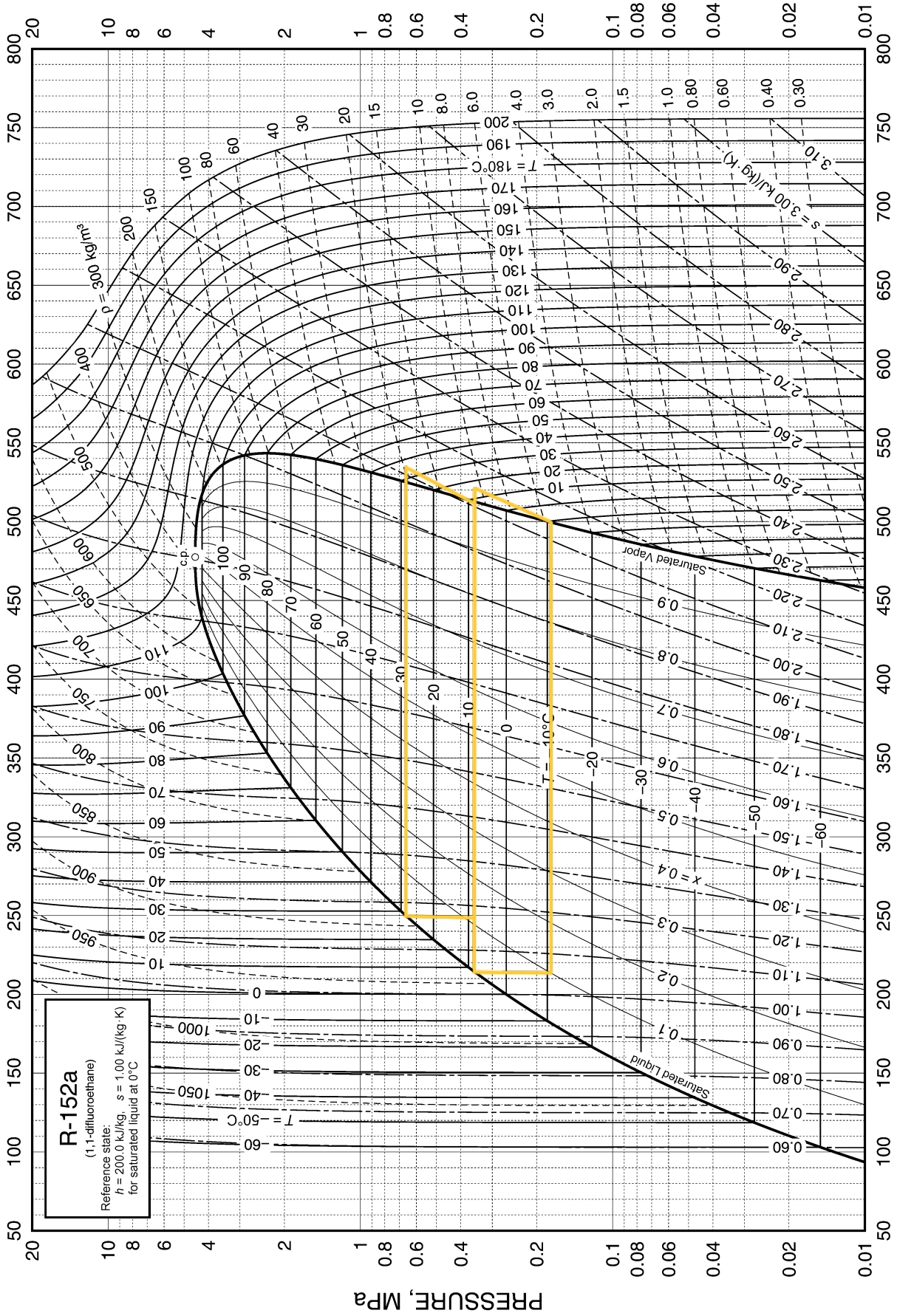
Fig. 14 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 410A



Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

Fig. 23 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 600a (Isobutane)

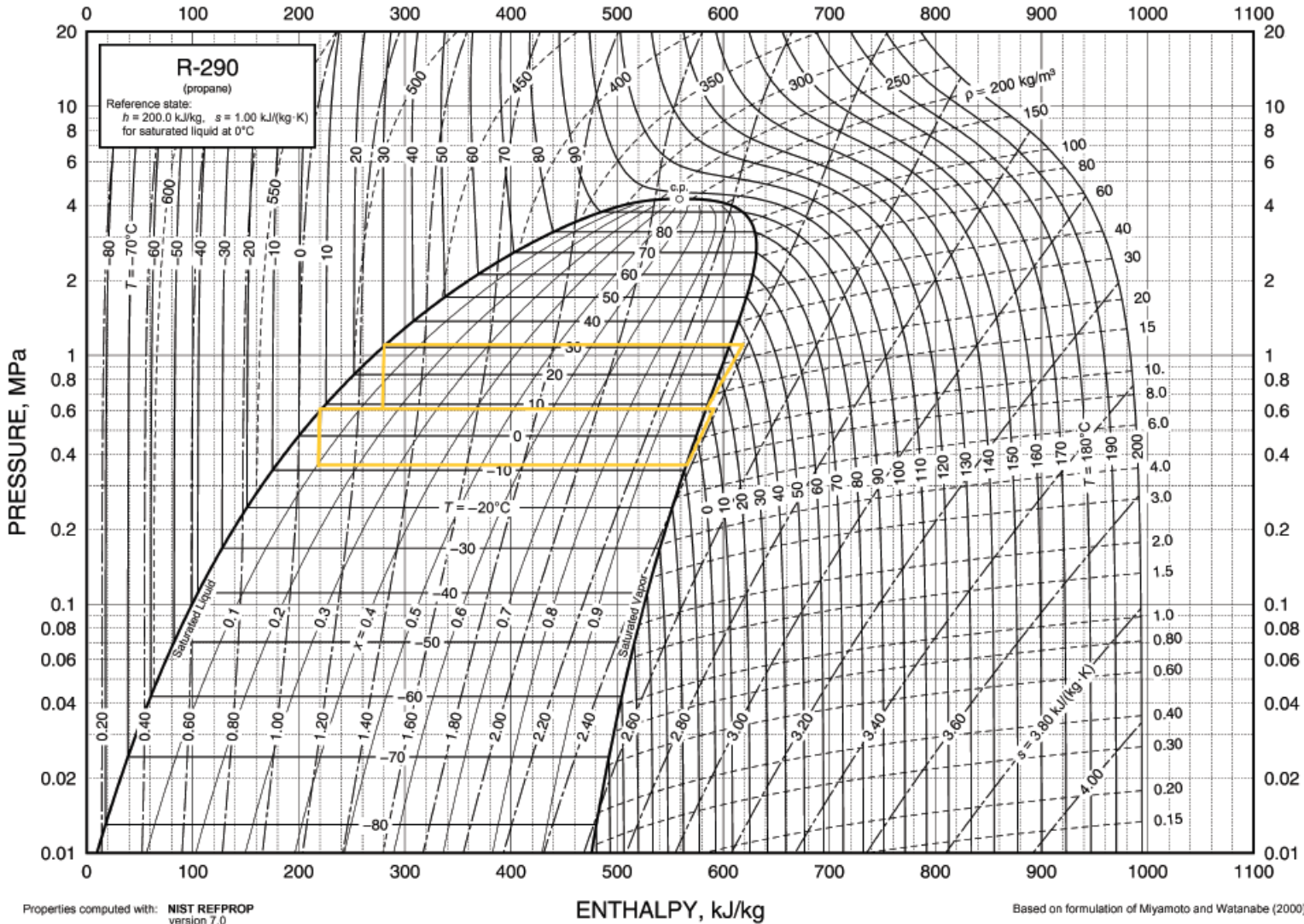
Based on formulation of Miyamoto and Watanabe (2002)

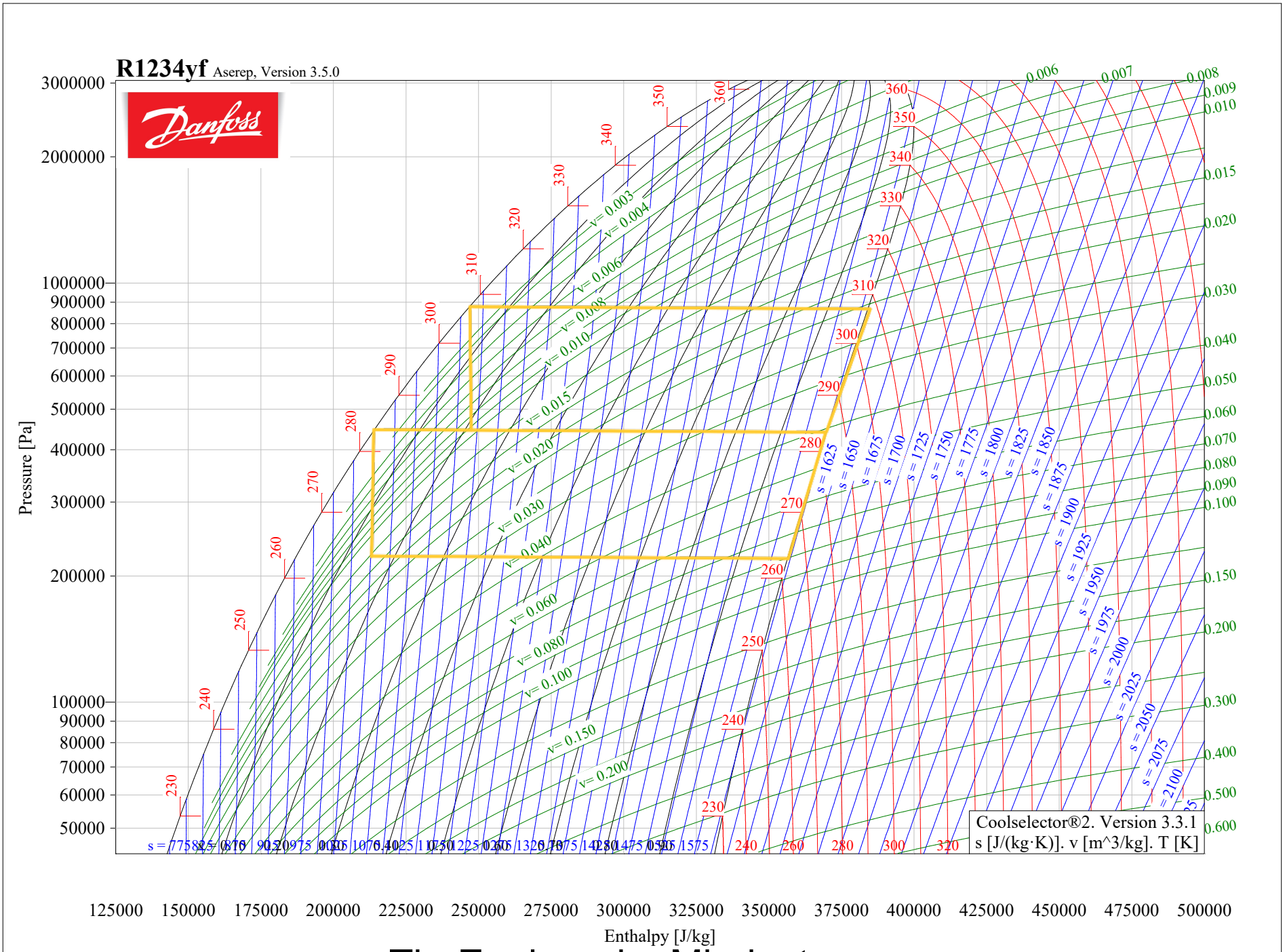


Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

ENTHALPY, kJ/kg

Fig. 10 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 152a







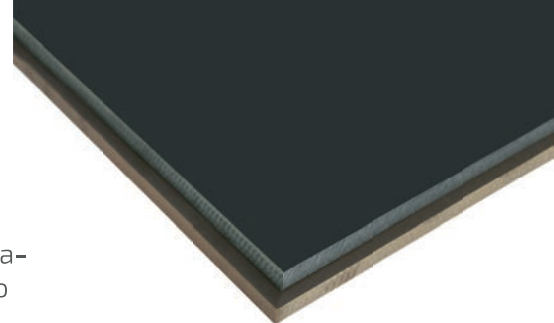
---

## **ANEXO A – CONDUTIBILIDADE TÉRMICA DA BAQUELITE**

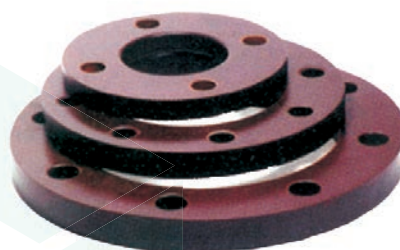


COMPÓSITOS ●●

# BAQUELITE



Termolaminado estratificado à base de papel KRAFT e de resina fenólica. Apresenta elevadas propriedades mecânicas e uma facilidade de maquinação e corte. As suas propriedades elétricas fazem com que seja adequado para isolamentos de média e baixa tensão.



## PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS

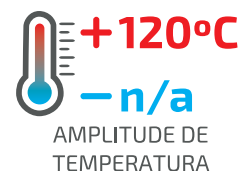
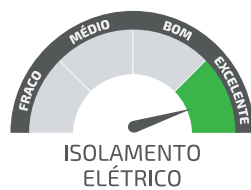
- Propriedades dielétricas médias
- Excelente isolamento elétrico
- Boas propriedades mecânicas em tensões elétricas normais

## APLICAÇÕES

- Isolamento elétrico
- Peças perfuradas
- Modelos de perfuração
- Peças de montagem

# POLY

# LANEMA





PROPRIEDADES	MÉTODOS DE TESTE	UNIDADES	BAQUELITE
DENSIDADE	ISO 1183	g/cm <sup>3</sup>	1.39
ABSORÇÃO DE ÁGUA			
APÓS 24H DE IMERSÃO EM ÁGUA A 23°C	ISO 62	mg	100
		%	0.9
<b>PROPRIEDADES TÉRMICAS</b>			
ÍNDICE DE TEMPERATURA (IT)	IEC 60216	°C	120
CONDUTIVIDADE TÉRMICA	DIN 52612	W/m.K	0.2
COEFICIENTE DE EXPANSÃO TÉRMICA LINEAR	VDE 0304	1.0E-6/K	20
TEMPERATURA MÁXIMA DE SERVIÇO NO AR			
PARA CURTOS PERÍODOS	-	°C	-
CONTINUAMENTE	-	°C	-
<b>PROPRIEDADES MECÂNICAS A 23°C<sup>8</sup></b>			
RESISTÊNCIA À FLEXÃO	ISO 178	MPa	150
RESISTÊNCIA À FLEXÃO A 150°C/1H	ISO 178	MPa	-
MÓDULO DE ELASTICIDADE	ISO 178	MPa	8000
RESISTÊNCIA AO IMPACTO DE CHARPY COM ENTALHE	ISO 179	KJ/m <sup>2</sup>	-
RESISTÊNCIA À COMPRESSÃO PLANA	ISO 604	MPa	-
FORÇA COMPRESSIVA PLANA A 23°C	ISO 604	MPa	-
FORÇA COMPRESSIVA PLANA A 200°C	ISO 604	MPa	-
RESISTÊNCIA À TRAÇÃO	ISO 527	MPa	-
TENSÃO DE CORTE	IEC 60893	MPa	-
<b>PROPRIEDADES ELÉTRICAS A 23°C</b>			
RISISTÊNCIA DE ISOLAMENTO APÓS IMERSÃO NA ÁGUA	IEC 60167	Ω	1.00E+7
QUEDA DE VOLTAGEM A 90°C NO ÓLEO	IEC 60243-1	kV	-
FORÇA ELÉTRICA PLANA	IEC 60243-1	kV/mm	-
PERMISSIVIDADE RELATIVA A 1MHz	IEC 60250	-	-
FATOR DE DISSIPACÃO A 1MHz	IEC 60250	-	-
ÍNDICE DE SEGUIMENTO COMPARATIVO (CTI)	IEC 60112	V	-
RIGIDEZ DIELÉTRICA TRANSVERSAL NO ÓLEO	IEC 60243-1	kV/mm	-

As propriedades dos produtos que constam nestas fichas técnicas têm por base os resultados de testes típicos do material, motivo pelo qual poderão existir algumas variações. A Poly Lanema, Lda. não garante o uso do produto ou que as informações fornecidas neste documento estão completas, precisas ou serão úteis. O cliente deve testar o produto para determinar as suas propriedades e sua adequação para o uso pretendido. A Poly Lanema, Lda. isenta-se expressamente de qualquer responsabilidade por qualquer dano, prejuízo, custo ou despesa para qualquer pessoa, direta ou indiretamente. As informações contidas nestas fichas técnicas não representam garantias expressas ou implícitas, ou qualquer garantia ou adequação implícita para um uso ou propósito específico. A Poly Lanema, Lda. não será responsável por incidentes, como por exemplo, danos punitivos ou consequenciais.

## **ANEXO B – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO HIDROGÉNIO**

# Fluid Data

## Isothermal Data for T = 22.000 K

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (mol/l)	Volume (l/mol)	Internal Energy (kJ/mol)	Enthalpy (kJ/mol)	Entropy (J/mol*K)	Cv (J/mol*K)	Cp (J/mol*K)	Sound Spd. (m/s)	Joule-Thomson (K/MPa)	Viscosity (uPa*s)	Therm. Cond. (W/m*K)	Phase
22.000	0.10000	0.59134	1.6911	0.77468	0.94378	46.362	12.768	23.283	374.84	16.007	1.0965	0.018580	vapor
22.000	0.11000	0.65635	1.5236	0.77242	0.94002	45.461	12.820	23.640	373.25	16.125	1.0952	0.018741	vapor
22.000	0.12000	0.72268	1.3837	0.77011	0.93616	44.626	12.878	24.025	371.61	16.244	1.0939	0.018906	vapor
22.000	0.13000	0.79042	1.2652	0.76774	0.93221	43.845	12.941	24.441	369.92	16.364	1.0927	0.019075	vapor
22.000	0.14000	0.85965	1.1633	0.76530	0.92816	43.110	13.010	24.891	368.18	16.486	1.0914	0.019250	vapor
22.000	0.15000	0.93048	1.0747	0.76279	0.92400	42.413	13.086	25.380	366.38	16.609	1.0902	0.019431	vapor
22.000	0.15913	0.99661	1.0034	0.76044	0.92010	41.805	13.162	25.863	364.70	16.723	1.0891	0.019602	vapor
22.000	0.15913	34.175	0.029261	0.030099	0.034755	1.5617	11.621	21.714	1070.3	-0.77637	11.843	0.10378	liquid
22.000	0.16000	34.176	0.029260	0.030088	0.034770	1.5612	11.621	21.713	1070.3	-0.77648	11.844	0.10378	liquid
22.000	0.17000	34.184	0.029253	0.029966	0.034939	1.5556	11.622	21.698	1070.9	-0.77779	11.854	0.10380	liquid
22.000	0.18000	34.192	0.029246	0.029843	0.035108	1.5500	11.622	21.683	1071.6	-0.77910	11.864	0.10383	liquid
22.000	0.19000	34.200	0.029240	0.029721	0.035277	1.5444	11.622	21.668	1072.2	-0.78040	11.875	0.10385	liquid
22.000	0.20000	34.208	0.029233	0.029599	0.035446	1.5388	11.623	21.654	1072.8	-0.78169	11.885	0.10387	liquid
22.000	0.21000	34.216	0.029226	0.029478	0.035615	1.5332	11.623	21.639	1073.4	-0.78298	11.895	0.10389	liquid
22.000	0.22000	34.224	0.029219	0.029357	0.035785	1.5276	11.623	21.625	1074.1	-0.78427	11.905	0.10391	liquid
22.000	0.23000	34.232	0.029212	0.029236	0.035954	1.5220	11.623	21.610	1074.7	-0.78555	11.915	0.10394	liquid
22.000	0.24000	34.240	0.029205	0.029115	0.036124	1.5165	11.624	21.596	1075.3	-0.78682	11.926	0.10396	liquid
22.000	0.25000	34.248	0.029199	0.028995	0.036294	1.5109	11.624	21.582	1075.9	-0.78810	11.936	0.10398	liquid
22.000	0.26000	34.256	0.029192	0.028875	0.036464	1.5054	11.624	21.567	1076.5	-0.78936	11.946	0.10400	liquid
22.000	0.27000	34.264	0.029185	0.028755	0.036635	1.4999	11.625	21.553	1077.1	-0.79062	11.956	0.10403	liquid
22.000	0.28000	34.272	0.029178	0.028635	0.036805	1.4944	11.625	21.539	1077.8	-0.79188	11.966	0.10405	liquid
22.000	0.29000	34.280	0.029172	0.028516	0.036976	1.4889	11.625	21.525	1078.4	-0.79313	11.976	0.10407	liquid
22.000	0.30000	34.288	0.029165	0.028397	0.037147	1.4834	11.625	21.511	1079.0	-0.79438	11.987	0.10409	liquid

## **ANEXO C – PROPRIEDADES DO AÇO INOXIDÁVEL 4301 CR-NI**

## Outokumpu 4301 Cr-Ni Austenitic Stainless Steel

**Categories:** [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Austenitic](#); [Stainless Steel](#)

**Material Notes:** General purpose steel with good corrosion resistance.


Applications: Wide variety of applications in construction, chemical, petroleum, automobile, and domestic appliance markets.



Available in hot rolled plate (Quarto), hot rolled strip/sheet (CPP), cold rolled strip/sheet, cold rolled narrow strip, bar, and rod forms.

**Key Words:** EN 1.4301; ASTM 304; JIS SUS 304

**Vendors:** No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	<a href="#">7.90</a> g/cc	<a href="#">0.285</a> lb/in <sup>3</sup>	RT
<b>Mechanical Properties</b>			
Hardness, Brinell	165	165	Outokumpu Typical, 20°C, Hot rolled plate (Quarto); EN 10003-1
	175	175	Outokumpu Typical, 20°C, Cold rolled strip/sheet; EN 10003-1
Tensile Strength, Ultimate	>= <a href="#">520</a> MPa	>= <a href="#">75400</a> psi	EN 10002-1
	<a href="#">600</a> MPa	<a href="#">87000</a> psi	Outokumpu Typical, Hot Rolled Plate (Quarto); EN 10002-1
	<a href="#">360</a> MPa	<a href="#">52200</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Temperature 500 °C	@Temperature 932 °F	
	<a href="#">380</a> MPa	<a href="#">55100</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Temperature 300 °C	@Temperature 572 °F	
	<a href="#">380</a> MPa	<a href="#">55100</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Temperature 400 °C	@Temperature 752 °F	
	<a href="#">400</a> MPa	<a href="#">58000</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Temperature 200 °C	@Temperature 392 °F	
	<a href="#">450</a> MPa	<a href="#">65300</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	<a href="#">860</a> MPa	<a href="#">125000</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Temperature -80.0 °C	@Temperature -112 °F	
	<a href="#">1250</a> MPa	<a href="#">181000</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Temperature -196 °C	@Temperature -321 °F	
	<a href="#">210</a> MPa	<a href="#">30500</a> psi	EN min., RT; EN 10002-1
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %	
	<a href="#">250</a> MPa	<a href="#">36300</a> psi	EN min., RT; EN 10002-1
	@Strain 1.00 %	@Strain 1.00 %	
	<a href="#">290</a> MPa	<a href="#">42100</a> psi	Outokumpu Typical, Cold Rolled Strip/Sheet; EN 10002-1
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %	
	<a href="#">330</a> MPa	<a href="#">47900</a> psi	Outokumpu Typical, Cold Rolled Strip/Sheet; EN 10002-1
	@Strain 1.00 %	@Strain 1.00 %	
	<a href="#">92.0</a> MPa	<a href="#">13300</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 0.200 %, Temperature 500 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 932 °F	
	<a href="#">98.0</a> MPa	<a href="#">14200</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 0.200 %, Temperature 400 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 752 °F	
	<a href="#">110</a> MPa	<a href="#">16000</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 0.200 %, Temperature 300 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 572 °F	
	<a href="#">120</a> MPa	<a href="#">17400</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 1.00 %, Temperature 500 °C	@Strain 1.00 %, Temperature 932 °F	
	<a href="#">125</a> MPa	<a href="#">18100</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 1.00 %, Temperature 400 °C	@Strain 1.00 %, Temperature 752 °F	
	<a href="#">127</a> MPa	<a href="#">18400</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 0.200 %, Temperature 200 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 392 °F	
	<a href="#">135</a> MPa	<a href="#">19600</a> psi	EN min.; EN 10002-5

	@Strain 1.00 %, Temperature 300 °C <a href="#">157</a> MPa	@Strain 1.00 %, Temperature 572 °F <a href="#">22800</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 1.00 %, Temperature 200 °C <a href="#">157</a> MPa	@Strain 1.00 %, Temperature 392 °F <a href="#">22800</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 0.200 %, Temperature 100 °C <a href="#">191</a> MPa	@Strain 0.200 %, Temperature 212 °F <a href="#">27700</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 1.00 %, Temperature 100 °C <a href="#">270</a> MPa	@Strain 1.00 %, Temperature 212 °F <a href="#">39200</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 0.200 %, Temperature -80.0 °C <a href="#">300</a> MPa	@Strain 0.200 %, Temperature -112 °F <a href="#">43500</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 0.200 %, Temperature -196 °C <a href="#">350</a> MPa	@Strain 0.200 %, Temperature -321 °F <a href="#">50800</a> psi	EN min.; EN 10002-5
	@Strain 1.00 %, Temperature -80.0 °C <a href="#">400</a> MPa	@Strain 1.00 %, Temperature -112 °F <a href="#">58000</a> psi	EN min.; EN 10002-5
Elongation at Break	@Strain 1.00 %, Temperature -196 °C >= 45 %	@Strain 1.00 %, Temperature -321 °F >= 45 %	EN 10002-1
	55 %	55 %	Outokumpu Typical, Hot Rolled Plate (Quarto); EN 10002-1
	30 %	30 %	EN min
	@Temperature -196 °C 35 %	@Temperature -321 °F 35 %	EN min
Modulus of Elasticity	@Temperature -80.0 °C <a href="#">200</a> GPa	@Temperature -112 °F <a href="#">29000</a> ksi	RT
	<a href="#">165</a> GPa	<a href="#">23900</a> ksi	
	@Temperature 500 °C <a href="#">172</a> GPa	@Temperature 932 °F <a href="#">24900</a> ksi	
	@Temperature 400 °C <a href="#">179</a> GPa	@Temperature 752 °F <a href="#">26000</a> ksi	
	@Temperature 300 °C <a href="#">186</a> GPa	@Temperature 572 °F <a href="#">27000</a> ksi	
	@Temperature 200 °C <a href="#">194</a> GPa	@Temperature 392 °F <a href="#">28100</a> ksi	
	@Temperature 100 °C 0.30	@Temperature 212 °F 0.30	RT
Poissons Ratio	0.30	0.30	RT
Shear Modulus	<a href="#">77.0</a> GPa	<a href="#">11200</a> ksi	calculated
Impact Test	>= <a href="#">60.0</a> J	>= <a href="#">44.3</a> ft-lb	Hot rolled plate/Cold rolled strip/sheet, 10x10mm test pieces; EN 10045-1

Electrical Properties		Metric	English	Comments	
Electrical Resistivity	<a href="#">0.0000730</a> ohm-cm	<a href="#">0.0000730</a> ohm-cm	RT		
Thermal Properties		Metric	English	Comments	
CTE, linear 	<a href="#">16.0</a> µm/m-°C	<a href="#">8.89</a> µin/in-°F			
	@Temperature 100 °C <a href="#">16.5</a> µm/m-°C	@Temperature 212 °F <a href="#">9.17</a> µin/in-°F			
	@Temperature 200 °C <a href="#">17.0</a> µm/m-°C	@Temperature 392 °F <a href="#">9.44</a> µin/in-°F			
	@Temperature 300 °C <a href="#">17.5</a> µm/m-°C	@Temperature 572 °F <a href="#">9.72</a> µin/in-°F			
	@Temperature 400 °C <a href="#">18.0</a> µm/m-°C	@Temperature 752 °F <a href="#">10.0</a> µin/in-°F			
	@Temperature 500 °C <a href="#">0.500</a> J/g-°C	@Temperature 932 °F <a href="#">0.120</a> BTU/lb-°F	RT		
	Specific Heat Capacity	<a href="#">15.0</a> W/m-K	<a href="#">104</a> BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F	RT	
	Thermal Conductivity 	<a href="#">20.0</a> W/m-K	<a href="#">139</a> BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F		
	@Temperature 400 °C	@Temperature 752 °F			

Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.040 %	0.040 %	
Chromium, Cr	18.1 %	18.1 %	
Iron, Fe	73.56 %	73.56 %	
Nickel, Ni	8.3 %	8.3 %	

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.