

Avaliação do desempenho de permutadores de calor de placas nos laboratórios da ARSOPI-THERMAL

Paulo Meirinho Guerreiro

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Carlos Pinho

Orientador na ARSOPI-THERMAL: Doutor Hélder Silva



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro 2017

Resumo

A indústria necessita continuamente de inovação e otimização do seu processo produtivo e no desenvolvimento de novos equipamentos de modo a poder competir com as outras empresas e a maximizar as receitas. Uma das grandes preocupações atuais é a necessidade de conservar energia, pelo que a aposta em processos de recuperação de calor é cada vez mais comum.

Os permutadores de calor têm como objetivo a troca de calor entre duas correntes de fluido: uma fria e outra quente. São utilizados quando se pretende transferir energia térmica por essas correntes, sendo por isso um dos meios empregues para aproveitar energia em diversos processos industriais.

A Arsopi-Thermal é uma empresa situada em Vale de Cambra, distrito de Aveiro, que fabrica unicamente permutadores de calor de placas. Os permutadores deste tipo, onde a troca é feita por meio de placas muito finas com uma condutividade térmica elevada, são muito comuns pois, para além de serem bastante compactos, têm uma eficiência térmica elevada quando comparados com outros tipos de permutadores. A empresa contém um laboratório bastante bem equipado para a realização de testes térmicos e de perda de carga a permutadores de calor de placas.

No presente trabalho apresenta-se o estudo térmico e hidrodinâmico efetuado em três permutadores de calor no laboratório da Arsopi-Thermal, sendo que um deles foi testado com 3 diferentes configurações de placas de transferência de calor. Com o recurso aos sistemas de medição de temperatura, de pressão e de caudal, foi possível obter correlações empíricas que traduzem, por um lado, a capacidade que estes permutadores têm em transferir calor, e por outro, as quedas de pressão sofridas pelos fluidos quente e frio que os atravessa. De referir que todos os ensaios foram feitos em regime turbulento e o fluido utilizado foi água, tanto para o lado frio como para o lado quente.

Avaliação do desempenho de permutadores de calor de placas nos laboratórios da ARSOPI-THERMAL

Abstract

The industry needs continuous innovation and optimization on its production and development of new equipment so that is possible to compete with other companies and maximize the revenue. One of the major concerns nowadays is the need to preserve energy, so the research on heat recuperation processes is becoming more common.

The heat exchangers have as a goal the trade of heat between two fluid streams: a cold and a hot one. Heat exchangers are used to transfer heat between those streams, minimizing the waste energy in several industrial processes.

The Arsopi-Thermal is a company situated in Vale de Cambra, Aveiro, Portugal, that exclusively produces plate heat exchangers (PHE). In these heat exchangers, the energy transfer is carried out through thin metal plates with a high thermal conductivity. They are very common because, besides being very compact, they have a higher overall heat transfer rate when compared with other type heat exchangers. The company has a well-equipped laboratory for the execution of thermal and pressure drop tests of the PHE's.

In this work, the results of the thermal and hydrodynamic studies done in three PHE's in the Arsopi-Thermal laboratory are presented. One of the heat exchangers was tested with three different plate configurations. Using the data obtained from temperature, pressure and flow measurements, it was possible to obtain empirical correlations translating the thermal performance of the exchangers, as well as the corresponding hot and cold fluids pressure drop. The experiments were carried out under turbulent flow conditions and the hot and cold fluid was always water.

Agradecimentos

Ao longo da realização deste trabalho, contei com a ajuda e colaboração de várias pessoas, que me transmitiram apoio, conhecimentos, entre outros, para a elaboração deste trabalho. Desta forma, expresso os meus agradecimentos a todas elas que me ajudaram nos momentos decisivos e contribuíram para manter a minha motivação:

Ao professor Carlos Pinho, orientador deste trabalho, pela disponibilidade na orientação, pelos conselhos e conhecimentos que me proporcionou;

Ao doutor Hélder Silva, que foi a responsável pela minha orientação na empresa e se mostrou sempre disponível para me ajudar com dúvidas que foram surgindo e forneceu todo o conhecimento necessário para a realização da tese;

Aos trabalhadores da Arsopi-Thermal, pela companhia e pela ajuda prestada sempre que foi preciso, em especial ao engenheiro Rafael Marques;

Aos meus amigos e família, especialmente à Sílvia Tavares, que me auxiliaram nos momentos difíceis e ofereceram motivação para continuar a trabalhar.

Índice de Conteúdos

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	BREVE APRESENTAÇÃO DA ARSOPI-THERMAL	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1	PERMUTADORES DE CALOR	3
2.1.1	<i>Vantagens</i>	4
2.1.2	<i>Desvantagens.....</i>	5
2.2	APLICAÇÕES DOS PERMUTADORES DE PLACAS	6
2.2.1	<i>Industria alimentar – pasteurização</i>	6
2.2.2	<i>Sistemas AVAC – aquecimento e ar condicionado</i>	7
2.2.3	<i>Cogeração e sistemas de recuperação de energia</i>	7
2.2.4	<i>Marinha</i>	7
2.2.5	<i>Processos químicos</i>	8
2.2.6	<i>Energia solar</i>	8
2.3	PROCESSO DE FABRICO NA ARSOPI-THERMAL	9
2.4	LABORATÓRIO	14
2.5	CONCEITOS TEÓRICOS	17
2.5.1	<i>Características geométricas</i>	17
2.5.2	<i>Conceitos térmicos</i>	19
2.5.3	<i>Conceitos hidrodinâmicos</i>	22
3	ENSAIOS A PERMUTADORES.....	25
3.1	ENSAIOS A PERMUTADORES - INTRODUÇÃO	25
3.2	METODOLOGIA EXPERIMENTAL E TRATAMENTO DE DADOS	31
3.2.1	<i>Ensaio térmico.....</i>	31
3.2.2	<i>Ensaio hidrodinâmico.....</i>	35
4	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS.....	41
4.1	ENSAIO TÉRMICO	41
4.2	ENSAIO HIDRODINÂMICO	54
5	CONCLUSÕES	77
	TRABALHOS FUTUROS	80
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	81
	ANEXO A	83
	ANEXO B	89

Índice de Figuras

Figura 1.1- Instalações da Arsopi-Thermal	1
Figura 2.1 – Componentes e funcionamento de um PHE: placas de TC (1), tirantes de guiamento (2), placa de suporte fixa (3), móvel (6), junta de vedação (4), suporte posterior (5), Tirantes de aperto (7)	3
Figura 2.2 - Permutador de calor com múltiplas secções utilizado para pasteurização do leite [4]	7
Figura 2.3 - Extração do petróleo [5]	8
Figura 2.4 - Fábrica da Arsopi-Thermal.....	9
Figura 2.5 - Exemplo de junta em "slit-in"	10
Figura 2.6 - Máquina de torneamento existente na empresa	11
Figura 2.7 - Permutadores fabricados na Arsopi-Thermal.....	11
Figura 2.8 - Planta da fábrica da Arsopi-Thermal	12
Figura 2.9 - Esquema do processo de produção da empresa	13
Figura 2.10 - Laboratório destinado ao ensaio a PHE na Arsopi-Thermal	14
Figura 2.11 - Acessório onde estão alocados os medidores de temperatura e pressão	15
Figura 2.12 - Esquema do circuito de teste dos permutadores.....	15
Figura 2.13 - Tanque de armazenamento de água fria.....	16
Figura 2.14 - Ilustração das características geométricas da placa de transferência de calor	17
Figura 2.15 - Escoamento longitudinal (vermelho) e de entalhe (azul)	19
Figura 3.1 - Permutador ASPTH na zona de teste do permutador	25
Figura 3.2 - Placa Chevron e Wasboard	25
Figura 3.3 - Placa com a) $\beta=30^\circ$ b) $\beta=60^\circ$	26
Figura 3.4 - Placa do permutador Omega (c) e Psi (d)	27
Figura 3.5 - Diferentes configurações e posições de uma junta de vedação.....	28
Figura 3.6 - Tipos de furação possíveis numa placa [11]	28
Figura 3.7 - Posição relativa dos orifícios de admissão e expulsão de os fluidos de trabalho para o permutador ASPTH e Omega	29
Figura 3.8 - Interface entre sistema de teste e utilizador.....	29
Figura 3.9 - Zona de comando do ensaio a realizar	30
Figura 3.10 - Gráfico ilustrativo da sequência de ensaio ao permutador em cada teste	37
Figura 3.11 - Gráfico ilustrativo do método de rotação da curva no ponto de 100 kPa.....	38
Figura 4.1 – Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para o arranjo de 30°	42
Figura 4.2 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para o arranjo de 60°	44
Figura 4.3 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para o arranjo de $30-60^\circ$	46
Figura 4.4 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para Omega	48
Figura 4.5 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para Psi	50

Figura 4.6 - Gráfico de comparação dos valores obtidos de h_{exp} e curvas de h_{mod} para todos os permutadores testados	51
Figura 4.7 – Gráfico do NTU em função do número de Reynolds	52
Figura 4.8 – Gráfico logarítmico da variação de NTU em função do número de Reynolds.....	52
Figura 4.9 - Gráfico da variação de jh com o número de Reynolds	53
Figura 4.10 - Pontos experimentais obtidos para determinação de perda de carga nos acessórios	54
Figura 4.11 - Bomba manual existente na Arsopi-Thermal	56
Figura 4.12 - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para o arranjo de 30°	58
Figura 4.13 - Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para o arranjo de 30°	59
Figura 4.14 - Pressóstato para controlo da pressão no lado frio.....	60
Figura 4.15 - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para o arranjo de 60°	61
Figura 4.16 - Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para o arranjo de 60°	62
Figura 4.17 - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para ASPTH9	64
Figura 4.18 - Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para o ASPTH9	65
Figura 4.19 - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para Omega	68
Figura 4.20 – Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para Omega	69
Figura 4.21 -Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa em Psi	71
Figura 4.22 -Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal em Psi	72
Figura 4.23 – Gráfico de comparação da perda de carga na placa do permutador ASPTH com as 3 configurações diferentes	73
Figura 4.24 - Gráfico dos pontos obtidos da perda de carga no furo do permutador ASPTH	74
Figura 4.25 – Perda de carga total determinada experimentalmente nos 5 testes realizados.....	74
Figura 4.26 - Variação de f em função do número de Renolds no canal.....	75
Figura 5.1 - Desempenho medido em área específica em função do NTU para diversos permutadores da Arsopi-Thermal	79
Figura B.0.1 - Representação gráfica da perda de carga total no permutador ASPTH1 obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal	90
Figura B.0.2 – Representação gráfica da perda de carga total no permutador ASPTH2 obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal	92
Figura B.0.3 – Representação gráfica da perda de carga total no permutador ASPTH9 obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal	93
Figura B.0.4 - Representação gráfica da perda de carga total no permutador Psi obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal	96

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Permutadores produzidos na Arsopi-Thermal	4
Tabela 3.1 - Parametros geométricos das placas de transferência de calor a ensaiar	27
Tabela 4.1 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados retirados de uma média de valores experimentais do arranjo de 30°	41
Tabela 4.2 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n. ^{os} adimensionais para o arranjo de 30°	43
Tabela 4.3 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados retirados de uma média de valores experimentais do arranjo de 60°	43
Tabela 4.4 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n. ^{os} adimensionais para o arranjo de 60°	44
Tabela 4.5 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados retirados de uma média de valores experimentais do arranjo de 30-60°	45
Tabela 4.6 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n. ^{os} adimensionais para o arranjo de 30-60° ...	46
Tabela 4.7 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados de Omega retirados de uma média de valores experimentais.....	47
Tabela 4.8 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n. ^{os} adimensionais para Omega	48
Tabela 4.9 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados de Psi retirados de uma média de valores experimentais.....	49
Tabela 4.10 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n. ^{os} adimensionais para Psi	50
Tabela 4.11 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 30° sem contrapressão	55
Tabela 4.12 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 30° com contrapressão	56
Tabela 4.13 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 30° com 5 placas	57
Tabela 4.14 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para o arranjo de 30°	58
Tabela 4.15 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 60° sem contrapressão	59
Tabela 4.16 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 60° com contrapressão	60
Tabela 4.17 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 60° com cinco placas	60
Tabela 4.18 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para o arranjo de 60°	62
Tabela 4.19 - Resultados obtidos de perda de carga para ASPH9 sem contrapressão	63
Tabela 4.20 - Resultados obtidos de perda de carga para ASPH9 com contrapressão	63
Tabela 4.21 - Resultados obtidos de perda de carga para ASPH9 com 5 placas.....	64
Tabela 4.22 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para ASPH9	65
Tabela 4.23 - Resultados obtidos de perda de carga para Omega sem contrapressão	66
Tabela 4.24 - Resultados obtidos de perda de carga para Omega com contrapressão.....	66
Tabela 4.25 - Validação dos critérios de aceitação dos ensaios a Omega	67
Tabela 4.26 - Resultados obtidos de perda de carga para Omega com cinco placas	67
Tabela 4.27 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para Omega	68
Tabela 4.28 - Resultados obtidos de perda de carga para Psi sem contrapressão	70
Tabela 4.29 - Resultados obtidos de perda de carga para Psi com contrapressão.....	70
Tabela 4.30 - Validação dos critérios de aceitação dos ensaios a Psi	70
Tabela 4.31 - Resultados obtidos de perda de carga para Psi com cinco placas	71
Tabela 4.32 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para Psi	72
Tabela A.1 – Cálculo de Qq e Qf para o arranjo de 30° e respetiva validação do critério	83

Tabela A.2 – Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para o arranjo de 30°	83
Tabela A.3 – Cálculo de h_{mod} para o arranjo de 30° pela metodologia da Hisaka	83
Tabela A.4 – Cálculo de Qq e Qf para o arranjo de 60° e respetiva validação do critério	84
Tabela A.5 – Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para o arranjo de 60°	84
Tabela A.6 – Cálculo de h_{mod} para o arranjo de 60° pela metodologia da Hisaka	84
Tabela A.7 – Cálculo de Qq e Qf para o arranjo de 60° e respetiva validação do critério	85
Tabela A.8 – Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para o arranjo de 30-60°	85
Tabela A.9 – Cálculo de h_{mod} para o arranjo de 30-60° pela metodologia da Hisaka	85
Tabela A.10 – Cálculo de Qq e Qf para Omega e respetiva validação do critério	86
Tabela A.11 – Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para Omega	86
Tabela A.12 – Cálculo de h_{mod} para Omega pela metodologia da Hisaka	86
Tabela A.13 – Cálculo de Qq e Qf para Psi e respetiva validação do critério	87
Tabela A.14 – Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para Psi	87
Tabela A.15 – Cálculo de h_{mod} para Psi pela metodologia da Hisaka	88
Tabela B.1 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH1 com cinco placas	89
Tabela B.2 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH1 com 31 placas	89
Tabela B.3 – Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o ASPH1	89
Tabela B.4 – Cálculo de $\ln(\Delta p_p/a)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o ASPH1	89
Tabela B.5 – Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δpf para o ASPH1	90
Tabela B.6 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH2 com cinco placas	90
Tabela B.7 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH2 com 31 placas	91
Tabela B.8 – Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o ASPH2	91
Tabela B.9 – Cálculo de $\ln(\Delta p_p/a)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o ASPH2	91
Tabela B.10 – Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δpf para o ASPH2	91
Tabela B.11 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH9 com cinco placas	92
Tabela B.12 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH9 com 31 placas	92
Tabela B.13 – Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o ASPH9	93
Tabela B.14 – Cálculo de $\ln(\Delta p_p/a)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o ASPH9	93
Tabela B.15 – Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δpf para o ASPH9	93
Tabela B.16 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador Omega com cinco placas	94
Tabela B.17 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador Omega com 15 placas	94
Tabela B.18 – Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o Omega	94
Tabela B.19 – Cálculo de $\ln(\Delta p_p/a)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o Omega	94
Tabela B.20 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador Psi com cinco placas	95
Tabela B.21 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador Psi com 35 placas	95
Tabela B.22 – Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o Psi	95
Tabela B.23 – Cálculo de $\ln(\Delta p_p/a)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o Psi	95
Tabela B.24 – Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δpf para o permutador Psi	96
Tabela B.25 – Número de Fanning e de Reynolds obtidos dos ensaios	96
Tabela B.26 – Valores obtidos para cálculo de NTU e $A0/Qr$	97

Nomenclatura

- A_t – Área transversal do canal do permutador (m^2)
 d – Profundidade do canal de TC (m)
 w – Largura efetiva da placa (m)
 A_0 – Área de transferência de calor de uma placa (m^2)
 A – Área total de TC (m^2)
 L_t – Comprimento equivalente de transferência de calor (m)
 L_h – Comprimento vertical entre orifícios (m)
 D_h – Diâmetro dos orifícios do permutador (m)
 D_e – Diâmetro hidráulico (m)
 P – Perímetro molhado (m)
 ϕ – Fator de incremento de área
 β – Ângulo do corrugado ($^\circ$)
 l – Passo, comprimento linear medido entre dois pontos consecutivos equivalentes do corrugado (m)
 $\dot{Q}_q$ – Calor transferido pelo fluido quente (W)
 $\dot{Q}_f$ – Calor recebido pelo fluido frio (W)
 $\dot{m}_q$ – Caudal mássico de fluido quente a circular no permutador (kg/s)
 $\dot{m}_f$ – Caudal mássico de fluido frio a circular no permutador (kg/s)
 $c_{p,q}$ – Calor específico a pressão constante do fluido quente ($W/kg\ K$)
 $c_{p,f}$ – Calor específico a pressão constante do fluido frio ($W/kg\ K$)
 $T_{q,e}$ – Temperatura do fluido quente à entrada do permutador ($^\circ C$)
 $T_{q,s}$ – Temperatura do fluido quente à saída do permutador ($^\circ C$)
 $T_{f,e}$ – Temperatura do fluido frio à entrada do permutador ($^\circ C$)
 $T_{f,s}$ – Temperatura do fluido frio à saída do permutador ($^\circ C$)
 ΔT_{ln} – Temperatura média logarítmica ($^\circ C$)
 $\dot{Q}_m$ – Calor médio trocado no permutador, dado pela diferença de temperatura média logarítmica (W)
 U – Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 K$)
 h_q – Coeficiente de transferência de calor por convecção do lado quente ($W/m^2 K$)
 h_f – Coeficiente de transferência de calor por convecção do lado frio ($W/m^2 K$)
 $R_{f,q}$ – Resistência devido a incrustações presentes no lado quente (K/W)
 $R_{f,f}$ – Resistência devido a incrustações presentes no lado frio (K/W)
 Δe – Espessura da placa de TC (m)
 k_p – Condutividade térmica da placa de TC (W/mK)
 Re – Número de Reynolds do escoamento
 ρ – Massa volúmica do fluido (kg/m^3)
 v – Velocidade do escoamento (m/s)
 μ – Viscosidade dinâmica do fluido ($Pa \cdot s$)

Pr – Número de Prandtl

c_p – Calor específico do fluido (J/kgK)

Nu – Número de Nusselt

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ e α_4 – Constantes térmicas a determinar

μ_w – Viscosidade dinâmica do fluido à temperatura da placa de TC ($Pa \cdot s$)

j – Fator de Chilton-Colbourn

j_h - Variante do fator de Chilton-Colbourn

NTU – Número de unidades de transferência

Δp_p – Queda de pressão na placa de TC (Pa)

f – Fator de atrito de Fanning

G_p - Fluxo mássico do escoamento no canal de TC (kg/m^2s)

Δp_f – Queda de pressão nos orifícios de entrada e saída do permutador (Pa)

G_f - Fluxo mássico do escoamento no orifício de entrada (kg/m^2s)

N_p - Número de passagens do fluido no permutador

d_f – Diâmetro do orifício de entrada (m)

Δp_h – Queda de pressão pela variação da cota (Pa)

α_4, α_5 – Constantes do número de Fanning em função de Re

x – Cota máxima para aperto dos tirantes (m)

N – Número de placas no permutador de calor

U_{exp} – Coeficiente global de transferência de calor pela temperatura média logarítmica (W/m^2K)

U_{calc} – Coeficiente global de transferência de calor calculado pelas resistências (W/m^2K)

h_{exp} – Coeficiente de transferência de calor por convecção obtido experimentalmente (W/m^2K)

$h_{exp,q}$ - Coeficiente de transferência de calor por convecção do lado quente obtido experimentalmente (W/m^2K)

$h_{exp,f}$ - Coeficiente de transferência de calor por convecção do lado frio obtido experimentalmente (W/m^2K)

h_{mod} – Coeficiente de transferência de calor por convecção calculado pela Hisaka (W/m^2K)

α_h, γ_h - constantes a determinar presentes na equação de h_{calc}

Q – Caudal volúmico a circular no permutador (m^3/s)

Q_q – Caudal volúmico de fluido quente (m^3/s)

Q_f – Caudal volúmico de fluido frio (m^3/s)

Q_r – Caudal volúmico por canal (m^3/s)

η – Fator de correção para calcular h_{mod} à temperatura de referência

$T_{m,q}$ – Temperatura média do fluido quente ($^{\circ}C$)

$T_{m,f}$ – Temperatura média do fluido frio ($^{\circ}C$)

T_w – Temperatura da placa de TC ($^{\circ}C$)

φ – Razão entre viscosidades dinâmicas dado por $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$

Δp – Perda de carga total no permutador (Pa)

Δp_{min} – Queda de pressão mínima determinada pelo ensaio sem contrapressão (Pa)

$\Delta p_{máx}$ – Queda de pressão máxima determinada pelo ensaio com contrapressão (Pa)

α_{p1} e α_{p2} - Constantes a determinar presentes na fórmula de perda de carga na placa

α_{p3} e α_{p4} - Constantes a determinar presentes na fórmula de perda de carga no furo

a – Constante utilizada para simplificar $\mu^{0,1} \rho^{0,9}$

P' - Fator de correção de perda de carga caso exista mais do que uma passagem de fluido

$\Delta p_{\text{acessórios}}$ – Perda de carga nos acessórios de ligação (Pa)

P_q – Pressão relativa do fluido quente à entrada do permutador (Pa)

P_f – Pressão relativa do fluido frio à entrada do permutador (Pa)

Δp_q – Queda de pressão do fluido quente no permutador em cada ensaio (Pa)

Re_{placa} – Número de Reynolds no canal de TC

1 Introdução

1.1 Breve apresentação da Arsopi-Thermal

A empresa Arsopi-Thermal foi constituída em 1989 no concelho de Vale de Cambra, distrito de Aveiro, tendo começado a funcionar em instalações independentes 3 anos depois. A empresa pertence na sua totalidade ao grupo ARSOPI - Indústrias Metalúrgicas Arlindo S. Pinho, S.A. centrado na produção em aço inoxidável de instalações para a indústria alimentar e de equipamentos para as indústrias petroquímica e nuclear [1].



Figura 1.1- Instalações da Arsopi-Thermal

Devido à percepção de que os permutadores de calor de placas têm aplicação em muitas das indústrias para as quais a Arsopi fabricava equipamentos, a empresa sentiu a necessidade de construir uma fábrica somente focada na produção de permutadores de calor de placas. Hoje em dia a Arsopi-Thermal fabrica permutadores para todo o mundo, havendo mais de 45 países com equipamentos provenientes da fábrica. De modo a estar a passo com o avanço da tecnologia, a Arsopi-Thermal tem uma grande ligação, há mais de 20 anos, com uma das empresas pioneiras no fabrico de permutadores, a japonesa HISAKA WORKS, Ltd. Deste modo é possível a constante atualização dos produtos e de conhecimento no domínio dos permutadores de placas o que permite obter uma qualidade de excelência no fabrico de permutadores.

A empresa não só tem a capacidade de produzir permutadores de raiz, desde todas as atividades de conceção e de montagem do permutador na fábrica, como também presta assistência técnica a todo o tipo de permutadores de placas, independentemente da marca. Esta atividade complementar designa-se por assistência técnica à manutenção e limpeza de permutadores em uso.

A empresa tem uma área de aproximadamente 10.000 m² sendo que 4.000 m² foram destinados para a fábrica. Esta tem por volta de 45 trabalhadores onde cerca de metade são operários e trabalham no interior da fábrica e os restantes trabalham nos diversos sectores de engenharia, comercial, direção e gestão da produção.

A Arsopi-Thermal tem como estratégia global o processo de fabrico unitário, ou seja, produz permutadores por encomenda. O cliente especifica as condições de trabalho do permutador, nomeadamente as pressões de trabalho, velocidade máxima à entrada do permutador, temperaturas e caudais dos fluidos quente e frio. Com este método de produção, é então possível satisfazer os pedidos de qualquer tipo de cliente, para qualquer aplicação a que se destina, agrupando os permutadores em diferentes classes conforme a pressão, temperatura, caudal máximo.

Os permutadores de calor para aplicações alimentares necessitam de ter requisitos de higiene e manutenção bastante rigorosos e, portanto, são utilizados permutadores com as placas móveis e fixas produzidas em aço inoxidável. Já para outras situações em que não é necessário um nível elevado de higiene, é utilizado aço ao carbono pintado para a produção destas placas exteriores.

Além disso, a Arsopi-Thermal pode fabricar cada modelo de permutador em diversos tamanhos diferentes, desde os pequenos equipamentos para sistemas AVAC até aos grandes para as áreas da petroquímica e energia. Assim sendo, a empresa tem permutadores com placas com diâmetro nominal de furo de entrada e saída dos fluidos de trabalho de 25 mm até 500 mm, havendo permutadores com uma altura de 25 cm até aproximadamente 4 metros [1].

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Permutadores de calor

Os permutadores de calor são equipamentos térmicos que têm como objetivo promover a troca de calor entre duas ou mais correntes de fluidos que estão a temperaturas distintas. Existem vários tipos de permutadores, sendo que os mais comuns são os de carcaça e tubo (onde um dos fluidos circula no interior de tubos, circulando o outro fluido entre a carcaça e o exterior dos tubos) e os de placas (onde os fluidos trocam calor por meio de placas corrugadas que, para além de terem a função de separá-los fisicamente, têm o objetivo de promover a troca de calor pois têm elevada condutibilidade térmica). São estes últimos que a Arsopi-Thermal produz, sendo que a figura abaixo ilustra a composição deste tipo de PHE (*plate heat exchanger*).

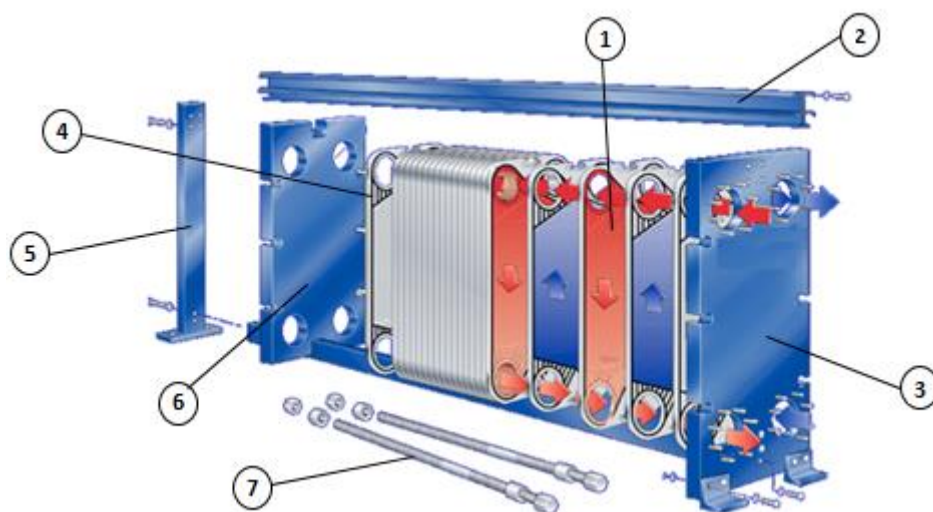


Figura 2.1 – Componentes e funcionamento de um PHE: placas de TC (1), tirantes de guiamento (2), placa de suporte fixa (3), móvel (6), junta de vedação (4), suporte posterior (5), Tirantes de aperto (7)

Um permutador de calor de placas é constituído por uma série de componentes diferentes, cada um com uma função específica. Os elementos principais de um PHE são as **placas finas** (normalmente produzidas em aço inoxidável, titânio ou outro tipo de metal dúctil que seja facilmente prensado e que seja resistente à corrosão) que têm como principal função transferir o máximo de calor possível, além de separar os dois fluidos de trabalho [2]. Um permutador de calor de placas é constituído por:

- ✓ **Juntas** – são elementos que se destinam ao isolamento do fluido presente em cada canal do ambiente envolvente. Normalmente as juntas são fabricadas com material elastomérico, sendo que é preciso ter em atenção as temperaturas de trabalho do fluido quente na escolha do material da junta de modo a que esta não corra o risco de se degradar. Além disso, é de referir que nesta escolha também se tem em atenção à compatibilidade química do material;

- ✓ **Placa de suporte fixa e móvel** – Garantem a resistência mecânica à pressão e servem como ligação entre as placas de transferência de calor e o exterior, sendo um elemento de suporte do permutador de calor. Estas alojam os tubos que permitem a entrada e saída dos fluidos do

permutador, sendo que a existência da placa móvel permite uma fácil introdução/remoção de placas, aumentando/reduzindo a quantidade de calor transferido pelo permutador.

✓ **Tirantes de guiamento** – duas barras, uma superior e outra inferior, que têm como objetivo fundamental o de alinhar as placas de transferência de calor, sendo que normalmente o tirante superior também aguenta o peso destas, das juntas que estão associadas e do fluido quando o PHE funciona;

✓ **Suporte posterior** – têm o objetivo de suportar o peso do permutador compacto, para além de que a fixação ao exterior é feita por este componente, normalmente por meio de apoios perfurados.

✓ **Tirantes de aperto** – têm a função de imprensar o conjunto de placas de transferência de calor entre as placas de suporte, sendo que estes estão dispostos horizontalmente e estão encaixados às placas de suporte fixa e móvel. Estes são apertados até que o permutador fique com um comprimento pré-definido.

É importante referir que à volta dos quatro orifícios por onde o fluido circula nas placas de suporte móvel e fixa, existem juntas de modo a que não haja fuga entre estas e as placas de transferência de calor. Além disso, para conseguir a distribuição do fluido de trabalho pelos canais não adjacentes, recorre-se às juntas de modo a que estas só permitam a passagem do fluido quente ou frio alternadamente entre placas.

De seguida, Tabela 2.1, estão expostos numa tabela os tipos de permutadores mais comuns que são produzidos na Arsopi-Thermal, assim como algumas das suas características mecânicas.

Tabela 2.1 - Permutadores produzidos na Arsopi-Thermal

Tipo	Material carcaça	Pressão máxima (bar)	Coef.de transf. de calor [W /(m ² K)]	Temperatura máxima (°C)	Caudal máx. (m ³ /h)
FH	Aço carbono	25	4650 – 8150	180	5000
FH00	Aço inox	10	4650 – 8150	150	11
CH00	Aço Inox	10	4650 – 8150	150	11
CH	Aço Inox	16	4650 – 8150	180	710
FHL	Aço carbono	18	4650 – 7000	180	790
FHR	Aço carbono	27	4650 – 7000	180	1286
FHS	Aço carbono	29	4650 – 7000	180	2287

Os permutadores de calor de placas têm inúmeras vantagens relativamente a outros tipos de permutadores de calor devido ao facto de terem uma elevada eficiência térmica. Porém, a utilização deste tipo de permutador também tem alguns inconvenientes, principalmente devido ao uso intensivo de juntas de vedação. Seguidamente vão ser apresentadas as principais vantagens e desvantagens deste tipo de permutadores.

2.1.1 Vantagens

✓ As placas corrugadas promovem a transferência de calor por meio da intensificação da turbulência no interior dos canais, pois as camadas limite são interrompidas com as variações na

superfície da placa. Desta forma é possível obter regimes turbulentos com números de Reynolds, Re , muito inferiores a 400, dependendo da geometria da placa. A turbulência também reduz a formação de incrustações, pois mantém os sólidos em suspensão sendo que, comparando com o permutador de carcaça e tubo, os permutadores de placas têm normalmente 20% ou menos de incrustações [3].

- ✓ Este tipo de permutadores tem um tamanho reduzido para coeficientes de transferência de calor tão elevados. Quando comparado com um permutador convencional de carcaça e tubo, o seu peso é 70 % menor enquanto o volume é cerca de 20 % do de carcaça e tubo. O facto de serem compactos facilita a utilização de materiais mais nobres na produção das placas, o que não era possível noutro tipo de permutadores. O transporte também acaba por ser mais barato devido a estes fatores físicos.

- ✓ Devido aos elevados coeficientes de transferência de calor e passagens em contracorrente, é possível obter diferenças de temperatura de até 1°C entre os fluidos de trabalho. Como resultado, consegue-se normalmente recuperar mais de 90 % do calor disponível na corrente quente, o que é um valor elevado quando comparado com o permutador convencional de carcaça e tubo [2].

- ✓ Nos permutadores de placas cada fluido está confinado a canais entre placas que são vedadas uma a uma, eliminando assim a possibilidade de contaminação entre fluidos.

- ✓ Uma das grandes vantagens dos permutadores de placas é a possibilidade de estes poderem facilmente ser desmontados e montados. Isto faz com que a inspeção, a limpeza e a troca de placas seja rápida. Na produção alimentar e farmacêutica esta é uma característica muito apreciada neste tipo de permutadores. Adicionalmente, faz com que seja possível adicionar ou remover placas, aumentando assim a área de transferência de calor do permutador.

- ✓ É possível a partir da inserção de uma placa divisória, aquecer ou arrefecer os fluidos 2 vezes ou mais (passagens múltiplas), como é utilizado no processo de pasteurização do leite.

- ✓ Neste tipo de permutadores podem-se combinar diferentes tipos de placas num só permutador, além de ser possível fazer inúmeros arranjos multipasses, tendendo assim otimizar as condições de operação dos permutadores de placas.

- ✓ Vibrações e ruídos provocados pela passagem do fluido na superfície da placa são praticamente inexistentes nos permutadores de placas. O risco de erosão ou corrosão é muito reduzido, dependendo somente dos fluidos que estão em circulação.

2.1.2 Desvantagens

- ✗ A grande desvantagem do permutador de placas é este não poder operar a pressões normalmente superiores a 1,5 MPa, pois estas provocam fugas nos vedantes. Uma maneira de contornar este problema é soldando as placas umas às outras, mas assim o permutador perde uma das suas grandes vantagens, a sua flexibilidade na montagem e desmontagem [3].

- ✗ A temperatura elevada do fluido quente que entra no permutador também é um inconveniente, sendo que para temperaturas superiores a 150°C utilizam-se vedantes especiais, não podendo assim recorrer aos tradicionais feitos de material elastomérico.

- ✗ Devido à superfície não lisa das placas e ao pequeno espaçamento entre elas, a perda de carga por atrito vai ser elevada. Pode-se diminuir esta perda recorrendo ao aumento do número de canais (colocando mais placas), diminuindo assim a velocidade do escoamento. O problema é

que com esta redução na velocidade, a transferência de calor também tende a diminuir, devido à redução que se poderá observar no coeficiente de transferência de calor.

✖ É possível haver risco de fuga nas placas devido à fricção existente entre estas, apesar de isso, por norma, não acontecer.

✖ Ao contrário dos permutadores de carcaça e tubo, onde o dimensionamento é feito com base em métodos genéricos presentes na literatura, nos permutadores de placas os métodos rigorosos são propriedade de cada fabricante e são específicos para os modelos fabricados, sendo mais difícil o seu projeto térmico e mecânico.

2.2 Aplicações dos permutadores de placas

Os permutadores de calor de placas são originais do final do século XIX, devido a suspeitas que algumas doenças, como por exemplo a tuberculose, estariam relacionadas com o leite não tratado, descobrindo-se nessa altura, por parte de Louis Pasteur, a necessidade de pasteurização do leite. Hoje em dia, os permutadores de placas são utilizados em diversos sectores da indústria devido às crescentes necessidades de conservação de energia, principalmente a partir da segunda metade do século XX.

Devido ao seu elevado desempenho térmico e à sua compactidade, além da facilidade em alterar a quantidade de transferência de calor introduzindo ou retirando placas, trata-se de uma boa solução prática quando o objetivo é permutar calor.

As principais indústrias para as quais a empresa Arsopi-Thermal fabrica os seus permutadores, são as seguintes [1]:

- Indústria alimentar – Pasteurização;
- Sistemas AVAC – aquecimento e ar condicionado;
- Cogeração e sistemas de recuperação de energia;
- Marinha;
- Processos químicos;
- Energia solar.

2.2.1 Indústria alimentar – pasteurização

É muito provavelmente a área industrial onde os permutadores de placas são mais utilizados. Sendo facilmente desmontáveis e de fácil limpeza, e atendendo a que as placas que os compõem são de aço inoxidável de elevada qualidade, tal permite responder ao exigente nível de higiene que é necessário para os fluidos a pasteurizar.

Além disso o facto de hoje em dia haver permutadores com diversas secções torna possível, no caso da pasteurização do leite, com a utilização de um só permutador, aquecê-lo até uma temperatura elevada, seguindo-se uma fase de arrefecimento para ser posteriormente embalado, além de existir uma terceira zona de recuperação de calor onde o leite cru é pré aquecido antes de ser pasteurizado. Além do leite, a pasteurização do vinho ou da cerveja, assim como o aquecimento ou arrefecimento de certas bebidas também recorrem a estes permutadores [2]. Na figura 2.2. é possível observar um permutador utilizado para pasteurização do leite.



Figura 2.2 - Permutador de calor com múltiplas secções utilizado para pasteurização do leite [4]

2.2.2 Sistemas AVAC – aquecimento e ar condicionado

As crescentes preocupações ambientais e a necessidade de se procurarem alternativas económicas e ecológicas para o aquecimento e ar condicionado em casas ou em edifícios públicos (como piscinas, centros comerciais, hospitais...) para um maior conforto dos indivíduos presentes nesses lugares, fez com que os permutadores de placas tenham uma importância elevada nestes sistemas de climatização. A possibilidade de recuperar calor de uma parte do sistema onde seja necessário arrefecer para outra onde a necessidade seja aquecer, torna o uso destes permutadores bastante útil neste tipo de instalações.

2.2.3 Cogeração e sistemas de recuperação de energia

No dia-a-dia, cada vez é mais importante reduzir os custos de produção de energia, diminuindo a utilização de energia primária e os custos de operação. Assim sendo os permutadores de placas desempenham um papel fundamental em centrais de cogeração, térmicas e elétricas, onde se aplicam processos de refrigeração e aquecimento.

2.2.4 Marinha

Os permutadores de calor de placas têm uma elevada importância na segurança, desempenho e economia de qualquer tipo de navio. Estes permutadores podem ser usados, por exemplo, para arrefecimento do óleo do motor principal e de motores auxiliares, assim como para aquecimento ou arrefecimento de água em circuito fechado ou até no processamento de petróleo num petroleiro.

Devido ao facto de corresponder ao requisito dimensional (bastante compacto) e devido à sua eficiência termo hidráulica (atingindo um diferencial de temperaturas muito reduzido na saída dos fluidos), tornaram-se uma ótima alternativa ao convencional permutador de carcaça e tubo [1].

2.2.5 Processos químicos

O processo químico genericamente engloba inúmeras aplicações industriais em ramos como a petroquímica, farmacêutica, na produção de compostos orgânicos e inorgânicos. Em todos eles, a transferência de calor tem uma importância fundamental na eficiência e economia da produção.

A evaporação, absorção e decapagem, destilação e controlo da temperatura no reator são alguns dos processos químicos para os quais o uso de permutadores de calor de placas é essencial. Nas refinarias de petróleo os custos de energia representam, aproximadamente, metade dos custos operacionais de processo, de modo que a recuperação de energia para reduzir estes custos e ao mesmo tempo minimizar o impacto ambiental é fundamental [1].



Figura 2.3 - Extração do petróleo [5]

2.2.6 Energia solar

A utilização de permutadores de placas em sistemas de aproveitamento de energia solar tem ganho cada vez mais impacto, pois com estes obtêm-se maior performance e eficiência. Colocar um *PHE* entre o tanque de armazenamento e o coletor solar vai provocar um maior diferencial de temperatura fazendo aumentar a taxa de transferência de calor, pois esta é diretamente proporcional à diferença de temperatura entre a água potável a ser aquecida e o anticongelante dos coletores solares [2].

Além disso, a sua compactidade, fácil manutenção e baixo custo tornam o permutador de placas uma escolha atrativa para aproveitamento da energia proveniente do sol.

2.3 Processo de fabrico na Arsopi-Thermal



Figura 2.4 - Fábrica da Arsopi-Thermal

Como foi mencionado anteriormente, a empresa fabrica a maioria dos permutadores de calor por encomenda, e normalmente as especificações dadas pelos clientes fazem com que cada permutador tenha algo novo comparado com os que foram produzidos anteriormente. Assim sendo, a Arsopi-thermal não tem um sistema de montagem de permutadores em série, sendo que cada componente é produzido e maquinado em diferentes zonas da fábrica e o seu transporte entre essas zonas é feito manualmente com recurso a empilhadoras ou às pontes rolantes que alcançam qualquer parte da fábrica. A sua montagem é feita normalmente no centro da fábrica num processo que é feito manualmente pelos operários.

A fábrica da Arsopi-thermal pode ser dividida em 3 grandes zonas de elaboração do produto:

- 1) Produção das placas de transferência de calor;
- 2) Produção dos componentes da estrutura do permutador;
- 3) Montagem do permutador.

Para a elaboração das placas de transferência de calor propriamente ditas, a empresa adquire chapas de aço inoxidável e de titânio com 2 espessuras habituais de 0,5 e 0,6 mm. Para a estampagem do modelo da placa na chapa, existe uma máquina multicilindros de 53 cilindros com uma capacidade de 20.000 toneladas, onde é possível controlar diferentes forças dependendo da zona de estampagem com recurso a diferentes circuitos. Antes de ser deformada, a chapa é lubrificada. Depois de estampada, esta é cortada numa prensa mecânica, sendo que a Arsopi-Thermal tem duas prensas, uma que só é utilizada em placas pequenas para fazer as furações que permitem a circulação, outra que faz o corte à volta da chapa e também faz os furos, tanto de entrada ou saída do fluido, como para colocação posterior da junta de vedação por sistema de encaixe. Este tipo de junta é uma alternativa mais comum e mais interessante ao tradicional uso de adesivos na colocação desta na placa de transferência de calor, contendo inúmeros ganchos

que encaixam em pequenos furos das placas, fixando assim a junta. Na Figura 2.5, é possível ver uma dessas juntas em “slit-in”.



Figura 2.5 - Exemplo de junta em "slit-in"

Para finalizar o processo de produção destas placas, esta passa num túnel fechado dividido em 2 partes: uma para limpeza a água e detergente, e outra para secagem com vapor quente. Por fim, existe o controlo das chapas por meio de amostra, utilizando aerossóis que facilitam a visualização de fissuras se estas existirem. De referir que as profundidades da chapa são controladas de uma forma minuciosa com recurso a um medidor de profundidade, chamado comparador.

Para o fabrico da estrutura dos permutadores, a Arsopi-Thermal dispõe de um armazém de chapas de aço ao carbono e aço inoxidável. A utilização de um ou outro material depende da aplicação, tendo o aço inoxidável tem características essenciais para a indústria alimentar. Estas placas que irão servir de suporte móvel e fixo, no seu primeiro processo produtivo são cortadas para obter o tamanho desejado, além de serem realizadas as furações principais por onde o fluido entra/sai do permutador. Existem 2 máquinas na empresa que produzem estes cortes: uma máquina de oxicorte, onde só é possível cortar aço ao carbono já que o aço inoxidável é um material com baixa reatividade ao oxigénio (não oxidante). Para o corte deste último, a Arsopi-Thermal tem então uma máquina de corte por jato de água. A utilização desta máquina é bem mais dispendiosa que a máquina de oxicorte, porém os acabamentos obtidos também são muito melhores, não sendo necessário o recurso exaustivo à maquinaria, poupando-se mão-de-obra e tempo de trabalho. Por estes motivos, por vezes torna-se mais interessante o corte do aço ao carbono na máquina de corte por jato de água.

Após o corte, estas placas são maquinadas com recurso a máquinas de CNC (Figura 2.6), de modo fazer os furos secundários e mais pequenos para o encaixe dos tirantes e do suporte. Seguidamente, estas placas passam por um processo de decapagem de modo a obter melhores acabamentos. Para as placas produzidas em aço ao carbono, são utilizadas granalhas esféricas de ferro de 1 mm aproximadamente. Este processo permite, além de um melhor acabamento, uma superfície com uma certa porosidade que vai ajudar na absorção da tinta quando estes foram pintados. Para o aço inoxidável são usadas microesferas cerâmicas, com um diâmetro muito mais pequeno do que das granalhas de ferro. A Arsopi-Thermal dispõe de 2 zonas fechadas para este processo produtivo.



Figura 2.6 - Máquina de torneamento existente na empresa

Por fim, os blocos maciços de ferro são pintados manualmente numa zona específica destinada a este fim, com a cor que caracteriza a empresa Arsopi-Thermal, o azul. Já para as placas de suporte feitas em aço inoxidável, não é feito qualquer tipo de pintura.

Produzidas as placas de transferência de calor e de suporte fixa e móvel, já é possível a montagem do permutador no corredor central da fábrica, visto que tanto os tirantes e os acessórios de aperto como as juntas não são produzidos na empresa. Após maquinar algum tipo de acessório que seja necessário, com recurso às máquinas de torneamento e serras de corte existentes na empresa, começa-se por colocar a junta na placa de transferência de calor. Como já foi mencionado, pode-se colocar a junta com recurso a cola ou com recurso ao “slit-in”. Esta última solução é muito melhor em termos mecânicos e de rapidez de processo, porém é necessário fazer



Figura 2.7 - Permutadores fabricados na Arsopi-Thermal

mais furações nas placas de transferência de calor. Todo este processo é feito manualmente. A Arsopi-Thermal, hoje em dia, importa as juntas de três empresas espalhadas pelo mundo.

O resto da montagem do permutador é feita num espaço livre mesmo no centro da fábrica, sendo que este é posteriormente testado com recurso a água e ar, para ver se existem fugas entre as placas de transferência de calor e as juntas. Constatada a não existência de fugas, o permutador está pronto a ser embalado junto ao portão central da fábrica e transportado para o exterior desta. De referir novamente que,

para o transporte dentro da fábrica dos diferentes componentes e depois do permutador, são utilizadas as pontes móveis e as empilhadoras.

De referir que a fábrica dispõe de uma zona de limpeza, para assistência técnica aos permutadores que são enviados para a empresa para serem retiradas as incrustações. A Arsopi-Thermal dispõe de lavagem química e testes com líquidos penetrantes para avaliar o estado das placas de transferência de calor. Na Figura 2.8 é possível observar uma planta da fábrica, podendo observar os 3 principais corredores de fabrico.

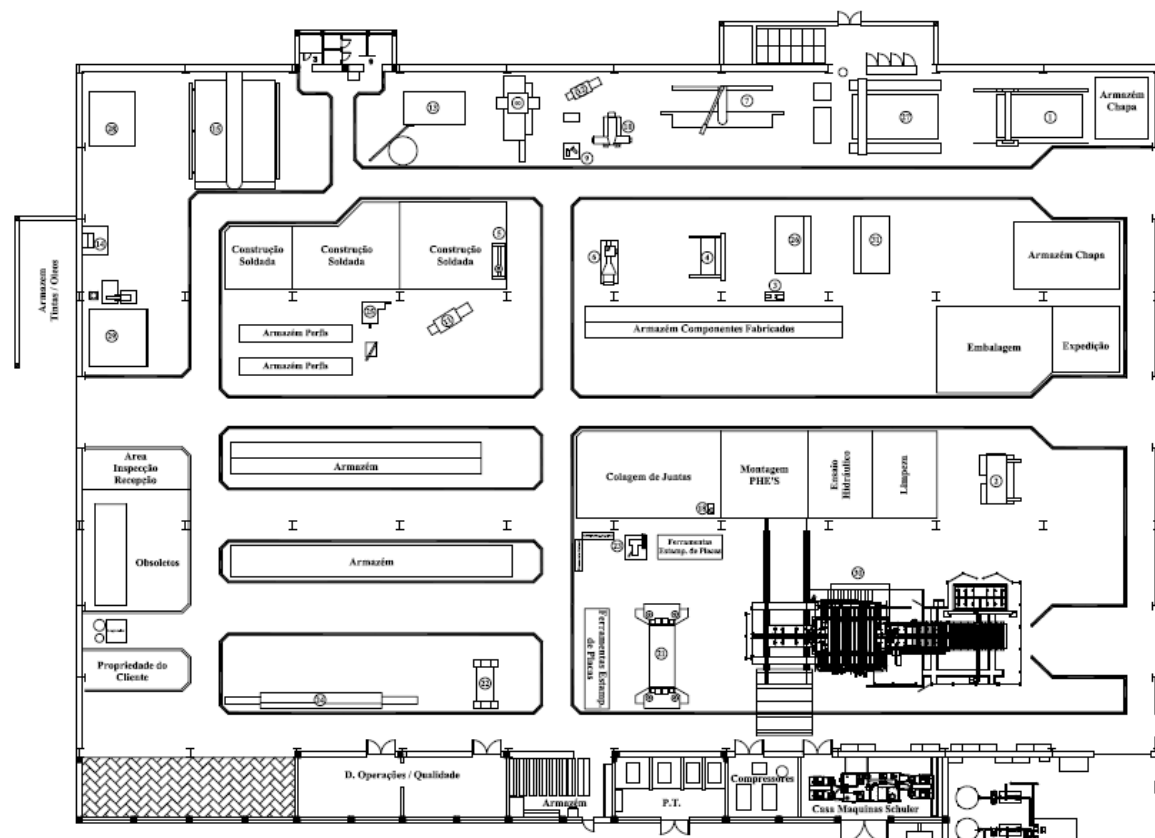


Figura 2.8 - Planta da fábrica da Arsopi-Thermal

Seguidamente é possível observar um esquema que mostra o processo de fabrico do permutador dividido nos 3 subprocessos bastante evidenciados pelas 3 zonas presentes na fábrica da empresa.

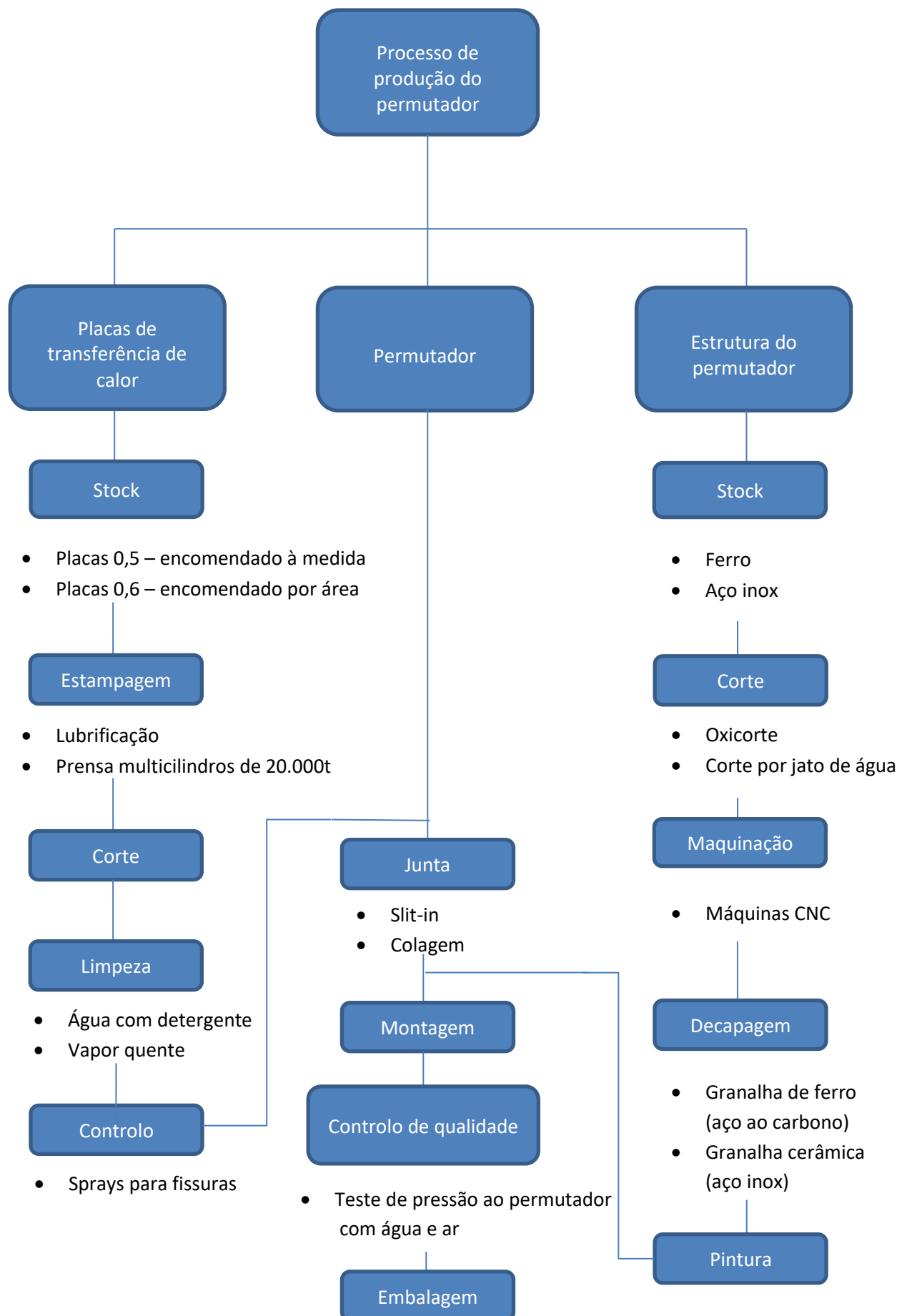


Figura 2.9 - Esquema do processo de produção da empresa

2.4 Laboratório

A Arsopi-Thermal dispõe de um laboratório com uma área de 168 m². O laboratório tem como função testar permutadores de placas em termos do seu desempenho térmico e do seu desempenho hidrodinâmico. A banca de ensaios é flexível de modo que seja possível realizar testes a permutadores em diferentes condições de trabalho, tais como pressões, caudais e temperaturas dos fluidos, assim como tipos de placas e regimes de escoamento. O esquema de instalação da Arsopi-Thermal é constituído pelos seguintes módulos [6]:

- ✓ Sistema de produção de vapor;
- ✓ Sistema de abastecimento de água;
- ✓ Sistema elétrico;
- ✓ Linha de água quente;
- ✓ Linha de óleo quente;
- ✓ Linha de água fria;
- ✓ Sistema de aquisição de dados.



Figura 2.10 - Laboratório destinado ao ensaio a PHE na Arsopi-Thermal

Para se avaliar o desempenho térmico e hidrodinâmico do permutador é necessário obter dados experimentais (temperaturas, pressões e caudais) dos fluidos de trabalho e em seguida fazer um estudo para determinar os parâmetros das correlações que determinam o desempenho do permutador de calor em estudo.

Resumindo o funcionamento do laboratório, este é composto por três tanques de armazenamento, um de água fria (fluido frio de trabalho a utilizar), um de água quente (fluido quente para trabalhar em regime turbulento) e um de óleo (fluido quente para trabalhar a velocidades de escoamento baixas – regime laminar). Para a circulação dos fluidos de trabalho no laboratório, existe uma bomba à saída de cada tanque, sendo que para a água que tem uma densidade baixa é utilizada uma bomba centrífuga, enquanto para o óleo é utilizada uma bomba de engrenagens. Após a saída das bombas, o fluido de trabalho quente passa por um permutador

de aquecimento de modo a que seja atingida a temperatura desejada para de seguida passar este fluido no permutador de teste. O permutador de aquecimento (PHE2) é alimentado no lado quente por vapor vindo diretamente da caldeira existente na fábrica. Enquanto esta temperatura não é atingida operação, o fluido quente vai passando diretamente do permutador de aquecimento para o tanque. O esquema deste circuito está apresentado na figura 2.12.

O mesmo acontece com o fluido frio que está a ser bombeado do tanque. Se este fluido não estiver à temperatura inicial pretendida para passar no permutador de teste, é encaminhado para um sistema de arrefecimento e fica a circular continuamente entre este e o tanque até se atingir a temperatura adequada para o teste do permutador.

A partir do momento em que essas temperaturas são atingidas, procede-se então ao ensaio do permutador propriamente dito, onde os fluidos quentes e frio trocam calor entre eles, regressando depois aos respetivos tanques por circulação em circuito fechado. A obtenção dos dados experimentais baseia-se nas leituras conseguidas por dois caudalímetros de linha situados após os orifícios de saída do permutador em teste, em cada um dos circuitos. Na banca de ensaios, junto ao PHE, há quatro sensores de temperatura, dois transdutores de pressão e dois medidores diferenciais para medir a perda de carga dentro do permutador (figura 2.11). O controlo dos caudais dos fluidos de trabalho é feito por válvulas pneumáticas de globo colocadas entre o permutador a ser testado e os caudalímetros.



Figura 2.11 - Acessório onde estão alocados os medidores de temperatura e pressão

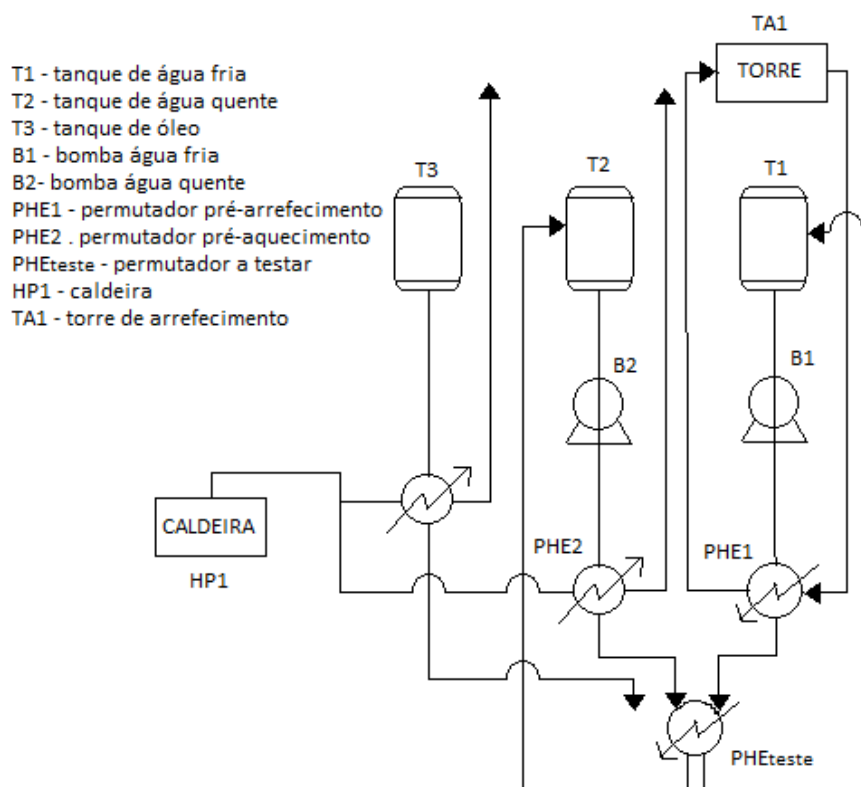


Figura 2.12 - Esquema do circuito de teste dos permutadores

Seguidamente vai ser explicado cada um dos sistemas de que é constituído o laboratório.

Sistema de produção de vapor

Como foi abordado anteriormente, a produção a vapor é feita por uma caldeira capaz de produzir 1250 kg/h de vapor a uma pressão máxima de 12 bar (relativos) e uma temperatura máxima de 190 °C. Após sair da caldeira o vapor é enviado para o circuito de modo a trocar calor no permutador de pré-aquecimento do fluido quente.

Sistema elétrico

Existem dois quadros elétricos no laboratório, em que cada um possui quatro tomadas monofásicas e quatro trifásicas. Este sistema fornece eletricidade para todos os transdutores (pressão e temperatura) e medidores de caudal, além de fornecer energia para a caldeira e para as bombas [6].

Sistema de ar comprimido

Existe um sistema de ar comprimido na empresa Arsopi-Thermal, que fornece ar a uma pressão relativa de 7 bar. Este sistema é necessário para o acionamento e controlo das válvulas pneumáticas existentes no circuito do laboratório, além de existirem igualmente tomadas de pressão que servem para limpeza de componentes ou para a alimentação de instrumentos que necessitem de ar comprimido para o seu funcionamento.

Sistema de pré-aquecimento do óleo

Este sistema é composto pelo tanque de armazenamento de diâmetro externo de 1,1 m e uma altura de 2,1 m, pelo permutador que pré-aquece o óleo e por uma bomba de engrenagens. Este sistema não vai ser utilizado, visto que é utilizado para testes em regime laminar.

Sistema de pré-aquecimento de água

Este sistema também é composto por um tanque de armazenamento com um diâmetro de 1,59 m e uma altura de 2,5 m, além do permutador que pré-aquece a água trocando calor com o vapor, como já acontecia no sistema de pré-aquecimento de óleo. A bomba utilizada para o transporte da água quente é centrífuga e tem uma potência de 37 kW, podendo debitar um caudal de 50 m³/h, rodando a 2900 rpm.

Sistema de arrefecimento do fluido frio

Para arrefecer o fluido frio para a temperatura desejada é utilizada uma torre de arrefecimento em circuito fechado. Assim é possível, por meio de um permutador, haver troca de calor entre o fluido frio e a água proveniente da torre de arrefecimento.

Para a bombagem do tanque de armazenamento de água fria (o dimensões que o tanque de água quente) é utilizada uma bomba igual à util água quente.



Figura 2.13 - Tanque de armazenamento de água fria

Sistema de aquisição de dados

Este sistema serve de interface entre o medidor de caudal e os transdutores de pressão e temperatura presentes nas entradas e saídas dos orifícios do permutador e o utilizador. É composto por duas placas de aquisição que estão conectadas a um computador que está presente na sala de engenharia.

2.5 Conceitos teóricos

2.5.1 Características geométricas

Um permutador de calor é caracterizado pelo seu desempenho termo-hidráulico. No caso particular dos permutadores de calor de placas, as características das placas que os constituem são o fator determinante. Como vai ser explicado no capítulo 3, existem essencialmente 2 tipos de placas dependendo da existência ou não de inclinação do corrugado: *Chevron* e *Washboard*, respetivamente, sendo a primeira a mais comum. Dentro deste tipo, existe uma grande variedade de combinações de parâmetros que influenciam a troca de calor. As placas *Chevron* podem ser representadas genericamente pela Figura 2.14.

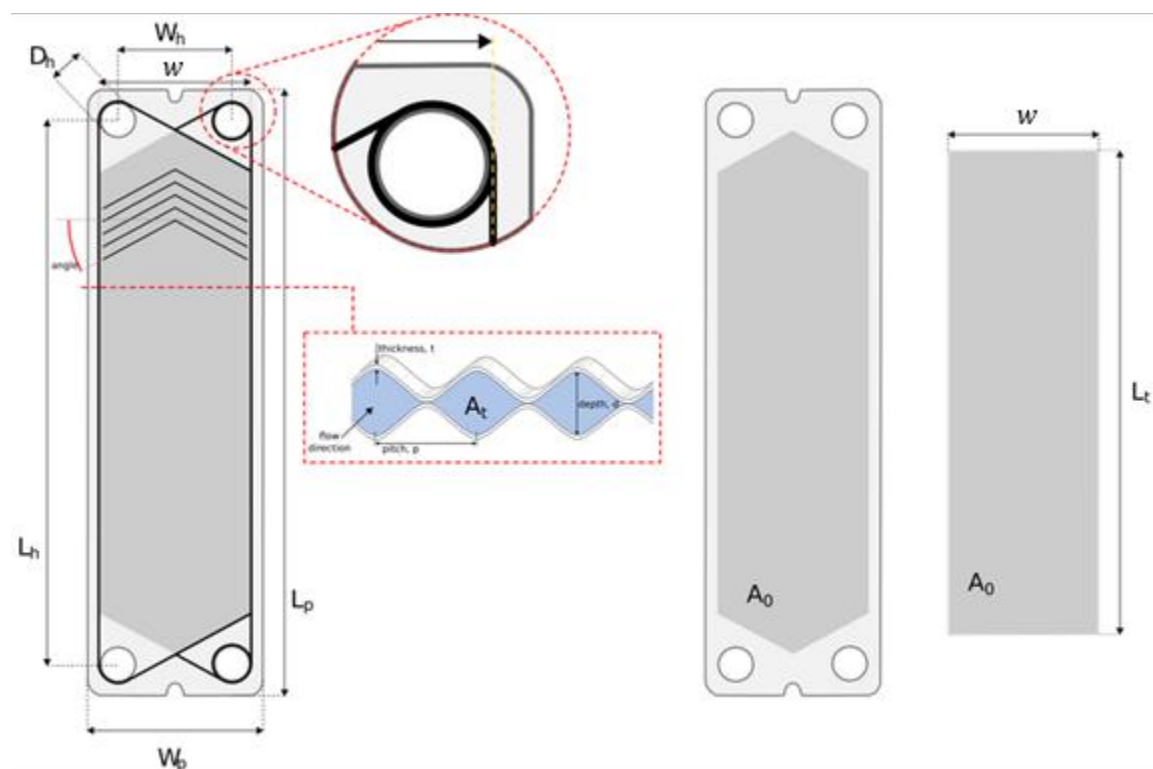


Figura 2.14 - Ilustração das características geométricas da placa de transferência de calor

A grande vantagem do corrugado nas placas é que, além de aumentar a área de transferência de calor relativamente à placa plana, é gerada turbulência devido ao cruzamento do corrugado de duas placas aumentando assim os coeficientes de transferência de calor. Esse aumento de área é expresso pelo fator de incremento ϕ , definido como a razão entre a área

efectiva de transferência de calor e a respetiva área projetada. Esse fator, na Arsopi-Thermal, toma valores entre 1,12 e 1,25, sendo que o valor mais comum é de 1,20 [7].

Outra grande vantagem da utilização de corrugados na placa, como foi expresso anteriormente, é a promoção da transferência de calor por meio da intensificação da turbulência no interior dos canais. Quando o escoamento acontece junto a uma parede regular há tendência para se desenvolver uma camada limite com velocidade muito reduzida que interfere significativamente na eficiência da transmissão de calor. Com a introdução do corrugado, as camadas limite são interrompidas, se bem que ao se aumentar desta maneira a transferência de calor também se aumenta a perda de carga do escoamento. É o equilíbrio entre os dois fatores contrários que faz disto um projeto de engenharia bastante desafiante.

Para o estudo térmico e hidrodinâmico do escoamento no interior de um permutador, é essencial determinar a velocidade do fluido entre as placas de transferência de calor. Para o cálculo desta velocidade, divide-se o caudal que escoar no canal pela área transversal deste. Esta é dada pela seguinte expressão:

$$A_t = \frac{dw}{2} \quad (2.1)$$

onde d é a profundidade do canal e w a largura efetiva da placa.

O produto da largura efetiva da placa (comprimento interior de vedante a vedante) pelo comprimento equivalente de transferência de calor é então definido como área para transferência de calor A_0 , sendo esta calculada pela expressão (2.2).

$$A_0 = wL_t \quad (2.2)$$

Por sua vez, o comprimento equivalente de transferência de calor é dado pela subtração do diâmetro dos orifícios de entrada e saída dos fluidos D_h , ao comprimento entre orifícios L_h [7].

$$L_t = L_h - D_h \quad (2.3)$$

O diâmetro hidráulico D_e é definido como o quádruplo da razão entre a área do escoamento A_t , e o perímetro molhado P [3].

$$D_e = \frac{4A_t}{P} = \frac{4dw}{4(d + \phi w)} = \frac{dw}{(d + \phi w)} \quad (2.4)$$

Sabendo que o comprimento ϕw é muito superior à profundidade d , pode-se dizer que,

$$D_e = \frac{d}{\phi} \quad (2.5)$$

O parâmetro geométrico que mais influencia a eficiência térmica e a queda de pressão no interior de um permutador de calor de placas é o ângulo do corrugado β . Assumindo que este é o ângulo que as linhas do corrugado fazem com a horizontal da placa de transferência de calor, pode-se afirmar que a importância que este tem sobre os fenómenos de transferência de calor provém da forma como o escoamento se desenvolve no interior do canal.

Pode-se considerar que no interior deste, o fluido está confinado a passar por pequenas células delimitadas pelo relevo do corrugado. Nestas pequenas células ocorrem 2 tipos de escoamentos: o escoamento longitudinal, que tem a direção da corrente que percorre os diferentes alvéolos do corrugado de uma forma helicoidal; e o fluxo de entalhe (*furrow flow*), que está relacionado com o fluxo que percorre na direção do corrugado. Estas 2 componentes encontram-se representadas na Figura 2.15 [8].

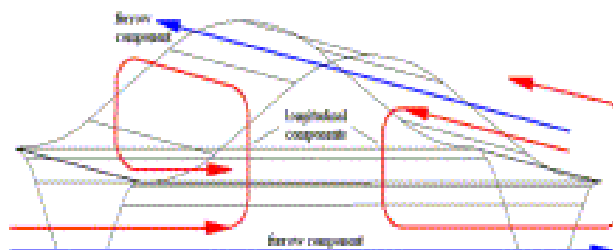


Figura 2.15 - Escoamento longitudinal (vermelho) e de entalhe (azul)

O escoamento é então distribuído por estas duas componentes cuja a influência relativa determina a transferência de calor dentro de um permutador.

Para ângulos β maiores do que 45° , verifica-se que o fluxo preponderante é o de entalhe, promovendo o rápido escoamento do fluido, diminuindo a eficiência térmica do permutador assim como perda de carga no interior do canal. Para ângulos inferiores a 30° , verifica-se que o fluxo que preponderante é o longitudinal, favorecendo um maior tempo de permanência do fluido no permutador, aumentando assim tanto a transferência de calor no permutador, como o a perda de carga no interior deste [8].

Assim sendo, é possível obter diversos desempenhos térmicos e hidrodinâmicos dependendo do arranjo de placas existente no interior do permutador: arranjo uniforme só com placas de 30° ou 60° , ou arranjo uniforme com placas de 30° e 60° intercaladas para um desempenho intermédio.

Outro parâmetro que influencia a componente direcional do fluxo e respetiva eficiência térmica é o rácio d/l , sendo d a profundidade do canal (igual a duas vezes a profundidade do corrugado de uma placa) e l o passo, definido como o comprimento linear medido entre dois pontos equivalentes do corrugado. Quando este rácio é elevado e β baixo, existe maior comprimento de escoamento eficaz e superfície molhada, promovendo assim o escoamento longitudinal e o conseqüente aumento de eficiência térmica. Já quando este rácio mantém-se elevado, mas β toma valores elevados, o escoamento de entalhe é o principal, diminuindo assim a transferência de calor, mas também a perda de carga. Já quando o rácio d/l toma valores pequenos, mas o ângulo β é pequeno, existe uma grande mistura das componentes de escoamento e prevê-se que a eficiência térmica não seja nem muito elevada nem muito baixa [8].

2.5.2 Conceitos térmicos

O objetivo de um permutador de calor é a troca de calor entre dois fluidos por meio de um material com condutibilidade térmica elevada. É importante, então, quantificar a energia transferida entre fluidos, por unidade de tempo. Fazendo um balanço de energia ao permutador de calor, considerando que não há perda de calor para o exterior, que não ocorre mudança de fase nos fluidos e que as suas propriedades médias são contantes, o calor trocado é igual ao calor fornecido pelo fluido quente $\dot{Q}_q$ e ao recebido pelo fluido frio $\dot{Q}_f$, e é dado pelas seguintes expressões:

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q c_{p_q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_{p_f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (2.7)$$

onde $\dot{m}$ é o caudal mássico, c_p é o calor específico e T é a temperatura do fluido.

Outra forma de exprimir o calor trocado num permutador de calor é pelo coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente mede a capacidade global de um número de resistências condutivas e convectivas num processo de transferência de calor [9]. Assim sendo, o calor trocado no permutador pode ser relacionado com este coeficiente global U , com a área para transferência de calor A_0 e com a diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ln} pela equação de projeto:

$$\dot{Q} = AU \Delta T_{ln} \quad (2.8)$$

onde,

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln((T_{q,e} - T_{f,s}) / (T_{q,s} - T_{f,e}))} \quad (2.9)$$

O coeficiente global de transferência de calor U , num permutador considera os coeficientes individuais de transferência de calor por convecção de cada fluido, a transferência de calor por condução na placa e as resistências devido a incrustações. Ele pode ser expresso pela equação (2.10).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + R_{f,q} + \frac{\Delta e}{k_p} + R_{f,f} + \frac{1}{h_f} \quad (2.10)$$

$\frac{1}{h_q}$ e $\frac{1}{h_f}$ – resistência à convecção no lado quente e no lado frio, respetivamente

$R_{f,q}$ e $R_{f,f}$ – resistência devido às incrustações, do lado quente e do lado frio

$\frac{\Delta e}{k_p}$ – resistência à condução de calor na placa de TC

A determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção não é um processo simples, pois existem diversos fatores que fazem variar o seu valor. Por isso mesmo, recorre-se a alguns números adimensionais como os números de Reynolds, Nusselt e Prandtl, que combinam diversas propriedades físicas do fluido e do escoamento para calcular o coeficiente de convecção e que devidamente combinados estabelecem relações matemáticas de grande utilidade.

O número de Reynolds é um número adimensional que relaciona as forças de inércia com as forças viscosas que atuam num elemento de volume de fluido, quantificando a contribuição de cada um dos tipos de forças num escoamento com certas condições de geometria. Este é dado pela expressão:

$$Re = \frac{\rho v D_e}{\mu} \quad (2.11)$$

em que v é a velocidade média do fluido, D_e é o diâmetro hidráulico da conduta, ρ e μ a massa volúmica e a viscosidade dinâmica do fluido, respetivamente.

Já o número de Prandtl relaciona a difusividade térmica $k/\rho c_p$ com a difusividade de quantidade de movimento (viscosidade cinemática μ/ρ). Sendo c_p o calor específico do fluido, μ a viscosidade dinâmica e k a condutibilidade térmica do fluido, o número de Prandtl pode ser calculado do seguinte modo [9]:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.12)$$

Por fim, o último número adimensional que interessa estudar para o estudo térmico num permutador de calor é o número de Nusselt, que compara o calor transferido por convecção de um fluido com o que se trocava se só houvesse condução. Este é expresso genericamente pela seguinte equação:

$$Nu = \frac{h D_e}{k} \quad (2.13)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Para a determinação deste último número adimensional, em função dos outros dois, no cálculo do desempenho térmico dos permutadores de calor de placas existem diversas correlações empíricas de cada um dos fabricantes deste tipo de permutadores, visto que ao contrário do que acontece com os permutadores de carcaça e tubos, não existem métodos facilmente disponíveis na literatura de transferência de calor. Porém, a grande maioria das publicações sobre permutadores de calor de placas apresenta uma expressão genérica para a obtenção deste número para posterior cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção [3]. Esta tem a seguinte forma:

$$Nu = \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{\alpha_3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{\alpha_4} \quad (2.14)$$

onde $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ e α_4 são constantes determinadas empiricamente e específicas para cada tipo de placa, μ_0 representa a viscosidade dinâmica do fluido à temperatura da placa de transferência de calor e μ designa a viscosidade dinâmica à temperatura a que está o fluido quente ou frio. Em praticamente todos os casos o valor da constante α_3 toma o valor de $1/3$.

Utilizando agora nas equações (2.13) e (2.14) e substituindo o número de Nusselt pelas respetivas expressões, e considerando $\alpha_3 = 1/3$ obtém-se,

$$\frac{h D_e}{k} = \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{\alpha_4} \Leftrightarrow \frac{h D_e}{k Pr^{1/3}} = \alpha_1 Re^{\alpha_2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{\alpha_4} \quad (2.15)$$

O primeiro membro desta equação, quando dividido por Re^{α_2} é muito parecido com o fator de Chilton-Colbourn, utilizado para correlacionar a transferência de calor, massa e quantidade de movimento. Este fator é dado por [10]:

$$j = \frac{Nu}{Pr^{1/3} Re} \quad (2.16)$$

Esta expressão é bastante importante na medida em que, ao relacionar estes três números adimensionais, permite a previsão do valor de um deles quando se tem o conhecimento

dos outros dois. Porém, também é possível comparar o desempenho térmico das placas de um permutador por uma variante deste fator sem o número de Reynolds, dado então pelo primeiro membro da equação (2.15). Assim, este novo fator é pode ser descrito pela seguinte expressão [10]:

$$j_h = \frac{hD_e}{kPr^{1/3}} = \frac{Nu}{Pr^{1/3}} \quad (2.17)$$

Com este número adimensional é possível então analisar a tendência de transferência de calor para uma placa, começando por arbitrar valores de caudal que cubram todos os regimes do escoamento, determinando-se de seguida o coeficiente de transferência de calor e posteriormente o j_h , podendo-se representar esta evolução por meio de uma função do tipo $j_h = f(Re)$, apresentado na pág.53.

Um outro parâmetro que caracteriza o desempenho térmico de um permutador é o número de unidades de transferência, mais conhecido pela sigla *NTU*. Este relaciona a condutância térmica global U com a taxa de capacidade térmica mínima do seguinte modo [9]:

$$NTU = \frac{UA_0}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (2.18)$$

onde $\dot{m}$ designa o caudal de fluido com menor taxa de capacidade térmica $\dot{m}c_p$.

O *NTU* representa a dimensão térmica de um permutador dando uma medida composta da quantidade de calor transferida pelo produto do coeficiente global de transferência de calor com a área de transferência de calor [11]. É importante perceber então que este parâmetro não dá a dimensão física de um permutador de calor, mas sim, a dimensão da transferência de calor deste, o que entre modelos de placas de transferência de calor diferentes é bastante relevante.

2.5.3 Conceitos hidrodinâmicos

A perda de carga de um escoamento de um fluido dentro de um permutador de calor é devida a três contribuições diferentes:

- ✓ Perda de carga nos canais limitados pelas placas corrugadas;
- ✓ Perda de carga do escoamento nos orifícios de entrada e saída de ambos os fluidos;
- ✓ Perda de carga por mudança de cota e consequentemente variação da pressão dos fluidos.

Destes três motivos pelo qual existe perda de carga num permutador, pode-se afirmar que a perda de carga por atrito nos canais limitados pelas placas corrugadas costuma ser a que tem maior contribuição. Esta normalmente pode ser calculada recorrendo à seguinte expressão [3]:

$$\Delta p_p = \frac{2fL_h G_c^2}{\rho D_e} \quad (2.19)$$

onde o f representa o fator de atrito de Fanning e G_c é o fluxo mássico definido pela equação abaixo:

$$G_c = \frac{\dot{m}}{\frac{dw}{2}} = \frac{2\dot{m}}{dw} \quad (2.20)$$

A perda de carga nos orifícios de entrada e saída do fluido é proporcional à altura dinâmica na porta da placa, por cada passagem de fluido. Essa proporção normalmente toma o valor de 1,4 e então esta componente de perda de carga pode ser dada pela seguinte expressão:

$$\Delta p_f = 1,4 \left(\frac{G_p^2}{2\rho} \right) N_p \quad (2.21)$$

O N_p designa então o número de passagens do fluido no permutador e G_p é o fluxo mássico no orifício de entrada dado por:

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi d_0^2} \quad (2.22)$$

Já a perda de carga devida à mudança de cota dentro de permutadores onde o fluido entra e sai a alturas diferentes é dada pela expressão geral abaixo transcrita.

$$\Delta p_h = \rho g L_h \quad (2.23)$$

Assim sendo, pode-se escrever que a perda de carga total num permutador é dada pela soma destas três contribuições:

$$\Delta p = \Delta p_p + \Delta p_f + \Delta p_h = \frac{2fL_h G_c^2}{\rho D_e} + 1,4 \left(\frac{G_p^2}{2\rho} \right) N_p + \rho g L_h \quad (2.24)$$

Para o cálculo da componente de perda de carga na placa corrugada é necessário calcular o número de Fanning f , sendo que este pode ser determinado recorrendo a uma equação empírica, como já acontecia para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção. Obtém-se assim a expressão (2.25), onde α_5 e α_6 são parâmetros empíricos que variam de valor para cada tipo de placa corrugada e estão presentes na literatura [7].

$$f = \alpha_5 Re^{\alpha_6} \quad (2.25)$$

3 Ensaios a permutadores

3.1 Ensaios a permutadores - Introdução



Figura 3.1 - Permutador ASPTH na zona de teste do permutador

Os ensaios em permutadores de placas permitem saber se uma placa cumpre, ou não, determinado objetivo termodinâmico restringido por condições de processo. Essas condições estão normalmente relacionadas com as pressões máximas para uma dada temperatura de projeto, além da pressão de teste. O objetivo termodinâmico normalmente refere-se a um valor mínimo para a quantidade de calor transferido (requisito térmico) e a um valor máximo para a perda de carga desde a entrada até à saída do permutador (requisito hidrodinâmico).

Então, determinada a quantidade de calor transferido e a perda de carga para um permutador, é necessário recorrer às tabelas de validação do domínio (*Pressure Rating*) e confirmar que as pressões de teste e projeto não ultrapassam o valor admitido para o determinado conjunto de placa e junta.

Os ensaios a permutadores também servem para retirar

correlações empíricas tanto de quantidade de calor transferido, como de perda de carga dentro de um *PHE*, servindo posteriormente para comparação de eficiências térmicas e hidrodinâmicas entre permutadores.

Na empresa Arsopi-Thermal são fabricadas duas configurações corrugadas de placas para permutadores, com o objetivo de aumentar a área de transferência de calor, as placas *Chevron* e as *Washboard*, como se observa na Figura 3.2.

As placas do tipo *Chevron* são de longe as mais usadas, e dependendo da orientação do corrugado, estas podem ter um desempenho maior ou menor. A Arsopi-Thermal fabrica placas com 30° e 60° de inclinação, sendo que as primeiras são as que têm alto desempenho térmico (e por consequência também maior perda de carga) enquanto as segundas são mais úteis em casos em que o requisito fundamental é não ultrapassar uma determinada queda de pressão no permutador.

O número de unidades de transferência *NTU* de um permutador de placas é igual à soma de cada um dos valores de *NTU* obtidos em cada canal ligado em série de passagem de fluido. Portanto o número de unidades de transferência do permutador total é limitado por múltiplos do valor do *NTU* de cada canal, sendo por este motivo, muito difícil obter um *NTU* exato.

Porém, existem maneiras de ultrapassar esta restrição. Uma delas seria usar diversos tipos diferentes de configuração de placas no mesmo permutador, de modo a conseguir combinar os

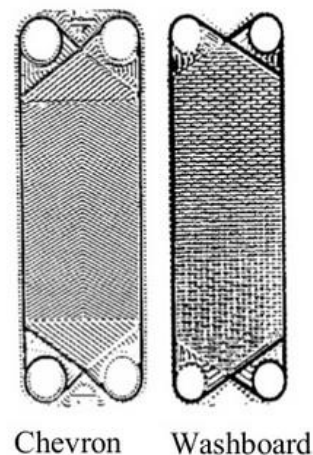


Figura 3.2 - Placa *Chevron* e *Washboard*

NTU 's e obter o NTU exato para determinado serviço. Porém seria muito dispendiosa esta solução, visto que seria necessário um grande número de matrizes para estampar placas com diferentes tipos de configuração. Outra solução, e esta muito mais viável economicamente, será combinar diversos tipos de canais para o mesmo modelo de placa, como por exemplo combinar os 2 tipos de inclinação “Chevron” de modo a tentar obter o NTU exato para determinado serviço.

Os permutadores fabricados na empresa podem ter três arranjos diferentes de placas:

- ✓ Arranjo H- placas com corrugado com angulo de inclinação de 30° ;
- ✓ Arranjo L- placas com corrugado a fazer 60° ;
- ✓ Arranjo M- placas com corrugados de 30° e 60° dispostas alternadamente.

As placas de permutadores da Arsopi-Thermal têm diferentes modelos de acordo com a sua geometria e a sua escolha depende da aplicação para o qual o permutador se destina. Cada modelo tem variados tamanhos, e cada tamanho pode ter, por sua vez, arranjos diferentes de canais, sendo a designação de cada permutador dependente destes parâmetros.

As placas normalmente são configuradas de modo a poderem receber juntas coladas, ou juntas de fixação, chamadas do tipo “Slit-in”. Dependendo das condições de pressão, temperatura e compatibilidade com os fluídos quente e frio, é escolhido o material a utilizar no fabrico destas placas.

Vão-se realizar ensaios a três permutadores diferentes. O primeiro permutador, fabricado na Arsopi-Thermal, tem como dimensões exteriores $980 \times 405 \times 190$ [mm] e vai ser testado termicamente e hidraulicamente com os três arranjos distintos que seguidamente se especificam (figura 3.3):

- ✓ ASPTH1 – permutador com placas de TC em que o corrugado faz 30° com a horizontal
- ✓ ASPTH2- permutador com placas de TC em que o corrugado faz 60° com a horizontal
- ✓ ASPTH9 – permutador com placas de TC, sendo que neste caso existem as placas com o arranjo M descrito anteriormente

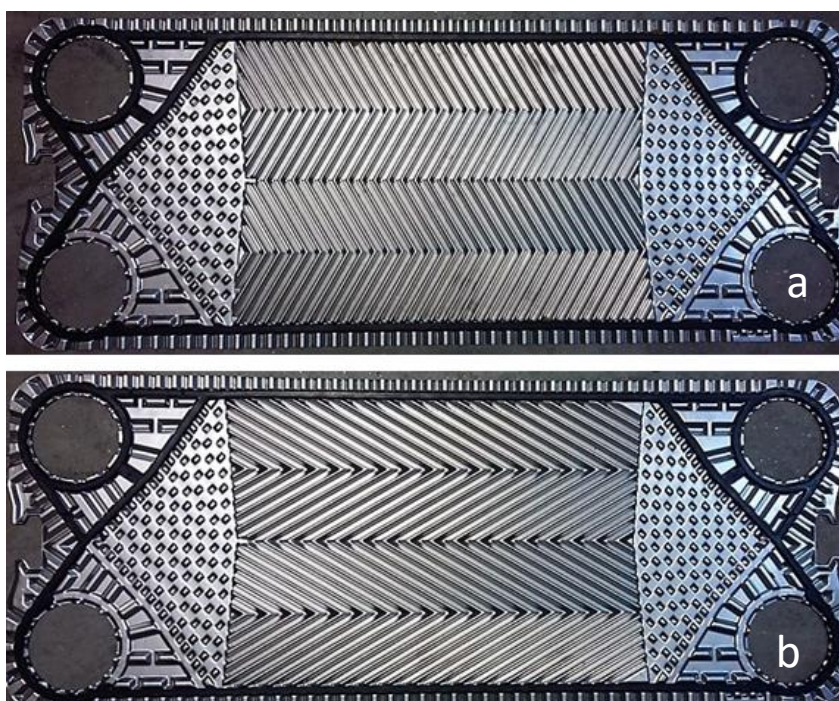


Figura 3.3 - Placa com a) $\theta=30^\circ$ b) $\theta=60^\circ$

Prevvia-se antecipadamente que o primeiro arranjo seria o de maior eficiência térmica e ao mesmo tempo maior perda de carga, sendo o segundo o oposto com menor eficiência e perda de carga. Já sobre o terceiro arranjo, por ser uma combinação das placas usadas nos dois primeiros casos, admitiu-se que os valores obtidos para o ensaio térmico e hidrodinâmico estariam entre os valores obtidos nos casos anteriores.

Os outros dois permutadores a ensaiar tinham um $\beta=30^\circ$ e uma dimensão bem menor que o primeiro e só foram testados com uma única configuração de placas. O permutador designado por *Omega*, com 785x190x20 [mm], continha 15 placas de transferência de calor bastante esbeltas, com uma largura W bastante reduzida. O último permutador a ensaiar, *Psi*, com uma envergadura de 474x200x20 [mm], continha 35 placas de transferência de calor. De referir que todos os permutadores ensaiados são bastante pequenos, pois seria difícil testar permutadores muito grandes devido à necessidade de acessórios para os conectar com a instalação (figura 3.4).

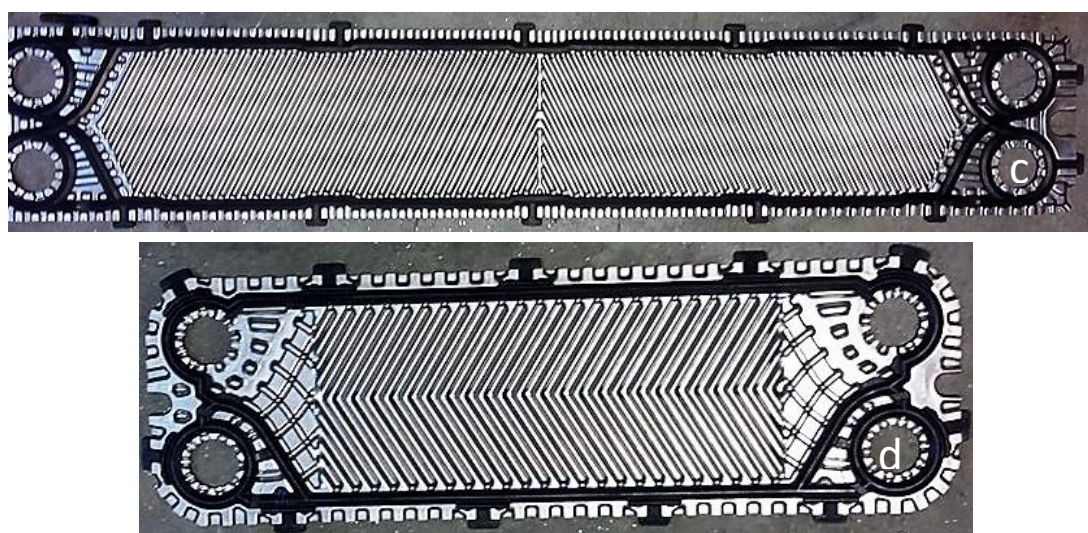


Figura 3.4 - Placa do permutador *Omega* (c) e *Psi* (d)

No total foram ensaiadas quatro placas de transferência de calor, todas elas produzidas em aço inoxidável. As suas características geométricas encontram-se expostas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Parametros geométricos das placas de transferência de calor a ensaiar

PARÂMETROS GEOMÉTRICOS	PLACA		
	ASPTH	Omega	Psi
Dimensões da folha (mm)	317 x 797	128 x 753	145 x 455
Dimensões da placa (mm)	314 x 794	125 x 750	140 x 450
Diâmetro do orifício D_h (mm)	80	29	29
Distância entre centros (mm)	194 x 674	50 x 669	70 x 381
Área transferência de calor A_0 (m ²)	1,68E-01	6,78E-02	3,71E-02
Área de escoamento A_t (m ²)	9,90E-04	1,76E-04	2,70E-04
Diâmetro equivalente D_e (m)	6,07E-03	3,00E-03	4,17E-03
Espessura Δe (m)	5,00E-04	5,00E-04	5,00E-04
Condutibilidade térmica (W/mK)	16,28	16,28	16,28
Profundidade $d/2$ (m)	3,5E-03	1,8E-03	2,5E-03
Passo l (m)	1,2E-02	7,0E-03	9,0E-03

Como já foi referido anteriormente, os permutadores de calor podem ter só uma passagem de fluido nos canais entre as placas de transferência de calor (arranjo em paralelo), ou pode ser de múltiplas passagens (arranjo em série), como acontece nos permutadores utilizados para a pasteurização do leite. A distribuição das correntes quente e fria a longo do permutador é determinada pelos tipos e posições das juntas de vedação utilizadas, pelos furos existentes na placa e pela localização dos orifícios de entrada ou saída de fluido. Relativamente às juntas, é possível observar na figura 3.5., alguns tipos de juntas possíveis de utilizar. Por exemplo, é necessário a utilização de uma junta com vedação nos quatro furos (como se pode ver na primeira configuração da figura 3.5.) nas faces das placas de TC adjacentes às placas de suporte de modo a que o fluido não troque calor nesses canais. É importante notar que a primeira ou a última placa de transferência de calor tem de ter juntas dos dois lados de modo a garantir o correto isolamento do fluido. Em todos permutadores ensaiados na Arsopi-Thermal nunca foi utilizado o escoamento diagonal, ou seja, os fluidos de trabalho entram e saem pelo mesmo lado da placa de transferência de calor, como está representado nas duas últimas configurações de junta representadas na Figura 3.5 [12].

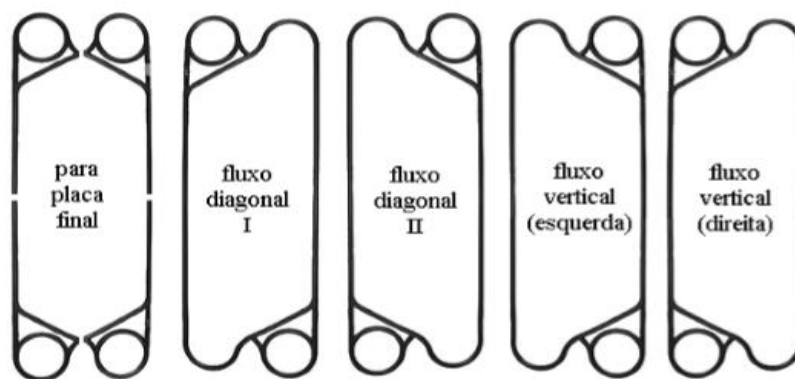


Figura 3.5 - Diferentes configurações e posições de uma junta de vedação

Na montagem do permutador é necessário, portanto, ter em atenção à correta configuração das juntas, mas também à furação das placas de TC. Se por exemplo um permutador tem todos os orifícios de entrada ou saída na placa de suporte fixa, tal significa que a placa em contacto com a placa de suporte móvel necessita de ter os furos tapados para que o fluido volte para trás. Já as placas no centro do permutador precisam de ter quatro furos para o fluido poder circular. Para facilitar a correta montagem das placas no permutador existe uma norma para designar placas iguais, mas com furações diferentes, como se pode ver na Figura 3.6. É

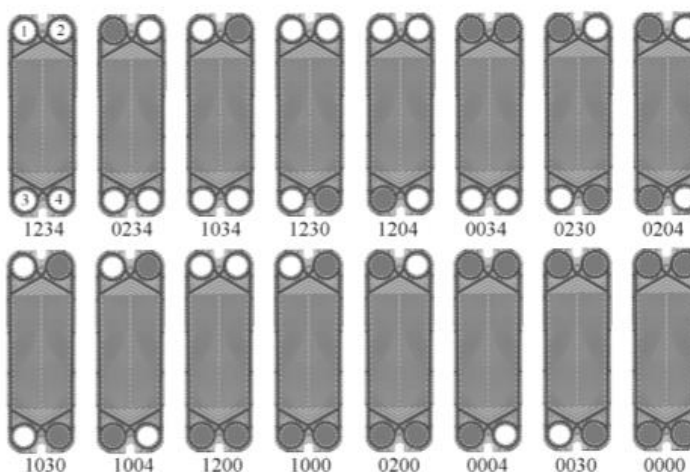


Figura 3.6 - Tipos de furação possíveis numa placa [11]

possível, analisando a figura, concluir que quando uma placa não tem uma das furações num furo, este designa-se por um 0. Uma placa 1234 significa que contém as quatro furações, enquanto se não tiver só a primeira furação, esta designa-se por 0234.



Os permutadores de placas que foram testados têm uma só passagem, exceto o *Psi* que estava configurado inicialmente de maneira a que o fluido que circulava entre as placas de transferência de calor tivesse duas passagens. Porém, foi possível fazer uma nova configuração com menos placas de modo a que este tivesse também uma só passagem, pois se assim não fosse, o processo de tratamento de dados obtidos nos ensaios em laboratório teria de ser reajustado. A única diferença deste permutador relativamente aos outros é que o fluido entrava numa placa de suporte e saía na outra, enquanto nos outros permutadores os orifícios de entrada e saída situavam-se todos na placa de suporte fixa, como se pode observar na ilustração da Figura 3.7.

Figura 3.7 - Posição relativa dos orifícios de admissão e expulsão de os fluidos de trabalho para o permutador ASPTH e Omega

Na montagem do permutador é necessário ter especial atenção ao ajuste dos tirantes de aperto, pois as placas têm de estar comprimidas umas às outras de modo a que o seu espaçamento não permita a fuga de fluido pelas juntas de vedação. Portanto, existe um comprimento ao qual as placas devem estar compreendidas, medido entre as superfícies interiores das placas de suporte fixa e placa móvel, denominada de cota máxima. Esta depende essencialmente da profundidade do corrugado e da espessura da placa de transferência de calor, podendo ser calculada a partir de,

$$x = (d + \Delta e)n \quad (3.1)$$

sendo que x representa a cota máxima, n o número de placas no permutador, d a profundidade e e a espessura da placa de TC.

Para o controlo dos testes, a Arsopi-Thermal dispõe então de um sistema de aquisição de dados com uma interface para o utilizador como se representa na Figura 3.8.

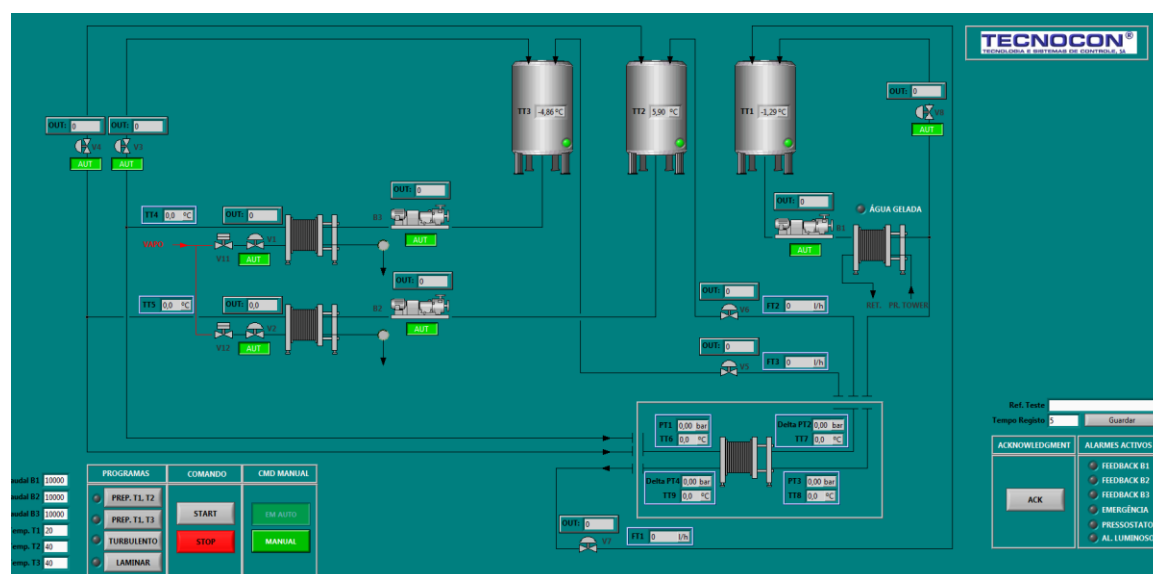


Figura 3.8 - Interface entre sistema de teste e utilizador

É possível observar na figura 3.5. os três tanques de armazenamento dos fluidos de trabalho: o primeiro para o óleo e o segundo e terceiro para a água quente e fria, respetivamente. Também é possível ver representado do lado esquerdo os dois permutadores que são utilizados para pré aquecer o fluido quente, dependendo das condições do ensaio que se vai realizar: laminar ou turbulento.

Nos testes a realizar na empresa não foi utilizado óleo como fluido de trabalho, pois só foram realizados testes em regime turbulento. O permutador que troca calor com a torre de arrefecimento para pré-arrefecimento do fluido frio é o que está representado mais à direita, sendo que é possível observar o posicionamento das bombas que fornecem a energia ao fluido antes de cada um destes permutadores. O permutador a ensaiar é o que está representado mais abaixo na figura, sendo que em torno deste é possível observar as temperaturas e pressões de ambos os fluidos, tanto na entrada como na saída.

Na Figura 3.9 representa uma ampliação do o canto inferior esquerdo da Figura 3.8 ampliado. É aqui que se faz o controlo base do ensaio, visto que é aqui que se indica o programa que se vai utilizar. Se se pretende pré-aquecer ou arrefecer os fluidos, seleciona-se o botão *PREP.*

T1,T2 e coloca-se a que temperatura se pretende que os tanques de aquecimento e arrefecimento estejam antes de começar o ensaio propriamente dito. Depois de atingidas essas temperaturas, testa-se o permutador inserindo o caudal que se deseja para cada um dos fluidos de trabalho e seguidamente carrega-se no botão do regime *Turbulento*. Os outros dois botões não são necessários visto que não se vai testar o permutador para velocidades de escoamento em regime laminar.



Figura 3.9 - Zona de comando do ensaio a realizar

De referir ainda que devido ao facto da temperatura que se regula ser a dos tanques em vez de a regular nas entradas do permutador, foi necessário por vezes controlar as válvulas de admissão dos fluidos que vão trocar calor com os fluidos de trabalho nos permutadores de pré-aquecimento/arrefecimento, de modo a se obter um estado estacionário á entrada do permutador a ser ensaiado.

3.2 Metodologia experimental e tratamento de dados

Os ensaios a permutadores estão divididos em duas fases. Uma para analisar termicamente o permutador e outra para análise da respetiva perda de carga. Seguidamente estão descritas as duas metodologias utilizadas na Arsopi-Thermal para a realização dos testes aos *PHE*, incluindo todo o processo de tratamento de dados após a realização do ensaio experimental.

3.2.1 Ensaio térmico

Metodologia experimental

O ensaio térmico num permutador de calor de placas é bastante mais simples que o ensaio hidrodinâmico. Estando o permutador a testar montado na banca de ensaio, é necessário [13]:

A. Ligar o sistema de aquecimento (caldeira) e sistema de arrefecimento (torre de arrefecimento), de modo a que se atinjam os valores pretendidos para o teste no fluido quente e no fluido frio, respetivamente;

B. Atingidas essas temperaturas, pode iniciar-se o ensaio ao permutador propriamente dito, acionando-se as válvulas reguladoras do caudal e permitindo assim o escoamento dos fluidos de trabalho com o caudal pretendido. De referir que para obter um equilíbrio de forças, o caudal que passa no lado frio vai ser igual ao caudal que passa no lado quente do permutador;

C. Aguarda-se que se atinja o estado estacionário. Resultados são aceites se a diferença entre o calor transferido do fluido quente e o calor recebido pelo fluido frio não for superior a 5 %;

D. Atingido esse estado inicia-se a aquisição de dados. Registam-se os valores das temperaturas de entrada e saída, assim como os caudais dos respetivos fluidos de trabalho;

E. Repete-se este procedimento experimental até reunir um número representativo de medições satisfatórias no intervalo de Reynolds pretendido (neste caso, $Re > 1000$ para ensaios turbulentos), para posterior tratamento de dados.

Tratamento de dados

1. Caracterização do ensaio

Inicia-se o tratamento de dados numa folha de Excel específica onde são colocados os parâmetros geométricos da placa e o número de canais de cada fluido de trabalho e determina-se o caudal máximo admissível tendo em conta que a velocidade do escoamento à entrada do permutador não pode exceder os 7 m/s.

2. Tabela de caudais admissíveis

Verificação numa tabela de Excel com entradas de temperatura e Reynolds, a gama de caudais admissíveis para cada valor de temperatura dos fluidos quente e frio (enquadramento dos caudais admissíveis para o correto funcionamento das bombas)

3. Registo dos valores obtidos no laboratório

Registam-se noutra separador de Excel os valores das temperaturas de entrada e saída do fluido quente e do fluido frio do permutador fornecidas pelos termopares e dos caudais totais de cada fluido determinados pelos caudalímetros.

Os valores obtidos só são considerados válidos se passarem no critério de aceitação – diferença menor que 5 % entre calor transferido pelo lado quente $\dot{Q}_q$ e calor recebido pelo lado frio $\dot{Q}_f$. Estas potências caloríficas são calculadas com base na seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T = \rho\dot{V}c_p\Delta T \quad (3.2)$$

4. Cálculo de h

4.1. Análise preliminar dos dados

São calculadas as propriedades físicas dos fluidos com base na temperatura média entre a entrada e a saída no permutador (ρ , μ , k , c_p). Posteriormente determina-se algumas grandezas adimensionais importantes (Re e Pr) a partir da determinação do caudal por canal e respetiva velocidade de escoamento.

4.2. Cálculo de h_{exp}

$$h_{exp} = \left(\frac{k}{D_e}\right) \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{1/3} \quad (3.3)$$

Determinação do coeficiente de transferência de calor h_{exp} com base no ajuste dos dados experimentais à previsão do valor de U dado pela equação do projeto. Para isso é necessário arbitrar o valor de α_1 e α_2 presentes na equação (3.3) onde foi assumido que $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right) = 1$. Utilizar expressão para lado quente e frio, de modo a calcular h_f e h_q .

4.3. Calcular coeficiente global de transferência U_{calc}

$$\frac{1}{U_{calc}} = \frac{1}{h_q} + \frac{\Delta e}{k} + \frac{1}{h_f} \quad (3.4)$$

Através da expressão (2.10) da soma das resistências de convecção e condução, e considerando que não existem incrustações visto que os permutadores a estudar tiveram pouco uso e foram limpos antes de ser montados, chega-se à equação (3.4), utilizada para determinar o coeficiente global de transferência U_{calc} .

4.4. Determinar U_{exp}

Com base na temperatura média logarítmica, determinar um novo coeficiente global de transferência de calor U_{exp} , dado pela expressão (3.5).

$$\dot{Q}_m = U_{exp} A \Delta T_{ln} = U_{exp} A \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (3.5)$$

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (3.6)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (3.7)$$

4.5. Determinar constantes α_1 e α_2

Comparando U_{calc} com U_{exp} e utilizando o solver do Excel faz-se com que a diferença destes tenda para 0 por variação de h_{exp} , determinando assim as variáveis α_1 e α_2 que melhor ajustam a expressão aos dados experimentais.

5. Cálculo de h_{mod} pela Hisaka

5.1. Estimar a constante térmica do modelo α_h

Calcular uma estimativa inicial para a constante α_h a partir do resultado obtido em cada ensaio para h_{exp} a partir da seguinte expressão [14]:

$$h = \alpha_h Q_r^{0,75} \quad (3.8)$$

(Q_r – caudal volúmico por canal, em m^3/h)

5.2. Cálculo do fator de correção η

Dadas as propriedades físicas da água a 45 °C, (valor de temperatura utilizado pela Hisaka para facilitar comparação dos resultados, determina-se pela equação (3.9) o respetivo fator de correção η relacionado com a temperatura do ensaio presente em (3.10) do cálculo de h_{calc} .

$$\eta = \left(\frac{\rho}{\rho_{45^\circ\text{C}}} \right)^{3/4} \left(\frac{\mu}{\mu_{45^\circ\text{C}}} \right)^{1/12} \left(\frac{c_p}{c_{p_{45^\circ\text{C}}}} \right)^{1/3} \left(\frac{k}{k_{45^\circ\text{C}}} \right)^{2/3} \quad (3.9)$$

5.3. Cálculo iterativo de h_{mod} em função da convergência da temperatura na placa (T_w)

Para o cálculo iterativo de h_{calc} é necessário inicialmente ter a T_m de cada fluido para arbitrar a temperatura da placa T_w a partir da média entre os valores obtidos para o lado frio e quente. De seguida calcula-se h_{mod} com base na seguinte expressão:

$$h_{mod} = \alpha_h Q_r^{\gamma_h} \eta \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = \alpha_h Q_r^{\gamma_h} \eta \varphi \quad (3.10)$$

Utiliza-se então o valor obtido para substituir na formulação genérica apresentada em (3.11) de modo a voltar a calcular a temperatura na placa até que esta convirja para um valor fixo

(sempre que T_w varie, é necessário determinar a nova viscosidade μ_w) e depois substituir na equação (3.10) para descobrir os novos valores das constantes utilizadas pela Hisaka [14].

$$T_w = f(T_{e,q}, T_{s,q}, T_{e,f}, T_{e,q}, h_{mod,f}, h_{mod,q}) \quad (3.11)$$

Assim descobre-se o valor das constantes α_h e γ_h , além do h_{mod} .

6. Comparação dos resultados entre o h_{mod} e h_{exp}

Através das expressões (3.12) e (3.13), determina-se o erro relativo dos dois métodos.

$$(h_{exp} - h_{mod})^2 = \text{resíduos}^2 \quad (3.12)$$

$$\text{desvio} = \frac{h_{exp} - h_{mod}}{h_{exp}} \quad (3.13)$$

Com estes valores consegue-se avaliar a diferença obtida para h pelos dois métodos distintos, sendo um modo de validação dos resultados obtidos.

7. Cálculo do NTU (medida de eficiência de um permutador de calor)

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (3.14)$$

Através da expressão (3.14), determinar o número de unidades de transferência NTU , sendo que U é calculado a partir do h_{exp} . O NTU pretende quantificar a dimensão da transferência de calor ou dimensão térmica de um permutador de calor. Está por isso relacionado com a área para transferência de calor, este não é um parâmetro geométrico do permutador, pois multiplica com o coeficiente global de transferência de calor.

3.2.2 Ensaio hidrodinâmico

Metodologia experimental

A perda de carga num permutador de placas é determinada pela queda de pressão no canal, Δp_p , mais a queda de pressão nos orifícios de admissão e saída Δp_f , estando o ensaio deste dividido em duas partes. Uma vez que as contribuições são cumulativas e estão sempre presentes, cada uma das partes do ensaio pretende criar condições para que as mesmas possam ser individualmente conhecidas (fazendo, para isso, medições diretas e indiretas):

A. Avaliação da perda de carga total (permutador com arranjo de elevado número de canais de transferência de calor. Pretende-se que Δp_p seja diminuta comparada com Δp_f)

- ✓ Descobrir a correlação para Δp_{min}
 - 1) Determinar os caudais limite Q_1 e Q_2 correspondentes à queda de pressão mínima do permutador (sem contrapressão) no intervalo de Δp considerado habitual para o PHE em estudo.
 - 2) Determinar Δp_3 , Δp_4 e Δp_5 correspondentes aos caudais Q_3 , Q_4 e Q_5 (valores intermédios entre Q_1 e Q_2 de modo a que o intervalo entre caudais seja sempre o mesmo).
- ✓ Descobrir a correlação para Δp_{max}
 - 1) Determinar Δp_1 , Δp_2 , Δp_3 , Δp_4 e Δp_5 correspondentes aos caudais Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 e Q_5 , iguais aos ensaiados anteriormente. De notar que para determinar a queda de pressão máxima é necessário que o permutador a testar esteja em contra pressão. Para tal coloca-se o outro fluido a uma pressão 1,5 bar superior à do fluido em teste, superior por forma a se garantir que as placas se deformam criando uma espécie de estrangulamento na corrente de fluido cuja queda de pressão se pretende medir. Diz-se então que o outro fluido exerce uma contra pressão na corrente do fluido em avaliação [14].
 - 2) Verificar rácio entre Δp_{max} e Δp_{min} . Se este estiver entre 1 e 1,5, os dados retirados são válidos. Se esta razão for superior a 1,5, então os resultados não são validados [14].

B. Avaliação da perda de carga no canal (permutador com o arranjo de número mínimo de canais de transferência de calor - 1 ou 2 - de modo a negligenciar Δp_f)

- ✓ Descobrir a correlação Δp_{min}
 - 1) Não é necessário obter a correlação de Δp_{min} , pois este valor é negligenciado.
- ✓ Descobrir a correlação Δp_{max}
 - 1) Determinar os caudais limite Q_1 e Q_2 correspondentes à queda de pressão máxima e mínima considerada habitual do permutador em estudo (de notar de que a pressão do fluido de teste tem de ser 1,5 bar inferior ao fluido que promove a contra pressão)
 - 3) Determinar Δp_3 , Δp_4 e Δp_5 correspondentes aos caudais Q_3 , Q_4 e Q_5 (valores intermédios entre Q_1 e Q_2 modo a que o intervalo entre caudais seja sempre o mesmo)

Tratamento de dados

Para a determinação da perda de carga num permutador de calor de placas seguiu-se a metodologia da Hisaka, que impõe uma sequência de ajustamentos às equações da perda de carga por forma a se chegar a uma formulação uniformizada para facilitar uma posterior comparação. Começando pelo cálculo da perda de carga total, este é feito com base na seguinte fórmula:

$$\Delta p = \Delta p_p N_p + \Delta p_f \quad (3.15)$$

onde,

Δp : Perda de carga total no permutador;

Δp_p : Perda de carga num canal de transferência de calor;

Δp_f : Perda de carga nos orifícios de entrada e saída;

N_p : número de passagens de cada fluido.

1. Perda de carga na superfície das placas Δp_p para escoamentos turbulentos

A equação que relaciona a perda de carga na superfície da placa de TC com o caudal para permutadores de calor de placas é dada pela seguinte expressão [14],

$$\Delta p_p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (3.16)$$

que é equivalente a,

$$\ln\left(\frac{\Delta p_p}{\mu^{0,1} \rho^{0,9}}\right) = \ln(\alpha_{p1}) + \alpha_{p2} \ln(Q_r) \quad (3.17)$$

Para simplificação da expressão diz-se que,

$$a = \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (3.18)$$

2. Perda de carga no orifício de entrada Δp_h para escoamentos turbulentos

Já a expressão que relaciona a perda de carga nos orifícios de entrada e saída do fluido com o caudal é dada por [14]:

$$\Delta p_f = \alpha_{p3} Q_r^{1,9} a P' \quad (3.19)$$

$$P' = 1 + \frac{N_p - 1}{2} \quad (3.20)$$

P' : fator de correção (para situações em que existe mais do que uma passagem de fluido).

O objetivo dos ensaios experimentais é determinar o valor das constantes α_{p1} , α_{p2} e α_{p3} das equações que traduzem a perda de carga no permutador.

Estes ensaios fornecem a informação da perda de carga total no permutador mais os acessórios de ligação entre o permutador e os transdutores de pressão. Por isso, é necessário calcular a perda de carga destes acessórios e retirá-la ao valor de perda de carga total Δp .

Para a determinação da perda de carga nos acessórios realiza-se o ensaio de perda de carga em circuito fechado (sem a introdução do permutador) para diversos caudais diferentes, e posteriormente tenta-se determinar o valor das constantes α_{p1} e α_{p2} relativos à perda de carga nos acessórios.

Pretendendo-se calcular a perda de carga total máxima possível no permutador pelo fluido quente, é necessário fazer 2 ensaios distintos: um em que só o fluido quente está a circular no permutador e outro em que ambos os fluidos de trabalho estão em circulação. Deste modo, retiramos valores de perda de carga no permutador para a pressão mínima e máxima de modo a avaliar a preponderância desta nos resultados obtidos para posterior validação. Para a determinação da perda de carga mínima simplesmente não se coloca caudal em circulação do lado frio (sem contrapressão). Inicia-se o ensaio ao permutador e descobre-se qual o caudal máximo e mínimo correspondente à perda de carga considerada habitual para o permutador em estudo. Nos ensaios a realizar no laboratório da Arsoapi-Thermal usam-se os valores de 0,3 bar e 1,5 bar (valores definidos pela metodologia da *Hisaka*). Posteriormente, determina-se a perda de carga para três valores de caudais intermédios, como se observa na figura 3.9. Para determinação da perda de carga máxima é necessária a existência de uma contrapressão provocada pela passagem de caudal no lado frio, de modo a que pressão de fluido em cada ensaio seja 1,5 bar superior neste lado, fazendo com que o canal quente esteja em compressão. De referir que os valores dos caudais ensaiados devem ser iguais para a pressão mínima e máxima [14].

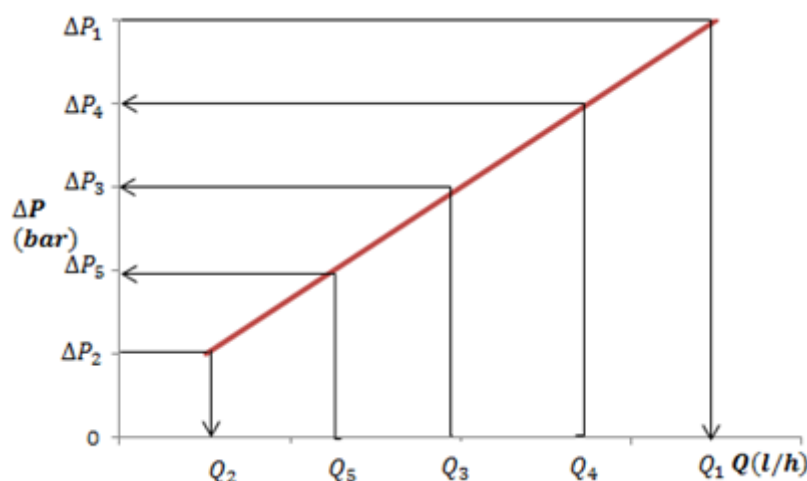


Figura 3.10 - Gráfico ilustrativo da sequência de ensaio ao permutador em cada teste

Existe um critério de aceitação dos valores obtidos para determinação das curvas perda de carga num permutador. Esse critério é o de que a razão entre a pressão máxima admissível no permutador e a pressão mínima tem de estar compreendido entre 1 e 1,5. Estando este valor acima do admissível, significa que a perda de carga máxima é muito superior à mínima, o que significa que a influência da passagem do outro fluido pelo permutador está a ser muito preponderante na determinação da perda de carga total, levando a crer que não está a ser possível separar as duas contribuições para a perda de carga, invalidando assim os resultados experimentais obtidos [14].

Para a determinação da perda de carga na placa de TC, utiliza-se três ou cinco placas na realização dos ensaios e os canais quentes devem estar em contrapressão, ou seja, os ensaios devem ser feitos com o outro fluido a passar no permutador, de modo a poder descobrir a

contribuição da perda de carga na placa com a total determinada no ensaio de contrapressão com o número máximo de placas.

Para o ensaio de determinação da perda de carga na placa, considera-se que a queda de pressão que ocorre no permutador é igual à queda de pressão na placa de TC, ou seja, por haver tão poucas placas, considera-se que a contribuição da perda de carga nos orifícios de entrada e saída na perda de carga total é negligenciável. Assim sendo:

$$\Delta p_p = \Delta p \quad (3.21)$$

e então, a partir da expressão (3.16), e dos resultados obtidos nesta parte do ensaio, obtêm-se os valores das constantes α_{p1} , e α_{p2} por ajuste linear da expressão (3.17).

Os valores das constantes são obtidos pela regressão linear obtida por aplicação do método dos mínimos quadrados aos valores conhecidos.

Depois de calculada a expressão para a perda de carga na placa a partir dos resultados obtidos diretamente dos valores experimentais, a metodologia da Hisaka propõe uma série de ajustamentos às equações por forma a se chegar a uma formulação uniformizada. Estes ajustamentos estão relacionados com a determinação de um novo valor da constante α_{p1} de modo a que a constante α_{p2} tome o valor de 1,9. Deste modo é possível comparar facilmente a queda de pressão na placa de TC, pois utilizando o mesmo valor no expoente vai fazer com que num gráfico logarítmico a variação da perda de carga em função do caudal seja representada por retas paralelas com um declive igual ao valor do expoente. Para que α_{p2} tome o valor de 1,9, utiliza-se o método de rotação da curva obtida pela expressão (3.16) para a perda de carga na placa, no ponto onde a perda de carga na placa é igual a 1 bar (100 kPa), como se pode observar pela Figura 3.11.

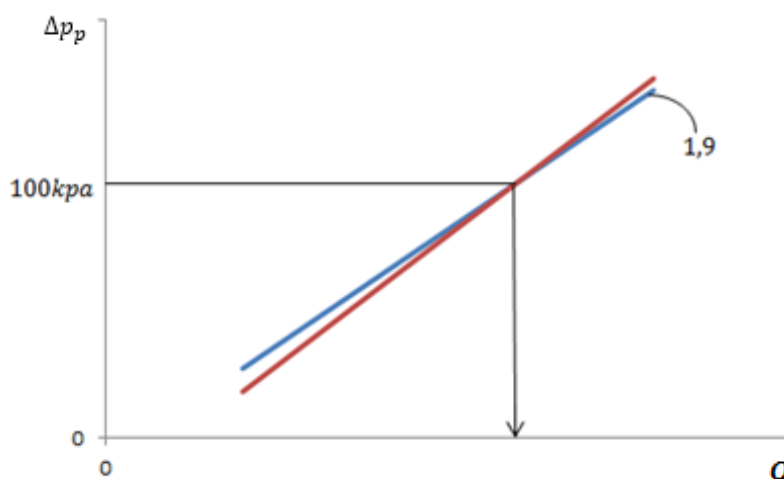


Figura 3.11 - Gráfico ilustrativo do método de rotação da curva no ponto de 100 kPa

Então, para determinar o novo valor da constante α_{p1} é necessário calcular o valor do caudal no permutador pela expressão (3.16) para que a perda de carga na placa seja igual a 1 bar=100 kPa.

$$\Delta p_p = 100 \text{ kPa} \Leftrightarrow 100 \times 10^3 = \alpha_{p1} Q^{\alpha_{p2}} \quad (3.22)$$

Retirado o valor do caudal, substitui-se esse valor na expressão (3.22) mas agora tomando o valor de $\alpha_{p2}=1,9$. Assim, determina-se o valor da nova constante α_{p1} , e a respetiva expressão obtida por rotação no ponto de 100 kPa [14].

Outro método para determinar as constantes é forçar diretamente o expoente de 1,9 no caudal a passar no canal. Para isso, pega-se na expressão (3.17) e impõe-se o valor de 1,9 na constante α_{p2} , manipulando de seguida aquela expressão como se observa em (3.23).

$$\Delta p_p = \alpha_{p1} Q_r^{1,9} a \Leftrightarrow \frac{\Delta p_h}{a} = \alpha_{p1} Q_r^{1,9} \quad (3.23)$$

Assim sendo, o novo valor da constante α_{p1} pode ser obtido por ajuste linear entre $\Delta p_h/a$ e $Q_r^{1,9}$ com a ordenada na origem igual a 0. Determinadas as possíveis 3 expressões que relacionam a perda de carga na placa em função do caudal que nela circula, é possível calcular a perda de carga relativa à passagem do fluido nos orifícios de entrada/saída.

Para isso, é necessário recolher os ensaios para diferentes caudais com o número máximo de placas de transferência de calor e com contrapressão. Com os valores obtidos para a perda total Δp destes ensaios e com uma das expressões obtidas para a perda de carga nas placas de TC é possível obter Δp_f pela equação (3.24).

$$\begin{aligned} \Delta p &= \Delta p_p N_p + \Delta p_f \Leftrightarrow \Delta p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} a + \Delta p_f \Leftrightarrow \\ \Delta p_f &= \Delta p - \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} a \end{aligned} \quad (3.24)$$

Assim sendo, para cada ponto experimental, calcula-se o valor da perda de carga nos orifícios de circulação do fluido usando esta diferença. Determinados estes valores, é possível determinar agora a expressão que relaciona a perda de carga nos furos com o caudal total que circula. Pegando nos valores obtidos e manipulando-os de modo a obter $\ln(Q)$ e $\ln(\Delta p_f/a)$. Do mesmo modo que foi feito para a perda de carga na placa, é possível a partir da regressão linear destes valores e fazendo e^r , sendo r o valor negativo obtido da regressão, obter o valor da constante α_{p3} e α_{p4} presente na expressão abaixo.

$$\Delta p_f = \alpha_{p3} Q^{\alpha_{p4}} a \quad (3.25)$$

Pela utilização do método de rotação da curva descrito anteriormente para que a constante α_{p4} seja igual a 1,9 (como descrito na expressão (3.19)) e também por ajuste linear entre $\Delta p_f/a$ e $Q_r^{1,9}$, com 1,9 imposto diretamente no expoente, é possível determinar as outras duas expressões que mostram a variação da perda de carga nos orifícios Δp_f , com o caudal total que circula no permutador de calor, e posteriormente calcular a perda de carga total obtida pela soma da perda de carga na placa e a perda de carga nos furos [14].

$$\Delta p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} a + \alpha_{p3} Q^{1,9} a \quad (3.26)$$

4 Apresentação dos resultados

4.1 Ensaio térmico

✓ ASPTH1

Como já foi mencionado anteriormente, o ensaio térmico baseia-se simplesmente na transferência de calor entre 2 fluidos com o mesmo caudal de modo a que as placas de transferência de calor estejam em equilíbrio hidrodinâmico. Para isso, começa-se por determinar a gama de caudais admissíveis no permutador, tendo sempre em atenção que a velocidade do escoamento à entrada do permutador não pode ultrapassar os 7m/s. Outra limitação ao caudal é a potência da bomba, visto que esta não consegue debitar mais caudal que o seu máximo nem consegue debitar um caudal inferior a um certo valor, pois a bomba tem bastante dificuldade a trabalhar a frequências inferiores a 25% do seu valor máximo.

Para o permutador ASPTH1 fabricado na Arsopi-Thermal, incorporado com 21 placas (10 canais de frio e 10 de quente), o caudal mínimo e máximo admissível tendo em conta as restrições descritas é de 8000 l/h e 48000 l/h respetivamente. Foram realizados 10 ensaios nesta gama de valores e com a temperatura do fluido quente e frio à entrada do permutador constante em cada ensaio: 45° e 23° respetivamente. De seguida foram retirados os valores das temperaturas à entrada e saída do permutador, tanto para o lado frio como para o lado quente. Os resultados obtidos encontram-se expressos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados retirados de uma média de valores experimentais do arranjo de 30°

Ensaio	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{e,f}$ (°C)	$T_{s,f}$ (°C)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)
1	44,5	31,9	21,3	33,3	7990,2	8004,2
2	46,1	34,1	22,9	34,6	10057,3	10052,5
3	45,6	34,5	22,0	32,8	15031,3	15001,2
4	45,0	34,8	22,1	32,1	19978,7	19989,2
5	44,4	35,4	22,4	31,2	24995,2	24961,8
6	45,4	36,6	22,7	31,4	29996,9	29963,6
7	44,6	37,3	25,1	32,4	34968,9	34971,0
8	45,2	37,3	23,3	31,2	40085,0	40119,8
9	45,9	38,6	24,2	31,4	44967,7	44988,7
10	45,4	38,7	26,0	32,7	47957,9	48039,2

A partir destes resultados é então possível determinar a potência transferida pelo lado quente e a potência recebida pelo lado frio e confirmar se estes dois valores estão de acordo com o critério de aceitação – diferença menor que 5 %. Este critério é válido para este ensaio, como se pode confirmar na Tabela A.1 presente no anexo A. Assim sendo, procede-se ao tratamento dos dados obtidos de modo a obter as constantes para as duas expressões do coeficiente de transferência de calor por convecção determinados pela metodologia exposta anteriormente. Estas expressões encontram-se expostas de seguida.

$$h_{exp} = \left(\frac{k}{D_e}\right) \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{1/3} = \left(\frac{k}{6,07 \times 10^{-3}}\right) 0,274 Re^{0,669} Pr^{1/3} \quad (4.1)$$

$$h_{mod} = \alpha_h Q_r^{\gamma_h} \eta \varphi = 9097,8 Q_r^{0,681} \eta \varphi \quad (4.2)$$

De referir que tanto a expressão (4.2) como as restantes h_{mod} para os outros permutadores têm o coeficiente de transferência de calor em W/m^2K para um caudal em m^3/h , e na expressão (4.1) as unidades de h_{exp} são em W/m^2K colocando a condutividade térmica da água k em W/mK . Com estas expressões e com as Tabela A.2 e Tabela A.3 utilizadas para determinar o valor destas constantes, presente no anexo A, é possível desenhar o gráfico da Figura 4.1 que mostra a variação do coeficiente de transferência de calor com a variação do caudal que circula num canal do permutador de calor. Encontra-se também representada uma curva que se ajusta aos valores obtidos pelo método utilizado pela Hisaka.

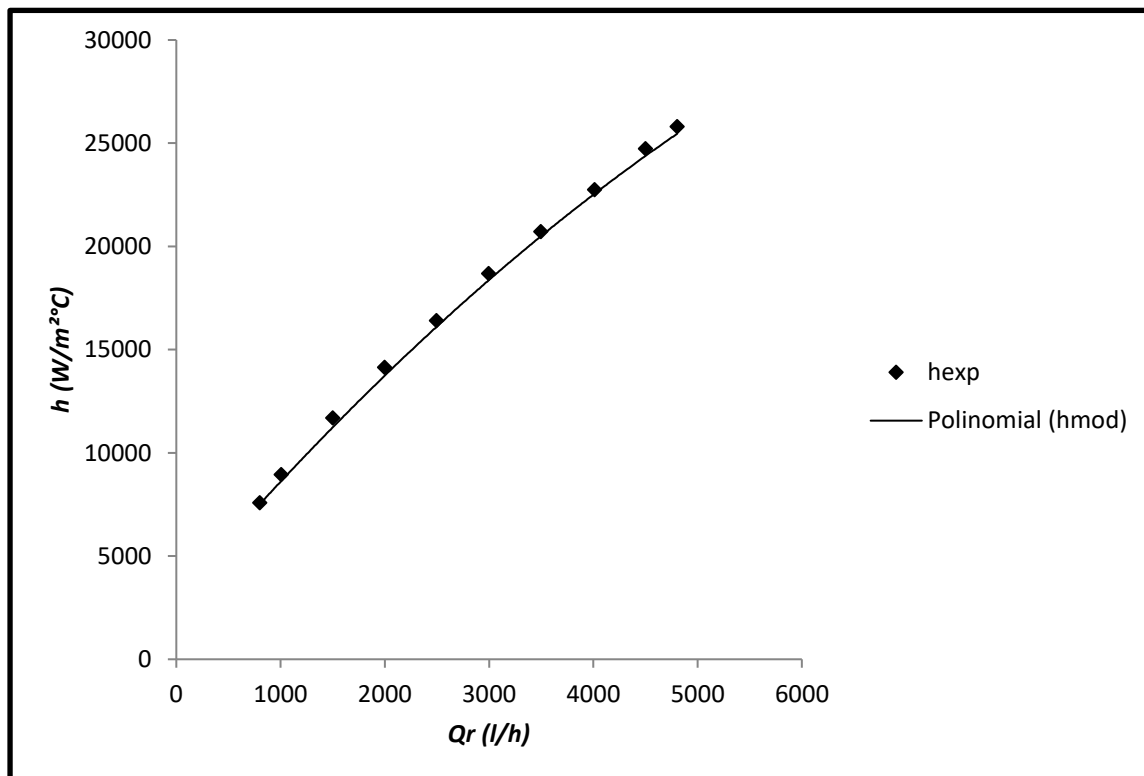


Figura 4.1 – Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para o arranjo de 30°

Na tabela 4.2. encontram-se representados alguns números adimensionais como o NTU e o j_h , calculados para posterior comparação do desempenho térmico deste permutador com os outros que foram testados.

Tabela 4.2 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n.^{os} adimensionais para o arranjo de 30°

Ensaio nº	(m.Cp)min (W/K)	UA (W/K)	Re	NTU	Pr	Nu	j _h
1	9225,17	10354,62	2019,96	1,12	4,46	48,39	29,41
2	11578,35	12014,88	2623,58	1,04	4,29	57,51	35,40
3	17278,34	15086,41	3913,15	0,87	4,29	75,21	46,29
4	23024,69	17689,44	5200,30	0,77	4,30	91,59	56,31
5	28752,72	19967,53	6490,10	0,69	4,31	105,97	65,13
6	34500,39	22094,94	7945,28	0,64	4,21	121,08	74,98
7	40266,67	24086,27	9266,10	0,60	4,21	134,96	83,55
8	46190,45	25702,93	10682,70	0,56	4,19	147,96	91,78
9	51777,36	27330,12	12188,03	0,53	4,11	160,48	100,20
10	55292,71	28350,52	12963,87	0,51	4,13	167,96	104,72

✓ ASPTH2

Para o permutador com placas de transferência de calor que perfazem um ângulo de 60° com a horizontal e utilizando o mesmo número de placas que o ASPTH1, foram introduzidos valores de caudais entre 8000 l/h e 5000 l/h e retiraram-se os respectivos valores de temperatura para os 4 orifícios de entrada/saída. Os resultados encontram-se apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados retirados de uma média de valores experimentais do arranjo de 60°

Ensaio	T _{e,q} (°C)	T _{s,q} (°C)	T _{e,f} (°C)	T _{s,f} (°C)	Q _f (l/h)	Q _q (l/h)
1	45,9	38,1	24,7	32,3	8015,8	8016,3
2	45,2	36,5	20,0	28,5	10031,4	10035,1
3	45,3	38,8	24,2	30,6	15035,5	15003,4
4	44,0	37,9	23,1	29,1	19990,2	19977,7
5	44,1	38,3	22,0	27,7	24948,2	24975,3
6	44,8	39,4	23,5	28,8	29982,4	30041,8
7	45,3	40,5	24,8	29,8	34973,0	35019,6
8	44,4	40,0	25,0	29,4	39993,5	40003,9
9	44,6	40,1	24,9	29,4	44947,7	44976,2
10	47,2	42,4	24,3	29,1	49920,2	49988,3

Depois de se proceder à validação do critério de aceitação das potências recebidas pelo lado frio e as transferidas pelo lado quente, presentes na Tabela A.4 do anexo A, é possível determinar o valor das constantes existentes nas expressões dos coeficientes de transferência de calor por convecção. Essas expressões estão expostas abaixo.

$$h_{exp} = \left(\frac{k}{D_e}\right) \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{1/3} = \left(\frac{k}{6,07 \times 10^{-3}}\right) 0,143 Re^{0,657} Pr^{1/3} \quad (4.3)$$

$$h_{mod} = \alpha_h Q_r^{\gamma_h} \eta \varphi = 4289,5 Q_r^{0,673} \eta \varphi \quad (4.4)$$

A partir destas expressões traça-se o gráfico que relaciona este coeficiente com o caudal que passa no permutador de calor. É de referir que se espera que a transferência de calor seja menor neste arranjo que no arranjo com placas de 30°.

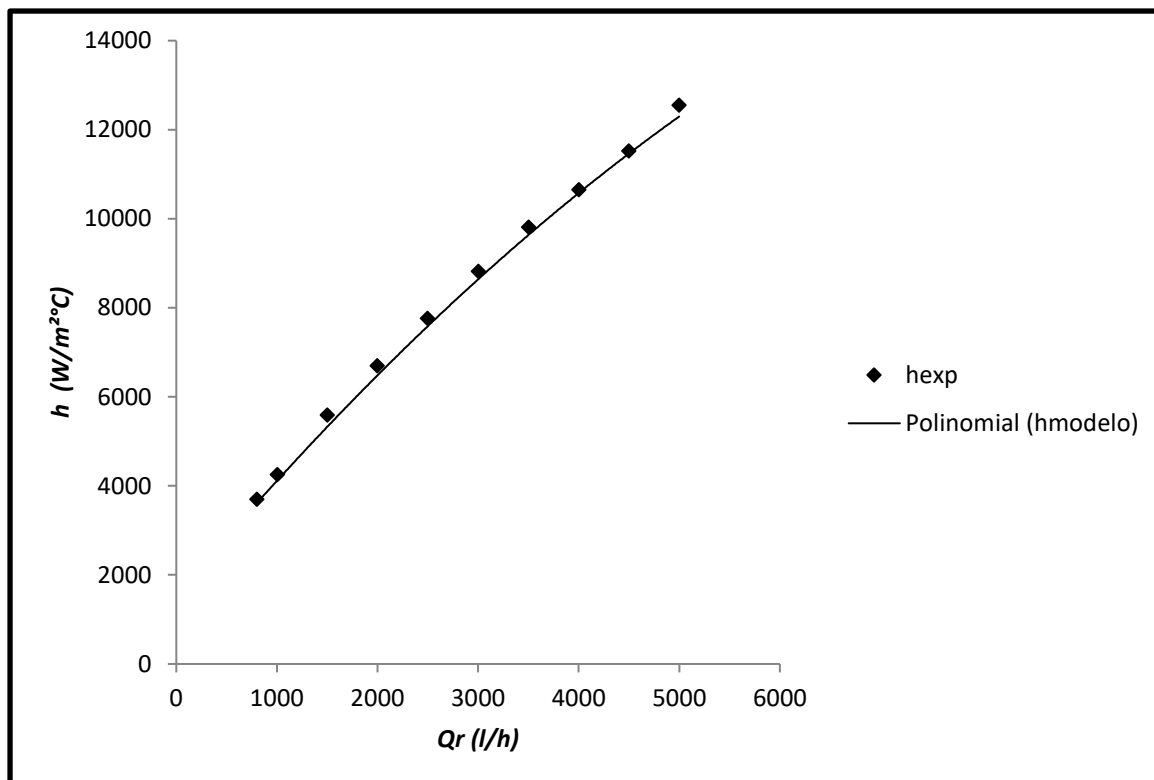


Figura 4.2 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para o arranjo de 60°

Os valores dos números adimensionais calculados utilizando a metodologia exposta acima para posterior comparação do calor transferido com os outros permutadores a testar, encontra-se representado na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n.ºs adimensionais para o arranjo de 60°

Ensaio	$(m.Cp)_{min}$ (W/K)	UA (W/K)	Re	NTU	Pr	Nu	j_h
1	9226,65	5303,20	2163,31	0,57	4,13	23,50	14,65
2	11555,23	5959,13	2653,70	0,52	4,22	27,07	16,75
3	17268,61	7770,79	4050,14	0,45	4,12	35,82	22,33
4	23002,88	9151,05	5293,79	0,40	4,21	43,20	26,75
5	28754,90	10392,88	6644,08	0,36	4,19	49,95	30,97
6	34577,47	11675,30	8111,65	0,34	4,12	57,05	35,57
7	40294,67	12853,95	9590,45	0,32	4,06	63,75	39,97
8	46041,32	13843,56	10826,46	0,30	4,11	69,32	43,26
9	51760,94	14794,82	12207,43	0,29	4,10	74,80	46,74
10	57478,40	15766,21	14127,92	0,27	3,91	81,49	51,71

✓ ASPTH9

Este arranjo é composto por 21 placas de transferência de calor com ranhuras a perfazerem 30 e 60° com a horizontal, dispostas alternadamente. Deste modo, espera-se que o calor transferido seja superior ao arranjo de 60° e inferior ao arranjo de 30°. Cobriram-se caudais de fluido quente e frio entre 8000 l/h e 50000 l/h, estando os resultados dos ensaios expressos na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados retirados de uma média de valores experimentais do arranjo de 30-60°

Ensaio	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{e,f}$ (°C)	$T_{s,f}$ (°C)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)
1	46,6	36,1	24,6	35,0	7966,3	8078,4
2	44,9	34,4	21,4	31,6	10035,1	9999,3
3	44,8	36,7	24,3	32,7	14990,4	14967,1
4	44,1	36,9	25,6	32,5	19966,0	19839,9
5	44,4	36,9	23,1	30,5	24996,5	25017,5
6	44,8	38,5	26,1	32,5	29940,3	29950,4
7	44,6	38,3	24,9	31,2	34993,3	35020,2
8	43,6	38,2	26,3	31,7	40004,8	39982,0
9	45,2	39,3	25,2	31,2	44973,4	45036,5
10	44,4	39,2	25,9	31,2	49997,9	50020,7

Com estes resultados, procedeu-se ao seu tratamento de modo a obter as constantes que se inserem nas expressões do coeficiente de transferência de calor do fluido. Depois de se verificar que o calor transferido do lado quente e o recebido pelo lado frio têm uma diferença inferior a 5%, utilizou-se o *Solver* do Excel, e assim se obteve as constantes presentes nas expressões abaixo.

$$h_{exp} = \left(\frac{k}{D_e}\right) \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{1/3} = \left(\frac{k}{6,07 \times 10^{-3}}\right) 0,21 Re^{0,666} Pr^{1/3} \quad (4.5)$$

$$h_{mod} = \alpha_h Q_r^{\gamma_h} \eta \varphi = 6852,1 Q_r^{0,678} \eta \varphi \quad (4.6)$$

Assim é possível verificar a evolução do calor transferido no permutador, representando o gráfico da Figura 4.3 que relaciona o coeficiente de transferência de calor deste em função do caudal que circula.

Observando os 3 gráficos obtidos para os 3 arranjos utilizados no ensaio do permutador da ArsoPi-Thermal, comprovamos que o coeficiente de transferência de calor aumenta com a utilização de um caudal maior. Porém esta evolução não é linear, pois uma variação positiva de caudal de 500 l/h numa gama de baixos valores provoca um aumento do coeficiente de transferência de calor maior que se essa variação acontecer para uma gama de caudais elevados.

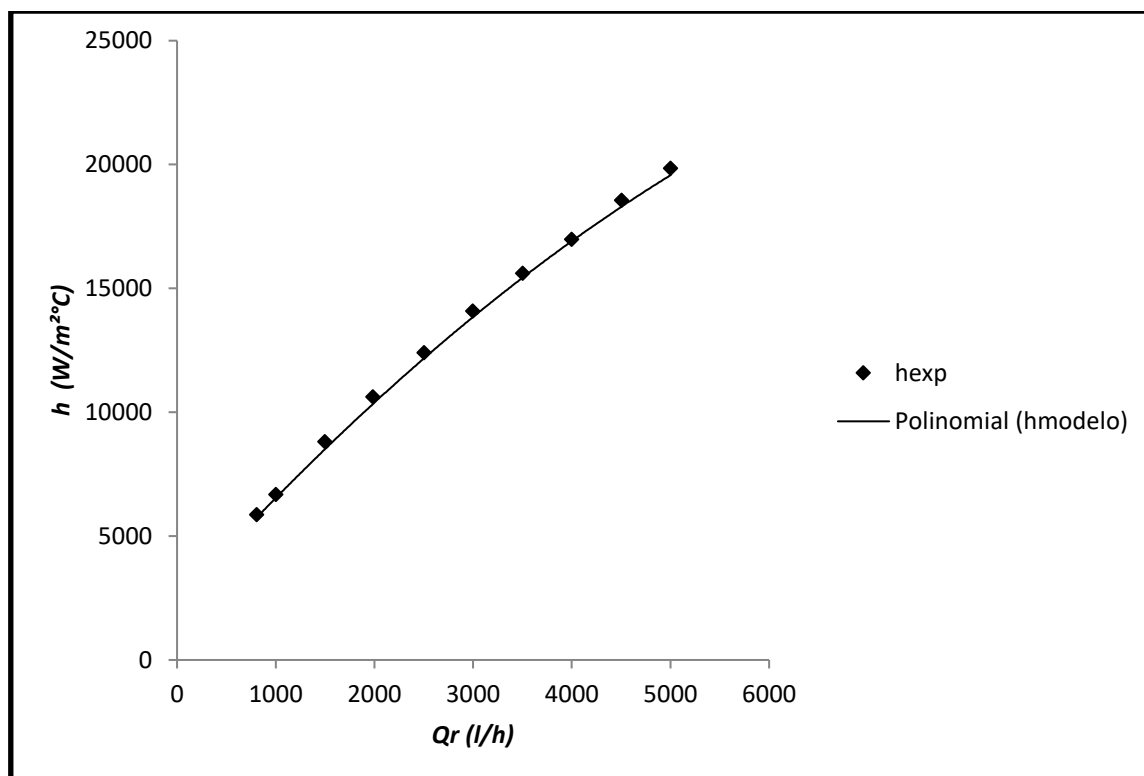


Figura 4.3 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para o arranjo de 30-60°

Na tabela abaixo é possível observar os valores dos números adimensionais (Re , NTU , $j...$) obtidos em cada um dos 10 ensaios realizados neste permutador com o arranjo de placas 30 e 60° dispostos alternadamente, varrendo sempre caudais diferentes.

Tabela 4.6 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n.ºs adimensionais para o arranjo de 30-60°

Ensaio	$(m.Cp)_{min}$ (W/K)	UA (W/K)	Re	NTU	Pr	Nu	j_h
1	9208,81	8180,82	1700,42	0,89	4,18	37,59	23,33
2	11518,79	9190,51	2589,59	0,80	4,33	42,92	26,34
3	17235,04	11835,31	3949,78	0,69	4,23	56,83	35,13
4	22847,77	13997,49	5217,38	0,61	4,25	68,95	42,56
5	28808,98	15803,24	6594,11	0,55	4,24	80,13	49,51
6	34477,49	17702,56	8028,54	0,51	4,16	91,51	56,90
7	40316,18	19183,09	9358,80	0,48	4,17	101,60	63,11
8	46037,73	20648,44	10579,76	0,45	4,22	110,72	68,51
9	51832,94	21996,13	12194,14	0,42	4,11	120,46	75,20
10	57578,16	23241,24	13446,22	0,40	4,15	129,11	80,37

✓ *Omega*

Este permutador foi testado com o número máximo de placas de TC existentes para ele, 15 unidades, ou seja, este contém 7 canais para cada fluido de trabalho. Para a realização do ensaio térmico ao permutador *Omega* foi necessária a utilização de quatro mangueiras e um elemento que faz a ligação entre o tubo em inox de 80 mm inserido no laboratório e estas mangueiras que têm o mesmo diâmetro dos orifícios de entrada ou saída do permutador. A utilização das mangueiras deve-se ao facto de ser necessário um elemento flexível para encaixar nos orifícios do permutador. na Tabela 4.7 é possível ver os resultados obtidos nos termopares inseridos antes dos acessórios referidos anteriormente. De notar que a perda de calor das mangueiras para a envolvente não foi contabilizada, visto que tem um valor muito reduzido. Pelo facto de o permutador ter dimensões bastante inferiores ao permutador testado anteriormente com as três configurações distintas e de terem sido utilizadas poucas placas de TC, a gama de caudais percorrida é muito menor, indo desde os 5000 l/h até aos 9000 l/h.

Tabela 4.7 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados de *Omega* retirados de uma média de valores experimentais

Ensaio	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{e,f}$ (°C)	$T_{s,f}$ (°C)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)
1	40,6	29,1	20,5	31,8	4998,2	5008,9
2	41,9	29,5	20,7	32,3	5523,4	5429,0
3	42,4	30,4	21,1	32,8	5988,6	5979,0
4	42,1	30,5	20,8	32,8	6475,2	6475,0
5	41,7	30,4	19,5	31,1	6971,0	6989,5
6	41,4	30,6	21,1	31,8	7583,4	7514,4
7	43,8	33,2	23,7	34,3	7686,0	7711,1
8	42,2	30,6	19,6	31,6	8422,7	8436,7
9	47,3	33,5	20,9	34,9	8913,0	8621,9

A partir dos resultados procedeu-se à aprovação destes pelo critério de aceitação referido anteriormente, e de seguida determinou-se o valor das constantes que determinam o coeficiente de transferência de calor do fluido pelos dois métodos utilizados. As equações (4.7) e (4.8) expressam este coeficiente em função do caudal e outros parâmetros do fluido.

$$h_{exp} = \left(\frac{k}{D_e}\right) \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{1/3} = \left(\frac{k}{3 \times 10^{-3}}\right) 0,036 Re^{0,897} Pr^{1/3} \quad (4.7)$$

$$h_{mod} = \alpha_h Q_r^{\gamma_h} \eta \varphi = 37879,6 Q_r^{0,932} \eta \varphi \quad (4.8)$$

Deste modo é possível representar no gráfico da Figura 4.4 a evolução do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do aumento do caudal que passa no permutador. Foram representados os pontos que expressam o $h_{experimental}$, retirados da Tabela A.11 presente no anexo A, e a curva que se ajusta aos pontos obtidos pela expressão (4.8), retirados da Tabela A.12, presente no mesmo anexo.

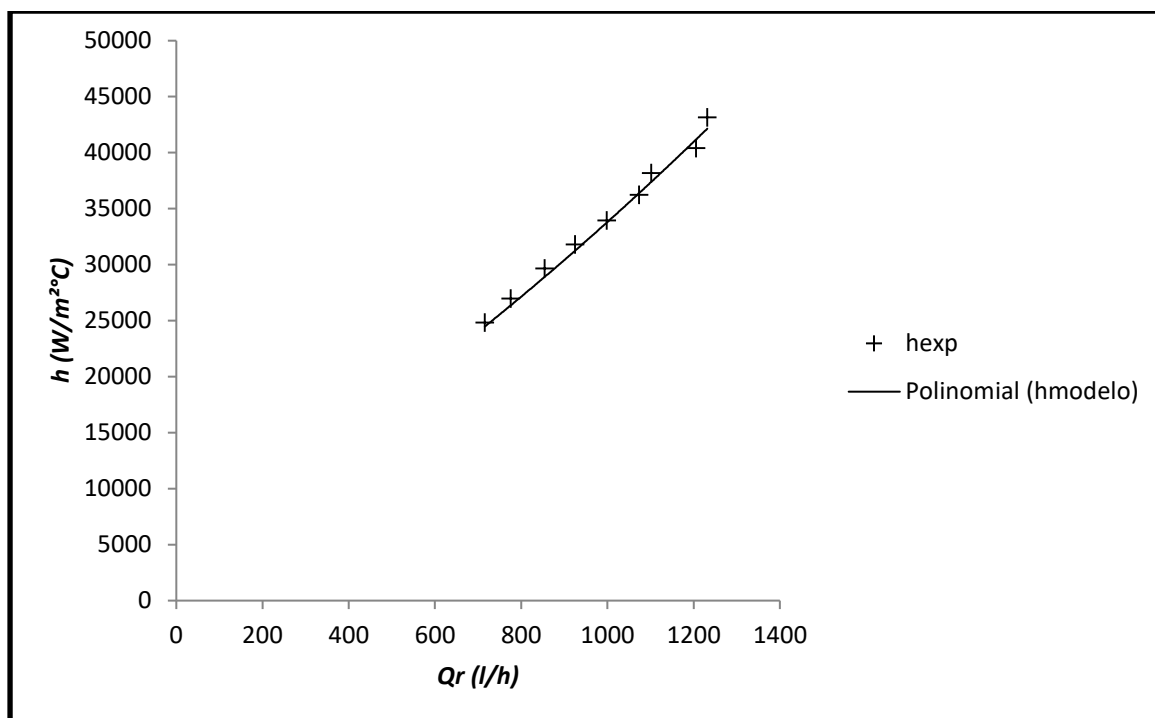


Figura 4.4 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para *Omega*

Por fim foram determinados para cada um dos ensaios a este permutador alguns números adimensionais importantes, para posterior comparação dos permutadores testados no laboratório. Esses valores encontram-se expostos na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n.^{os} adimensionais para *Omega*

Ensaio	$(m.Cp)_{min}$ (W/K)	UA (W/K)	Re	NTU	Pr	Nu	j_h
1	5779,80	7568,13	4703,41	1,31	4,79	160,13	94,98
2	6262,64	8074,54	5185,67	1,29	4,70	175,03	104,49
3	6895,50	8585,66	5784,00	1,25	4,63	192,71	115,61
4	7467,87	9007,75	6248,09	1,21	4,65	207,81	124,54
5	8061,98	9342,88	6712,43	1,16	4,67	220,95	132,18
6	8667,42	9852,95	7216,63	1,14	4,67	237,06	141,82
7	8886,56	10180,28	7751,15	1,15	4,43	250,95	152,76
8	9729,86	10470,93	8163,97	1,08	4,63	264,98	158,98
9	9929,52	10978,81	8968,86	1,11	4,26	282,49	174,23

✓ *Psi*

O último permutador que foi sujeito ao ensaio térmico é o *Psi* que contém orifícios de entrada e saída com um diâmetro de 30 mm, o que exprime a necessidade de utilização dos acessórios extra de ligação, como já aconteceu para o permutador *Omega*. De referir que o permutador foi testado de modo a só ter uma passagem, com 35 placas de TC, ou seja, 17 canais para cada fluido de trabalho. Os resultados térmicos do permutador encontram-se expressos na

Tabela 4.9, sendo que a gama de caudais é superior ao *Omega*, visto que apesar de ser menor, contém mais do dobro do número de placas de transferência de calor.

Tabela 4.9 - Temperaturas e caudais utilizados para tratamento de dados de *Psi* retirados de uma média de valores experimentais

Ensaio	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{e,f}$ (°C)	$T_{s,f}$ (°C)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)
1	45,5	35,7	22,3	32,0	5914,1	5999,9
2	44,5	34,1	19,2	29,4	7005,4	6967,3
3	45,1	35,4	21,1	30,7	8019,5	7975,0
4	43,5	34,5	20,6	29,6	8982,9	8998,6
5	46,3	36,2	19,7	29,8	9965,0	9974,9
6	45,2	35,9	20,3	29,6	11091,3	11037,4
7	44,3	35,7	21,0	29,4	11998,9	12001,0
8	45,1	36,2	20,2	29,0	13015,1	13005,7
9	46,5	38,3	23,9	32,0	14011,8	14032,4
10	46,9	37,5	20,9	30,2	14970,5	14955,9
11	46,7	37,6	21,0	29,9	15985,0	15978,8
12	46,1	37,5	21,1	29,6	18032,4	17983,5
13	46,1	37,9	21,0	29,0	19994,3	19974,7

Foram realizados 13 ensaios com caudais diferentes a este permutador, desde os 6000 l/h até aos 20000 l/h. Depois de se verificar o critério de aceitação relativo a diferença das potências transferida pelo fluido quente e recebida pelo fluido frio, seguiu-se à determinação dos valores das constantes α_1 , α_2 , α_h e γ_h , presentes nas expressões (4.9) e (4.10) do coeficiente de transferência de calor por convecção,

$$h_{exp} = \left(\frac{k}{D_e}\right) \alpha_1 Re^{\alpha_2} Pr^{1/3} = \left(\frac{k}{4,17 \times 10^{-3}}\right) 0,061 Re^{0,841} Pr^{1/3} \quad (4.9)$$

$$h_{mod} = \alpha_h Q_r^{\gamma_h} \eta \varphi = 25863,6 Q_r^{0,871} \eta \varphi \quad (4.10)$$

A partir destas expressões foi novamente possível traçar o gráfico da variação do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do caudal frio/quente que percorre este permutador. Este encontra-se representado na Figura 4.5, lembrando que este foi o único permutador com orifícios de entrada/saída presentes nas duas placas de suporte fixa e móvel, com 2 orifícios em cada uma.

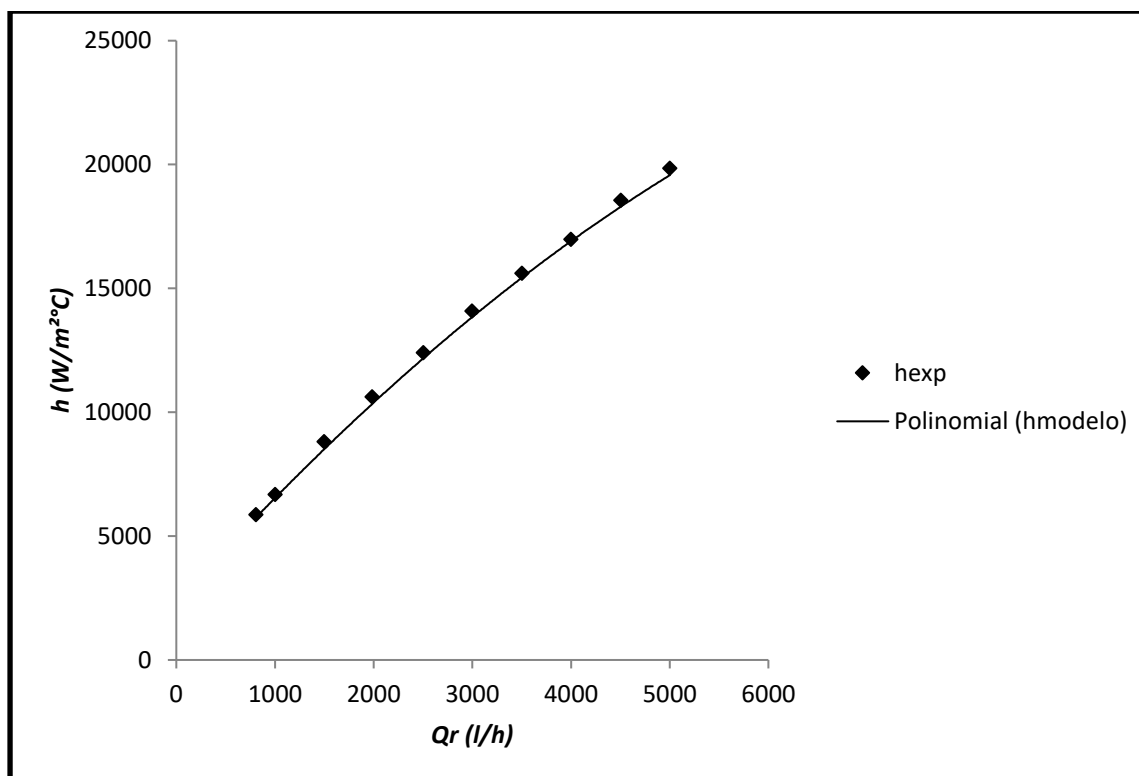


Figura 4.5 - Gráfico representativo dos pontos obtidos em h_{exp} e curva representativa da equação obtida para h_{mod} para Ψ_i

Como já aconteceu anteriormente para os outros permutadores, também pode-se observar o valor de alguns números adimensionais interessantes em função da variação do caudal que passa no permutador como o NTU e o j_h , presentes na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 - Valores obtidos por tratamento de dados de vários n.ºs adimensionais para Ψ_i

Ensaio	$(m.Cp)_{min}$ (W/K)	UA (W/K)	Re	NTU	Pr	Nu	j_h
1	6843,00	4997,89	1764,32	0,73	4,24	64,79	40,03
2	8027,25	5487,27	2654,04	0,68	4,36	72,75	44,53
3	9184,94	6132,15	3092,09	0,67	4,27	82,63	50,92
4	10368,41	6595,28	3412,32	0,64	4,38	90,83	55,49
5	11484,33	7133,21	3932,54	0,62	4,19	101,01	62,64
6	12710,55	7653,49	4303,29	0,60	4,25	109,80	67,80
7	13823,09	8076,59	4631,58	0,58	4,30	117,62	72,35
8	14976,76	8517,18	5078,02	0,57	4,24	126,71	78,29
9	16149,07	9169,48	5645,31	0,57	4,10	137,70	86,05
10	17212,88	9431,29	5998,79	0,55	4,11	144,96	90,49
11	18390,80	9826,82	6399,97	0,53	4,12	153,44	95,73
12	20700,51	10576,56	7161,87	0,51	4,14	169,64	105,61
13	22991,00	11255,51	7981,07	0,49	4,13	186,08	115,98

Seguidamente vai-se proceder à comparação do desempenho térmico dos permutadores testados no laboratório da Arsopi-Thermal.

✓ Comparação do desempenho térmico dos permutadores testados

Depois de testados os permutadores com as 5 configurações diferentes, é possível representar num só gráfico a evolução do coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido em função do caudal que passa em cada permutador.

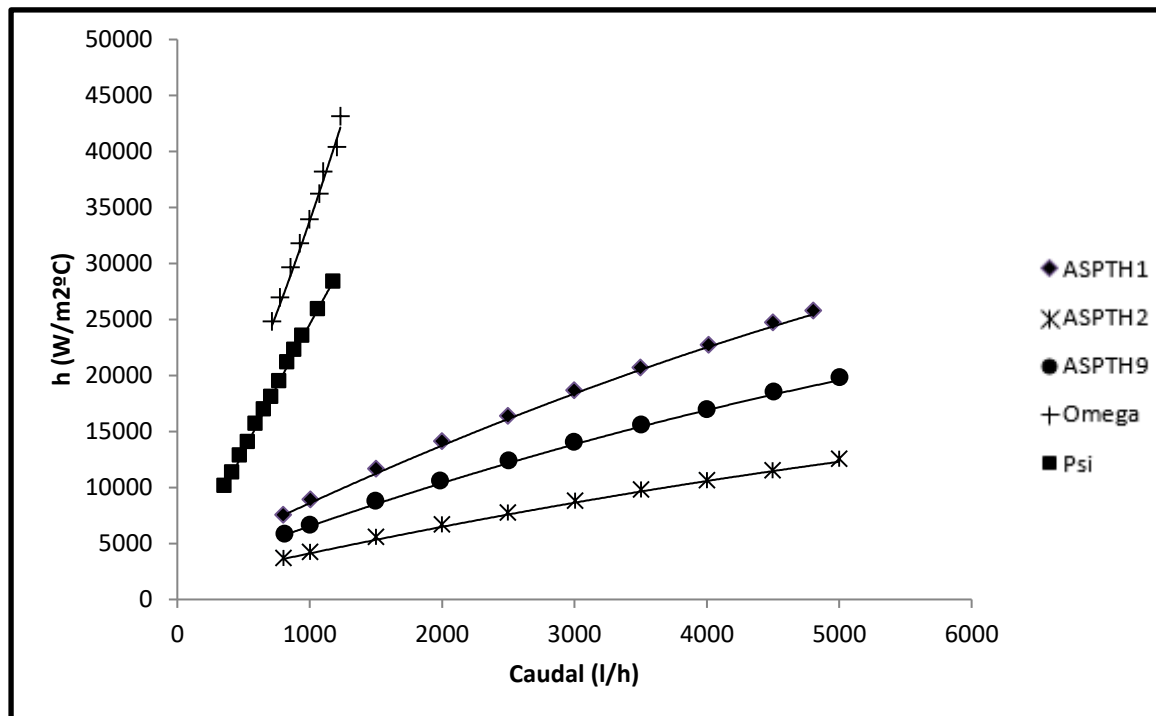


Figura 4.6 - Gráfico de comparação dos valores obtidos de h_{exp} e curvas de h_{mod} para todos os permutadores testados

Observando a Figura 4.6, não se podem retirar grandes conclusões acerca do desempenho térmico dos permutadores *Omega* e *Psi* quando comparados com o permutador ASPTH com os 3 arranjos distintos, visto que o caudal que passa nestes dois permutadores é bastante inferior. Porém, é previsível que o permutador *Omega* tenha uma eficiência térmica superior ao *Psi*, pois a gama de caudais destes permutadores é semelhante e a curva que representa o coeficiente de transferência de calor por convecção do *Omega* encontra-se acima da curva do permutador *Psi*.

Já acerca do permutador com as 3 configurações diferentes de placas de transferência de calor a comparação é bastante fiável, visto que, para além de terem o mesmo número de placas, estas têm a mesma área de transferência de calor. Analisando o gráfico acima podemos desde já comprovar que o permutador com as placas de 30° tem um desempenho térmico superior ao das placas de 60°, enquanto o desempenho térmico do permutador com 11 placas de um tipo e 10 de outro encontra-se entre estes. Estes resultados vão de encontro à previsão teórica, visto que quanto maior for o ângulo β , menor é o percurso percorrido pelo fluido e então o calor transferido por unidade de área é inferior ao caso onde o ângulo β é mais reduzido.

Para comparar a eficiência térmica de permutadores de dimensões físicas bastantes diferentes como acontece com os 3 permutadores testados na Arsopi-Thermal, é necessário recorrer a números adimensionais. No gráfico da Figura 4.7, é possível observar a evolução do número de unidades de transferência *NTU* em função do número de Reynolds, para as cinco configurações diferentes.

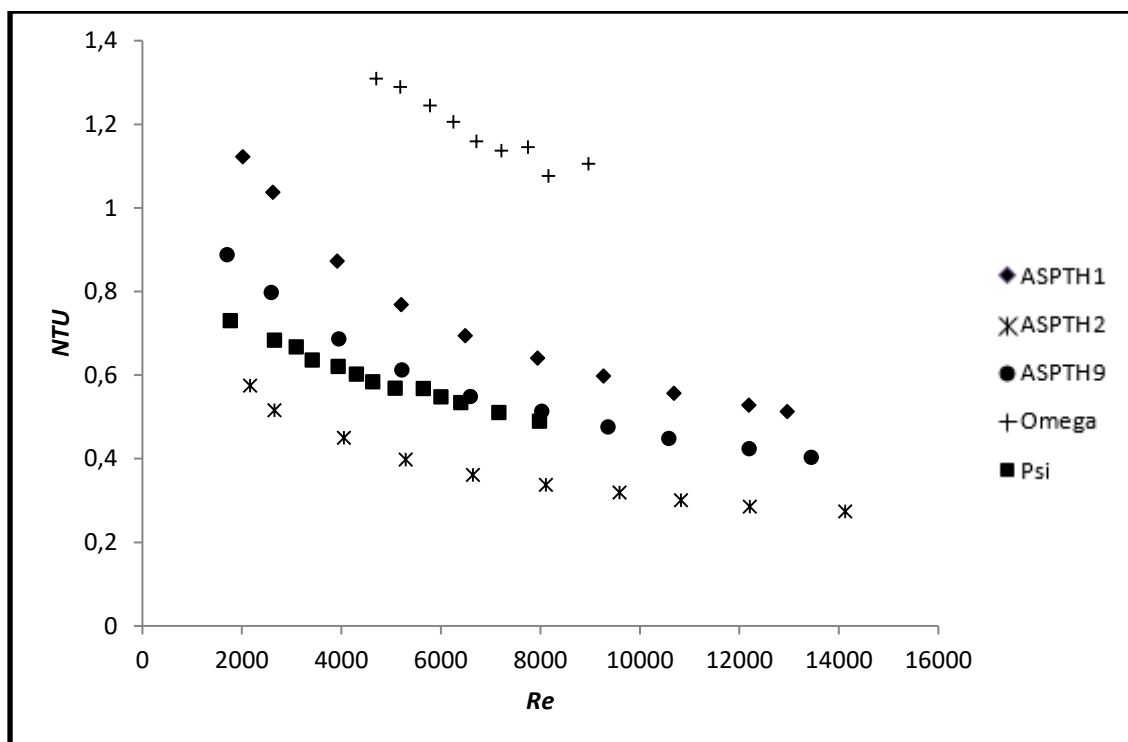


Figura 4.7 – Gráfico do NTU em função do número de Reynolds

Observando o gráfico acima, pode-se concluir desde já que em termos térmicos o permutador *Omega* tem um NTU bastante superior aos outros dois permutadores. Porém é muito comum representar este último gráfico numa escala logarítmica de modo a que a evolução do número de unidades de transferência em função do número de Reynolds seja linear. Esse gráfico esta presente na Figura 4.8.

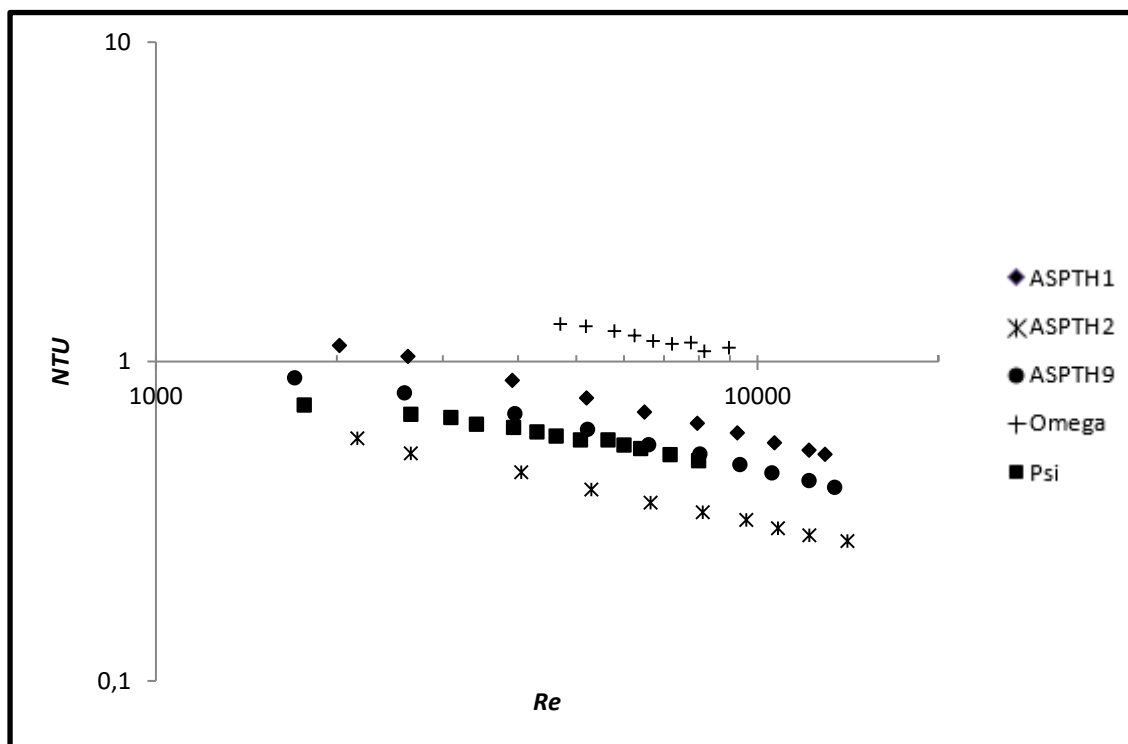


Figura 4.8 – Gráfico logarítmico da variação de NTU em função do número de Reynolds

Examinando o gráfico anterior, confirma-se mais uma vez que relativamente ao desempenho térmico do permutador ASPTH, a utilização de placas com um corrugado que faz 30°, como acontece no ASPTH1, promove uma maior eficiência térmica enquanto com a aplicação de placas de 60° o desempenho térmico é bastante pior. Já acerca do permutador de menores dimensões *Psi*, em termos de número de unidades de transferência, conclui-se que o seu desempenho térmico é bastante inferior ao permutador de dimensões semelhantes *Omega*, mas quando comparado com o permutador ASPTH, este tem um desempenho superior para o arranjo de placas de 60°.

O *NTU* não é o único parâmetro adimensional que demonstra como um permutador se comporta termicamente. Um outro parâmetro bastante importante é o fator de Chilton-Colbourn, utilizado para correlacionar a transferência de calor, massa e quantidade de movimento, ou a sua variante j_h , mencionada no capítulo 2, e descrito pela equação (2.17) Na Figura 4.9 é possível observar a evolução de j_h em função do número adimensional *Re*.

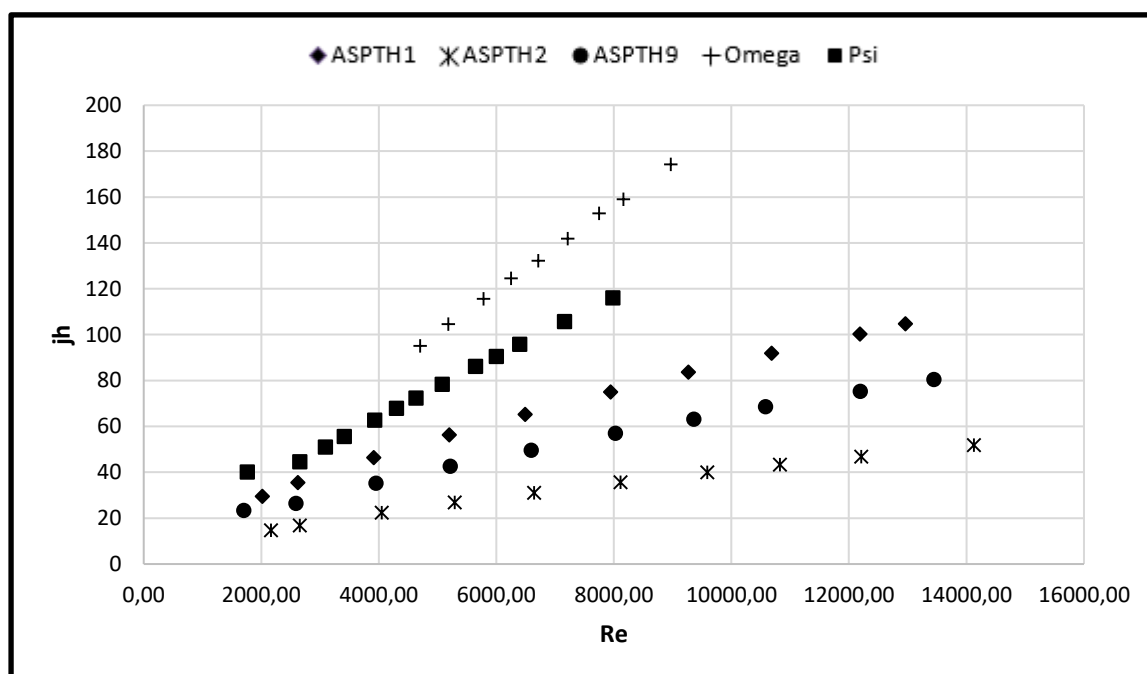


Figura 4.9 - Gráfico da variação de j_h com o número de Reynolds

Olhando para a Figura 4.9, podemos desde já reparar que o desempenho térmico do permutador *Psi* em função do parâmetro adimensional j_h é superior ao permutador testado com os 3 arranjos diferentes, o que não acontecia na análise térmica pelo *NTU*. De resto, confirma-se mais uma vez o melhor desempenho do permutador ASPTH com o arranjo de placas de 30° e que o melhor permutador em termos de desempenho térmico é o permutador *Omega*, visto que em todos os gráficos de comparação verifica-se que a reta ou curva deste permutador se encontra bastante acima das outras.

De seguida vão ser apresentados os resultados obtidos em termos hidrodinâmicos para os mesmos permutadores testados termicamente.

4.2 Ensaio hidrodinâmico

✓ Acessórios de ligação

A utilização de mangueiras como acessório de ligação entre o circuito de teste e os permutadores *Omega* e *Psi* foi essencial para a determinação de perda de carga nestes, visto que o laboratório foi concebido para testar permutadores com orifícios de entrada e saída com um diâmetro nominal de 80 mm, e estes dois permutadores têm orifícios com diâmetros de 30 mm. Porém, o fluido de teste ao passar por estas mangueiras perde energia devido às tensões de corte existentes entre este e as paredes.

Para a determinação da perda de carga nos acessórios de ligação entre as tomadas de pressão e temperatura e o permutador de calor ligaram-se duas mangueiras em série no circuito do fluido quente (sem incorporar nenhum permutador), procedendo-se à recolha de valores de perda de carga para 5 caudais distintos. Os resultados estão expostos no gráfico abaixo.

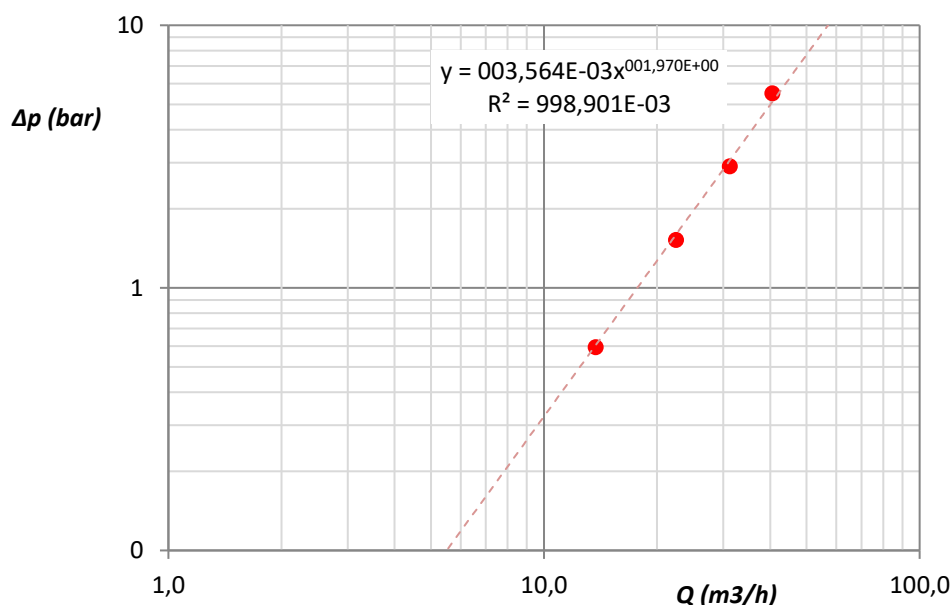


Figura 4.10 - Pontos experimentais obtidos para determinação de perda de carga nos acessórios

Assim, com estes valores é possível retirar uma expressão que evidência a relação existente de perda de carga nestes acessórios para um determinado caudal, utilizando a mesma metodologia que é utilizada para determinação da perda de carga nas superfícies das placas de transferência de calor. A expressão que relaciona a perda de carga na mangueira em função do caudal que circula nesta é a seguinte,

$$\Delta p_{\text{acessórios}} = \alpha_{p2} Q^{\alpha_{p2}} \mu^{0,1} \rho^{0,9} = 3,564 \times 10^{-4} Q^{1,97} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.11)$$

De referir que o caudal a passar no canal é dado em m^3/h para obter uma queda de pressão em MPa , assim como em todas as expressões a determinar o μ é dado em cP e ρ refere-se à densidade relativa. Assim, ao calcular-se a perda de carga nos 2 permutadores com menores dimensões, é necessário subtrair este valor à perda de carga obtida nesses testes, tanto para a determinação da perda de carga total, como para a determinação da perda de carga nas placas.

✓ ASPTH1

Como já foi referido anteriormente na metodologia experimental, os ensaios de perda de carga são um pouco mais complexos que os ensaios térmicos, pois é necessário a realização de três testes diferentes ao mesmo permutador. Antes de mais, é de mencionar que para todos os ensaios realizados foram retirados valores de pressão e queda de pressão ao fluido quente para posterior cálculo das constantes de perda de carga no permutador, isto é, o lado quente é que foi realmente testado.

Dois dos testes ao permutador são efetuados com o número total de placas sendo que, um é feito com contrapressão - os canais por onde o fluido quente circula encontra-se à compressão – e outro é realizado sem pressão do lado frio, de modo a que se possa descobrir a influência deste fator na queda de pressão do fluido quente. De mencionar que se a queda de pressão com contrapressão (ou seja a queda máxima) for mais de 1,5 vezes superior à queda sem qualquer pressão do lado frio, o teste de perda de carga não é válido.

A última parte do teste hidrodinâmico refere-se à queda de pressão nas placas de transferência de calor, sendo que neste caso realizam-se ensaios com cinco placas no permutador de modo a considerar que toda a perda de carga existente no permutador se deve às placas de transferência de calor. Neste caso, existe pressão do lado frio, sendo que tanto nesta parte do ensaio como no ensaio com o número total de placas em contrapressão, a pressão à entrada do fluido frio tem de ser 1,5 vezes superior à pressão à entrada do fluido quente. Em todos os ensaios de perda de carga tentou-se que o fluido quente entrasse no permutador com uma temperatura a rondar os 45 °C.

A perda de carga num permutador de placas é devida a dois fatores: perda de carga nas placas de TC e perda de carga nos furos, como já tinha sido referido anteriormente. De modo a conseguir separar bem estas duas componentes, e como na última parte do teste ao permutador, onde é calculada a perda de carga na placa, o número de placas utilizadas foram cinco, para o ASPTH1 na restante parte do teste foram usadas 31 placas de TC.

Os resultados obtidos para este permutador para a primeira parte do ensaio de perda de carga onde não circula fluido frio e este tem 31 placas de transferência de calor, encontram-se representados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 30° sem contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)
1	2,592	1,537	45,8	0,000	0,00	62002
2	1,991	1,147	45,9	0,000	0,00	53001
3	1,483	0,800	45,7	0,000	0,00	43998
4	1,052	0,509	46,1	0,000	0,00	35002
5	0,648	0,292	45,8	0,000	0,00	26001

A gama de caudais necessária neste ensaio para que a queda de pressão do fluido quente no permutador varie entre 0,3 e 1,5 bar (ver 3ª coluna da Tabela 4.11), varia entre 26000 e 62000 l/h. De relembrar que após determinar o caudal máximo e mínimo de acordo com os valores de

queda de pressão máxima e mínima do fluido, os restantes três pontos são determinados de modo a que o intervalo de caudais entre dois ensaios consecutivos seja constante.

Realizada a primeira parte do ensaio, procedeu-se ao teste do permutador com 31 placas, mas com pressão do lado frio. Devido ao facto destas bombas não conseguirem debitar um caudal superior a 65000 l/h para o ASPTH1, não foi possível a partir destas obter em cada ensaio uma pressão superior a 1,5 bar no lado frio. Por isso recorreu-se à bomba que se mostra na Figura 4.11, que funciona injetando manualmente água presente



Figura 4.11 - Bomba manual existente na Arsopi-Thermal

no seu reservatório por um dos orifícios do permutador por onde circula o fluido frio, enquanto o outro se encontra tapado, de modo a obter a pressão desejada do lado frio.

Os resultados obtidos para a segunda parte do teste de perda de carga ao permutador ASPTH1 encontram-se na Tabela 4.12. De verificar que nesta parte são utilizados os mesmos valores de caudal que no ensaio sem contrapressão, e assim são retirados os valores de perda de carga correspondentes.

Tabela 4.12 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 30º com contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	critério >1,5	$\frac{\Delta p_{máx}}{\Delta p_{mín}}$
1	3,189	2,112	45,7	4,7	0,00	62000	1,5	1,37
2	2,377	1,550	46,3	4,0	0,00	52997	1,6	1,35
3	1,743	1,069	46,1	3,4	0,00	44003	1,7	1,34
4	1,194	0,670	46,4	2,8	0,00	34997	1,6	1,32
5	0,751	0,359	45,9	2,4	0,00	25997	1,6	1,23

Como é possível observar na penúltima coluna da tabela anterior, foi cumprido o critério de aceitação que a pressão do lado frio (5ª coluna) é no mínimo 1,5 bar superior ao lado quente (2ª coluna). Também é possível observar pela última coluna da tabela 14, que a razão entre a queda de pressão no permutador com contrapressão (3ª coluna) e sem contrapressão (3ª coluna da Tabela 4.11) é inferior a 1,5.

Seguiu-se então a desmontagem do permutador de calor para retirar placas de modo a que ficassem somente cinco placas. Procedeu-se então ao ensaio do permutador de modo a descobrir os valores de caudal para o qual a queda de pressão equivale a 0,3 e 1,5 bar. Devido ao facto da gama de caudais ser bastante inferior, não foi possível obter quedas de pressão de 0,3, pois a bomba não trabalhava bem a frequências tão baixas.

Os resultados obtidos para o ASPTH1, com 5 placas e um arranjo de 30°, encontram-se expostos na Tabela 4.13.

Tabela 4.13 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 30° com 5 placas

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	critério >1,5
1	1,883	1,683	44,743	3,5	0,00	8498	1,6
2	1,528	1,310	44,137	3,1	0,00	7374	1,6
3	1,123	0,924	44,095	2,7	0,00	6247	1,6
4	0,845	0,635	43,674	2,4	0,00	5127	1,6
5	0,575	0,393	44,086	2,1	0,00	4010	1,5

Na última coluna da Tabela 4.13 é possível confirmar que a diferença de pressão do fluido quente e do fluido frio à entrada do permutador é igual ou superior a 1,5 bar.

Realizados todos os ensaios necessários em laboratório, é possível, através do tratamento de resultados descrito anteriormente, ou seja, pela aplicação do método dos mínimos quadrados às colunas $\ln(Q_r)$ e $\ln(\Delta p_p/a)$ presentes na Tabela B.3 do anexo B, obter o valor das constantes α_{p1} e α_{p2} que determinam a expressão (4.12) que relaciona a perda de carga (MPa) com o caudal (m^3/h) na placa de transferência de calor.

$$\Delta p_p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} \mu^{0,1} \rho^{0,9} = (1,075 \times 10^{-2}) Q_r^{1,95} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.12)$$

Posteriormente, é possível através da rotação da reta no ponto de 100 kPa e impondo o valor de 1,9 para a constante α_{p2} , obter a segunda relação para a perda de carga na placa em função do caudal, expressa na equação (4.13). Impondo diretamente o valor do expoente de 1,9 no valor do caudal, como foi explicado no capítulo anterior, é possível obter a expressão (4.14).

$$\Delta p_p = (1,136 \times 10^{-2}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.13)$$

$$\Delta p_p = (1,164 \times 10^{-2}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.14)$$

Através destas expressões e das Tabela B.3 e Tabela B.4 presentes no anexo B é possível então traçar o gráfico presente na Figura 4.12, onde é possível ver-se a variação de variável $\ln(\Delta p_p/a)$ em função de $\ln(Q_r)$.

Representou-se o gráfico deste modo para ser possível observar uma relação linear entre as variáveis. Pode-se observar o pequeno desvio nos valores obtidos pelas 2 últimas equações, além de estar representada a reta que melhor se ajusta aos valores experimentais dada pela equação (4.12).

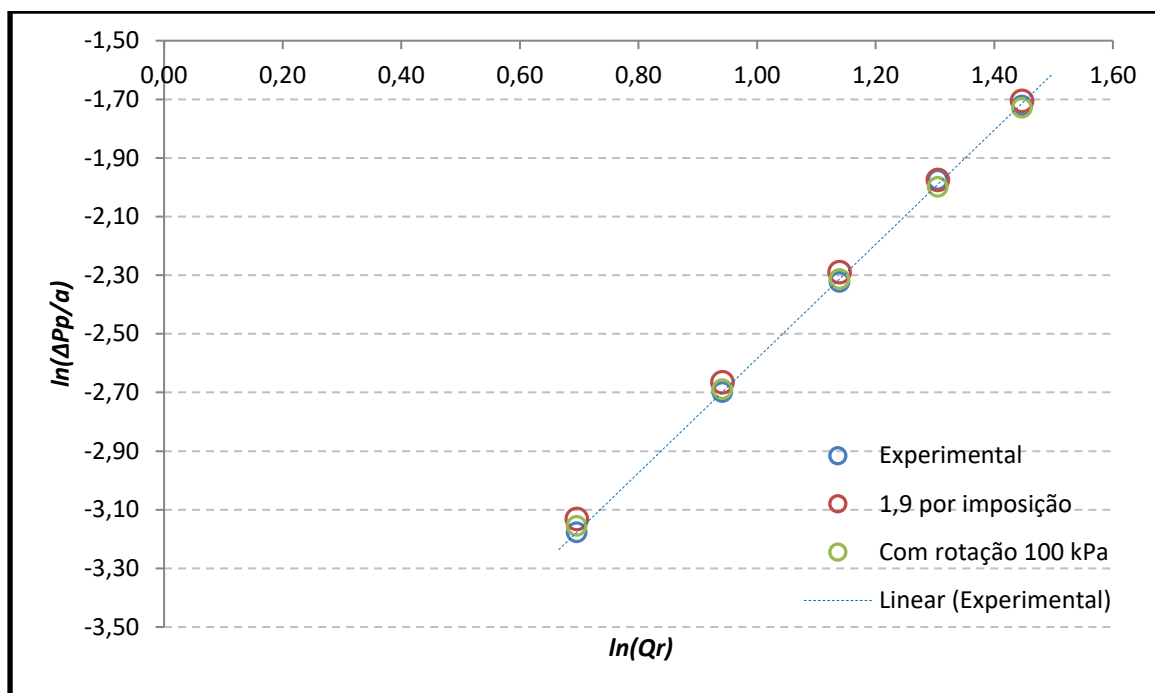


Figura 4.12 - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para o arranjo de 30°

Determinada a perda de carga na placa é possível determinar a perda de carga no furo pela expressão (3.24), ou seja, pela subtração da perda de carga na placa à perda de carga total obtida experimentalmente. Os resultados obtidos para os cinco ensaios encontram-se expostos na Tabela 4.14, onde foi utilizado o valor das constantes α_{p1} e α_{p2} obtidos pela rotação da reta no ponto de perda de carga de 100 kPa.

Tabela 4.14 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para o arranjo de 30°

Ensaio	Q (m ³ /h)	Q_r (m ³ /h)	Δp (total exp) (MPa)	Δp_p (100kPa) (MPa)	Δp_f (calc) (MPa)
1	62,000	4,133	0,211	0,158	0,053
2	52,997	3,533	0,155	0,117	0,038
3	44,003	2,934	0,107	0,082	0,024
4	34,997	2,333	0,067	0,053	0,014
5	25,997	1,733	0,036	0,030	0,006

A partir desta tabela é possível representar no gráfico da Figura 4.13 evolução da perda de carga nas placas de TC, nos furos e total do permutador ASPTH1, em função do caudal que circula. Pode-se observar que a contribuição da perda de carga na placa de transferência de calor é bastante superior à perda nos orifícios de entrada e saída do fluido. Isto deve-se ao facto deste permutador conter placas com um baixo ângulo de corrugado, o que provoca uma perda de carga elevada.

De referir que é possível comparar no gráfico da Figura B.0.1 do anexo B, a evolução da perda de carga total no permutador em função do caudal obtida experimentalmente, com a perda de carga total obtida, utilizando o método da rotação e da imposição do expoente 1,9 na

determinação da perda de carga no furo. O gráfico foi obtido com os valores presentes nas Tabela 4.14 e Tabela B.5, esta última presente no mesmo anexo.

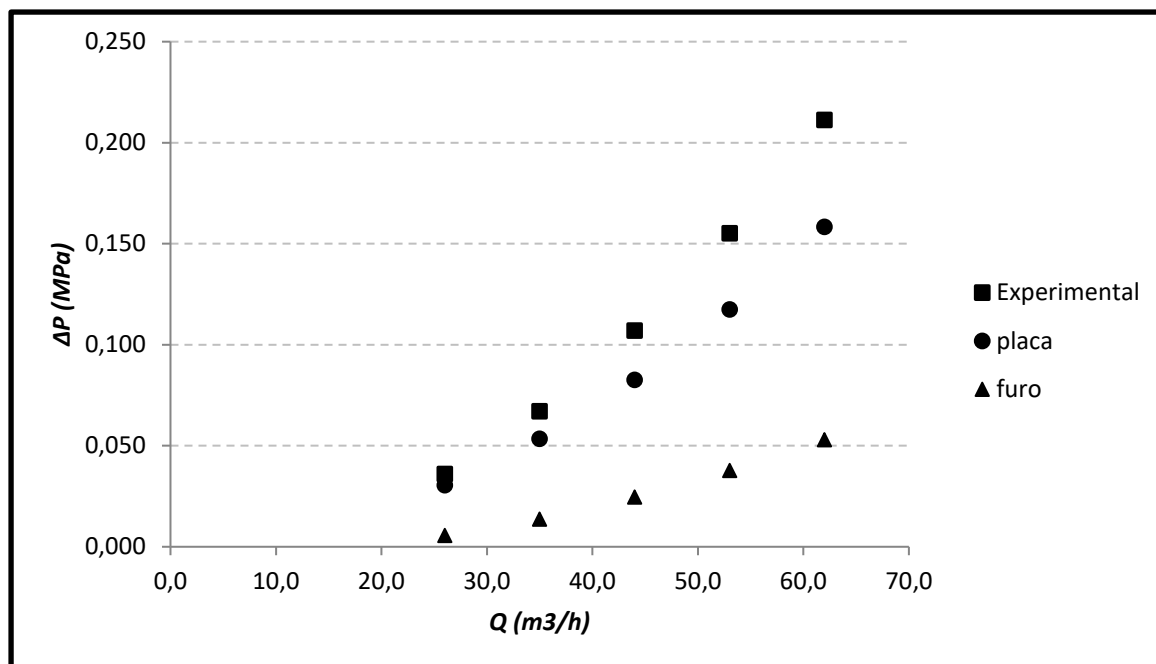


Figura 4.13 - Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para o arranjo de 30°

✓ ASPTH2

Retiraram-se as placas de transferência de calor com um corrugado de $\beta=30^\circ$ e colocaram-se as placas de transferência de calor com um arranjo de 60° , e procedeu-se ao ensaio hidrodinâmico do permutador de calor ASPTH2. Foram utilizadas 31 placas para a realização dos dois ensaios com o número total de placas - o mesmo número utilizado para o arranjo anterior - de forma a poder comparar diretamente os resultados obtidos para a perda de carga.

Os valores obtidos para a primeira parte do teste, relativa ao ensaio sem caudal de fluido frio a circular no permutador, encontram-se expostos na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 60° sem contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ ($^\circ\text{C}$)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)
1	2,008	0,873	44,473	0,0	0,00	65000
2	1,658	0,698	44,779	0,0	0,00	58005
3	1,354	0,538	44,700	0,0	0,00	51000
4	1,082	0,404	44,814	0,0	0,00	43996
5	0,819	0,283	44,616	0,0	0,00	36998

Pode observar-se na Tabela 4.15 que não se atingiu a queda de pressão máxima de 1,5 bar prevista pela metodologia. Isto deve-se ao fato da bomba a trabalhar na potência máxima não conseguir debitar um caudal suficiente para provocar uma perda de carga tão elevada no interior deste permutador, que por ter um arranjo de 60° , tem uma perda de carga bastante inferior à do arranjo de 30° , como previsto no capítulo 2.



Figura 4.14 - Pressóstato para controlo da pressão no lado frio

Assim sendo, colocou-se a bomba a funcionar praticamente a 100% da sua capacidade, debitando 65000 l/h e provocando uma perda de carga de aproximadamente 0,9 bar. Depois retiraram-se os restantes valores utilizando a metodologia transcrita.

Seguidamente, efetuou-se o ensaio ao permutador com contrapressão provocada pelo fluido frio. Do mesmo modo que aconteceu para a configuração anterior do permutador ASPTH, utilizou-se a bomba manual de modo a atingir os valores de pressão do lado frio para cada ensaio superiores 1,5 bar à pressão do fluido quente à entrada do permutador. A pressão do fluido frio no permutador é controlada através do manómetro, da Figura 4.14, presente no elemento que tapa um dos orifícios do lado frio.

Os resultados desta parte do teste ao permutador ASPTH2 pode ser observado na Tabela 4.16, onde são utilizados os mesmos caudais de fluido de teste que no ensaio sem pressão do lado frio.

Tabela 4.16 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 60° com contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	critério	$\frac{\Delta p_{max}}{\Delta p_{min}}$
							>1,5	
1	2,037	0,955	47,441	3,80	0,00	64999	1,8	1,09
2	1,686	0,751	47,932	3,40	0,00	58001	1,7	1,08
3	1,409	0,574	47,693	3,00	0,00	51006	1,6	1,07
4	1,086	0,441	48,189	2,75	0,00	44000	1,7	1,09
5	0,859	0,310	47,716	2,50	0,00	37007	1,6	1,10

Como se pode examinar na última coluna da tabela anterior, a razão entre a queda de pressão entre as duas partes dos ensaios é inferior a 1,5 bar, obedecendo ao critério descrito na metodologia. Este valor nunca poderia ser inferior a 1, pois significava que a queda de pressão no interior do permutador era superior quando não existia contrapressão.

Procedeu-se então à abertura do permutador para retirar 26 placas de transferência de calor e realizar-se a última parte do teste a este permutador. O caudal utilizado neste ensaio variou entre os 18000 l/h e 7000 l/h, de modo a obter quedas de pressão de aproximadamente 0,3 e 1,5 bar no fluido quente dentro do permutador. Os resultados dos cinco ensaios encontram-se representados na Tabela 4.17.

Tabela 4.17 - Resultados obtidos de perda de carga para o arranjo de 60° com cinco placas

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	critério
							>1,5
1	1,860	1,578	44,798	3,60	0,00	18000	1,7
2	1,428	1,158	44,299	3,00	0,00	15248	1,6
3	1,016	0,789	44,283	2,70	0,00	12501	1,7
4	0,705	0,491	44,128	2,30	0,00	9751	1,6
5	0,476	0,266	44,416	2,10	0,00	6998	1,6

Na última coluna da tabela anterior é possível observar que a pressão imposta no lado frio do permutador pela bomba manual é pelo menos 1,5 bar superior à pressão do fluido quente a circular no permutador nos cinco ensaios. A partir dos resultados obtidos nesta última parte do ensaio, é possível determinar as expressões que relacionam a queda de pressão na placa de transferência de calor em função do caudal que circula. As constantes α_{p1} e α_{p2} obtidas diretamente pela aplicação da regressão linear encontram-se presentes na expressão (4.15).

$$\Delta p_p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} \mu^{0,1} \rho^{0,9} = (0,263 \times 10^{-2}) Q_r^{1,89} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.15)$$

A partir desta expressão é possível então fazer uma rotação no ponto onde a queda de pressão é 100 kPa, de modo a obter a expressão (4.16) onde o expoente α_{p2} tem o valor de 1,9.

$$\Delta p_p = (0,258 \times 10^{-2}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.16)$$

Por fim, impondo diretamente o valor de 1,9 no expoente do caudal, e utilizando o mesmo método que o utilizado para descobrir a equação (4.15), determinou-se mais um valor para a constante α_{p1} , de modo a descobrir assim a terceira expressão que relaciona a perda de carga na placa em função do caudal em circulação, expressa em (4.17).

$$\Delta p_p = (0,258 \times 10^{-2}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.17)$$

De referir que todas estas expressões apresentam a relação entre o caudal em m^3/h e a queda de pressão em MPa . Através destas expressões é possível representar a variação da variável $\ln(\Delta p_p/a)$ em função de $\ln(Q_r)$, como já tinha sido feito para o arranjo anterior. Os valores utilizados para a realização deste gráfico encontram-se expostos nas Tabela B.8 e Tabela B.9.

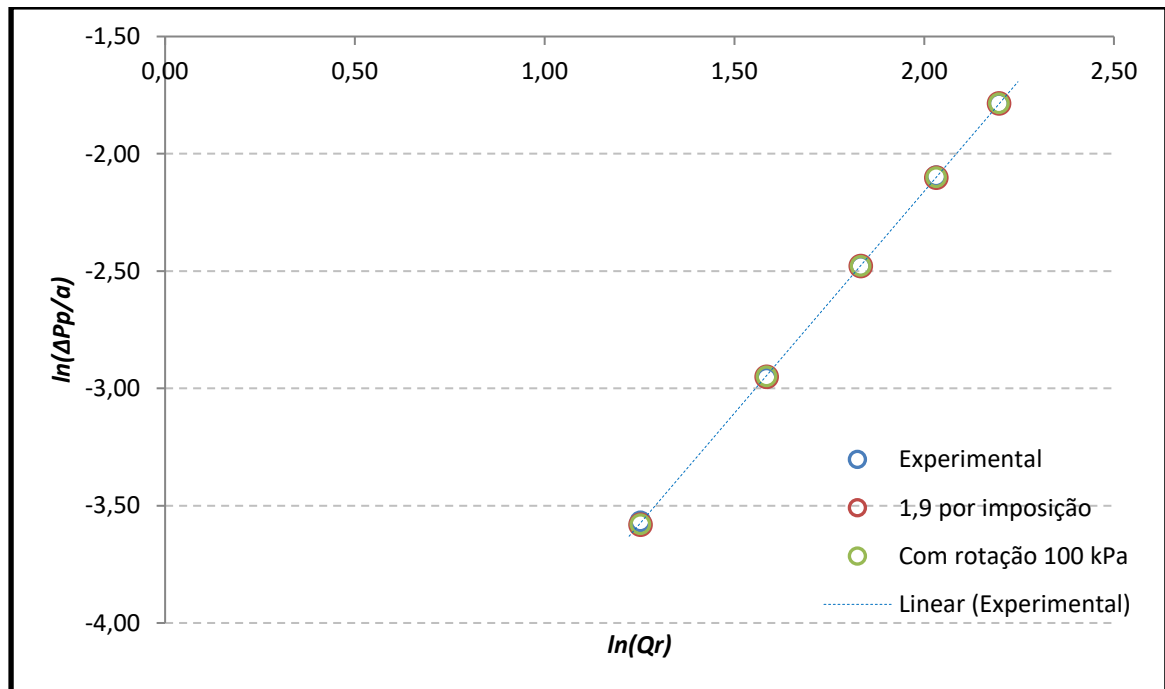


Figura 4.15 - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para o arranjo de 60°

Observa-se da Figura 4.15, que os três pontos obtidos a partir das expressões anteriores para cada valor de caudal são praticamente coincidentes, pois no fundo são três variações de uma mesma correlação. Determinada a perda de carga na placa é possível então determinar a perda de carga no furo pela subtração da perda de carga na placa dada pela expressão (4.16) à perda de carga total obtida experimentalmente. A partir dos valores obtidos expressos na Tabela 4.18, foi traçado o gráfico da Figura 4.16, que mostra a contribuição de cada um dos 2 componentes na determinação da perda de carga total neste permutador.

Tabela 4.18 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para o arranjo de 60°

Ensaio	Q (m ³ /h)	Q_r (m ³ /h)	Δp (total exp) (MPa)	Δp_p (100kPa) (MPa)	Δp_f (calc) (MPa)
1	64,999	4,333	0,096	0,039	0,056
2	58,001	3,867	0,075	0,032	0,044
3	51,006	3,400	0,057	0,025	0,033
4	44,000	2,933	0,044	0,019	0,025
5	37,007	2,467	0,031	0,013	0,018

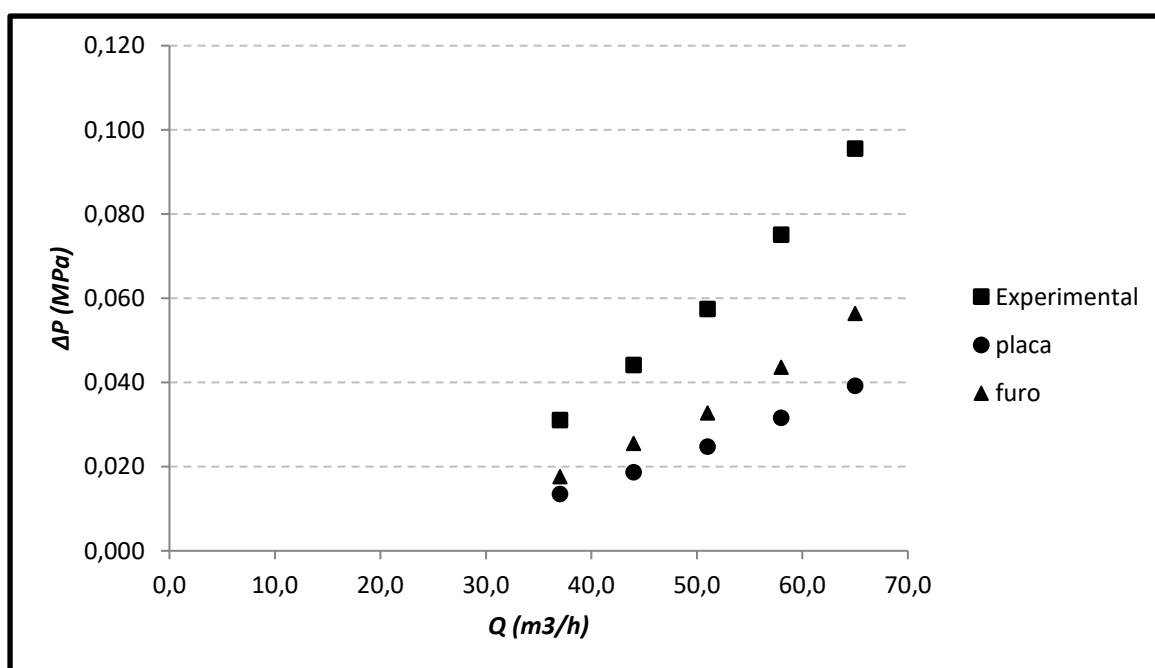


Figura 4.16 - Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para o arranjo de 60°

Examinando o gráfico acima, conclui-se que a contribuição da perda de carga na placa de transferência de calor é inferior à perda nos orifícios de entrada e saída do fluido, ao contrário do que acontecia no arranjo com placas de 30°. Estes resultados vão de encontro com a teoria acerca das placas de TC, onde quanto maior for o ângulo β do corrugado, menor é a perda de carga do fluido que passa por essas placas.

Como já acontecia no permutador ASPH1, é possível comparar no gráfico da Figura B.0.2 do anexo B, a evolução da perda de carga total no permutador utilizando os diversos métodos para calcular a perda de carga no furo descritos anteriormente.

✓ ASPTH9

Procedeu-se de seguida à realização do ensaio de perda de carga ao último arranjo previsto anteriormente para o permutador ASPTH. Este último, sendo um arranjo alternado entre os dois tipos de placas de transferência de calor utilizados para este permutador, prevê-se que tenha uma queda de pressão intermédia relativamente à queda de pressão obtida no permutador com os arranjos de 30° e 60°.

Ensaiou-se então este permutador com o mesmo número de placas que foram utilizadas para o ASPTH1 e ASPTH2, sendo que os resultados obtidos para a perda de carga sem contrapressão encontram-se expostos na Tabela 4.19.

Tabela 4.19 - Resultados obtidos de perda de carga para ASPTH9 sem contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)
1	2,219	1,075	46,103	0,0	0,00	64995
2	1,784	0,829	46,444	0,0	0,00	56996
3	1,390	0,617	46,135	0,0	0,00	49003
4	1,082	0,429	46,432	0,0	0,00	41004
5	0,775	0,293	46,271	0,0	0,00	32995

Pelo mesmo motivo que aconteceu para o permutador com um arranjo de 60°, não foi possível obter uma queda de pressão de 1,5 bar nesta parte do teste, tendo sido alcançada uma perda de carga de 1,075 bar (3ª coluna) para um caudal em circulação de 65000 l/h. Este valor é superior ao obtido com o mesmo caudal para o permutador ASPTH2, pois com o uso de uma placa de 30° e outra de 60°, é normal que a perda de carga no canal quente seja superior.

Para a segunda parte do teste, impôs-se para cada um dos cinco caudais a ensaiar uma pressão do lado frio superior em 1,5 bar à pressão do lado quente e retiraram-se os dados representados na Tabela 4.20.

Tabela 4.20 - Resultados obtidos de perda de carga para ASPTH9 com contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	critério	$\frac{\Delta p_{m\acute{a}x}}{\Delta p_{m\acute{i}n}}$
							>1,5	
1	2,510	1,344	46,149	4,2	0,00	65016	1,7	1,25
2	1,990	1,034	46,619	3,6	0,00	57003	1,6	1,25
3	1,498	0,790	46,353	3,1	0,00	48996	1,6	1,28
4	1,165	0,547	46,752	2,7	0,00	41000	1,5	1,27
5	0,839	0,355	46,027	2,5	0,00	33006	1,7	1,21

A razão entre a queda de pressão obtida nesta parte do teste e quando não há água fria a comprimir os canais de água quente pode ser vista na última coluna da Tabela 4.20. O seu valor mantém-se aproximadamente constante nos cinco ensaios realizados e dentro do limite estabelecido pela metodologia utilizada. De seguida, retiraram-se as placas de TC para o teste no permutador somente com cinco placas de modo a obter a perda de carga na placa. É importante mencionar que a primeira e última placas utilizadas para este arranjo contêm um corrugado com $\beta=60^\circ$. Os valores obtidos nesta última parte do ensaio hidrodinâmico estão na Tabela 4.21.

Tabela 4.21 - Resultados obtidos de perda de carga para ASPTH9 com 5 placas

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	critério >1,5
1	2,251	2,021	43,877	3,8	0,00	13999	1,5
2	1,664	1,447	44,440	3,2	0,00	11755	1,5
3	1,184	0,947	44,498	2,7	0,00	9502	1,5
4	0,770	0,540	44,075	2,3	0,00	7254	1,5
5	0,468	0,258	44,889	2,0	0,00	4999	1,5

Observa-se na tabela anterior que a gama de caudais utilizado neste ensaio foi de 5000 a 14000 l/h e que foi cumprido o critério de aceitação referente à diferença de pressão entre o lado quente e o lado frio do permutador. É possível então, a partir dos valores da Tabela 4.21 e usando mais uma vez a metodologia transcrita, escrever a equação (4.18) de perda de carga no interior do canal em função do caudal. Esta é a equação obtida sem qualquer imposição ao expoente.

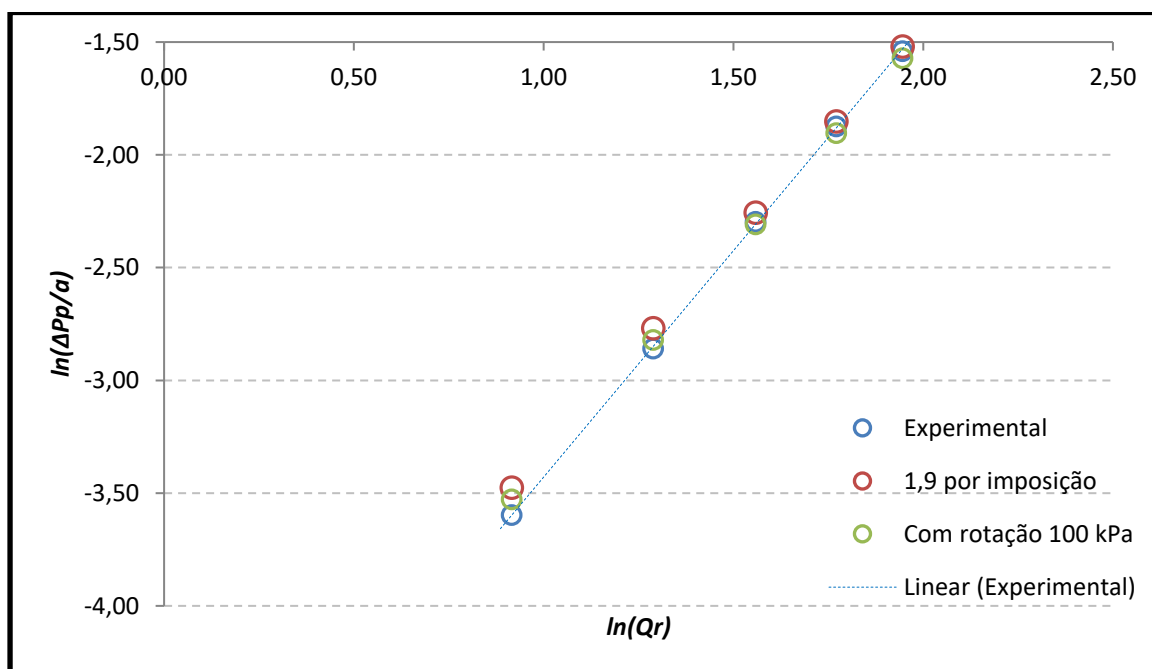
$$\Delta p_p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} \mu^{0,1} \rho^{0,9} = (0,435 \times 10^{-2}) Q_r^{2,05} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.18)$$

A partir da equação anterior determinou-se o valor da constante α_{p1} por rotação da curva no ponto onde a queda de pressão no permutador é 100 kPa (equação (4.19)). Determinou-se também a expressão (4.20) impondo diretamente o expoente de 1,9 no caudal que passa no canal.

$$\Delta p_p = (0,515 \times 10^{-2}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.19)$$

$$\Delta p_p = (0,543 \times 10^{-2}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.20)$$

Pode-se então, com recurso aos valores obtidos experimentalmente e usando as expressões acima, expressos nas Tabela B.13 e Tabela B.14, representar o gráfico da Figura 4.17.

**Figura 4.17** - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para ASPTH9

Observando o gráfico da Figura 4.17, conclui-se que para valores pequenos de caudal existe uma pequena discrepância entre as expressões obtidas anteriormente, sendo que a imposição direta de 1,9 no expoente provoca uma previsão superior de perda de carga no canal deste arranjo que descobrindo o valor das constantes α_{p1} e α_{p2} pelos resultados experimentais.

Assim sendo, e usando a expressão (4.19) para o cálculo da perda de carga na placa, é possível obter os valores expressos na última coluna da Tabela 4.22 para a perda de carga no furo.

Tabela 4.22 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para ASPTH9

Ensaio	Q (m ³ /h)	Q_r (m ³ /h)	Δp (total exp) (MPa)	Δp_p (100kPa) (MPa)	Δp_f (calc) (MPa)
1	65,016	4,334	0,134	0,078	0,056
2	57,003	3,800	0,103	0,061	0,042
3	48,996	3,266	0,079	0,046	0,033
4	41,000	2,733	0,055	0,033	0,022
5	33,006	2,200	0,036	0,022	0,014

Com os valores apresentados nesta tabela pode-se então traçar o gráfico da Figura 4.18, da perda de carga total, na placa de transferência de calor e nos orifícios de entrada e saída do fluido, em função do caudal em circulação no permutador.

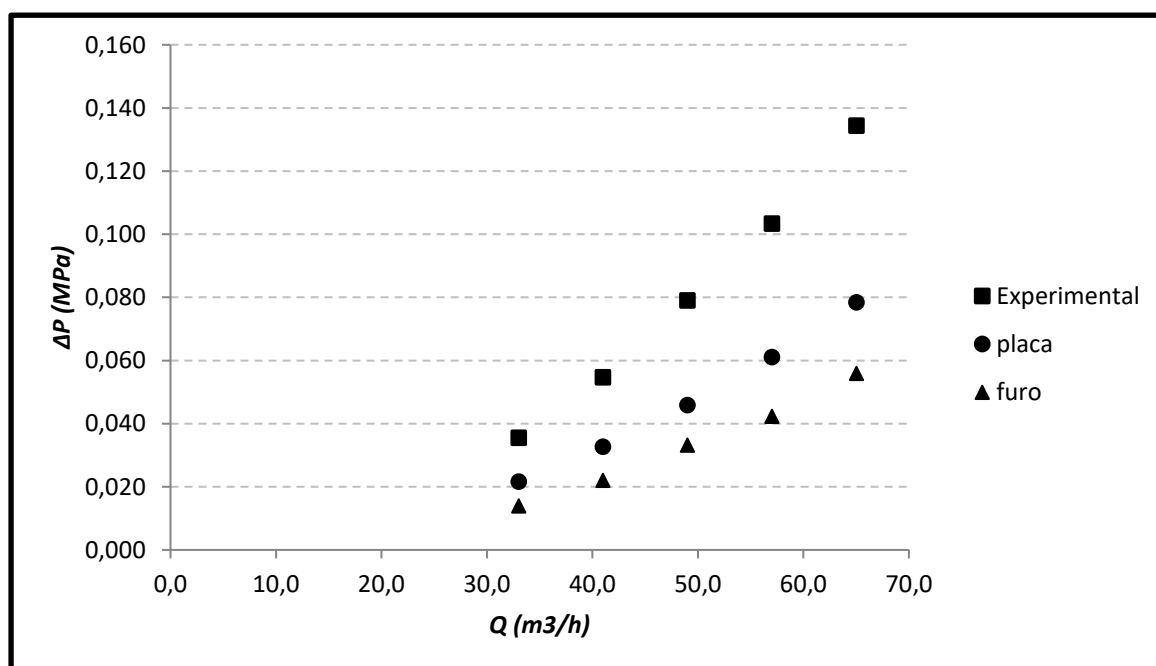


Figura 4.18 - Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para o ASPTH9

Como já acontecia no arranjo de 30°, a perda de carga relativa à passagem do fluido no canal onde ocorre transferência de calor é superior à perda de carga nos orifícios de admissão e expulsão do permutador de calor. Na Figura B.0.3 do anexo B, pode ver-se a evolução da perda de carga total no permutador utilizando os diversos métodos para calcular as expressões de perda de carga no furo descritos.

✓ *Omega*

Ensaiaados os 3 arranjos propostos para o permutador ASPTH, passou-se ao teste de perda de carga ao permutador *Omega*. Como já foi mencionado, este permutador necessita da utilização de acessórios de ligação entre os pressóstatos e os orifícios de entrada ou saída, que provocam uma queda de pressão no fluido, a qual tem de ser subtraída à perda de carga obtida nas três partes distintas do ensaio hidrodinâmico. A determinação da queda de pressão nos acessórios é calculada pela expressão (4.11), onde é substituído o valor de caudal utilizado em cada ensaio.

Para a primeira parte do teste ao permutador *Omega* foi utilizado o mesmo número de placas que para o ensaio térmico, ou seja, 15 placas de TC. Seria aconselhável a utilização de um maior número, porém só existiam estas disponíveis. Os resultados alcançados para o ensaio sem qualquer tipo de pressão no lado frio encontram-se apresentam-se na Tabela 4.23.

Tabela 4.23 - Resultados obtidos de perda de carga para *Omega* sem contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	Δp (bar)	Δp_q (bar)
							acessórios	corrigido
1	1,967	1,801	43,550	0,000	0	5004	0,301	1,500
2	1,551	1,364	44,214	0,000	0	4227	0,216	1,148
3	1,139	0,986	43,625	0,000	0	3450	0,145	0,841
4	0,818	0,626	43,623	0,000	0	2673	0,088	0,539
5	0,517	0,347	42,853	0,000	0	1892	0,044	0,303

As últimas duas colunas da Tabela 4.23 referem-se à perda de carga existente nos acessórios de ligação: a primeira coluna refere-se à queda de pressão nestes, enquanto a segunda contém a perda de carga no permutador menos da queda de pressão nos acessórios. De salientar os valores máximos e mínimos de 1,5 e 0,3 bar alcançados para a queda de pressão no permutador, como descrito na metodologia experimental.

Procedeu-se de seguida à realização do teste a este permutador com o mesmo número de placas, mas agora com contrapressão, “comprimindo” assim os canais de fluido quente. Desta vez, como a gama de caudais nestas duas primeiras partes do ensaio se encontra entre 1900 e 5000 l/h, foi possível realizar o ensaio utilizando o circuito de água fria presente no laboratório. Os valores dos caudais utilizados para efetuar contrapressão encontram-se na Tabela 4.24, assim como o resto dos resultados obtidos para esta parte do teste.

Tabela 4.24 - Resultados obtidos de perda de carga para *Omega* com contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	Δp (bar)	Δp_q (bar)
							acessórios	corrigido
1	3,452	3,276	42,690	4,998	8112	4999	0,305	2,970
2	2,593	2,423	42,568	4,216	6704	4217	0,219	2,205
3	1,887	1,719	42,622	3,427	6058	3451	0,147	1,572
4	1,310	1,136	42,666	2,851	5606	2669	0,089	1,047
5	0,773	0,636	44,231	2,357	5237	1900	0,046	0,590

Na última coluna desta tabela estão calculados os valores para a queda de pressão no permutador *Omega*, já considerando a perda de carga nos acessórios de ligação. Na segunda e terceira colunas da Tabela 4.25, estão apresentadas as diferenças de pressão à entrada do permutador de calor entre o fluido frio e o quente, assim como o quociente entre a queda de pressão no permutador com e sem contrapressão. Os valores obtidos para este quociente são todos superiores ao valor máximo determinado pela metodologia de 1,5 bar.

O principal motivo para a obtenção destes resultados deve-se ao facto deste permutador ter uma profundidade de corrugado baixa, o que faz com que uma pequena variação de pressão no lado frio provoque um aumento significativo da perda de carga no fluido quente. Porém, procedeu-se à realização do resto do ensaio normalmente, e os resultados obtidos para o ensaio a *Omega* para a determinação da perda de carga na placa, ou seja, no teste com cinco placas de transferência de calor, encontram-se presentes na Tabela 4.26.

Tabela 4.25 - Validação dos critérios de aceitação dos ensaios a *Omega*

Ensaio	Critério >1,5 35 placas	$\frac{\Delta p_{máx}}{\Delta p_{min}}$	Critério >1,5 5 placas
1	1,5	1,98	1,5
2	1,6	1,92	1,6
3	1,5	1,87	1,5
4	1,5	1,94	1,5
5	1,6	1,95	1,6

Tabela 4.26 - Resultados obtidos de perda de carga para *Omega* com cinco placas

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	Δp (bar) acessórios	Δp_q (bar) corrigido
1	1,888	1,704	43,782	3,544	1327	895	0,011	1,693
2	1,377	1,180	43,894	3,028	1220	799	0,009	1,172
3	1,142	0,959	44,508	2,793	1173	703	0,007	0,952
4	1,016	0,842	41,568	2,541	1128	605	0,005	0,837
5	0,852	0,673	46,666	2,366	1082	507	0,003	0,669

Observando a última coluna da Tabela 4.26, verifica-se que não foi atingido o valor mínimo de queda de pressão de 0,3 bar requerido pela metodologia. Isto deve-se ao facto de não ser possível para a bomba debitar caudais abaixo de 500 l/h.

A partir dos valores obtidos nesta última parte do ensaio, procedeu-se à determinação da expressão (4.21), relativa à perda de carga na placa de TC utilizando a metodologia descrita.

$$\Delta p_p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} \mu^{0,1} \rho^{0,9} = (5,297 \times 10^{-1}) Q_r^{1,52} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.21)$$

Procedeu-se então ao arranjo desta equação por meio de uma rotação no ponto onde a queda de pressão é igual a 1 bar, e chegou-se então à expressão (4.22). Por imposição direta do expoente do caudal igual a 1,9, foi possível obter a expressão (4.23), a última relativa à perda de carga na placa.

$$\Delta p_p = (8,064 \times 10^{-1}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.22)$$

$$\Delta p_p = (7,007 \times 10^{-1}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.23)$$

A partir destas 3 equações e dos dados obtidos experimentalmente, traçou-se o gráfico da Figura 4.19, relacionando a variável $\ln(\Delta p_p/a)$ com $\ln(Q)$, por recurso aos resultados presentes nas Tabela B.17 e Tabela B.18 presentes no anexo B. Podemos observar que os resultados obtidos experimentalmente não variam linearmente, o que não é um bom indicativo da fiabilidade dos resultados. Isto pode dever-se ao facto da gama de caudais utilizados abaixo dos 1000 l/h não ter sido facilmente estabilizada. Constata-se agora uma discrepância significativa entre os pontos obtidos pelas três expressões desenvolvidas para este caso.

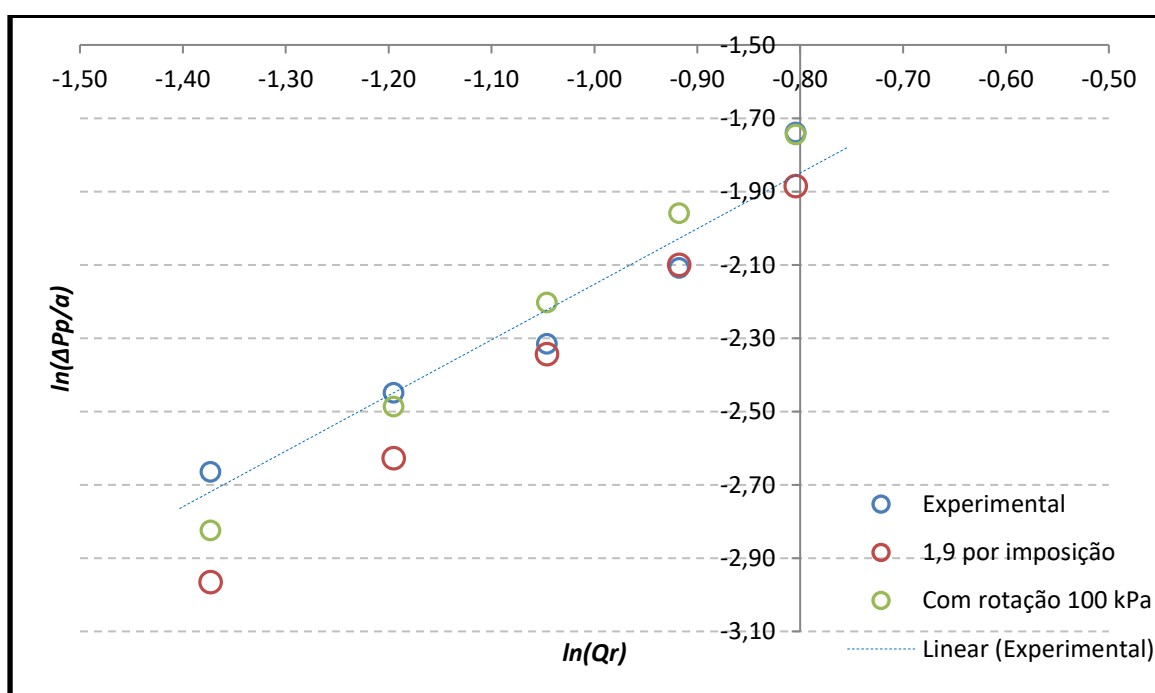


Figura 4.19 - Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa para *Omega*

Determinada a perda de carga na placa de TC, foi possível determinar a perda de carga no furo por subtração à perda de carga total, obtida no ensaio com 15 placas e com contrapressão, dos valores obtidos pela expressão (4.22) para a perda de carga na placa. Os resultados para a perda de carga total, na placa e no furo encontram-se expostos na Tabela 4.27.

Tabela 4.27 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para *Omega*

Ensaio	Q (m ³ /h)	Q_r (m ³ /h)	Δp (total exp) (MPa)	Δp_p (100kPa) (MPa)	Δp_f (calc) (MPa)
1	4,999	0,714	0,297	0,409	-0,112
2	4,217	0,602	0,220	0,297	-0,076
3	3,451	0,493	0,157	0,203	-0,046
4	2,669	0,381	0,105	0,125	-0,020
5	1,900	0,271	0,059	0,065	-0,006

Como se pode ver pela última coluna da tabela anterior, os valores para a componente de perda de carga no furo são negativos, o que significa que os valores obtidos para a perda de carga na placa são superiores aos obtidos experimentalmente no permutador *Omega*. O grande motivo do erro deste ensaio pode dever-se ao fato de, pela utilização de 15 placas de TC nos ensaios para determinação da perda de carga total, e de cinco placas na determinação de perda de carga no canal de transferência de calor, não tivesse sido possível isolar a perda de carga no furo, ou seja, o facto de se usarem poucas placas de transferência de calor faz com que a perda de carga no furos de admissão e saída do fluido seja muito pequena, acrescida com os erros relativos às tolerâncias de medida dos sensores de pressão (igual a 0,01 bar), faz com que os resultados para o ensaio hidrodinâmico obtidos para este permutador não sejam aceitáveis.

Na Figura 4.20, é possível observar a variação da perda de carga na placa, no furo e total obtida experimentalmente, e ver que quanto maior é o caudal, maior é a diferença entre a perda de carga na placa e total, fazendo com que a perda de carga no furo seja cada vez um número negativo maior.

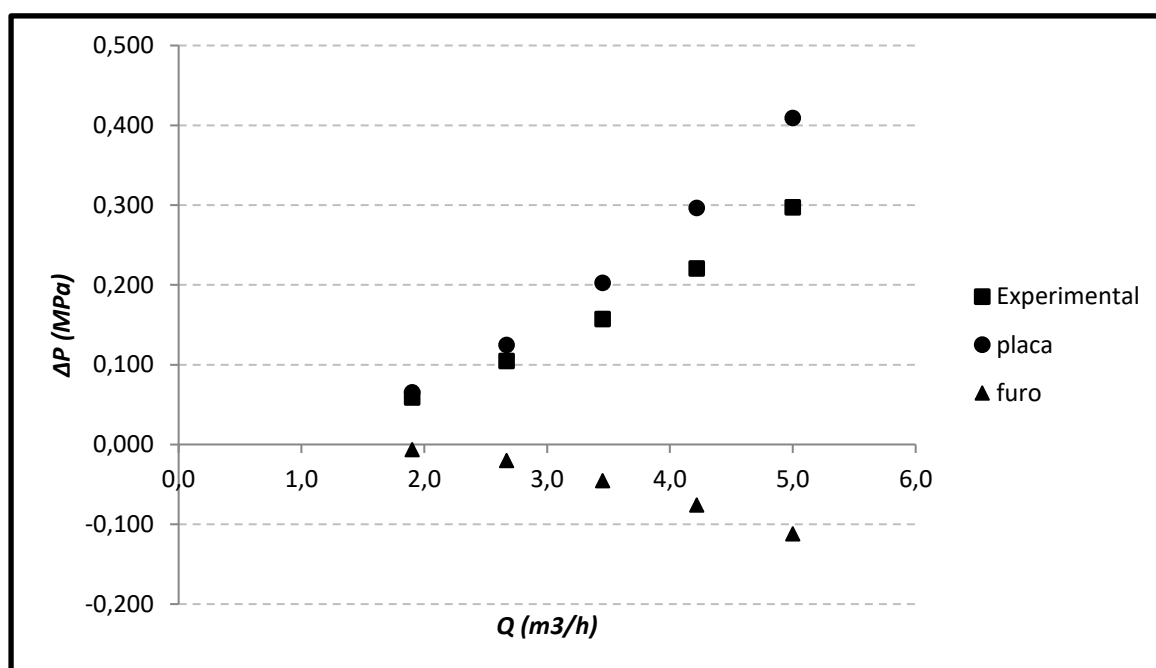


Figura 4.20 – Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal, para *Omega*

✓ *Psi*

Para finalizar os testes no laboratório da Arsopi-Thermal, foi realizado o ensaio hidrodinâmico ao permutador *Psi*. Como já aconteceu para o *Omega*, como este permutador tem um diâmetro de entrada de 30 mm, foi necessário recorrer ao uso de mangueiras para executar o teste de perda de carga. Este permutador foi testado com o número máximo de placas existentes para este modelo, tendo 35 placas de transferência de calor, de modo a conseguir isolar a perda de carga do furo. Os resultados obtidos para a primeira parte do ensaio, ou seja, para o teste ao permutador sem qualquer fluido a exercer pressão no lado frio, estão presentes na Tabela 4.28.

Tabela 4.28 - Resultados obtidos de perda de carga para *Psi* sem contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	Δp (bar) acessórios	Δp_q (bar) corrigido
1	2,948	2,680	46,489	0,000	0	19494	1,163	1,517
2	2,227	1,979	46,088	0,000	0	16746	0,862	1,116
3	1,626	1,395	46,149	0,000	0	13995	0,605	0,789
4	1,143	0,927	45,834	0,000	0	11254	0,394	0,533
5	0,748	0,532	46,059	0,000	0	8501	0,227	0,305

A gama de caudais utilizadas para as duas primeiras partes do ensaio hidrodinâmico a este permutador encontra-se entre os 8500 e 19500 l/h, de modo a obter uma perda de carga entre 0,3 e 1,5 bar, como se pode observar nos valores da última coluna da Tabela 4.28, onde já foi descontada a queda de pressão devido aos acessórios.

Proseguiu-se então com a segunda parte do teste ao permutador *Psi*, e como a gama de caudais também não é elevada, foi possível colocar os canais do lado quente comprimidos com a circulação de água fria nos restantes canais do permutador. Os valores de perda de carga obtidos para esta parte do ensaio encontram-se apresentados na Tabela 4.29.

Tabela 4.29 - Resultados obtidos de perda de carga para *Psi* com contrapressão

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	Δp (bar) acessórios	Δp_q (bar) corrigido
1	3,619	3,349	44,195	5,286	24983	19477	1,176	2,174
2	2,771	2,512	44,027	4,287	22449	16775	0,876	1,636
3	1,976	1,772	44,333	3,569	20498	13987	0,613	1,159
4	1,361	1,152	44,759	2,953	18504	11254	0,399	0,752
5	0,857	0,667	44,619	2,404	16471	8497	0,230	0,437

Na terceira coluna da Tabela 4.30, pode observar-se que a razão entre a queda de pressão quando os canais de fluido quente se encontram comprimidos e a queda de pressão no ensaio sem circulação de água fria é sempre inferior a 1,5 bar, como requerido na metodologia. Na mesma tabela, também se pode comprovar a utilização de uma pressão do lado frio sempre superior 1,5 bar ao lado quente, no ensaio com contrapressão.

Tabela 4.30 - Validação dos critérios de aceitação dos ensaios a *Psi*

Ensaio	Critério >1,5 35 placas	$\frac{\Delta p_{max}}{\Delta p_{min}}$	Critério >1,5 5 placas
1	1,7	1,43	1,7
2	1,5	1,47	1,6
3	1,6	1,47	1,7
4	1,6	1,41	1,6
5	1,5	1,43	1,5

Realizou-se a última parte do teste, referente aos ensaios ao permutador *Psi* com 5 placas de transferência de calor. Os resultados obtidos estão expostos na Tabela 4.31, onde é possível observar-se que a queda de pressão relativa aos acessórios é quase insignificante para esta gama de caudais.

Tabela 4.31 - Resultados obtidos de perda de carga para *Psi* com cinco placas

Ensaio	P_q (bar)	Δp_q (bar)	$T_{e,q}$ (°C)	P_f (bar)	Q_f (l/h)	Q_q (l/h)	Δp (bar) acessórios	Δp_q (bar) corrigido
1	1,762	1,598	42,259	3,437	5228	2303	0,018	1,580
2	1,374	1,212	47,900	2,977	4802	1977	0,014	1,198
3	1,032	0,847	43,929	2,703	4508	1647	0,010	0,838
4	0,734	0,577	42,606	2,377	4196	1326	0,006	0,571
5	0,540	0,365	44,478	2,083	3896	1002	0,004	0,361

De referir que não foi possível obter uma queda de pressão no permutador abaixo dos 0,3 bar para esta última parte do ensaio, pois, como já aconteceu para o permutador *Omega*, a bomba não consegue debitar caudais tão pequenos.

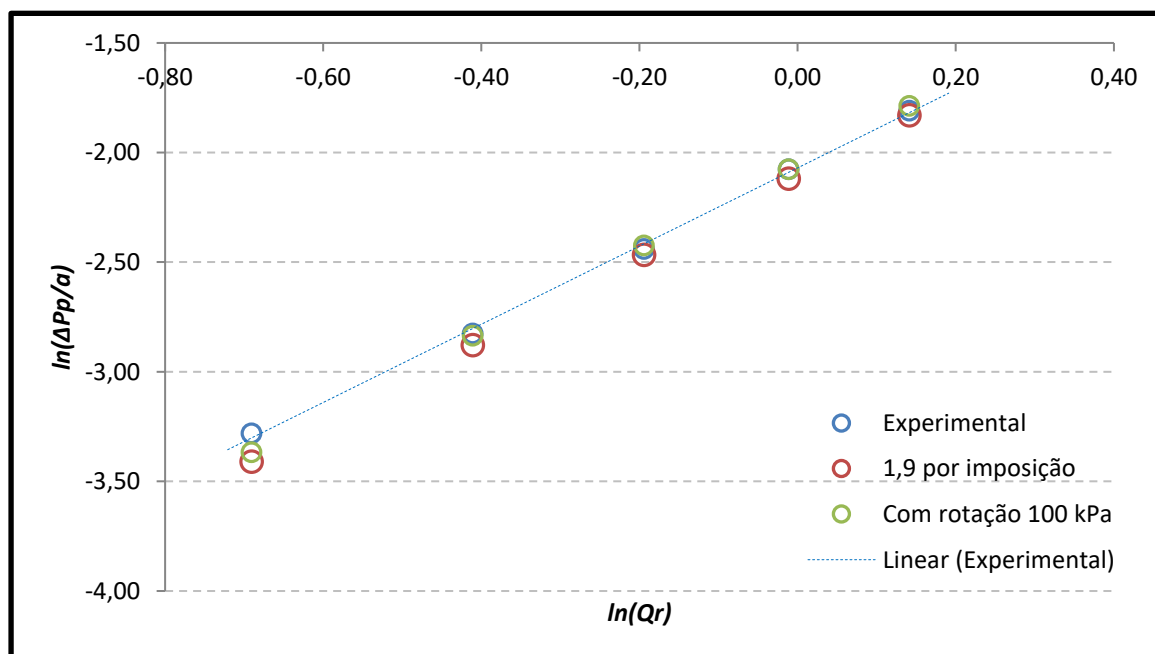
Feitos os ensaios necessários, é possível então fazer o tratamento de dados de modo a descobrir quais são as expressões que relacionam a perda de carga na placa em função do caudal que circula no permutador. A equação (4.24) foi obtida diretamente dos resultados obtidos pela utilização da regressão linear para a determinação das constantes α_{p1} e α_{p2} .

$$\Delta p_p = \alpha_{p1} Q_r^{\alpha_{p2}} \mu^{0,1} \rho^{0,9} = (1,262 \times 10^{-1}) Q_r^{1,78} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.24)$$

Como já aconteceu para os restantes permutadores de calor testados, foi determinada o valor da contante α_{p1} , impondo uma rotação no ponto de 100 kPa de queda de pressão de modo a que o valor da constante α_{p2} fosse igual a 1,9 (equação (4.25)), e impondo diretamente este valor no expoente do caudal que passa em cada canal (equação (4.26)).

$$\Delta p_p = (1,281 \times 10^{-1}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.25)$$

$$\Delta p_p = (1,228 \times 10^{-1}) Q_r^{1,9} \mu^{0,1} \rho^{0,9} \quad (4.26)$$

**Figura 4.21** -Representação dos valores obtidos pelos diversos métodos da perda de carga na placa em *Psi*

Na Figura 4.21, representa-se representado gráfico obtido a partir do resultado experimental e das expressões (4.25) e (4.26) calculadas anteriormente. Como se pode observar, a perda de carga obtida na placa para um determinado caudal varia muito pouco em função da expressão utilizada, o que é um bom indicador dos resultados alcançados.

Assim sendo, e usando a equação (4.25), determinou-se a perda de carga nos furos do permutador *Psi* por subtração da perda de carga na placa à perda de carga total obtida diretamente do ensaio ao permutador com 35 placas e contrapressão. A queda de pressão relativa a cada um dos componentes do permutador está apresentada na Tabela 4.32.

Tabela 4.32 - Resultados obtidos para a perda de carga total, na placa e no furo para *Psi*

Ensaio	Q (m ³ /h)	Q_r (m ³ /h)	Δp (total exp) (MPa)	Δp_p (100kPa) (MPa)	Δp_f (calc) (MPa)
1	19,477	1,146	0,217	0,158	0,060
2	16,775	0,987	0,164	0,119	0,045
3	13,987	0,823	0,116	0,084	0,032
4	11,254	0,662	0,075	0,056	0,020
5	8,497	0,500	0,044	0,033	0,011

Determinados estes valores, é então possível representar o gráfico da Figura 4.22, que mostra a evolução da perda de carga na placa de TC, no furo e total em função do caudal que circula nos canais do permutador. Como se pode ver, a perda de carga relativa à passagem do fluido pela placa de transferência de calor é superior à queda de pressão existente nos orifícios de admissão e saída. Este resultado vai de acordo com o obtido para o permutador ASPTH1, no sentido em que o corrugado presente na placa faz um ângulo β de 30°, que além de levar a uma maior potência térmica transferida, também provoca uma maior perda de carga.

Na Figura B.0.4 do anexo B, pode ver-se a evolução da perda de carga total no permutador utilizando os diversos métodos para calcular a perda de carga no furo descritos anteriormente.

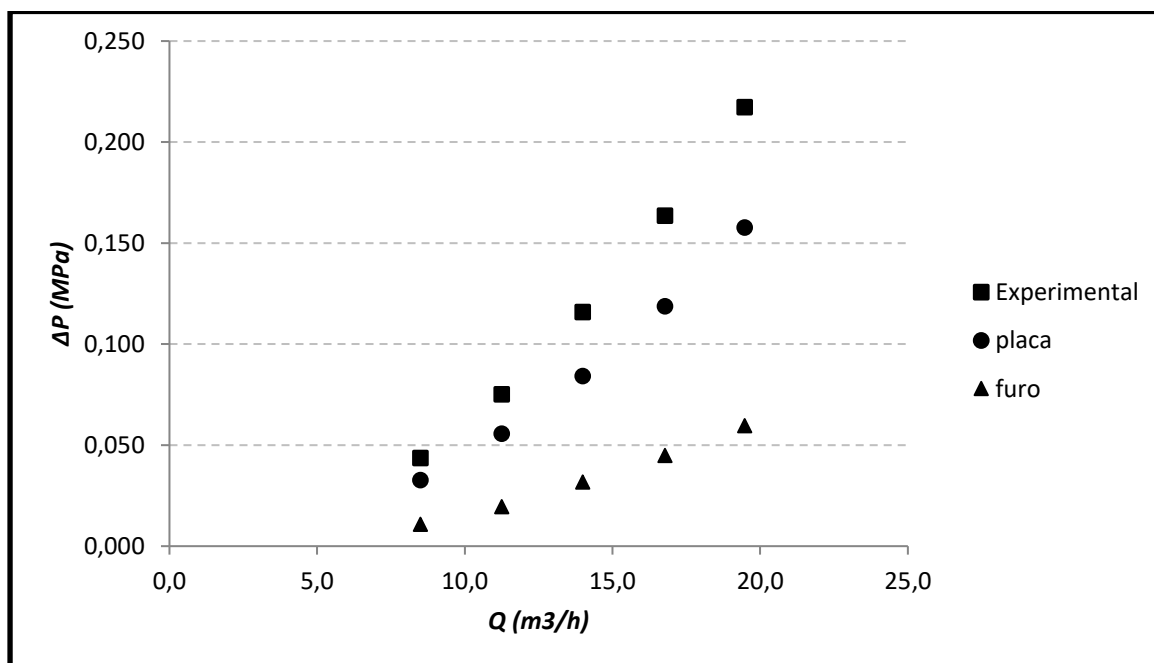


Figura 4.22 -Representação gráfica da perda de carga total, na placa e no furo em função do caudal em *Psi*

✓ Comparação do desempenho hidrodinâmico dos permutadores testados

Realizados todos os ensaios é então possível fazer-se uma comparação entre os resultados obtidos. Começando pela perda de carga na placa, é possível observar no gráfico da Figura 4.23 a representação gráfica das expressões (4.13), (4.16) e (4.19) relativas à perda de carga no canal de transferência de calor dos três arranjos diferentes utilizados no permutador de calor ASPTH. Não se incluiu os valores relativos à perda de carga nas placas do permutador *Omega* e *Psi*, visto que para o primeiro a expressão encontrada não corresponde à perda de carga real e para o segundo, por ter dimensões muito pequenas, a perda de carga associada a caudais superiores a 20 m³/h é muito superior às obtidas para o ASPTH1.

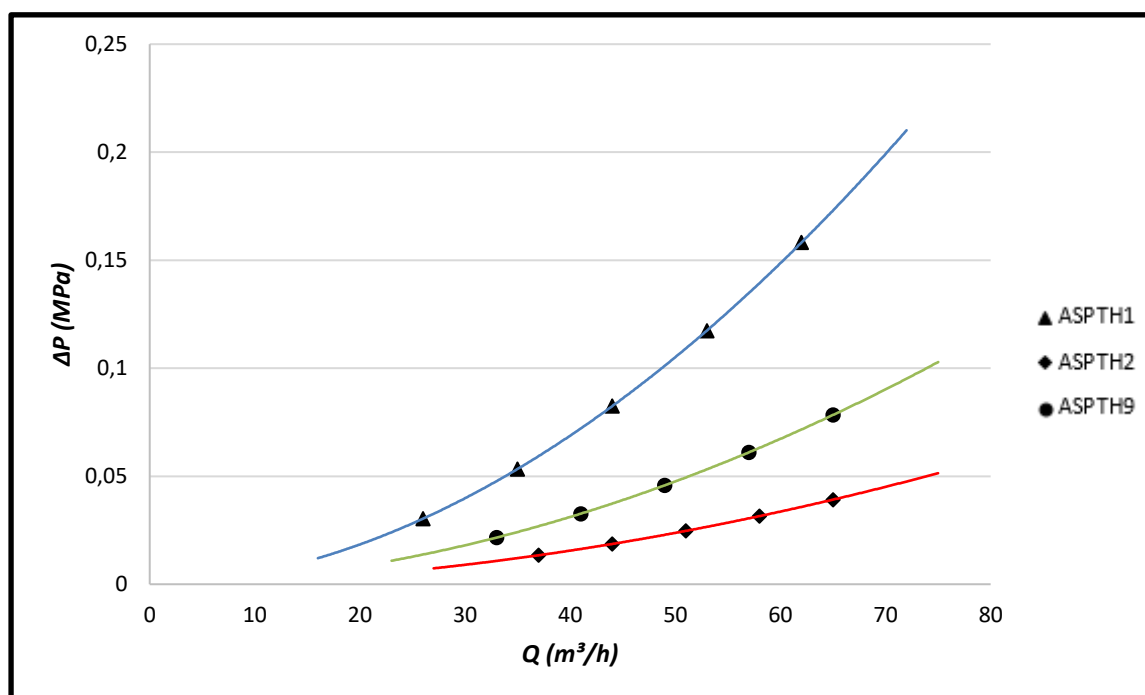


Figura 4.23 – Gráfico de comparação da perda de carga na placa do permutador ASPTH com as 3 configurações diferentes

Confirma-se da Figura 4.23 que as placas com um corrugado de 30° têm uma queda de pressão superior às placas com um corrugado de 60°. Estes resultados fazem fisicamente sentido, visto que pelo facto do corrugado ter um ângulo menor, obriga o fluido a circular mais horizontalmente, promovendo o chamado escoamento longitudinal, já explicado no capítulo 2. A curva obtida para a perda de carga no canal limitado por uma placa de cada tipo situa-se entre as curvas obtidas para cada um dos arranjos homogêneos, como era de esperar.

Relativamente à perda de carga no furo, determinada em cada um dos três ensaios ao permutador ASPTH, é de esperar que esta seja muito parecida para um determinado valor de caudal. Os resultados obtidos para a queda de pressão nos furos do permutador de calor para os três arranjos encontram-se expostos na Figura 4.24. Como se pode verificar neste gráfico, os pontos obtidos pela subtração da perda de carga na placa (calculada pelas três expressões determinadas por imposição da rotação da curva obtida experimentalmente) à perda de carga total (obtida experimentalmente), formam uma curva que evidencia a perda de carga obtida nos furos do permutador ASPTH com 31 placas em função do caudal que escoar.

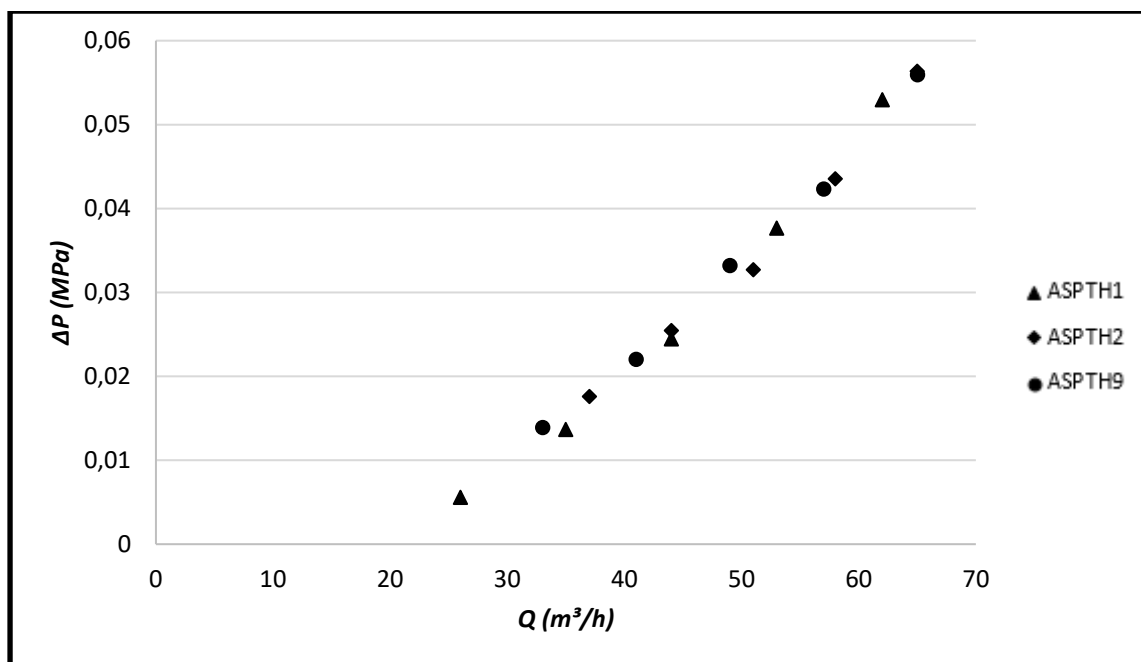


Figura 4.24 - Gráfico dos pontos obtidos da perda de carga no furo do permutador ASPTH

Estes resultados obtidos para a perda de carga no furo são um excelente indicador da boa execução dos testes hidrodinâmicos a estes três arranjos adotados para o ASPTH, visto que estes não são obtidos diretamente pelos pressóstatos e apresentam uma evolução adequada com o desenvolvimento do caudal.

Já a perda de carga total obtida para cada um dos 3 permutadores com as diferentes configurações, retirada diretamente dos resultados obtidos no ensaio com o número total de placas, encontra-se representada na Figura 4.25. Observa-se para todos os casos uma evolução polinomial da perda de carga em função do caudal.

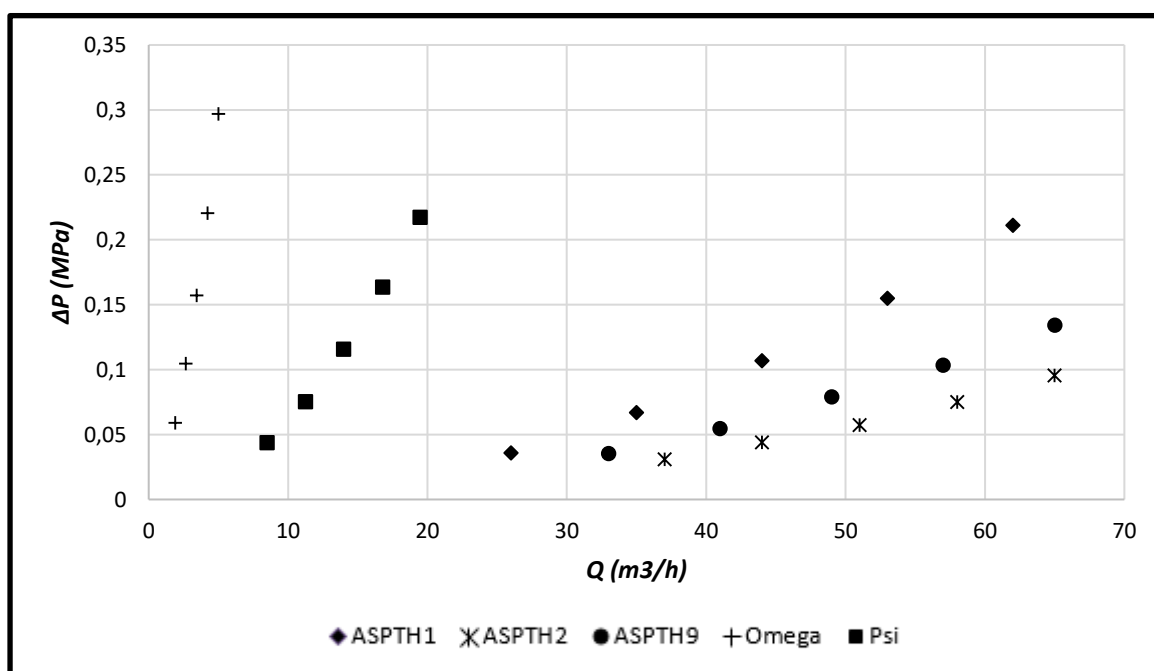


Figura 4.25 – Perda de carga total determinada experimentalmente nos 5 testes realizados

Como era de esperar devido à sua dimensão, a perda de carga nos permutadores *Omega* e *Psi* é bastante superior que no permutador ASPTH, nas suas três vertentes consideradas. Pode ver-se que a queda de pressão obtida no permutador *Omega* é superior à queda de pressão obtida no permutador *Psi*. O grande motivo deve-se ao facto de este último ter uma profundidade de corrugado muito pequena, o que leva a que os canais tenham uma largura muito reduzida, o que aumenta bastante a perda de carga.

Uma outra maneira de comparar a energia perdida pelo fluido durante a sua passagem pelo permutador de calor de placas, é pelo coeficiente de atrito de *Fanning* f , presente na expressão (4.27), que manipulada pode ser escrita da seguinte forma:

$$f = \frac{\Delta p_p \rho D_e}{2 L_h G_c^2} \quad (4.27)$$

Com os resultados obtidos para a perda de carga na placa em função do caudal, para cada um dos 5 permutadores, é possível determinar f e através da Tabela B.25 presente em anexo, pode-se traçar o gráfico da Figura 4.26 que mostra a sua variação em função do número de Reynolds.

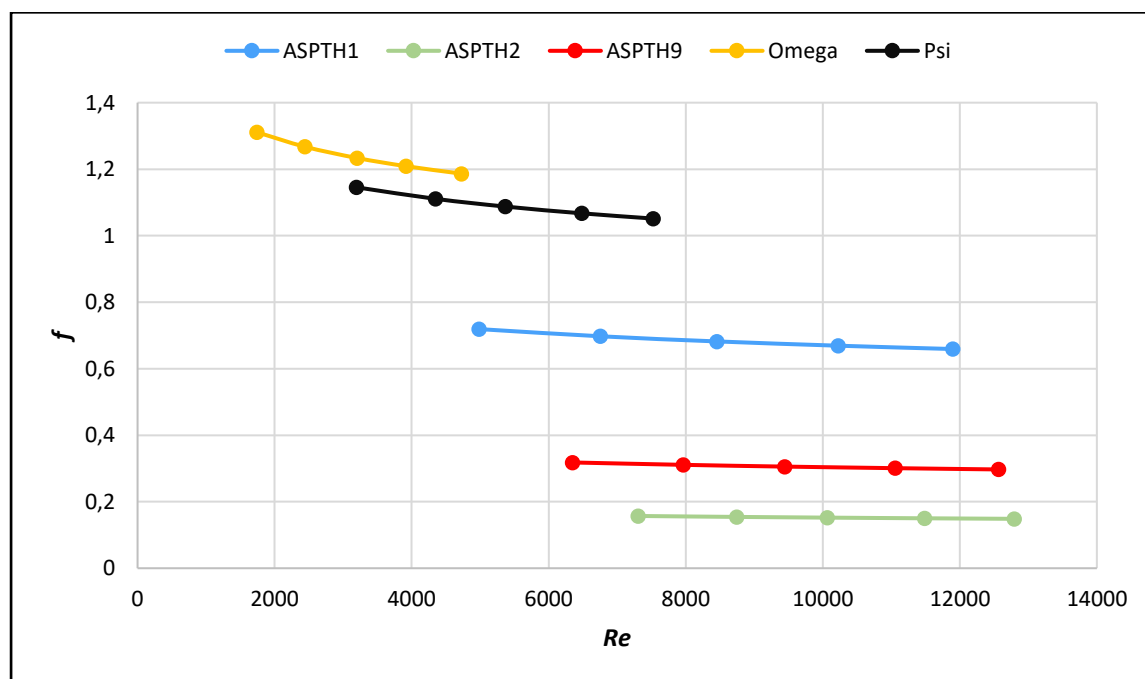


Figura 4.26 - Variação de f em função do número de Reynolds no canal

A partir deste gráfico é possível observar que o coeficiente de atrito de *Fanning* nas paredes do canal de transferência de calor do permutador *Omega* é superior aos restantes. Apesar de não termos a certeza da veracidade dos ensaios para *Omega*, faz sentido que o valor de f seja superior para este permutador devido ao facto, como já foi referido, deste ter uma largura de canal d muito baixa, o que faz aumentar o atrito entre as placas e o fluido. Do mesmo modo, é normal que o valor de f para o permutador *Psi* também seja bastante elevado.

De resto, é possível observar, além da dependência do ângulo β do permutador ASPTH no coeficiente de atrito de *Fanning*, que existe uma relação direta entre este número e o número adimensional j_h , pois quanto maior é o valor de f , maior também é o j_h . Isto vem mostrar uma

estreita cumplicidade entre a energia térmica transferida e a energia hidrodinâmica perdida na placa de TC, pelo facto de que quanto mais calor quisermos trocar entre os 2 fluidos, mais perda de pressão existirá na passagem destes pelo permutador.

5 Conclusões

Os permutadores de calor de placas (PHE) são hoje em dia um instrumento muito utilizado na troca de calor entre dois fluidos que se encontram a temperaturas distintas. A sua aplicação é vasta e engloba tanto o simples processo de pasteurização do leite como o processamento de petróleo em petroleiros.

As placas de transferência de calor constituintes do permutador são as principais responsáveis pelo seu desempenho térmico e hidrodinâmico. Estas têm características geométricas desde a profundidade d ao ângulo β que o corrugado faz, que influenciam significativamente a quantidade de calor transferida e a perda de carga relativa à passagem dos fluidos de trabalho pelos canais do permutador. Estas normalmente são de aço inoxidável, sendo que em alguns casos o titânio, ou outras ligas especiais de maior valor comercial, podem ser utilizadas para garantir resistência à corrosão face aos fluídos em causa.

Através da revisão teórica relacionada com os permutadores de calor, verificou-se que não existe nenhum método generalizado para o ensaio a permutadores de calor de placas de modo a poder comparar facilmente as características térmicas e hidrodinâmicas inerentes a cada um. A Arsopi-Thermal disponibilizou a metodologia utilizada na empresa para o ensaio aos três permutadores distintos - o ASPTH, o *Omega* e o *Psi* – sendo que o primeiro foi testado com três arranjos diferentes de placas de transferência de calor (TC).

Os resultados obtidos para o ensaio térmico ao permutador ASPTH indicam que o ângulo β do corrugado tem uma preponderância muito grande na potência transferida entre os dois fluidos de trabalho, sendo que quanto maior o valor deste, menor é a quantidade de calor que atravessa a placa. Quanto aos outros permutadores testados, observa-se que termicamente estes têm um número adimensional j_h superior ao ASPTH, para o mesmo valor do número de Reynolds, sendo que o permutador *Omega* se destaca tanto neste parâmetro como no número de unidades de transferência de calor *NTU*. Não foi possível concluir, pelo ensaio aos outros permutadores, a possível influência do parâmetro d/l mencionado no capítulo dois.

Já no ensaio hidrodinâmico, este dividiu-se em três partes, sendo que relativamente aos ensaios com o número total de placas esperava-se estudar o comportamento do permutador relativo à perda de carga total para posterior aceitação do critério relativo ao quociente entre a queda de pressão máxima e mínima. Somente os valores com contrapressão é que são utilizados para cálculo da perda de carga total do permutador, determinando assim valores de queda de pressão inflacionados, servindo assim como fator de segurança. Observou-se no permutador *Omega* o não cumprimento do critério mencionado, o que pode ter sido um dos motivos para não se conseguir obter resultados hidraulicamente fiáveis para este permutador.

A última parte do ensaio serviu para determinação da perda de carga na placa de TC. Os resultados obtidos para a perda de carga na placa no permutador ASPTH, mostram a estreita relação entre a queda de pressão presente no permutador com a quantidade de calor transferida, isto é, observa-se que diminuindo o ângulo do corrugado β , aumenta-se tanto o coeficiente de transferência de calor por convecção como a perda de carga inerente ao escoamento do fluido na placa de transferência de calor. Isso também se confirma quando se analisam os resultados obtidos na perda de carga total e no cálculo de f nos permutadores *Omega* e *Psi*, apesar dos resultados obtidos para o primeiro não serem muito fiáveis.

Concluiu-se também, pelo resultado obtido para o permutador *Omega*, que é necessário existir um número mínimo de placas no permutador para que seja possível isolar a perda de carga na placa da perda de carga no furo. Isto é, pela metodologia aplicada, realiza-se o ensaio com cinco placas no permutador e, com os resultados obtidos, calcula-se a perda de carga na placa negligenciando a perda de carga no furo existente neste caso. Assim sendo, é aconselhável utilizar bastantes placas nas primeiras partes do ensaio de modo a que seja possível calcular corretamente a perda de carga no furo.

Os resultados obtidos na determinação da perda de carga no furo para o permutador ASPTH são um bom indicador da fiabilidade dos ensaios realizados, visto que para os diferentes arranjos de 31 placas utilizados, obtiveram-se valores semelhantes de queda de pressão nos orifícios de entrada e saída, para o mesmo caudal a circular no interior do permutador.

Devido à estreita relação de dependência entre o calor transferido e a perda de carga associada à passagem do fluido pelos canais do permutador, existe a necessidade de relacionar estas 2 variáveis de modo a poder comparar simultaneamente a qualidade térmica e hidráulica de uma placa de transferência de calor. Para fazer essa comparação, a *Hisaka* propõe a determinação do caudal que é necessário passar no canal de TC de modo a que haja uma certa queda de pressão Δp_p^* nas placas, isto para cada permutador. Com esse caudal Q_r , calcula-se o coeficiente de transferência de calor h_{mod} através das expressões determinadas anteriormente no ensaio térmico que relacionam estas 2 variáveis. Com o valor de h_{mod} , é então possível determinar, para uma temperatura de 45°, o valor do número de unidades de transferência NTU a partir do cálculo do coeficiente de transferência global U_{calc} . Com este valor de NTU e fazendo a razão entre a área específica e o caudal que passa no canal $2 \times A_0 / Q_r$ para que a queda de pressão seja Δp_p^* , é possível traçar um gráfico que relaciona estas variáveis.

Na Figura 5.1, observa-se os resultados obtidos de $2A_0/Q_r$ em função do NTU para vários permutadores fabricados na Arsopi-Thermal, e também dos valores obtidos para estas variáveis para os permutadores abordados no trabalho, retirados da Tabela B.26 presente em anexo.

É possível ver na figura que os permutadores de todas as gamas fabricadas na Arsopi-Thermal (A,B,C,D) têm uma relação constante entre $2A_0/Q_r$ e NTU, por forma a que todos os pontos deste gráfico formam uma relação de linearidade entre estas 2 variáveis. Deste modo, os permutadores só são fabricados se estiverem contidos nesta reta ou abaixo dela, pois isto significa que comparado com os permutadores já fabricados, tem um NTU igual ou maior para uma razão A_0/Q_r , ou seja, têm uma maior eficiência térmica para uma determinada área específica (estando esta relacionada com a perda de carga por meio do dividendo Q_r), e consequentemente um menor custo de produção.

Na imagem é possível ver que os permutadores agora testados, de uma forma geral, estão contidos na linha referida anteriormente, ou seja, têm a mesma “qualidade” dos outros permutadores da Arsopi-Thermal, a não ser o permutador *Omega* que se encontra um pouco acima dos restantes valores. Os pontos relativos às cinco configurações testadas encontram-se na parte inferior esquerda do gráfico, pois estes permutadores trabalham em gamas baixas de NTU.

Na imagem ampliada, pode observa-se que os três pontos obtidos para as diferentes configurações do permutador ASPTH estão contidos numa mesma reta, como seria de esperar. Já o permutador *Psi* tem o seu ponto muito próximo destes, estando posicionado um pouco abaixo e consequentemente, é possível que a placa de TC tenha uma qualidade termo-hidráulica um

pouco superior ao ASPTH, mas quando comparado com outros permutadores da mesma dimensão da Arsopi-Thermal, estes parecem ter um desempenho termodinâmico um pouco inferior, pois encontram-se na parte de cima da nuvem de pontos. Acerca do permutador *Omega*, apesar de não ser possível ter a certeza da veracidade do valor obtido pois os resultados de perda de carga para este permutador não foram fiáveis, este está numa parte bastante superior da nuvem de pontos, indicando uma pior qualidade termo-hidráulica quando comparado com os restantes permutadores testados no laboratório.

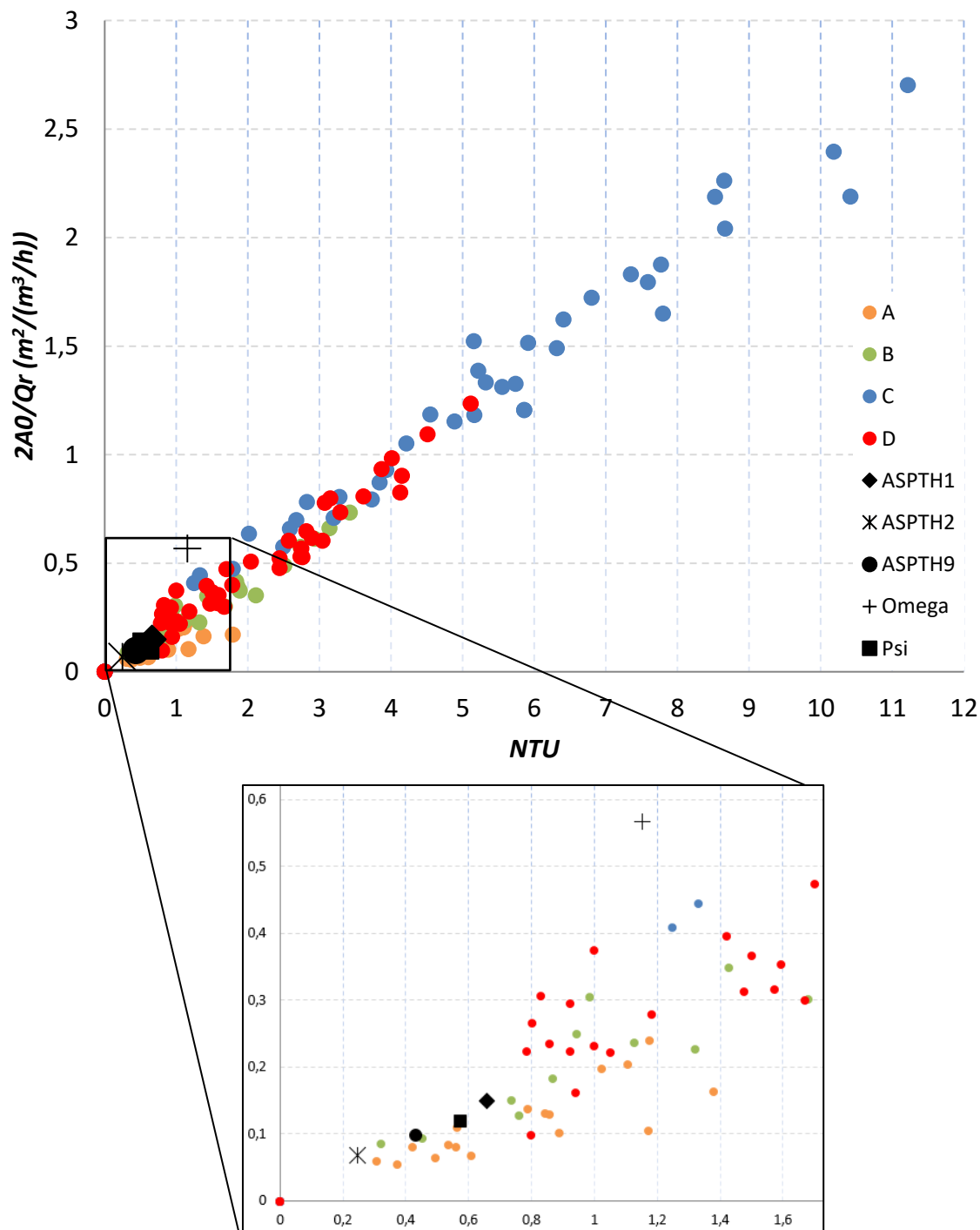


Figura 5.1 - Desempenho medido em área específica em função do NTU para diversos permutadores da Arsopi-Thermal

Trabalhos futuros

Durante os ensaios aos permutadores de calor foram surgindo alguns problemas e constatou-se a existência de algumas modificações possíveis de efetuar no laboratório da Arsopi-Thermal de modo a melhorar e facilitar a realização destes.

Antes de mais é de referir que seria aconselhável em todos os ensaios a presença dos sensores de pressão e temperatura à entrada e saída dos orifícios do permutador por onde circulam os fluidos, pois nos testes com os permutadores de calor *Omega* e *Psi*, estes estavam posicionados antes das mangueiras utilizadas no teste, não podendo obter diretamente dos resultados experimentais o valor de perda de carga no permutador, para o ensaio hidrodinâmico, e negligenciando a variação de temperatura provocada pela passagem do fluido na mangueira, para o ensaio térmico.

No ensaio de perda de carga, seria também interessante a colocação de medidores de pressão em lugares específicos das juntas de vedação (com recurso a pequenas furações), de modo a poder calcular diretamente uma das componentes responsáveis pela queda de pressão no permutador.

Uma das dificuldades encontradas nos testes realizados em laboratório foi a tentativa de obter temperaturas constantes à entrada do permutador em cada ensaio, pois os set-points de temperatura estavam direcionados para os tanques de armazenamento de água fria e quente, sendo necessário muitas vezes recorrer ao controlo de válvulas presentes no circuito de modo a conseguir estabilidade térmica. Portanto, os set-points de temperatura deveriam ser controlados nos sensores presentes o mais próximo possível do permutador de calor a ser testado.

Nos ensaios ao permutador ASPTH, a ligação entre o tubo presente no circuito de ensaio e o permutador era feita por meio de parafusos e porcas com recurso a anéis de vedação. Já nos ensaios aos outros permutadores, a ligação entre estes, as mangueiras e os tubos presentes no circuito feita por meio de um elemento roscado, tendo sido difícil a perfeita vedação nas zonas de ligação, mesmo utilizando a cola vedante de média resistência *Loxeal 55-37*. A utilização de outro tipo de elementos de ligação como o vedante de $\frac{1}{4}$ volta, melhoraria a vedação, além que agilizaria o processo de montagem/desmontagem do permutador do circuito.

Para uma utilização frequente do laboratório, seria indispensável a existência de mais alguns elementos de tubagem próprios para ligar tubos de diâmetros distintos que possibilitassem o teste a permutadores com orifícios de diâmetros diferentes de 80 mm, como os utilizados nos testes aos permutadores *Omega* e *Psi*. Também seria recomentado a presença de mangueiras com diversos comprimentos e diâmetros de modo a possibilitar o teste a diferentes permutadores. De referir que o laboratório não foi desenhado de modo a permitir ensaios a permutadores maiores que o ASPTH, pois seria necessário, antes de mais, a aquisição de bombas que pudessem debitar caudais superiores às bombas existentes.

Por fim, propunha-se que fossem feitas as alterações necessárias à folha de tratamento de dados de modo a ser possível obter correlações do coeficiente global de transferência de calor e de perda de carga para permutadores com múltiplas passagens.

Referências Bibliográficas

1. *Página web institucional da Arsopi-thermal. Informação consultada a 25/10/2016. Disponível no URL: <http://www.arsopi-thermal.pt/>.*
2. Wang, L., B. Sundén, and R.M. Manglik, *Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*. 2007: WIT Press.
3. Hesselgreaves, J.E., *Compact Heat Exchangers - Selection, Design and Operation*. 2001: Pergamon.
4. *Página web Imperial de minas. Informação consultada a 10/11/2016. Disponível no URL: <http://imperialdeminas.com/pasteurizacao.html>.*
5. *Página web Pontos de vista. Informação consultada a 12/11/2016. Disponível no URL: <http://pontosdevista.pt/tag/petroleo>*
6. Ferreira, V., Pinho, C., *Check-List experimental*.
7. Magalhães, A., Pinho, C., *Projecto Therplacas*. 2011, Inegi/Arsopi.
8. Dović, D., B. Palm, and S. Švaić, *Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(19–20): p. 4553-4563.
9. Incropera, F.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 2006: John Wiley & Sons.
10. *Thermal Handbook*. 1989: Alfa Laval.
11. Azevedo, J., *Apontamentos de Permutadores de Calor*. 2005.
12. Gut, J., *Configurações ótimas para trocadores de calor de placas*. 2003: São Paulo.
13. *Metodologia Experimental*. 2011, Inegi.
14. Hisaka, *The basic formula of Hisaka plate heat exchanger*. 1983.

ANEXO A

✓ ASPTH1

Tabela A.1 – Cálculo de $\dot{Q}_q$ e $\dot{Q}_f$ para o arranjo de 30° e respetiva validação do critério

Ensaio	$\dot{Q}_q$ (kW)	$\dot{Q}_f$ (kW)	Critério <5%
1	115,97	111,55	0,039
2	138,54	135,58	0,022
3	191,82	187,65	0,022
4	235,74	231,83	0,017
5	258,29	254,29	0,016
6	302,73	301,74	0,003
7	294,65	293,74	0,003
8	367,27	366,91	0,001
9	381,31	375,92	0,014
10	372,70	369,70	0,008

Tabela A.2 – Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para o arranjo de 30°

Ensaio	$h_{exp,q}$ (W/m ² °C)	$h_{exp,f}$ (W/m ² °C)	U_{calc} (kW/ m ² °C)	$\dot{Q}_m$ (kW)	ΔT_{ln} (°C)	U_{exp} (kW/ m ² °C)
1	7570,41	6900,75	3,25	113,76	10,92	3,27
2	8939,81	8154,99	3,77	137,06	11,36	3,79
3	11681,44	10539,08	4,73	189,74	12,68	4,70
4	14137,85	12709,75	5,55	233,79	12,85	5,71
5	16398,19	14732,05	6,27	256,29	13,05	6,17
6	18679,60	16677,05	6,93	302,24	13,95	6,80
7	20706,85	18768,33	7,56	294,20	12,20	7,57
8	22744,99	20288,86	8,07	367,09	13,96	8,25
9	24731,68	22007,46	8,58	378,62	14,49	8,20
10	25799,33	23301,20	8,90	371,20	12,70	9,17

Tabela A.3 – Cálculo de h_{mod} para o arranjo de 30° pela metodologia da Hisaka

Ensaio	T_w (°C)	μ_w (Pa.s)	φ	h_{mod} (W/m ² °C)
1	32,9	0,0007	0,9017	6880,2
2	34,6	0,0007	0,9011	8158,5
3	34,0	0,0007	0,8900	10618,0
4	33,7	0,0007	0,8884	12854,0
5	33,6	0,0007	0,8866	14945,3
6	34,3	0,0007	0,8814	16979,6
7	35,1	0,0007	0,8956	19092,0
8	34,5	0,0007	0,8819	20731,0
9	35,3	0,0007	0,8796	22535,1
10	35,9	0,0007	0,8935	23812,1

✓ ASPTH2

Tabela A.4 - Cálculo de $\dot{Q}_q$ e $\dot{Q}_f$ para o arranjo de 60° e respetiva validação do critério

Ensaio	$\dot{Q}_q$ (kW)	$\dot{Q}_f$ (kW)	Critério <5%
1	71,86	70,38	0,021
2	100,26	99,03	0,012
3	112,01	110,63	0,012
4	140,70	139,14	0,011
5	168,58	166,42	0,013
6	186,56	186,31	0,001
7	194,31	200,50	0,031
8	207,02	207,37	0,002
9	234,79	235,21	0,002
10	277,40	279,65	0,008

Tabela A.5 - Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para o arranjo de 60°

Ensaio	$h_{exp,q}$ (W/m ² °C)	$h_{exp,f}$ (W/m ² °C)	U_{calc} (kW/ m ² °C)	$\dot{Q}_m$ (kW)	ΔT_{ln} (°C)	U_{exp} (kW/ m ² °C)
1	3702,57	3332,99	1,66	71,12	13,54	1,65
2	4256,38	3716,95	1,87	99,64	16,56	1,89
3	5589,36	4989,74	2,44	111,32	14,65	2,39
4	6695,92	5947,69	2,87	139,92	14,83	2,96
5	7765,78	6797,99	3,26	167,50	16,34	3,22
6	8819,96	7762,90	3,66	186,44	15,92	3,68
7	9809,98	8677,89	4,03	197,41	15,62	3,97
8	10655,26	9469,53	4,34	207,19	15,01	4,33
9	11520,98	10219,18	4,64	235,00	15,24	4,84
10	12550,84	10904,14	4,95	278,53	18,13	4,82

Tabela A.6 - Cálculo de h_{mod} para o arranjo de 60° pela metodologia da Hisaka

Ensaio	T_w (°C)	μ_w (Pa.s)	φ	h_{mod} (W/m ² °C)
1	35,5	0,0007	0,8866	3560,3
2	33,0	0,0007	0,8600	4089,4
3	35,0	0,0007	0,8777	5423,3
4	33,9	0,0007	0,8741	6522,1
5	33,4	0,0007	0,8626	7578,7
6	34,5	0,0007	0,8679	8643,5
7	35,4	0,0007	0,8719	9646,7
8	35,0	0,0007	0,8753	10504,7
9	35,1	0,0007	0,8738	11378,2
10	36,2	0,0007	0,8569	12391,4

✓ ASPTH9

Tabela A.7 - Cálculo de $\dot{Q}_q$ e $\dot{Q}_f$ para o arranjo de 60° e respetiva validação do critério

Ensaio	$\dot{Q}_q$ (kW)	$\dot{Q}_f$ (kW)	Critério <5%
1	97,33	95,72	0,017
2	121,57	119,30	0,019
3	140,51	144,73	0,030
4	165,05	158,85	0,038
5	214,61	214,03	0,003
6	217,50	223,48	0,027
7	256,01	255,53	0,002
8	249,12	246,89	0,009
9	308,36	312,53	0,013
10	299,54	309,06	0,031

Tabela A.8 - Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para o arranjo de 30-60°

Ensaio	$h_{exp,q}$ (W/m ² °C)	$h_{exp,f}$ (W/m ² °C)	U_{calc} (kW/ m ² °C)	$\dot{Q}_m$ (kW)	ΔT_{ln} (°C)	U_{exp} (kW/ m ² °C)
1	3702,57	3332,99	2,57	96,52	11,58	2,62
2	4256,38	3716,95	2,88	120,43	13,15	2,87
3	5589,36	4989,74	3,71	142,62	12,24	3,66
4	6695,92	5947,69	4,39	161,95	11,45	4,44
5	7765,78	6797,99	4,96	214,32	13,85	4,86
6	8819,96	7762,90	5,56	220,49	12,32	5,62
7	9809,98	8677,89	6,02	255,77	13,37	6,00
8	10655,26	9469,53	6,48	248,01	11,90	6,54
9	11520,98	10219,18	6,90	310,45	13,99	6,96
10	12550,84	10904,14	7,29	304,30	13,24	7,21

Tabela A.9 - Cálculo de h_{mod} para o arranjo de 30-60° pela metodologia da Hisaka

Ensaio	T_w (°C)	μ_w (Pa.s)	φ	h_{mod} (W/m ² °C)
1	35,7710	0,0007	0,9018	5695,8
2	33,3195	0,0007	0,8852	6483,5
3	34,8104	0,0007	0,8948	8603,8
4	34,9721	0,0007	0,9009	10410,1
5	34,0074	0,0007	0,8816	12157,5
6	35,6824	0,0007	0,8958	13864,5
7	35,0187	0,0007	0,8870	15374,1
8	35,1276	0,0007	0,8979	16778,0
9	35,4991	0,0007	0,8835	18324,2
10	35,4180	0,0007	0,8886	19631,9

✓ *Omega***Tabela A.10** - Cálculo de $\dot{Q}_q$ e $\dot{Q}_f$ para *Omega* e respetiva validação do critério

Ensaio	$\dot{Q}_q$ (kW)	$\dot{Q}_f$ (kW)	Critério <5%
1	66,81	65,25	0,017
2	77,74	74,12	0,019
3	82,96	80,91	0,030
4	86,52	89,88	0,038
5	91,34	94,10	0,003
6	93,15	93,65	0,027
7	94,23	93,45	0,002
8	112,60	117,10	0,009
9	137,70	144,75	0,013

Tabela A.11 - Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para *Omega*

Ensaio	$h_{exp,q}$ (W/m ² °C)	$h_{exp,f}$ (W/m ² °C)	U_{calc} (kW/ m ² °C)	$\dot{Q}_m$ (kW)	ΔT_{ln} (°C)	U_{exp} (kW/ m ² °C)
1	24821,33	22024,06	8,59	66,03	8,67	8,65
2	26975,78	24200,20	9,17	75,93	9,24	9,33
3	29656,88	26193,01	9,75	81,94	9,46	9,83
4	31804,39	28053,07	10,22	88,20	9,43	10,62
5	33959,28	29296,56	10,61	92,72	10,73	9,81
6	36239,90	32148,64	11,18	93,40	9,56	11,09
7	38192,08	33737,03	11,56	93,84	9,48	11,24
8	40403,68	34877,03	11,89	114,85	10,82	12,05
9	43156,60	37937,82	12,46	141,22	12,51	12,82

Tabela A.12 - Cálculo de h_{mod} para *Omega* pela metodologia da Hisaka

Ensaio	T_w (°C)	μ_w (Pa.s)	φ	h_{mod} (W/m ² °C)
1	30,7	0,0008	0,9186	24265,6
2	31,3	0,0008	0,9141	26442,0
3	31,9	0,0008	0,9139	29178,3
4	31,8	0,0008	0,9140	31374,8
5	31,0	0,0008	0,9027	33524,9
6	31,5	0,0008	0,9121	35917,8
7	34,0	0,0007	0,9168	37973,2
8	31,3	0,0008	0,9025	40155,1
9	34,5	0,0007	0,8938	42971,9

✓ *Psi***Tabela A.13** - Cálculo de $\dot{Q}_q$ e $\dot{Q}_f$ para *Psi* e respetiva validação do critério

Ensaio	$\dot{Q}_q$ (kW)	$\dot{Q}_f$ (kW)	Critério <5%
1	67,66	66,16	0,022
2	83,43	82,81	0,007
3	89,10	88,86	0,003
4	93,50	92,91	0,006
5	116,12	115,85	0,002
6	118,60	118,85	0,002
7	119,77	116,98	0,024
8	134,48	132,97	0,011
9	131,89	131,35	0,004
10	161,12	161,55	0,003
11	166,02	164,96	0,006
12	178,45	177,41	0,006
13	189,14	185,24	0,021

Tabela A.14 - Cálculo de U pelos dois métodos utilizados para *Psi*

Ensaio	$h_{exp,q}$ (W/m ² °C)	$h_{exp,f}$ (W/m ² °C)	U_{calc} (kW/ m ² °C)	$\dot{Q}_m$ (kW)	ΔT_{ln} (°C)	U_{exp} (kW/ m ² °C)
1	10195,75	8608,01	4,08	66,91	13,51	4,05
2	11398,35	9553,66	4,48	83,12	14,96	4,54
3	12903,12	10936,19	5,01	88,98	14,39	5,05
4	14098,18	11906,31	5,39	93,20	13,91	5,47
5	15728,69	12929,38	5,83	115,99	16,47	5,75
6	17015,48	14187,70	6,25	118,73	15,63	6,20
7	18148,22	15204,06	6,60	118,37	14,83	6,52
8	19550,89	16159,36	6,96	133,72	16,04	6,81
9	21209,96	17966,63	7,49	131,62	14,49	7,42
10	22338,93	18404,29	7,70	161,34	16,70	7,89
11	23597,88	19418,09	8,03	165,49	16,73	8,08
12	25977,78	21482,73	8,64	177,93	16,42	8,85
13	28431,94	23315,93	9,19	187,19	16,98	9,01

Tabela A.15 - Cálculo de h_{mod} para Psi pela metodologia da Hisaka

Ensaio	T_w (°C)	μ_w (Pa.s)	φ	h_{mod} (W/m ² °C)
1	34,4	0,0007	0,8882	9818,1
2	32,3	0,0008	0,8733	10990,8
3	33,5	0,0007	0,8796	12510,8
4	32,5	0,0007	0,8813	13713,1
5	33,6	0,0007	0,8664	15326,6
6	33,3	0,0007	0,8709	16637,0
7	33,1	0,0007	0,8761	17797,9
8	33,3	0,0007	0,8683	19201,8
9	35,6	0,0007	0,8832	20946,5
10	34,5	0,0007	0,8667	22042,6
11	34,4	0,0007	0,8663	23328,1
12	34,2	0,0007	0,8677	25772,3
13	34,2	0,0007	0,8642	28281,3

ANEXO B

✓ ASPH1

Tabela B.1 – Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH1 com cinco placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	8498,1	44,74	44,79	44,77	0,99	5,97E-04	0,941	4249,1	11999,8
2	7373,6	44,14	43,94	44,04	0,99	6,04E-04	0,943	3686,8	10288,9
3	6247,2	44,10	44,13	44,11	0,99	6,03E-04	0,943	3123,6	8727,7
4	5127,4	43,67	43,80	43,74	0,99	6,07E-04	0,943	2563,7	7118,9
5	4010,4	44,09	44,27	44,18	0,99	6,03E-04	0,943	2005,2	5608,6

Tabela B.2 - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH1 com 31 placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	62000,4	45,75	46,16	45,95	0,99	5,85E-04	0,939	4133,4	11897,9
2	52997,4	46,35	46,25	46,30	0,99	5,82E-04	0,938	3533,2	10226,5
3	44002,6	46,09	45,96	46,03	0,99	5,85E-04	0,939	2933,5	8453,8
4	34997,3	46,41	46,24	46,32	0,99	5,82E-04	0,938	2333,2	6755,4
5	25997,1	45,90	45,91	45,91	0,99	5,86E-04	0,939	1733,1	4985,2

Tabela B.3 – Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o ASPH1

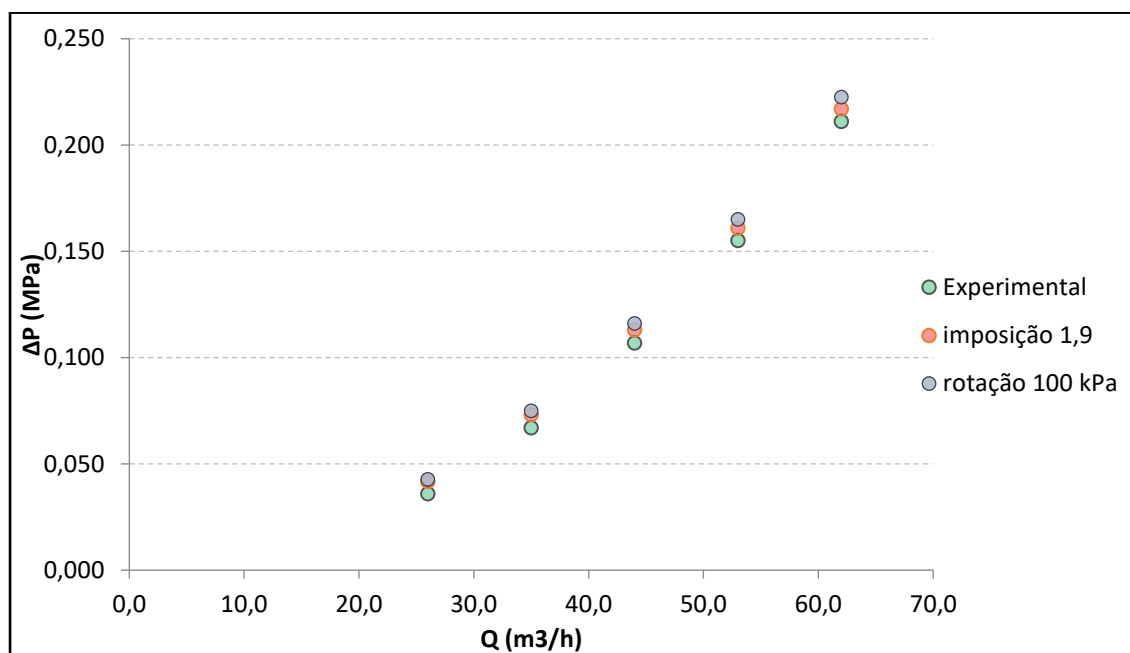
Ensaio	Δp_p (bar)	Δp_p (MPa)	$\Delta p_p/\alpha$ (MPa)	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$	$\ln Q_r$	Δp_p (MPa) (com α_{p2} calc)	desvio (%) (calc vs. exp)
1	1,683	0,168	0,179	-1,72	1,45	0,170	0,8%
2	1,310	0,131	0,139	-1,97	1,30	0,129	1,6%
3	0,924	0,092	0,098	-2,32	1,14	0,093	0,9%
4	0,635	0,063	0,067	-2,70	0,94	0,064	0,1%
5	0,393	0,039	0,042	-3,18	0,70	0,039	0,1%

Tabela B.4 – Cálculo de $\ln(\Delta p_p/\alpha)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o ASPH1

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (rotação 100kPa)	$Q_r^{1,9}$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (imposição 1,9)
1	1,45	-1,73	15,62	-1,70
2	1,30	-2,00	11,93	-1,97
3	1,14	-2,31	8,71	-2,29
4	0,94	-2,69	5,98	-2,66
5	0,70	-3,16	3,75	-3,13

Tabela B.5 – Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δp_f para o ASPTH1

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/a)$	Δp_{calc} (rotação 100kPa)	desvio (%) (rot vs. exp)	$Q^{1,9}$	Δp_{calc} (imposição 1,9)	desvio (%) (1,9 vs. exp)
1	4,13	-2,88	0,223	5,4%	2544,2	0,217	2,8%
2	3,97	-3,22	0,165	6,5%	1888,4	0,161	3,8%
3	3,78	-3,65	0,116	8,5%	1326,2	0,113	5,8%
4	3,56	-4,23	0,075	12,0%	858,4	0,073	9,2%
5	3,26	-5,13	0,043	18,8%	487,9	0,042	15,9%

**Figura B.0.1** - Representação gráfica da perda de carga total no permutador ASPTH1 obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal

✓ ASPTH2

Tabela B.6 - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH2 com cinco placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	18000,3	44,80	44,95	44,88	0,99	5,96E-04	0,941	9000,2	25461,9
2	15247,9	44,30	44,40	44,35	0,99	6,01E-04	0,942	7623,9	21384,4
3	12500,6	44,28	44,60	44,44	0,99	6,00E-04	0,942	6250,3	17558,6
4	9750,8	44,13	44,08	44,11	0,99	6,03E-04	0,943	4875,4	13620,7
5	6998,4	44,42	44,60	44,51	0,99	5,99E-04	0,942	3499,2	9840,7

Tabela B.7 - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH2 com 31 placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	64999,4	47,44	47,70	47,57	0,99	5,70E-04	0,936	4333,3	12795,2
2	58001,4	47,93	48,00	47,97	0,99	5,67E-04	0,935	3866,8	11487,7
3	51005,7	47,69	47,81	47,75	0,99	5,69E-04	0,936	3400,4	10068,3
4	43999,5	48,19	48,15	48,17	0,99	5,65E-04	0,935	2933,3	8741,9
5	37007,2	47,72	47,75	47,73	0,99	5,69E-04	0,936	2467,1	7303,3

Tabela B.8 - Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o ASPH2

Ensaio	Δp_p (bar)	Δp_p (MPa)	$\Delta p_p/\alpha$ (MPa)	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$	$\ln Q_r$	Δp_p (MPa) (com α_{p2} calc)	desvio (%) (calc vs. exp)
1	1,578	0,158	0,168	-1,79	2,20	0,158	0,1%
2	1,158	0,116	0,123	-2,10	2,03	0,115	0,5%
3	0,789	0,079	0,084	-2,48	1,83	0,079	0,3%
4	0,491	0,049	0,052	-2,96	1,58	0,050	0,9%
5	0,266	0,027	0,028	-3,57	1,25	0,026	0,6%

Tabela B.9 - Cálculo de $\ln(\Delta p_p/\alpha)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o ASPH2

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (rotação 100kPa)	$Q_r^{1,9}$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (imposição 1,9)
1	2,20	-1,78	65,02	-1,79
2	2,03	-2,10	47,44	-2,10
3	1,83	-2,48	32,52	-2,48
4	1,58	-2,95	20,29	-2,95
5	1,25	-3,58	10,80	-3,58

Tabela B.10 - Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δp_f para o ASPH2

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$	ΔP_{calc} (rotação 100kPa)	desvio (%) (rot vs. exp)	$Q_r^{1,9}$	ΔP_{calc} (imposição 1,9)	desvio (%) (1,9 vs. exp)
1	4,17	-2,81	0,097	1,1%	2783,1	0,098	2,1%
2	4,06	-3,07	0,078	3,5%	2241,5	0,078	4,6%
3	3,93	-3,35	0,061	6,0%	1755,8	0,062	7,1%
4	3,78	-3,60	0,046	4,2%	1326,0	0,046	5,3%
5	3,61	-3,97	0,033	6,7%	954,4	0,033	7,8%

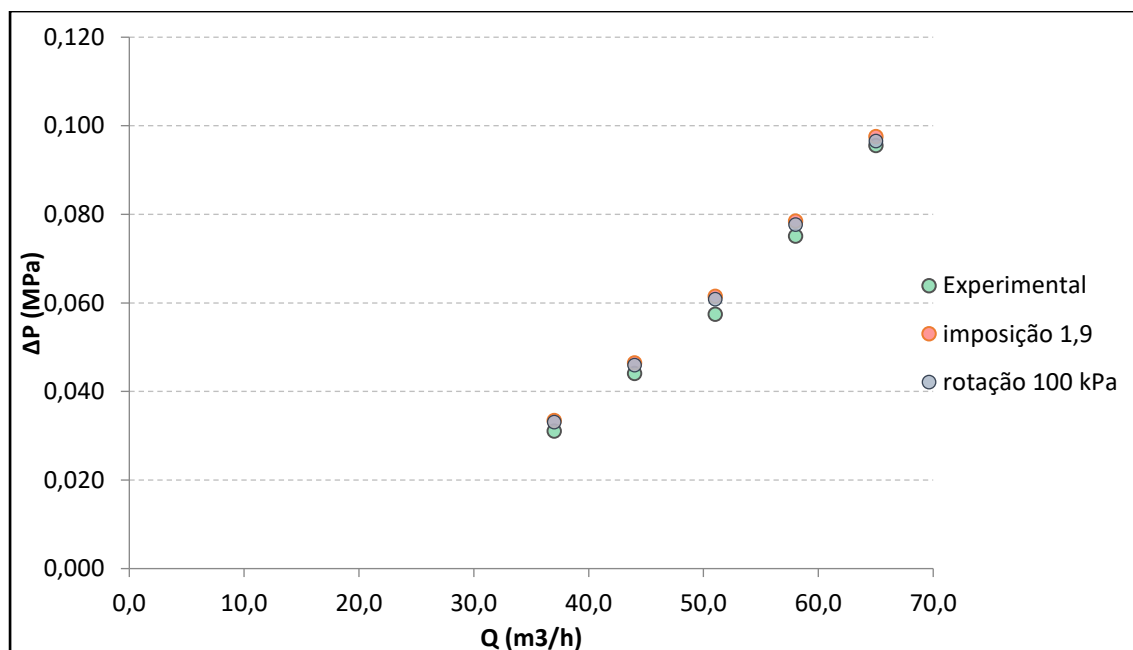


Figura B.0.2 – Representação gráfica da perda de carga total no permutador ASPTH2 obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal

✓ ASPTH9

Tabela B.11 - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH9 com cinco placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	13999,2	43,88	43,94	43,91	0,99	6,06E-04	0,943	6999,6	19491,3
2	11754,5	44,44	44,36	44,40	0,99	6,00E-04	0,942	5877,3	16499,4
3	9501,5	44,50	44,67	44,58	0,99	5,99E-04	0,942	4750,8	13376,6
4	7253,7	44,08	44,15	44,11	0,99	6,03E-04	0,943	3626,9	10133,9
5	4999,4	44,89	44,92	44,91	0,99	5,95E-04	0,941	2499,7	7075,3

Tabela B.12 - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador ASPH9 com 31 placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	65016,0	46,15	46,66	46,40	0,99	5,81E-04	0,938	4334,4	12566,1
2	57003,2	46,62	46,62	46,62	0,99	5,79E-04	0,938	3800,2	11054,8
3	48995,8	46,35	46,14	46,25	0,99	5,82E-04	0,939	3266,4	9446,1
4	40999,5	46,75	46,66	46,71	0,99	5,78E-04	0,938	2733,3	7962,1
5	33005,8	46,03	46,17	46,10	0,99	5,84E-04	0,939	2200,4	6348,3

Tabela B.13 - Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o ASPH9

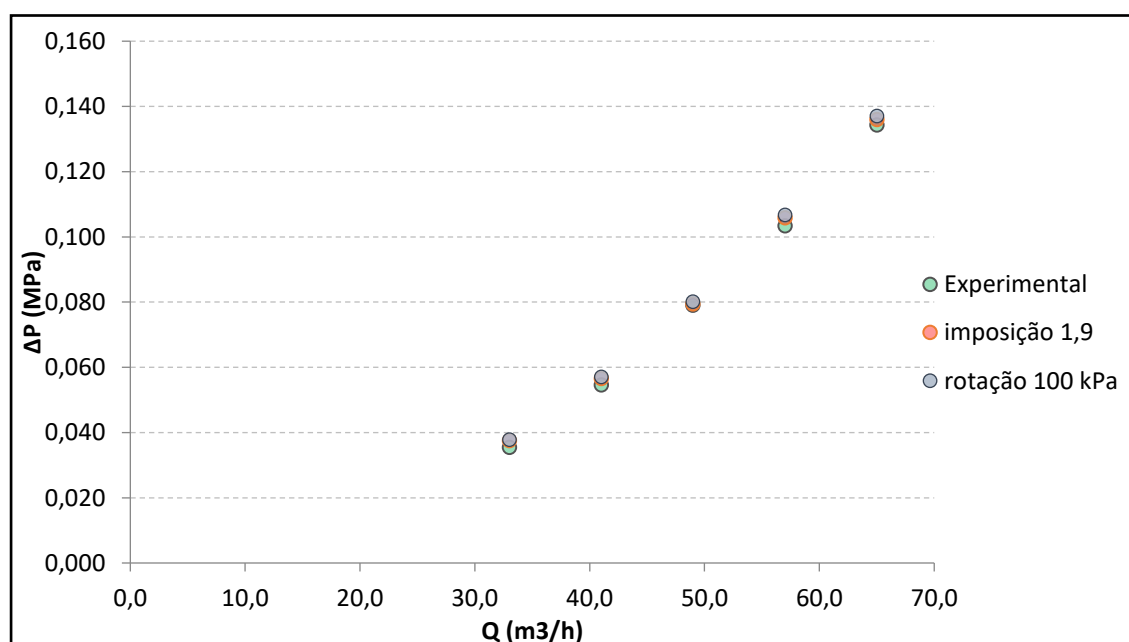
Ensaio	Δp_p (bar)	Δp_p (MPa)	$\Delta p_p/a$ (MPa)	$\ln(\Delta p_p/a)$	$\ln Q_r$	Δp_p (MPa) (com α_{p2} calc)	desvio (%) (calc vs. exp)
1	2,021	0,202	0,214	-1,54	1,95	0,204	1,0%
2	1,447	0,145	0,154	-1,87	1,77	0,144	0,8%
3	0,947	0,095	0,101	-2,30	1,56	0,094	1,1%
4	0,540	0,054	0,057	-2,86	1,29	0,055	0,9%
5	0,258	0,026	0,027	-3,60	0,92	0,026	0,0%

Tabela B.14 - Cálculo de $\ln(\Delta p_p/a)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o ASPH9

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/a)$ (rotação 100kPa)	$Q_r^{1,9}$	$\ln(\Delta p_p/a)$ (imposição 1,9)
1	1,95	-1,57	40,33	-1,52
2	1,77	-1,90	28,94	-1,85
3	1,56	-2,31	19,31	-2,26
4	1,29	-2,82	11,56	-2,77
5	0,92	-3,53	5,70	-3,48

Tabela B.15 - Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δp_f para o ASPH9

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/a)$	ΔP_{calc} (rotação 100kPa)	desvio (%) (rot vs. exp)	$Q^{1,9}$	ΔP_{calc} (imposição 1,9)	desvio (%) (1,9 vs. exp)
1	4,17	-2,82	0,137	2,1%	2784,4	0,136	1,2%
2	4,04	-3,10	0,107	3,3%	2168,7	0,106	2,4%
3	3,89	-3,34	0,080	1,4%	1626,7	0,079	0,6%
4	3,71	-3,75	0,057	4,4%	1159,5	0,057	3,6%
5	3,50	-4,21	0,038	6,5%	767,9	0,038	5,7%

**Figura B.0.3** – Representação gráfica da perda de carga total no permutador ASPH9 obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal

✓ *Omega***Tabela B.16** - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador *Omega* com cinco placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	894,6	43,78	24,32	34,05	0,99	7,26E-04	0,964	447,3	2901,1
2	798,9	43,89	22,74	33,32	0,99	7,37E-04	0,965	399,5	2553,0
3	702,6	44,51	23,12	33,81	0,99	7,29E-04	0,964	351,3	2267,7
4	605,3	41,57	22,24	31,91	1,00	7,59E-04	0,968	302,6	1879,5
5	506,6	46,67	23,94	35,30	0,99	7,08E-04	0,961	253,3	1683,5

Tabela B.17 - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador *Omega* com 15 placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	4999,4	42,69	27,49	35,09	0,99	7,11E-04	0,961	714,2	4727,1
2	4216,9	42,57	25,83	34,20	0,99	7,24E-04	0,963	602,4	3918,4
3	3451,2	42,62	25,66	34,14	0,99	7,25E-04	0,963	493,0	3203,3
4	2669,4	42,67	24,20	33,43	0,99	7,35E-04	0,965	381,3	2442,9
5	1900,3	44,23	22,70	33,47	0,99	7,35E-04	0,965	271,5	1740,3

Tabela B.18 - Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o *Omega*

Ensaio	Δp_p (bar)	Δp_p (MPa)	$\Delta p_p/\alpha$ (MPa)	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$	$\ln Q_r$	Δp_p (MPa) (com α_{p2} calc)	desvio (%) (calc vs. exp)
1	1,693	0,169	0,176	-1,74	-0,80	0,151	11,1%
2	1,172	0,117	0,121	-2,11	-0,92	0,127	8,4%
3	0,952	0,095	0,099	-2,32	-1,05	0,104	9,7%
4	0,837	0,084	0,086	-2,45	-1,20	0,084	0,0%
5	0,669	0,067	0,070	-2,66	-1,37	0,063	5,4%

Tabela B.19 - Cálculo de $\ln(\Delta p_p/\alpha)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o *Omega*

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (rotação 100kPa)	$Q_r^{1,9}$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (imposição 1,9)
1	-0,80	-1,74	0,22	-1,88
2	-0,92	-1,96	0,17	-2,10
3	-1,05	-2,20	0,14	-2,34
4	-1,20	-2,49	0,10	-2,63
5	-1,37	-2,82	0,07	-2,96

✓ *Psi***Tabela B.20** - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador *Psi* com cinco placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	2302,9	42,26	25,61	33,93	0,99	7,28E-04	0,964	1151,5	6745,2
2	1977,1	47,90	27,56	37,73	0,99	6,76E-04	0,956	988,6	6227,0
3	1646,7	43,93	26,54	35,23	0,99	7,09E-04	0,961	823,4	4947,8
4	1325,9	42,61	26,41	34,51	0,99	7,19E-04	0,963	662,9	3927,6
5	1002,3	44,48	25,99	35,23	0,99	7,09E-04	0,961	501,1	3011,4

Tabela B.21 - Propriedades físicas do fluido quente a circular no permutador *Psi* com 35 placas

Ensaio	Q (l/h)	$T_{e,q}$ (°C)	$T_{s,q}$ (°C)	$T_{m,q}$ (°C)	ρ	μ (Pa.s)	α	Q_r (l/h)	Re_{placa}
1	19477,2	44,19	35,88	40,04	0,99	6,48E-04	0,951	1145,7	7522,8
2	16775,2	44,03	36,08	40,05	0,99	6,48E-04	0,951	986,8	6481,0
3	13987,1	44,33	35,02	39,68	0,99	6,52E-04	0,951	822,8	5368,2
4	11254,3	44,76	35,32	40,04	0,99	6,48E-04	0,951	662,0	4347,0
5	8497,2	44,62	32,43	38,52	0,99	6,66E-04	0,954	499,8	3194,3

Tabela B.22 - Determinação de Δp_p pela regressão linear dos resultados obtidos para o *Psi*

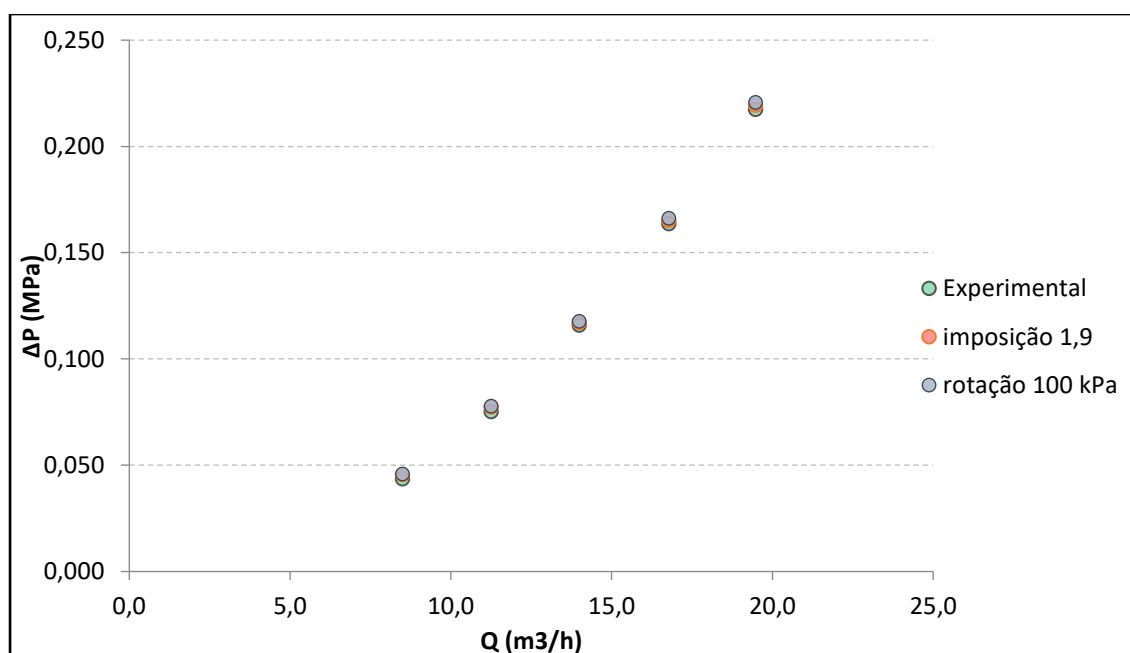
Ensaio	Δp_p (bar)	Δp_p (MPa)	$\Delta p_p/\alpha$ (MPa)	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$	$\ln Q_r$	Δp_p (MPa) (com α_{p2} calc)	desvio (%) (calc vs. exp)
1	1,580	0,158	0,164	-1,81	0,14	0,156	1,0%
2	1,198	0,120	0,125	-2,08	-0,01	0,118	1,4%
3	0,838	0,084	0,087	-2,44	-0,19	0,086	2,4%
4	0,571	0,057	0,059	-2,82	-0,41	0,058	2,2%
5	0,361	0,036	0,038	-3,28	-0,69	0,035	2,1%

Tabela B.23 - Cálculo de $\ln(\Delta p_p/\alpha)$ por rotação e por imposição de $\alpha_{p2}=1,9$ para o *Psi*

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (rotação 100kPa)	$Q_r^{1,9}$	$\ln(\Delta p_p/\alpha)$ (imposição 1,9)
1	0,14	-1,79	1,31	-1,83
2	-0,01	-2,08	0,98	-2,12
3	-0,19	-2,42	0,69	-2,47
4	-0,41	-2,84	0,46	-2,88
5	-0,69	-3,37	0,27	-3,41

Tabela B.24 - Cálculo de Δp_{calc} pelas expressões obtidas para Δp_f para o permutador *Psi*

Ensaio	$\ln Q_r$	$\ln(\Delta p_p/a)$	ΔP_{calc} (rotação 100kPa)	desvio (%) (rot vs. exp)	$Q^{1,9}$	ΔP_{calc} (imposição 1,9)	desvio (%) (1,9 vs. exp)
1	2,97	-2,77	0,221	1,5%	281,9	0,219	0,9%
2	2,82	-3,05	0,166	1,5%	212,3	0,165	1,0%
3	2,64	-3,40	0,118	1,6%	150,3	0,117	1,0%
4	2,42	-3,88	0,078	3,4%	99,4	0,077	2,9%
5	2,14	-4,47	0,046	4,9%	58,3	0,046	4,3%

**Figura B.0.4** - Representação gráfica da perda de carga total no permutador *Psi* obtida experimentalmente, por rotação no ponto de 100 kPa e por imposição de 1,9 no expoente do caudal**Tabela B.25** - Número de Fanning e de Reynolds obtidos dos ensaios

Ensaio	ASPTH1		ASPTH2		ASPTH9		<i>Omega</i>		<i>Psi</i>	
	<i>Re</i>	<i>f</i>	<i>Re</i>	<i>f</i>	<i>Re</i>	<i>f</i>	<i>Re</i>	<i>f</i>	<i>Re</i>	<i>f</i>
1	11898	0,659	12795	0,149	12566	0,297	4727	1,187	7523	1,052
2	10227	0,669	11488	0,150	11055	0,301	3918	1,209	6481	1,067
3	8454	0,682	10068	0,152	9446	0,306	3203	1,234	5368	1,088
4	6755	0,698	8742	0,154	7962	0,311	2443	1,267	4347	1,111
5	4985	0,719	7303	0,157	6348	0,318	1740	1,311	3194	1,146

Tabela B.26 - Valores obtidos para cálculo de NTU e A_0/Q_r

Permutador	Q_r (m^3/h)	h_{mod} (W/m^2K)	NTU	A_0 (m^2)	$2 \times A_0/Q_r$ ($1/m.h$)
ASPTH1	2,25	12810,4	0,659	0,1677	0,149
ASPTH2	4,91	10144,7	0,248	0,1677	0,068
ASPTH9	3,42	12764,2	0,433	0,1677	0,098
<i>Omega</i>	0,24	8081,6	1,152	0,0678	0,567
<i>Psi</i>	0,63	13995,2	0,573	0,0371	0,118