



Universidade de Aveiro
2021

**Pollyanna
Abreu Mendoza**

**Sistemas de recuperação de energia térmica de
efluentes domésticos: performance e limitações**



Universidade de Aveiro
2021

**Pollyanna
Abreu Mendoza**

Sistemas de recuperação de energia térmica de efluentes domésticos: performance e limitações

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Sistemas Energéticos Sustentáveis, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Vítor António Ferreira da Costa, Professor Catedrático do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

o júri

presidente

Professora Doutora Margarita Matias Robaina
Professora Auxiliar da Universidade de Aveiro

arguente

Professor Doutor Luís António da Cruz Tarelho
Professor Associado da Universidade de Aveiro

orientador

Professor Doutor Vítor António Ferreira da Costa
Professor Catedrático da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Agradeço primeiramente à minha família, principalmente minha mãe e avó por serem a minha base, apoiarem meus sonhos e decisões. Saber que vocês estão comigo, mesmo com a distância física, torna todos os desafios mais tranquilos.

Ao meu namorado, Lucas, pelo apoio, paciência e parceria em todos os momentos, bons ou adversos.

Ao meu orientador, professor doutor Vítor António Ferreira da Costa, por todo o conhecimento transmitido e disponibilidade em me auxiliar na execução deste trabalho.

Aos professores e colegas do Mestrado em Sistemas Energéticos Sustentáveis, pelas contribuições e partilhas ao longo do curso.

palavras-chave

recuperação de energia térmica, permutador de calor, bomba de calor, eficiência energética

resumo

As crescentes preocupações com os impactos ambientais relacionados com a queima de combustíveis fósseis criam a necessidade de desenvolvimento de sistemas energéticos mais eficientes e com menor impacto sobre o ambiente. Na União Europeia, os edifícios representam 40% do consumo total de energia. Deste valor, 14% da energia é utilizada para o aquecimento de água.

Para este cenário, e com o intuito de alcançar os compromissos firmados por Portugal para a redução da dependência energética e o alcance da neutralidade carbónica, torna-se necessário aumentar a eficiência dos sistemas de aquecimento de água em habitações para contribuir para a redução do consumo de energia.

Após o seu uso principal, a energia térmica presente na água quente sanitária é geralmente descarregada no sistema de esgoto, ou seja, entre 15% e 30% da energia consumida nas habitações é de imediato rejeitada por esta via.

O presente trabalho propõe-se analisar o funcionamento dos sistemas atualmente utilizados para recuperação de energia térmica da água residual da casa de banho, com ênfase na performance e limitações inerentes à sua aplicação e manutenção. A partir da revisão da literatura, elaborou-se um modelo simplificado para avaliação da performance térmica desses sistemas em função das diferentes condições de temperatura e caudal dos fluidos quente e frio. Posteriormente, analisou-se a aplicação do sistema em conjunto com uma bomba de calor, para melhorar o seu coeficiente de performance.

O estudo realizado permitiu concluir que, com os sistemas analisados, pode ser recuperado até 8,10% do consumo anual de energia apenas com o uso do permutador para o pré-aquecimento da água fria. Quando se usa a água quente residual da casa de banho para melhorar a performance de bombas de calor, o seu coeficiente de desempenho chega a estar entre 4,51 e 4,90, para tamanhos razoáveis do permutador de calor usado.

keywords

heat recovery, heat exchanger, heat pump, energy efficiency

abstract

Growing concerns about the environmental impacts related to the burning of fossil fuels create the need to develop more efficient energy systems and with less environmental impact. In the European Union, edifice buildings represent 40% of total energy consumption. Of this amount, 14% of the energy is used for water heating.

For this scenario and to achieve the commitments made by Portugal to reduce energy dependence and to reach carbon neutrality, increasing the efficiency of water heating systems in residences becomes necessary to reduce the energy consumption.

After its main use, the thermal energy present in the domestic hot water is generally discharged into the sewer, it means that values between 15% and 30% of the energy consumed in the dwellings is immediately dissipated by this course. The present work intends to analyze the work principles of shower drain water heat recovery systems, with special emphasis on its performance and the limitations related to its application and maintenance. After a literature review, a simplified model was developed to evaluate the thermal performance of these systems, noticing different temperature and flow conditions of the hot and cold fluids. Afterwards, the coefficient of performance of a heat pump assisted by the previous system was investigated.

As a conclusion of the study, with the analyzed systems, up to 8,10% of the annual energy consumption can be recovered only with the use of the drain water heat exchanger as a cold-water preheater. When using the shower drain water to improve the performance of heat pumps, its coefficient of performance can reach values between 4,51 and 4,90, for reasonable sizes of the used heat exchanger.

ÍNDICE GERAL

ÍNDICE GERAL	i
ÍNDICE DE FIGURAS	iii
ÍNDICE DE TABELAS	v
LISTA DE SIGLAS	vi
NOMENCLATURA	vii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivos.....	5
1.3 Organização do relatório.....	6
2 REVISÃO DO ESTADO DA ARTE.....	8
2.1 Permutadores de calor.....	8
2.1.1 Aplicações na recuperação da energia térmica da água residual de duches	14
2.2 Bombas de Calor	18
2.2.1 Exemplos de projetos e modelos existentes.....	21
3 BASES DE CÁLCULO	27
3.1 Permutadores de calor.....	27
3.2 Coeficiente global de transferência de calor	29
3.3 Coeficientes de transferência de calor por convecção.....	31
3.3.1 Escoamento interno.....	31
3.3.2 Escoamento na região anular.....	32
3.4 Método ε -NTU	34
3.5 Perdas de energia térmica para o exterior	37
3.6 Perdas de carga.....	38
3.7 Bombas de calor	39
4 APLICAÇÃO DO MODELO.....	41
4.1 Caracterização do ambiente	41
4.2 Parâmetros geométricos inicialmente propostos	42
4.3 Caudais de efluente quente e de água fria	43
4.4 Análise de resultados.....	46

4.4.1	Efetividade e variação da temperatura da água fria	46
4.4.2	Perda de carga	52
4.5	Proposta de melhoria da performance do sistema.....	54
4.6	Resultados para o modelo com o efluente a escoar no tubo interior	55
4.7	Aplicação em conjunto com uma bomba de calor.....	63
4.8	Limitações relacionadas com a implementação, operação e manutenção	66
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	69
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	70
	REFERÊNCIAS.....	72
	APENDICE A - Resultados da modelação para os permutadores projetados	A
	APENDICE B - Consumo e recuperação de energia mensais e anuais.....	B

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Consumo de energia primária em Portugal: total e por tipo de fonte (DGEG, 2018).	2
Figura 2.1. Permutador de calor em espiral. Adaptado de EcoInnovation (2021).	10
Figura 2.2. Representação do escoamento na secção transversal de permutadores de calor instalados segundo diferentes orientações: a) horizontal; b) vertical; c) modelo proposto por McNabola & Shields (2013).	11
Figura 2.3. Sistemas de recuperação de energia térmica. Adaptado de Słyś & Kordana (2014). ...	13
Figura 2.4. Representação dos permutadores de calor propostos por Pochwat <i>et al.</i> (2019).	15
Figura 2.5. Esquematização do sistema de recuperação de calor estudado por Wong <i>et al.</i> (2010).	16
Figura 2.6. Configuração da bancada experimental realizada por McNabola & Shields (2013).	17
Figura 2.7. Representação dos circuitos de uma bomba de calor. Adaptado de Culha <i>et al.</i> (2015).	19
Figura 2.8. Representação do sistema de aquecimento de água para duche recorrendo ao aproveitamento da energia térmica do efluente do duche usando uma bomba de calor (Chen <i>et al.</i> , 2013).	22
Figura 2.9. Circuitos água e do fluido operante da bomba de calor para aquecimento de água do duche (Dong <i>et al.</i> , 2015).	24
Figura 2.10. Representação gráfica do sistema proposto por Chang <i>et al.</i> (2020).	26
Figura 3.1. Escoamento dos fluidos no permutador de tipo tubo dentro de tubo nas configurações de (a) Correntes paralelas e (b) Contracorrente.	28
Figura 3.2. Representação esquemática do circuito térmico.	30
Figura 3.3. Diâmetros da região anular entre dois tubos.	33
Figura 3.4. Fluxograma da metodologia de cálculo da transferência de calor através do permutador.	36
Figura 4.1. Escoamento dos fluidos no permutador estudado.	43
Figura 4.2. Mistura dos fluidos quente e frio para o duche na válvula misturadora.	45
Figura 4.3. Efetividade do permutador com 0,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para o permutador.	46
Figura 4.4. Efetividade do permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para o permutador.	47
Figura 4.5. Efetividade do permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para o permutador	47
Figura 4.6. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 0,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria.	48
Figura 4.7. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria.	49

Figura 4.8. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria.....	49
Figura 4.9. Perda de carga total e total das perdas de carga localizadas como função do comprimento do permutador para vários caudais de água fria.....	53
Figura 4.10. Escoamento dos fluidos na proposta de melhoria, com o fluido quente a escoar no tubo interior do permutador.	54
Figura 4.11. Efetividade do permutador com o comprimento de 0,5 m para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.....	55
Figura 4.12. Efetividade do permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.....	56
Figura 4.13. Efetividade do permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.....	56
Figura 4.14. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 0,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.....	57
Figura 4.15. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.....	58
Figura 4.16. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.....	58
Figura 4.17. Coeficiente de perda localizada para contração e expansão brusca. Adaptado de Munson <i>et al.</i> (2004).	59
Figura 4.18. Perda de carga total e total das perdas de carga localizadas como função do comprimento do permutador para vários caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior do permutador.	60
Figura 4.19. Total das perdas de carga localizadas como função do comprimento do permutador para vários caudais de água fria, para os dois modelos analisados.	61
Figura 4.20. Esquema do sistema proposto com bomba de calor.....	65
Figura 4.21. COP da bomba de calor para os vários meses do ano, para diferentes comprimentos da versão melhorada do permutador de calor.	66

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1. Número de Nusselt interno e externo nas regiões anulares de tubos concêntricos, para o escoamento laminar plenamente desenvolvido	33
Tabela 3.2. Relações da efetividade de permutadores de calor.....	35
Tabela 4.1. Temperatura média do ar e abaixamento de temperatura da água quente entre a saída do chuveiro e a entrada no sistema de esgoto.	42
Tabela 4.2. Temperatura média da água superficial do Rio Águeda.....	42
Tabela 4.3. Diâmetros interno e externo dos tubos usados no permutador estudado.	43
Tabela 4.4. Efetividade, temperatura da água pré-aquecida, coeficiente global de transferência de calor e número de unidades de transferência para o primeiro modelo de permutador analisado. .	50
Tabela 4.5. Efetividade, temperatura da água fria na saída do permutador e coeficiente global de transferência de calor para permutadores novos e com deposição.	51
Tabela 4.6. Diâmetros interno e externo dos tubos para a proposta melhorada, com o fluido quente a escar no tubo interno do permutador de calor de tubo concêntricos.	54
Tabela 4.7. Efetividade, temperatura da água fria na saída do permutador e coeficiente global de transferência de calor para permutadores novos e com deposição para o modelo melhorado.	62
Tabela 4.8. Condições de operação e COP de bombas de calor que usam efluente quente doméstico como fonte térmica de baixa temperatura.....	64

LISTA DE SIGLAS

AQS	Água quente sanitária
COP	Coeficiente de performance
GEE	Gases com efeito estufa
IPMA	Instituto Português do Mar e da Atmosfera
NTU	Número de unidades de transferência
PVC	Policloreto de vinilo
RNC	Roteiro para a Neutralidade Carbónica

NOMENCLATURA

A	Área, m ²
A_s	Área da superfície de troca térmica, m ²
A_{st}	Área da secção transversal, m ²
C	Capacidade calorífica, kJ/K
COP	Coeficiente de performance
c_p	Calor específico a pressão constante, kJ/(kg·K)
C_r	Relação entre as capacidades caloríficas
D	Diâmetro, m
D_h	Diâmetro hidráulico, m
E	Energia total, kJ
f	Fator de atrito
F	Fator de correção
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção, W/(m ² ·K)
h	Entalpia específica, kJ/kg
h_f	Perda de carga distribuída, kPa
h_L	Perda de carga localizada, kPa
k	Condutividade térmica, W/(m·K)
K_L	Coeficiente de perda de carga localizada
L	Comprimento, m
L_{eq}	Comprimento equivalente, m
\dot{m}	Caudal mássico, kg/s
Nu	Número de Nusselt
NTU	Número de unidades de transferência
Pr	Número de Prandtl
q	Transferência de calor por unidade de massa, J/kg
Q	Calor transferido, kJ
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor, kW
Q_F	Calor da fonte fria, kJ

Q_Q	Calor da fonte quente, kJ
R	Resistência térmica, K/W
r	Raio, m
R_d''	Fator de deposição, $m^2 \cdot K/W$
R_{cond}	Resistência térmica condutiva, K/W
R_{conv}	Resistência térmica convectiva, K/W
R_d	Resistência térmica associada a deposição, K/W
R_{total}	Resistência térmica total, K/W
Re_D	Número de Reynolds
T	Temperatura, K
T_F	Temperatura da fonte fria, K
T_Q	Temperatura da fonte quente, K
U	Coeficiente global de transferência de calor, $W/(m^2 \cdot K)$
u_m	Velocidade média, m/s
\dot{V}	Caudal volúmico, m^3/s
W	Trabalho total, kJ
\dot{W}	Potência, kW
W_{BC}	Trabalho necessário para a operação da bomba de calor de Carnot, kJ

Carateres Gregos

ΔT_{LMTD}	Diferença média logarítmica de temperatura, K
ΔT_e	Diferença de temperatura entre os fluidos na entrada, K
ΔT_s	Diferença de temperatura entre os fluidos na saída, K
ε	Efetividade
μ	Viscosidade dinâmica, $N \cdot s/m^2$
ρ	Massa volúmica

Índices

AF	Água fria
AQ	Água quente
AR	Ar

<i>C</i>	Bomba de calor de Carnot
<i>ED</i>	Efluente drenado
<i>e</i>	Entrada, externo
<i>HE</i>	Heat exchanger (permutador de calor)
<i>i</i>	Interno
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>s</i>	Saída
<i>F</i>	Temperatura baixa (de fonte fria)
<i>Q</i>	Temperatura elevada (de fonte quente)

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

A crescente preocupação com os impactos ambientais relacionados com a queima de combustíveis fósseis, e a percepção de que estes são recursos finitos, trazem uma ampla necessidade de serem desenvolvidos sistemas energéticos mais eficientes e com menor impacto, e maioritariamente baseados em fontes renováveis de energia, para atender ao aumento mundial da procura e utilização de energia. Os níveis de emissões de gases com efeito de estufa, como o dióxido de carbono, o metano e óxido nitroso, crescem proporção uma taxa acima da capacidade de absorção e armazenamento , através dos processos naturais, pelo planeta (EPA, 2016).

Segundo a Organização Mundial da Saúde (2018), no ano de 2016 cerca de 91% da população mundial vivia em áreas onde a exposição à poluição do ar se encontrava acima do limite estabelecido pelas suas diretrizes. Facto que, além de impactar o ambiente e o clima, pode ocasionar diversos problemas na saúde humana, como doenças respiratórias e cardiovasculares (J. Liu *et al.*, 2020)

Com base na Figura 1.1, verifica-se que o consumo de petróleo e dos seus produtos apresentam uma queda ao longo dos últimos anos; porém, estes continuam a ser a principal fonte de energia primária do país, seguidos pelas fontes de energia renováveis, o gás natural e o carvão. Ao longo dos últimos anos, mais especificamente depois de 2005, o consumo total de energia primária apresentou uma trajetória decrescente, o que deve estar associado a reduções e racionalizações de consumos, e ao aumento da eficiência energética.

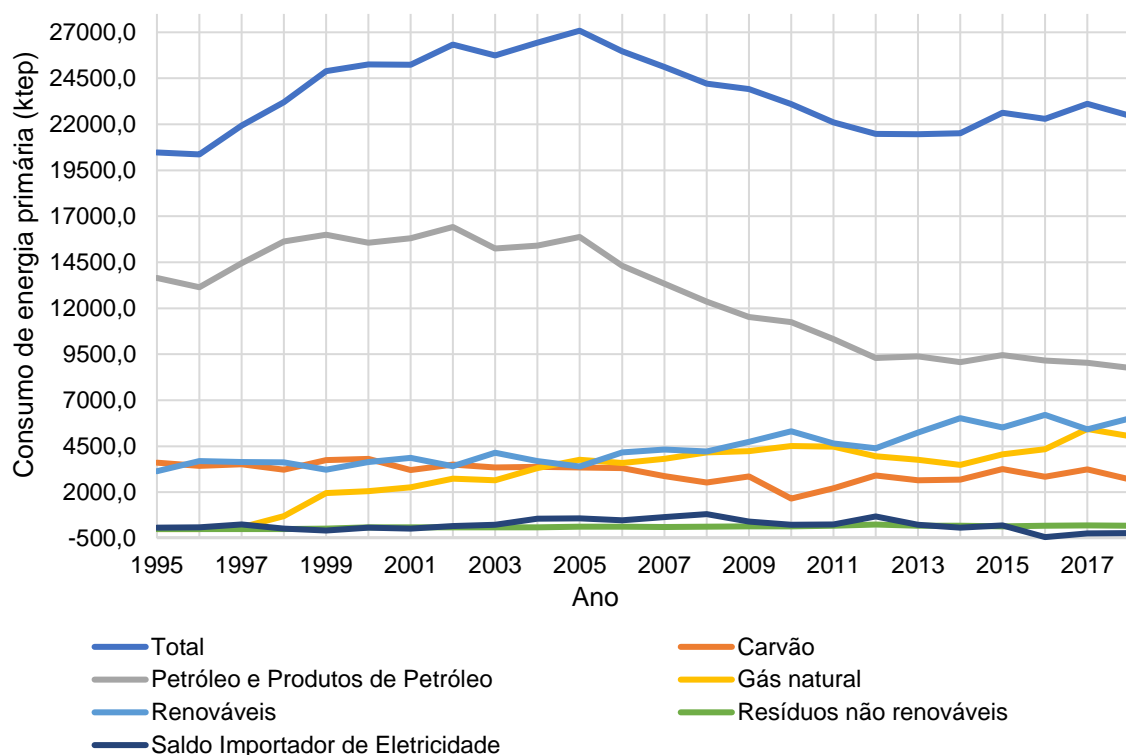


Figura 1.1. Consumo de energia primária em Portugal: total e por tipo de fonte (DGEG, 2018).

Em relação à dependência energética, foram estimados valores entre 70,5% e 88,8% de 1998 até 2019, para Portugal, devido ao elevado consumo de combustíveis fósseis provenientes de outros países, já que a produção nacional deste tipo de fonte é praticamente nula (ADENE, 2020). O aumento da eficiência energética das habitações é visto como uma alternativa para a diminuição desse indicador, do qual o Plano Nacional de Energia e Clima estabelece o objetivo de chegar a 65%, em 2030.

Em novembro de 2016 Portugal ratificou o Acordo de Paris, de que um dos objetivos de longo prazo consiste em manter o aumento médio da temperatura global a níveis bem abaixo dos 2 °C, em relação aos níveis pré-industriais, com esforços para limitar esse aumento a 1,5 °C, além de promover o desenvolvimento com baixas emissões de GEE. Para isso, o acordo estabelece que seja necessário alcançar um equilíbrio entre as emissões de GEE associadas à atividade antrópica e a remoção

dos gases da atmosfera, por sequestro de carbono e outros planos que auxiliem a neutralidade carbónica na segunda metade deste século (UNFCC, 2015).

A partir do compromisso estabelecido no Acordo de Paris, o Governo português elaborou o Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050, definindo como um dos objetivos a promoção da descarbonização no setor residencial, principalmente por meio da reabilitação urbana e aumento da eficiência energética dos edifícios. O RNC 2050 prevê uma continuação da eletrificação no que diz respeito ao conforto térmico do setor residencial, além do uso de equipamentos mais eficientes, como bombas de calor, a incorporação de fontes renováveis de energia e a melhoria do isolamento térmico (República Portuguesa, 2019).

Os edifícios representam a maior parcela do consumo de energia na União Europeia, constituindo cerca de 40% da energia final consumida no ano de 2010. Desse valor, 66% da energia é utilizada para aquecimento do ambiente, 3% para o seu arrefecimento, e 14% para aquecimento de água. Estes resultados estão diretamente relacionados com o ano de construção dos edifícios, dos quais 84% do total foram edificados há, pelo menos, vinte anos. A modernização dos sistemas de aquecimento e refrigeração é necessária para dar o seu contributo para a redução do consumo de energia e, conseqüentemente, das as emissões de carbono (IEA, 2013).

Existem atualmente diversos sistemas para aumentar a eficiência térmica de habitações através da recuperação de calor, estando alguns em funcionamento e outros em desenvolvimento. Faraj *et al.* (2020), por exemplo, referem o uso de materiais de mudança de fase na acumulação temporária de energia térmica. Estes materiais têm a capacidade de reter ou libertar uma elevada quantidade de energia térmica, que é libertada a uma temperatura aproximadamente constante durante a mudança de fase, podendo ser incorporados em elementos da construção como em tijolos, paredes e revestimentos, ou em reservatórios de armazenamento de água quente e sistemas de ventilação. Técnicas como o uso de painéis de isolamento a vácuo (Zhang *et al.*, 2019) e a aplicação de materiais de baixa condutividade térmica, como o aerogel (Bashir & Leite, 2021), na estrutura das paredes, também vêm sendo estudadas com o intuito de reduzir as perdas de calor dos edifícios.

Tecnologias para a recuperação de energia térmica aplicadas a edifícios residenciais são apresentadas por Xu *et al.* (2019), que destacam a urgente necessidade da redução das emissões relacionadas com o consumo de energia no campo de aquecimento, ventilação e ar condicionado, sugerindo o uso de permutadores de calor a operar com fontes de ar de diferentes temperaturas, o que garante o pré-aquecimento do ar de entrada a partir do calor residual retirado do ar ambiente.

Fehrm *et al.* (2002) mencionam que uma crise energética significativa na Suécia, no final de 1979, levou à elaboração e aplicação de novos regulamentos de construção de edifícios, dando início a técnicas de recuperação de calor do ar de ventilação por meio de bombas de calor, onde o calor recuperado pode ser utilizado para o aquecimento do próprio ar ou de água quente sanitária.

Com o objetivo de promover a obtenção de energia a partir de fontes renováveis, através da Diretiva (EU) 2018/2001, de 11 de dezembro, o Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia (Parlamento Europeu e Conselho Europeu, 2018) reconheceram a necessidade da produção energética a partir de resíduos, como o uso de calor e frio residuais para fins de aquecimento e refrigeração. O documento também assegura aos consumidores o direito de produzir e armazenar a sua própria energia renovável, tornando a recuperação de energia térmica de efluentes domésticos uma alternativa para a redução da emissão de GEE.

As tecnologias para o aquecimento de água para usos sanitários geralmente são divididas em duas categorias: com e sem armazenamento da água aquecida. Para o primeiro caso, a água aquecida é armazenada num reservatório com isolamento térmico e, posteriormente, misturada com água fria no ponto de consumo, até atingir a temperatura desejada para o seu uso. No segundo caso, o aquecimento instantâneo pode ocorrer na conduta que antecede o ponto de consumo, como no caso de esquentadores a gás, ou, então, diretamente neste ponto, como no caso dos chuveiros elétricos (Maldenov *et al.*, 2020).

Uma elevada parcela da energia térmica presente na água quente sanitária é inutilizada após o seu uso principal, como banhos e lavagem de roupas ou loiças, sendo imediatamente descarregada no sistema de esgoto. Vaičiūnas *et al.* (2017) referem valores de temperatura acima de 80 °C para a água utilizada em máquinas

de lavar loiça, 60 °C como a temperatura de saída das máquinas de lavar roupa num ciclo de lavagem a quente, e uma média de 40 °C para a água de um banho quente, sendo a temperatura de entrada da água no sistema de esgoto fortemente dependente da temperatura ambiente interior. Assim, entre 15% a 30% da energia térmica consumida nos edifícios residenciais é descarregada no sistema de esgoto, sendo considerada uma das maiores vias para a perda de energia térmica neste setor (Schmid, 2009).

Os sistemas de recuperação de energia térmica de efluentes domésticos são mencionados pela literatura desde o final do século 20 (Vaičiūnas *et al.*, 2017). Entretanto, muitos dos trabalhos disponíveis sobre o tema referem-se ao seu uso em operações de grande escala, como em sistemas industriais e edifícios comerciais, e não em aplicações de pequena escala para uso residencial (Bartkowiak *et al.*, 2010).

Chae & Kang (2013) e Fiore & Genon (2014) analisaram a recuperação de calor em estações municipais de tratamento de efluentes. Maddah *et al.* (2020) e Niewitecka (2018) concentraram suas investigações em sistemas de recuperação de energia térmica de efluentes industriais. Porém, o objeto deste estudo compreende os sistemas de pequena escala ao nível da habitação, onde a densidade de energia térmica aproveitável é maior que a dos sistemas domésticos de grande escala, enquanto que o volume de água quente residual é menor, devido à sua maior descentralização.

1.2 Objetivos

O objetivo desta dissertação de mestrado consiste em analisar o funcionamento dos sistemas atualmente utilizados para recuperação de energia térmica de efluentes domésticos à escala residencial, em particular a água residual da drenagem de duchas, com ênfase na performance e limitações inerentes à sua aplicação e manutenção.

A partir da revisão da literatura, pretende-se elaborar um modelo simplificado para a avaliação da performance térmica desses sistemas, em função das diferentes condições de temperatura e caudal dos fluidos de trabalho.

Por fim, espera-se responder à questão de saber se a instalação de um sistema de recuperação de energia térmica de efluentes domésticos ao nível da habitação, seja para pré-aquecimento de água ou para melhorar o coeficiente de desempenho de uma bomba de calor, é vantajosa ou não.

1.3 Organização do relatório

Este trabalho encontra-se organizado em cinco capítulos. O primeiro introduz o tema proposto e contextualiza a sua relevância para o ambiente e contribuição para alcançar os objetivos de eficiência energética em edifícios residenciais.

O segundo capítulo inicia-se com uma revisão do estado da arte de sistemas de recuperação de energia térmica de efluentes domésticos ao nível da habitação, com ênfase no calor residual da drenagem de duchas. A partir da revisão bibliográfica e do estudo de sistemas referidos na literatura científica, os parâmetros de análise e as bases para o cálculo da performance desses sistemas são apresentados no terceiro capítulo, assim como a metodologia para o cálculo da efetividade, energia transferida e temperatura de saída dos fluidos no dispositivo/sistema de recuperação de energia térmica.

Em seguida, com o objetivo de projetar um permutador de calor baseado na tubagem habitualmente utilizada na distribuição e drenagem de água em residências, é analisado um primeiro modelo do dispositivo no quarto capítulo. Para tal é seguida a metodologia de cálculo previamente estabelecida, e os resultados obtidos são apresentados e discutidos. Posteriormente, é proposto um segundo modelo, com o intuito de aumentar a efetividade do sistema e a energia térmica recuperada do efluente quente. Ainda no quarto capítulo, após o prévio estudo da recuperação de energia térmica para o aquecimento da água fria, é estudada a aplicação do permutador como um recuperador de calor associado a uma bomba de calor, para melhoria do seu coeficiente de performance. Para efetuar uma aproximação do valor real do coeficiente de performance da bomba de calor proposta, é calculado o COP de uma bomba de calor ideal de Carnot, com base nos parâmetros obtidos no pré-aquecimento da água fria pelo permutador de calor. Seguidamente é feita a comparação dos resultados obtidos com os resultados apresentados em trabalhos científicos que apresentam cenários semelhantes ao

proposto neste trabalho. É possível, desta forma, estabelecer um fator de correlação entre o COP de uma bomba de calor de Carnot e o COP de uma bomba de calor real. Por fim, são apresentadas e analisadas as principais limitações inerentes à implementação, operação e manutenção dos sistemas propostos, e formas de as mitigar.

No quinto capítulo, são apresentadas as conclusões do trabalho realizado, e apontadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DO ESTADO DA ARTE

Um sistema de recuperação de energia térmica de efluentes domésticos permite a transferência de uma parte da energia térmica do efluente quente resultante das atividades realizadas numa habitação, para um outro fluido a ser aquecido. Essa transferência pode ser realizada através de permutadores de calor, que promovem o aquecimento do fluido que se pretende aquecer, como a água de abastecimento, ou então para um fluido de trabalho a ser utilizado numa bomba de calor.

Para a implementação desses sistemas ao nível da habitação, a temperatura do fluido quente residual é relativamente elevada quando comparada com a temperatura da água recebida da rede de distribuição. A pequena distância entre a energia térmica disponível e o ponto de consumo da energia térmica recuperada é uma vantagem nestes casos, assim como a baixa, ou mesmo nula, influência de fatores externos e eventos climáticos sobre o funcionamento do sistema (Culha *et al.*, 2015).

2.1 Permutadores de calor

A principal função do permutador de calor de um sistema de recuperação de energia térmica de efluentes domésticos é promover o aquecimento de uma corrente fria de fluido com a energia térmica disponível no fluido quente rejeitado, promovendo assim a redução da energia necessária para aquecer a água da corrente fria.

Existem dois tipos de sistemas de recuperação de energia térmica de efluentes domésticos: os que atuam em simultâneo com o consumo de água quente e os que possuem um reservatório de armazenamento, seja do efluente ou da água pré-aquecida, para uso posterior. No primeiro caso, a energia térmica recuperada é utilizada de forma instantânea para pré-aquecer a água a ser utilizada, podendo os caudais dos fluidos quente e frio ser ou não iguais.

Estudos indicam que 4 a 15% da energia de um edifício pode ser recuperada através do uso de um permutador com 1,5 m de comprimento e 50 mm de diâmetro interno, que utilize a água drenada de chuveiros como fonte de calor (Wong *et al.*, 2010). A eficiência de um permutador de calor está diretamente relacionada com

os caudais e com a área de transferência de calor. Ao aumentar a área de transferência de calor do permutador, seja por aumento de seu tamanho ou pela adição de alhetas, espera-se aumentar o desempenho do dispositivo.

Nos sistemas de recuperação de energia térmica baseados em permutadores de calor com água de drenagem, estes podem ser utilizados de forma isolada, ou em associação com um reservatório de armazenamento. No primeiro caso, a energia térmica útil só estará disponível durante a utilização da água quente, sendo simultânea a existência de ambos os caudais da água fria a ser aquecida e da água quente residual proveniente do uso de chuveiros, banheiras, lavatórios ou máquinas de lavar roupa ou loiça. Já no segundo caso, a energia térmica armazenada é para ser utilizada posteriormente.

Ao comparar os usos de água quente sanitária, os sistemas que usam os permutadores de calor de forma isolada são mais atrativos quando aplicados associados a chuveiros, já que estes têm um maior consumo diário de água em relação aos outros, com uma temperatura considerável da água à entrada do sistema de drenagem. Além disso, não existem perdas térmicas significativas para o ambiente externo, visto que a distância entre o ponto de recolha do efluente e o ponto de consumo dessa energia é curta e, ainda, o seu uso possibilita o consumo e recuperação de energia em simultâneo, evitando a necessidade recorrer a reservatórios de armazenamento, os quais representam sempre um custo acrescido de investimento e de instalação (Deng *et al.*, 2016).

De acordo com Bartkowiak *et al.*, (2010), para um correto funcionamento do sistema geralmente é necessário utilizar apenas um filtro e uma adaptação da conduta de saída à entrada do permutador, não sendo, na generalidade dos casos, requeridas manutenções exigentes ou mecanismos complexos. Porém, fatores como a formação de biofilme e a acumulação de impurezas, como gorduras e fragmentos de sabão na superfície interna, podem afetar a eficiência da permuta térmica, pelo que mecanismos e ações para sua remoção e controlo, devem ser cuidadosamente analisados e avaliados.

Segundo a literatura, os tipos de permutadores de calor mais utilizados nestes sistemas são os de placas planas (Bartkowiak *et al.*, 2010), casco e tubo, tubo duplo (Wong *et al.*, 2010) e o modelo de cobre, representado na Figura 2.1, onde o

efluente drenado escoar por um tubo, geralmente de mesmo diâmetro que uma conduta convencional, enquanto a água a ser aquecida escoar em contracorrente num tubo externo, de menor diâmetro, disposto à volta do maior, segundo uma configuração em espiral (Culha *et al.*, 2015; Wallin & Claesson, 2014).



Figura 2.1. Permutador de calor em espiral. Adaptado de EcoInnovation (2021).

Em relação à posição, as configurações de instalação mais comuns destes sistemas são na vertical, na horizontal, ou então embutidos na base do chuveiro. Devido ao espaço vertical necessário para a sua instalação, a primeira configuração é geralmente adotada em edificações novas logo na fase de projeto, ou inserida no subsolo de edifícios já finalizados, o que dificulta a sua utilização generalizada já que uma elevada parte dos edifícios já construídos não possui os requisitos de área disponível para essa instalação (Vaičiūnas *et al.*, 2017).

O tamanho do permutador de calor depende das condições de instalação e do potencial desejado de recuperação de energia térmica. Quando em construções já existentes, há a possibilidade de instalar o permutador de calor substituindo uma parte da conduta de drenagem pré-existente. Como resultado, o regime de escoamento da água residual permanece o mesmo; porém, é acrescentado o tubo externo, onde irá escoar a água a ser pré-aquecida. As tubagens interna e externa devem garantir a separação total dos fluidos, para que não exista a possibilidade de contaminação da água de entrada pelo efluente rejeitado.

O dispositivo de recuperação de energia térmica das águas residuais também pode ser instalado de modo que a tubagem interna esteja submersa, com a intenção de aumentar a área de troca térmica, conforme ilustrado na Figura 2.2c. Caso o fluido quente escoar no tubo externo, essa configuração intensifica a possibilidade de entupimentos e a necessidade de manutenções mais frequentes, o que torna o projeto desinteressante para aplicação residencial. Por isso, o modelo de tubos

concêntricos, com o escoamento externo do fluido frio, é considerado mais adequado para ser considerado neste estudo. Esta configuração também reduz as perdas de energia térmica do fluido quente para o exterior, pois este estará na região central do sistema.

A posição do permutador de calor é outro fator que tem influência direta na superfície de troca térmica, pois a geometria do escoamento varia consoante a sua inclinação, alterando assim a área de contacto entre o fluido e a superfície interior da conduta. Em sistemas na posição horizontal, a fração da área da superfície interna do tubo em contacto com o fluido depende da profundidade do escoamento, se este ocorre em condutas não totalmente preenchidas pelo escoamento, fluindo na parte inferior do tubo, conforme representado na Figura 2.2a. Na posição vertical, representada na Figura 2.2b, o escoamento do fluido ocorre em torno de toda a superfície interna do tubo. (Beentjes *et al.*, 2014).

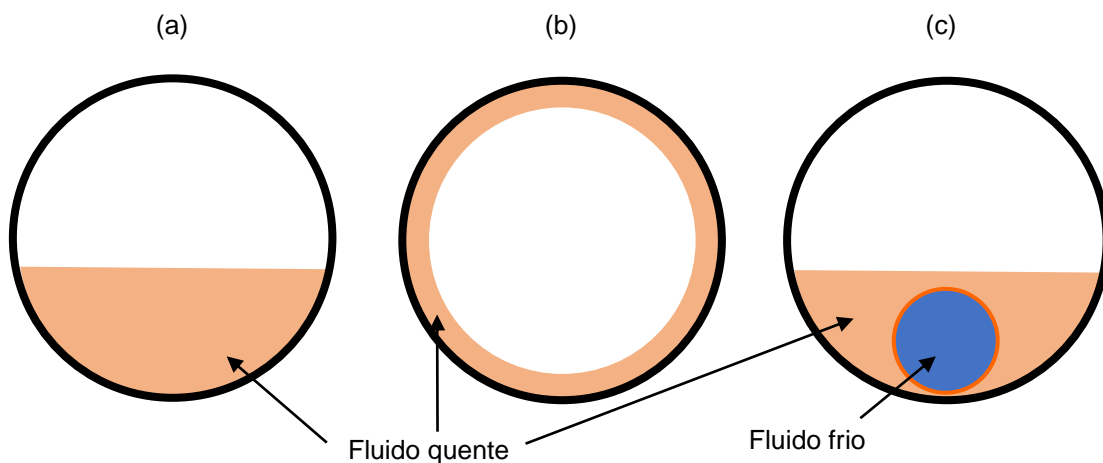


Figura 2.2. Representação do escoamento na secção transversal de permutadores de calor instalados segundo diferentes orientações: a) horizontal; b) vertical; c) modelo proposto por McNabola & Shields (2013).

McNabola & Shields (2013) referem quedas de eficiência de permuta térmica de 67% para 17% se se altera a orientação de um mesmo dispositivo de troca de calor da posição vertical para a horizontal, alterando também o respetivo período de retorno de investimento de 3,7 para 15,1 anos. Devido a isso, autores como Vaičiūnas *et al.* (2017) consideram que permutadores de calor na posição horizontal têm uma eficiência elevada apenas para usos envolvendo elevados consumos de

água, como em locais públicos ou em sistemas de drenagem ao nível de um edifício ou de rede pública municipal.

Devido à dificuldade de implementação de permutadores de calor na vertical em construções já existentes, com menor desempenho esperado que em dispositivos instalados na horizontal, McNabola & Shields (2013) investigaram um sistema horizontal de recuperação de energia térmica a partir das águas residuais provenientes de um chuveiro doméstico, concluindo que estes podem conduzir a eficiências de permuta satisfatórias mesmo associadas a menores consumos de água. A solução encontrada pelos autores consiste numa configuração em que o tubo por onde escoia o fluido frio fica posicionado na área inferior do interior do tubo por onde flui o efluente quente, aumentando assim a área de troca de calor em contacto com o fluido quente, como é representado na Figura 2.2c.

Além da orientação do permutador de calor, existem essencialmente três possibilidades de disposição do equipamento no sistema hidráulico da habitação: a água pré-aquecida escoia para a entrada do sistema de aquecimento e, também, para a válvula de mistura (Figura 2.3a); flui somente para a entrada do aquecedor (Figura 2.3b); ou apenas flui para a válvula de mistura (Figura 2.3c). A Figura 2.3d representa um sistema de aquecimento convencional, sem recuperação de energia térmica.

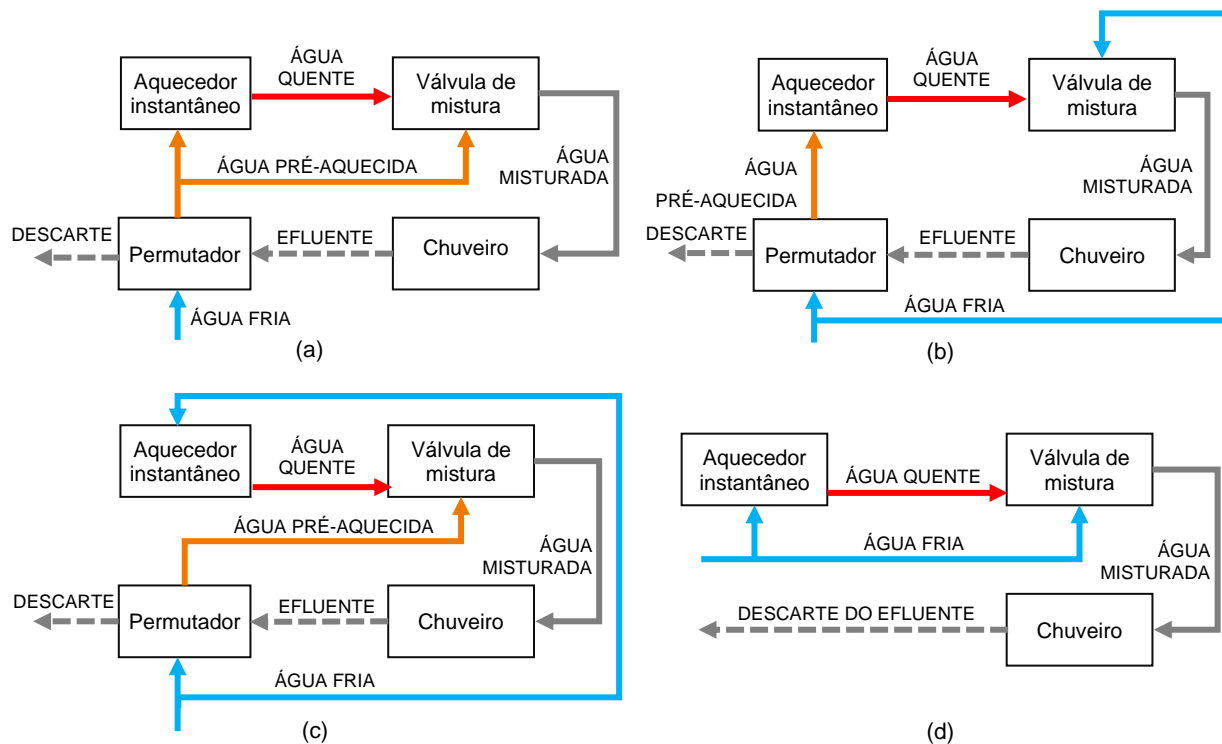


Figura 2.3. Sistemas de recuperação de energia térmica. Adaptado de Słyś & Kordana (2014).

Na primeira configuração (Figura 2.3a), a água a ser pré-aquecida escoia para o aquecedor e para a válvula de mistura do duche, e o caudal do efluente quente é semelhante ao caudal de água fria, à exceção de uma pequena parcela que pode ser retida/desviada durante o banho. Em todos os trabalhos científicos que discutem as diversas possibilidades de configuração do sistema de recuperação de energia térmica através de permutadores, esta configuração é a que tem o melhor desempenho em termos de economia de energia. Também é considerada a instalação que requer maior quantidade de tubos para ligação hidráulica, ou seja, exige maior investimento.

Na opção de instalação em que a água pré-aquecida abastece apenas o aquecedor (Figura 2.3b), a economia de energia deve-se ao facto de se aumentar a temperatura da água vinda da rede de abastecimento e, por consequência, será requerida menos energia térmica para atingir a temperatura requerida no dispositivo produtor de água quente. Nesta configuração os caudais não estão em equilíbrio, pois o caudal de água fria é menor do que o caudal de água residual de drenagem.

No caso em que a água pré-aquecida pelo permutador de calor escoar apenas para a válvula de mistura do chuveiro (Figura 2.3c), os caudais dos fluidos quente e frio também estão desequilibrados. Presume-se que, nessa configuração, e dependendo da temperatura de conforto definida pelo utilizador, o caudal de água fria corresponda a 30% a 60% do caudal do efluente (Kimmels, 2011).

Em geral, permutadores de calor na posição horizontal possuem um período de inicialização de 5 s, com aproximadamente 10 s adicionais para que a água percorra o trajeto desde a saída do chuveiro até à entrada do equipamento de troca térmica. Bertrand *et al.* (2017) referem que os sistemas verticais requerem diferenças de temperatura entre os fluidos de, no mínimo, 9 a 10 °C, para obter um resultado minimamente satisfatório, além de um comprimento médio entre 1 a 2 m, o que representa uma limitação à sua instalação.

Devido a um elevado número de edifícios já construídos em Portugal e no mundo não dispor do espaço necessário para a instalação e operação de permutadores que operam na vertical, por gravidade, e com o intuito de desenvolver o estudo com base em uma tecnologia que pode ser utilizada em maior escala, de forma a alargar a possibilidade de instalação dos sistemas de recuperação de energia térmica ao nível habitacional, e o seu efeito no aumento da eficiência energética deste setor, o modelo selecionado para este estudo consiste no permutador de tubos concêntricos de passagem simples, posicionado na horizontal.

De forma geral, as temperaturas e caudais da água de abastecimento e do efluente drenado, e as características do permutador de calor têm a maior influência na quantidade de energia térmica recuperada pelo sistema (Ravichandran *et al.*, 2021).

2.1.1 *Aplicações na recuperação da energia térmica da água residual de duchas*

Devido à necessidade da criação de soluções para a redução do consumo energético em habitações, e de aproveitamento da energia térmica da água quente proveniente de duchas, foram, e estão a ser, desenvolvidos estudos para analisar o potencial de recuperação de energia térmica e dos permutadores de calor específicos com este objetivo. Esta secção descreve alguns desses estudos, incluindo os seus principais resultados.

Com a finalidade de comparar os resultados da efetividade entre um permutador de calor de tubo duplo e um protótipo com as mesmas dimensões, porém com a inserção de alhetas, Pochwat *et al.* (2019) utilizaram dispositivos de 2 m de comprimento, onde o efluente quente escoava pelo tubo externo de PVC com um diâmetro de 50 mm, enquanto a água fria escoava no tubo interno de cobre, com diâmetro de 12 mm. A Figura 2.4 mostra os sistemas com e sem alhetas, e a sua respectiva secção transversal, sendo indicados os materiais utilizados e o sentido do escoamento dos fluidos quente e frio.

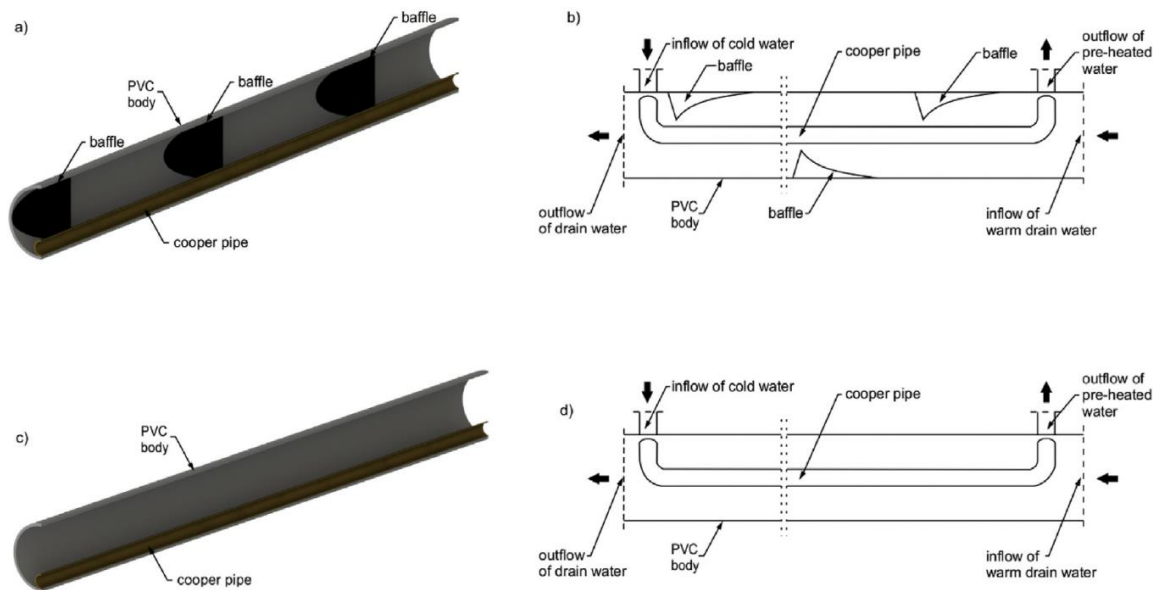


Figura 2.4. Representação dos permutadores de calor propostos por Pochwat *et al.* (2019).

Durante o estudo dos modelos, a temperatura do efluente manteve-se constante (38 °C), tendo sido testados diferentes temperaturas e caudais do fluido frio. Para um caudal de 0,12 L.s⁻¹ e uma temperatura de 12 °C, o dispositivo convencional apresentou uma efetividade de 13%, enquanto, nas mesmas condições, o modelo com alhetas permitiu atingir 25,3%. Ao reduzir o caudal da água fria para 0,047 L.s⁻¹, a efetividade do modelo sem aletas aumentou para 15,15%, enquanto a do modelo com alhetas para aumentar a área de troca térmica aumentou para 28,5%. Foram estimados potenciais de economia de energia anual entre 400 kWh e 610 kWh, para uma residência unifamiliar com quatro habitantes, utilizando os dispositivos estudados.

Um outro estudo sobre recuperação da energia térmica da água de duchas a partir de permutadores de calor foi desenvolvido por Wong *et al.* (2010), onde um permutador de tubo duplo simples, de passagem única dos fluidos em contracorrente foi instalado na parte inferior da base de um duche, conforme mostrado na Figura 2.5. A transferência de calor do sistema foi avaliada com base na efetividade, obtida pelo método do número de unidades de transferência, que é apresentado de forma detalhada na Secção 3.4 deste documento.

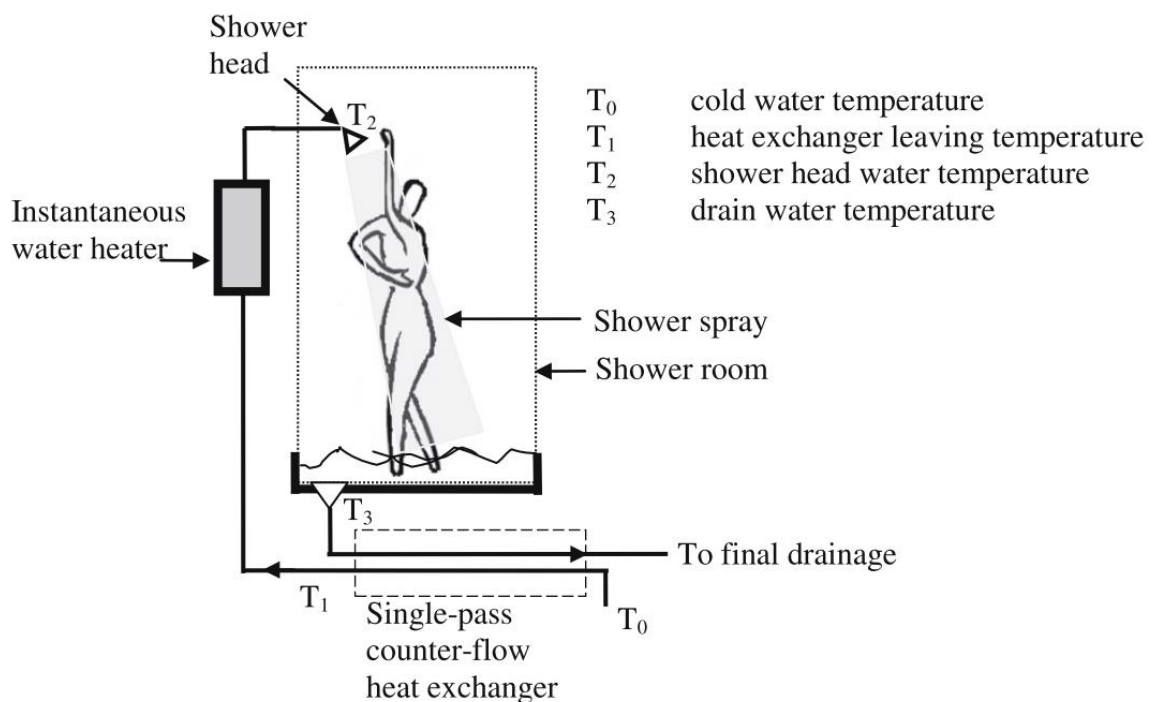


Figura 2.5. Esquemática do sistema de recuperação de calor estudado por Wong *et al.* (2010).

Para uma média de 1,4 banhos por dia, por habitante, com uma duração de 12 min cada, os autores analisaram a efetividade de um dispositivo de 1 m de comprimento, onde o efluente quente escoava pelo tubo interno de cobre, com 40 mm de diâmetro, enquanto a água a ser aquecida escoava pelo tubo externo de PVC, com diâmetro de 100 mm. Após a realização de ensaios experimentais para gamas de temperaturas entre 38 e 40 °C para o efluente quente e de 14 a 16 °C para a água fria, foram obtidas efetividades abaixo dos 10%.

McNabola & Shields (2013) também estudaram um permutador de calor de tubo duplo para recuperação da energia térmica de águas residuais de chuveiros. Porém, neste caso, o efluente quente escoava pelo tubo externo, com 40 mm de diâmetro, enquanto a água fria circula pelo tubo interno, com 12,5 mm de diâmetro e 1,58 mm de espessura. O dispositivo utilizado no estudo apresenta três curvas, o que permite que o permutador tenha um comprimento de 2,4 m num pequeno espaço de 0,8 m². O permutador e os equipamentos utilizados para as medições de temperatura encontram-se representados na Figura 2.6.

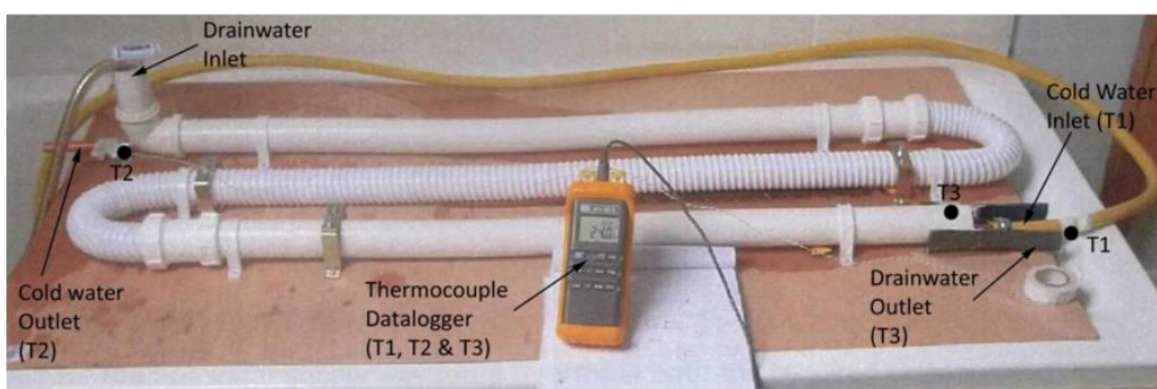


Figura 2.6. Configuração da bancada experimental realizada por McNabola & Shields (2013).

Os testes foram realizados com caudais de consumo de água do chuveiro entre 0,10 e 0,16 L.s⁻¹, com temperaturas de 37 °C para o efluente quente e 11,3 °C para a água fria, tendo sido estimadas as efetividades de 26,5% e 23,0% para os respectivos caudais. Também foi desenvolvido um modelo numérico para simular o sistema quando se aumenta o número de curvas do permutador e, assim, o seu comprimento, tendo verificado que são necessárias 10 curvas para se atingir uma efetividade de 50%.

Esse estudo mostra que é possível atingir performances elevadas usando o permutador estudado. No entanto, para isso é necessário que o comprimento do dispositivo seja considerável, o que pode originar problemas relacionados com a sua implementação e operação, como a acumulação de sedimentos, que acaba por reduzir o potencial de transferência de calor, que, associada a um drástico aumento da perda de carga, torna a solução muito pouco interessante.

2.2 Bombas de Calor

As bombas de calor promovem a transferência de calor de uma região de temperatura mais baixa para outra a temperatura mais alta. Neste caso, a energia térmica presente na água quente de drenagem pode ser reaproveitada para usos mais diversos através de uma bomba de calor. Esta tecnologia vem sendo cada vez mais usada em países desenvolvidos em sistemas de aquecimento, utilizando como fontes de calor de baixa temperatura água, ar e até mesmo o solo.

No clima do continente Europeu, as bombas de calor que utilizam fontes térmicas como o ar atmosférico podem não fornecer o efeito de aquecimento esperado para o conforto térmico em habitações nos períodos mais frios, pois estes apresentam baixa temperatura ambiente durante o inverno (Kahraman & Çelebi, 2009). Em comparação com as outras fontes de energia térmica de baixa temperatura para bombas de calor, as águas residuais domésticas apresentam temperaturas relativamente mais elevadas no inverno, época em que ocorre um aumento da procura de aquecimento, tornando-se uma fonte térmica interessante para estes sistemas térmicos (Hepbasli *et al.*, 2014).

O sistema é composto por quatro componentes principais: condensador, evaporador, compressor e válvula de expansão. Para fins de aquecimento, a energia térmica é transferida do efluente doméstico para o fluido operante da bomba de calor no evaporador. Após esta etapa o fluido (vapor) passa no compressor, onde o aumento de pressão é acompanhado de um aumento de temperatura, suficiente para que este, a uma temperatura elevada, possa aquecer um outro fluido no condensador. Por último, a pressão do fluido é reduzida para a pressão do evaporador ao passar na válvula de expansão. Estas são as etapas do ciclo de compressão de vapor, esquematizadas na Figura 2.7, a qual contém 3 circuitos: o do efluente quente drenado, o do fluido de trabalho da bomba de calor, e o da água fria que se pretende aquecer.

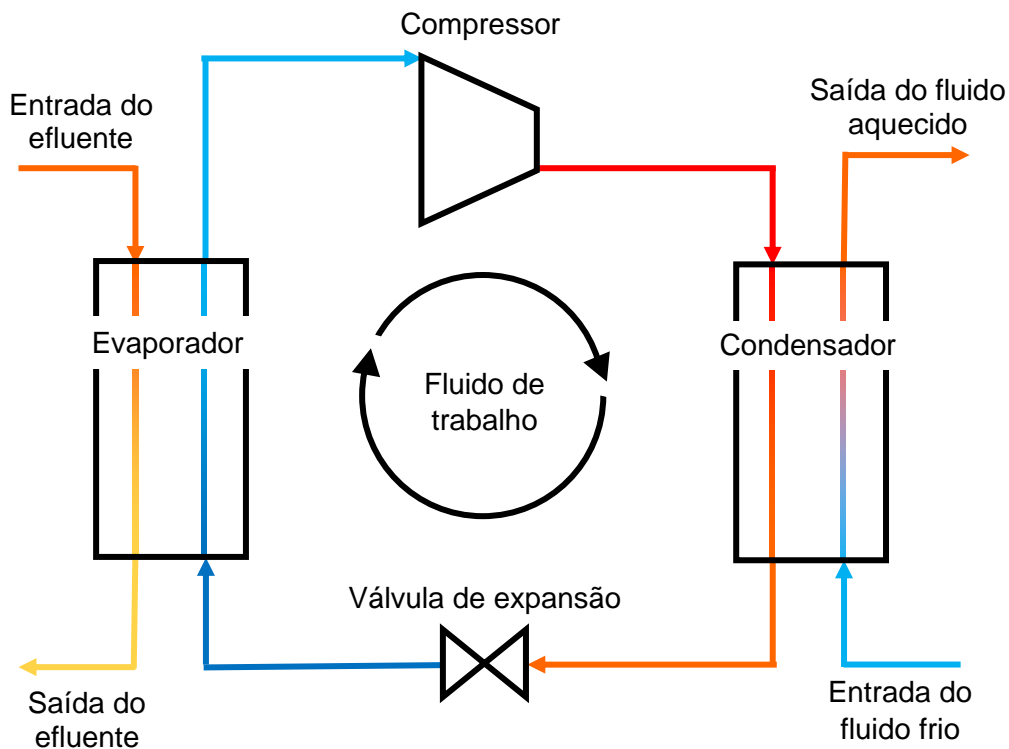


Figura 2.7. Representação dos circuitos de uma bomba de calor. Adaptado de Culha *et al.* (2015).

Culha *et al.* (2015) classificam as bombas de calor de acordo com o seu modo de operação em três categorias diferentes: monovalentes, bivalentes e multivalentes. Os sistemas monovalentes são aqueles em que apenas a bomba de calor é suficiente para fornecer a energia térmica necessária ao processo de aquecimento até ao nível de temperatura pretendido.

Nos sistemas bivalentes existe um sistema de aquecimento suplementar, para auxiliar quando a necessidade de energia térmica é maior que a que corresponde à capacidade de aquecimento da bomba de calor, o que pode ser o caso em dias mais frios ou quando a bomba de calor não está em operação. Já o sistema multivalente é geralmente utilizado em conjunto com a cogeração em edifícios maiores. Para a utilização doméstica, ao nível de habitação, que é o objeto de estudo deste trabalho, as duas primeiras categorias (monovalente ou bivalente) são as mais usadas.

O desempenho energético de uma bomba de calor é quantificado pelo seu coeficiente de performance (COP), que é a razão entre a energia térmica libertada para aquecimento da água fria e a energia (elétrica) necessária para fazer operar

a bomba de calor. Quanto mais elevado o COP melhor é o desempenho do equipamento (Çengel *et al.*, 2019). Para aquecimento de água quente sanitária, e para bombas de calor cujos compressores são acionados por motores elétricos, este parâmetro é calculado como descrito na norma EN 16147:2017, e tem influência direta na escolha do equipamento pelo consumidor e no seu valor de mercado. Num artigo de revisão sobre bombas de calor que utilizam efluentes quentes como fonte térmica de baixa temperatura para fins de aquecimento, Hepbasli *et al.* (2014) reportam coeficientes de performance das bombas de calor entre 1,77 e 10,63.

As bombas de calor que utilizam a água quente drenada de chuveiros têm a vantagem de a fonte térmica ter uma temperatura estável, sujeita a uma baixa influência de fatores externos como alterações nas condições atmosféricas ou variações da temperatura do ar entre o dia e a noite. As maiores variações de temperatura estão relacionadas com as alterações promovidas pelo utilizador ao procurar condições de conforto térmico durante o banho e o comprimento das tubagens, assim como com os materiais das tubagens e o seu isolamento térmico. Em geral, os estudos sobre o uso de água quente residual de chuveiros em bombas de calor concentram-se em espaços públicos de uso centralizado em grande escala, como hotéis (Baek *et al.*, 2005; Chao *et al.*, 2013), e vestiários (L. Liu *et al.*, 2014). Como a temperatura média, o volume e concentração de componentes químicos e de matéria orgânica nos efluentes coletados dos sistemas centralizados são diferentes dos da água residual de chuveiros, compreende-se que os resultados obtidos nos estudos de sistemas de média e grande escala não devem ser utilizados como referência para elaborar projetos envolvendo bombas de calor que usam como fonte térmica fria o efluente quente de banhos em sistemas residenciais.

O uso de águas residuais de chuveiro como fonte térmica fria em bombas de calor ao nível da habitação está geralmente associado ao armazenamento do efluente num reservatório de retenção. Porém, em alguns estudos o sistema funciona mesmo sem o reservatório de efluente, ou seja, a energia térmica do efluente só é transferida/aproveitada pelo sistema de bomba de calor durante o período do banho.

Estudos prévios sobre a recuperação de energia térmica da água drenada de duchas usando bombas de calor mostraram que estes sistemas são capazes de reduzir o consumo de energia elétrica e, por consequência, a poluição ambiental, assim como, comparado aos métodos convencionais de aquecimento de água para uso sanitário, apresentam baixos custos de operação.

2.2.1 *Exemplos de projetos e modelos existentes*

Na China, Chen *et al.* (2013) projetaram uma bomba de calor para aquecimento de água a ser utilizada exclusivamente para o duche, cuja fonte térmica de baixa temperatura é a água drenada desse mesmo duche. O sistema desenvolvido inclui um controlador de temperatura, válvulas de controlo e um reservatório de armazenamento de água quente dotado de uma resistência elétrica de apoio, com a função de pré-aquecer a água para temperaturas entre os 50 e 60 °C antes do banho ser iniciado. No instante inicial, o chuveiro é abastecido apenas com água oriunda do reservatório de água quente, e a bomba de calor só entra em funcionamento a partir do momento em que existe um caudal significativo de efluente quente no regenerador, altura em que, de forma automática, a resistência elétrica é desligada.

Como é possível observar na Figura 2.8, com o sistema em funcionamento o efluente drenado do duche passa pelo permutador de calor e, posteriormente, para o evaporador da bomba de calor, que é um permutador de tubo duplo com escoamento em contracorrente, com o fluido operante R-134a a fluir no tubo interno e o efluente a fluir no tubo externo. Após isso o efluente é direcionado para o sistema de esgotos do edifício. O condensador da bomba de calor consiste também num permutador de tubo duplo com escoamentos em contracorrente, fluindo o R-134a no tubo interno e a água a aquecer no tubo externo.

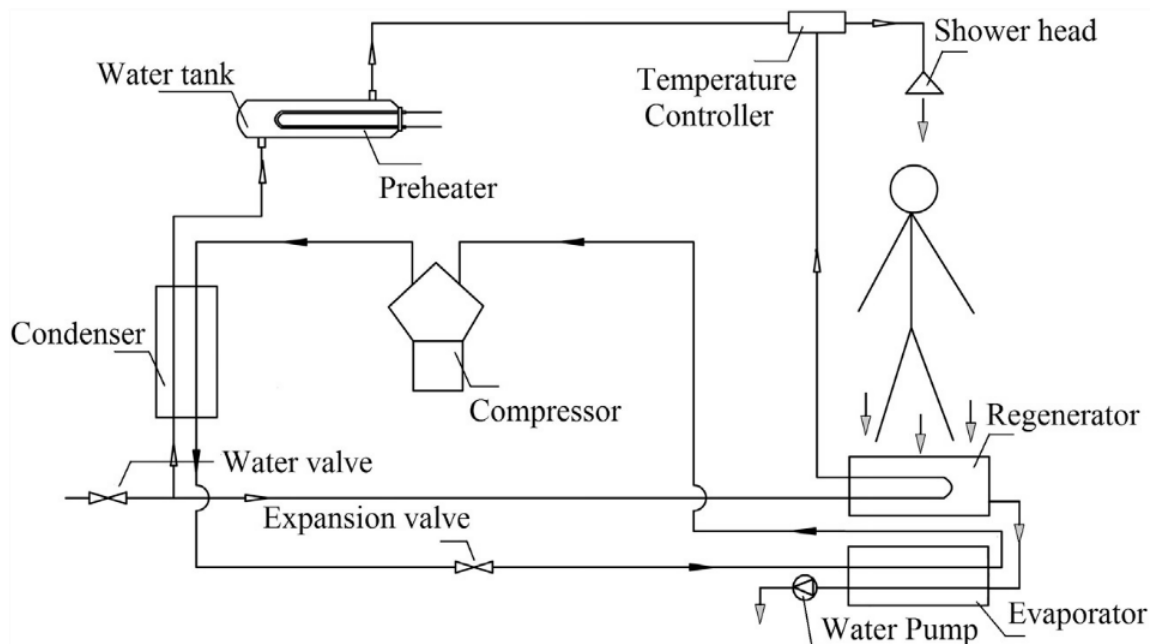


Figura 2.8. Representação do sistema de aquecimento de água para duche recorrendo ao aproveitamento da energia térmica do efluente do duche usando uma bomba de calor (Chen *et al.*, 2013).

O controlador de temperatura é responsável por regular os caudais de água vinda do reservatório de acumulação de água quente e da água pré-aquecida pelo recuperador, que é um permutador de casco e tubo, onde a água fria escoo pelo tubo e o efluente drenado escoo pela parte superior da carcaça, que é aberta, com o objetivo de controlar a temperatura da água do duche. Os resultados desse estudo mostram que as diferenças observadas entre as temperaturas do efluente e do fluido R134a no evaporador não foram maiores que 2 °C, isto é, o sistema aproveita uma elevada parcela da energia térmica do efluente, reduzindo as perdas de energia térmica por descarga do efluente quente no sistema de esgoto. Para um caudal de 0,13 L.s⁻¹ de água quente fornecida a 50°C na saída do condensador, com o efluente a entrar a 25,5 °C no evaporador, os autores calcularam um COP de 3,15 para a bomba de calor isoladamente, enquanto que para o sistema completo obtiveram um COP de 3,6.

Para investigar a eficiência da transferência de energia térmica no condensador de uma bomba de calor foi usado o software de simulação de processos e ciclos termodinâmicos, EBSILON, tendo Wu *et al.* (2018) estabelecido um modelo para um sistema cuja fonte de calor de baixa temperatura é a água drenada de um duche a 38 °C. Após a simulação, com variações na temperatura da água (fria) da rede

entre 5 e 30 °C, verificou-se que o aumento da temperatura da água fria na entrada do condensador da bomba de calor não afetou significativamente o COP, avaliado como sendo de 3,3, sendo este coeficiente mais afetado pela variação do caudal requerido de água quente.

Ao desenvolverem o protótipo de um sistema de recuperação de energia térmica do efluente de duchas para aquecimento de água em habitações unifamiliares, Dong *et al.* (2015) experimentaram operar o sistema a partir de diferentes condições iniciais, comparando os resultados obtidos. Como se observa na Figura 2.9, o conjunto é composto por uma 'caixa' para extração de energia térmica do efluente (waste heat extraction device), um compressor, um reservatório de água quente, um aquecedor elétrico, uma válvula de mistura e um tubo capilar (que desempenha a função de válvula de expansão da bomba de calor). O dispositivo de extração de energia térmica do efluente quente consiste numa carcaça aberta na parte superior, por onde escoam a água residual do duche. Na região superior do seu interior encontram-se tubos de cobre onde escoam a água a ser pré-aquecida, enquanto os tubos de cobre onde escoam o fluido operante da bomba de calor estão localizados na parte inferior da carcaça. A configuração adotada tira partido da estratificação térmica do efluente, localizando-se o efluente a maior temperatura na parte superior da carcaça, e o efluente a menor temperatura na parte inferior da carcaça.

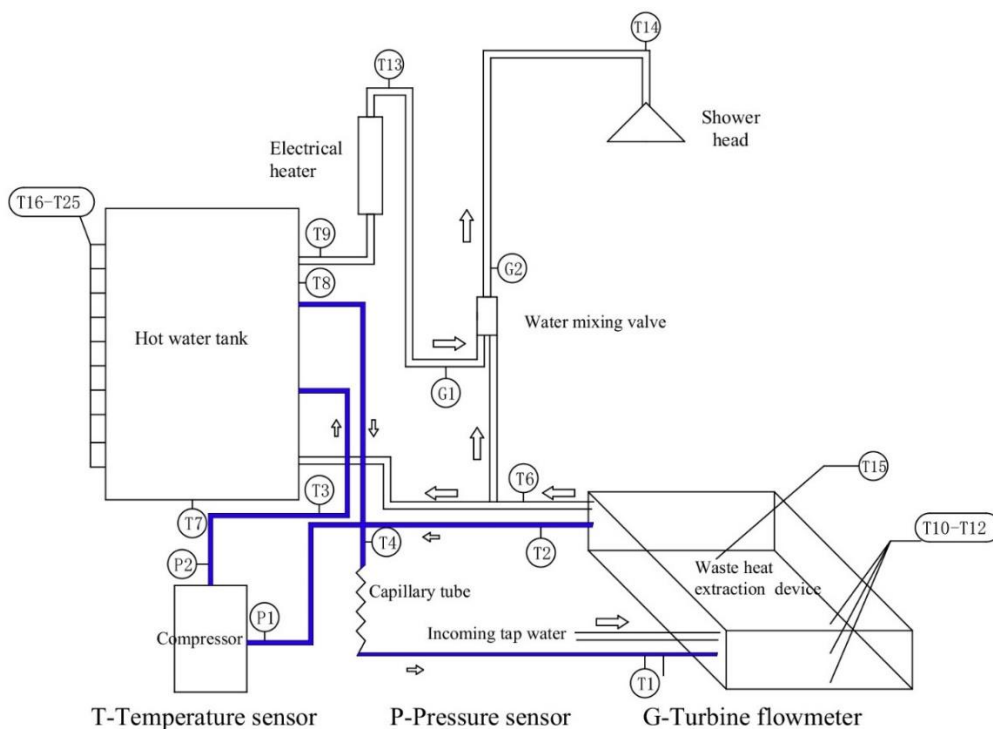


Figura 2.9. Circuitos água e do fluido operante da bomba de calor para aquecimento de água do duche (Dong *et al.*, 2015).

Na Figura 2.9 o circuito a azul refere-se ao fluido R134a, enquanto os circuitos a branco representam as condutas por onde escoa a água. A água fria vinda da rede de abastecimento é inicialmente pré-aquecida no dispositivo de extração de calor do efluente, instalado na parte inferior do duche. A água pré-aquecida é então direcionada para duas tubagens: uma segue diretamente para a válvula de mistura do duche, para regular a temperatura da água na saída do chuveiro, enquanto a outra segue para o reservatório de água quente. Uma resistência elétrica foi instalada na zona da saída da água quente do reservatório, para elevar a temperatura da água para um nível satisfatório caso o sistema não forneça a energia térmica necessária para a água quente atingir a temperatura desejada.

No circuito do fluido R134a, a energia térmica do efluente é absorvida pelo fluido operante da bomba de calor no dispositivo de extração de calor, que se comporta como um evaporador. Em seguida, o fluido operante da bomba de calor escoar em direção ao compressor e, posteriormente, para o reservatório de água quente, que atua como o condensador da bomba de calor, onde um volume de 60 L de água é aquecido até à temperatura desejada. Após o condensador, o R134a segue para o

tubo capilar, onde a sua pressão é reduzida e, então, retorna ao dispositivo de extração de calor do efluente drenado.

Este estudo reporta dois tipos de experiências. No primeiro, a água fria não foi pré-aquecida no dispositivo de extração de calor, enquanto que no segundo esta passou pelos tubos de cobre no interior do equipamento, o que elevou a sua temperatura antes de seguir para o reservatório de água quente e para a válvula de mistura.

As experiências foram realizadas com um caudal de $0,10 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ de água quente a $42 \text{ }^\circ\text{C}$ e um tempo total de duche de 15 min. Após 1 min contado a partir do início do banho, a quantidade de efluente no dispositivo de extração de calor foi considerada suficiente para iniciar o funcionamento da bomba de calor e, assim, o compressor foi posto em funcionamento. Após os 15 min, a válvula do chuveiro foi fechada; porém, o compressor foi mantido em funcionamento até que a temperatura da camada superior da água no reservatório atingisse $49 \text{ }^\circ\text{C}$. Caso a temperatura da água quente direcionada para a válvula de mistura (T13) apresentasse valores abaixo de $44 \text{ }^\circ\text{C}$, a resistência elétrica seria utilizada com o objetivo de a aumentar. Para a primeira experiência, o COP calculado para todo o sistema foi de 2,19, enquanto a segunda conduziu a um COP de 3,21, o que equivale a um aumento de 46,57% na performance do sistema com pré-aquecimento da água no dispositivo de extração de calor.

Um outro estudo a propor um sistema de recuperação de energia térmica da água drenada de chuveiros, a partir de um sistema integrando um permutador e uma bomba de calor, foi feito por Chang *et al.* (2020). No modelo projetado, a bomba de calor possui dois evaporadores, um cuja fonte térmica de baixa temperatura é o efluente, e outro cuja fonte térmica é o vapor quente. O sistema encontra-se ilustrado na Figura 2.10.

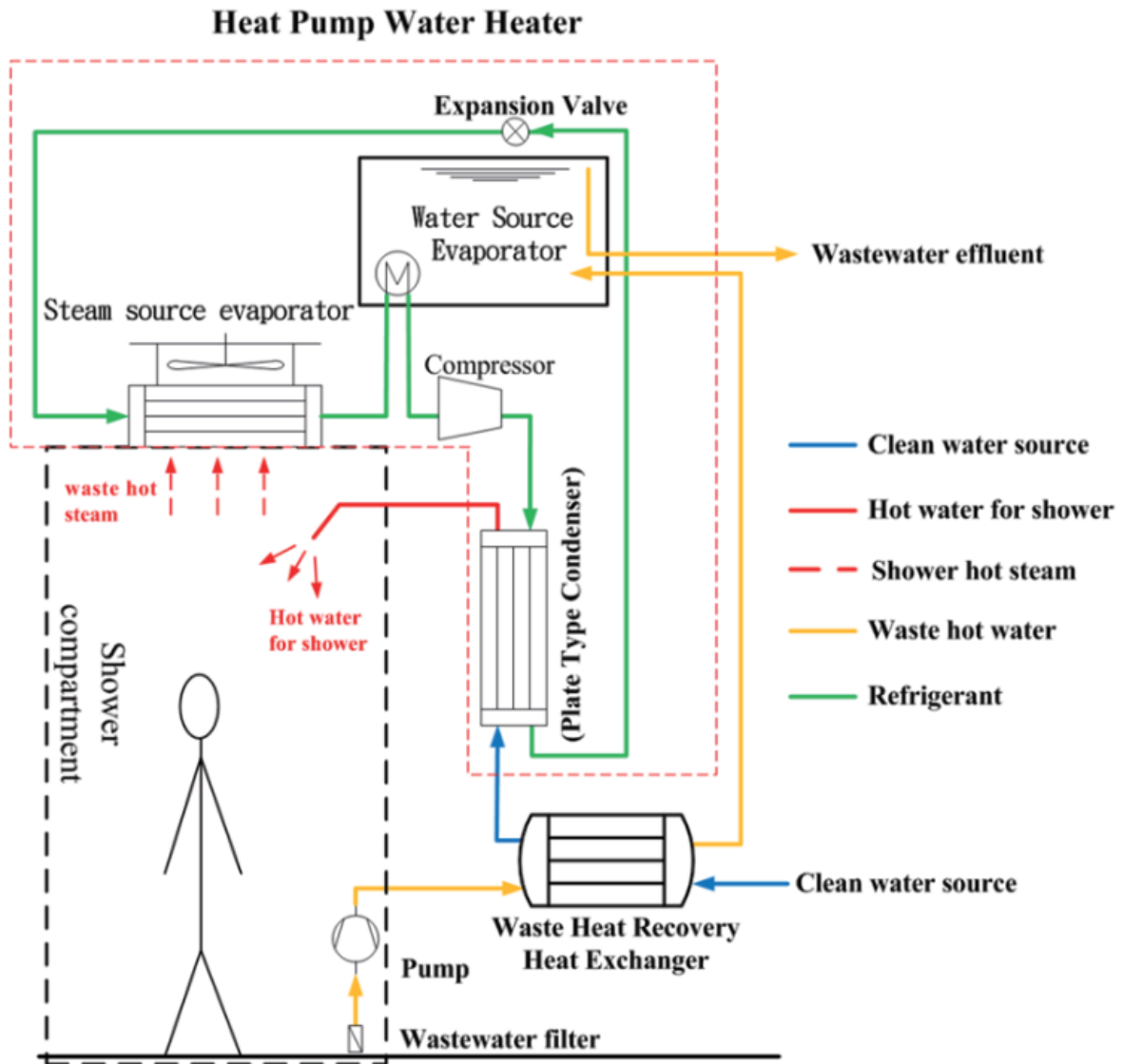


Figura 2.10. Representação gráfica do sistema proposto por Chang *et al.* (2020).

Com uma temperatura de saída a $39,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e para um caudal de 10 L/min de efluente na saída do duche, o permutador conseguiu promover a recuperação de $9,83\text{ kW}$ de energia térmica do efluente drenado. De forma isolada, o coeficiente de desempenho da bomba de calor foi calculado como sendo de $5,6$, com um consumo de $1,30\text{ kW}$ no compressor. O sistema completo, incluindo uma bomba para circulação de água a consumir $0,51\text{ kW}$, atingiu um COP total de $9,14$ e uma recuperação de $12,51\text{ kW}$ de energia térmica do efluente. A máxima troca térmica possível estimada pelos autores foi de $17,36\text{ kW}$, ou seja, o sistema apresentou uma eficiência de 72% .

3 BASES DE CÁLCULO

3.1 Permutadores de calor

Os permutadores de calor promovem a transferência de energia térmica de um meio a temperatura mais elevada para outro a temperatura inferior. Essa transferência, assim como os parâmetros a ela associados, podem ser calculados através de equações e metodologias bem estabelecidas. Neste estudo, os livros *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa* (Incropera *et al.*, 2011) e *Termodinâmica: Uma Abordagem de Engenharia* (Çengel *et al.*, 2019) foram as principais referências usadas no estabelecimento da metodologia e do modelo de cálculo dos permutadores e das bombas de calor, respectivamente.

O objetivo do permutador de calor desta dissertação é promover a transferência de energia térmica do efluente quente drenado do chuveiro para a água fria vinda da rede de abastecimento. De entre as várias possibilidades, o modelo considerado neste estudo é o permutador de calor de tubos concêntricos, em que a água fria flui num tubo de cobre de menor diâmetro, alojado no interior do tubo de maior diâmetro, e o efluente flui na região anular compreendida entre a superfície exterior do tubo de menor diâmetro e a superfície interior do tubo de maior diâmetro.

O sentido do escoamento dos fluidos quente e frio pode ser o mesmo na configuração de correntes paralelas, ou escoarem em sentidos opostos, em contracorrente. As duas configurações são representadas na Figura 3.1, onde $T_{e,AF}$ e $T_{s,AF}$ são as temperaturas de entrada e de saída da água fria, e $T_{e,ED}$ e $T_{s,ED}$ são as temperaturas de entrada e de saída do efluente quente drenado do duche. Para se obter uma determinada taxa de transferência de calor, a área necessária de um permutador em contracorrente é menor que a requerida por um permutador de correntes paralelas. Por isso, a configuração em contracorrente apresenta melhores resultados de performance em projetos de recuperação de energia térmica.

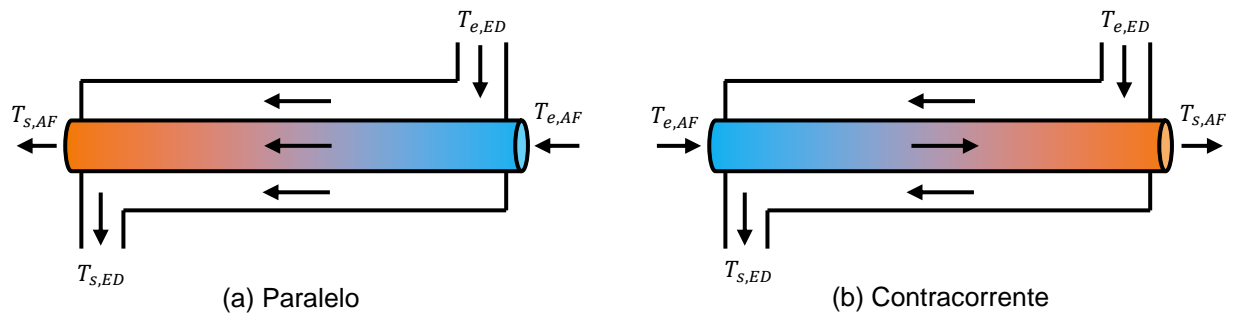


Figura 3.1. Escoamento dos fluidos no permutador de tipo tubo dentro de tubo nas configurações de (a) Correntes paralelas e (b) Contracorrente.

Os dois métodos geralmente usados para a análise de permutadores de calor são o método da Diferença Média Logarítmica de Temperatura e o Método da Efetividade-NTU. O primeiro método é aplicado quando são conhecidas as temperaturas de entrada e de saída das correntes quente e fria. Nesse caso, o calor recuperado pelo permutador pode ser calculado com base na área da superfície de troca térmica, A_s , no coeficiente global de transferência de calor, U e na diferença média logarítmica de temperatura, ΔT_{LMTD} . O fator de correção, F , que é igual a 1 para o caso dos permutadores de tubo dentro de tubo em contracorrente ou de correntes paralelas, depende do tipo de permutador de calor.

$$\dot{Q}_{HE} = F \cdot A_s \cdot U \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (1)$$

De acordo com Bergman *et al.* (2011) a diferença média logarítmica de temperatura é expressa como

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (2)$$

$$\Delta T_e = T_{quente,entrada} - T_{frio,entrada} \quad (3)$$

$$\Delta T_s = T_{quente,saída} - T_{frio,saída} \quad (4)$$

Como este estudo envolve métodos não experimentais para a obtenção dos parâmetros da análise do desempenho do permutador de calor, as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio são especificadas, mas não são conhecidas as suas temperaturas de saída, as quais têm que ser calculadas. Por isso, o Método

da Efetividade-NTU foi selecionado para análise do permutador de calor, método esse que é geralmente usado quando são conhecidas as temperaturas de entrada das correntes quente e fria, mas não se conhecem as suas temperaturas de saída.

3.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor, U , está relacionado com a área de troca térmica entre as duas correntes de fluido e com a resistência térmica total à transferência de calor entre os fluidos quente e frio, R_{total} , que é igual à razão entre a diferença das temperaturas de entrada e saída de um dos fluidos, ΔT , e a transferência de calor, q . Os coeficientes globais de transferência de calor interno, U_i , e externo, U_e , também podem ser calculados a partir da relação entre R_{total} e as respectivas áreas interna, A_i , e externa, A_e , verificando $U_i A_i = U_e A_e$.

$$R_{total} = \sum R = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \quad (5)$$

Ao longo do tempo de operação do permutador a resistência térmica pode aumentar devido ao depósito de sedimentos, gorduras e resíduos de produtos, decorrentes do banho, e a reações entre a água ou o efluente e o material das tubagens, como a oxidação e a corrosão. Tal resulta numa redução da eficiência do sistema, e isso deve ser considerado no cálculo da resistência térmica total como um fator de deposição, R_d'' , dependente, entre outros, da temperatura de operação, da velocidade do fluido e do tempo de operação.

Existem valores representativos do fator de deposição tabelados na literatura; porém, este é variável de acordo com o período de atividade do permutador, iniciando em zero, quando a superfície de um permutador novo está limpa. Incropera *et al.* (2011) apresentam valores entre 0,001 e 0,0002 $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ para a água de rio, abaixo de 50 °C, enquanto Ray & Das (2020) indicam um fator de 0,00018 $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ para a água da torneira. Ao investigarem a performance de uma bomba de calor utilizando como fonte térmica fria o efluente drenado de uma banheira, Shen *et al.* (2014) concluíram que, para que a transferência térmica do dispositivo não diminua de maneira significativa, a resistência térmica associada às deposições e incrustações deve ser menor que 0,00025 $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$.

Ao analisar os mecanismos de transferência de calor associados ao permutador de calor de tubos concêntricos verifica-se que as resistências térmicas relativas à convecção forçada entre a água e a superfície interna da tubagem de água fria, $R_{conv,i}$, à condução da superfície interna para a externa desta mesma tubagem, R_{cond} , e à convecção entre a superfície externa do tubo e o efluente drenado, $R_{conv,e}$. Sendo h_i e h_e os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo à tubulação de água fria, L o comprimento do tubo e k a condutividade térmica do material do tubo, obtém-se que

$$R_{conv,i} = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} \quad (6)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{k 2\pi L} \quad (7)$$

$$R_{conv,e} = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{h_e 2\pi r_e L} \quad (8)$$

A Figura 3.2 corresponde à representação esquemática do circuito térmico referente ao processo de recuperação de energia térmica num permutador de tubos concêntricos, onde o fluido frio escoa no tubo interior, de diâmetro interno D_1 e diâmetro externo D_2 .

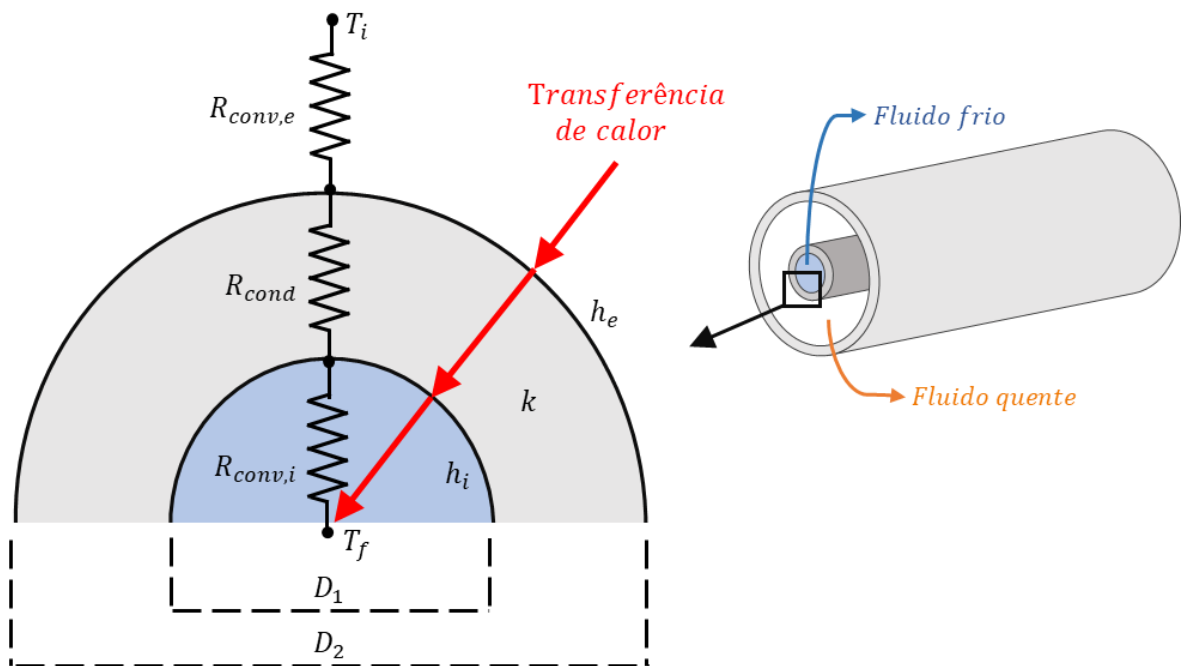


Figura 3.2. Representação esquemática do circuito térmico.

As resistências térmicas referentes à deposição sobre as superfícies correspondentes aos lados quente e frio são calculadas como

$$R_d = \frac{R_d''}{A} \quad (9)$$

3.3 Coeficientes de transferência de calor por convecção

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção depende das particularidades da situação estudada, pois este depende de diversos fatores como o regime do escoamento, a geometria do escoamento e os fluidos em causa. Neste estudo, os coeficientes de transferência de calor por convecção h_i e h_e são calculados de formas distintas.

3.3.1 Escoamento interno

Para analisar a transferência de calor do efluente drenado para a superfície interna do tubo de cobre é necessário calcular a velocidade média de escoamento do efluente

$$u_m = \frac{\dot{m}_{AF}}{\rho A_{st}} \quad (10)$$

$$A_{st} = \pi r_1^2 = \pi \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 \quad (11)$$

Com o valor encontrado para esta velocidade média calcula-se o número de Reynolds do escoamento

$$Re_D = \frac{\rho u_m D_1}{\mu} \quad (12)$$

Para um número de Reynolds abaixo de 2300 o escoamento ocorre em regime laminar, e em regime turbulento no caso contrário, para números de Reynolds superiores a 2300.

Caso o escoamento ocorra em regime laminar ($Re_D \lesssim 2300$), calcula-se o coeficiente de transferência de calor por convecção seguindo a sequência apresentada a seguir, onde o fator de atrito é dado pela Equação 13 e o número de

Nusselt, considerando um fluxo térmico uniforme na superfície interna do tubo de 4,36.

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (13)$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_{ED}}{D} = \frac{4,36 \cdot k_{ED}}{D_1} \quad (14)$$

Em regime turbulento o número de Nusselt pode ser determinado pela correlação de Gnielinski (Equação 17), onde o número de Prandtl, Pr , é calculado com base nas propriedades da água, e o fator de atrito calculado a partir da correlação desenvolvida por Petukhov (Hartnett & Irvine, 1970) para condutas de paredes lisas, para $3000 \lesssim Re_D \lesssim 5 \times 10^6$ e $0,5 \lesssim Pr \lesssim 2000$.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (15)$$

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (16)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

Em seguida, o coeficiente h_i é calculado como $h_i = \frac{k_{ED}}{D_1} Nu$.

3.3.2 Escoamento na região anular

A troca de calor entre o efluente quente e a superfície externa do tubo de cobre ocorre na região anular entre os tubos que constituem o permutador, a qual é diferente da analisada anteriormente. Para uma região deste tipo Incropera *et al.* (2011) sugerem o cálculo do diâmetro hidráulico, D_h ,

$$D_h = \frac{4A_{st}}{P} = \frac{4(\pi/4)(D_3^2 - D_2^2)}{\pi D_3 + \pi D_2} = D_3 - D_2 \quad (18)$$

como uma aproximação a ser utilizada nos cálculos do número de Reynolds e, posteriormente, do número de Nusselt. Os diâmetros D_2 e D_3 correspondem respectivamente ao diâmetro externo do tubo de água fria e ao diâmetro interno do tubo por onde escoar o efluente drenado, como mostrado na Figura 3.3.

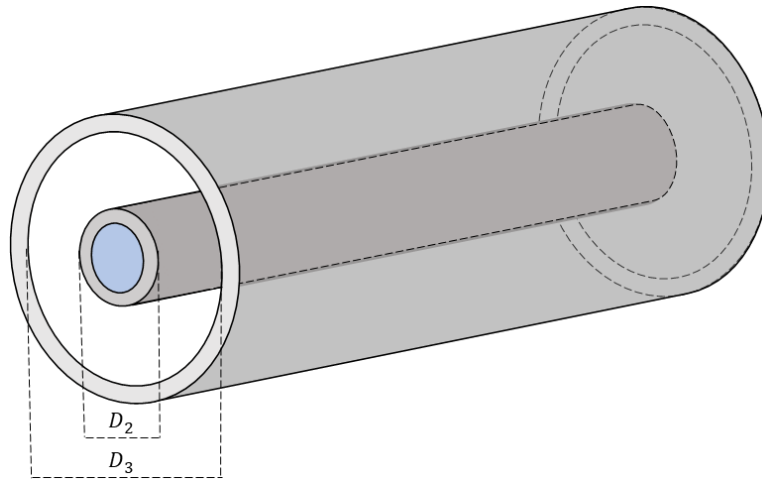


Figura 3.3. Diâmetros da região anular entre dois tubos.

O número de Reynolds para esta situação, também é calculado pela Equação 12, mas agora usando o diâmetro hidráulico. Em regime turbulento, o número de Nusselt é obtido usando a correlação de Gnielinski, tal como calculado para a situação anterior, mas mais uma vez usando agora o diâmetro hidráulico.

Segundo Shah & London (1978), para o escoamento laminar plenamente desenvolvido em regiões anulares circulares, com uma superfície isolada e a outra a temperatura constante, os números de Nusselt interno e externo podem ser obtidos da Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Número de Nusselt interno e externo nas regiões anulares de tubos concêntricos, para o escoamento laminar plenamente desenvolvido .

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0	∞	3,66
0,02	32,34	3,99
0,05	17,46	4,06
0,01	11,56	4,11
0,025	7,37	4,23
0,05	5,74	4,43
1	4,86	4,86

Fonte: Shah & London (1978), adaptado.

Nesse caso, os valores de Nu_i e Nu_e estão diretamente relacionados com a relação entre os diâmetros D_2 e D_3 , respectivamente.

3.4 Método ε - NTU

Sendo conhecidas as temperaturas de entrada e de saída do efluente e da água fria a aquecer no permutador, a potência térmica transferida do efluente para a água pode ser expressa como

$$q = [\dot{m} \times c_p \times (T_s - T_e)]_{AF} = [\dot{m} \times c_p \times (T_e - T_s)]_{ED} \quad (19)$$

em que AF se refere à água fria a ser aquecida e ED ao efluente drenado. Este balanço de energia é feito no pressuposto de ambos os fluidos não sofrerem mudança de fase, os respectivos calores específicos permanecerem constantes, e desprezando as perdas de calor para o meio externo e as variações de energia potencial e cinética das correntes de fluido entre a sua entrada e saída no permutador.

A efetividade de um sistema de permuta térmica, ε , é um índice que quantifica a performance do sistema. Utilizando o método do número de unidades de transferência de calor e a efetividade, método ε - NTU (Incropera *et al.*, 2011), é necessário conhecer apenas as temperaturas de entrada dos fluidos no permutador de calor, como é o caso em estudo. A efetividade é a relação entre a taxa de transferência de calor que de facto ocorre e a máxima taxa de transferência de calor possível para os parâmetros conhecidos, q_{max} , hipoteticamente alcançada recorrendo a um permutador de calor em contracorrente de comprimento infinito. A máxima taxa de transferência de calor seria alcançada caso o fluido frio sofresse a maior variação de temperatura possível, que seria igual à diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, $T_{e,ED}$ e $T_{e,AD}$, respetivamente.

Definindo a capacidade calorífica mínima C_{min} como o menor valor entre C_{AF} e C_{ED} ,

$$C_{AF} = \dot{m}_{AF} \times c_{p,AF} \quad (20)$$

$$C_{ED} = \dot{m}_{ED} \times c_{p,ED} \quad (21)$$

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{e,ED} - T_{e,AF}) \quad (22)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (23)$$

Para qualquer permutador de calor, a efetividade é uma função que depende do número de unidades de transferência (NTU) e C_r , este último a relação entre C_{min} e $C_{máx}$.

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad (24)$$

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (25)$$

A Tabela 3.2 resume as expressões para a relação efetividade-NTU de permutadores de calor de tubos concêntricos, nas configurações de escoamento paralelo e em contracorrente.

Tabela 3.2. Relações da efetividade de permutadores de calor.

Configuração do Escoamento	Relação
Paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C_r)]}{1+C_r}$
Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (C_r = 1)$

Fonte: Incropera *et al.*, 2011

A metodologia para obter os parâmetros associados à transferência de energia térmica do efluente quente para a água fria de abastecimento no permutador de calor de tubos concêntricos utilizando o método ε -NTU encontra-se resumida no fluxograma ilustrado na Figura 3.4 onde, inicialmente, são estabelecidos os parâmetros iniciais de temperatura dos fluidos e da geometria do permutador.

Posteriormente, devem ser determinadas as propriedades do material dos tubos e dos fluidos, para que possam ser calculadas as respectivas capacidades caloríficas. Após o cálculo da velocidade média dos fluidos nas respectivas secções transversais, obtém-se os números de Reynolds e, dependendo do regime de escoamento, é selecionada a expressão de cálculo do número de Nusselt, que permite a obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Seguindo o fluxograma, calcula-se a resistência térmica para cada processo de transferência de calor e o seu somatório, o que permite encontrar o valor do coeficiente global de transferência de calor a considerar. Então, pode-se encontrar

o número de unidades de transferência para a configuração selecionada, e a máxima taxa de transferência térmica possível.

Pelas relações apresentadas na Tabela 3.2 obtém-se a efetividade do permutador que, ao ser multiplicada pela máxima taxa de transferência térmica possível, conduz ao valor da efetiva taxa de transferência térmica no permutador considerado.

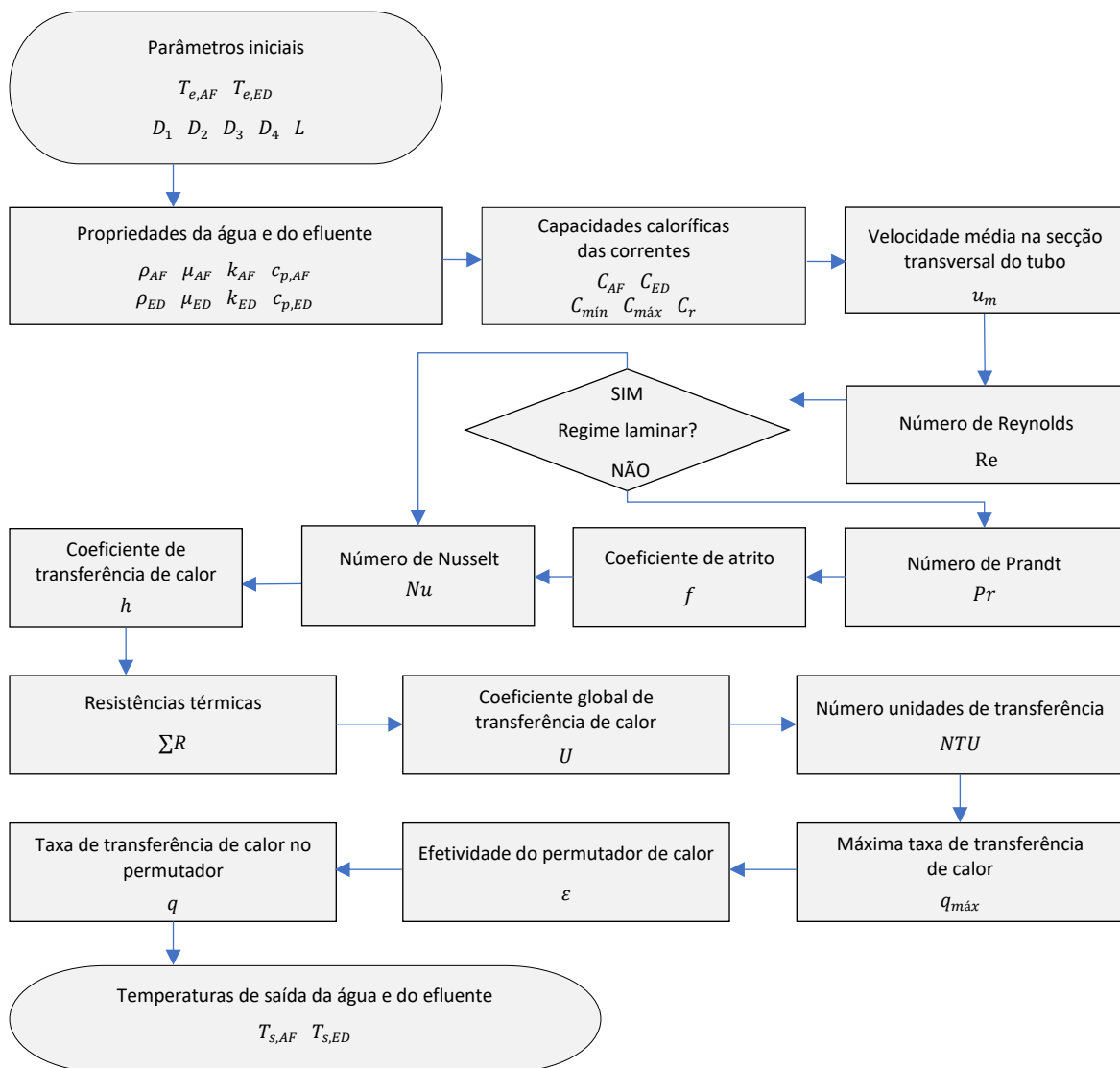


Figura 3.4. Fluxograma da metodologia de cálculo da transferência de calor através do permutador.

Como resultados finais do passo a passo exemplificado na Figura 3.4, obtém-se as temperaturas de saída da água pré-aquecida e do efluente drenado do duche, no permutador de calor, por meio da Equação 19

3.5 Perdas de energia térmica para o exterior

A energia térmica que é perdida para o meio externo varia de acordo com a configuração hidráulica e a construção da habitação. Em edifícios multifamiliares, Pomianowski *et al.* (2020) referem perdas entre 30 e 75%, da energia total utilizada no aquecimento de AQS, durante a circulação da água no sistema. Valores entre 0 e 60% são mencionados pelos autores para as perdas de energia térmica em habitações unifamiliares, e de 50 a 90% em edifícios comerciais. Quanto maior a distância entre o dispositivo de aquecimento da água e o ponto de consumo da água quente maior será a perda de energia térmica.

Quando o consumo de água quente numa habitação é mais elevado há uma redução na proporção das perdas energéticas associada à circulação da água quente e, por isso também na energia total necessária para o seu aquecimento. Isso pode ser verificado no intervalo das perdas em edifícios comerciais apresentada por Pomianowski *et al.* (2020), onde o consumo de água é relativamente menor do que numa residência, aumentando percentagem da energia perdida. Já em residências com maior consumo de água quente e tubagens de distribuição mais curtas, as perdas de energia térmica associadas à circulação da água quente são reduzidas.

Algo semelhante ocorre com a transferência de calor entre as paredes do permutador e o meio externo: ao mesmo tempo em que um permutador com maior área de transferência térmica apresenta uma eficiência superior, mais elevada será também a energia perdida para o meio externo. Assim sendo, na escolha e implementação de um sistema de recuperação de energia térmica, essas perdas de energia térmica devem ser consideradas.

Em aplicações envolvendo pequenos permutadores de calor ao nível da habitação, autores como Kahraman & Çelebi (2009) e Wong *et al.* (2010) consideram insignificantes as perdas de calor para o meio externo, desprezando a sua existência para simplificar o cálculo das trocas térmicas, apoiados na justificação de um curto trajeto de circulação da água quente para os chuveiros e na elevada densidade das construções. Assim sendo, a única troca térmica ocorre entre os fluidos quente e frio.

No entanto, autores como Cheng *et al.* (2006) apresentam uma abordagem para presumir a perda de calor com base no material, diâmetro, espessura e comprimento do tubo de circulação da água quente. Além dessas características, verificou-se também, como seria de esperar, que quando as temperaturas do meio externo à conduta de circulação da água quente são mais elevadas o abaixamento de temperatura da água quente é menos acentuado, e que em ambientes com temperaturas mais baixas ocorre um abaixamento mais acentuado da temperatura da água quente.

Num estudo sobre a distribuição de energia térmica em habitações, Rose & Kragh (2017) apresentam valores entre 0,10 e 0,60 W.m⁻¹.K⁻¹ para as perdas de calor em tubagens de circulação de água quente em construções dos anos 1850 a 2020, com as mais antigas a apresentarem as maiores perdas de energia térmica.

Ao investigar a perda de energia térmica no escoamento de água quente em tubos de cobre termicamente isolados, envoltos em tubos de PVC, Albayani *et al.* (2018) estimam a perda de energia de um tubo de 1/2" de diâmetro em 40 W/m. Esse mesmo valor é sugerido pelo Código Nacional de Construção da Finlândia, onde consta o cálculo das necessidades de energia e potência para aquecimento em edifícios (2012).

3.6 Perdas de carga

A perda de energia mecânica que a água fria sofre ao escoar ao longo do sistema é um fator de importância ao analisar a sua viabilidade de implementação, uma vez que a necessidade de uma bombagem adicional para compensar a queda de pressão e garantir o caudal desejado pode tornar o sistema menos atrativo.

A perda de carga distribuída no escoamento de um fluido num tubo horizontal sem curvaturas e de diâmetro constante pode ser calculada, na forma de uma altura manométrica, como

$$h_f = f \frac{L}{D_h} \cdot \frac{u_m^2}{2g} \quad (26)$$

Esse abaixamento de pressão ao longo do comprimento do tubo é causado pelo atrito viscoso entre o fluido e a parede interna da conduta.

Num permutador de calor de tubo duplo, além da perda de carga distribuída podem existir perdas de carga adicionais devidas às descontinuidades geométricas introduzidas pelos dispositivos de ligação e possíveis curvas, bem como no caso de um sistema que necessita de curvas e condutas dispostas em S para acomodar o sistema num menor espaço. Estas são as perdas de carga localizadas que, na forma de alturas, podem ser expressas como

$$h_L = K_L \cdot \frac{u_m^2}{2g} = f \frac{L_{eq}}{D_h} \cdot \frac{u_m^2}{2g} \quad (27)$$

Na Equação 25 K_L é o coeficiente de perda de carga localizada e L_{eq} o comprimento equivalente da tubagem que corresponde à descontinuidade geométrica em causa. Ambos estes valores são dependentes do número de Reynolds do escoamento; porém, para água a circular em tubos de cobre e PVC também são encontrados em gráficos e tabelas de estudos técnicos prévios, como em Munson *et al.* (2004).

Na região anular o fator de atrito não pode ser calculado da mesma forma que para um tubo circular. Devido à parede adicional correspondente à superfície externa do tubo interno, que altera o perfil de velocidade nessa região, são necessárias correlações específicas para esta configuração. Numa investigação experimental sobre a transferência de calor e a queda de pressão da água na região anular de permutadores de tubos concêntricos, com diferentes diâmetros e números de Reynolds, Prinsloo *et al.* (2014) comparam o resultado de diversas correlações presentes na literatura, entre elas a de Gnielinski, que foi aplicada no presente estudo, em que o coeficiente de atrito é calculado como

$$f = (1,8 \log_{10} Re^* - 1,5)^{-2} \quad (28)$$

$$Re^* = Re_D \frac{(1 + a^2) \ln a + (1 - a^2)}{(1 - a)^2 \ln a} \quad (29)$$

em que $a = D_2/D_3$

3.7 Bombas de calor

O principal indicador utilizado para avaliar a performance energética de uma bomba de calor é coeficiente de performance (COP, Equação 30), expresso como a

relação entre a potência térmica (útil) libertada pela bomba de calor, \dot{Q}_Q , e a potência necessária para manter a bomba de calor em funcionamento

$$COP = \frac{\dot{Q}_Q}{\dot{W}} = \frac{Q_Q}{Q_Q - Q_F} = \frac{1}{1 - Q_F/Q_Q} \quad (30)$$

Quanto maior é o COP da bomba de calor menor é a potência necessária para obter uma dada potência térmica, o que requer num menor consumo de energia. No aquecimento de água para uso sanitário com recurso a bombas de calor, a energia térmica produzida consiste no calor libertado pelo condensador da bomba de calor para aquecer a água.

Caso se pretenda avaliar o COP do sistema de aquecimento de água como um todo, a potência necessária para o seu funcionamento deve incluir o consumo dos dispositivos auxiliares, como a bomba para a circulação de água e a resistência elétrica para aquecimento suplementar, caso seja necessário entrar em funcionamento.

O máximo coeficiente de desempenho das bombas de calor que operam entre os limites de temperatura T_F e T_Q corresponde à bomba de calor de Carnot, para a qual $Q_F/Q_Q = T_F/T_Q$, podendo ser expressa como dependendo apenas das temperaturas das fontes térmica quente e fria (em escala absoluta) como

$$COP_C = \frac{1}{1 - T_F/T_Q} \quad (31)$$

À medida que a temperatura T_F diminui o coeficiente de performance da bomba de calor também decresce, fazendo crescer a potência necessária para acionar a bomba de calor para que esta produza o mesmo efeito útil de aquecimento. Inversamente, o COP aumenta à medida que a diferença entre as temperaturas das fontes térmicas quente e fria diminui.

4 APLICAÇÃO DO MODELO

4.1 Caracterização do ambiente

Segundo os dados disponíveis na PORDATA (2020), a dimensão média de uma família Portuguesa é de 2,6 indivíduos, valor que, para fins de cálculo, foi aproximado para 3 habitantes por domicílio. Para uma família com 3 pessoas, o volume geralmente necessário para o reservatório de água do aquecedor elétrico é de 60 L (Dong *et al.*, 2015).

Os caudais volúmicos e temperaturas de uso de água quente em residências Europeias de diversos estudos científicos são sintetizados por Bertrand *et al.* (2017). O valor de referência para a temperatura média da água quente utilizada no banho é de 40°C, com um caudal entre 0,13 e 0,58 L.s⁻¹, de acordo com as necessidades de conforto do usuário, durante um período de aproximadamente 10 min (Binks *et al.*, 2017). Para simplificação dos cálculos, o caudal do efluente drenado foi considerado ser igual a 90% do caudal de água fria, estimando-se reduções no caudal volúmico da água quente por acumulação, por desvios, por transbordos e salpicos, por evaporação ou algum tipo de absorção de água.

Em relação ao abaixamento de temperatura entre a saída do duche e a entrada no sistema de drenagem, Wong *et al.* (2010) referem valores médios de 2 °C no verão, 5 °C no inverno e de 3 a 4 °C na primavera e no outono, em medições realizadas durante um ano, com três voluntários, habitantes de apartamentos residenciais em Hong Kong. Os autores estabeleceram uma correlação para esse abaixamento de temperatura como função da temperatura do ar ambiente, T_{AR} , e da temperatura da água à saída do chuveiro, T_{AQ} .

$$\Delta T_{AQ,ED} = 3,6 \times 10^{-10} \times T_{AQ}^{6,673} \times T_{AR}^{-0,530} \quad (32)$$

A Tabela 4.1 apresenta as temperaturas médias mensais do ar em Aveiro, registadas pelo Instituto Português do Mar e da Atmosfera (IPMA, 2021). Aveiro fica posicionada na latitude 40°38'N e longitude 08°40'W, a cinco metros acima do nível do mar. Para efeitos de cálculo, assume-se que a temperatura no interior da habitação é igual à temperatura ambiente exterior. Também são apresentados os

resultados do abaixamento de temperatura da água entre a saída do chuveiro e a entrada no sistema de drenagem, $\Delta T_{AQ,ED}$, e a temperatura do efluente à entrada do permutador de calor, T_{ED} , obtida subtraindo $\Delta T_{AQ,ED}$ a T_{AQ} , esta considerada igual a 40 °C.

Tabela 4.1. Temperatura média do ar e abaixamento de temperatura da água quente entre a saída do chuveiro e a entrada no sistema de esgoto.

Mês	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Anual
T_{AR} (°C)	10,20	11,30	13,20	14,00	16,10	18,70	20,10	20,20	19,30	16,70	13,70	11,50	15,42
$\Delta T_{AQ,ED}$ (°C)	5,16	4,88	4,50	4,36	4,05	3,74	3,60	3,59	3,68	3,97	4,41	4,84	4,23
T_{ED} (°C)	34,84	35,12	35,50	35,64	35,95	36,26	36,40	36,41	36,32	36,03	35,59	35,16	35,77

Fonte: IPMA (2011), adaptado

Aplicando a metodologia sugerida por Wong *et al.* (2010), o valor máximo de $\Delta T_{AQ,ED}$, igual a 5,16 °C, foi verificado em janeiro, no inverno, enquanto o menor valor, igual a 3,59 °C, aconteceu em agosto, durante o verão. O comportamento da variação do abaixamento de temperatura ao longo do ano em Aveiro é semelhante ao verificado pelos autores em Hong Kong.

Os dados de temperatura da água fria foram retirados da base de dados do Sistema Nacional de Informação de Recursos Hídricos, obtidos através da estação de qualidade automática 10G/02H, localizada no Rio Águeda. A média das temperaturas mensais verificadas entre 2002 e 2015 encontra-se na Tabela 4.2. Em relação aos valores extremos, a menor temperatura registada pela estação foi de 1 °C no inverno de 2005, e a maior foi de 31,9°C, no verão de 2002 (SNIRH, 2020).

Tabela 4.2. Temperatura média da água superficial do Rio Águeda.

Mês	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
T_{AF} (°C)	10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36

Fonte: SNIRH, 2020

4.2 Parâmetros geométricos inicialmente propostos

Para melhor avaliar o sistema de recuperação de energia térmica em estudo foram efetuados os cálculos relativos à análise de transferência térmica para diversas configurações do permutador, com o objetivo de analisar a sua aplicabilidade com base na efetividade e nos outros resultados obtidos. Na primeira análise foram calculadas a efetividade e o aumento de temperatura da água fria, para tubos com

diâmetro e espessura habitualmente utilizados na entrada e saída de duchas residenciais, estes resumidos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3. Diâmetros interno e externo dos tubos usados no permutador estudado.

Fluido	Diâmetro interno (mm)	Diâmetro externo (mm)
Água fria	11,12	12,70
Efluente	37,00	40,00

Para possibilitar essa configuração é necessário que o efluente quente escoe pelo tubo externo, para que o diâmetro mínimo exigido pelo Regulamento Geral dos Sistemas Públicos e Prediais de Distribuição de Água e de Drenagem de Águas Residuais (Decreto Regulamentar No 23/95 de 23 de Agosto Do Ministério Das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, 1995) seja respeitado. A Figura 4.1 representa o escoamento do efluente (cinza) e da água fria (azul) em ambos os regimes de escoamento (correntes paralelas e contracorrente) para o permutador estudado.

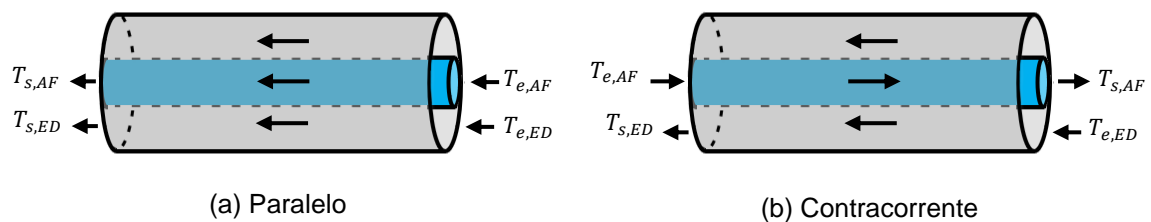


Figura 4.1. Escoamento dos fluidos no permutador estudado.

Os modelos de permutadores de calor de tubos concêntricos para pré-aquecimento de água fria em edifícios encontrados na literatura geralmente apresentam comprimentos de 1 a 2 m (McNabola & Shields, 2013; Pochwat *et al.*, 2019). Para possibilitar realização de uma análise comparativa, foram estudados permutadores com correntes paralelas e em contracorrente, com comprimentos de 0,5 a 1,5 m, com um caudal de água do duche de 0,13 L.s⁻¹.

4.3 Caudais de efluente quente e de água fria

Para avaliar a efetividade do permutador e o aumento de temperatura da água fria, de acordo com as três opções possíveis de disposição do permutador, o caudal de água fria para cada uma destas opções foi calculado através das equações de balanço de energia e de massa para a válvula de mistura do duche, onde h se

refere à entalpia específica dos fluidos. Os valores de temperatura considerados nos cálculos foram de 50 °C para a água aquecida pelo termoacumulador, 40°C para a água do duche e 15,74 °C para a água fria, valor que corresponde à média anual dos valores apresentados na Tabela 4.2. Outras análises podem ser feitas de modo análogo considerando outros valores destes parâmetros.

Para simplificar os cálculos foi assumido que o sistema opera em estado estacionário, que as variações de energia potencial e cinética das correntes envolvidas são desprezáveis, bem como são desprezáveis as perdas de calor da válvula de mistura para o ambiente. A pressão recomendada para o sistema de duche está entre 150 kPa e 300 kPa (Decreto Regulamentar No 23/95 de 23 de Agosto Do Ministério Das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, 1995), cujas respectivas temperaturas de saturação da água (111,35 °C e 133,52 °C, respetivamente) estão bem acima dos valores a serem utilizados neste estudo ($T < T_{sat}$). Assim, nos pontos de interesse do sistema a água é líquido comprimido, podendo para efeitos de cálculo das respetivas propriedades ser tomado como líquido saturado à mesma temperatura (Çengel *et al.*, 2019).

A Figura 4.2 mostra a configuração das entradas e saída na válvula de mistura, cujo balanço de energia é

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (33)$$

em que \dot{m}_1 e h_1 se referem à água quente que sai do termoacumulador, \dot{m}_2 e h_2 à água fria proveniente da rede de abastecimento ou pré-aquecida pelo permutador, e \dot{m}_3 e h_3 à mistura de ambos os fluidos que será utilizada no banho. As entalpias específicas da água correspondente às diversas correntes em causa encontram-se após a Figura 4.2.

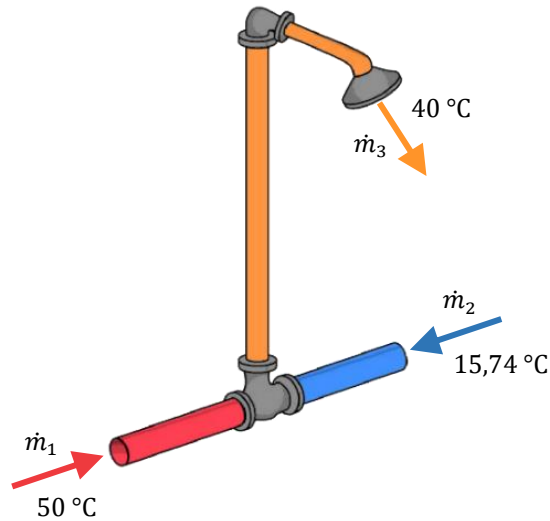


Figura 4.2. Mistura dos fluidos quente e frio para o duche na válvula misturadora.

$$h_1 \cong h_{f@50\text{ }^\circ\text{C}} = 209,34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$h_2 \cong h_{f@15,74\text{ }^\circ\text{C}} = 66,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$h_3 \cong h_{f@40\text{ }^\circ\text{C}} = 167,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ao considerar o caudal de água na saída do duche (\dot{m}_3) igual a $0,13 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$, a partir das equações de balanço de energia e de massa, calcula-se o caudal de água fria e o caudal de água quente na válvula de mistura. Os valores encontrados para o caudal volúmico do fluido frio no permutador para as diferentes configurações de disposição da tubagem são apresentados no Quadro 4.1, onde água pré-aquecida na configuração I escoar tanto para a entrada do aquecedor como para a válvula de mistura, na configuração II escoar apenas para a entrada do aquecedor, e na configuração III escoar somente para a válvula de mistura.

Quadro 4.1. Caudal volúmico de água fria no permutador para as configurações I, II e III.

	I	II	III
\dot{V}_{AF}	$0,13 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,09 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,04 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$

Para avaliar a efetividade do permutador de calor e o aumento da temperatura da água fria elaborou-se uma folha de cálculo. Consideraram-se os caudais de 0,13, 0,09 e 0,04 L.s⁻¹ para a água fria, e um caudal de 0,117 L.s⁻¹ para o efluente drenado, considerando comprimentos de 0,5, 1,0 e 1,5 m para o permutador de calor de tubos concêntricos. Os resultados são apresentados na Secção 4.4.

4.4 Análise de resultados

4.4.1 Efetividade e variação da temperatura da água fria

Aplicando a metodologia de cálculo apresentada foram obtidos os resultados de efetividade e variação da temperatura da água fria para os três diferentes comprimentos do permutador. Para uma apresentação de fácil visualização, gerou-se um gráfico para cada um dos comprimentos do permutador, que contém os resultados para o dispositivo nos dois diferentes arranjos, para cada caudal volumico, V_i , em que o índice i representa a configuração do permutador. Os resultados de efetividade para os comprimentos de 0,5, 1,0 e 1,5 m são apresentados nas Figuras 4.3, 4.4 e 4.5, e os valores da variação de temperatura encontram-se nas Figuras 4.6, 4.7 e 4.8, respetivamente.

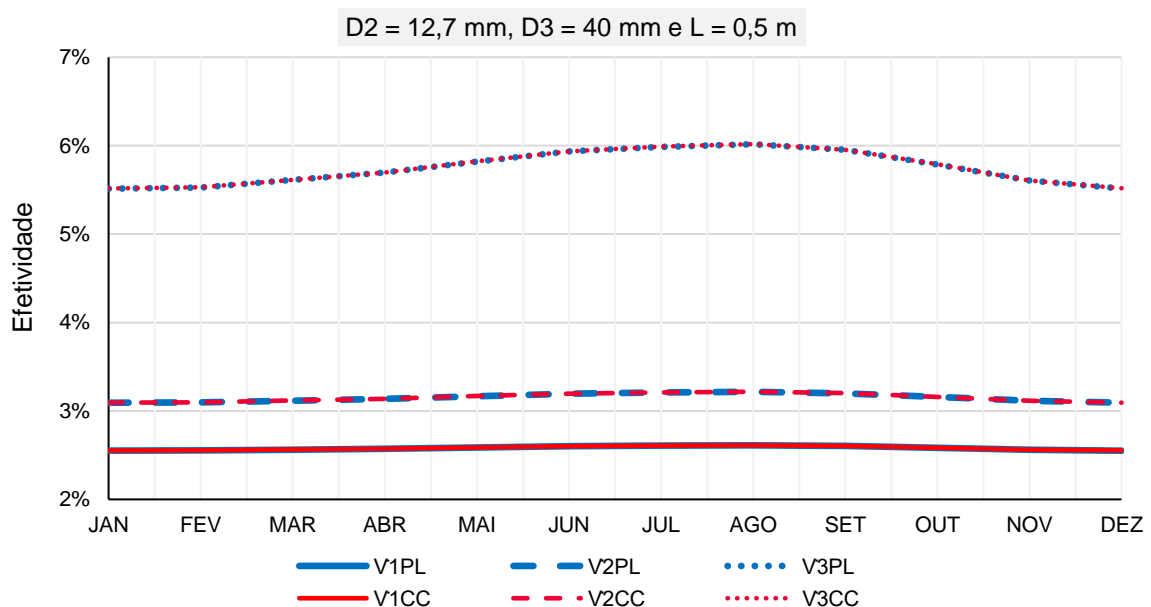


Figura 4.3. Efetividade do permutador com 0,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para o permutador.

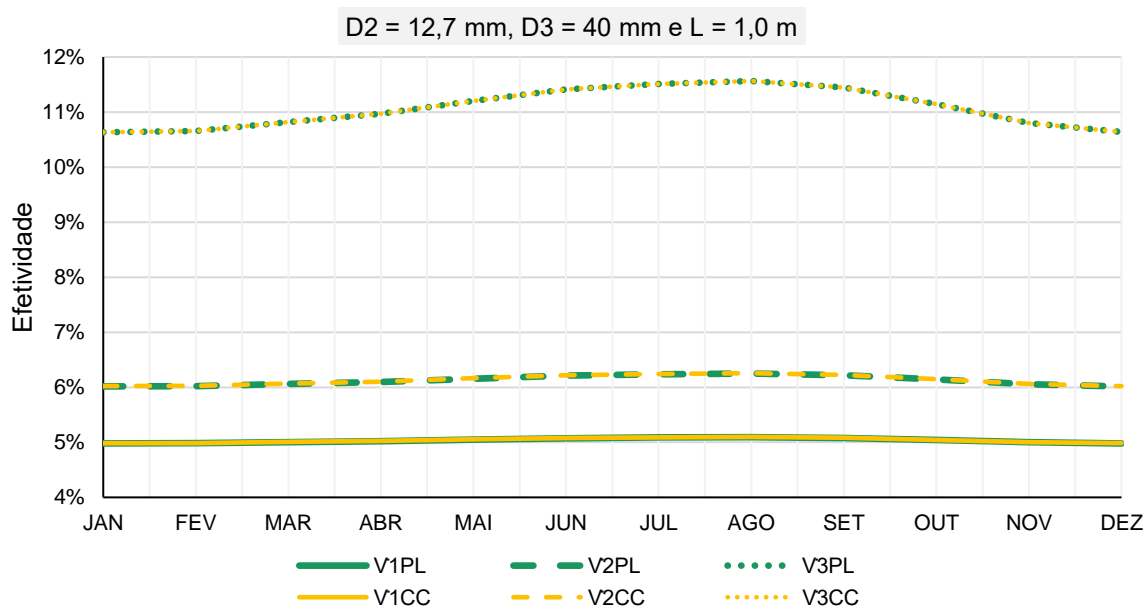


Figura 4.4. Efetividade do permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para o permutador.

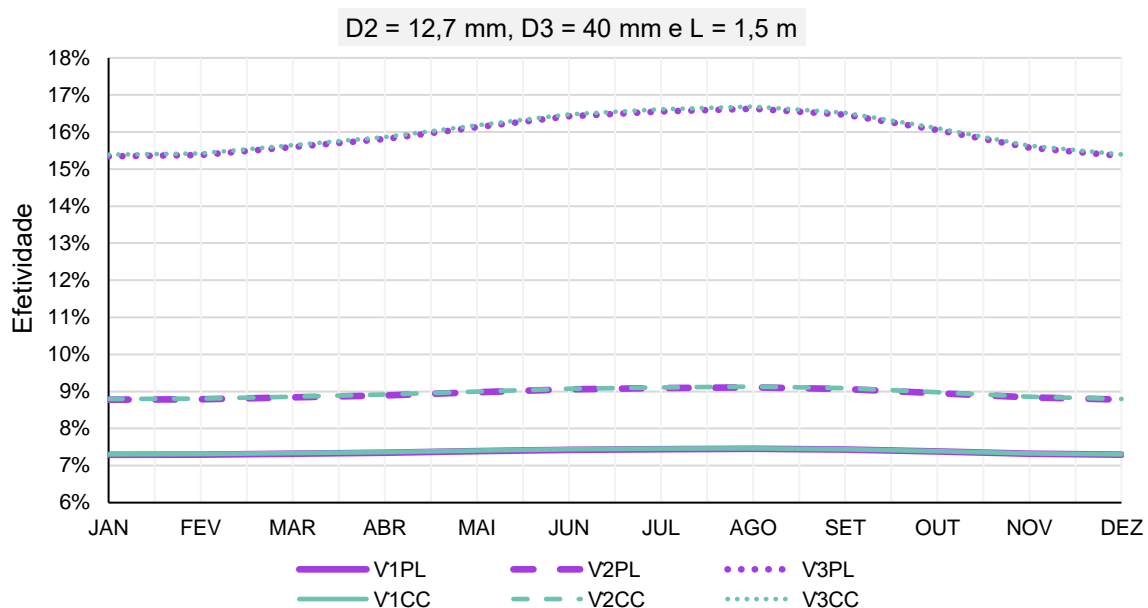


Figura 4.5. Efetividade do permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para o permutador .

De acordo com a Figura 4.3, para o caudal de água fria de $0,13 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ a efetividade do permutador com o comprimento usual de 0,5 m apresenta-se como a menor em relação aos outros (maiores) comprimentos considerados. Verifica-se que o sistema em que a água pré-aquecida pelo permutador é direcionada apenas para a válvula de mistura (V3) apresenta as maiores efetividades quando comparado

com as outras configurações. Tal é devido à diminuição do caudal de água fria em contato com a superfície interna do tubo, que conduz a um aumento do número de unidades de transferência.

Considerando todo o ano, as maiores efetividades verificam-se em julho e em agosto, sendo a maior delas de 16,69% para a configuração III com um permutador com 1,5 m de comprimento. Os menores valores da efetividade acontecem nos meses de dezembro e janeiro, ao contrário do que acontece com o aumento de temperatura da água fria ao longo do permutador, ao longo do ano, que se encontra representada nas Figuras 4.6, 4.7 e 4.8.

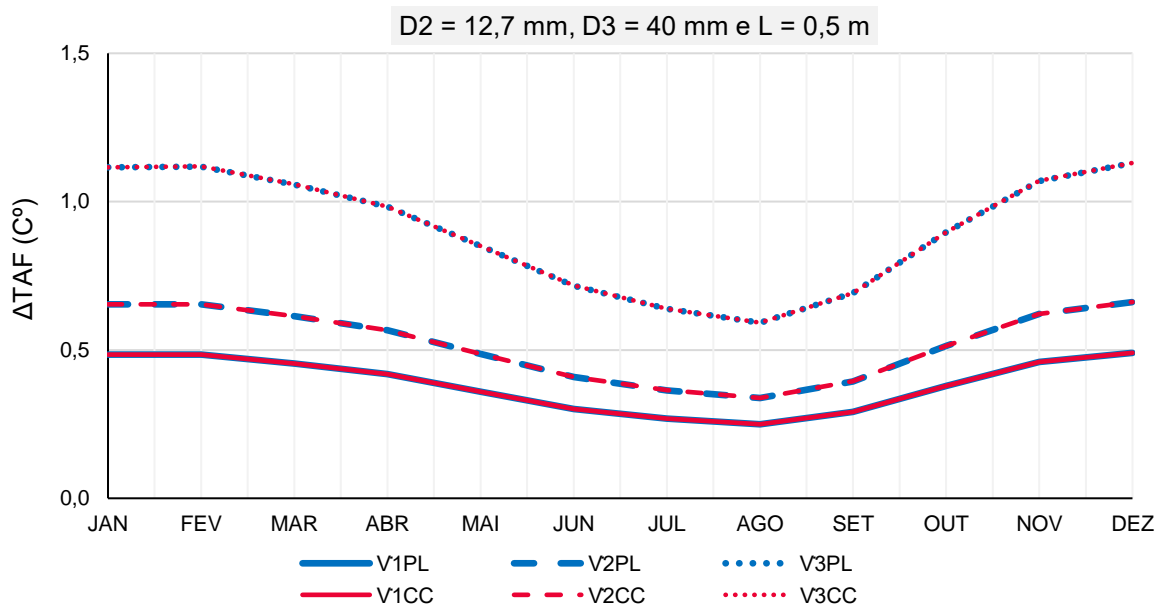


Figura 4.6. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 0,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria.

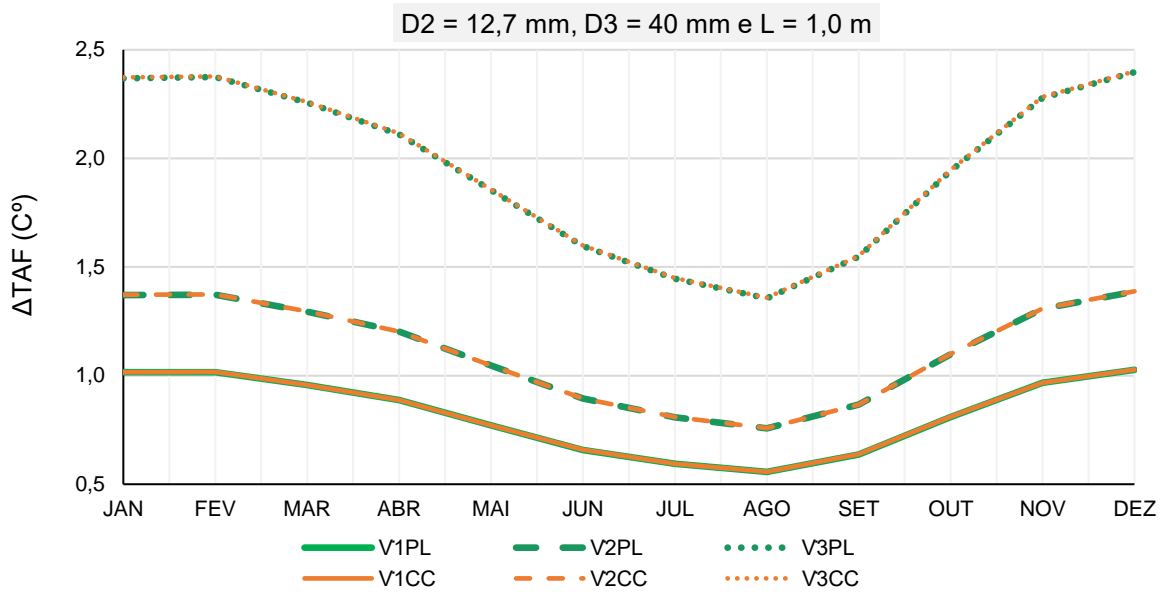


Figura 4.7. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria.

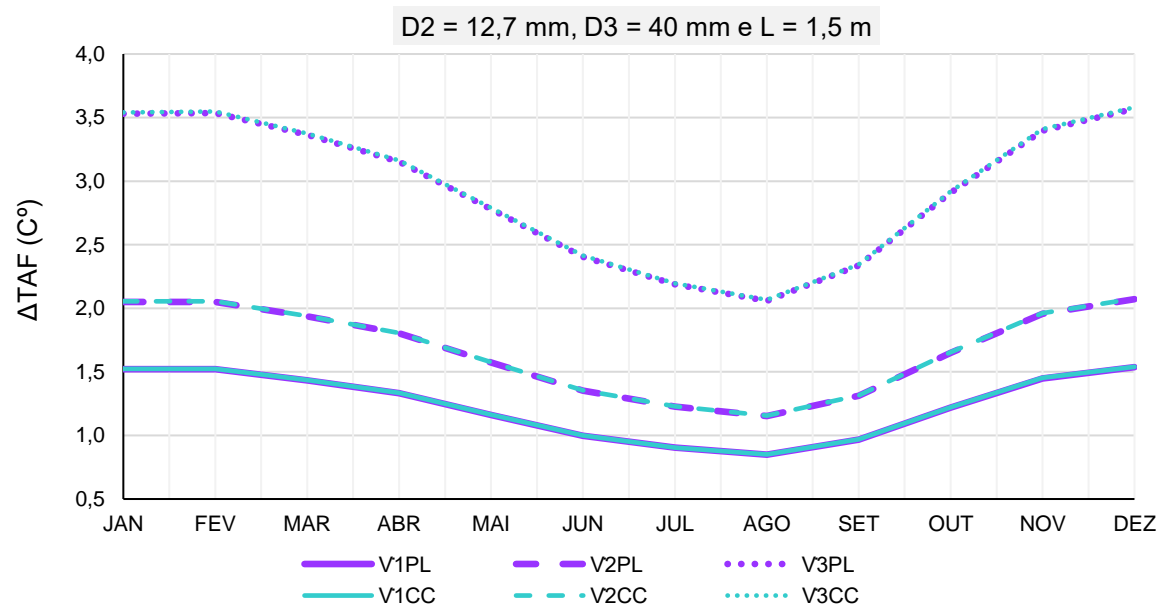


Figura 4.8. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria.

Para o comprimento de 1,5 m o máximo aumento de temperatura da água fria é de 3,58 °C, em dezembro, para a configuração III, em regime de escoamento em contracorrente, enquanto que o valor mínimo, de 0,85 °C, ocorre em agosto, para a configuração I, correspondente ao escoamento em paralelo. O (menor)

comprimento de 0,5 m conduz aos menores aumentos de temperatura da água fria em relação aos outros comprimentos (maiores), sendo o mínimo de 0,25 °C para a configuração I e o máximo de 1,13 °C para a configuração III para o comprimento de 0,5 m.

Ao longo do ano, para todas as configurações e comprimentos analisados, o aumento de temperatura da água fria é mais elevado nos meses mais frios, pois a diferença entre as temperaturas de entrada da água fria e do efluente quente drenado são mais elevadas neste período. Para o modelo de permutador de calor considerado foi obtido o valor médio de 625,98 W.m⁻².K⁻¹ para o coeficiente global de transferência de calor.

Em relação ao sentido do escoamento dos fluidos, os resultados da efetividade e do aumento de temperatura da água fria nas configurações de correntes paralelas e em contracorrente não apresentaram diferenças significativas. As maiores diferenças foram notadas no permutador de comprimento 1,5 m, para a configuração I, em que os resultados para o escoamento em contracorrente foram (apenas residualmente) superiores em 0,06 % para a efetividade e em 0,012 °C para a variação de temperatura da água fria.

A Tabela 4.4 resume os resultados médios da efetividade, da temperatura da água fria à saída do permutador, do coeficiente global de transferência de calor e do número de unidades de transferência para cada um dos comprimentos e caudais de água fria considerados.

Tabela 4.4. Efetividade, temperatura da água pré-aquecida, coeficiente global de transferência de calor e número de unidades de transferência para o primeiro modelo de permutador analisado.

\dot{V} (L.s ⁻¹)	L (m)	ϵ	T _{s,AF} (°C)	U (W/m ² .K)	NTU
0,13	0,5	2,58%	16,13	687,84	0,026
	1	5,03%	16,57		0,053
	1,5	7,37%	16,98		0,079
0,09	0,5	3,15%	16,26	653,85	0,032
	1	6,13%	16,86		0,065
	1,5	8,94%	17,42		0,097
0,04	0,5	5,75%	16,65	536,24	0,060
	1	11,06%	17,70		0,120
	1,5	15,97%	18,68		0,179

A consideração das resistências térmicas associadas aos fatores de deposição do lado da água fria e do lado do efluente conduz a reduções máximas de 22,63% na efetividade do permutador e de 0,54 °C no aumento de temperatura da água fria no permutador. Os valores iniciais, referentes a um permutador novo, e finais, quando a deposição já é significativa, assim como os percentuais de redução da efetividade, do aumento de temperatura da água fria e do coeficiente global de transferência de calor encontram-se resumidos na Tabela 4.5.

Tabela 4.5. Efetividade, temperatura da água fria na saída do permutador e coeficiente global de transferência de calor para permutadores novos e com deposição.

\dot{V} (L.s ⁻¹)	L (m)	Efetividade, ϵ			$T_{s,AF}$ (°C)			U (W/m ² .K)		
		Inicial	Final	Redução	Inicial	Final	Redução	Inicial	Final	Redução
0,13	0,5	2,58%	2,00%	22,63%	16,13	16,02	0,11			
	1	5,03%	3,92%	22,20%	16,57	16,37	0,20	687,84	529,16	23,07%
	1,5	7,37%	5,77%	21,78%	16,98	16,70	0,28			
0,09	0,5	3,15%	2,47%	21,69%	16,26	16,13	0,13			
	1	6,13%	4,83%	21,22%	16,86	16,60	0,26	653,85	508,81	22,18%
	1,5	8,94%	7,09%	20,75%	17,42	17,05	0,37			
0,04	0,5	5,75%	4,69%	18,35%	16,65	16,44	0,21			
	1	11,06%	9,09%	17,76%	17,70	17,31	0,39	536,24	434,57	18,96%
	1,5	15,97%	13,22%	17,19%	18,68	18,14	0,54			

No que respeita à diferença de desempenho das configurações de correntes paralelas e em contracorrente, poucas foram as variações dos resultados de efetividade e de aumento de temperatura da água fria. Porém, e como esperado, a configuração em contracorrente conduziu a resultados ligeiramente melhores, pelo que será esta a configuração a considerar quando se considerar a aplicação conjunta do permutador e de uma bomba de calor.

Para o permutador com a configuração em contracorrente, para os caudais e temperaturas dos fluidos consideradas a máxima transferência de calor possível foi avaliada como sendo de 12,05 kW para o caudal de água do duche de 0,13 L.s⁻¹. No entanto, considerando as perdas de calor e a efetividade do permutador, o valor máximo para as condições reais foi de 0,84 kW para o permutador com 1,5 m de comprimento, com este mesmo caudal de água do duche.

Em relação à redução do consumo de energia na habitação, considerando a família composta por três indivíduos que tomam um banho por dia, com 10 min de duração cada, o consumo médio anual de energia de 2409,76 kWh pode ser reduzido em até 5,12% com um permutador com 1,5 m de comprimento com o caudal de água do duche de $0,13 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$. Ao considerar a tarifa média de venda de energia elétrica igual a $0,148 \text{ €}\cdot\text{kWh}^{-1}$ (Diretiva N° 3/202, de 17 de Fevereiro de 2020, da Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos, 2020), tem-se uma redução de 18,30 € no custo anual de energia para aquecimento de água por duche.

Para todos os comprimentos do permutador, a configuração em que a água fria escoava tanto para a válvula de mistura como para o aquecedor apresentou um maior potencial de recuperação de energia térmica. Os valores encontrados para cada configuração, de acordo com as temperaturas mensais, são resumidos no Apêndice B.

4.4.2 *Perda de carga*

A perda de carga da corrente de água fria foi calculada considerando que, para que o permutador esteja contido no espaço de uma base de duche convencional, são necessárias curvas de 180° a cada 50 cm, o que resulta numa perda de carga localizada associada a cada uma dessas curvas. A perda de carga total e o total das perdas de carga localizadas encontram-se representadas na Figura 4.9 como função do comprimento do permutador, para cada caudal de água fria.

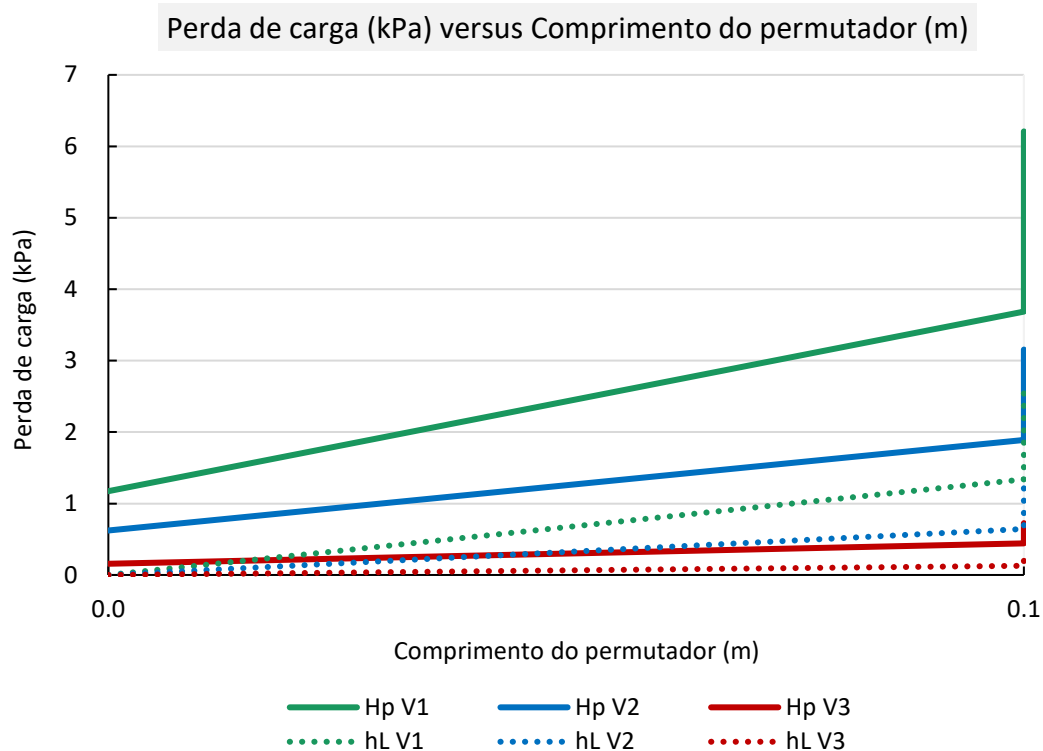


Figura 4.9. Perda de carga total e total das perdas de carga localizadas como função do comprimento do permutador para vários caudais de água fria.

A partir da Figura 4.9 observa-se que as maiores perdas de carga total e localizada ocorrem no permutador de maior comprimento, com 1,5 m de comprimento, que não só é mais comprido como também aloja um maior número de curvas de 180°. Entre as três possibilidades de posicionamento do permutador no sistema hidráulico, a configuração III apresentou a menor perda de carga para todos os comprimentos considerados, fruto da diminuição da velocidade média do fluido e, conseqüentemente, do fator de atrito. A máxima de perda de carga de 6,21 kPa foi calculada para um permutador com 1,5 m de comprimento instalado segundo a configuração I, valor que equivale a 0,633 m de coluna de água. Mesmo podendo ser considerada uma perda de carga pequena, a situação de instalação deve ser avaliada para cada caso, atendendo, entre outros, à pressão da rede de abastecimento de água à habitação em que se pretende instalar o sistema de recuperação de energia térmica.

4.5 Proposta de melhoria da performance do sistema

O sistema anteriormente analisado foi proposto com a intenção de utilizar os diâmetros padrão da norma portuguesa para as tubagens de entrada de água fria e de esgoto da água drenada dos chuveiros. No entanto, a configuração anteriormente avaliada tem a desvantagem de o efluente escoar pela tubagem externa, o que aumenta as perdas de energia térmica para o meio externo.

Com o intuito de aumentar a eficiência do sistema e o aumento de temperatura da água fria pelo sistema sugere-se a análise de um novo modelo que permita a passagem do efluente quente pela tubagem interna do permutador de tubos concêntricos, reduzindo assim as perdas de energia térmica para o ambiente, conforme ilustrado na Figura 4.10.

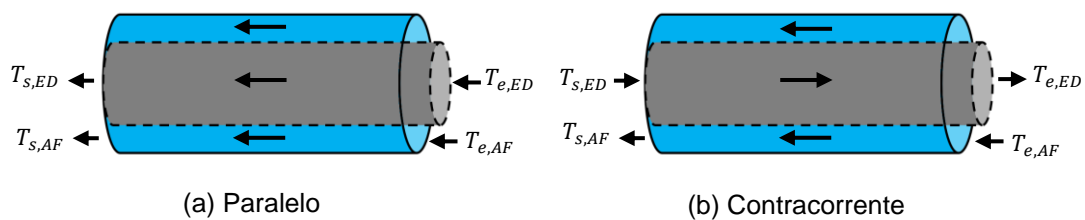


Figura 4.10. Escoamento dos fluidos na proposta de melhoria, com o fluido quente a escoar no tubo interior do permutador.

Para possibilitar a aplicação do novo modelo, de forma que o escoamento do efluente não seja dificultado pela instalação do permutador, o diâmetro mínimo da tubagem não pode ser menor do que 40 mm. Assim, sugere-se uma alteração dos diâmetros dos tubos interno e externo do permutador: para o novo modelo proposto o tubo interno, de cobre, tem um diâmetro externo de 40 mm e espessura de 2,85 mm, e o tubo externo, de PVC, um diâmetro externo de 47,8 mm e 1 mm de espessura. A Tabela 4.6 resume os valores considerados.

Tabela 4.6. Diâmetros interno e externo dos tubos para a proposta melhorada, com o fluido quente a escoar no tubo interno do permutador de calor de tubos concêntricos.

Fluido	Diâmetro interno (mm)	Diâmetro externo (mm)
Água fria	44,85	47,80
Efluente	40,00	41,00

A metodologia de cálculo foi novamente aplicada, sendo os resultados obtidos apresentados e analisados na secção seguinte.

4.5.1 Resultados para o modelo com o efluente a escoar no tubo interior

Os resultados obtidos relativos à efetividade do permutador de calor e ao aumento da temperatura da água fria, para os comprimentos de 0,5 a 1,5 m, nos arranjos em paralelo e em contracorrente, encontram-se nas Figuras 4.11 a 4.13 e 4.14 a 4.16, respetivamente.

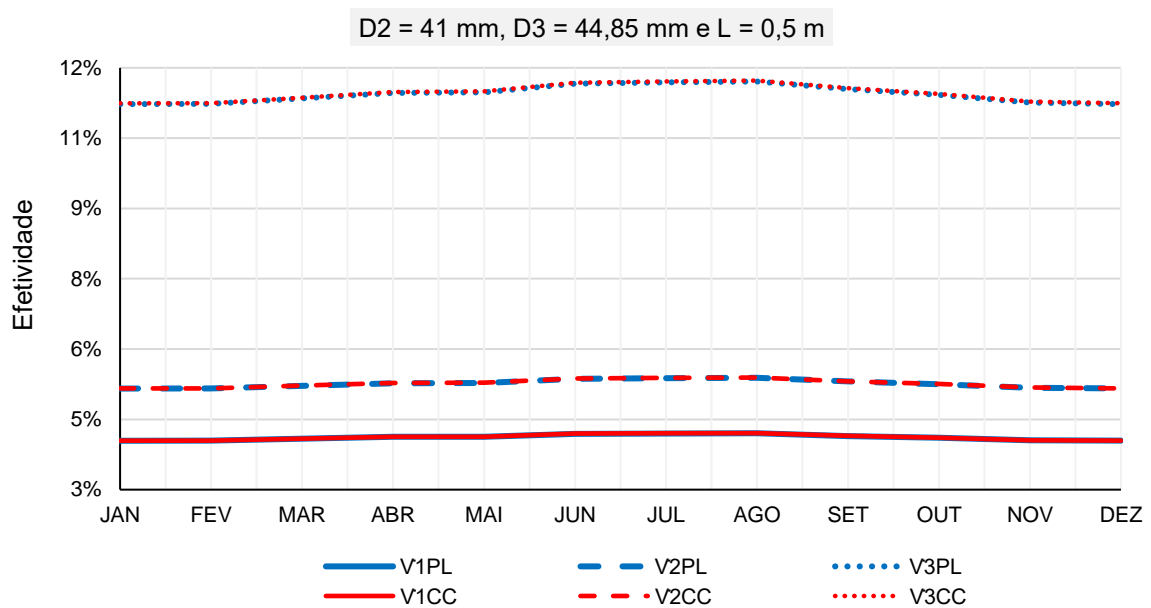


Figura 4.11. Efetividade do permutador com o comprimento de 0,5 m para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.

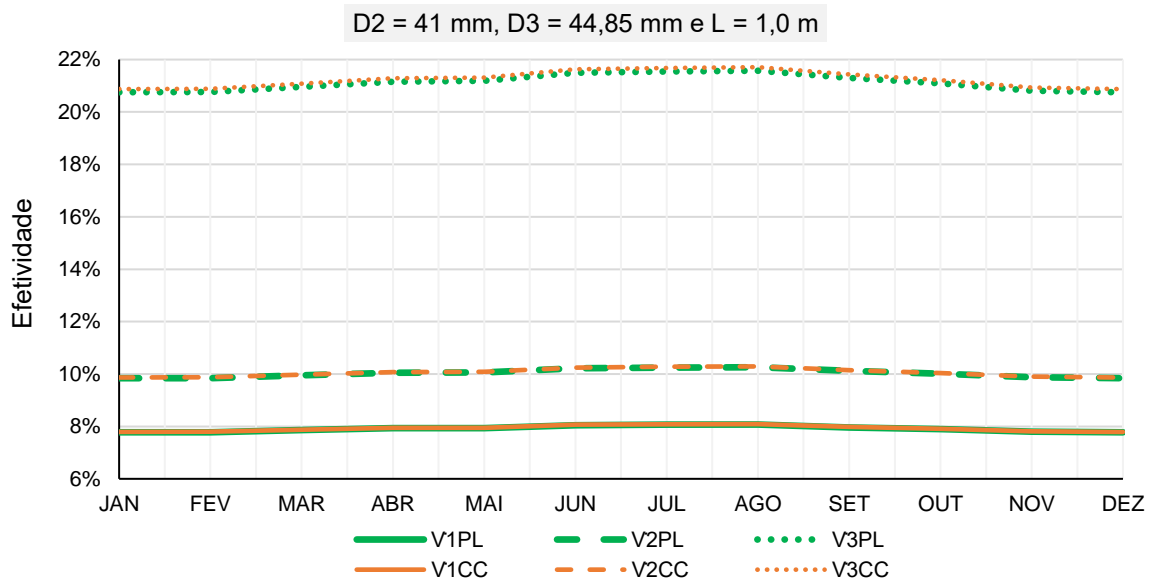


Figura 4.12. Efetividade do permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.

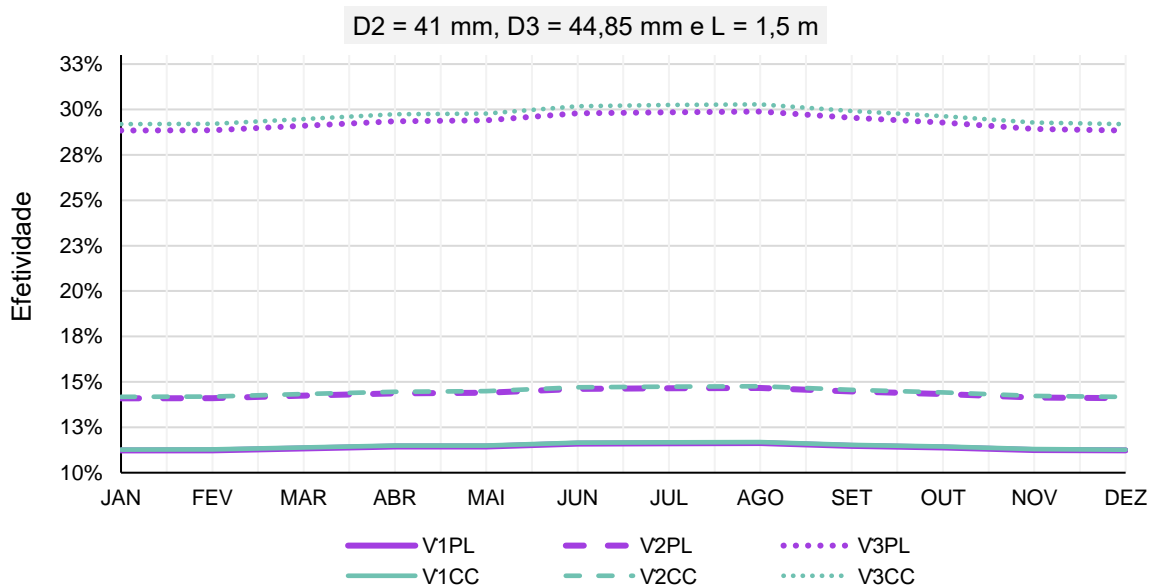


Figura 4.13. Efetividade do permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.

A efetividade máxima, desta vez igual a 30,28%, também foi alcançada no mês de agosto para a configuração III, para um permutador com 1,5 m de comprimento. Houve um aumento de 81,42% em relação ao valor da efetividade alcançado com a mesma configuração, mas com o efluente a escoar no tubo exterior do

permutador, cuja efetividade máxima foi de 16,69%. Em todas as configurações, para os diferentes comprimentos do permutador, o modelo com o efluente quente a escoar no tubo interior do permutador apresentou melhores performances que aquele em que o efluente quente escoava no tubo externo do permutador. Tal deve-se ao aumento da área da superfície através da qual ocorre a troca térmica, à diminuição da velocidade média de escoamento da água fria, o que promove um aumento da troca de calor entre os fluidos quente e frio, e à redução das perdas térmicas para o meio exterior uma vez que o fluido a maior temperatura escoava no tubo interior do permutador.

No que respeita ao aumento de temperatura da água fria ao longo do permutador, como é visto nas Figuras 4.14, 4.15 e 4.16, o comportamento é semelhante ao do primeiro modelo, sendo, no entanto, os aumentos de temperatura da água fria no inverno mais elevadas que no verão.

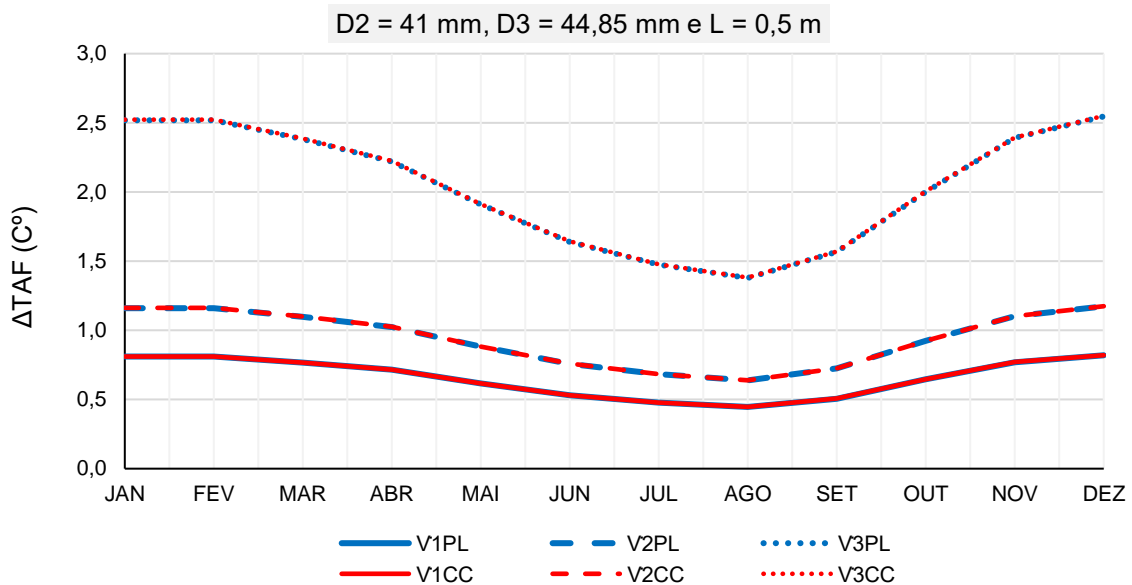


Figura 4.14. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 0,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.

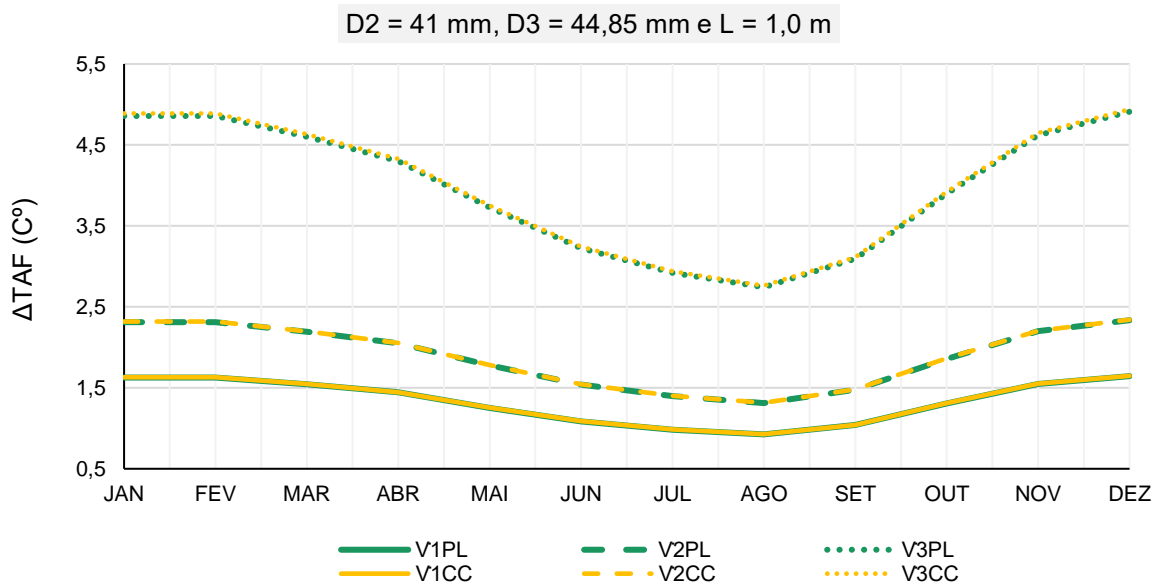


Figura 4.15. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,0 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.

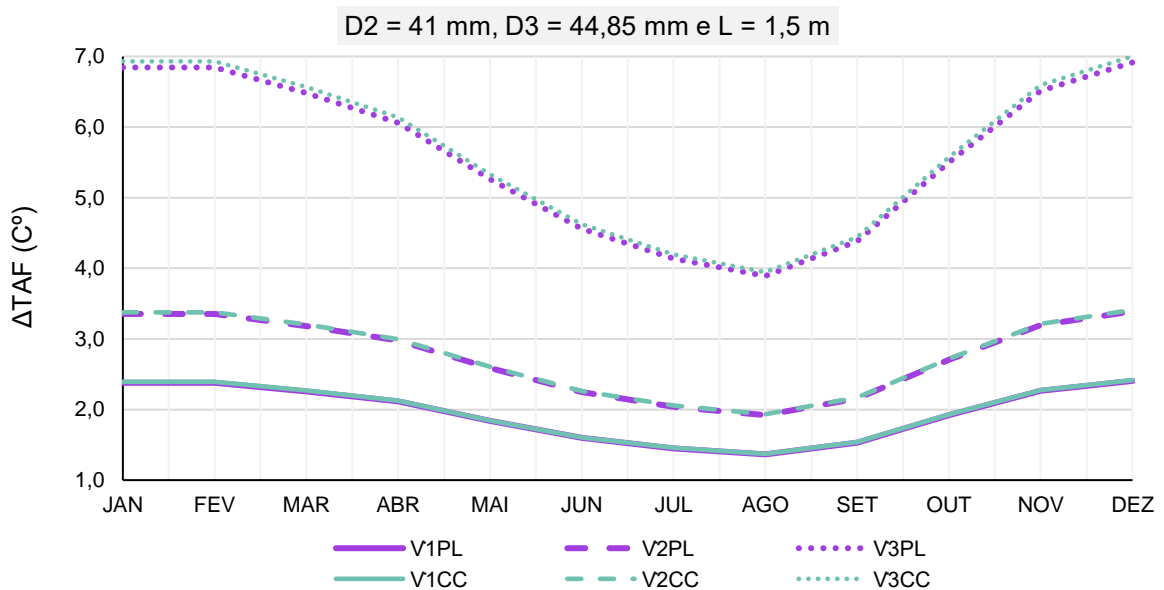


Figura 4.16. Aumento da temperatura da água fria no permutador com 1,5 m de comprimento para os vários meses do ano, para diferentes caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior.

O máximo aumento de temperatura da água fria alcançado foi de 7,00 °C, em janeiro, para a configuração III com um permutador com 1,5 m de comprimento, 3,42 °C a mais que o conseguido com o modelo anterior. Já o menor aumento de temperatura da água fria, de 0,45 °C, ocorre em agosto, para a configuração I, com

o permutador mais curto com 0,5 m de comprimento, 0,20 °C a mais que o conseguido com o primeiro modelo analisado.

Em relação à transferência de calor conseguida com o permutador do modelo melhorado, o máximo valor efetivo calculado, considerando as perdas para o meio externo e a efetividade do permutador de calor para as diferentes condições de caudal de água do duche e para os diferentes comprimentos considerados, foi de 1,32 kW para o permutador com 1,5 m de comprimento e um caudal de água de duche de 0,13 L.s⁻¹.

Para este modelo, considerando uma tubagem padrão de 1/2" para a água fria fornecida pela rede, a instalação do permutador com uma tubagem de 44,85 mm de diâmetro para a água fria promove mais perdas de carga localizadas devido à expansão e contração na entrada e saída do permutador, respetivamente. Para o cálculo dos coeficientes de perda de carga localizada em ambos os casos foram utilizadas as relações propostas por Munson *et al.* (2004), ilustradas na Figura 4.17.

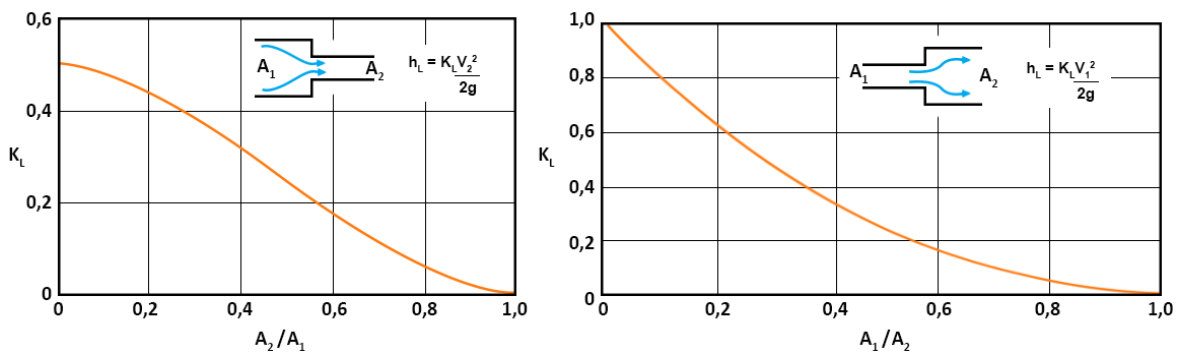


Figura 4.17. Coeficiente de perda localizada para contração e expansão brusca. Adaptado de Munson *et al.* (2004).

Segundo a relação da Figura 4.17, o valor do coeficiente K_L , para a contração é de 0,28, e para a expansão é de 0,31. Os resultados da perda de carga total e do total das perdas de carga localizadas encontram-se na Figura 4.18, enquanto a Figura 4.19 faz uma comparação entre o total das perdas de carga localizadas do primeiro e do segundo modelo, representando o caractere * o modelo melhorado.

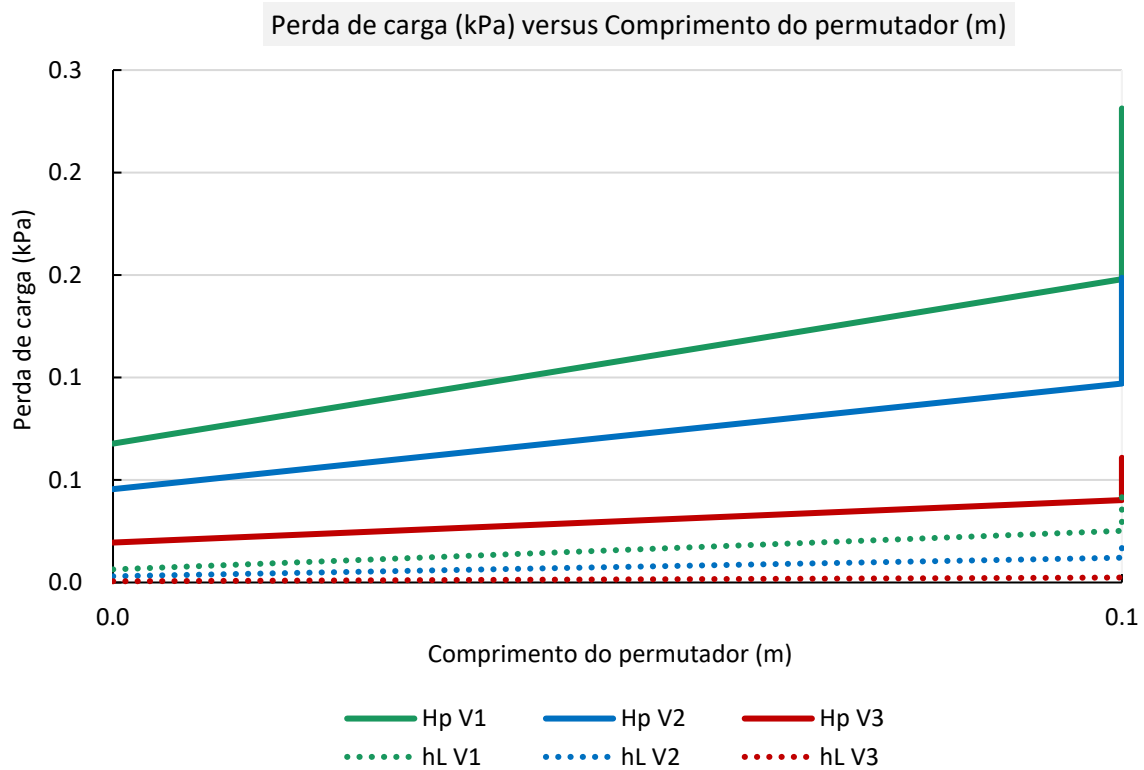


Figura 4.18. Perda de carga total e total das perdas de carga localizadas como função do comprimento do permutador para vários caudais de água fria para a versão melhorada com o efluente a escoar no tubo interior do permutador.

A partir da Figura 4.18 percebe-se que o permutador com 1,5 m de comprimento apresenta as maiores perdas de carga, o que se deve não só ao seu maior comprimento mas também ao maior número de curvas de 180° que aloja. Para todos os comprimentos considerados, as perdas de carga total e o total das perdas de carga localizadas apresentaram maiores valores para a configuração I, e menores para a configuração III.

A maior perda de carga total obtida, de 2,31 kPa, correspondente a 0,236 m de coluna de água no permutador com 1,5 m de comprimento, na configuração em que a água pré-aquecida é direcionada para o aquecedor e para a válvula de mistura simultaneamente. Este valor corresponde a um abaixamento de 62,71% em relação aos 0,633 m de coluna de água calculados para o primeiro modelo analisado.

Contrariamente ao que acontece no primeiro modelo analisado, o modelo melhorado apresenta perdas de carga localizadas no permutador de comprimento

0,5 m para as três diferentes configurações, associadas à expansão da tubagem de água fria na entrada do permutador, e à contração da tubagem na saída do permutador, para adaptação para o valor padrão de 1/2". Esta diferença pode ser observada na Figura 4.19, onde o asterístico se refere ao modelo melhorado.

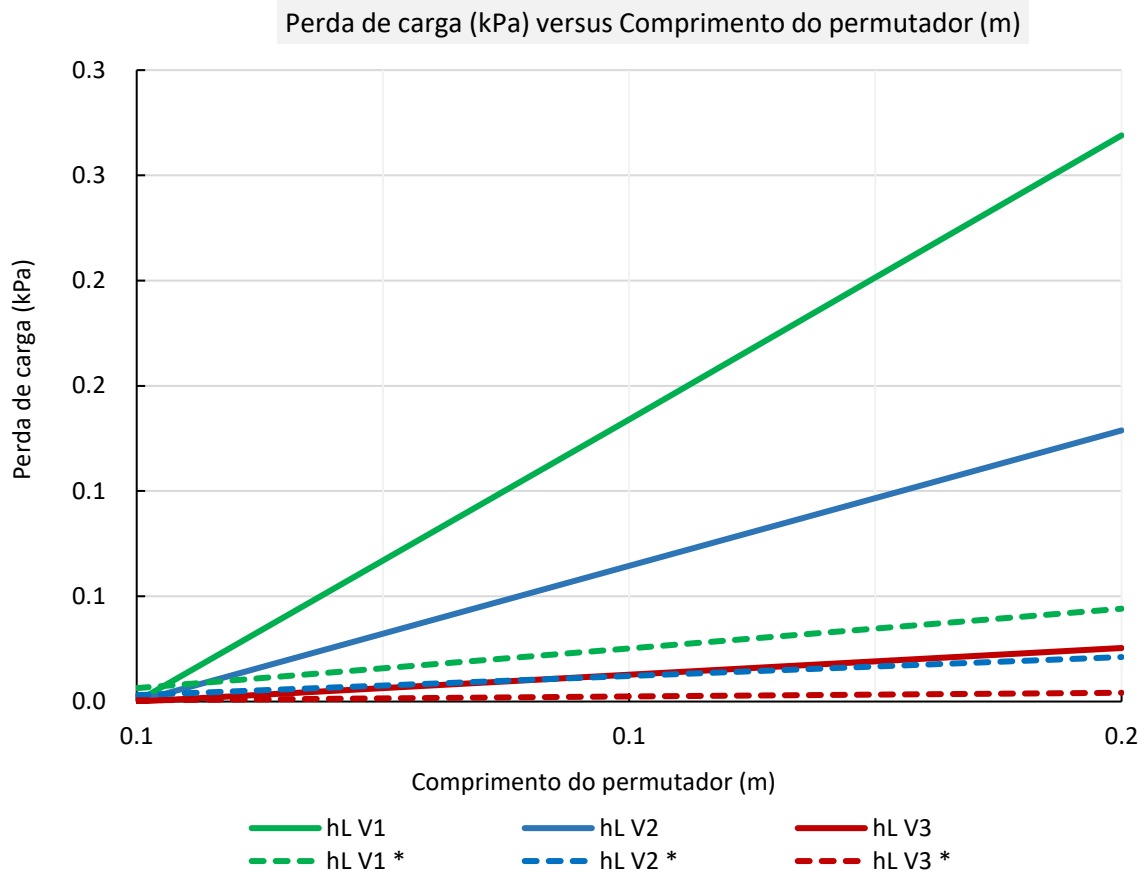


Figura 4.19. Total das perdas de carga localizadas como função do comprimento do permutador para vários caudais de água fria, para os dois modelos analisados.

A partir da Figura 4.19 também se percebe que, mesmo dispondo de mais dois componentes que introduzem perdas de carga localizadas, o modelo de permutador melhorado apresenta um menor valor da perda de carga total. Tal deve-se à menor velocidade de escoamento da água fria, a qual é reduzida em 62,68%, por se aumentar o diâmetro da tubagem de água fria, o que reduz de forma significativa as perdas de carga introduzidas pelas curvas de 180°.

A Tabela 4.7 apresenta os valores médios da redução da efetividade, do aumento de temperatura da água fria no permutador e a do coeficiente global de transferência de calor, considerando permutador novo (inicial) e após determinado

período de uso (final), quando o fator de deposição tem impacto na performance do permutador.

Tabela 4.7. Efetividade, temperatura da água fria na saída do permutador e coeficiente global de transferência de calor para permutadores novos e com deposição para o modelo melhorado.

\dot{V} (L.s ⁻¹)	L (m)	Efetividade, ϵ			$T_{s,AF}$ (°C)			U (W/m ² .K)		
		Inicial	Final	Redução	Inicial	Final	Redução	Inicial	Final	Redução
0,13	0,5	4,11%	3,62%	11,92%	16,40	16,31	0,09			
	1	7,92%	7,00%	11,51%	17,08	16,92	0,16	326,97	286,58	12,35%
	1,5	11,43%	10,16%	11,12%	17,70	17,48	0,22			
0,09	0,5	5,26%	4,64%	11,83%	16,68	16,56	0,12			
	1	10,04%	8,90%	11,34%	17,64	17,41	0,23	326,97	287,58	12,05%
	1,5	14,39%	12,83%	10,88%	18,51	18,20	0,31			
0,04	0,5	11,45%	10,13%	11,48%	17,79	17,53	0,26			
	1	21,18%	18,92%	10,68%	19,73	19,28	0,45	326,97	288,58	11,74%
	1,5	29,49%	26,56%	9,93%	21,39	20,81	0,58			

A partir da Tabela 4.7 observa-se uma redução máxima de 11,92% na efetividade do permutador de calor com 0,5 m de comprimento, para a configuração I, enquanto o permutador com 1,5 m, para a configuração III, apresenta a maior redução no aumento da temperatura da água fria devido às deposições e incrustações, 0,58 °C.

Assim como no primeiro modelo analisado, para o modelo melhorado os resultados alcançados de redução do consumo de energia para o aquecimento de água foram mais favoráveis para os permutadores em que a água fria escoava tanto para a válvula de mistura como para o aquecedor, ou seja, com o caudal de 0,13 L.s⁻¹. No segundo modelo, o consumo médio anual de energia de 2409,76 kWh pode ser reduzido em até 8,10% com o permutador 1,5 m de comprimento, recuperando aproximadamente 195,12 kWh anuais de energia por uso do dispositivo de troca térmica, valor que reduz em 28,89 € o custo anual com energia elétrica para aquecimento de água na habitação, por duche.

4.6 Aplicação em conjunto com uma bomba de calor

O presente estudo sobre a recuperação de energia térmica de efluentes domésticos foi feito com fundamento na literatura científica e em dados técnicos, não havendo a execução de um protótipo para a sua demonstração experimental. Por isso, o COP da bomba de calor não pode ser calculado apenas com base na relação entre a potência extraída da bomba e a fornecida ao compressor.

Uma das possibilidades para alcançar o objetivo de avaliar o COP de uma bomba de calor hipotética é a obtenção de um fator de correlação entre o COP real e o de uma bomba de calor ideal de Carnot, COP_C , podendo este ser facilmente calculado uma vez conhecidas as temperaturas das fontes fria e quente, T_F e T_Q , respetivamente, ou seja, do efluente drenado do chuveiro no evaporador e da água aquecida no condensador, respetivamente.

Na configuração proposta, após transferir calor para a água fria pelo permutador de calor de tubos concêntricos, que atua como um recuperador, o efluente drenado é direcionado para a bomba de calor, onde se pretende aquecer a água até 50 °C para o reservatório de armazenamento.

Para a obtenção do fator de relação entre o COP da bomba de calor real e o COP da correspondente bomba de calor de Carnot, foram analisados trabalhos científicos abrangendo bombas de calor para aquecimento de água, cuja fonte de calor são águas residuais domésticas, sobretudo efluentes drenados de duchas, a operar sob condições e com parâmetros de abastecimento semelhantes às inicialmente propostas neste estudo.

Os COP obtidos para as bombas de calor apresentadas nos estudos considerados, assim como as temperaturas, T_F e T_Q , foram reunidos na Tabela 4.8. Em seguida foi calculado o COP de uma bomba de calor de Carnot operando entre as mesmas temperaturas. Posteriormente efetuou-se uma comparação do COP da bomba de calor de Carnot com o COP (real) extraído dos estudos considerados, de forma a obter um fator de correlação entre eles.

Tabela 4.8. Condições de operação e COP de bombas de calor que usam efluente quente doméstico como fonte térmica de baixa temperatura.

Referência	Local	T_F (°C)	T_Q (°C)	COP	COP_C	COP/COP_C
Baek et al. (2005)	Coreia do Sul	23	40	5,00	18,42	0,27
Chao et al. (2013)	China	18	45	3,40	11,78	0,29
Kahraman & Çelebi (2009)	Turquia	30	51	3,57	15,30	0,23
		40	56	3,69	21,07	0,18
Khanlari et al. (2020)	Turquia	15	40	2,91	12,53	0,23
		33	47	4,58	22,87	0,20
Guo et al. (2019)	Singapura	16	40	2,35	12,78	0,18
		25	40	3,24	20,47	0,16
Chen et al. (2013)	China	26	49	3,15	13,71	0,23
Wu et al. (2018)	China	27	43	5,30	19,17	0,28

O valor médio das relações encontradas é de 0,22, ou seja, o COP da bomba de calor a considerar neste estudo pode ser estimado multiplicando o correspondente COP da bomba de calor de Carnot, COP_C , pelo fator 0,22.

Em estudos envolvendo o uso de efluentes quentes como fonte térmica de baixa temperatura em bombas de calor, em que, assim como neste trabalho, o uso do fator de correlação se tornou necessário para a obtenção do COP real, Meggers & Leibundgut (2011) utilizaram um fator de 0,5, enquanto Guo & Hendel (2018) e Bertrand *et al.* (2017) tomaram 0,55 como a relação entre os coeficientes de performance real e ideal.

Estabelecido o fator que relaciona os COP da bomba de calor real com o COP da correspondente bomba de calor de Carnot, a partir dos parâmetros anteriormente calculados para a saída do regenerador torna-se possível calcular o coeficiente de performance para o sistema projetado, ilustrado na Figura 4.20, onde o circuito a azul representa o percurso da água fria e o cinza o percurso do efluente.

Para o sistema completo, com bomba de calor, é considerada a configuração em que a água pré-aquecida no regenerador é encaminhada tanto para a válvula de mistura como para o reservatório de armazenamento, ou seja, para a bomba de calor. Assim, os COP considerados correspondem aos resultados obtidos para o caudal de $0,13 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ de água fria no regenerador. Para suprir o fornecimento de energia térmica, caso a temperatura de saída da água do reservatório seja menor

do que a esperada, de 50 °C, é instalado um aquecedor instantâneo entre o reservatório e a válvula de mistura.

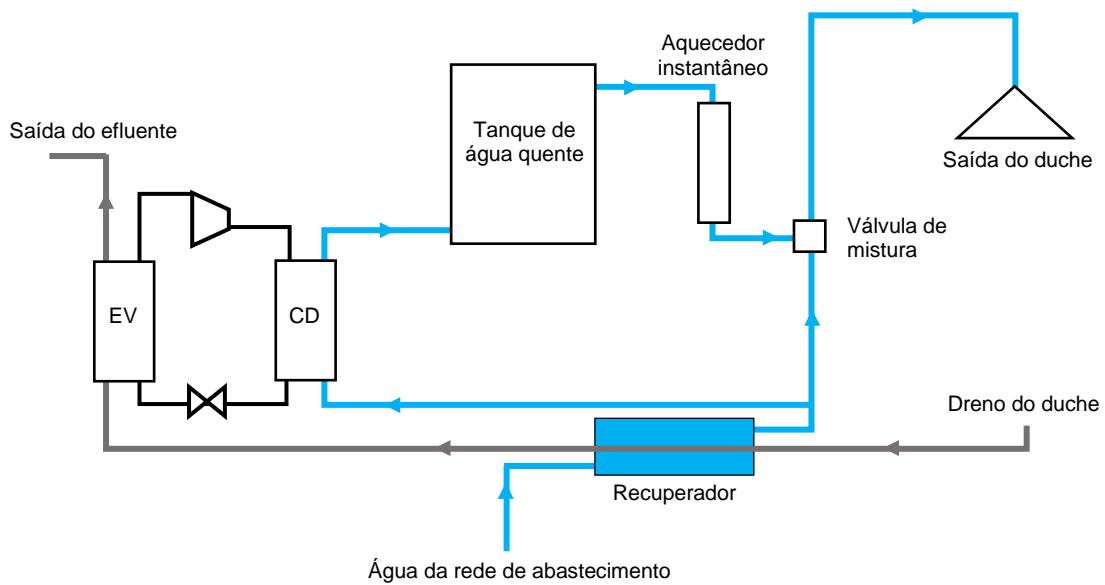


Figura 4.20. Esquema do sistema proposto com bomba de calor.

Considerando o valor médio mensal da temperatura do efluente na saída do permutador utilizado no pré-aquecimento da água fria, foi calculado o COP da bomba de calor para os três comprimentos do permutador considerados, encontrando-se o resultado na Figura 4.21.

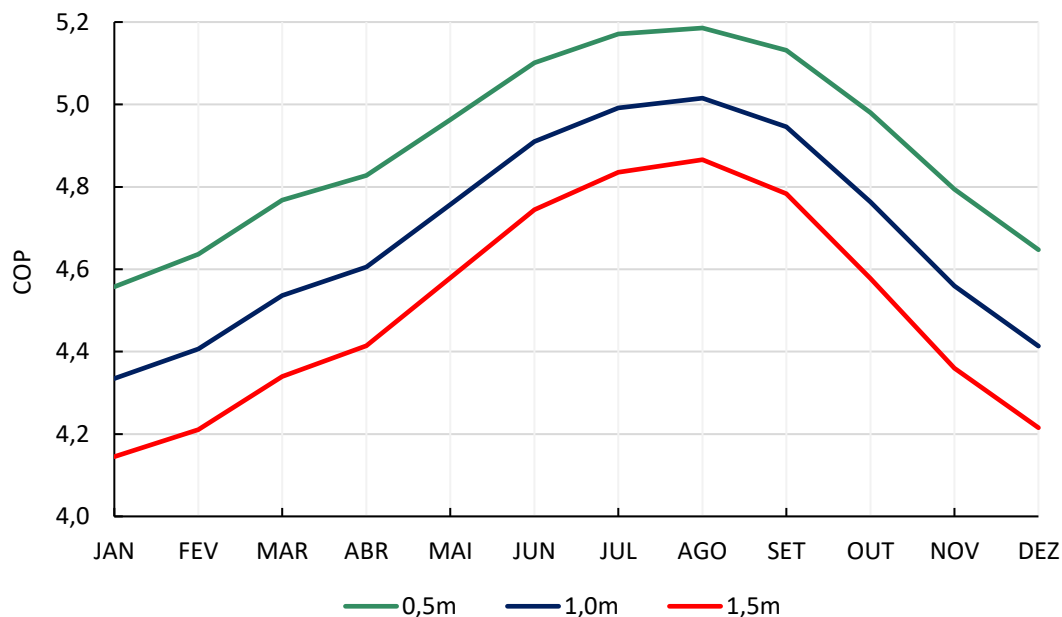


Figura 4.21. COP da bomba de calor para os vários meses do ano, para diferentes comprimentos da versão melhorada do permutador de calor.

Considerando os comprimentos de 0,5 m, 1,0 m e 1,5 m para o recuperador, os COP médios anuais encontrados para a bomba de calor são de 4,90, 4,69 e 4,51, respetivamente.

Ao utilizar o permutador em conjunto com a bomba de calor é esperado que, devido ao aumento da temperatura da água na entrada do evaporador da bomba de calor, seja menor o calor que precisa ser fornecido pelo fluido de trabalho da bomba de calor no condensador. Assim, o consumo de energia para fazer operar o compressor é menor, pois é menor a potência requerida para o seu funcionamento.

4.7 Limitações relacionadas com a implementação, operação e manutenção

São várias as limitações identificadas dos sistemas estudados no que diz respeito à sua implementação, operação e manutenção. Como o efluente quente considerado provém apenas do uso do duche, e o uso da água quente é simultâneo ao pré-aquecimento da água fria, a eficiência do sistema depende diretamente do

caudal volúmico e da temperatura da água na saída do duche, estando a energia recuperada pelo seu uso diretamente relacionada com a duração total do banho.

Por o efluente ser composto por água, produtos de higiene e material orgânico, como gordura corporal e resíduos como pele morta, pêlos e fios de cabelo, existe o risco de formação de uma camada de espessura crescente sobre a superfície interna do permutador, do lado do efluente, com impacto direto na eficiência do permutador de calor e nas perdas de carga do escoamento do efluente. O espessamento desta camada pode levar mesmo à colmatação da passagem para o escoamento do efluente. Tal tem que ser levado em conta, e previstos meios de diagnóstico do estado de operação do equipamento bem como as operações de manutenção necessárias para o manter em bom estado de funcionamento.

Algumas das medidas utilizadas são o tratamento primário do efluente, onde as partículas maiores podem ser retidas através do uso de filtros, a otimização dos caudais para prevenir a deposição de detritos sobre as superfícies da tubagem, e o uso de materiais com superfícies de baixa rugosidade, como o cobre, e de geometrias simples, como a de tubos concêntricos, para evitar a acumulação de biofilme e, assim, reduzir a necessidade de operações de manutenção e limpeza.

Em relação à posição do dispositivo, os permutadores na horizontal tendem a acumular mais sedimentos que os instalados na posição vertical. Na bibliografia científica poucas são as informações acerca da manutenção de unidades de recuperação de energia térmica na base de duches. Um estudo desenvolvido pela fabricante de permutadores Ecodrain (Velan, 2017) aplicou uma elevada quantidade de shampoo, condicionador e sabonete de mãos diretamente sobre a superfície do dispositivo horizontal e verificou que, inicialmente, a transferência de calor foi reduzida. Após dez minutos de funcionamento, com um caudal de $0,16 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$, foi observado um abaixamento de 5,5% na performance em relação ao desempenho original do sistema que, segundo o fabricante, voltou ao valor inicial após a aplicação de água a $82 \text{ }^\circ\text{C}$ para limpeza da superfície. Uma unidade do fabricante foi removida após dois anos de utilização numa residência com uma média de dez banhos por dia, com a finalidade de avaliar sua performance, que foi descrita como semelhante à original.

Quando se torna necessária a realização de uma limpeza periódica do equipamento para manutenção da sua eficiência, este deve ser de fácil execução, pelo que deve ser fácil o acesso ao interior do permutador de calor, e a separação dos seus componentes internos, além de ser fundamental impedir a passagem dos fluidos quente e frio durante a operação de limpeza do permutador.

No que se refere à instalação de uma bomba de calor para a recuperação de calor do efluente drenado do duche, a principal limitação é o seu elevado custo inicial em comparação com os outros sistemas convencionais de aquecimento de água. Considerando os objetivos e metas de eficiência energética e redução do consumo de energia primária estipulados pelo Governo Português para os próximos anos, uma solução para a redução no custo de aquisição das bombas de calor pode ser estabelecendo mecanismos e programas de incentivo à sua aquisição e utilização.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O uso de um permutador de calor para a recuperação de uma parcela da energia térmica da água residual de duchas mostrou-se uma opção interessante nos dois modelos analisados. No entanto, o segundo modelo, em que o escoamento do efluente se dá no tubo interior do permutador de calor de tubos concêntricos, apresentou melhores resultados no aumento da temperatura da água fria, alcançando um valor máximo de 7,00 °C para um permutador com 1,5 m de comprimento que abastece a válvula de mistura do duche.

A quantidade de habitantes na habitação influencia diretamente a fração de energia recuperada, uma vez que faz variar o volume do efluente drenado, assim como o consumo de água a ser aquecida. O primeiro modelo analisado possibilita uma redução de 5,12% do consumo anual de energia, enquanto o segundo modelo uma redução homóloga de 8,10%. Ambos os modelos apresentaram maior efetividade quando o caudal de água fria que escoar no dispositivo é de 0,04 L.s⁻¹. No entanto, as maiores recuperações de energia térmica foram obtidas com as configurações com o caudal de água fria de 0,13 L.s⁻¹, ou seja, quando a água pré-aquecida pelo dispositivo escoar tanto para a válvula de mistura como para o aquecedor.

Verificou-se que os permutadores de calor a operar com o menor caudal de água fria apresentaram maiores efetividades. Apesar disso, a configuração a operar com o maior caudal de água fria proporciona melhores resultados de recuperação de energia térmica e, conseqüentemente, maior redução no consumo de energia para aquecimento de água para os duchas. Tal ocorre porque a máxima transferência de calor diminui com a redução do caudal do fluido frio, o que leva a que a configuração de instalações em que a água pré-aquecida pelo permutador escoar tanto para o aquecedor como para a válvula de mistura conduza ao melhor desempenho em termos de economia de energia.

Em relação à deposição de sedimentos e compostos químicos e orgânicos residuais do banho, constatou-se a necessidade da instalação do permutador de modo a possibilitar a sua limpeza e manutenção periódica. Considerando um dispositivo com um longo período de uso, sem operações limpeza, foram estimadas

reduções de até 22,63% na eficiência da permuta térmica e de 0,58 °C no aumento da temperatura da água fria.

Com o intuito de reduzir o caudal dos fluidos a escoar no permutador, também é possível dividir o escoamento entre dois ou mais dispositivos. No entanto, deve ser levado em consideração que uma redução no caudal leva a uma redução da área preenchida pelo efluente no permutador de calor, reduzindo assim a área efetiva de troca térmica. Além disso, a aquisição de outro permutador aumenta o custo do sistema, podendo torná-lo financeiramente desinteressante. Tal decisão deve, por isso, ser baseada numa análise técnica e financeira que considere as especificidades de cada situação particular.

Além da propensão para acumulação de resíduos e de sedimentos, a escolha da configuração do sistema de recuperação de energia térmica e do modelo do permutador a utilizar depende de outros fatores importantes tais como o tamanho do sistema, a sua gama de operação (temperaturas e caudais), o espaço e condições disponíveis para a sua instalação, as preferências do utilizador, o tempo de retorno do investimento, e a efetividade e eficiência da sua operação.

Ao usar o dispositivo de recuperação de energia térmica como regenerador num sistema com bomba de calor para aquecimento de água, foram estimados COP máximos da bomba de calor entre 4,90 e 4,51, para comprimentos do permutador de calor entre 0,5 e 1,5 m, valores considerados significativos por comparação com o COP dos sistemas convencionais de aquecimento de água.

Mesmo com um custo de aquisição mais elevado em relação aos outros sistemas de aquecimento de água para fins sanitários, a bomba de calor mostrou-se um dispositivo de baixo custo operacional, fornecendo mais energia térmica para uma mesma potência requerida para a sua operação.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

A realização deste trabalho despertou o interesse para a realização de outros trabalhos, muitos dos quais podem complementar o que foi com ele alcançado.

Devem ser estudadas as performances de diferentes tipos de permutadores utilizando o efluente quente drenado de duches, e muito especialmente no que

respeita à manutenção do seu bom desempenho durante longos períodos, sem deposições e/ou incrustações que degradem a sua performance e/ou requeiram operações frequentes de limpeza e manutenção.

Para obter dados fidedignos sobre o funcionamento efetivo dos dispositivos e sistemas de recuperação da energia térmica do efluente residual do duche, para diferentes períodos de uso e caudais/volumes de água quente pretendidos, sugere-se o estudo experimental de diferentes modelos e configurações, não só para avaliar as reais performances de operação, mas também para validação dos modelos numéricos usados em estudos tal como o que se apresenta.

Uma outra questão a merecer estudo complementar é que estes sistemas funcionam em regime marcadamente instacionário durante a fase inicial do duche, podendo esses períodos transitórios influenciar significativamente a performance do sistema, seja para cada banho seja para períodos de tempo mais alargados.

REFERÊNCIAS

- Agência para a Energia (ADENE), Direção Geral de Energia e Geologia (DGEG), & Observatório da Energia. (2020). *Energia em Números - Edição 2020*. <https://www.dgeg.gov.pt/media/43zf5nvd/energia-em-numeros-edicao-2020.pdf>
- Albayani, A., Mirmanto, M., & Syahrul, S. (2018). Heat loss from hot water flowing in a copper pipe insulated using air enclosed with a PVC pipe. *Dinamika Teknik Mesin*, 8(1). <https://doi.org/10.29303/d.v8i1.137>
- Baek, N. C., Shin, U. C., & Yoon, J. H. (2005). A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source. *Solar Energy*, 78(3), 427–440. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.07.009>
- Bartkowiak, S., Fisk, R., Funk, A., Hair, J., & Skerlos, S. J. (2010). Residential drain water heat recovery systems: Modeling, analysis, and implementation. *Journal of Green Building*, 5(3), 85–94. <https://doi.org/10.3992/jgb.5.3.85>
- Bashir, A. W., & Leite, B. C. C. (2021). Performance of aerogel as a thermal insulation material towards a sustainable design of residential buildings for tropical climates in Nigeria. *Energy and Built Environment*. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2021.02.003>
- Beentjes, I., Manouchehri, R., & Collins, M. R. (2014). An investigation of drain-side wetting on the performance of falling film drain water heat recovery systems. *Energy and Buildings*, 82, 660–667. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.069>
- Bertrand, A., Aggoune, R., & Maréchal, F. (2017). In-building waste water heat recovery: An urban-scale method for the characterisation of water streams and the assessment of energy savings and costs. *Applied Energy*, 192, 110–125. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.096>
- Bertrand, A., Mastrucci, A., Schüler, N., Aggoune, R., & Maréchal, F. (2017). Characterisation of domestic hot water end-uses for integrated urban thermal energy assessment and optimisation. *Applied Energy*, 186, 152–166. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.107>
- Binks, A. N., Kenway, S. J., & Lant, P. A. (2017). The effect of water demand management in showers on household energy use. *Journal of Cleaner Production*, 157, 177–189. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.04.128>
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoglu, M. (2019). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill Education.
- Chae, K. J., & Kang, J. (2013). Estimating the energy independence of a municipal wastewater treatment plant incorporating green energy resources. *Energy*

- Chang, J. M., Wu, J. H., & Wu, Y. S. (2020). Energy efficient shower system with waste heat recovery. *Proceedings of the 3rd IEEE International Conference on Knowledge Innovation and Invention 2020, ICKII 2020*, 321–324. <https://doi.org/10.1109/ICKII50300.2020.9318784>
- Chao, S., Yiqiang, J., Yang, Y., Shiming, D., & Xinlei, W. (2013). A field study of a wastewater source heat pump for domestic hot water heating. *Building Services Engineering Research and Technology*, 34(4), 433–448. <https://doi.org/10.1177/0143624412463571>
- Chen, W., Liang, S., Guo, Y., Cheng, K., Gui, X., & Tang, D. (2013). Investigation on the thermal performance and optimization of a heat pump water heater assisted by shower waste water. *Energy and Buildings*, 64, 172–181. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2013.04.021>
- Cheng, C. L., Lee, M. C., & Lin, Y. H. (2006). Empirical prediction method of transmission heat loss in hot water plumbing. *Energy and Buildings*, 38(10), 1220–1229. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.02.008>
- Culha, O., Gunerhan, H., Biyik, E., Ekren, O., & Hepbasli, A. (2015). Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review. In *Energy and Buildings* (Vol. 104, pp. 215–232). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.07.013>
- Decreto Regulamentar no 23/95 de 23 de Agosto do Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, Pub. L. No. Diário da República: Série I-B (1995). www.dre.pt
- Deng, Z., Mol, S., & Van Der Hoek, J. P. (2016). Shower heat exchanger: Reuse of energy from heated drinking water for CO2 reduction. *Drinking Water Engineering and Science*, 9(1), 1–8. <https://doi.org/10.5194/dwes-9-1-2016>
- Department of Built Environment. (2012). *National Building Code of Finland D5. Calculation of power and energy needs for heating of buildings: Guidelines 2012*.
- Direção Geral de Energia e Geologia. (2021). *Balanços Energéticos Nacionais*. <https://www.dgeg.gov.pt/pt/estatistica/energia/balancos-energeticos/balancos-energeticos-nacionais/>
- Diretiva nº 3/202, de 17 de Fevereiro de 2020, da Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos, Pub. L. No. Diário da República: Série II de 2020-02-17 (2020).
- Dong, J., Zhang, Z., Yao, Y., Jiang, Y., & Lei, B. (2015). Experimental performance evaluation of a novel heat pump water heater assisted with shower drain water. *Applied Energy*, 154, 842–850. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.05.044>

- EcolInnovation. (2021). *Residential Drain Water Heat Recovery*. <https://ecoinnovation.ca/thermodrain-residential-resources/homeowner/>
- EPA. (2016). *Overview of Greenhouse Gases Greenhouse Gas (GHG) Emissions US EPA*. <https://www.epa.gov/ghgemissions/overview-greenhouse-gases>
- European Committee for Standardization. (2017). *Heat pumps with electrically driven compressors - Testing, performance rating and requirements for marking of domestic hot water units (EN 16147:2017)*.
- Faraj, K., Khaled, M., Faraj, J., Hachem, F., & Castelain, C. (2020). A review on phase change materials for thermal energy storage in buildings: Heating and hybrid applications. In *Journal of Energy Storage* (Vol. 33, p. 101913). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101913>
- Fehrm, M., Reiners, W., & Ungemach, M. (2002). Exhaust air heat recovery in buildings. *International Journal of Refrigeration*, 25(4), 439–449. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00035-4](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00035-4)
- Fiore, S., & Genon, G. (2014). Heat recovery from municipal wastewater: Evaluation and proposals. *Environmental Engineering and Management Journal*, 13(7), 1595–1604. <https://doi.org/10.30638/eemj.2014.177>
- Guo, Xiaochao, Ma, Z., Ma, L., & Zhang, J. (2019). Experimental study on the performance of a novel in-house heat pump water heater with freezing latent heat evaporator and assisted by domestic drain water. *Applied Energy*, 235, 442–450. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2018.10.094>
- Guo, Xiaofeng, & Hendel, M. (2018). Urban water networks as an alternative source for district heating and emergency heat-wave cooling. *Energy*, 145, 79–87. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.108>
- Hartnett, J. P., & Irvine, T. F. (1970). *Advances in heat transfer. Volume 6*. 577.
- Hepbasli, A., Biyik, E., Ekren, O., Gunerhan, H., & Araz, M. (2014). A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems. *Energy Conversion and Management*, 88, 700–722. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.065>
- IEA. (2013). *Transition to Sustainable Buildings*. Transition to Sustainable Buildings. <https://doi.org/10.1787/9789264202955-en>
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed.). John Wiley & Sons, INC.
- IPMA. (2021). *Fichas Climatológicas 1971-2000*. <https://www.ipma.pt/pt/oclima/normais.clima/1971-2000/normalclimate7100.jsp>
- Kahraman, A., & Çelebi, A. (2009). Investigation of the performance of a heat pump using waste water as a heat source. *Energies*, 2(3), 697–713.

<https://doi.org/10.3390/en20300697>

- Khanlari, A., Sözen, A., Sahin, B., Di Nicola, G., & Afshari, F. (2020). Experimental investigation on using building shower drain water as a heat source for heat pump systems. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*. <https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1796845>
- Kimmels, A. (2011). *Shower Heat Recovery Overview of Commercially Available DWHR Systems*. www.meanderhr.com
- Liu, J., Wu, T., Liu, Q., Wu, S., & Chen, J. C. (2020). Air pollution exposure and adverse sleep health across the life course: A systematic review. In *Environmental Pollution* (Vol. 262, p. 114263). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2020.114263>
- Liu, L., Fu, L., & Zhang, S. (2014). The design and analysis of two exhaust heat recovery systems for public shower facilities. *Applied Energy*, 132, 267–275. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.013>
- Maddah, S., Deymi-Dashtebayaz, M., & Maddah, O. (2020). 4E analysis of thermal recovery potential of industrial wastewater in heat pumps: An invisible energy resource from the Iranian casting industry sector. *Journal of Cleaner Production*, 265, 121824. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121824>
- Maldenov, N., Kolyagin, I., Dikhanbayeva, D., Marsili, E., & Rojas-Solórzano, L. R. (2020). Economic, environmental, and pathogenic impact of point-of-use water heating in continental climate households. *Energy for Sustainable Development*, 59, 144–150. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2020.10.004>
- McNabola, A., & Shields, K. (2013). Efficient drain water heat recovery in horizontal domestic shower drains. *Energy and Buildings*, 59, 44–49. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.026>
- Meggers, F., & Leibundgut, H. (2011). The potential of wastewater heat and exergy: Decentralized high-temperature recovery with a heat pump. *Energy and Buildings*, 43(4), 879–886. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.12.008>
- Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., & Huebsh, W. W. (2004). *Fundamentos da mecânica dos fluidos; tradução da quarta edição americana* (Edgard Blucher LTDA (Ed.); 4th ed.). Euryale de Jesus Zerbii.
- Niewitecka, K. (2018). Possibilities of heat energy recovery from greywater systems. *E3S Web of Conferences*, 30. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20183003003>
- Parlamento Europeu e Conselho Europeu. (2018). DIRETIVA (UE) 2018/2001 do Parlamento e do Conselho de 11 de dezembro de 2018. In *Jornal Oficial da União Europeia* (Vol. 2001).
- Pochwat, K., Kordana, S., Starzec, M., & Słyś, D. (2019). Comparison of two-prototype near-horizontal Drain Water Heat Recovery units on the basis of

- effectiveness. *Energy*, 173, 1196–1207. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.113>
- PORDATA. (2020). *Quadro Resumo Portugal*. <https://www.pordata.pt/Portugal/Quadro+Resumo/Portugal-249498>
- Prinsloo, F. P. A., Dirker, J., & Meyer, J. P. (2014). Heat transfer and pressure drop characteristics in the annuli of tube-in-tube heat exchangers (horizontal layout). *Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, IHTC 2014*. <https://doi.org/10.1615/ihtc15.fcv.009225>
- Ravichandran, A., Diaz-Elsayed, N., Thomas, S., & Zhang, Q. (2021). An assessment of the influence of local conditions on the economic and environmental sustainability of drain water heat recovery systems. *Journal of Cleaner Production*, 279. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123589>
- Ray, S., & Das, G. (2020). Process Equipment and Plant Design: Principles and Practices. In *Process Equipment and Plant Design* (1st ed.). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/c2017-0-02434-5>
- República Portuguesa. (2019). *Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 (RNC2050)*.
- Rose, J., & Kragh, J. (2017). Distribution of heating costs in multi-story apartment buildings. *Energy Procedia*, 132, 1012–1017. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2017.09.712>
- Schmid, F. (2009). Sewage Water: Interesting Heat Source for Heat Pumps and Chillers. *Conference Proceedings from 9th International IEA Heat Pump Conference, 20 – 22 May 2008, Zürich, Switzerland, May, 12*.
- Shah, R. K., & London, A. L. (1978). Concentric Annular Ducts. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, 284–321. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-020051-1.50017-6>
- Shen, C., Yang, L., Wang, X., Jiang, Y., & Yao, Y. (2014). An experimental and numerical study of a de-fouling evaporator used in a wastewater source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 501–509. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.055>
- Styś, D., & Kordana, S. (2014). Financial analysis of the implementation of a Drain Water Heat Recovery unit in residential housing. *Energy and Buildings*, 71, 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.088>
- SNIRH. (2020). *SNIRH Dados de Base*. Sistema Nacional de Informação de Recursos Hídricos. <https://snirh.apambiente.pt/>
- UNFCCC. (2015). Adoption of the Paris Agreement. In *Conference of the Parties on its twenty-first session* (Issue December). <http://unfccc.int/resource/docs/2015/cop21/eng/l09r01.pdf>

- Vaičiūnas, J., Geležiūnas, V., Valančius, R., Jurelionis, A., & Ždankus, T. (2017). Analysis of Drain Water Heat Exchangers and Their Perspectives in Lithuania. *Journal of Sustainable Architecture and Civil Engineering*, 17(4). <https://doi.org/10.5755/j01.sace.17.4.16294>
- Velan, D. (2017). Cost Competitive Horizontal Drain Water Heat Recovery - An opportunity to save energy in many homes and commercial buildings. *ACEEE Hot Water Forum*, 42.
- Wallin, J., & Claesson, J. (2014). Investigating the efficiency of a vertical inline drain water heat recovery heat exchanger in a system boosted with a heat pump. *Energy and Buildings*, 80, 7–16. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.05.003>
- WHO. (2018). *Ambient (outdoor) air pollution*. [https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/ambient-\(outdoor\)-air-quality-and-health](https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/ambient-(outdoor)-air-quality-and-health)
- Wong, L. T., Mui, K. W., & Guan, Y. (2010). Shower water heat recovery in high-rise residential buildings of Hong Kong. *Applied Energy*, 87(2), 703–709. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.008>
- Wu, Y., Jiang, Y., Gao, B., Liu, Z., & Liu, J. (2018). Thermodynamic analysis on an instantaneous water heating system of shower wastewater source heat pump. *Journal of Water Reuse and Desalination*, 8(3), 404–411. <https://doi.org/10.2166/WRD.2017.194>
- Xu, Q., Riffat, S., & Zhang, S. (2019). Review of Heat Recovery Technologies for Building Applications. *Energies*, 12(7), 1285. <https://doi.org/10.3390/en12071285>
- Zhang, C., Wang, J., Li, L., & Gang, W. (2019). Dynamic thermal performance and parametric analysis of a heat recovery building envelope based on air-permeable porous materials. *Energy*, 189, 116361. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116361>

APENDICE A - Resultados da modelação para os permutadores projetados

Resultado da modelação para o caudal de 0,13 L.s⁻¹ de água do duche.

	Mês	MÉDIA												Mês	MÉDIA															
		JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ		MÉDIA	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	MÉDIA		
Q = 0,13 L/s	T _{v,AF}	10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36	15,74	T _{v,AF}	10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36	15,74		
	Q _{max}	11930,75	11927,05	11220,62	10422,82	9092,07	7828,15	7123,79	6715,37	7600,78	9528,28	11341,00	12051,05	9731,81	Q _{max}	11930,75	11927,05	11216,87	10415,85	9087,51	7820,30	7116,64	6708,63	7596,97	9525,09	11341,00	12051,05	9728,14		
L = 0,5m	Paralelo	ε	2,55%	2,55%	2,56%	2,57%	2,59%	2,60%	2,61%	2,61%	2,60%	2,58%	2,56%	2,55%	2,58%	ε	4,04%	4,04%	4,09%	4,13%	4,13%	4,19%	4,20%	4,20%	4,14%	4,11%	4,05%	4,04%	4,11%	
		q	264,43	264,52	247,61	228,19	195,31	163,66	145,79	135,36	157,91	206,23	250,60	267,54	210,60	q	442,33	442,35	418,26	389,86	334,98	287,73	258,82	241,98	274,79	351,09	419,62	447,24	359,09	
		T _{v,AF}	10,77	11,05	12,86	14,61	17,60	20,45	22,01	22,84	20,97	16,80	12,71	10,85	16,13	T _{v,AF}	11,10	11,38	13,18	14,91	17,86	20,68	22,22	23,04	21,19	17,07	13,02	11,18	16,40	
		ΔT _{AF}	0,48	0,48	0,45	0,42	0,36	0,30	0,27	0,25	0,29	0,38	0,46	0,49	0,39	ΔT _{AF}	0,81	0,81	0,77	0,72	0,62	0,53	0,48	0,45	0,51	0,65	0,77	0,82	0,66	
		T _{s,ED}	34,30	34,57	34,99	35,17	35,55	35,92	36,10	36,13	36,00	35,61	35,07	34,61	35,34	T _{s,ED}	33,93	34,21	34,64	34,84	35,26	35,67	35,87	35,91	35,76	35,31	34,73	34,24	35,03	
L = 10m	Contracorrente	ε	2,55%	2,55%	2,56%	2,57%	2,59%	2,60%	2,61%	2,61%	2,60%	2,58%	2,56%	2,55%	2,58%	ε	4,04%	4,05%	4,09%	4,13%	4,13%	4,19%	4,20%	4,21%	4,15%	4,11%	4,05%	4,05%	4,12%	
		q	264,49	264,58	247,67	228,24	195,36	163,71	145,83	135,40	157,95	206,28	250,66	267,60	210,65	q	442,58	442,60	418,50	390,09	335,18	287,90	258,98	242,13	274,96	351,29	419,85	447,48	359,30	
		T _{v,AF}	10,77	11,05	12,86	14,61	17,60	20,45	22,01	22,84	20,97	16,80	12,71	10,85	16,13	T _{v,AF}	11,10	11,38	13,18	14,91	17,86	20,68	22,22	23,04	21,19	17,07	13,02	11,18	16,40	
		ΔT _{AF}	0,48	0,48	0,45	0,42	0,36	0,30	0,27	0,25	0,29	0,38	0,46	0,49	0,39	ΔT _{AF}	0,81	0,81	0,77	0,72	0,62	0,53	0,48	0,45	0,51	0,65	0,77	0,82	0,66	
		T _{s,ED}	34,30	34,57	34,99	35,17	35,55	35,92	36,10	36,13	36,00	35,61	35,07	34,61	35,34	T _{s,ED}	33,93	34,21	34,64	34,84	35,26	35,67	35,87	35,91	35,76	35,31	34,73	34,24	35,03	
L = 15m	Paralelo	ε	4,98%	4,98%	5,00%	5,02%	5,05%	5,08%	5,09%	5,09%	5,08%	5,04%	5,00%	4,98%	5,03%	ε	7,78%	7,78%	7,86%	7,93%	7,93%	8,05%	8,06%	8,07%	7,96%	7,89%	7,79%	7,78%	7,91%	
		q	554,17	554,33	521,28	483,32	419,09	357,29	322,39	302,05	346,05	440,42	527,12	560,25	448,98	q	887,80	887,83	841,13	786,17	680,67	589,44	533,86	501,49	564,88	711,79	844,01	897,24	727,19	
		T _{v,AF}	11,31	11,59	13,37	15,08	18,01	20,81	22,33	23,15	21,32	17,23	13,22	11,39	16,57	T _{v,AF}	11,92	12,20	13,95	15,63	18,49	21,24	22,72	23,51	21,72	17,73	13,80	12,00	17,08	
		ΔT _{AF}	1,02	1,02	0,96	0,89	0,77	0,66	0,59	0,56	0,64	0,81	0,97	1,03	0,82	ΔT _{AF}	1,63	1,63	1,54	1,44	1,25	1,09	0,98	0,92	1,04	1,31	1,55	1,64	1,34	
		T _{s,ED}	33,70	33,98	34,43	34,65	35,09	35,53	35,74	35,79	35,61	35,12	34,51	34,01	34,85	T _{s,ED}	33,02	33,29	33,77	34,02	34,55	35,05	35,30	35,38	35,16	34,56	33,85	33,32	34,27	
L = 15m	Contracorrente	ε	4,98%	4,99%	5,01%	5,02%	5,05%	5,08%	5,09%	5,10%	5,08%	5,05%	5,00%	4,98%	5,04%	ε	7,79%	7,79%	7,87%	7,95%	7,95%	8,07%	8,08%	8,09%	7,98%	7,91%	7,81%	7,79%	7,92%	
		q	554,63	554,80	521,72	483,74	419,46	357,61	322,69	302,33	346,36	440,80	527,56	560,72	449,37	q	889,61	889,63	842,88	787,85	682,14	590,76	535,07	502,64	566,12	713,30	845,73	899,06	728,73	
		T _{v,AF}	11,31	11,59	13,37	15,08	18,01	20,81	22,33	23,15	21,32	17,23	13,22	11,39	16,57	T _{v,AF}	11,92	12,20	13,96	15,64	18,49	21,24	22,73	23,52	21,72	17,73	13,80	12,01	17,08	
		ΔT _{AF}	1,02	1,02	0,96	0,89	0,77	0,66	0,59	0,56	0,64	0,81	0,97	1,03	0,83	ΔT _{AF}	1,63	1,63	1,55	1,45	1,25	1,09	0,99	0,93	1,04	1,31	1,55	1,65	1,34	
		T _{s,ED}	33,70	33,97	34,43	34,65	35,09	35,52	35,74	35,79	35,61	35,12	34,50	34,01	34,84	T _{s,ED}	33,01	33,29	33,77	34,02	34,55	35,04	35,30	35,38	35,16	34,56	33,85	33,31	34,27	
MÉDIA	0,5 m	Paralelo	ε	7,29%	7,30%	7,32%	7,35%	7,39%	7,43%	7,44%	7,45%	7,43%	7,38%	7,32%	7,29%	7,37%	ε	11,23%	11,23%	11,33%	11,44%	11,44%	11,60%	11,62%	11,63%	11,48%	11,39%	11,25%	11,23%	11,41%
			q	829,94	830,17	781,69	726,04	631,90	541,37	490,27	460,48	524,91	663,15	790,23	838,84	675,75	q	1299,23	1299,25	1231,32	1151,55	999,36	867,21	787,03	740,34	832,19	1044,46	1235,87	1312,85	1066,72
			T _{v,AF}	11,81	12,09	13,84	15,52	18,40	21,15	22,64	23,44	21,65	17,64	13,70	11,90	16,98	T _{v,AF}	12,67	12,95	14,67	16,30	19,08	21,75	23,19	23,95	22,21	18,34	14,52	12,77	17,70
			ΔT _{AF}	1,52	1,52	1,43	1,33	1,16	1,00	0,90	0,85	0,97	1,22	1,45	1,54	1,24	ΔT _{AF}	2,38	2,38	2,26	2,11	1,84	1,60	1,45	1,36	1,53	1,92	2,27	2,41	1,96
			T _{s,ED}	33,14	33,41	33,89	34,15	34,65	35,15	35,39	35,46	35,24	34,67	33,96	33,44	34,38	T _{s,ED}	32,17	32,44	32,97	33,27	33,89	34,47	34,78	34,89	34,61	33,88	33,05	32,46	33,57
MÉDIA	10 m	Contracorrente	ε	7,30%	7,31%	7,34%	7,36%	7,40%	7,44%	7,46%	7,47%	7,45%	7,39%	7,33%	7,31%	7,38%	ε	11,27%	11,28%	11,38%	11,49%	11,49%	11,65%	11,67%	11,69%	11,53%	11,43%	11,30%	11,27%	11,45%
			q	831,42	831,65	783,10	727,36	633,08	542,40	491,21	461,38	525,92	664,38	791,66	840,33	676,99	q	1304,88	1304,90	1236,80	1156,79	1003,94	871,33	790,81	743,91	836,06	1049,18	1241,28	1318,55	1071,54
			T _{v,AF}	11,81	12,09	13,85	15,53	18,40	21,15	22,65	23,44	21,65	17,64	13,70	11,90	16,98	T _{v,AF}	12,68	12,96	14,68	16,31	19,09	21,75	23,20	23,96	22,22	18,35	14,53	12,78	17,71
			ΔT _{AF}	1,52	1,52	1,44	1,34	1,16	1,00	0,91	0,85	0,97	1,22	1,45	1,54	1,24	ΔT _{AF}	2,39	2,39	2,27	2,12	1,85	1,60	1,46	1,37	1,54	1,93	2,28	2,42	1,97
			T _{s,ED}	33,13	33,41	33,89	34,14	34,65	35,14	35,39	35,46	35,24	34,66	33,96	33,43	34,38	T _{s,ED}	32,16	32,43	32,96	33,26	33,88	34,47	34,77	34,88	34,60	33,87	33,04	32,45	33,56
MÉDIA	15 m	Paralelo	ε	2,55%	2,55%	2,56%	2,57%	2,59%	2,60%	2,61%	2,61%	2,60%	2,58%	2,56%	2,55%	2,58%	ε	4,04%	4,05%	4,09%	4,13%	4,13%	4,19%	4,20%	4,20%	4,14%	4,11%	4,05%	4,04%	4,11%
			q	264,43	264,52	247,61	228,19	195,31	163,66	145,79	135,36	157,91	206,23	250,60	267,54	210,60	q	442,33	442,35	418,26	389,86	334,98	287,73	258,82	241,98	274,79	351,09	419,62	447,24	359,09
			T _{v,AF}	10,77	11,05	12,86	14,61	17,60	20,45	22,01	22,84	20,97	16,80	12,71	10,85	16,13	T _{v,AF}	11,10	11,38	13,18	14,91	17,86	20,68	22,22	23,04	21,19	17,07	13,02	11,18	16,40
			ΔT _{AF}	0,48	0,48	0,45	0,42	0,36	0,30	0,27	0,25	0,29	0,38	0,46	0,49	0,39	ΔT _{AF}	0,81	0,81	0,77	0,72	0,62	0,53	0,48	0,45	0,51	0,65	0,77	0,82	0,66
			T _{s,ED}	34,30	34,57	34,99	35,17	35,55	35,92	36,10	36,13	36,00	35,61	35,07	34,61	35,34	T _{s,ED}	33,93	34,21	34,64	34,84	35,26	35,67	35,87	35,91	35,76	35,31	34,73	34,24	35,03
MÉDIA	15 m	Contracorrente	ε	2,55%	2,55%	2,56%	2,57%	2,59%	2,60%	2,61%	2,61%	2,60%	2,58%	2,56%	2,55%	2,58%	ε	4,04%	4,05%	4,09%	4,13%	4,13%	4,19%	4,20%	4,20%	4,14%	4,11%	4,05%	4,04%	4,11%
			q	264,49	264,58	247,67	228,24	195,36	163,71	145,83	135,40	157,95	206,28	250,66	267,60	210,65	q	442,58	442,60	418,50	390,09	335,18	287,90	258,98	242,13	274,96	351,29	419,85	447,48	359,30
			T _{v,AF}	10,77	11,05	12,86	14,61	17,60	20,45	22,01	22,84	20,97	16,80	12,71	10,85	16,13	T _{v,AF}	11,10	11,38	13,18	14,91	17,86	20,68	22,22	23,04	21,19	17,07	13,02	11,18	16,40
			ΔT _{AF}	0,48	0,48	0,45	0,42	0,36	0,30	0,27	0,25	0,29	0,38	0,46	0,49	0,39														

Resultado da modelação para o caudal de 0,09 L.s⁻¹ de água do duche.

	Mês	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	MÉDIA	Mês	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	MÉDIA	
		T _{s,AF}	10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36		15,74	T _{s,AF}	10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36
	Q _{max}	9277,86	9273,68	8716,37	8089,41	7045,79	6057,47	5508,03	5190,03	5879,97	7386,86	8810,59	9371,08	7550,59	Q _{max}	9277,86	9273,68	8716,37	8089,41	7045,79	6057,47	5508,03	5190,03	5879,97	7386,86	8810,59	9371,08	7550,59	
L = 0,5m	Paralelo	ε	3,09%	3,10%	3,12%	3,14%	3,17%	3,20%	3,21%	3,22%	3,20%	3,16%	3,11%	3,09%	3,15%	ε	5,16%	5,16%	5,21%	5,27%	5,28%	5,36%	5,38%	5,39%	5,31%	5,25%	5,17%	5,16%	5,26%
		q	246,96	247,12	231,65	213,73	183,18	153,59	136,78	126,95	148,18	193,39	234,43	249,92	197,16	q	438,39	438,41	414,48	386,27	331,84	284,94	256,27	239,57	272,15	347,84	415,85	443,26	355,77
		T _{s,AF}	10,94	11,22	13,02	14,76	17,73	20,56	22,10	22,93	21,07	16,93	12,87	11,02	16,26	T _{s,AF}	11,45	11,73	13,51	15,22	18,12	20,91	22,42	23,23	21,40	17,34	13,35	11,53	16,68
		ΔT _{AF}	0,65	0,65	0,61	0,57	0,49	0,41	0,36	0,34	0,39	0,51	0,62	0,66	0,52	ΔT _{AF}	1,16	1,16	1,10	1,02	0,88	0,76	0,68	0,64	0,72	0,92	1,10	1,17	0,94
		T _{s,ED}	34,34	34,61	35,03	35,20	35,58	35,94	36,12	36,15	36,02	35,63	35,11	34,65	35,36	T _{s,ED}	33,94	34,21	34,65	34,85	35,27	35,67	35,87	35,92	35,76	35,31	34,73	34,25	35,04
L = 1,0m	Contracorrente	ε	3,09%	3,10%	3,12%	3,14%	3,17%	3,20%	3,21%	3,22%	3,20%	3,16%	3,12%	3,09%	3,15%	ε	5,16%	5,16%	5,22%	5,27%	5,28%	5,37%	5,38%	5,39%	5,31%	5,25%	5,18%	5,16%	5,26%
		q	247,04	247,19	231,72	213,80	183,24	153,64	136,83	126,99	148,23	193,45	234,50	249,99	197,22	q	438,74	438,76	414,82	386,60	332,13	285,19	256,50	239,79	272,38	348,13	416,18	443,61	356,07
		T _{s,AF}	10,94	11,22	13,02	14,76	17,73	20,56	22,10	22,93	21,07	16,93	12,87	11,02	16,26	T _{s,AF}	11,45	11,73	13,51	15,22	18,12	20,91	22,42	23,23	21,40	17,34	13,35	11,53	16,69
		ΔT _{AF}	0,65	0,65	0,61	0,57	0,49	0,41	0,36	0,34	0,39	0,51	0,62	0,66	0,52	ΔT _{AF}	1,16	1,16	1,10	1,03	0,88	0,76	0,68	0,64	0,72	0,92	1,10	1,17	0,94
		T _{s,ED}	34,34	34,61	35,03	35,20	35,57	35,94	36,12	36,15	36,02	35,63	35,11	34,65	35,36	T _{s,ED}	33,94	34,21	34,65	34,84	35,27	35,67	35,87	35,92	35,76	35,31	34,73	34,25	35,04
L = 1,0m	Paralelo	ε	6,02%	6,02%	6,06%	6,10%	6,16%	6,21%	6,24%	6,25%	6,22%	6,14%	6,06%	6,02%	6,12%	ε	9,84%	9,84%	9,95%	10,05%	10,06%	10,22%	10,24%	10,26%	10,12%	10,01%	9,87%	9,84%	10,02%
		q	518,15	518,44	488,26	453,33	393,80	336,20	303,49	284,38	325,68	413,69	493,68	523,89	421,08	q	872,94	872,95	826,85	772,64	668,85	578,94	524,27	492,43	554,89	699,52	829,79	882,22	714,69
		T _{s,AF}	11,66	11,94	13,70	15,39	18,29	21,04	22,55	23,35	21,55	17,52	13,56	11,75	16,86	T _{s,AF}	12,60	12,88	14,60	16,24	19,02	21,69	23,14	23,90	22,16	18,28	14,45	12,69	17,64
		ΔT _{AF}	1,37	1,37	1,29	1,20	1,05	0,89	0,81	0,76	0,87	1,10	1,31	1,39	1,12	ΔT _{AF}	2,31	2,31	2,19	2,05	1,78	1,54	1,40	1,31	1,48	1,86	2,20	2,33	1,90
		T _{s,ED}	33,78	34,05	34,50	34,71	35,14	35,57	35,78	35,83	35,65	35,18	34,57	34,08	34,90	T _{s,ED}	33,05	33,32	33,80	34,05	34,57	35,07	35,32	35,40	35,18	34,59	33,88	33,35	34,30
L = 1,0m	Contracorrente	ε	6,02%	6,03%	6,07%	6,10%	6,16%	6,22%	6,24%	6,26%	6,23%	6,15%	6,06%	6,02%	6,13%	ε	9,87%	9,87%	9,97%	10,07%	10,09%	10,25%	10,28%	10,29%	10,15%	10,04%	9,90%	9,87%	10,05%
		q	518,70	519,00	488,80	453,83	394,25	336,60	303,86	284,72	326,07	414,16	494,21	524,45	421,55	q	875,46	875,48	829,30	774,98	670,90	580,79	525,96	494,02	556,63	701,63	832,21	884,77	716,84
		T _{s,AF}	11,66	11,94	13,70	15,39	18,29	21,05	22,55	23,35	21,55	17,52	13,56	11,75	16,86	T _{s,AF}	12,61	12,89	14,61	16,25	19,02	21,69	23,14	23,91	22,16	18,28	14,45	12,70	17,64
		ΔT _{AF}	1,37	1,37	1,29	1,20	1,05	0,90	0,81	0,76	0,87	1,10	1,31	1,39	1,12	ΔT _{AF}	2,32	2,32	2,20	2,06	1,78	1,54	1,40	1,32	1,48	1,86	2,20	2,34	1,90
		T _{s,ED}	33,78	34,05	34,50	34,71	35,14	35,57	35,78	35,82	35,65	35,18	34,57	34,08	34,90	T _{s,ED}	33,04	33,31	33,80	34,04	34,57	35,06	35,32	35,39	35,18	34,59	33,88	33,34	34,29
L = 1,5m	Paralelo	ε	8,78%	8,79%	8,84%	8,90%	8,98%	9,05%	9,09%	9,11%	9,07%	8,96%	8,84%	8,78%	8,93%	ε	14,09%	14,10%	14,24%	14,37%	14,40%	14,61%	14,65%	14,67%	14,47%	14,33%	14,14%	14,10%	14,35%
		q	774,42	774,83	730,66	679,57	592,59	508,47	460,72	432,83	493,11	621,63	738,57	782,80	632,52	q	1267,65	1267,65	1201,01	1122,84	974,28	844,96	766,69	721,13	811,02	1018,42	1205,68	1280,94	1040,19
		T _{s,AF}	12,34	12,62	14,35	15,99	18,81	21,50	22,97	23,74	21,99	18,07	14,21	12,43	17,42	T _{s,AF}	13,64	13,93	15,59	17,17	19,83	22,40	23,78	24,51	22,84	19,12	15,44	13,75	18,50
		ΔT _{AF}	2,05	2,05	1,94	1,80	1,57	1,35	1,23	1,15	1,31	1,65	1,96	2,07	1,68	ΔT _{AF}	3,35	3,36	3,18	2,98	2,59	2,25	2,04	1,92	2,16	2,70	3,19	3,39	2,76
		T _{s,ED}	33,25	33,52	34,00	34,24	34,73	35,21	35,45	35,52	35,31	34,75	34,07	33,55	34,47	T _{s,ED}	32,24	32,51	33,03	33,33	33,95	34,52	34,82	34,93	34,65	33,93	33,11	32,53	33,63
L = 1,5m	Contracorrente	ε	8,80%	8,81%	8,86%	8,92%	9,00%	9,08%	9,11%	9,13%	9,09%	8,98%	8,86%	8,80%	8,95%	ε	14,18%	14,18%	14,32%	14,46%	14,49%	14,70%	14,74%	14,76%	14,56%	14,42%	14,22%	14,18%	14,44%
		q	776,19	776,60	732,36	681,18	594,03	509,73	461,89	433,93	494,34	623,12	740,29	784,59	634,02	q	1275,44	1275,44	1208,56	1130,05	980,58	850,64	771,89	726,04	816,36	1024,93	1213,14	1288,80	1046,82
		T _{s,AF}	12,34	12,63	14,35	16,00	18,82	21,51	22,97	23,75	22,00	18,07	14,21	12,44	17,42	T _{s,AF}	13,67	13,95	15,61	17,19	19,84	22,41	23,79	24,52	22,85	19,14	15,46	13,77	18,52
		ΔT _{AF}	2,05	2,06	1,94	1,81	1,58	1,36	1,23	1,16	1,32	1,65	1,96	2,08	1,68	ΔT _{AF}	3,38	3,38	3,20	3,00	2,60	2,26	2,05	1,93	2,17	2,72	3,21	3,41	2,78
		T _{s,ED}	33,25	33,52	34,00	34,24	34,73	35,21	35,45	35,52	35,31	34,75	34,07	33,55	34,46	T _{s,ED}	32,22	32,49	33,01	33,31	33,93	34,51	34,81	34,91	34,64	33,92	33,09	32,51	33,61
MÉDIA	0,5 m	ε	3,09%	3,10%	3,12%	3,14%	3,17%	3,20%	3,21%	3,22%	3,20%	3,16%	3,12%	3,09%	3,15%	ε	5,16%	5,16%	5,22%	5,27%	5,28%	5,37%	5,38%	5,39%	5,31%	5,25%	5,18%	5,16%	5,26%
	10 m	ε	6,02%	6,02%	6,06%	6,10%	6,16%	6,21%	6,24%	6,25%	6,22%	6,14%	6,06%	6,02%	6,13%	ε	9,85%	9,86%	9,96%	10,06%	10,08%	10,23%	10,26%	10,27%	10,13%	10,03%	9,89%	9,85%	10,04%
	15 m	ε	8,79%	8,80%	8,85%	8,91%	8,99%	9,06%	9,10%	9,12%	9,08%	8,97%	8,85%	8,79%	8,94%	ε	14,14%	14,14%	14,28%	14,42%	14,44%	14,66%	14,69%	14,71%	14,52%	14,37%	14,18%	14,14%	14,39%
	0,50	ΔT _{AF}	0,65	0,65	0,61	0,57	0,49	0,41	0,36	0,34	0,39	0,51	0,62	0,66	0,52	ΔT _{AF}	1,16	1,16	1,10	1,02	0,88	0,76	0,68	0,64	0,72	0,92	1,10	1,17	0,94
	100	ΔT _{AF}	1,37	1,37	1,29	1,20	1,05	0,89	0,81	0,76	0,87	1,10	1,31	1,39	1,12	ΔT _{AF}	2,31	2,31	2,19	2,05	1,78	1,54	1,40	1,31	1,48	1,86	2,20	2,34	1,90
150	ΔT _{AF}	2,05	2,05	1,94	1,80	1,58	1,35	1,23	1,15	1,31	1,65	1,96	2,07	1,68	ΔT _{AF}	3,37	3,37	3,19	2,99	2,60	2,25	2,05	1,93	2,16	2,71	3,20	3,40	2,77	

Resultado da modelação para o caudal de 0,04 L.s⁻¹ de água do duche.

		Q = 0,04 L/s																											
MÉDIA	Mês	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	MÉDIA	Mês	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	MÉDIA	
		T _{v,AF}	10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36	15,74	T _{v,AF}	10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36	15,74
	Q _{max}	4123,49	4121,64	3873,94	3595,29	3131,46	2692,21	2448,01	2306,68	2613,32	3283,05	3915,82	4164,92	3355,82	Q _{max}	4123,49	4121,64	3873,94	3595,29	3131,46	2692,21	2448,01	2306,68	2613,32	3283,05	3915,82	4164,92	3355,82	
L = 0,5m	Paralelo	ε	5,51%	5,53%	5,61%	5,70%	5,82%	5,93%	5,99%	6,02%	5,95%	5,79%	5,60%	5,52%	5,75%	ε	11,22%	11,23%	11,35%	11,46%	11,48%	11,66%	11,69%	11,71%	11,54%	11,42%	11,26%	11,23%	11,44%
		q	187,35	187,79	177,41	164,75	142,27	119,76	106,57	98,76	115,54	150,04	179,47	189,77	151,62	q	422,83	422,84	399,53	372,10	319,46	273,94	246,21	230,06	261,69	334,99	400,97	427,54	342,68
		T _{v,AF}	11,41	11,69	13,47	15,17	18,09	20,87	22,38	23,18	21,37	17,32	13,32	11,49	16,65	T _{v,AF}	12,81	13,09	14,79	16,41	19,15	21,79	23,21	23,97	22,25	18,42	14,64	12,91	17,79
		ΔT _{AF}	1,12	1,12	1,06	0,98	0,85	0,72	0,64	0,59	0,69	0,90	1,07	1,13	0,90	ΔT _{AF}	2,52	2,52	2,38	2,22	1,91	1,64	1,47	1,38	1,57	2,00	2,39	2,55	2,05
		T _{s,ED}	34,46	34,73	35,14	35,30	35,66	36,01	36,18	36,21	36,09	35,72	35,22	34,77	35,46	T _{s,ED}	33,97	34,25	34,68	34,87	35,29	35,70	35,89	35,94	35,78	35,34	34,77	34,28	35,06
L = 1,0m	Contracorrente	ε	5,52%	5,53%	5,61%	5,70%	5,82%	5,94%	5,99%	6,02%	5,95%	5,79%	5,61%	5,52%	5,75%	ε	11,24%	11,25%	11,36%	11,48%	11,50%	11,68%	11,71%	11,73%	11,56%	11,44%	11,28%	11,24%	11,46%
		q	187,43	187,87	177,49	164,83	142,35	119,83	106,63	98,82	115,61	150,11	179,55	189,86	151,70	q	423,56	423,57	400,24	372,78	320,05	274,47	246,70	230,53	262,19	335,60	401,67	428,27	343,30
		T _{v,AF}	11,41	11,69	13,47	15,17	18,09	20,87	22,38	23,18	21,37	17,32	13,32	11,49	16,65	T _{v,AF}	12,81	13,09	14,80	16,41	19,15	21,79	23,22	23,97	22,25	18,42	14,64	12,91	17,79
		ΔT _{AF}	1,12	1,12	1,06	0,98	0,85	0,72	0,64	0,59	0,69	0,90	1,07	1,13	0,91	ΔT _{AF}	2,52	2,52	2,39	2,22	1,91	1,64	1,48	1,38	1,57	2,00	2,39	2,55	2,05
		T _{s,ED}	34,46	34,73	35,14	35,30	35,66	36,01	36,18	36,21	36,08	35,72	35,22	34,77	35,46	T _{s,ED}	33,97	34,24	34,68	34,87	35,29	35,70	35,89	35,94	35,78	35,34	34,76	34,28	35,06
L = 1,0m	Paralelo	ε	10,62%	10,64%	10,80%	10,95%	11,19%	11,40%	11,49%	11,55%	11,43%	11,13%	10,79%	10,62%	11,05%	ε	20,75%	20,76%	20,96%	21,16%	21,19%	21,49%	21,55%	21,57%	21,30%	21,09%	20,82%	20,76%	21,12%
		q	397,84	398,63	378,41	353,82	310,28	266,78	241,35	226,31	258,65	325,29	382,39	402,49	328,52	q	815,76	815,75	771,97	720,66	623,44	538,67	487,45	457,64	516,57	652,39	775,14	824,45	666,66
		T _{v,AF}	12,66	12,94	14,67	16,30	19,09	21,75	23,19	23,95	22,23	18,36	14,53	12,76	17,70	T _{v,AF}	15,15	15,43	17,01	18,49	20,97	23,37	24,66	25,33	23,77	20,32	16,87	15,27	19,72
		ΔT _{AF}	2,37	2,37	2,26	2,11	1,85	1,60	1,45	1,36	1,55	1,94	2,28	2,40	1,96	ΔT _{AF}	4,86	4,86	4,60	4,30	3,73	3,22	2,92	2,74	3,09	3,90	4,62	4,91	3,98
		T _{s,ED}	34,03	34,30	34,72	34,91	35,31	35,71	35,90	35,94	35,79	35,36	34,80	34,33	35,09	T _{s,ED}	33,17	33,44	33,91	34,16	34,67	35,15	35,40	35,47	35,26	34,69	34,00	33,47	34,40
L = 1,5m	Contracorrente	ε	10,63%	10,66%	10,82%	10,97%	11,20%	11,41%	11,51%	11,56%	11,45%	11,14%	10,80%	10,64%	11,07%	ε	20,87%	20,88%	21,08%	21,29%	21,32%	21,63%	21,68%	21,71%	21,43%	21,22%	20,94%	20,88%	21,24%
		q	398,45	399,25	379,02	354,41	310,83	267,28	241,81	226,75	259,13	325,85	383,00	403,11	329,07	q	820,76	820,75	776,81	725,29	627,48	542,30	490,78	460,79	519,99	656,56	779,92	829,50	670,91
		T _{v,AF}	12,66	12,95	14,67	16,30	19,10	21,75	23,19	23,95	22,23	18,37	14,53	12,76	17,70	T _{v,AF}	15,18	15,46	17,04	18,52	20,99	23,40	24,68	25,35	23,79	20,34	16,90	15,30	19,75
		ΔT _{AF}	2,37	2,38	2,26	2,11	1,86	1,60	1,45	1,36	1,55	1,95	2,28	2,40	1,96	ΔT _{AF}	4,89	4,89	4,63	4,33	3,75	3,25	2,94	2,76	3,11	3,92	4,65	4,94	4,00
		T _{s,ED}	34,02	34,29	34,72	34,91	35,31	35,71	35,90	35,94	35,79	35,36	34,80	34,33	35,09	T _{s,ED}	33,16	33,43	33,90	34,15	34,66	35,14	35,39	35,46	35,25	34,68	33,99	33,45	34,39
L = 1,5m	Paralelo	ε	15,34%	15,38%	15,60%	15,81%	16,13%	16,42%	16,56%	16,63%	16,47%	16,05%	15,58%	15,35%	15,94%	ε	28,84%	28,85%	29,11%	29,36%	29,40%	29,79%	29,85%	29,89%	29,54%	29,27%	28,92%	28,85%	29,31%
		q	592,70	593,80	564,23	528,41	465,14	402,08	365,29	343,55	390,30	486,89	570,02	599,41	491,82	q	1149,34	1149,29	1087,56	1015,48	880,51	761,90	690,78	649,41	731,91	921,03	1092,62	1161,41	940,94
		T _{v,AF}	13,82	14,11	15,77	17,34	20,02	22,56	23,93	24,65	23,02	19,33	15,65	13,93	18,68	T _{v,AF}	17,13	17,41	18,89	20,25	22,50	24,71	25,88	26,48	25,06	21,92	18,76	17,28	21,36
		ΔT _{AF}	3,53	3,54	3,36	3,15	2,78	2,41	2,19	2,06	2,34	2,91	3,40	3,57	2,94	ΔT _{AF}	6,84	6,84	6,48	6,06	5,26	4,56	4,14	3,89	4,38	5,50	6,51	6,92	5,62
		T _{s,ED}	33,62	33,89	34,34	34,55	34,99	35,43	35,65	35,70	35,52	35,03	34,42	33,93	34,76	T _{s,ED}	32,48	32,75	33,26	33,55	34,14	34,69	34,98	35,07	34,82	34,13	33,34	32,77	33,83
MÉDIA	10 m	ε	15,39%	15,42%	15,65%	15,86%	16,19%	16,48%	16,61%	16,69%	16,52%	16,10%	15,63%	15,40%	16,00%	ε	29,20%	29,21%	29,47%	29,73%	29,77%	30,18%	30,24%	30,28%	29,92%	29,64%	29,28%	29,20%	29,68%
		q	594,63	595,74	566,13	530,25	466,84	403,63	366,73	344,93	391,82	488,65	571,93	601,36	493,55	q	1163,87	1163,83	1101,61	1028,89	892,22	772,41	700,40	658,50	741,82	933,15	1106,53	1176,09	953,28
		T _{v,AF}	13,83	14,12	15,78	17,35	20,03	22,57	23,94	24,66	23,03	19,34	15,66	13,94	18,69	T _{v,AF}	17,22	17,50	18,98	20,33	22,57	24,77	25,93	26,54	25,12	21,99	18,85	17,36	21,43
		ΔT _{AF}	3,54	3,55	3,37	3,16	2,79	2,42	2,20	2,07	2,35	2,92	3,41	3,58	2,95	ΔT _{AF}	6,93	6,93	6,57	6,14	5,33	4,62	4,19	3,95	4,44	5,57	6,60	7,00	5,69
		T _{s,ED}	33,62	33,89	34,34	34,55	34,99	35,43	35,65	35,70	35,52	35,02	34,41	33,92	34,75	T _{s,ED}	32,45	32,72	33,23	33,52	34,11	34,67	34,96	35,05	34,80	34,11	33,31	32,74	33,81
MÉDIA	15 m	ε	5,51%	5,53%	5,61%	5,70%	5,82%	5,94%	5,99%	6,02%	5,95%	5,79%	5,61%	5,52%	5,75%	ε	11,23%	11,24%	11,35%	11,47%	11,49%	11,67%	11,70%	11,72%	11,55%	11,43%	11,27%	11,23%	11,45%
		q	187,35	187,79	177,41	164,75	142,27	119,76	106,57	98,76	115,54	150,04	179,47	189,77	151,62	q	422,83	422,84	399,53	372,10	319,46	273,94	246,21	230,06	261,69	334,99	400,97	427,54	342,68
		T _{v,AF}	11,41	11,69	13,47	15,17	18,09	20,87	22,38	23,18	21,37	17,32	13,32	11,49	16,65	T _{v,AF}	12,81	13,09	14,79	16,41	19,15	21,79	23,21	23,97	22,25	18,42	14,64	12,91	17,79
		ΔT _{AF}	1,12	1,12	1,06	0,98	0,85	0,72	0,64	0,59	0,69	0,90	1,07	1,13	0,91	ΔT _{AF}	2,52	2,52	2,38	2,22	1,91	1,64	1,48	1,38	1,57	2,00	2,39	2,55	2,05
		T _{s,ED}	34,46	34,73	35,14	35,30	35,66	36,01	36,18	36,21	36,09	35,72	35,22	34,77	35,46	T _{s,ED}	33,97	34,25	34,68	34,87	35,29	35,70	35,89	35,94	35,78	35,34	34,77	34,28	35,06
MÉDIA	100	ε	10,63%	10,65%	10,81%	10,96%	11,19%	11,40%	11,50%	11,55%	11,44%	11,14%	10,79%	10,63%	11,06%	ε	20,81%	20,82%	21,02%	21,22%	21,25%	21,56%	21,61%	21,64%	21,36%	21,15%	20,88%	20,82%	21,18%
		q	398,45	399,25	379,02	354,41	310,83	267,28	241,81	226,75	259,13	325,85	383,00	403,11	329,07	q	820,76	820,75	776,81	725,29	627,48	542,30	490,78	460,79	519,99	656,56	779,92	829,50	670,91
		T _{v,AF}	12,66	12,95	14,67	16,30	19,10	21,75	23,19	23,95	22,23	18,37	14,53	12,76	17,70	T _{v,AF}	15,18	15,46	17,04	18,52	20,99	23,40	24,68	25,35	23,79	20,34	16,90	15,30	19,75
		ΔT _{AF}	2,37	2,38	2,26	2,11	1,86	1,60	1,45	1,36	1,55	1,94	2,28	2,40	1,96	ΔT _{AF}	4,87	4,87	4,62	4,31	3,74	3,23	2,9						

APENDICE B - Consumo e recuperação de energia mensais e anuais

Consumo anual de energia para aquecimento de água e energia térmica recuperada pelo permutador do modelo 1.

Mês		JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	ANO	
$T_{e,AF}$ (°C)		10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36	15,74	
T_{AQ} (°C)		40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	
$T_{e,ED}$ (°C)		34,84	35,12	35,50	35,64	35,95	36,26	36,40	36,41	36,32	36,03	35,59	35,16	35,77	
Consumo (kWh.mês ⁻¹)		243,23	240,90	225,63	210,89	185,68	161,71	148,63	141,65	157,35	192,45	226,96	242,65	2409,76	
Energia recuperada (kWh.mês ⁻¹)	0,13 L.s ⁻¹	0,5 m	3,97	3,97	3,71	3,42	2,93	2,46	2,19	2,03	2,37	3,09	3,76	4,01	38,44
		1,0 m	8,32	8,32	7,82	7,25	6,29	5,36	4,84	4,53	5,19	6,61	7,91	8,41	81,97
		1,5 m	12,46	12,46	11,74	10,90	9,49	8,13	7,36	6,91	7,88	9,96	11,86	12,59	123,44
	0,09 L.s ⁻²	0,5 m	3,70	3,71	3,48	3,21	2,75	2,30	2,05	1,90	2,22	2,90	3,52	3,75	35,99
		1,0 m	7,78	7,78	7,33	6,80	5,91	5,05	4,56	4,27	4,89	6,21	7,41	7,86	76,89
		1,5 m	11,63	11,64	10,97	10,21	8,90	7,64	6,92	6,50	7,41	9,34	11,09	11,76	115,57
	0,04 L.s ⁻³	0,5 m	2,81	2,82	2,66	2,47	2,13	1,80	1,60	1,48	1,73	2,25	2,69	2,85	27,68
		1,0 m	5,97	5,98	5,68	5,31	4,66	4,01	3,62	3,40	3,88	4,88	5,74	6,04	60,01
		1,5 m	8,91	8,92	8,48	7,94	6,99	6,04	5,49	5,16	5,87	7,32	8,56	9,01	89,92

Consumo anual de energia para aquecimento de água e energia térmica recuperada pelo permutador do modelo 2 (proposta de melhoria)

Mês		JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	ANO	
$T_{e,AF}$ (°C)		10,29	10,57	12,41	14,19	17,24	20,15	21,74	22,59	20,68	16,42	12,25	10,36	15,74	
T_{AQ} (°C)		40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	
$T_{e,ED}$ (°C)		34,84	35,12	35,50	35,64	35,95	36,26	36,40	36,41	36,32	36,03	35,59	35,16	35,77	
Consumo (kWh.mês ⁻¹)		243,23	240,90	225,63	210,89	185,68	161,71	148,63	141,65	157,35	192,45	226,96	242,65	2409,76	
Energia recuperada (kWh.mês ⁻¹)	0,13 L.s ⁻¹	0,5 m	6,64	6,64	6,28	5,85	5,03	4,32	3,88	3,63	4,12	5,27	6,30	6,71	65,55
		1,0 m	13,33	13,33	12,63	11,81	10,22	8,85	8,02	7,53	8,48	10,69	12,67	13,47	132,85
		1,5 m	19,53	19,53	18,51	17,31	15,02	13,04	11,83	11,13	12,51	15,70	18,58	19,74	195,12
	0,09 L.s ⁻²	0,5 m	6,58	6,58	6,22	5,80	4,98	4,28	3,85	3,60	4,08	5,22	6,24	6,65	35,99
		1,0 m	13,11	13,11	12,42	11,61	10,05	8,70	7,88	7,40	8,34	10,51	12,47	13,25	76,89
		1,5 m	19,07	19,07	18,07	16,90	14,66	12,72	11,54	10,85	12,21	15,33	18,14	19,27	115,57
	0,04 L.s ⁻³	0,5 m	6,35	6,35	6,00	5,59	4,80	4,11	3,70	3,45	3,93	5,03	6,02	6,42	62,60
		1,0 m	12,27	12,27	11,62	10,84	9,38	8,11	7,34	6,89	7,77	9,82	11,66	12,40	122,05
		1,5 m	17,35	17,35	16,42	15,33	13,30	11,51	10,43	9,81	11,05	13,91	16,49	17,53	172,85