



Análise energética de uma máquina de acabamento de cordas e identificação de formas de racionalização de energia

SARA ALEXANDRA RIBEIRO SANTOS

novembro de 2020

Análise energética de uma máquina de acabamento de cordas e identificação de formas de racionalização de energia

Dissertação Submetida como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Química, ramo opcional Energia e Biorrefinaria

Outubro 2020

AUTOR

Sara Alexandra Ribeiro Santos

ORIENTAÇÃO

Engenheiro Joaquim Rocha – Continental ITA

Engenheira Paula Neto - ISEP

Engenheira Anabela Guedes - ISEP

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Mestrado em Engenharia Química



Continental - Indústria Têxtil do Ave, S.A.





Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao Departamento de Engenharia Química do Instituto Superior de Engenharia do Porto e à Continental ITA por permitirem a realização desta dissertação, que será sem dúvida uma mais valia para o meu percurso profissional.

A todas as pessoas que cruzaram a minha vida ao longo destes 5 anos e contribuíram para a minha formação profissional e para o meu crescimento pessoal.

Quero agradecer ao Engenheiro Joaquim Rocha por ter aceitado este estágio e por toda a disponibilidade demonstrada desde o início, para me ajudar e tornar este trabalho o mais proveitoso possível tanto para mim como para a empresa.

A todos os membros do Departamento de Engenharia da Continental ITA obrigada pelo apoio, pela disponibilidade e pela boa disposição. A todos os colaboradores da Continental ITA que durante a realização desta dissertação se envolveram de alguma forma com o meu trabalho.

À Engenheira Paula Neto, o meu mais sincero obrigado pela exigência e por toda a atenção dispensada no decorrer deste estágio.

Agradeço à Engenheira Anabela Guedes que na fase inicial de seleção de estágios e estabelecimento de contacto com a empresa foi muito importante.

Quero agradecer à minha família por sempre me apoiarem nas minhas decisões e estarem presentes em todos os momentos. Em especial aos meus pais e à minha irmã, sem os quais nada disto seria possível.

Por fim, obrigada aos meus amigos por todos os momentos partilhados e por me apoiarem sempre, espero levar todos comigo para a vida. Um especial obrigada à Ana por estar presente em todos os momentos e por ter sempre uma palavra amiga.





Resumo

Os principais objetivos deste trabalho foram a realização de uma análise energética e a implementação do sistema Eco Vac na máquina de impregnar cordas Single End 2, da empresa Continental – Indústria Têxtil do Ave, S.A. (C – ITA). Esta empresa, sediada em Vila Nova de Famalicão, é uma das maiores empresas do setor têxtil a nível nacional.

Foi feito um levantamento dos consumos energéticos anuais da empresa. Verificou-se que a energia mais utilizada é a energia elétrica, correspondendo a 83,8 % do consumo total, sendo o restante gás natural. Apesar de a máquina Single End 2 consumir apenas 2,5 % de gás natural relativamente ao consumo total da C – ITA, o seu consumo em gás natural corresponde a 56 % do seu consumo total, sendo o restante em energia elétrica.

Determinaram-se as perdas térmicas totais da Single End 2 sendo estas de 31 kW e 17 kW, para os artigos N1 e N2, respetivamente.

Como medidas de otimização energética estudou-se o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão, do ar fresco e do combustível. O aumento da temperatura de entrada, quer do ar de combustão quer do ar fresco, para 40 °C leva a poupanças anuais 12 % e 45 % para os artigos N1 e N2, respetivamente. O aumento da temperatura do combustível para 30 °C e para 35 °C, avaliado somente para o artigo N1, leva a uma redução no consumo de gás natural de 43 % e 60 %, respetivamente. Analisou-se também a possibilidade de instalação de um permutador de calor para o reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 1. Foram estudadas duas situações: o aquecimento de 50 % do ar fresco necessário para as Single End 1 e 2 e o aquecimento do ar fresco que entra naturalmente pelas entradas de ar fresco da Single End 2. Conseguem-se poupanças anuais de 70 363 € e 105 545 € para a situação 1 e de 64 897 € e 65 018 € para a situação 2, com um volume de gases de exaustão de 40 % e de 60 %, respetivamente.

Relativamente à implementação do sistema Eco Vac, o *set point* da pressão diferencial determinado foi de 0,351 mbar e 0,044 mbar para as estufas 1 e 2, respetivamente. Com a utilização do sistema Eco Vac, prevê-se uma redução de 30 % no consumo de gás natural, correspondendo a uma poupança anual de 21586 € e uma redução das emissões gasosas de 193 toneladas de CO₂ equivalente por ano, tendo em conta as horas de funcionamento anuais da Single End 2.

Palavras - chave: Consumos energéticos, Single End 2, otimização energética, Eco Vac.





Abstract

The main objective of this work was the analysis of an energy performance and the implementation of the Eco Vac system in the Single End 2 from Continental – Indústria Têxtil do Ave, S.A. (C – ITA) based in Vila Nova de Famalicão, which is one of the largest companies in the textile sector at national level.

A survey was made of the company's annual energetic consumptions which showed that the most used energy is electricity, corresponding to 84 % of the total consumption. Regarding Single End 2, which consumes only 2,5 % of the natural gas total consumption of C – ITA, this machine presents an energy consumption of natural gas corresponding to 56 % of its total consumption.

The total thermal losses of the Single End 2 were determined to be 31 kW and 17 kW for N1 and N2 articles, respectively.

As an energy optimization measure it was suggested the increase of the inlet temperature of the combustion air, of the fresh air and of the fuel. The increase in the combustion air and the fresh air inlet temperature to 40°C leads to annual savings of 12 % and 45 % for the articles N1 and N2, respectively. The increase in the fuel inlet temperature to 30 ° C and 35 °C leads to annual savings of 43 % and 60 %, respectively.

It was analyzed the possibility of installing a heat exchanger to reuse the exhaust gases from Single End 1. Two situations were analyzed: the heating of 50 % of the total fresh air required to the Single End 1 and the Single End 2 and the heating of the fresh air that enters naturally through the fresh air intakes of the Single End 2. It is possible to save annually 70 363 € and 10 5545 € with the situation 1 and 64 897 € and 65 018 € with the situation 2, for an exhaust gas volume of 40 % and 60 %, respectively.

Regarding the Eco Vac system, the set point for the differential pressure determined was 0,351 mbar and 0,044 mbar for the chambers 1 and 2, respectively. With the implementation of the Eco Vac system, the natural gas consumption can be reduced 30 %, resulting in annual savings of 21586 € and a reduction in the CO₂ emissions of 193 tons per year.

Key Words: Energy consumption, natural gas, energy optimization, Eco Vac.





Índice

1.	Introdução.....	1
1.1	Enquadramento	1
1.2	Apresentação da empresa.....	2
1.3	Tema e objetivos	4
1.4	Organização do relatório.....	5
2.	Enquadramento teórico	6
2.1	Constituição de um pneu.....	6
2.2	Processo Produtivo da corda e tela para pneus	8
2.2.1.	Bobinagem.....	9
2.2.2.	Torcedura.....	10
2.2.3.	Tecelagem.....	12
2.2.4.	Impregnação	13
2.3	Processo produtivo das malhas	17
2.3.1.	Tricotagem.....	17
2.3.2.	Ramulagem.....	18
3.	Máquina de impregnar corda – Single End 2.....	20
3.1	Caracterização da Single End 2	20
3.2	Estufas.....	21
3.3	Sistema de Eco Vac	23
4.	Levantamento energético	25
4.1.	Consumos energéticos totais.....	25
4.2.	Energia elétrica	27
4.3.	Gás Natural	29



5. Single End 2 - Balanços de massa e energia	32
5.1. Entalpia das correntes de entrada.....	35
5.2. Entalpia das correntes de saída	40
5.3. Perdas térmicas	42
6. Otimização energética.....	49
6.1. Aumento da temperatura das correntes do ar de entrada	49
6.2. Reaproveitamento energético dos gases de exaustão.....	59
7. Sistema Eco Vac.....	65
7.1. Condições climatéricas locais.....	65
7.2. Condições de funcionamento atuais.....	67
7.3. Implementação do sistema Eco Vac	69
8. Conclusões e propostas de trabalhos futuros.....	75
9. Bibliografia.....	79
Anexos	81
A. Levantamento energético	81
B. Balanços de massa e energia	86
C. Otimização energética	111
D. Sistema Eco Vac.....	126
E. Propriedades físicas do ar.....	129
F. Capacidades caloríficas	130
G. Massa volúmica.....	132
H. Propriedades do Vapor Saturado	133
I. Análise dos gases de exaustão.....	134



Índice de Figuras

Figura 2.1 Imagem ilustrativa de um pneu respetiva constituição. [4].....	7
Figura 2.2 Orientação da corda ou tela nos pneus.[3]	8
Figura 2.3 Esquema do processo produtivo da corda e da tela.....	9
Figura 2.4 Bobinadeira.	10
Figura 2.5 Representação da torção em Z e em S. [5].....	11
Figura 2.6 Representação de vários tipos de torção. [5].....	11
Figura 2.7 Torcedor Saurer DC.	12
Figura 2.8 Ilustração do entrelaçamento num tear. [6]	12
Figura 2.9 Tear para produção da tela em verde;	13
Figura 2.10 Zona de desenrolamento e enrolamento da corda da Single End 2.....	14
Figura 2.11 Zona de impregnação da Single End 2.....	14
Figura 2.12 Zona de enrolamento da corda da Single End 1.....	15
Figura 2.13 Zona de impregnação da Single End 1.....	15
Figura 2.14 Zona de desenrolamento da tela em verde na máquina Zell.	16
Figura 2.15 Zona de enrolamento da tela impregnada na máquina Zell.	16
Figura 2.16 Esquema do processo produtivo das malhas.....	17
Figura 2.17 Secção de tricotagem para produção de malhas.....	18
Figura 2.18 Zona de desenrolamento da secção de ramulagem para produção de malhas.	19
Figura 3.1 Esquema Single End 2.	20
Figura 3.2 Representação de uma estufa da Single End 2. [9]	22
Figura 3.3 Sistema Eco Vac instalado nas estufas da Single End 2. [9]	24
Figura 4.1 Consumo de gás natural e energia elétrica relativo ao ano de 2019.	26



Figura 4.2 Consumo de gás natural e energia elétrica da máquina de impregnar cordas Single End 2 relativo ao ano de 2019	26
Figura 4.3 Distribuição mensal do consumo de energia elétrica em 2019.....	27
Figura 4.4 Distribuição do consumo de energia elétrica pelos diversos consumidores.	28
Figura 4.5 Distribuição mensal do consumo de gás natural em 2019.	29
Figura 4.6 Distribuição do consumo de gás natural pelos diversos consumidores.	31
Figura 5.1 Representação do sistema em estudo.	34
Figura 5.2 Potência térmica de entrada no sistema para o artigo N1.	43
Figura 5.3 Potência térmica de entrada no sistema para o artigo N2.	44
Figura 5.4 Potência térmica de saída do sistema para o artigo N1.....	44
Figura 5.5 Potência térmica de saída do sistema para o artigo N2.....	45
Figura 6.1 Variação do consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão para os artigos N1 e N2.	51
Figura 6.2 Custo associado ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão para os artigos N1 e N2.	51
Figura 6.3 Emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão para os artigos N1 e N2.....	52
Figura 6.4 Variação do consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco para os artigos N1 e N2.	55
Figura 6.5 Custo associado ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco para os artigos N1 e N2.....	55
Figura 6.6 Emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco para os artigos N1 e N2.	56
Figura 6.7 Variação do consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do mesmo para o artigo N1.....	58
Figura 6.8 Esquema para a situação 1 de reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 1 para o aquecimento de ar fresco. (Schelling).....	60



Figura 6.9 Esquema para a situação 2 de reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 1 para o aquecimento de ar fresco para a Single End 2. (Schelling)	61
Figura 7.1 Variação da temperatura e da pressão atmosférica no ano de 2019.....	66
Figura 7.2 Variação da humidade relativa e da pressão atmosférica no ano de 2019. ...	66
Figura 7.3 Condições atuais para a estufa 1 da Single End 2.....	68
Figura 7.4 Condições atuais para a estufa 2 da Single End 2.....	68
Figura 7.5 Variação do consumo de gás natural da estufa 1 com a redução da exaustão.	71
Figura 7.6 Variação do consumo de gás natural da estufa 2 com a redução da exaustão.	71
Figura 7.7 Consumo de gás natural para a exaustão atual e a exaustão otimizada.	72
Figura 7.8 Custo associado ao consumo de gás natural para a exaustão atual e a para exaustão otimizada.	73
Figura 7.9 Emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para a exaustão atual e para a exaustão otimizada.	73





Índice de Tabelas

Tabela 3.1 Dimensões das estufas da Single End 2.....	22
Tabela 3.2 Condições de operação das estufas para os diferentes artigos produzidos na Single End 2.....	23
Tabela 4.1 Consumos e emissões gasosas associadas às diversas formas de energia, referente ao ano de 2019.....	25
Tabela 5.1 Caudal mássico, temperatura, entalpia e calor de reação para o artigo N1 e para o artigo N2.....	36
Tabela 5.2 Caudais mássicos, temperatura e entalpia da corrente de ar fresco para os artigos N1 e N2.....	37
Tabela 5.3 Caudais mássicos, temperatura e entalpia do ar de combustão para os artigos N1 e N2.....	38
Tabela 5.4 Caudal mássico, temperatura e entalpia da corrente de corda em verde para os artigos N1 e N2.....	38
Tabela 5.5 Caudal mássico, temperatura e entalpia da solução de impregnação para os artigos N1 e N2.....	39
Tabela 5.6 Caudal mássico, temperatura e entalpia da corda impregnada para os artigos N1 e N2.....	40
Tabela 5.7 Caudais mássicos, temperatura e entalpia dos gases de exaustão para os artigos N1 e N2.....	41
Tabela 5.8 Entalpia das correntes de entrada e saída e entalpia total de entrada e saída do sistema, para os artigos N1 e N2.	42
Tabela 5.9 Perdas térmicas para os artigos N1 e N2.	42
Tabela 6.1 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão - artigo N1.....	50



Tabela 6.2 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão - artigo N2.	50
Tabela 6.3 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco - artigo N1.	54
Tabela 6.4 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco - artigo N2.	54
Tabela 6.5 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do mesmo - artigo N1.	58
Tabela 6.6 Caudais de entrada, calor transferido, coeficiente global de transferência de calor, potência térmica trocada anualmente e a poupança para as duas situações em estudo.	63
Tabela 7.1 Condições atmosféricas registadas na realização dos ensaios.	69
Tabela 7.2 Ensaios de redução da exaustão das estufas da Single End 2.	70
Tabela 7.3 Comparação do consumo e do custo do gás natural e das emissões gasosas associadas entre a exaustão atual e a exaustão otimizada.	72



Nomenclatura

Símbolos

a – Constante;

A – Área (m^2);

b – Constante;

c – Constante;

c_{corda} - Comprimento total da corda (m);

c_p – calor específico (kJ/kg.K);

\dot{E} – Potência (kW);

f_c – Fator de correção;

F_t – Fator de correção para o permutador;

g – Constante gravitacional (m/s);

Gr – Número de Grashof;

H – Entalpia (kW);

h - Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2.K$);

k – Condutividade térmica (W/m.K);

L – Dimensão característica (m);

m – Massa (kg);

\dot{m} – Caudal mássico (kg/s);

$m_{DIP/rolo}$ – Massa de solução de impregnação por rolo de corda em verde (kg/rolo);

n – Número de rolos;

N_t – Número de tubos;

Nu – Número de Nusselt;



P_{atm} – Pressão atmosférica (kPa);

Pr – Número de Prandtl;

P_{sat} – Pressão de saturação (kPa);

P_v – Pressão de vapor (kPa);

\dot{q} – Perdas térmicas (kW);

Q – Calor trocado (kW);

R – Quociente de temperatura adimensional;

r – Raio (m);

S - Quociente de temperatura adimensional;

T – Temperatura (K);

T_{ref} – Temperatura de referência (K);

$T_{vizinhan\c{c}a}$ – Temperatura da vizinhança do sistema (K);

t - Tempo (s);

U – Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2.K$);

v – Velocidade (m/s);

\dot{v} – Caudal volumétrico (m^3/h);

W – Potência térmica de compressores, bombas ou turbinas (kW);

Y_e – Humidade específica (kg vapor/kg ar seco);

y_i – fração mássica do componente i ;

Y_m – Humidade molar (kmol vapor/kmol ar seco);

Y_r – Humidade relativa (%);

β – Coeficiente de expansão térmica ($1/K$);

ε - Emissividade;

μ - Viscosidade (Pa.s);



σ – Constante de Stefan-Boltzmann, que vale $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$;

ρ – Massa específica (kg/m^3);

$\Delta U_{\text{sistema}}$ – Variação da energia interna do sistema por unidade de tempo (kW);

$\Delta H_{\text{vap}}_{\text{água}}$ – Calor latente de vaporização da água (kJ/kgK);

ΔH_{298} – Calor de reação a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ (kW).

Siglas

C – ITA – Continental Indústria Têxtil do Ave, S.A.;

PCI – Poder calorífico inferior do combustível;

PCS – Poder calorífico superior do combustível;

PLC – *Programmable Logic Controller*;

PRM – Posto de regulação e medição;

SEC 1 – Máquina de impregnar cordas Single End 1;

SEC 2 – Máquina de impregnar cordas Single End 2;

URL – Utilização Racional de Energia.





1. Introdução

O presente trabalho foi realizado na Continental - Indústria Têxtil do Ave, S.A. (C - ITA), no âmbito da conclusão do mestrado em Engenharia Química no Instituto Superior de Engenharia do Porto. Esta empresa, sediada em Lousado, Vila Nova de Famalicão, é uma das maiores empresas do setor têxtil a nível nacional e visa a produção de cordas e telas para pneus, produzindo também malhas para o interior de automóveis.

1.1 Enquadramento

Sendo o setor têxtil um dos mais poluentes da indústria, e com a crescente necessidade de redução dos impactos ambientais associados, surge a necessidade de uma análise mais detalhada dos consumos energéticos das empresas e identificação de medidas para a sua redução, não só por questões ambientais e de saúde, mas também devido à escassez de combustíveis fósseis.

Para além disso, os consumos energéticos têm custos associados, custos esses que têm um peso elevado nos gastos de uma empresa, reduzindo os consumos reduz-se então os custos para a empresa.

A C - ITA é uma empresa consumidora intensiva de energia, com consumos superiores a 500 tep/ano, sendo assim alvo de auditorias energéticas frequentes, devendo em resultado das mesmas manter ou diminuir os seus consumos energéticos, dependendo de uma avaliação.

Por todas estas razões, é do interesse da empresa reduzir os seus consumos energéticos, sendo para isso necessária uma análise mais detalhada dos consumos de cada equipamento e identificação de possíveis medidas para a sua redução.

Surge o conceito de utilização racional de energia (URL) que assenta na base de um crescimento, sem aumentar os consumos ou afetar a qualidade do produto, através de uma gestão consciente da energia.

A utilização racional de energia não só diminui a emissão de poluentes e a fatura energética, mas também reforça a competitividade entre empresas, reduz a intensidade energética do país e a sua dependência energética.



No final do ano de 2018 entrou em funcionamento na C-ITA uma segunda máquina de impregnar corda para pneus, a Single End 2, com consumos de energia associados elevados.

Tendo em consideração as medidas já implementadas noutras máquinas presentes na fábrica é de avaliar a possibilidade de redução dos consumos da mesma, sendo para isso necessária uma análise pormenorizada da máquina em questão, identificando os consumos e estudando possíveis medidas de racionalização energética.

Esta máquina possui ainda um sistema de Eco Vac incorporado, sistema este que permite controlar automaticamente a exaustão das estufas, variando esta com a diferença de pressão no interior e no exterior da estufa.

A variação do caudal de exaustão das estufas faz variar o caudal de entrada de ar fresco nas mesmas, dependendo da quantidade de ar que é necessário repor. Para um menor caudal de exaustão será necessária menor reposição de ar fresco, havendo, portanto, um menor consumo de gás natural para o aquecimento. Esta diminuição de consumo é muito importante, no entanto, não pode comprometer a qualidade do produto final.

1.2 Apresentação da empresa

A indústria Têxtil do Ave foi oficialmente fundada a 16 de dezembro de 1948, inicialmente sob o nome de Intext, com o objetivo de executar a torcedura de fios de algodão e posteriormente a tecelagem dos mesmos para a produção telas destinadas à indústria de pneus. O arranque da atividade industrial deu-se em 1950 com uma produção mensal de 60 toneladas de tela em algodão. [1]

Em 1951 entrou em funcionamento a secção de fiação uma vez que devido às especificidades das características dos fios, requeridas na produção de telas para os pneus, estes eram difíceis de encontrar no mercado. A criação desta unidade foi um passo muito positivo para a empresa permitindo baixar as importações e aumentar as exportações. [1]

Em 1958 houve uma renovação na indústria de produção de pneus com o aparecimento de uma nova matéria prima. O algodão foi então substituído pelas fibras sintéticas, o rayon de alta tenacidade, nas telas para reforço da borracha na produção de pneus. [1]



Esta mudança de matéria prima levou a alterações processuais e de equipamentos na Intext. Com a utilização de rayon como matéria prima surge a necessidade de um acabamento final nos tecidos de modo a garantir a adesão dos compostos de borracha ao novo tecido. Este acabamento foi conseguido inicialmente numa máquina de impregnação corda a corda, cuja capacidade era reduzida, sendo posteriormente realizado numa máquina de impregnação de tecidos. [2]

Alguns anos mais tarde, por volta de 1962, surgem novas fibras sintéticas como a poliamida de alta tenacidade (nylon), que viriam substituir o rayon, principalmente nas aplicações mais exigentes. De novo a Intext foi forçada a fazer alterações nas técnicas de fabrico e nos equipamentos, adquirindo em 1963 uma máquina de impregnar de tela industrial, o que se traduziu num aumento da capacidade produtiva. [2]

A capacidade produtiva, em 1982 atingiu as 350 toneladas por mês na produção de *Cord-Fabric*, denominação técnica das telas para pneu, havendo ainda a produção de 70 toneladas mensais de algodão.

A secção de fiação e tecelagem de algodão foi encerrada por volta de 1987, sendo que nesse mesmo ano a Continental AG comprou a General Tire, passando, portanto, a integrar o conselho administrativo da Intext. [2]

No ano seguinte o Banco Borges & Irmão, maior acionista da Intex, vendeu ao Grupo Amorim a sua participação na empresa, passando a empresa a ser conhecida como Indústria Têxtil do Ave (ITA). [1]

Houve enormes investimentos na secção de Torcedura sendo que inicialmente o processo de torcedura consistia em duas torções, necessárias à produção da corda para o fabrico do *Cord – Fabric*, em equipamentos diferentes com junção posterior. Após os investimentos nesta área o processo tornou-se muito mais simples e realizado apenas num equipamento denominado “direct - cable”, onde decorre a primeira e a segunda torção, e a junção. Verificou-se um aumento da produção e da produtividade com a diminuição do tempo de torção.

Na secção de tecelagem deu-se a substituição dos teares de lançadeira pelos teares de projétil, resultando também num aumento da produção neste setor.

Nos acabamentos a ITA adquire a máquina de impregnar Zell, um equipamento moderno e versátil, com três zonas de impregnação: *dipp and dry*, *hot- stretching* e *normalising*.



Este equipamento permite cumprir qualquer especificação exigida, seja qual for a matéria – prima. Esta máquina ainda hoje é utilizada e muito importante no processo produtivo da empresa. [1]

No final da década de 90 houve um novo investimento para modernização das áreas de torcedura, tecelagem e impregnação, sendo a capacidade produtiva aumentada para as 14 000 toneladas por ano. [1]

Em 1993, 95% do capital da ITA é adquirido pela Continental AG e esta passa a ser conhecida por Continental ITA, C-ITA.

No início dos anos 2000 a C-ITA investiu em novos torcedores e teares, aumentando a sua capacidade produtiva.

Em 2008 a empresa adquiriu a sua primeira máquina de impregnar corda, Single - End 1, devido às mudanças na indústria de fabrico de pneus, passando agora a utilizar-se também cordas no processo produtivo de pneus, e não apenas telas.

Em 2012 a empresa instala uma linha de produção de malhas para o interior de automóveis.

No ano de 2018 adquiriu-se a segunda máquina de impregnar corda, Single - End 2.

1.3 Tema e objetivos

Este trabalho teve como objetivos a realização de uma análise energética à máquina de impregnar corda para pneus Single End 2, identificando formas de racionalização de energia, e a implementação do sistema de Eco Vac instalado na mesma. Para tal foi necessário:

- Análise e conhecimento de todo o processo produtivo da empresa;
- Levantamento energético dos consumos da empresa, análise dos diferentes equipamentos existentes e das diversas utilidades consumidas pelos mesmos;
- Analisar as várias utilidades consumidas pela máquina de impregnar corda Single End 2: gás natural, ar comprimido e energia elétrica;
- Avaliar possíveis medidas que possam permitir diminuição dos consumos energéticos;



- Implementação do sistema Eco Vac na Single End 2;
- Análise dos resultados obtidos e propostas de futuros trabalhos.

1.4 Organização do relatório

O presente relatório encontra-se dividido em diversos capítulos.

No primeiro capítulo apresenta-se o enquadramento do trabalho desenvolvido, faz-se uma breve descrição da C - ITA e apresentam-se ainda os objetivos do trabalho realizado e as etapas para o cumprimento dos mesmos.

No segundo capítulo explica-se brevemente a constituição de um pneu, o processo produtivo das cordas e da tela e o processo produtivo das malhas para o interior dos automóveis.

Posteriormente, no terceiro capítulo, apresenta-se a máquina de impregnar corda, Single End 2, e o funcionamento do seu sistema de Eco Vac.

No capítulo 4 faz-se o levantamento energético aos vários setores da empresa.

São apresentados no capítulo 5 os balanços de massa e de energia realizados à Single End 2.

No sexto capítulo apresentam-se possíveis medidas para otimizar energeticamente a máquina de impregnar corda Single End 2.

O capítulo 7 contem os ensaios realizados para a implementação do sistema de Eco Vac na Single End 2 e a análise dos resultados obtidos.

Por fim, o capítulo 8 corresponde às conclusões e sugestões para trabalhos futuros.



2. Enquadramento teórico

Na C - ITA são produzidas cordas e telas para a aplicação na produção de pneus e malhas para os interiores dos automóveis. Para a produção das cordas e das telas as matérias primas utilizadas são o nylon, a aramida, o poliéster ou o rayon, enquanto que na produção das malhas para o interior dos automóveis utiliza-se o poliéster ou o algodão.

No presente capítulo apresenta-se a constituição do pneu e posteriormente o processo produtivo da empresa.

2.1 Constituição de um pneu

O pneu é uma estrutura complexa constituída por diversos materiais (borracha, têxtil e metal) que tem sido aperfeiçoado ao longo dos anos de modo a acompanhar o desenvolvimento da indústria automóvel. Este assegura diversas funções no veículo, tais como suportar a sua carga, absorver irregularidades e obstáculos da estrada, entre outras, tendo, portanto, um papel muito importante no conforto dos passageiros e na longevidade do veículo.

O pneu é constituído por diversos componentes, apresentando cada um deles uma função específica.

Na Figura 2.1 apresenta-se um pneu típico, onde estão indicados os seus constituintes.

A capa é a superfície mais interna do pneu e é feita de borracha sintética. A carcaça é a parte estrutural do pneu e é composta pela tela ou cordas e por cintas. [3]

A tela ou as cordas de reforço encontram-se no interior da estrutura do pneu e conferem-lhe resistência e estabilidade. [3]

As cintas de aço são utilizadas para dar resistência ao pneu e proporcionar rigidez.

O talão é a parte do pneu que entra em contacto com a jante, sendo que a sua forma e estrutura permitem a sua adaptação e fixação à mesma. [3]

As paredes laterais encontram-se entre o limite da banda de rodagem e os talões e protegem o pneu contra choques laterais. [3]



A banda de rodagem é a parte do pneu que entra em contato com o solo sendo responsável pela sua aderência ao mesmo, devendo resistir ao desgaste e aquecer o mínimo possível. [3]

O ombro é a zona que faz a transição entre a parede lateral e a banda de rodagem.



Figura 2.1 Imagem ilustrativa de um pneu respectiva constituição. [4]

Os pneus podem apresentar uma estrutura radial, em que as cordas ou a tela vão de talão a talão e estão orientadas de modo a formarem um ângulo de 90° em relação à linha média do piso, ou uma estrutura diagonal em que as cordas ou a tela vão de talão a talão e estão orientadas de modo a formarem ângulos alternados. [4]

A estrutura radial é a mais utilizada atualmente, apresentando claras vantagens relativamente à estrutura diagonal, tais como maior estabilidade, melhor aderência, melhor desempenho, menor desgaste e menor consumo de combustível. [4]

Na Figura 2.2 apresenta-se uma ilustração da estrutura radial e da estrutura diagonal de um pneu.

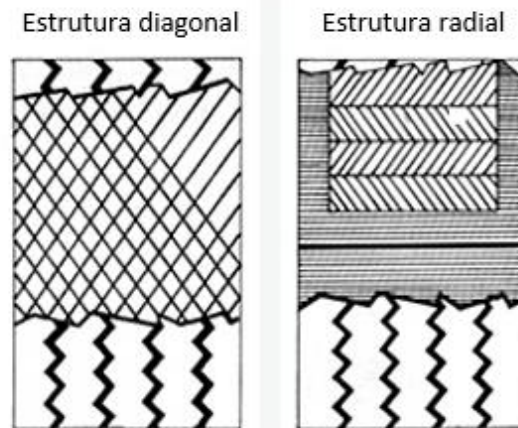


Figura 2.2 Orientação da corda ou tela nos pneus.[3]

2.2 Processo Produtivo da corda e tela para pneus

O processo produtivo da C - ITA para a produção da corda e da tela para pneus envolve basicamente 3 operações: torcedura, tecelagem (apenas na produção da tela) e impregnação.

As matérias primas utilizadas são o rayon, o nylon, o poliéster e a aramida.

Na Figura 2.3 apresenta-se um esquema das principais etapas do processo de fabrico da corda e da tela.

A matéria prima adquirida pela C-ITA encontra-se em bobines de fio, sendo que o processo de fabrico se inicia com a torção dos fios se estes se encontrarem em bobines com dimensões adequadas para os torcedores, formando-se a corda. Posteriormente as cordas serão impregnadas se o objetivo for obter cordas para os pneus. No caso do fabrico de telas para pneus, após a torção dos fios, as cordas passam por um processo de tecelagem para se obter a tela que, em seguida, será impregnada na máquina Zell.

Na produção de cordas para pneus estas são impregnadas na Single End 1 e na Single End 2, sendo esta última o alvo de um estudo mais exaustivo neste trabalho.

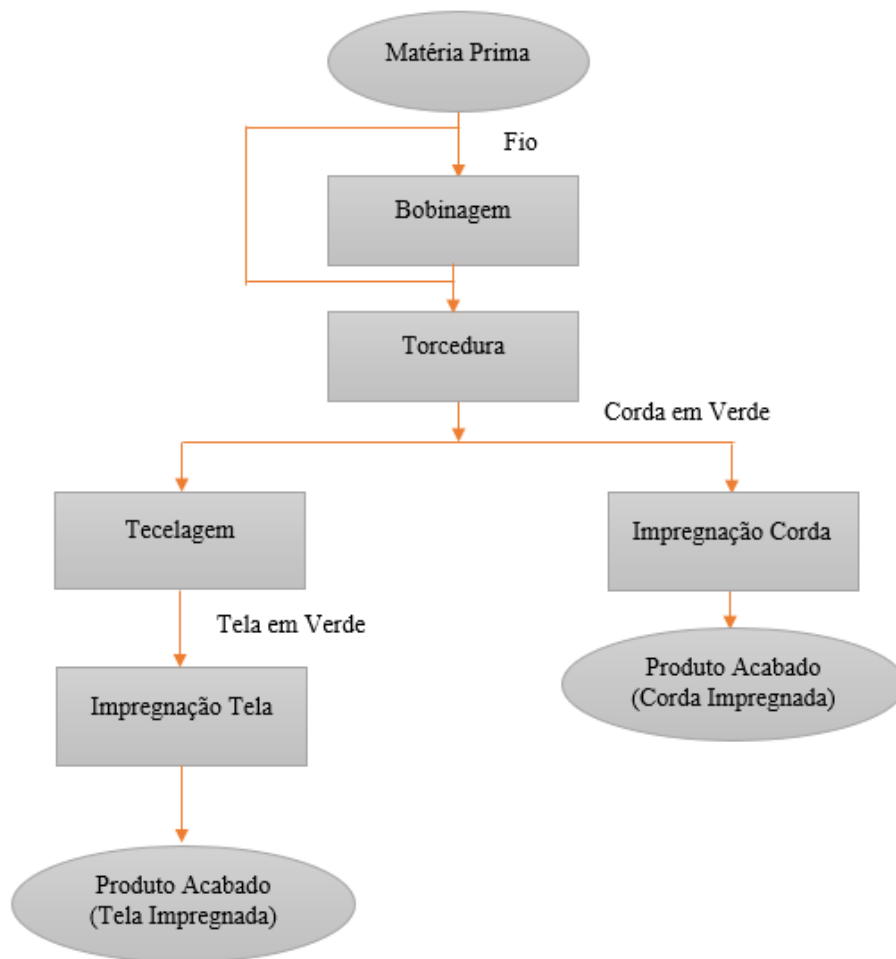


Figura 2.3 Esquema do processo produtivo da corda e da tela.

2.2.1. Bobinagem

Antes do processo de torcedura a matéria prima pode passar previamente por um processo de bobinagem, com o objetivo de colocar a mesma em bobines de fio com dimensões adequadas aos torcedores.

Atualmente maior parte da matéria prima já chega à ITA em bobines de dimensões adequadas, não necessitando de passar por esta etapa do processo.

A bobinagem é ainda utilizada para unir restos de bobines do mesmo artigo, juntando-os numa única bobine, para serem utilizadas posteriormente nos torcedores.

Na Figura 2.4 apresenta-se uma das bobinadeiras existentes na C-ITA.



Figura 2.4 Bobinadeira.

2.2.2. Torcedura

Esta etapa de produção tem como finalidade melhorar as propriedades mecânicas da corda, nomeadamente a resistência ao alongamento e à rotura, e garantir a uniformidade das mesmas, realizando-se para tal o entrelaçamento de dois ou mais fios girando-os em torno do seu próprio eixo. [5]

Para proceder à torção dos fios recorrem-se a máquinas denominadas torcedores. Estas máquinas são constituídas por fusos, produzindo-se nelas a corda, sendo capazes de torcer dois ou mais fios por corda.

A torção pode ser realizada em Z ou em S. A torção em Z indica que o sentido da torção é para a direita, enquanto que a torção em S indica que o sentido da torção é para a esquerda. [5]

Na Figura 2.5 apresenta-se uma ilustração da torção em Z e em S.

O fio pode ser torcido apenas uma vez, sendo torcido unicamente sobre si próprio, ou pode posteriormente ser entrelaçado com um ou mais fios, também estes torcidos sobre si próprios, tal como na primeira imagem da Figura 2.6.



Figura 2.5 Representação da torção em Z e em S. [5]

Dependendo das propriedades pretendidas e da aplicação da corda, esta pode ser retorcida as vezes necessárias. Na Figura 2.6 apresenta-se também um exemplo de uma torção de duas cordas a partir de quatro fios, e uma torção de quatro cordas a partir de 8 fios.

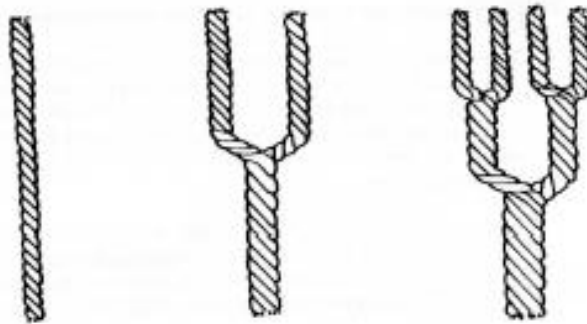


Figura 2.6 Representação de vários tipos de torção. [5]

O processo de torção origina uma corda com uma massa superior, para o mesmo comprimento. Esta propriedade é conhecida por densidade linear, ou decitex, e corresponde à massa em gramas por 10 mil metros de fio.

A corda obtida no final do processo de torcedura é designada “corda em verde”, seguindo posteriormente para as outras etapas do processo produtivo, após uma etapa de estabilização.

Na Figura 2.7 apresenta-se um torcedor do tipo Saurer DC, existente na empresa.



Figura 2.7 Torcedor Saurer DC.

2.2.3. Tecelagem

Na operação de tecelagem dá-se a produção do tecido, em teares, para posterior impregnação e utilização na construção dos pneus.

Nos teares há a distribuição das cordas uniformemente e longitudinalmente em relação ao tear. Essas cordas serão entrelaçadas com a trama de algodão, nylon ou trama elástica, disposta transversalmente, unindo-se assim as cordas e produzindo a tela. O tecido produzido é continuamente enrolado, formando-se bobines de tela. [6]

Na Figura 2.8 apresenta-se um esquema exemplificativo do entrelaçamento num tear.

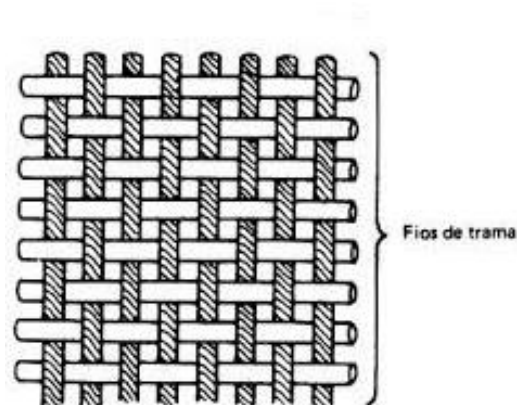


Figura 2.8 Ilustração do entrelaçamento num tear. [6]



Da operação de tecelagem obtém-se a denominada “tela em verde”. Na Figura 2.9 apresenta-se um dos teares existentes na C - ITA.



Figura 2.9 Tear para produção da tela em verde;

2.2.4. Impregnação

A impregnação corresponde à última etapa do processamento das cordas e da tela para pneus. Nesta etapa ocorre a impregnação das mesmas, no caso das cordas nas máquinas Single End 1 ou Single End 2 e no caso da tela na máquina Zell.

O processo de impregnação inicia-se com a imersão das cordas ou da tela verdes numa solução química, com a finalidade de melhorar a adesão química à borracha, sendo que a composição da solução varia com o tipo de material.

Em seguida o material passa por um tratamento térmico nas estufas denominado termofixação, com o objetivo de fixar a solução de impregnação às fibras. Neste tratamento as fibras contactam com os gases de combustão a temperaturas elevadas durante um certo tempo.

Este processo permite melhorar a estabilidade dimensional e a resistência térmica à fadiga e ao impacto das cordas ou tecidos. [7]

Do processo de impregnação obtém-se então as cordas ou a tela impregnada, prontas para seguirem para embalagem e posteriormente para venda.



Na Figura 2.10 e na Figura 2.11 apresentam-se, respetivamente, a zona de desenrolamento e enrolamento da corda e a zona de impregnação da Single End 2.



Figura 2.10 Zona de desenrolamento e enrolamento da corda da Single End 2.

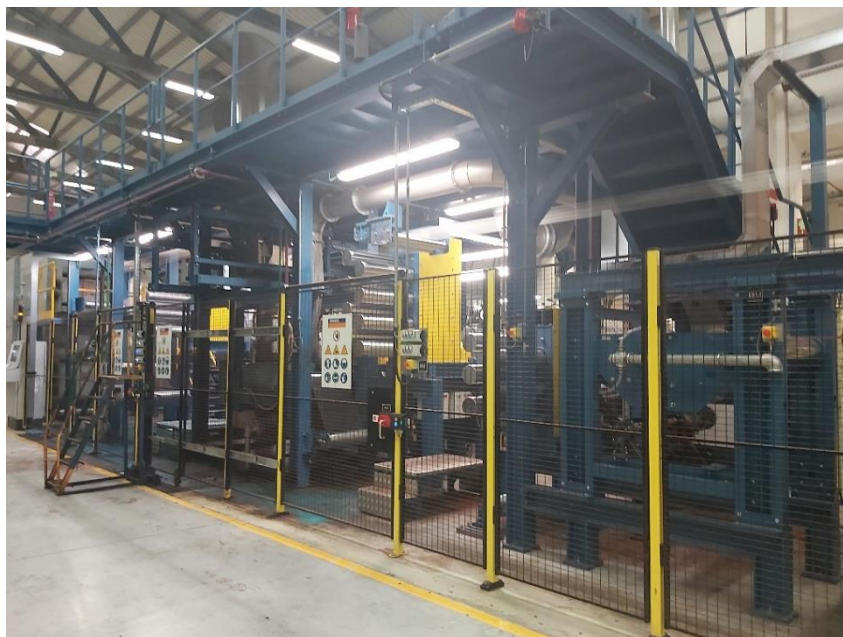


Figura 2.11 Zona de impregnação da Single End 2.



Na Figura 2.12 e na Figura 2.13 apresentam-se respetivamente a zona de enrolamento da corda e a zona de impregnação da Single End 1.



Figura 2.12 Zona de enrolamento da corda da Single End 1.



Figura 2.13 Zona de impregnação da Single End 1.



Na Figura 2.14 e na Figura 2.15 apresenta-se respetivamente as zonas de desenrolamento e enrolamento da máquina de impregnar tela Zell.



Figura 2.14 Zona de desenrolamento da tela em verde na máquina Zell.



Figura 2.15 Zona de enrolamento da tela impregnada na máquina Zell.



2.3 Processo produtivo das malhas

Na C - ITA são ainda produzidas malhas para o interior dos automóveis, utilizando-se como matéria prima o poliéster e o algodão.

A produção de malhas passa por dois processos, a tricotagem e a ramulagem, tal como explicitado na Figura 2.16.

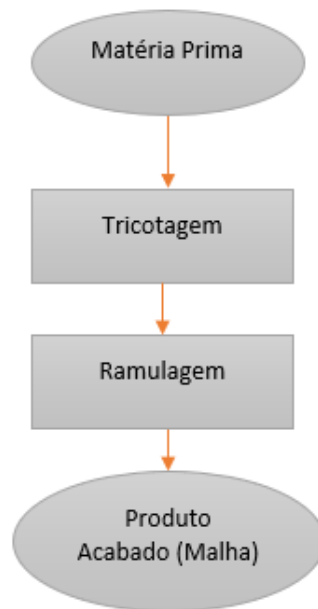


Figura 2.16 Esquema do processo produtivo das malhas.

2.3.1. Tricotagem

A tricotagem consiste na produção de um tecido a partir de fio. Nesta operação o fio passa por operações de torção e frisagem, de modo a formar lançadas de fio que são posteriormente entrelaçadas com outras de configuração semelhante. [8]

O processo de tricotagem é realizado em equipamentos denominados teares e confere ao tecido propriedades como resistência ao encolhimento e capacidade de alongamento.

A tricotagem pode ser dividida em tricotagem de malha em teia ou tricotagem de malha em trama. Na tricotagem de malha em teia a alimentação dos fios às agulhas é realizada na vertical, enquanto que na tricotagem de malha em trama é realizada na horizontal. [8]



Na Figura 2.17 apresenta-se uma imagem de um dos teares circulares existentes na C - ITA para a produção de malhas.



Figura 2.17 Secção de tricotagem para produção de malhas.

2.3.2. Ramulagem

A ramulagem é um processo de acabamento no qual ocorre a termofixação do tecido produzido, através da aplicação de tensões a temperaturas elevadas, num equipamento denominado râmula. Este equipamento permite obter-se uma malha com as características pretendidas, em termos de tamanho, comprimento e resistência.

A râmula é constituída por seis estufas, cada uma das quais equipadas com um queimador e dois ventiladores.

A temperatura à qual ocorre este processo e o tempo de exposição dependerão das características pretendidas para a malha a produzir, sendo estas especificadas pelo cliente. No entanto, a temperatura será próxima da temperatura de transição vítrea do material, de modo a que as fibras possam ser moldadas para adquirir os requisitos pretendidos. [2]

Na Figura 2.18 apresenta-se uma imagem da secção de ramulagem.



Figura 2.18 Zona de desenrolamento da secção de ramulagem para produção de malhas.



3. Máquina de impregnar corda – Single End 2

A máquina Single End 2 é responsável pela impregnação das cordas, tendo esta associada a máquina Sahm 2, responsável por bobinar as cordas após o processo de impregnação.

Nesta máquina de impregnar corda são produzidos dois artigos de nylon, que se denominarão N1 e N2, sendo a matéria prima e as condições de operação utilizadas na produção dos mesmos diferentes.

3.1 Caracterização da Single End 2

A Single End 2 foi concebida para a impregnação de cordas, dando-lhes o acabamento necessário para que possam ser incorporadas na produção de pneus. Neste processo há a passagem de 54 cordas em simultâneo, exceto se rebentar alguma, por uma tina solução de impregnação, duas estufas e quatro grupos tratores, movimentando-se as cordas a uma velocidade normal de 300 m/min.

Neste capítulo faz-se a descrição detalhada da Single End 2.

Na Figura 3.1 apresenta-se uma representação da máquina em questão.

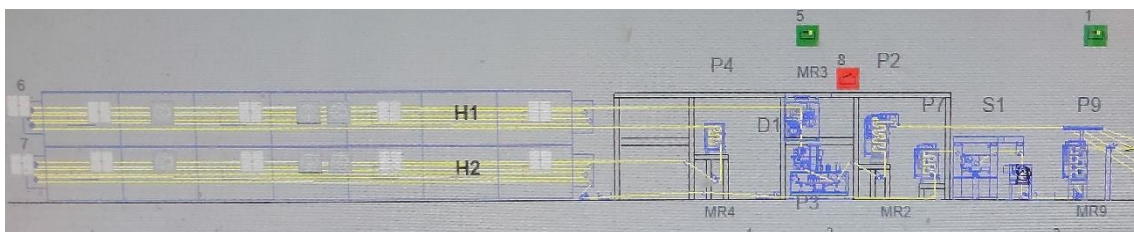


Figura 3.1 Esquema Single End 2.

A corda em verde sai dos torcedores em bobines, sendo colocados 54 bobines na máquina de impregnar, que vão sendo desenroladas ao longo do tempo iniciando-se assim o processo de impregnação. As cordas entram na Single End 2 sendo dispersas, num dispersor, e em seguida passam no primeiro grupo trator. Posteriormente são mergulhadas na tina contendo a solução de impregnação, composta essencialmente por água, resina e latex, e entram em seguida na primeira estufa, fazendo aí duas passagens. Saídas da



primeira estufa as cordas passam por um segundo grupo trator e entram na segunda estufa, tendo também duas passagens nesta. As cordas passam em mais dois grupos tratores e posteriormente num dispersor, sendo novamente enroladas em 54 bobines, na máquina Sahm 2. Nesta fase estão já impregnadas e prontas para seguir para o processo de embalagem e posteriormente para o armazenamento.

Os grupos tratores têm como função dispersar e aplicar tensão nas cordas, conforme a necessidade. Ao longo da máquina de impregnar existem ainda rolos isolados, com a função de orientar as cordas, esticá-las e mantê-las dispersas.

A impregnação de cordas não é um processo contínuo, sendo necessário ao fim de alguns metros de produção, trocar as bobines na máquina Sahm 2, retomando posteriormente o processo produtivo. Sempre que se pretenda trocar de artigo é também necessário parar a máquina, para proceder à troca.

3.2 Estufas

A máquina de impregnar cordas Single End 2 é constituída por duas estufas horizontais. Estas estufas têm como função secar e fixar a solução de impregnação, num processo denominado termofixação.

Na Figura 3.2 apresenta-se uma representação de uma das estufas da Single End 2.

As estufas encontram-se posicionadas uma em cima da outra, estando cada uma delas dotada de um queimador. No queimador dá-se a combustão do gás natural, na presença de ar atmosférico que entra na estufa por uma grelha junto ao queimador. Há ainda a entrada de ar fresco nas estufas pelas aberturas de entrada e saída da corda, devido à sub pressão no interior das mesmas, permitindo este ar fresco a renovação da película de ar junto às cordas.

Os gases de combustão que se encontram a uma temperatura elevada vão circular no interior da estufa, com o auxílio de um ventilador de recirculação, entrando em contacto direto com a corda permitindo assim o processo de secagem e termofixação.



Cada uma das estufas é equipada com um exaustor, responsável pela extração dos gases quentes do interior da estufa, conduzindo-os para o exterior através de uma chaminé comum.

As cordas têm duas passagens em cada uma das estufas, sendo que no final das mesmas haverá então inversão do sentido de circulação da corda.

Cada estufa tem ainda associado um contador de gás natural, que permite medir o consumo do mesmo, sondas PT 100, para o controlo da temperatura no interior das mesmas, e um sistema Eco Vac.

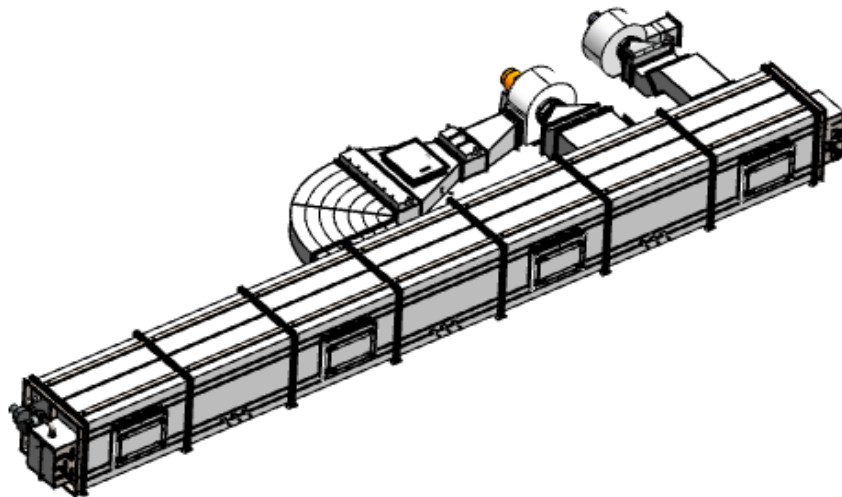


Figura 3.2 Representação de uma estufa da Single End 2. [9]

Na Tabela 3.1 apresentam-se as dimensões das estufas da Single End 2, obtidas através de medições.

Tabela 3.1 Dimensões das estufas da Single End 2.

Altura (cm)	Comprimento (cm)	Largura (cm)
185,5	1 684	187,7



Como já referido, nesta máquina produzem-se dois artigos diferentes, sendo as condições de operação das estufas também diferentes. Na Tabela 3.2 apresentam-se as condições utilizadas para cada um dos artigos.

Tabela 3.2 Condições de operação das estufas para os diferentes artigos produzidos na Single End 2.

Estufa	Condições	N1	N2
1	Temperatura (C)	175	170
	% Exaustão	65	65
	% Ventilação	80	80
2	Temperatura (C)	235	235
	% Exaustão	60	60
	% Ventilação	80	80

3.3 Sistema de Eco Vac

O sistema Eco Vac, implementado em ambas as estufas da Single End 2, permite reduzir o consumo de gás natural através do controlo automático da exaustão das estufas, tendo por base a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão no interior das mesmas. [9]

Como já referido anteriormente o ar entra nas estufas pelas aberturas de entrada e saída da corda devido ao facto de estas se encontrarem em depressão.

A alteração da exaustão das estufas leva a variações na pressão interior e, conseqüentemente, a alterações no caudal de ar fresco que entra nas estufas.

Quanto maior for o caudal de gases de exaustão maior será a diferença de pressão entre o interior e o exterior das estufas, sendo a quantidade de ar fresco a repor maior. Uma maior quantidade de ar a entrar nas estufas resulta num maior consumo de combustível, neste caso gás natural, sendo superiores os custos associados.

Na Figura 3.3 encontra-se uma representação do sistema de controlo instalado.

Este sistema de controlo é constituído por 2 tubos, um ligado ao interior e outro ao exterior da estufa, medindo a pressão a cada instante. Estes tubos estão ligados a um transmissor de pressão que envia a informação do diferencial de pressão a um PLC (*Programmable Logic Controller*). O PLC ajusta o caudal de exaustão mantendo a diferença de pressão constante. [9]



Este controlo está dependente da pressão atmosférica local permitindo reduzir até 30% o volume de gases de exaustão, reduzindo assim os custos de energia associados.

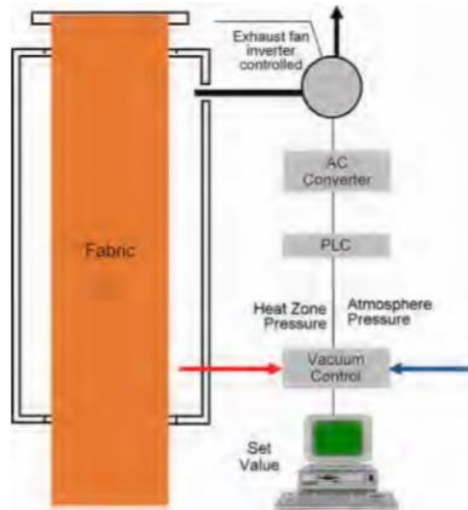


Figura 3.3 Sistema Eco Vac instalado nas estufas da Single End 2. [9]



4. Levantamento energético

Na Continental ITA utiliza-se energia sob duas formas distintas, eletricidade e gás natural. Utiliza-se também gasóleo como fonte de energia, para os veículos de transporte, não sendo esta forma de energia considerada nesta análise por ter uma utilização residual quando comparada com a eletricidade e o gás natural. O levantamento energético realizado é referente ao ano de 2019.

Os dados e exemplos de cálculo relativos ao levantamento energético efetuado encontram-se no Anexo A.

4.1. Consumos energéticos totais

Na Tabela 4.1 apresentam-se os consumos de energia elétrica e gás natural relativos ao ano de 2019.

Os fatores de conversão utilizados para a conversão em tep foram obtidos a partir do Despacho n.º 17313/2008, de 26 de junho. [10]

Tabela 4.1 Consumos e emissões gasosas associadas às diversas formas de energia, referente ao ano de 2019.

	Consumo (MWh/ano)	Consumo (tep/ano)	Emissões gasosas (tCO ₂ eq)
Eletricidade	66 071	14 205	38 127
Gás natural	35 403	2 737	7 345

Pela análise da Tabela 4.1 verifica-se que a C – ITA se insere na categoria de consumidora intensiva de energia por possuir um consumo superior a 500 tep/ano.

Na Figura 4.1 apresenta-se uma distribuição do consumo de energia elétrica e gás natural referente ao ano de 2019.

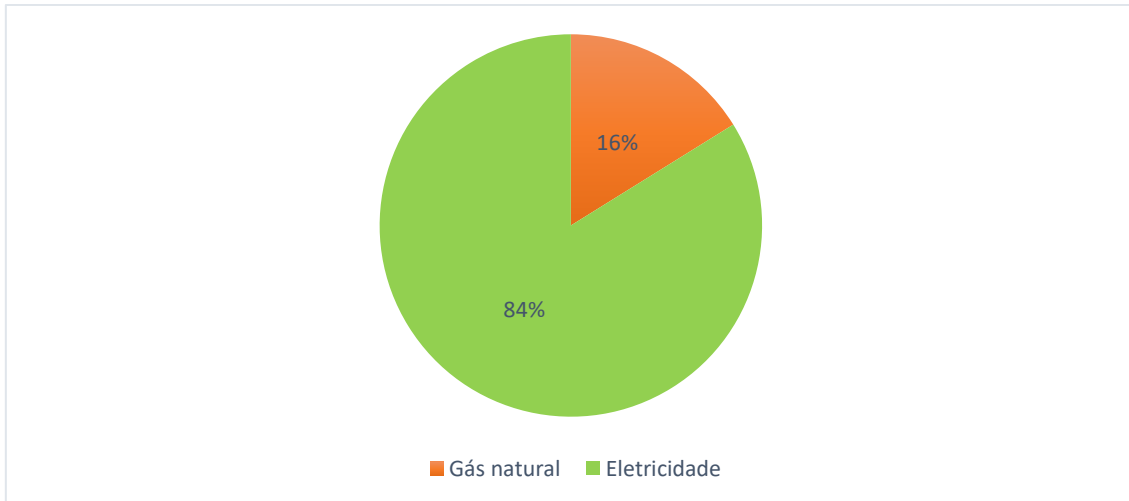


Figura 4.1 Consumo de gás natural e energia elétrica relativo ao ano de 2019.

Pela análise da Tabela 4.1 e da Figura 4.1 é evidente que o consumo de energia elétrica é bastante superior ao consumo de gás natural, correspondendo a 84 % do consumo total da empresa.

Consequentemente, as emissões gasosas associadas ao consumo de energia elétrica serão também superiores às associadas ao consumo de gás natural, tal como se pode verificar pela análise da Tabela 4.1.

Na Figura 4.2 apresenta-se a distribuição do consumo de energia elétrica e gás natural no ano de 2019 para a máquina de impregnar cordas Single End 2.

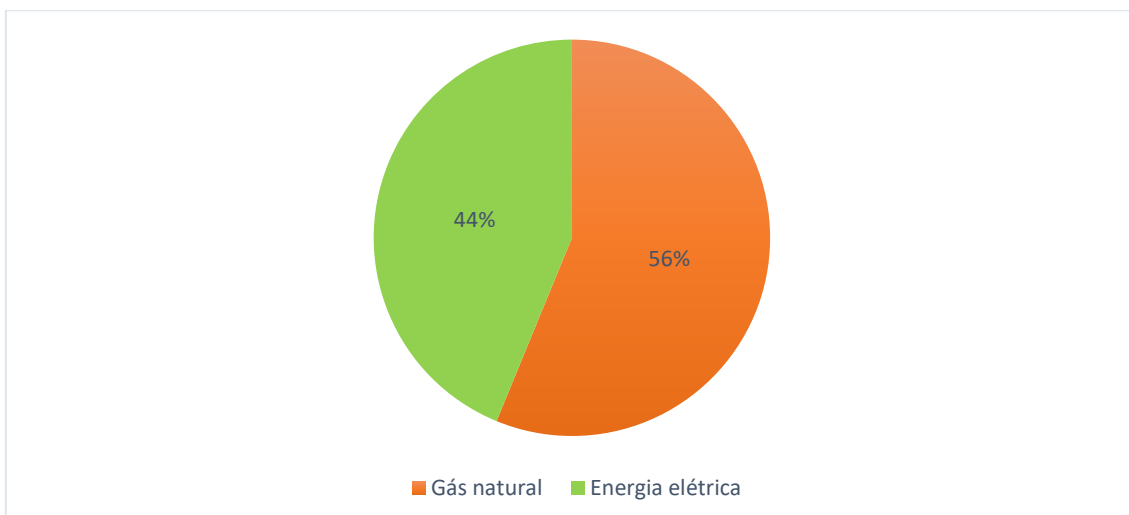


Figura 4.2 Consumo de gás natural e energia elétrica da máquina de impregnar cordas Single End 2 relativo ao ano de 2019 .



Pela análise da Figura 4.2 é evidente que o consumo de gás natural da Single End 2 é superior ao seu consumo de energia elétrica, correspondendo a 56 % do consumo total da máquina em tep.

4.2. Energia elétrica

A energia elétrica é consumida por motores elétricos associados ao processo produtivo para funcionamento de exaustores, ventiladores, compressores, entre outros, bem como na iluminação de toda a empresa e nos equipamentos da área social.

Realizou-se um levantamento dos registos mensais do consumo de energia elétrica de cada um dos consumidores. É importante referir que esse levantamento foi realizado apenas para as máquinas que consomem energia elétrica, não se contabilizando a iluminação e a energia elétrica necessária para a parte social da C - ITA. O consumo de energia elétrica total da C - ITA, contabilizando também a área social, será então superior ao apresentado.

Na Figura 4.3 apresenta-se a distribuição mensal do consumo de energia elétrica no ano de 2019.

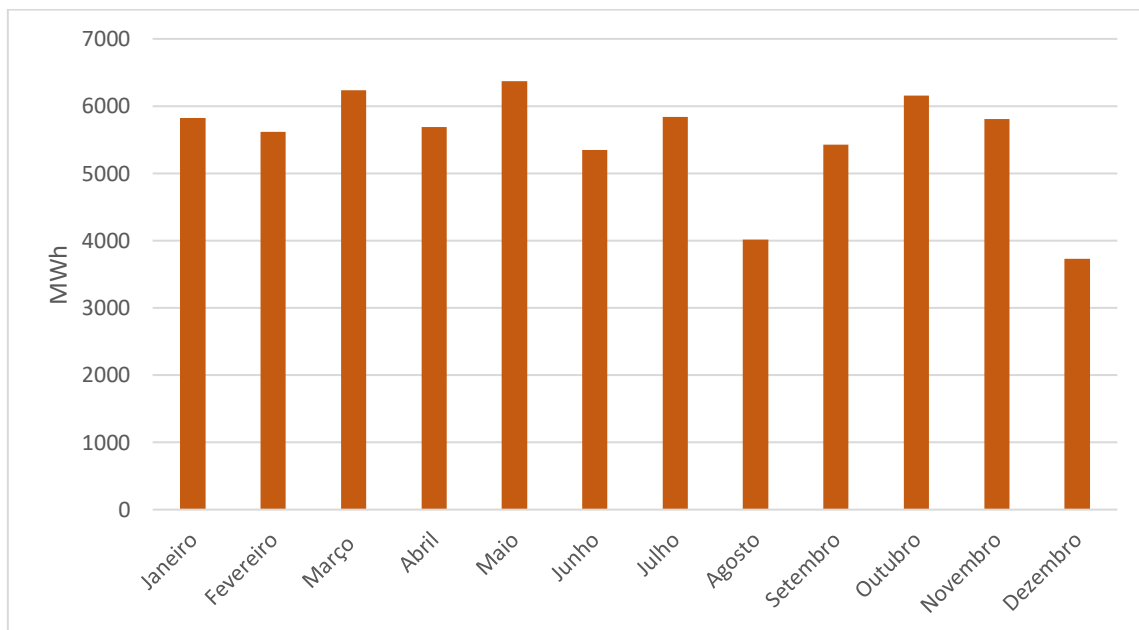


Figura 4.3 Distribuição mensal do consumo de energia elétrica em 2019.



Através da análise da Figura 4.3 verifica-se que o consumo de energia elétrica não varia significativamente ao longo do ano.

Em maio verifica-se o maior consumo de energia elétrica, de aproximadamente 6 400 MWh, e em dezembro ocorre o menor consumo neste ano, sendo este de aproximadamente 3 700 MWh.

Os meses de agosto e dezembro apresentam os consumos de energia elétrica mais baixos, o que pode ter a ver com a época de férias da C - ITA, havendo menor produção e, portanto, menores consumos de energia elétrica.

Na Figura 4.4 apresenta-se a distribuição do consumo de energia elétrica pelos diferentes consumidores.

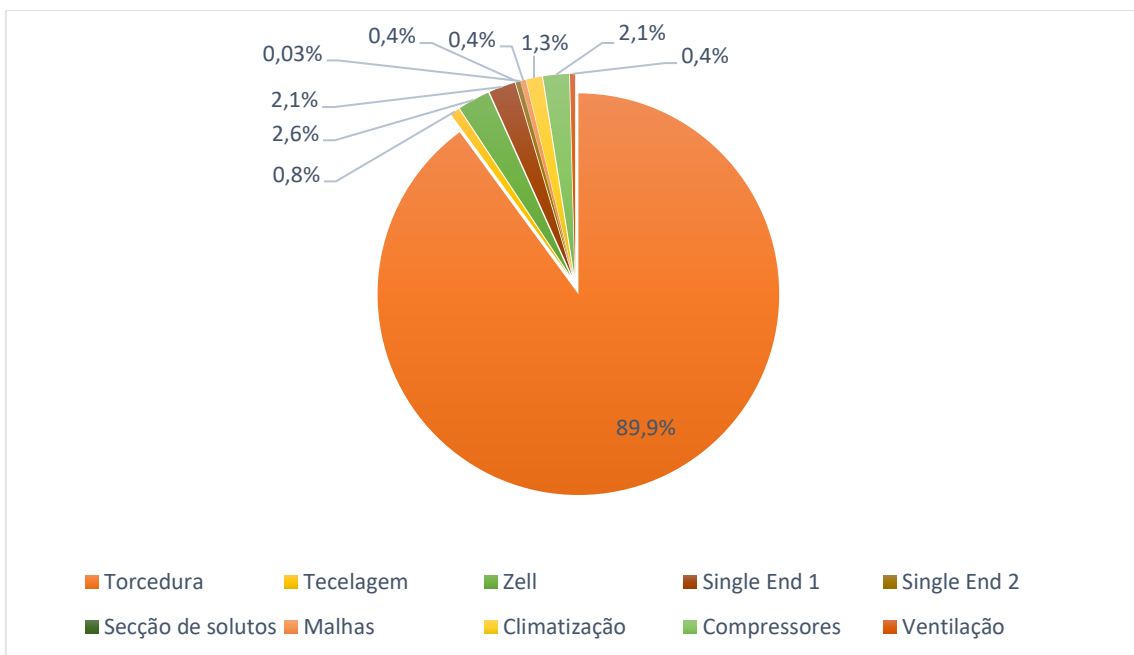


Figura 4.4 Distribuição do consumo de energia elétrica pelos diversos consumidores.

Pela análise da Figura 4.4 verifica-se que o maior consumo de energia elétrica está associado à área da torcedura, sendo este de 89,9 %, o que é espectável uma vez que a C - ITA possui muitos torcedores, que funcionam quase em contínuo e que consomem apenas energia elétrica.



A impregnação, das cordas e da tela, tem associado o segundo maior consumo de energia elétrica, correspondendo a 5,1%, sendo que este valor comparado com o consumo de energia elétrica associado à torcedura é bastante baixo.

Os consumos dos restantes consumidores de energia elétrica são bastante inferiores aos consumos da secção de torcedura.

4.3. Gás Natural

O gás natural é essencialmente utilizado nas estufas das máquinas de impregnar cordas e tela, sendo também utilizado na produção de malhas, na ramulagem e numa pequena caldeira associada à mesma, nos balneários e na cantina.

Na C - ITA a instalação de gás natural é composta por dois postos de regulação e medida, PRM's, um de média pressão, PRM(A), associado aos consumidores industriais, e um de baixa pressão, PRM(B), associado ao consumo social, nomeadamente nos balneários e na cantina.

Na Figura 4.5 apresenta-se a distribuição mensal do consumo de gás natural em 2019.

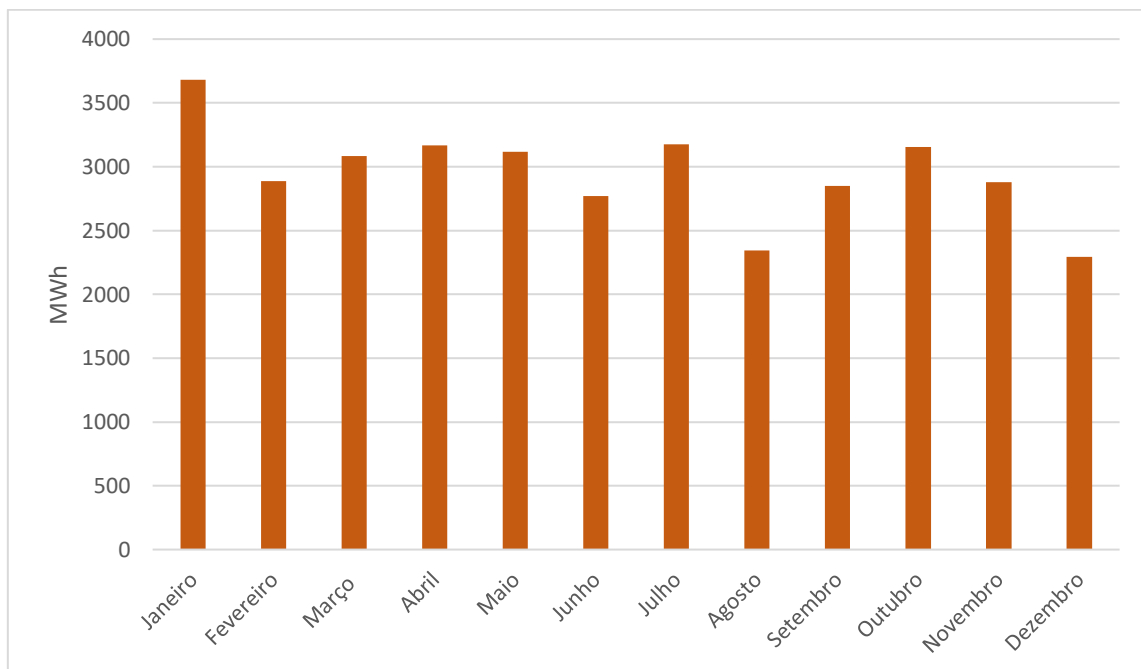


Figura 4.5 Distribuição mensal do consumo de gás natural em 2019.



Através da análise da Figura 4.5 torna-se evidente que o consumo de gás natural não tem nenhuma variação significativa ao longo dos meses do ano.

Em janeiro verifica-se o maior consumo de gás natural, de aproximadamente 3 600 MWh, e em agosto ocorre o menor consumo neste ano, sendo este de aproximadamente 2 300 MWh.

À semelhança do que acontece para o consumo de energia elétrica, os meses de agosto e dezembro apresentam os menores consumos de gás natural, o que pode estar relacionado com o facto de serem os meses de férias da C – ITA, tal como já referido anteriormente.

Na Figura 4.6 apresenta-se a distribuição do consumo de gás natural pelos diversos consumidores.

O consumo mensal de gás natural de cada um dos consumidores foi obtido pelo respetivo contador parcial de gás natural. Estes valores foram obtidos através de uma base de dados da empresa e têm de ser corrigidos com o respetivo fator de correção.

Os fatores de correção dos respetivos contadores servem para fazer a correção da pressão, da temperatura e do fator de compressibilidade uma vez que os contadores leem o volume de gás natural nas condições da linha e as características, nomeadamente o PCS e o PCI, são para as condições base de 0 °C e 1 atm. Estes fatores de correção foram também retirados da base de dados da empresa e encontram-se no Anexo A.

Pela análise da Figura 4.6 verifica-se, como espectável, que maior parte do consumo de gás natural está associado às máquinas de impregnar cordas e tela. A máquina de impregnar tela, Zell, é a maior consumidora de gás natural, correspondente a 81,6 % do total. As máquinas de impregnar cordas, Single End 1 e Single End 2, consomem, respetivamente, 8,6 % e 2,5 % do consumo total de gás natural.

A análise da Figura 4.6 permite também concluir que o consumo de gás natural industrial é muito superior ao do setor social.

A Single End 2 apenas apresenta registos do consumo de gás natural a partir de junho de 2019. A máquina entrou em funcionamento em dezembro de 2018, mas apenas se começaram a efetuar registos do seu consumo de gás natural em junho do ano seguinte. O seu consumo total de gás natural no ano analisado será na realidade superior ao



apresentado e, portanto, terá uma parcela no consumo total superior ao apresentado na Figura 4.6.

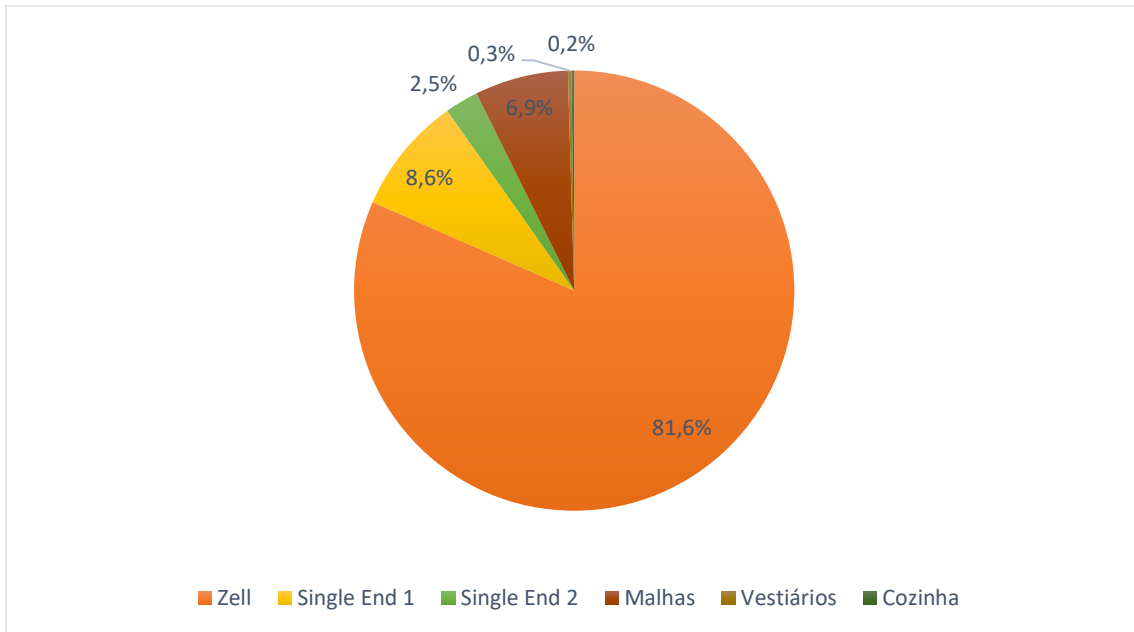


Figura 4.6 Distribuição do consumo de gás natural pelos diversos consumidores.



5. Single End 2 - Balanços de massa e energia

Para realizar uma análise energética à máquina de impregnar cordas Single End 2 é necessário efetuar um balanço de energia, de modo a quantificar as perdas térmicas e identificar possíveis poupanças de combustível. [11]

Os balanços de energia foram realizados para os dois artigos produzidos na Single End 2, N1 e N2, que têm condições de operação ligeiramente diferentes.

O balanço global de energia a um dado sistema aberto é dado pela equação 5.1:

$$\dot{q} + W + \sum \dot{E}_{\text{entrada}} - \sum \dot{E}_{\text{saída}} = \Delta U_{\text{sistema}} \quad (5.1)$$

Onde:

\dot{q} – Perdas térmicas (kW);

W – Potência térmica de compressores, bombas ou turbinas (kW);

\dot{E}_{entrada} – Potência total associada às correntes de entrada do sistema (kW);

$\dot{E}_{\text{saída}}$ – Potência total associada às correntes de saída do sistema (kW);

$\Delta U_{\text{sistema}}$ – Variação da energia interna do sistema por unidade de tempo.

Na realização dos balanços de energia considerou-se que o sistema se encontra em estado estacionário, não havendo variação da sua energia interna ($\Delta U = 0$), e que não há trabalho ao veio, sendo a variação de energia cinética e potencial desprezável. Como neste caso há reação química foi ainda necessário considerar no balanço de energia o calor de reação de combustão.

Reescrevendo a equação 5.1 obtém-se a equação 5.2.

$$\dot{q} = \sum H_{\text{saída}} - \sum H_{\text{entrada}} + (-\Delta H_{29g}) \quad (5.2)$$



Onde:

$H_{saída}$ – Entalpia das correntes de saída do sistema (kW);

$H_{entrada}$ – Entalpia das correntes de entrada do sistema (kW);

ΔH_{298} – Calor da reação a 25°C.

A entalpia das correntes de entrada e saída do sistema pode ser calculadas através da equação 5.3.

$$H = \dot{m}_i \times \int_{T_{ref}}^T c_{pi} dT \quad (5.3)$$

Onde:

H – Entalpia da corrente (kW);

\dot{m} – Cauda mássico da corrente i (kg/s);

c_p – calor específico da corrente i (kJ/kg°C);

T – Temperatura da corrente (K);

T_{ref} – Temperatura de referência (K).

Antes de se realizarem os balanços de massa e de energia é importante definir as fronteiras do sistema e identificar todas as correntes de entrada e saída. Uma vez que as estufas da Single End 2 partilham a mesma chaminé para eliminação dos gases de exaustão considerar-se-á apenas uma fronteira para o sistema composto pelas duas estufas.

As correntes de entrada do sistema serão o combustível, o ar fresco, o ar de combustão, a corda em verde e a solução de impregnação e as correntes de saída serão a corda impregnada e os gases de exaustão.



Na Figura 5.1 apresenta-se uma representação da fronteira do sistema em estudo, com as respetivas correntes de entrada e saída.

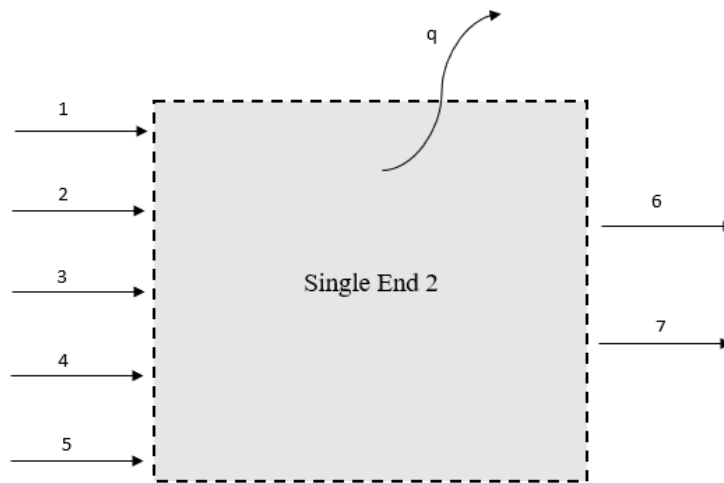


Figura 5.1 Representação do sistema em estudo.

Sendo:

- 1 – Combustível;
- 2 – Ar fresco;
- 3 – Ar de combustão;
- 4 – Corda em verde;
- 5 – Solução de impregnação;
- 6 – Corda impregnada;
- 7 - Gases de exaustão;
- q – Perdas térmicas.

É necessário calcular então a entalpia de todas as correntes de entrada e saída do sistema. Na realização dos balanços de energia em questão a temperatura de referência utilizada foi 25 °C. O estado de referência considerado para as correntes gasosas foi água líquida a 25 °C e ar seco a 25 °C.



Os dados e exemplos de cálculo relativos ao balanço de energia encontram-se no Anexo B.

5.1. Entalpia das correntes de entrada

Entalpia do combustível

Na determinação da entalpia do combustível mediu-se o consumo de gás natural nos contadores de cada uma das estufas da Single End 2. Através da equação 5.4 calculou-se o caudal mássico de combustível consumido.

$$\dot{m}_{\text{combustível}} = \dot{V}_{\text{Combustível}} \times \rho_{\text{combustível}} \times fc \quad (5.4)$$

Posteriormente recorre-se à equação 5.3 para calcular a entalpia do combustível. A temperatura do combustível é considerada igual à temperatura do ar de combustão uma vez que estas duas correntes entram na estufa na mesma zona.

Calor de reação

Para determinar o calor de reação correspondente à combustão do gás natural é necessário realizar medições do consumo de gás natural nos contadores de cada uma das estufas da Single End 2, de modo a obter o caudal volumétrico de gás e determinar assim o calor de reação através da equação 5.5.

$$-\Delta H_{298} = \dot{V}_{\text{Combustível}} \times PCS \quad (5.5)$$

No cálculo da potência térmica cedida pela queima do combustível foi utilizado o PCS médio do gás natural no ano de 2019, pressupondo-se então que a água contida nos gases é libertada no estado líquido, já que foi esse o estado de referência considerado para as correntes gasosas.



Na Tabela 5.1 apresenta-se o caudal mássico, a temperatura e a entalpia do combustível para os dois artigos, N1 e N2, bem como o calor de reação.

Tabela 5.1 Caudal mássico, temperatura, entalpia e calor de reação para o artigo N1 e para o artigo N2.

Artigo	N1	N2
Caudal mássico de combustível (kg/s)	7,9E-03	6,8E-03
Temperatura (°C)	25,6	29,9
Entalpia do combustível (kW)	1,1E-02	7,4E-02
Calor de reação (kW)	412	354

Entalpia do ar fresco

Para determinar a entalpia do ar fresco mediu-se a velocidade de entrada do ar fresco nas aberturas de entrada e saída da corda com um anemómetro de turbina (testo 450). Determinada a velocidade do ar fresco foi possível calcular o seu caudal pela equação 5.6.

$$\dot{m}_{\text{ar fresco húmido}} = v_{\text{ar fresco}} \times \rho_{\text{ar fresco}} \times A_{\text{abertura}} \quad (5.6)$$

Sabendo a temperatura de entrada do ar e a sua humidade específica, calcularam-se as entalpias das correntes de ar pela equação 5.7.

$$H_{\text{ar húmido}} = \dot{m}_{\text{ar seco}} \times [\Delta H_{\text{vap}}_{\text{água}} \times Y_e + (c_{p_{\text{ar seco}}} + c_{p_{\text{vapor de água}}} \times Y_e) \times (T - 25)] \quad (5.7)$$

O caudal de ar fresco seco é calculado a partir da equação 5.8.

$$\dot{m}_{\text{ar seco}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar húmido}}}{(1 + Y_e)} \quad (5.8)$$

A temperatura do ar fresco foi medida com um termómetro junto da zona de entrada do mesmo.



Na Tabela 5.2 apresentam-se os caudais mássicos, a temperatura e a entalpia do ar fresco para o artigo N1 e para o artigo N2.

Tabela 5.2 Caudais mássicos, temperatura e entalpia da corrente de ar fresco para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Caudal mássico de ar fresco húmido (kg/s)	1,27	1,33
Caudal mássico de ar fresco seco (kg/s)	1,26	1,32
Humidade específica (kg de vapor/kg ar seco)	0,007	0,011
Temperatura (°C)	27,5	29,9
Entalpia do ar fresco húmido (kW)	26	42

Entalpia do ar de combustão

Na determinação da entalpia do ar de combustão procedeu-se de forma análoga à determinação da entalpia do ar fresco. O ar de combustão é admitido para a câmara de combustão através de um ventilador junto ao queimador. Foi medida a velocidade de entrada do ar de combustão junto às grelhas de admissão do ventilador, com o anemómetro de turbina (testo 450), e através da equação 5.9 determinou-se o caudal mássico de ar de combustão húmido.

$$\dot{m}_{\text{ar combustão húmido}} = v_{\text{ar combustão}} \times \rho_{\text{ar combustão}} \times A_{\text{grelha}} \quad (5.9)$$

O ar de combustão entra na máquina de impregnar corda com a mesma humidade do ar fresco. É, portanto, necessário determinar o caudal mássico de ar de combustão seco, pela equação 5.8, para proceder ao cálculo da entalpia do ar de combustão húmido, recorrendo para tal à equação 5.7.

A temperatura de entrada do ar de combustão foi medida com um termómetro junto à grelha de admissão.

Na Tabela 5.3 apresentam-se os caudais mássicos, a temperatura e a entalpia do ar de combustão para o artigo N1 e para o artigo N2.



Tabela 5.3 Caudais mássicos, temperatura e entalpia do ar de combustão para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Caudal mássico de ar de combustão húmido (kg/s)	0,96	1,0
Caudal mássico de ar de combustão seco (kg/s)	0,95	0,98
Humidade específica (kg de vapor/kg ar seco)	0,007	0,011
Temperatura (°C)	25,6	29,6
Entalpia do ar de combustão húmido (kW)	18	31

Entalpia da corda em verde

Para determinar a entalpia da corda em verde é necessário calcular previamente o caudal mássico desta corrente. A determinação do caudal mássico da corda em verde foi realizada através da equação 5.10, dependendo da velocidade de impregnação, da massa de corda em verde e do comprimento total de corda a impregnar.

$$\dot{m}_{\text{corda em verde}} = v_{\text{impregnação}} \times \frac{m_{\text{corda em verde}}}{c_{\text{corda}}} \quad (5.10)$$

Determinado o caudal mássico da corda em verde pode então calcular-se a entalpia da corda em verde através da equação 5.3.

A temperatura da corda em verde foi considerada igual à temperatura do ar envolvente, na zona de desenrolamento da mesma, uma vez que esta se encontra em equilíbrio térmico com o ar. Esta temperatura foi medida com um termómetro.

Na Tabela 5.4 apresenta-se o caudal mássico, a temperatura e a entalpia da corda em verde para os dois artigos.

Tabela 5.4 Caudal mássico, temperatura e entalpia da corrente de corda em verde para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Caudal mássico da corda em verde (kg/s)	5,9E-02	2,9E-02
Temperatura (°C)	25,4	28,4
Entalpia da corda em verde (kW)	4,0E-02	1,7E-01



Entalpia da solução de impregnação

Para determinar a entalpia da solução de impregnação é necessário calcular o caudal mássico da mesma, que se obtém através de dados relativos ao consumo desta solução, fornecidos pela C - ITA. Para este cálculo foi necessário saber a massa de solução de impregnação necessária por bobine de corda em verde, $m_{DIP/rolo}$, a velocidade de impregnação e o comprimento da corda por bobine. Recorre-se então à equação 5.11.

$$\dot{m}_{\text{solução de impregnação}} = \frac{m_{DIP}}{\text{rolo}} \times v_{\text{impregnação}} \times \frac{1}{C_{\text{corda}}} \quad (5.11)$$

O calor específico médio da solução de impregnação foi calculado tendo em conta a composição da mesma recorrendo à equação 5.12.

$$c_p = \sum y_i \times c_{p_i} \quad (5.12)$$

Através da equação 5.3 determinou-se a entalpia da solução de impregnação. A temperatura da solução de impregnação foi considerada igual à temperatura do ar envolvente, uma vez que esta se encontra em equilíbrio térmico com o ar. Esta temperatura foi medida com um termómetro junto da zona do banho.

Na Tabela 5.5 apresenta-se o caudal mássico, a temperatura e a entalpia da solução de impregnação para os dois artigos produzidos na Single End 2, N1 e N2.

Tabela 5.5 Caudal mássico, temperatura e entalpia da solução de impregnação para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Caudal mássico da solução de impregnação (kg/s)	2,5E-02	1,1E-02
Temperatura (°C)	24,3	29
Entalpia da solução de impregnação (kW)	-5,5E-02	1,4E-01



5.2. Entalpia das correntes de saída

Entalpia da corda impregnada

Para determinar a entalpia da corda impregnada é necessário calcular previamente o caudal mássico da corda impregnada. O caudal mássico da corda impregnada pode ser obtido através da equação 5.13, dependendo da velocidade de impregnação, da massa da corda impregnada e do comprimento da mesma.

$$\dot{m}_{\text{corda impregnada}} = v_{\text{impregnação}} \times \frac{m_{\text{corda impregnada}}}{C_{\text{corda}}} \quad (5.13)$$

A entalpia da corda impregnada pode ser calculada através da equação 5.3, sendo que o poder calorífico da corda impregnada resulta de uma média ponderada entre o poder calorífico da corda em verde e o poder calorífico da solução de impregnação, tendo em conta a quantidade de solução de impregnação retida na corda.

A temperatura da corda impregnada foi considerada a temperatura de funcionamento da estufa 2, assumindo-se que a corda impregnada sai do sistema a essa temperatura.

Na Tabela 5.6 apresenta-se o caudal mássico, a temperatura e a entalpia da corda impregnada para o artigo N1 e para o artigo N2.

Tabela 5.6 Caudal mássico, temperatura e entalpia da corda impregnada para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Caudal mássico da corda impregnada (kg/s)	6,1E-02	3,1E-02
Temperatura (°C)	235	235
Entalpia da corda impregnada(kW)	23	11

Entalpia dos gases de exaustão

A composição dos gases de exaustão foi aproximada à composição do ar, para efeitos das suas propriedades necessárias ao cálculo da sua entalpia, uma vez que esta corrente é composta maioritariamente por azoto, assim como o ar.



O caudal mássico dos gases de exaustão húmidos pode ser obtido através da equação 5.14.

$$\dot{m}_{\text{gases de exaustão húmidos}} = \% \text{ Exaustão} \times \text{Capacidade do exaustor} \times \rho_{\text{gases de exaustão}} \quad (5.14)$$

Os gases de exaustão encontram-se húmidos, resultado da humidade do ar de entrada e da evaporação que ocorre durante a secagem da corda, sendo necessário determinar o caudal mássico de gases de exaustão secos, equação 5.8, para determinar a entalpia dos gases de exaustão recorrendo à equação 5.7.

Não foi possível medir a temperatura dos gases de exaustão à saída da chaminé, por isso foi necessário fazer um balanço de energia ao ponto de mistura das duas correntes de exaustão, uma vez que a chaminé é comum.

Na Tabela 5.7 apresentam-se os caudais mássicos, a temperatura e a entalpia associada aos gases de exaustão para o artigo N1 e para o artigo N2.

Tabela 5.7 Caudais mássicos, temperatura e entalpia dos gases de exaustão para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Caudal mássico de gases de exaustão húmidos (kg/s)	1,93	1,94
Caudal mássico de gases de exaustão secos (kg/s)	1,90	1,91
Humidade específica (kg de vapor/kg ar seco)	0,0184	0,0184
Temperatura (°C)	184,2	181,6
Entalpia dos gases de exaustão (kW)	402	400

Na Tabela 5.8 apresentam-se as entalpias das correntes de entrada e das correntes de saída, bem como a entalpia total de entrada e a entalpia total de saída.



Tabela 5.8 Entalpia das correntes de entrada e saída e entalpia total de entrada e saída do sistema, para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Entalpia do combustível (kW)	1,1E-02	7,4E-02
Entalpia do ar fresco (kW)	26	42
Entalpia do ar de combustão (kW)	18	31
Entalpia da corda em verde (kW)	4,0E-02	1,7E-01
Entalpia da solução de impregnação (kW)	-5,5E-02	1,4E-01
Calor da reação (kW)	412	354
Somatório das entalpias de entrada (kW)	456	428
Entalpia cordas impregnadas (kW)	23	11
Entalpia dos gases de exaustão (kW)	402	400
Somatório das entalpias de saída (kW)	425	411

5.3. Perdas térmicas

Conhecida a entalpia das correntes de entrada e saída do sistema determinaram-se as perdas térmicas totais do sistema através da equação 5.2.

O conhecimento das perdas térmicas do sistema permite avaliar a sua grandeza, possibilitando a otimização energética do mesmo.

De acordo com a Tabela 5.8 verifica-se que existe uma diferença entre a energia total de entrada e de saída. Essa diferença corresponde às perdas térmicas existentes.

Na Tabela 5.9 apresentam-se as perdas térmicas obtidas para os artigos N1 e N2.

Tabela 5.9 Perdas térmicas para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Perdas térmicas (kW)	31	17

As perdas térmicas para os dois artigos são da mesma ordem de grandeza, sendo, no entanto, o valor obtido para o artigo N1 quase o dobro do que se obteve para o artigo N2. Apesar de as condições de operação para os dois artigos serem aproximadamente as mesmas, sendo a diferença fundamental a temperatura da estufa 2 ser 175 °C para o artigo N1 e 170 °C para o artigo N2, é de salientar que as condições atmosféricas de pressão,



temperatura e humidade podem ter muita influência nos consumos de gás natural e nas perdas térmicas obtidas. Além de todos estes fatores é de notar os erros associados a todas as medições experimentais.

As perdas térmicas totais correspondem à energia perdida pelo sistema, nomeadamente pelas paredes das estufas e pela chaminé por convecção e por radiação, e ainda por efeito da passagem das cordas entre estufas.

Na Figura 5.2 e na Figura 5.3 apresenta-se a distribuição das entalpias de entrada no sistema para os artigos N1 e N2 respetivamente.

Pela análise da Figura 5.2 e da Figura 5.3 verifica-se que, como seria de esperar, a parcela com maior contributo para a entalpia total de entrada é o consumo de gás natural necessário à reação de combustão.

A potência térmica do ar fresco e a potência térmica do ar de combustão também têm um peso significativo para ambos os artigos. As restantes correntes de entrada têm uma potência térmica bastante inferior.

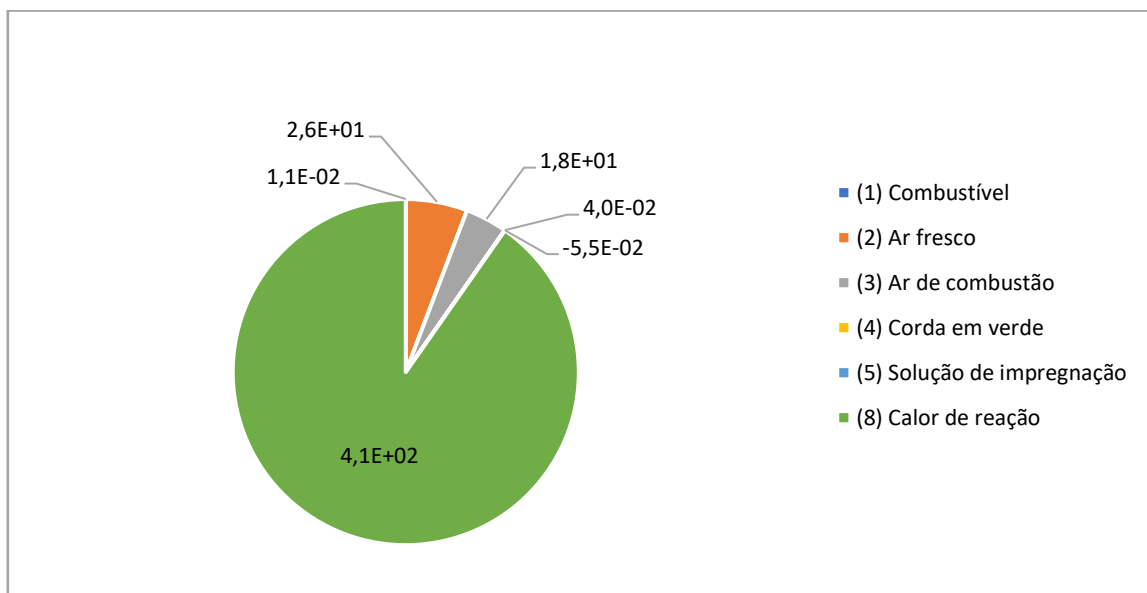


Figura 5.2 Potência térmica de entrada no sistema para o artigo N1.

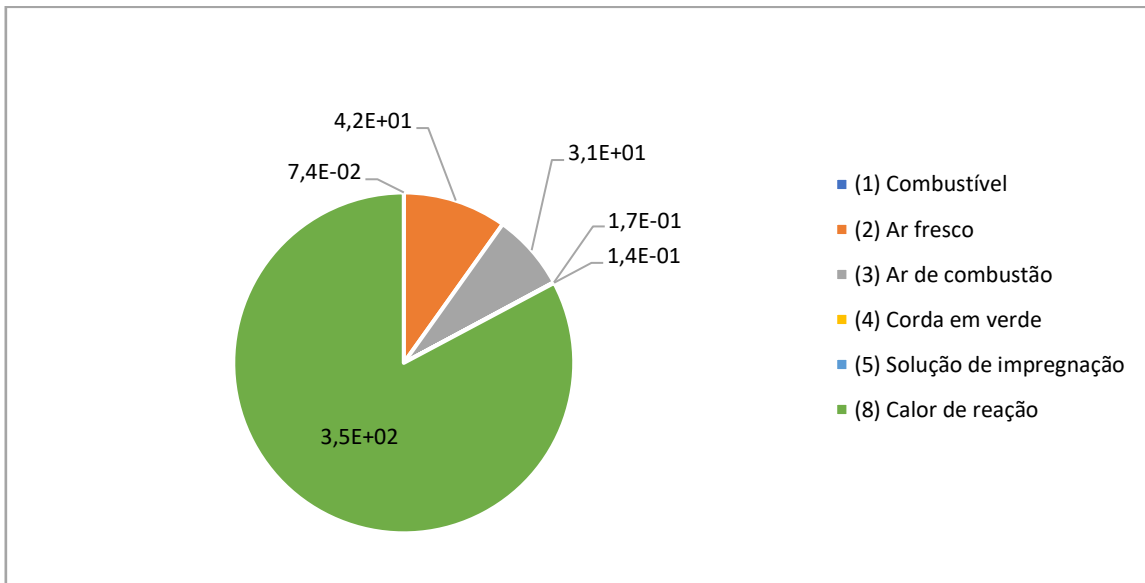


Figura 5.3 Potência térmica de entrada no sistema para o artigo N2.

Na Figura 5.4 e na Figura 5.5 apresenta-se a distribuição da entalpia de saída do sistema para os artigos N1 e N2 respetivamente.

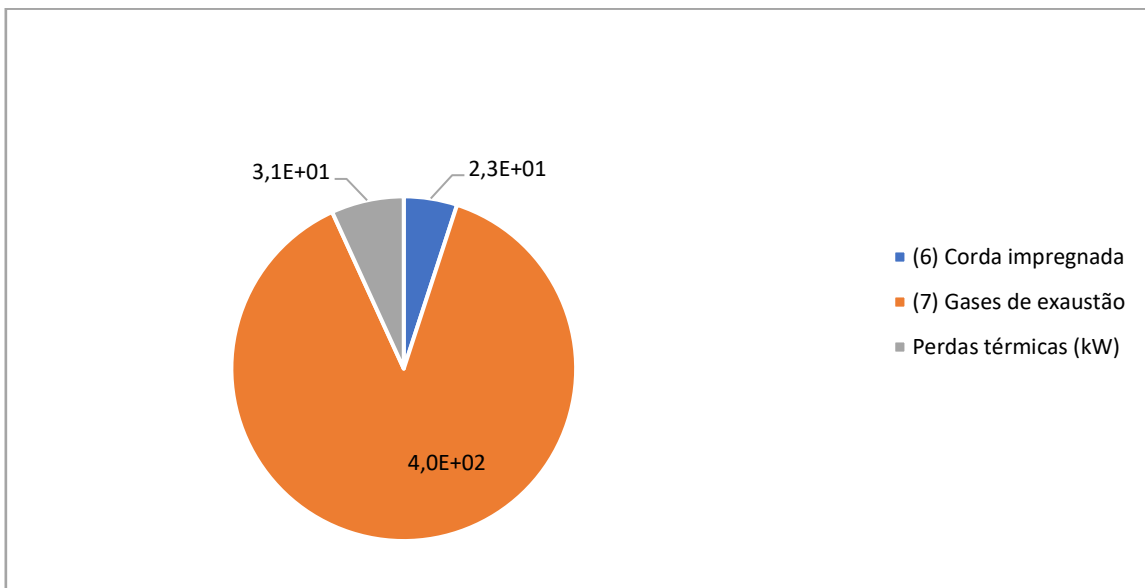


Figura 5.4 Potência térmica de saída do sistema para o artigo N1.

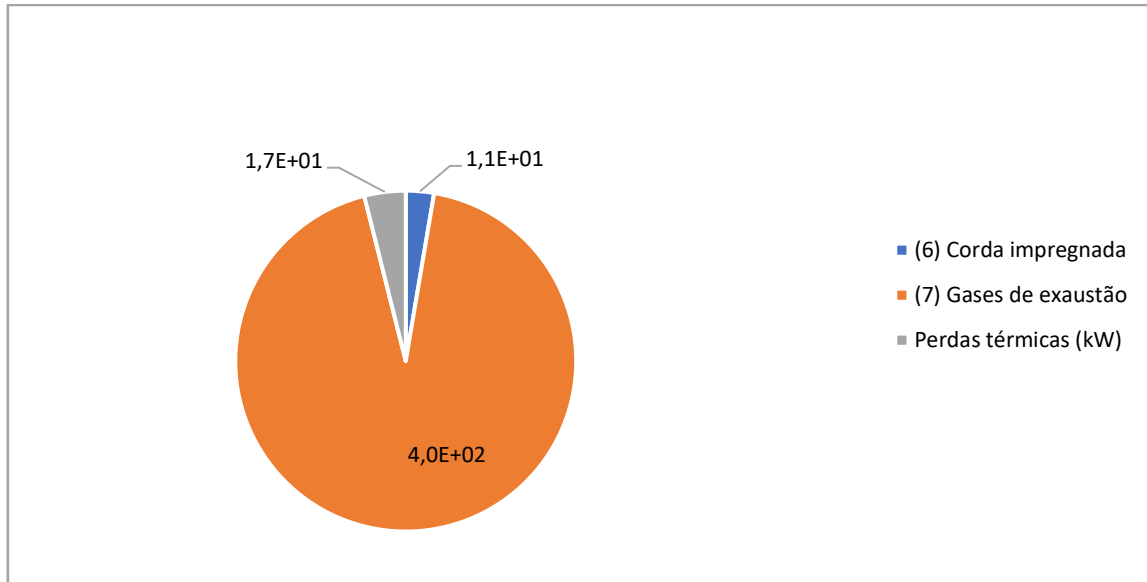


Figura 5.5 Potência térmica de saída do sistema para o artigo N2.

Analisando a Figura 5.4 e a Figura 5.5 verifica-se que, como seria de esperar, a parcela com maior contributo para a entalpia total de saída é a entalpia associada aos gases de exaustão. Então a diminuição da entalpia desta corrente e/ou o aproveitamento energético da mesma serão medidas a considerar para a otimização energética da Single End 2.

Perdas térmicas pelas paredes das estufas

As perdas térmicas pelas paredes das estufas, que ocorrem por convecção e por radiação, podem também ser avaliadas recorrendo a correlações empíricas. É importante a realização destes cálculos para poder comparar os resultados obtidos com os apresentados anteriormente.

A transferência de calor por convecção é traduzida pela equação 5.15.

$$Q_{\text{convecção}} = Ah(T_s - T_a) \quad (5.15)$$



Na qual:

A – Área da superfície de transferência de calor;

h - Coeficiente de transferência de calor por convecção;

T_s – Temperatura da superfície de transferência de calor;

T_a – Temperatura do ar ambiente.

O coeficiente de transferência de calor depende do tipo de convecção, natural ou forçada. Neste caso trata-se de convecção natural entre as várias faces das estufas e o ar ambiente.

[12]

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção relaciona-se com o número de Nusselt, Nu, através da equação 5.16.

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k} = a \left[\left(\frac{cp\mu}{k} \right) \left(\frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \right) \right]^m = a(\text{Gr} \times \text{Pr})^m \quad 5.16$$

Na qual:

Pr – Número de Prandtl;

Gr – Número de Grashof;

k – Condutividade térmica;

g – Constante gravitacional;

β – Coeficiente de expansão térmica;

μ - Viscosidade;

ΔT – Diferença de temperatura entre a superfície de transferência de calor e o ar ambiente;

L – Dimensão característica.



A dimensão característica varia consoante a geometria da superfície de transferência de calor e corresponde à altura da placa se se tratar de uma placa vertical. No caso de ser uma placa horizontal L é o lado do quadrado se a placa for quadrada ou a média aritmética das dimensões se a placa for retangular. [12]

Como o mecanismo é de convecção natural e o fluído é ar à $P = 1$ atm, as correlações empíricas correspondentes à equação 5.16 podem ser simplificadas de acordo com as equações apresentadas na

Tabela B.21 do Anexo B. A escolha da equação adequada depende da geometria e do valor $Gr \times Pr$.

O número de Grashof é obtido através da equação 5.17.

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \quad (5.17)$$

O número de Prandlt é obtido recorrendo à

Tabela B.21 de propriedades físicas do ar apresentada no Anexo B.

As propriedades físicas do ar são avaliadas à temperatura média entre a superfície e o ar envolvente.

A potência térmica transferida por radiação entre a superfície de transferência de calor e a vizinhança é dada pela equação 5.18.

$$Q_{\text{radiação}} = A \sigma \varepsilon (T_s^4 - T_{\text{vizinhança}}^4) \quad (5.18)$$

Sendo:

σ – Constante de Stefan-Boltzmann, que vale $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$;

ε - Emissividade.



T_s – Temperatura da superfície de transferência de calor (K);

$T_{\text{vizinhança}}$ – Temperatura da vizinhança (K).

Foram medidas as temperaturas das paredes e da conduta associada ao ventilador da estufa 2 para o artigo N2 com um termómetro de contacto (Testo 925). Assumiu-se que as temperaturas das paredes e das condutas associadas ao ventilador seriam iguais para as duas estufas, tendo-se apenas efetuado medições das temperaturas na estufa 2.

Os cálculos relativos às perdas térmicas pelas paredes encontram-se no Anexo B.

As perdas térmicas totais pelas paredes das estufas são de 18 kW.

Como se pode verificar as perdas térmicas obtidas pelo balanço de energia são bastante próximas dos valores obtidos recorrendo aos mecanismos de convecção e radiação, o que é expectável. Apesar das aproximações feitas quer no balanço de energia quer neste último cálculo, no qual se assumiram temperaturas das paredes e em que o coeficiente de convecção estimado por correlações empíricas tem associados erros de cerca de 30%, pode concluir-se que quase a totalidade das perdas térmicas do sistema estão relacionadas com perdas térmicas pelas paredes das estufas e não com as perdas térmicas associadas à passagem da corda de uma estufa para a outra. Estas perdas térmicas seriam facilmente resolvidas com a colocação de isolante, principalmente nas áreas onde se detetou temperaturas mais elevadas, sendo as perdas superiores.



6. Otimização energética

A realização dos balanços de massa e de energia à Single End 2 permite identificar medidas de otimização energética, com o objetivo de reduzir o consumo de gás natural.

As medidas de otimização energética exploradas passam pelo aumento da temperatura do ar de combustão, do ar fresco e do combustível, podendo para esse efeito recorrer-se ao reaproveitamento térmico dos gases de exaustão.

Os dados e exemplos de cálculo associados a este capítulo encontram-se no Anexo C.

6.1. Aumento da temperatura das correntes do ar de entrada

O aumento da temperatura do ar de combustão, do ar fresco e do combustível leva a um aumento da potência térmica destas correntes, o que resulta numa diminuição do consumo de gás natural.

A análise energética foi realizada teoricamente, recorrendo aos balanços de energia e alterando a temperatura de entrada do ar de combustão, do ar fresco e do combustível, mantendo a entalpia de todas as outras correntes e as perdas térmicas constantes, cujos valores foram determinados no capítulo 5. As perdas térmicas foram assumidas constantes uma vez que são essencialmente dependentes das condições de operação de cada estufa.

Aumento da temperatura do ar de combustão

Para a análise da influência do aumento da temperatura do ar de combustão consideraram-se as temperaturas de entrada do mesmo de 40°C, 50°C e 60°C, comparando-se os valores do consumo de gás natural com o consumo para uma temperatura de entrada do ar de combustão de 25,6°C e de 29,6°C, para os artigos N1 e N2 respetivamente, temperaturas estas medidas para a realização dos balanços de energia apresentados no capítulo 5.

Na Tabela 6.1 e na Tabela 6.2 apresenta-se o consumo e o custo anual de gás natural, e ainda as emissões gasosas associadas a esse consumo para as diferentes temperaturas impostas na entrada do ar de combustão, para os artigos N1 e N2, respetivamente, tendo



em conta as horas de funcionamento anuais da Single End 2 e assumindo que só se produziria durante o ano o artigo N1 ou o artigo N2.

Os cálculos são apresentados no Anexo C.

Tabela 6.1 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão - artigo N1.

Temperatura (°C)	25,6	40	50	60
Consumo (kWh/ano)	2 925 554	2 588 732	2 525 697	2 462 662
Redução (%)	-	12	14	16
Custo (€/ano)	67 712	59 916	58 457	56 998
Poupança (€/ano)	-	7 796	9 255	10 714
Emissões (tCO ₂ eq/ano)	607	537	524	511
Redução emissões (tCO ₂ eq/ano)	-	70	83	96

Tabela 6.2 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão - artigo N2.

Temperatura (°C)	29,6	40	50	60
Consumo (kWh/ano)	2 514 369	1 390 291	1 349 317	1 308 343
Redução (%)	-	45	46	48
Custo (€/ano)	58 195	32 178	31 230	30 282
Poupança (€/ano)	-	26 017	26 965	27 913
Emissões (tCO ₂ eq/ano)	522	288	280	271
Redução emissões (tCO ₂ eq/ano)	-	233	242	250

Na Figura 6.1 apresenta-se o consumo de gás natural para as diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão, para o artigo N1 e para o artigo N2.

Na Figura 6.2 apresenta-se o custo associado ao consumo de gás natural, para as diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão, para o artigo N1 e para o artigo N2.

Na Figura 6.3 apresentam-se as emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para as diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão, para os artigos N1 e N2.

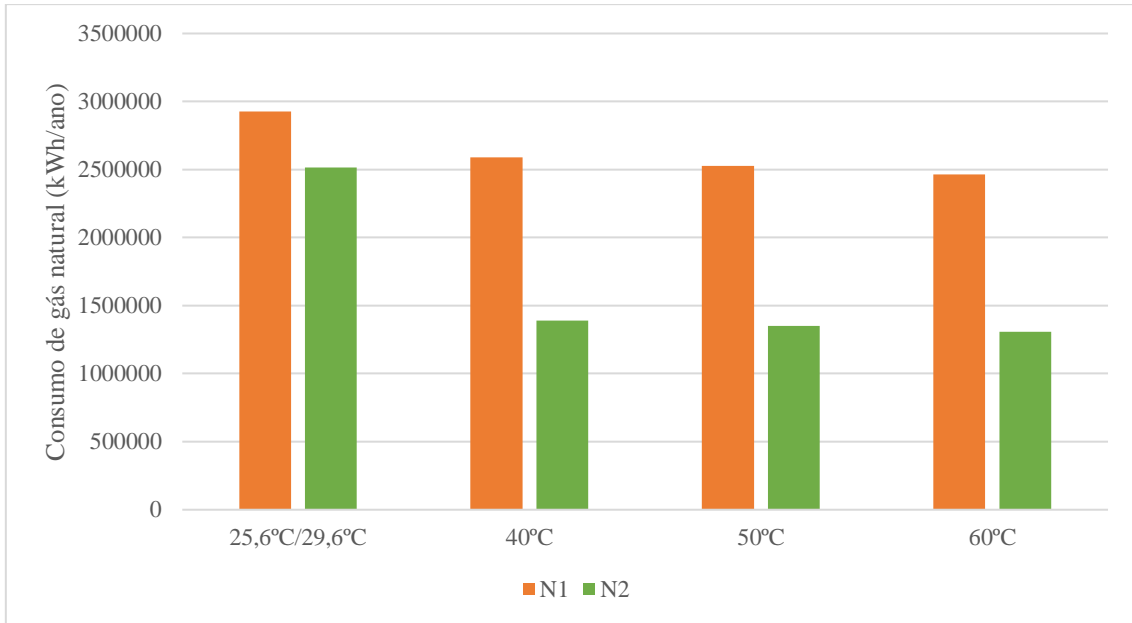


Figura 6.1 Variação do consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão para os artigos N1 e N2.



Figura 6.2 Custo associado ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão para os artigos N1 e N2.

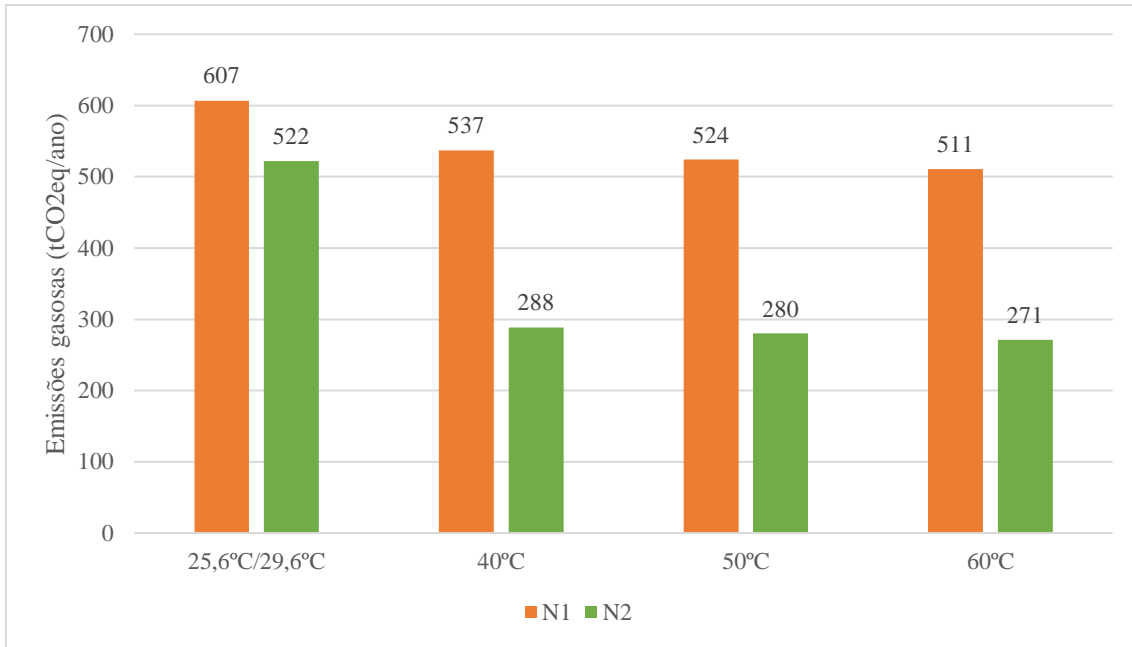


Figura 6.3 Emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão para os artigos N1 e N2.

Pela análise da Figura 6.1 verifica-se que há uma redução do consumo de gás natural com o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão para ambos os artigos. Consequentemente haverá também uma redução dos custos associados, Figura 6.2, e das emissões gasosas, Figura 6.3.

Para o artigo N1 o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão para 40 °C, 50 °C e 60 °C traduz-se numa redução de 12 %, 14 % e 16 %, respetivamente, no consumo de gás natural. Já para o artigo N2 essa redução é mais acentuada, sendo de 45 %, 46 % e 48 %, respetivamente.

Para o artigo N2 a redução no consumo de gás natural é bastante mais acentuada do que para o artigo N1. Isto acontece porque o termo correspondente ao calor sensível do gás natural passa a ter alguma importância relativamente ao calor de reação, devido ao facto de o gás natural entrar a uma temperatura superior. Quando o gás natural entra a uma temperatura próxima da temperatura de referência, como acontece nos ensaios realizados para o artigo N1, essa importância deixa de existir. Uma maior temperatura de entrada do gás natural terá uma maior influência na redução no consumo de gás natural, tendo mais impacto do que o aquecimento do ar de combustão.



É de notar que, em ambos os artigos, o aumento de temperatura para os 40 °C resulta numa grande redução no consumo de gás natural, que percentualmente não difere em muito das reduções obtidas para as temperaturas de 50 °C e 60 °C.

O aumento da temperatura de entrada do ar de combustão para 40 °C resulta numa redução no custo anual de 7 796 €, para o artigo N1, e de 26 017 € para o artigo N2, sendo estas poupanças bastante significativas. Quanto maior a temperatura de entrada do ar de combustão maior serão a poupança associada ao consumo de gás natural, como se pode ver pela análise da Figura 6.2.

O aquecimento do ar de combustão tem um custo de investimento associado à aquisição do equipamento para o aquecimento. A temperatura até à qual se pode aquecer o ar de combustão terá influência nas características do equipamento escolhido e consequentemente nos custos do mesmo. Assim sendo, seria necessário realizar uma análise de modo a avaliar qual o grau de aquecimento mais viável financeiramente, tendo em conta os custos de investimento e as poupanças associadas à redução do consumo de gás natural.

Relativamente às emissões gasosas, para a temperatura de 40 °C há uma redução de 70 toneladas anuais e de 233 toneladas anuais de CO₂ equivalente, para os artigos N1 e N2 respetivamente. Para temperaturas de entrada do ar de combustão superiores a redução nas emissões de gasosas é também superior, tal como se verifica pela análise da Figura 6.3, resultado da redução no consumo de gás natural

Aumento da temperatura do ar fresco

Para a análise do aumento da temperatura de entrada do ar fresco impuseram-se como temperaturas de entrada do ar fresco 40 °C, 50 °C e 60 °C, comparando-se os valores do consumo de gás natural com o consumo medido para os balanços de energia, para uma temperatura de entrada do ar fresco de 27,5 °C e de 29,9 °C, para os artigos N1 e N2 respetivamente.

Na Tabela 6.3 e na Tabela 6.4 apresenta-se o consumo e o custo anual de gás natural, e ainda as emissões gasosas associadas a esse consumo para as diferentes temperaturas impostas na entrada do ar fresco, para os artigos N1 e N2, respetivamente, tendo em conta



as horas de funcionamento anuais da Single End 2 e assumindo que só se produz um dos artigos, N1 ou N2, ao longo do ano.

Tabela 6.3 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco - artigo N1.

Temperatura (°C)	27,5	40	50	60
Consumo (kWh/ano)	2 925 554	2 574 832	2 491 095	2 407 359
Redução (%)	-	12	15	18
Custo (€/ano)	67 712	59 594	57 656	55 718
Poupança (€/ano)	-	8 117	10 056	11 994
Emissões (tCO ₂ eq/ano)	607	534	517	499
Redução emissões (tCO ₂ eq/ano)	-	73	90	108

Tabela 6.4 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco - artigo N2.

Temperatura (°C)	29,9	40	50	60
Consumo (kWh/ano)	2 514 369	1 377 551	1 322 746	1 267 941
Redução (%)	-	45	47	50
Custo (€/ano)	58 195	31 883	30 615	29 346
Poupança (€/ano)	-	26 312	27 580	28 849
Emissões (tCO ₂ eq/ano)	522	286	274	263
Redução emissões (tCO ₂ eq/ano)	-	236	247	259

Na Figura 6.4 apresenta-se o consumo anual de gás natural para as diferentes temperaturas de entrada do ar fresco, para os artigos N1 e N2.

Na Figura 6.5 apresenta-se o custo associado ao consumo de gás natural para as diferentes temperaturas de entrada do ar fresco, para o artigo N1 e para o artigo N2.

Na Figura 6.6 apresentam-se o as emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para as diferentes temperaturas de entrada do ar fresco, para os artigos N1 e N2.

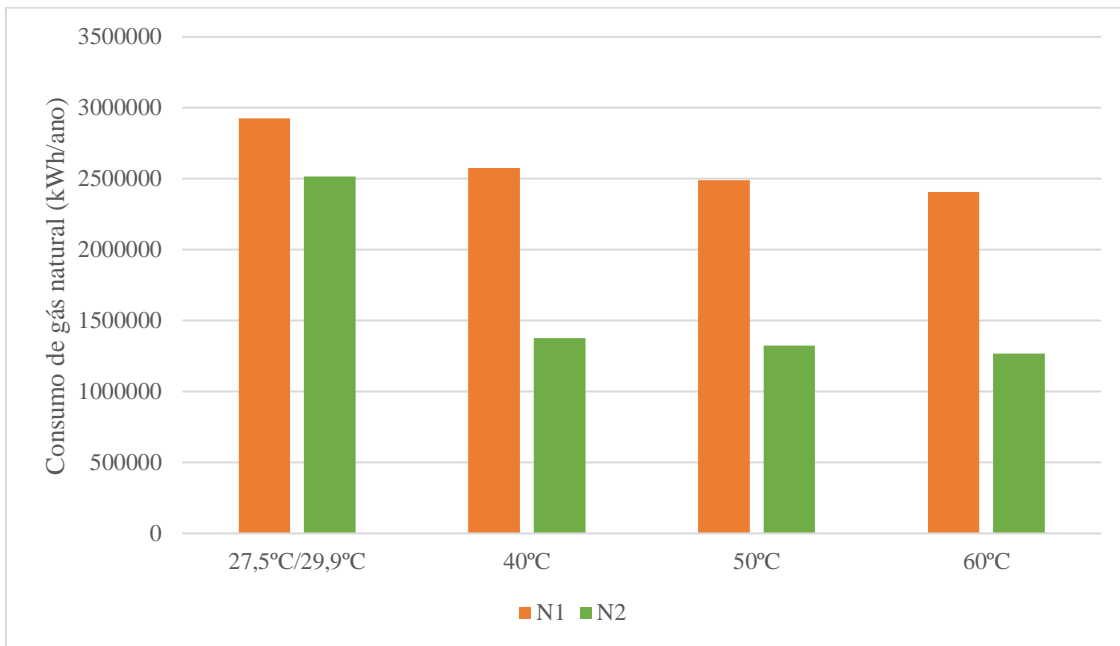


Figura 6.4 Variação do consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco para os artigos N1 e N2.

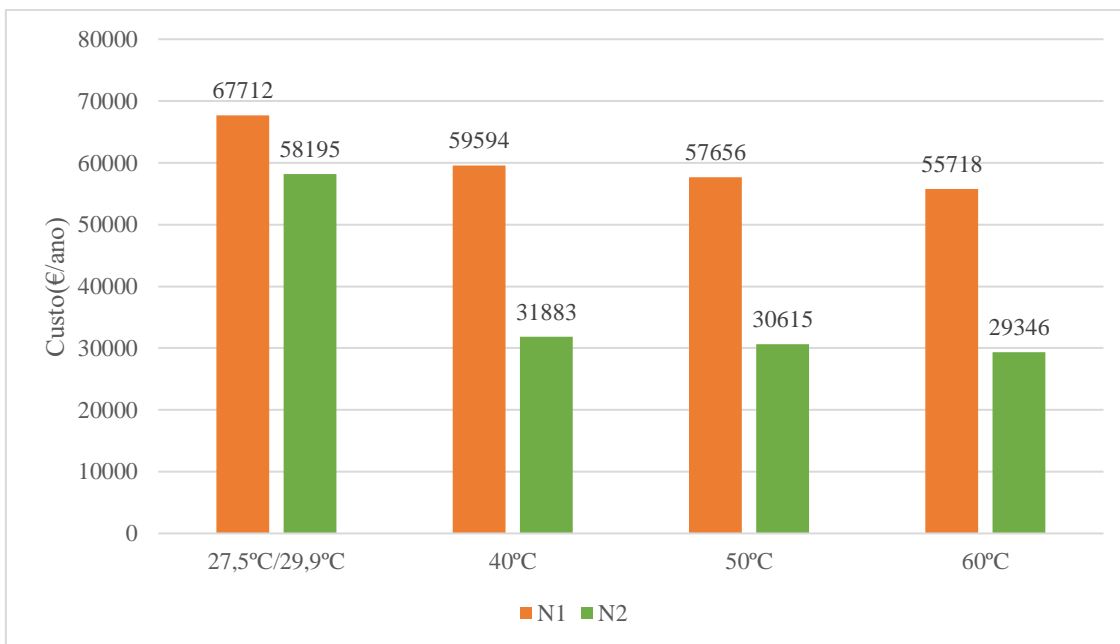


Figura 6.5 Custo associado ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco para os artigos N1 e N2.

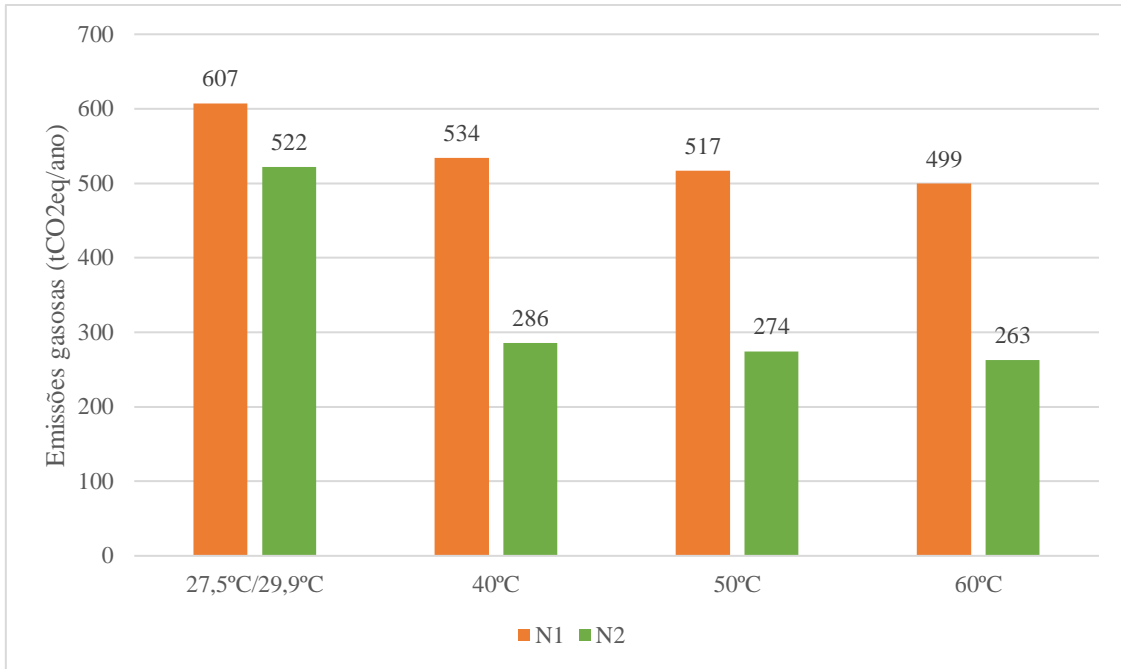


Figura 6.6 Emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do ar fresco para os artigos N1 e N2.

À semelhança do que ocorre para o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão, com o aumento da temperatura do ar fresco verifica-se uma redução do consumo de gás natural, tal como se verifica pela análise da Figura 6.4. Com a redução do consumo de gás natural haverá também uma redução dos custos e das emissões gasosas associadas.

O aumento da temperatura de entrada do ar fresco para 40 °C, 50 °C e 60 °C traduz-se numa redução do consumo de gás natural de 12 %, 15 % e 18 %, respetivamente, para o artigo N1 e numa redução de 45 %, 47 % e 50 %, respetivamente, para o artigo N2.

Há uma redução do consumo de gás natural mais acentuada para o artigo N2 devido ao facto de a temperatura de entrada do gás natural ser superior, tal como já explicado anteriormente.

Observa-se uma diminuição do custo anual associado ao consumo de gás natural para ambos os artigos. Quanto maior a temperatura de entrada do ar fresco maior a poupança, como se pode ver pela análise da figura 6.3. Para uma temperatura de entrada do ar de combustão de 40 °C obtém-se uma poupança de 8 117 € para o artigo N1 e de 26 312 € para o artigo N2.



Relativamente às emissões gasosas, para a temperatura de 40 °C há uma redução de 73 toneladas anuais e de 236 toneladas anuais de CO₂ equivalente, para os artigos N1 e N2 respetivamente. Quanto maior a temperatura de entrada do ar fresco maior a redução nas emissões gasosas, tal como se verifica pela análise da figura 6.6, devido à redução do consumo de gás natural.

Pode concluir-se que o aumento da temperatura de entrada do ar fresco é vantajoso uma vez que resulta numa redução significativa do consumo de gás natural e consequentemente nos custos e emissões gasosas associados a esse consumo. Para determinar qual a temperatura ótima até à qual se deve aquecer o ar fresco é necessário fazer uma análise económica e ponderar os custos de investimento necessários e a poupança associada à redução do consumo de gás natural.

Aumento da temperatura do combustível

Ao realizar a análise do aumento da temperatura do ar de combustão e do ar fresco verificou-se que para o artigo N2 a poupança no consumo de gás natural era bastante mais acentuada do que para o artigo N1. Para o artigo N2 a temperatura de entrada do combustível é superior à do artigo N1, tendo influência no consumo de gás natural.

Uma maior temperatura do combustível leva a um menor consumo do mesmo, tendo-se resolvido avaliar também a influência do aumento de temperatura do combustível. Esta análise foi realizada apenas para o artigo N1, aumentando a temperatura para os 30 °C e para os 35 °C e comparando o consumo de gás natural com o consumo para a temperatura atual, de 25,6 °C.

Na Tabela 6.5 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do mesmo - artigo N1. apresenta-se o consumo e o custo anual de gás natural e as emissões gasosas associadas a esse consumo para as diferentes temperaturas de entrada do mesmo, para o artigo N1, tendo em conta as horas de funcionamento anuais da Single End 2.

Na Figura 6.7 apresenta-se um gráfico do consumo de gás natural para as diferentes temperaturas de entrada do mesmo, para o artigo N1, tendo em conta as horas de



funcionamento anuais da Single End 2 e assumindo que só se produz este artigo ao longo de todo o ano.

Tabela 6.5 Consumo anual de gás natural, custo e emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do mesmo - artigo N1.

Temperatura (°C)	25,6	30	35
Consumo (kWh/ano)	2 925 554	1 657 149	1 155 956
Redução (%)	-	43	60
Custo (€/ano)	67 712	38 355	26 755
Poupança (€/ano)	-	29 357	40 957
Emissões (tCO ₂ eq/ano)	607	344	240
Redução emissões (tCO ₂ eq/ano)	-	263	367

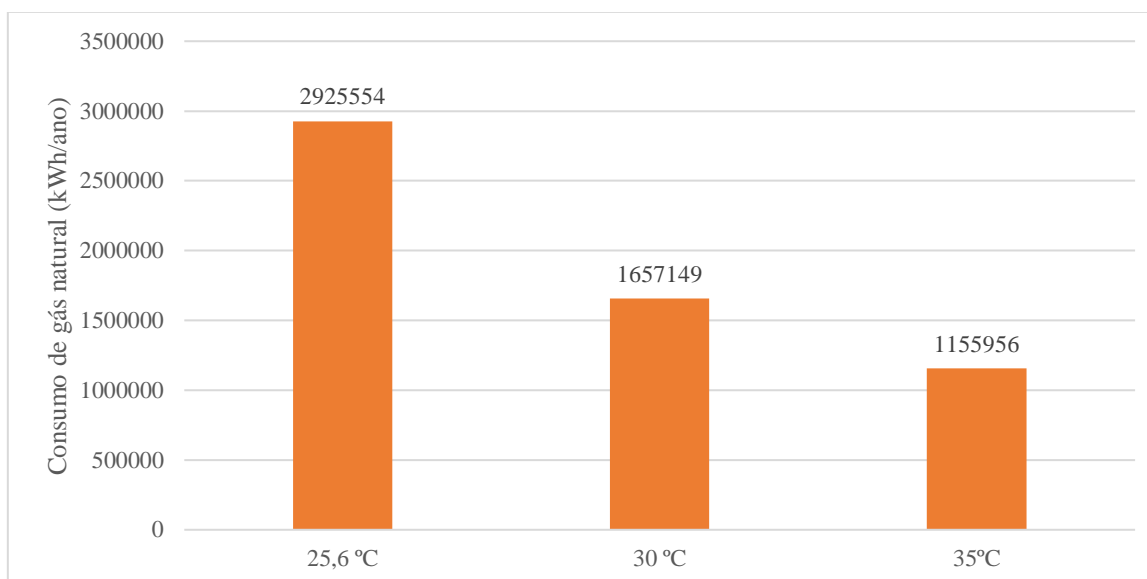


Figura 6.7 Variação do consumo de gás natural para diferentes temperaturas de entrada do mesmo para o artigo N1.

Pela análise da Figura 6.7 verifica-se que o aumento da temperatura de entrada do gás natural tem um impacto muito significativo no consumo de gás natural, reduzindo-se em 43 % e 60 %, para as temperaturas de entrada de 30 °C e 35 °C, respetivamente.

Com a redução do consumo de gás natural há consequentemente uma redução nos custos e nas emissões gasosas associadas a esse consumo, tal como se apresenta na Tabela 6.5. As reduções de 43 % e 60 % no consumo de gás natural equivalem a uma poupança anual de 29 357 € e de 40 957 €, respetivamente, e a uma redução das emissões gasosas de 263 e 367 toneladas anuais de CO₂ equivalente.



Pode concluir-se que o aumento da temperatura de entrada do gás natural terá um impacto enorme no consumo de gás natural, maior do que o obtido com o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão ou do ar fresco. No entanto, antes da realização de mais análises é necessário averiguar a nível de segurança se é possível aquecer o gás natural e até que temperatura é seguro fazê-lo, não correndo riscos de explosão.

Após avaliada a segurança é necessário realizar uma análise comparativa dos custos de investimento necessários para o aquecimento e a poupança associada à redução do consumo de gás natural de modo a determinar qual a temperatura até à qual se deveria aquecer o mesmo, tal como para o aquecimento do ar de combustão e do ar fresco.

6.2. Reaproveitamento energético dos gases de exaustão

Pela análise dos balanços de energia realizados verifica-se que os de gases de exaustão, que saem das estufas da Single End 2 a uma temperatura elevada, possuem ainda muita energia térmica que pode ser aproveitada. O mesmo acontece para os gases de exaustão da Single End 1. Uma das formas de aproveitamento dessa energia térmica é usar um permutador de calor para aquecimento do ar fresco que entra nas estufas. O aquecimento do ar fresco leva a uma diminuição no consumo de gás natural, tal como visto anteriormente.

O objetivo seria então utilizar a corrente dos gases de exaustão da Single End 1, corrente esta que se encontra a uma temperatura média de 216,3 °C, para aquecer o ar fresco num permutador de calor.

Atualmente, na Single End 2, a entrada de ar fresco é realizada pelas aberturas de entrada e saída da corda, no entanto, a máquina apresenta uma entrada de ar fresco que está fora de serviço e que se situa junto aos queimadores de cada uma das estufas.

Foram analisadas duas situações de aproveitamento energético dos gases de exaustão.

Situação 1: Os gases de exaustão da Single End 1 seriam reaproveitados para o aquecimento de 50 % do ar fresco necessário para a Single End 1 e para a Single End 2.

Situação 2: Os gases de exaustão seriam reaproveitados para o aquecimento de todo o ar fresco que entra naturalmente, devido à depressão no interior das estufas, pelas novas entradas de ar fresco das estufas da Single End 2.



Em ambas as situações, parte do ar fresco entrará sempre pelas aberturas de entrada e saída da corda, devido à depressão dentro das estufas.

O dimensionamento do permutador foi realizado para volume de gases de exaustão 40 % e 60 % da capacidade máxima dos exaustores das estufas de ambas as máquinas. Assim, haverá sempre uma margem para os caudais de entrada do permutador aumentarem, caso se queira aquecer mais ar fresco ou caso o volume dos gases de exaustão aumente, sendo o permutador dimensionado por excesso.

Na Figura 6.8 e na Figura 6.9 apresenta-se um esquema da instalação pretendida. O esquema para a situação 1 foi apresentado por uma empresa externa, que foi consultada para a projeção da instalação pretendida, para a primeira situação em estudo.

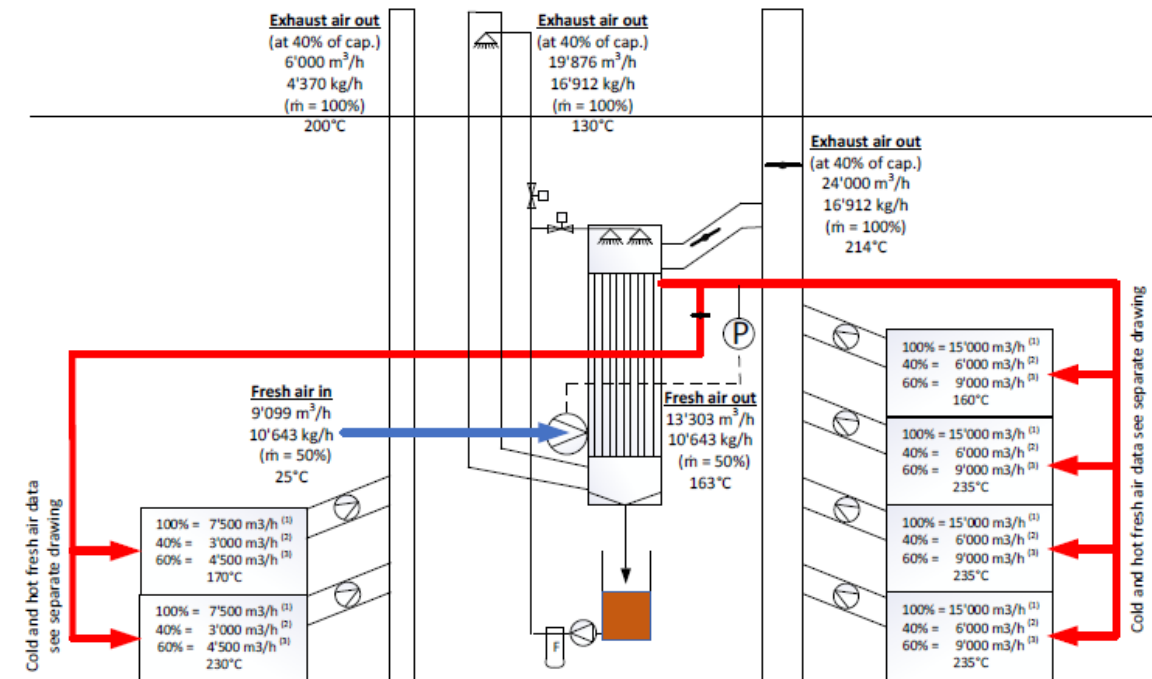


Figura 6.8 Esquema para a situação 1 de reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 1 para o aquecimento de ar fresco. (Schelling)

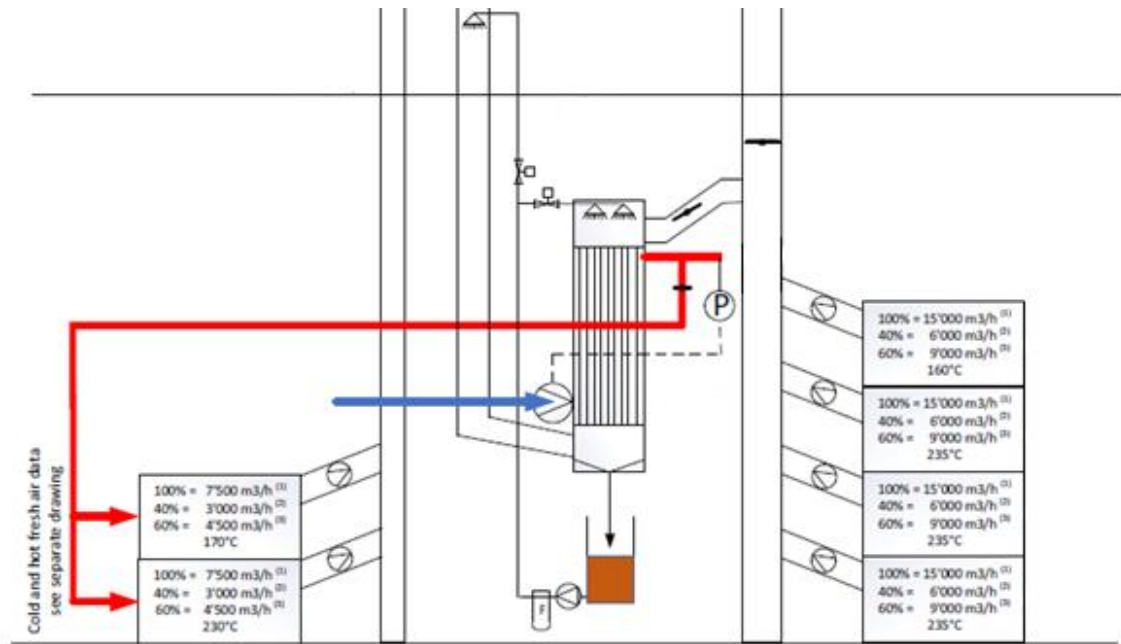


Figura 6.9 Esquema para a situação 2 de reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 1 para o aquecimento de ar fresco para a Single End 2. (Schelling)

Nesta instalação, os gases de exaustão das 4 estufas da Single End 1 seriam encaminhados por uma tubagem até ao topo do permutador de calor. A tubagem de ligação das estufas com o permutador de calor apresenta uma válvula de by pass, controlando a quantidade de gases de exaustão que entram no permutador, dependendo da necessidade energética do momento. O ar fresco que se pretende aquecer seria captado por um ventilador associado ao permutador.

O fluído quente, neste caso os gases de exaustão, circula no interior dos tubos enquanto que o ar fresco circula no exterior dos mesmos, sendo aquecido pela transferência de calor indireta através das paredes dos tubos. O ar fresco aquecido sai pela parte superior do permutador e é encaminhado para as devidas estufas. Na primeira situação em estudo o ar quente é enviado para as quatro estufas da Single End 1 e para as duas estufas da Single End 2. No segundo caso em estudo o ar quente é apenas enviado para as duas estufas da Single End 2. Os gases de exaustão saem pela parte inferior do permutador e são encaminhados por uma chaminé para o exterior.



Por uma questão de segurança a temperatura de aquecimento do ar fresco deverá ser 5 - 10°C a baixo da temperatura de funcionamento das estufas. Sendo que uma das estufas da Single End 2 tem uma temperatura de operação de 170°C estabeleceu-se que o ar fresco será aquecido até uma temperatura de 163°C, nas duas situações em estudo. Desta forma o consumo de gás natural será bastante menor, conduzindo a grandes diminuições nos custos.

Quanto à limpeza do permutador de calor a empresa que apresentou esta proposta projetou um sistema de limpeza que consiste na injeção de soda caustica diluída no interior dos tubos do permutador e na chaminé do mesmo. O líquido seria mantido em circulação até a limpeza estar completa e deste modo evitar-se-ia o entupimento devido aos gases de exaustão que se encontram poluídos e formariam depósitos nas paredes interiores dos tubos e da chaminé. O período entre limpezas e o tempo de utilização da soda caustica seriam determinados através de observações, quando o equipamento estivesse em funcionamento.

A empresa consultada para a projeção da unidade de reaproveitamento dos gases de exaustão propôs a utilização de um permutador vertical com 517 tubos, cada um deles com um comprimento de 4 m e um diâmetro de 40 mm.

Na Tabela 6.6 apresentam-se os caudais de entrada no permutador de calor, a temperatura de saída do fluído de aquecimento, o calor transferido, o coeficiente global de transferência de calor, a potência térmica trocada anualmente e a poupança obtida com a implementação do permutador de calor tendo em conta as horas de funcionamento anual da Single End 1 e da Single End 2, para as duas situações e para os dois volumes de gases de exaustão em estudo.

Todos os cálculos são apresentados no Anexo C.



Tabela 6.6 Caudais de entrada, calor transferido, coeficiente global de transferência de calor, potência térmica trocada anualmente e a poupança para as duas situações em estudo.

	Situação 1		Situação 2	
	40%	60%	40%	60%
Volume gases de exaustão				
\dot{m}_1 ar húmido (kg/h)	17 266	25 900	17 266	25 900
\dot{m}_2 ar húmido (kg/h)	10 909	16 364	10 059	10 059
T_{qs} (°C)	129	129	136	163
ΔT_{ml} (°C)	75,9	75,9	78,6	88,9
q (kW)	428	642	395	396
UA (kW/K)	7,8	11,8	6,4	5,1
P poupada (kWh/ano)	3,0E+06	4,6E+06	2,8E+06	2,8E+06
Poupança (€/ano)	70 363	10 5545	64 897	65 018

Analisando a situação 1 em estudo, quanto maior for o volume dos gases de exaustão da Single End 1 e da Single End 2 maior será o caudal de fluido de aquecimento e o fluido a aquecer.

A temperatura de saída do fluido de aquecimento será igual para o volume dos gases de exaustão de 40 % e de 60 % uma vez que o caudal das correntes de entrada no permutador aumenta na mesma proporção.

Quanto maior o caudal do fluido a aquecer e maior o caudal de fluido de aquecimento, para as mesmas temperaturas de saída, maior será a potência térmica trocada.

Quanto maior for a potência térmica transferida no permutador de calor menor será o consumo de gás natural para o aquecimento e, conseqüentemente, maior será a poupança uma vez que os custos associados ao consumo de gás natural serão menores.

Para a situação 1 conseguem obter-se uma poupança anual de 70 363 € e 105 545 € para o volume de gases de exaustão de 40 % e de 60 %, respetivamente. Quanto maior o caudal de ar fresco a aquecer maiores serão as poupanças.

Normalmente, para permutadores de calor tubos de fluxo cruzado, para a pressão de 1 atmosfera, estima-se que o coeficiente global de transferência de calor varie entre 6 a 34 W/m². [13]

Pode então concluir-se que o permutador de calor com as características sugeridas pela empresa que realizou a análise externa é adequado para a transferência de calor pretendida na situação 1, estando projetado com margem para o aumento dos caudais.



Analisando agora a situação 2. Como o caudal de fluido a aquecer e a temperatura até à qual se pretende aquecer são os mesmos, independentemente do volume dos gases de exaustão, a potência térmica transferida será a mesma e, portanto, as poupanças serão também iguais. Na situação 2, o maior volume de gases de exaustão leva a um maior caudal de fluido de aquecimento, o que apenas afeta a temperatura de saída do fluido de aquecimento, que será maior quanto maior for o volume dos gases de exaustão.

Nesta situação o permutador com as características sugeridas pela empresa externa também se adequa ao aquecimento pretendido e está projetado com margem para aumento dos caudais.

Para a situação 2 consegue-se uma poupança anual de 64 897 € e 65 018 € para o volume de gases de exaustão de 40 % e de 60 %, respetivamente.



7. Sistema Eco Vac

Como já referido anteriormente ambas as estufas da Single End 2 estão equipadas com um sistema de Eco Vac que permite reduzir o consumo de gás natural através do ajuste automático da exaustão tendo por base a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão no interior da estufa.

Embora as estufas possuam o sistema instalado este não se encontra em funcionamento, sendo necessário um estudo das condições atuais e do funcionamento deste sistema de forma a determinar o *set point* relativo à pressão diferencial entre o interior e o exterior da estufa que permita o controlo eficaz da exaustão de forma a diminuir o consumo de gás natural e consequentemente os custos e as emissões gasosas associados.

Os dados e os exemplos de cálculo relativos ao sistema Eco Vac encontram-se no Anexo D.

7.1. Condições climatéricas locais

Antes de implementar o sistema Eco Vac nas estufas da Single End 2 é necessária uma análise prévia das condições climatéricas locais de pressão, temperatura e humidade.

Solicitou-se ao Instituto Português do Mar e da Atmosfera, IPMA, os dados climatéricos referentes ao ano de 2019 da estação meteorológica de Pedras Rubras, sendo esta a estação mais próxima das instalações da C-ITA.

Com os dados fornecidos pelo IPMA foi então possível construir os gráficos apresentados na Figura 7.1 e na Figura 7.2.

Pela análise da Figura 7.1 verificamos que a pressão atmosférica local no ano de 2019 oscilou entre os 986,2 mbar e os 1 025,8 mbar e que a temperatura oscilou entre os 6,2°C e os 26,9°C.

Através da Figura 7.1 verifica-se também que com o aumento da temperatura a pressão atmosférica diminuí, o que é espectável uma vez que o ar quente é menos denso.

Como seria de prever, nos meses de verão as temperaturas registadas são por norma superiores às registadas nos restantes meses do ano.



Para temperaturas mais altas a pressão de saturação aumenta, facto que faz diminuir a humidade relativa, mas a quantidade de vapor que o ar pode comportar é também mais elevada, o que promove um aumento da humidade relativa. Assim, para uma temperatura fixa, se aumentar a quantidade de vapor no ar, aumentando a humidade relativa, esse ar mais húmido é menos denso, o que provoca um abaixamento de pressão. Isto pode ser evidenciado pela Figura 7.2.

A humidade relativa variou entre os 25 % e os 100 % neste ano.

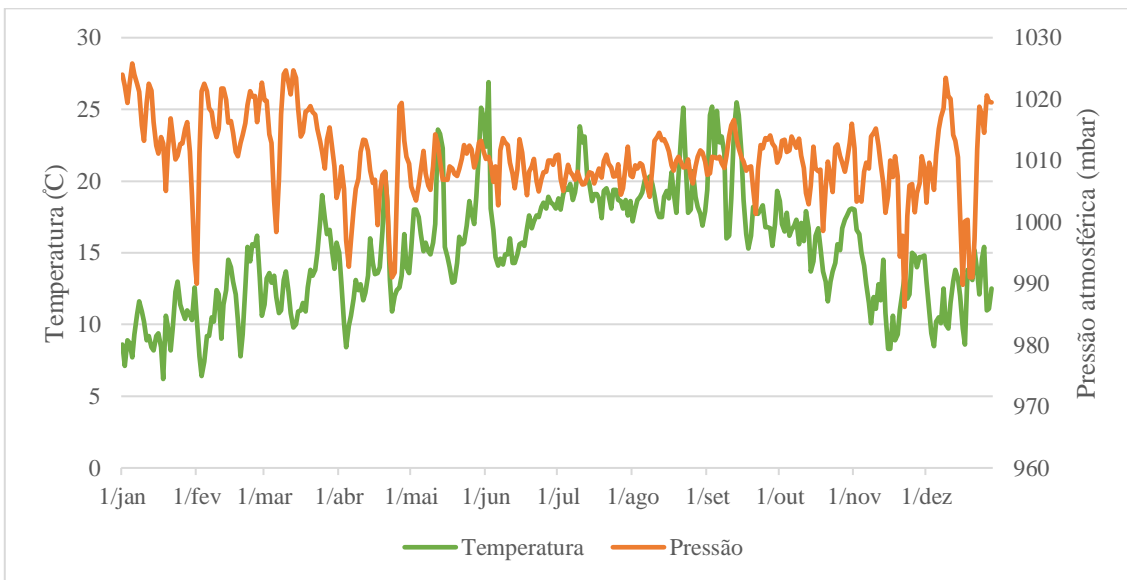


Figura 7.1 Variação da temperatura e da pressão atmosférica no ano de 2019.

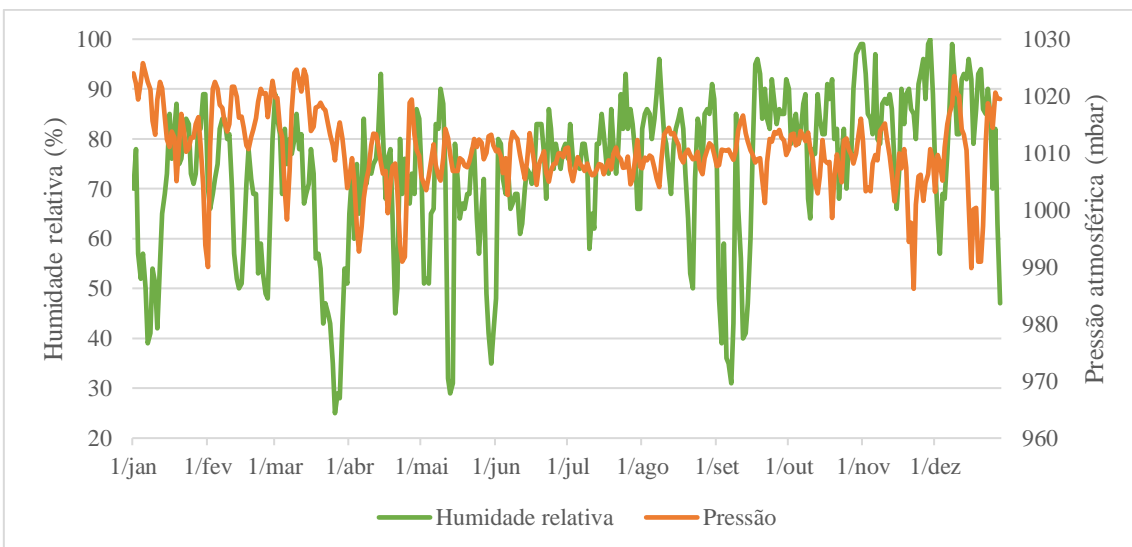


Figura 7.2 Variação da humidade relativa e da pressão atmosférica no ano de 2019.



7.2. Condições de funcionamento atuais

Nas condições de funcionamento atuais, exaustão de 65 % para a estufa 1 e 60 % para a estufa 2, foram realizados registos diários da pressão atmosférica, do consumo de gás natural e da pressão diferencial ocorrida em cada uma das estufas de forma a analisar a influência da pressão atmosférica e da pressão diferencial no consumo de gás natural.

Na Figura 7.3 e na Figura 7.4 representaram-se os dados recolhidos relativos à estufa 1 e à estufa 2, respetivamente.

Com o aumento da pressão atmosférica é espectável que haja um aumento da pressão diferencial para uma exaustão constante.

Na Figura 7.3 e na Figura 7.4 existem zonas em que se nota um ligeiro aumento da pressão diferencial com o aumento da pressão atmosférica no entanto, não é evidente esta relação em nenhuma das figuras.

Com o aumento da pressão diferencial, é de esperar que haja um aumento do caudal de ar fresco a entrar, provocando assim um aumento do consumo de gás natural. No entanto, uma vez que as estufas são horizontais, a depressão interior causada pela exaustão imposta pode ser bastante diferente das secções de entrada e saída da corda, o que pode alterar significativamente o efeito da pressão exterior em cada uma dessas zonas.

Na Figura 7.3 e na Figura 7.4, relativamente às estufas 1 e 2, este aumento do consumo de gás natural com o aumento da pressão diferencial não é visível.

Deveriam ser realizadas medições para uma gama de pressão exterior mais alargada de modo a conseguir tirar conclusões. A pressão atmosférica local no ano de 2019 variou entre os 986,2 mbar e os 1025,8 mbar, como já referido anteriormente. As medições apresentadas são todas para dias em que a pressão atmosférica se encontrava perto do valor máximo atingido no ano de 2019, não existindo nenhum valor perto da pressão mínima atingida nesse ano.

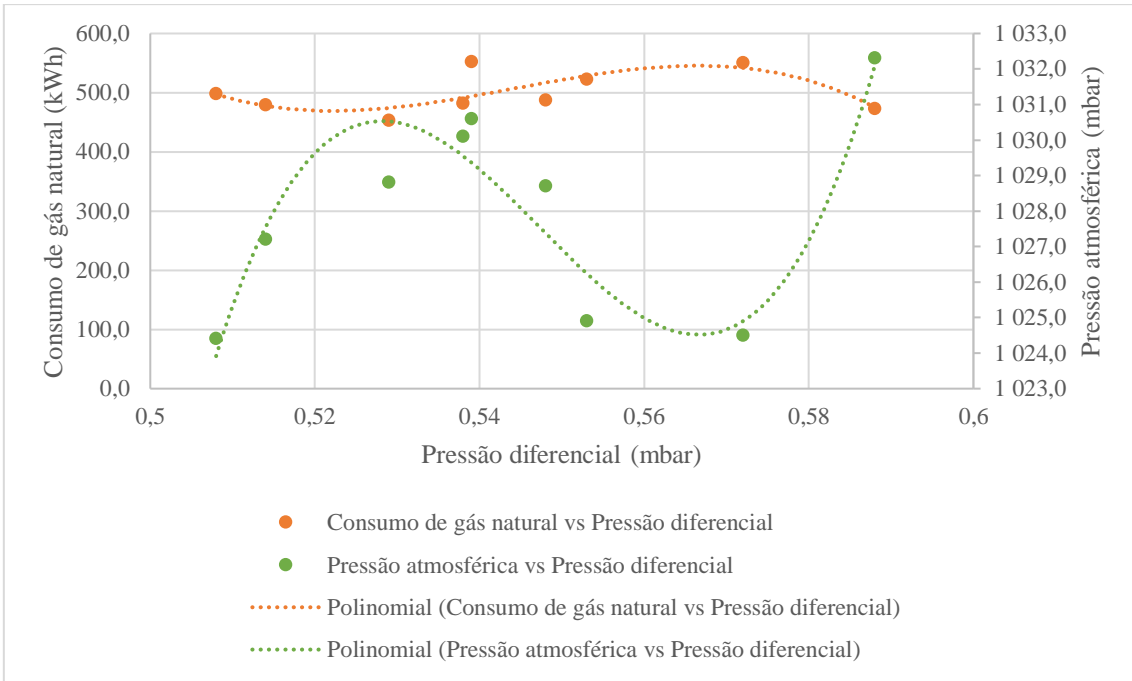


Figura 7.3 Condições atuais para a estufa 1 da Single End 2.

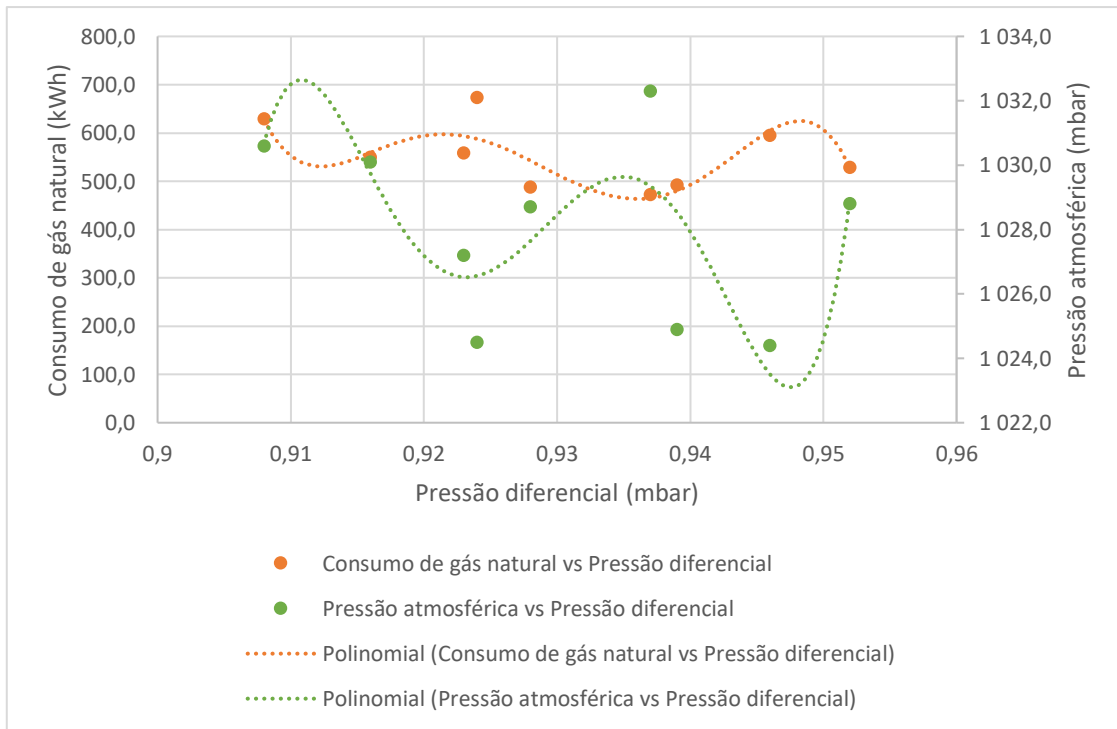


Figura 7.4 Condições atuais para a estufa 2 da Single End 2.



7.3. Implementação do sistema Eco Vac

Para proceder à implementação do sistema Eco Vac é necessário determinar a pressão diferencial a impor em cada uma das estufas que dará origem à menor exaustão possível em cada instante e conseqüentemente a um menor consumo de gás natural.

Para a determinação da pressão diferencial a impor procedeu-se à redução da exaustão das estufas até um valor mínimo, tendo-se para esse valor de exaustão registado o valor de pressão diferencial, que será o valor *set point* a colocar no sistema de controlo. Por indicação do fornecedor da máquina a exaustão da estufa 1 foi reduzida até aos 55 % e a da estufa 2 até aos 30 %.

À medida em que a exaustão de cada uma das estufas foi sendo reduzida registou-se o consumo de gás natural.

Estes ensaios foram realizados apenas para o artigo N1.

Na Tabela 7.1 apresentam-se as condições ambientais a que foi realizado o ensaio.

Tabela 7.1 Condições atmosféricas registadas na realização dos ensaios.

T (°C)	% Humidade	P atmosférica (mbar)
28,2	57,8	1008,9

Na Tabela 7.2 apresenta-se a percentagem de exaustão, a pressão diferencial, o consumo de gás natural, o custo e a poupança registada para cada uma das estufas nos ensaios de redução da exaustão. As reduções apresentadas têm em conta as horas de funcionamento anuais da Single End 2 e assume-se que apenas é produzido o artigo N1.



Tabela 7.2 Ensaio de redução da exaustão das estufas da Single End 2.

Artigo	Estufa	% Exaustão	Pressão diferencial (mbar)	Consumo (kWh/ano)	Custo (€/ano)
N1	1	65	0,571	1,3E+06	30 337
		60	0,445	1,2E+06	28 806
		55	0,351	1,1E+06	25 889
	2	60	0,893	1,8E+06	41 495
		50	0,495	1,4E+06	32 525
		40	0,202	1,2E+06	27 056
		30	0,044	1,1E+06	24 357

Para a estufa 1 a exaustão foi reduzida lentamente dos 65 %, exaustão atual, até aos 55 %, registando-se uma pressão diferencial de 0,351 mbar. Na estufa 2 a redução já foi de intervalos maiores e reduziu-se de 60 % para os 30 %, registando-se uma pressão diferencial de 0,044 mbar.

Os valores de pressão diferencial encontrados serão os valores de pressão diferencial a utilizar como *set point* no sistema de controlo.

Na Figura 7.5 e na Figura 7.6 apresenta-se a variação do consumo de gás natural com a redução da sua exaustão para a estufa 1 e 2, respetivamente.

Como era espectável verifica-se uma redução do consumo de gás natural com a redução da exaustão em ambas as estufas.

Verifica-se uma redução de 5 % no consumo de gás natural da estufa 1, para uma exaustão de 60 %, e uma redução de 15 % para uma exaustão de 55 %, Figura 7.5. A estas reduções no consumo de gás natural estão associadas poupanças anuais de 1 531 € e 4 448 €, respetivamente.

Pela análise da Figura 7.6 verifica-se uma redução de 22 %, 35 % e 41 % no consumo de gás natural da estufa 2, para as exaustões de 50 %, 40 % e 30 %, respetivamente. Estas reduções no consumo de gás natural traduzem-se em poupanças anuais de 8 970 €, 14 439 € e 17 138 €, respetivamente

A redução do consumo de gás natural é superior na estufa 2 uma vez que se reduziu para valores de exaustão mais baixos do que na estufa 1. A estufa 2 apresenta exaustões mais baixas uma vez que a renovação do ar já não é tão exigente como na estufa 1, pois as



cordas já entram nesta estufa quase totalmente secas, sendo apenas usada para promover a termofixação.

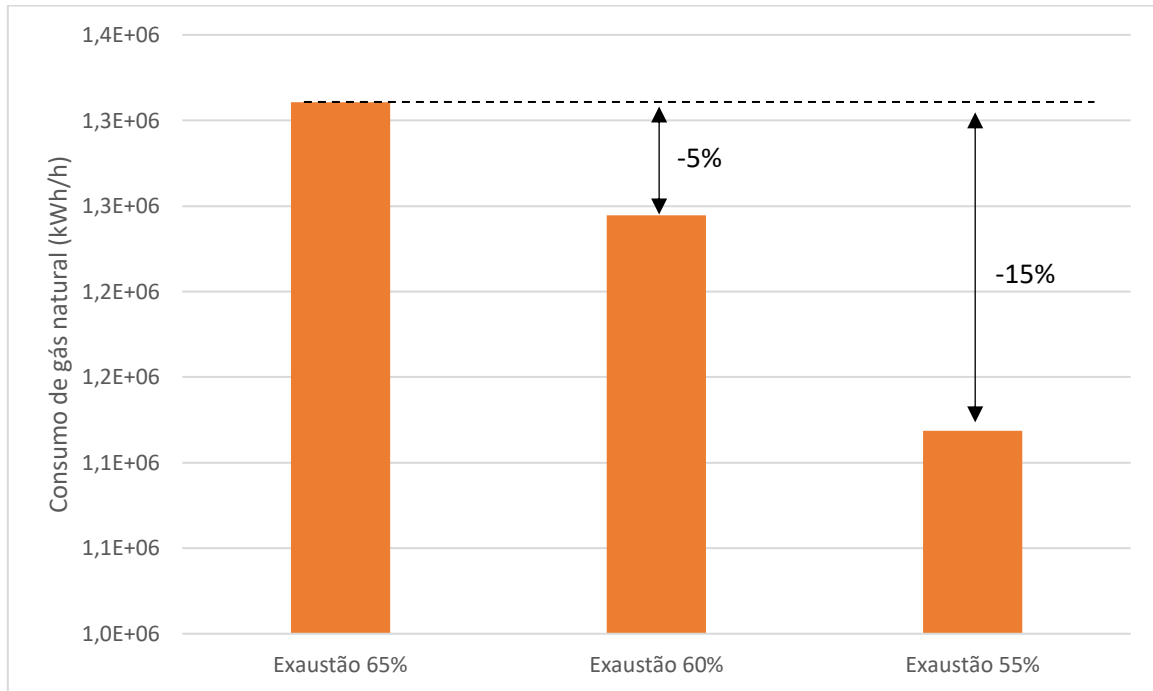


Figura 7.5 Variação do consumo de gás natural da estufa 1 com a redução da exaustão.

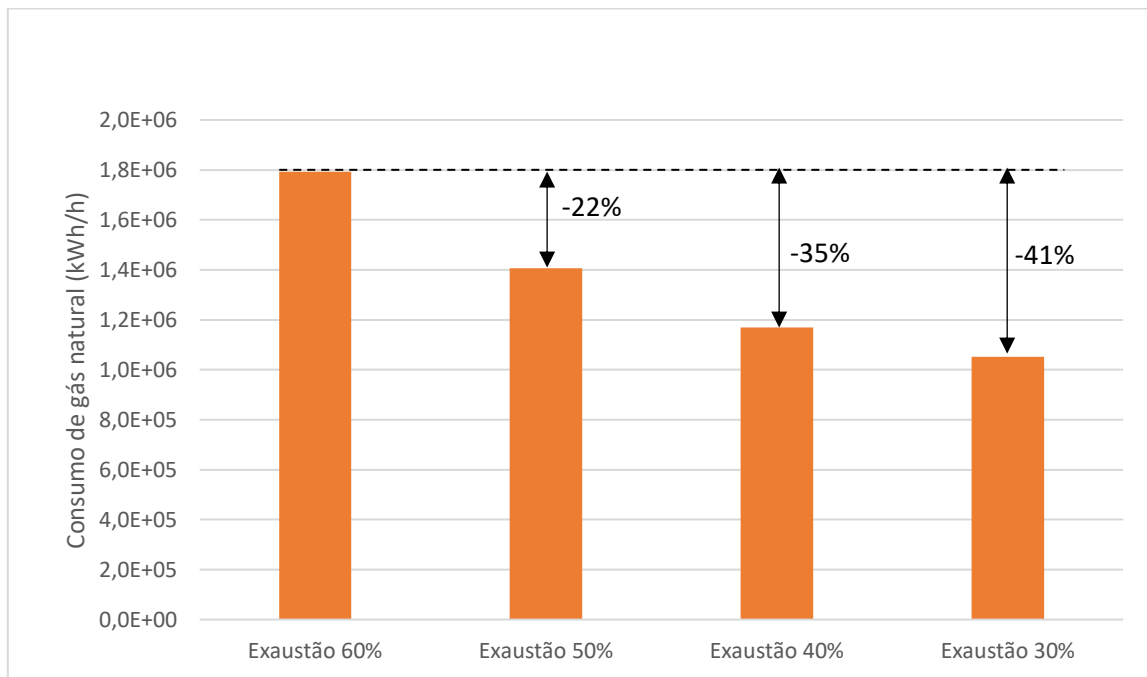


Figura 7.6 Variação do consumo de gás natural da estufa 2 com a redução da exaustão.



Analisou-se a redução da exaustão das duas estufas em simultâneo, para os 55 % na estufa 1 e para os 30 % na estufa 2.

Na Tabela 7.3 apresentam-se os consumos, os custos e as emissões gasosas para a situação atual e para a situação otimizada.

Tabela 7.3 Comparação do consumo e do custo do gás natural e das emissões gasosas associadas entre a exaustão atual e a exaustão otimizada.

	Consumo (kWh/ano)	Custo(€/ano)	Emissões gasosas (tCO2eq/ano)
Exaustão Atual (65/60%)	3 103 576	71 832	644
Exaustão Otimizada (55/30%)	2 170 928	50 246	450

Na Figura 7.7 apresenta-se o consumo de gás natural para a situação atual e para a situação otimizada.

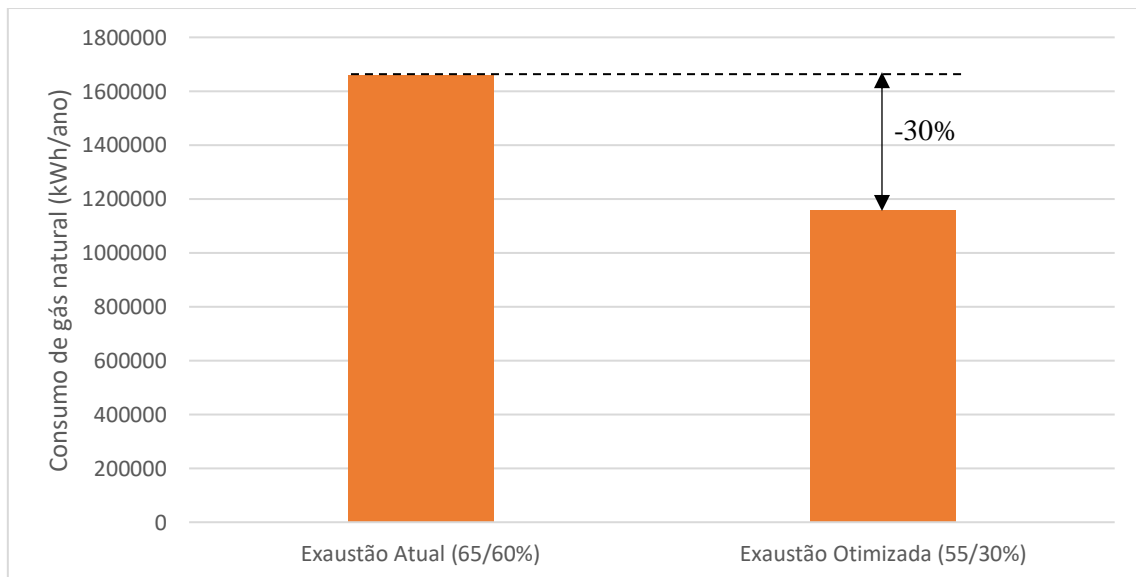


Figura 7.7 Consumo de gás natural para a exaustão atual e a exaustão otimizada.

Verifica-se uma redução de 30 % no consumo total de gás natural para a exaustão otimizada nas duas estufas.



Na Figura 7.8 apresentam-se os custos associados ao consumo de gás natural para a exaustão atual e para a exaustão otimizada.

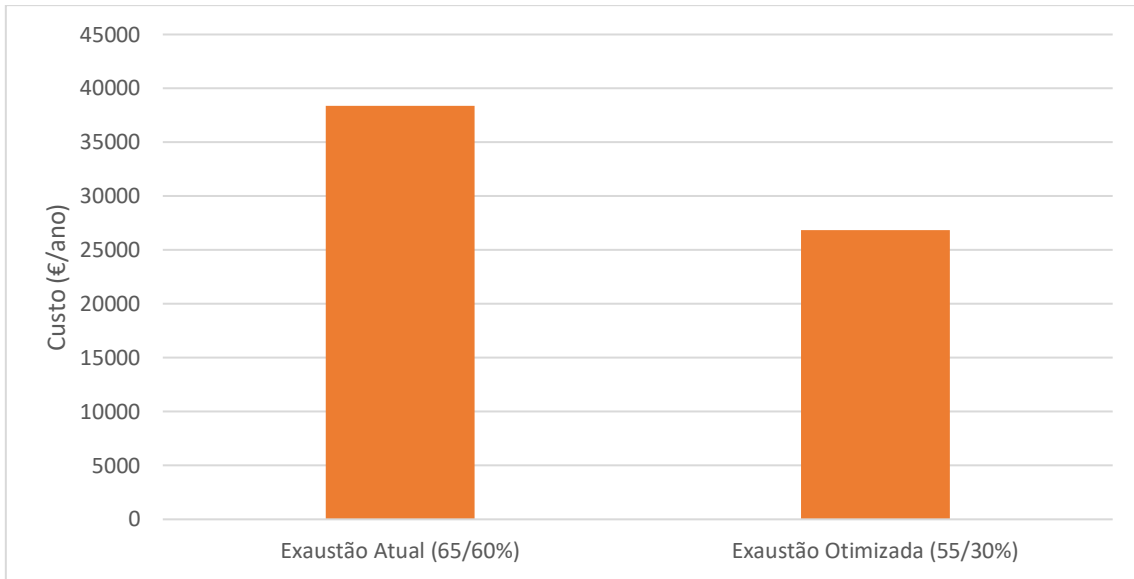


Figura 7.8 Custo associado ao consumo de gás natural para a exaustão atual e para exaustão otimizada.

Com a redução do consumo de gás natural haverá conseqüentemente uma redução dos custos associados, sendo a poupança total de 21 586 € por ano, que corresponde a 30 %.

Na Figura 7.9 apresentam-se as emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para a exaustão atual e para a exaustão otimizada.

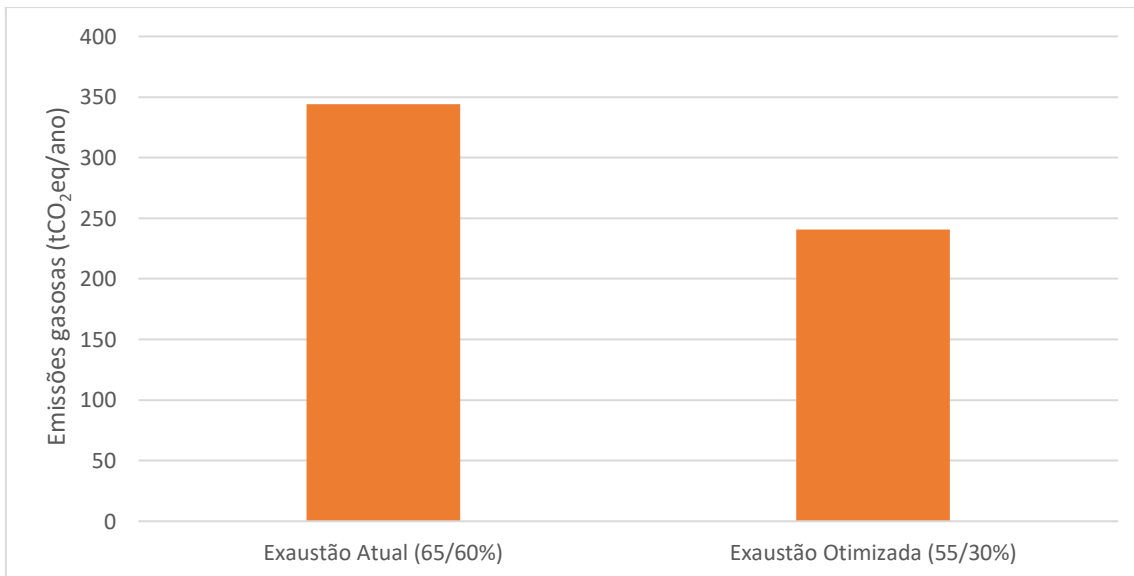


Figura 7.9 Emissões gasosas associadas ao consumo de gás natural para a exaustão atual e para a exaustão otimizada.



Associado ao consumo de gás natural existem emissões gasosas. Com a redução de 30 % no consumo de gás natural, para a situação otimizada, verifica-se uma redução anual de 193 toneladas de CO₂ equivalente, que também corresponde a 30 %.

Pode concluir-se que a redução da exaustão das estufas da Single End 2 leva a uma redução do consumo de gás natural e, conseqüentemente, a uma redução do custo e das emissões gasosas associados ao consumo de gás natural.

A Single End 2 já possui o sistema de Eco Vac instalado, no entanto este sistema nunca foi testado. De forma a comprovar que o sistema está pronto a ser utilizado realizou-se um teste para as exaustões atuais de 65 % e de 60 %.

Com as exaustões atuais, ao colocar um valor de pressão diferencial ligeiramente inferior ao observado normalmente, 0,6 para a estufa 1 e 0,9 para a estufa 2, verificou-se que a máquina passa a funcionar em automático, fazendo o ajuste da exaustão para o *set point* definido.

Quando se pretender pôr o sistema Eco Vac em funcionamento basta então colocar os valores de set point encontrados para a pressão diferencial.

Um dos grandes obstáculos à utilização do Eco Vac eram as possíveis saídas de fumos pelas aberturas de entrada e saída das cordas, devido à redução da diferença de pressão entre o interior e o exterior das estufas, podendo afetar a qualidade do produto. Reduzindo as exaustões para os valores já referidos não se verificou a saída de fumos, estando este obstáculo ultrapassado.

Outro parâmetro que é preciso avaliar é a sujidade. Como a utilização do sistema Eco Vac leva a exaustões mais baixas, havendo menos renovação de ar nas estufas, a sujidade pode aumentar, sendo um fator a ter em conta. De modo a avaliar este fator, deve colocar-se a máquina em funcionamento durante uma semana, com o ajuste da exaustão em automático na estufa 2 sendo a pressão diferencial a encontrada para a exaustão de 50 %. Ao fim dessa semana de funcionamento deve analisar-se se houve ou não um aumento da sujidade das estufas.

Devem ser realizados estes testes para o artigo N2 de modo a verificar qual a redução no consumo de gás natural que se consegue obter para este artigo.



Conclusões e propostas de trabalhos futuros

Os principais objetivos deste trabalho foram a realização de uma análise energética, de modo a identificar formas de racionalização de energia, e a implementação do sistema Eco Vac na Single End 2.

Inicialmente realizou-se um levantamento aos consumos energéticos da empresa referentes ao ano de 2019.

Verificou-se no ano de 2019 um consumo energético de 16 942 tep em que 84 % corresponde a energia elétrica e os restantes 16 % correspondem a gás natural. Relativamente à máquina de impregnar cordas Single End 2 constatou-se que a forma de energia mais utilizada é o gás natural, correspondendo a 56 % do consumo total da máquina.

Determinaram-se as perdas térmicas totais da Single End 2, sendo estas de 31 kW e 17 kW para os artigos N1 e N2, respetivamente. Foram determinadas experimentalmente as perdas térmicas pelas paredes das estufas e obtiveram-se perdas de 18 kW.

Como se pode verificar as perdas térmicas obtidas pelo balanço de energia são bastante próximas dos valores obtidos recorrendo aos mecanismos de convecção e radiação. A obtenção de valores próximos indica que as perdas térmicas da máquina são maioritariamente perdas pelas paredes das estufas. Estas perdas são facilmente reduzidas reforçando o isolamento das paredes das estufas. No futuro deve analisar-se as vantagens de melhorar o isolamento da máquina, comparando os custos de investimento com a poupança resultante da redução das perdas térmicas.

Como medidas de otimização energética, de forma a reduzir o consumo de gás natural da Single End 2, sugeriu-se o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão, do ar fresco e do combustível. Foram estipuladas como temperaturas de entrada do ar de combustão e do ar fresco 40 °C, 50 °C e 60 °C. Para a temperatura do combustível estipularam-se 30 °C e 35 °C, tendo-se apenas efetuado a análise para o artigo N1.

O aumento da temperatura de entrada do ar de combustão para os 40 °C leva a poupanças de 12 % e de 45 % para os artigos N1 e N2, respetivamente, e a uma redução de 70 toneladas e de 233 toneladas anuais de CO₂ equivalente. O aumento da temperatura de entrada do ar fresco para 40 °C resulta também em poupanças anuais de 12 % e 45 % e



em reduções nas emissões gasosas de 73 toneladas e de 236 toneladas anuais de CO₂ equivalente, para os artigos N1 e N2 respetivamente.

O aumento da temperatura do combustível para 30 °C e para 35 °C leva a poupanças de 43 % e 60 e a uma redução das emissões gasosas de 263 toneladas e de 367 toneladas anuais de CO₂ equivalente, respetivamente.

Quando maior for a temperatura de entrada do ar de combustão e do ar fresco menor é o consumo de gás natural e, portanto, maior a poupança obtida e a redução nas emissões gasosas. Para ambos os artigos, o aumento de temperatura para os 40 °C resulta numa grande redução no consumo de gás natural, que percentualmente não difere em muito das reduções obtidas para as temperaturas de 50 °C e 60 °C.

O aumento da temperatura de entrada do gás natural tem um impacto muito significativo no consumo de gás natural, reduzindo-se em 43 %, o que equivale a uma poupança anual de 15 685 € e a uma redução das emissões gasosas de 141 toneladas anuais de CO₂ equivalente. Um pequeno aumento da temperatura de entrada do gás natural terá um impacto enorme no consumo de gás natural. No entanto, é necessário averiguar a nível de segurança se é possível aquecer o gás natural e até que temperatura é seguro fazê-lo.

Há que ter em consideração que o aquecimento do destas correntes acarreta custos de investimento associados à aquisição do equipamento necessário para esse aquecimento. A temperatura até à qual se aquecer o ar de combustão, o ar fresco ou o combustível terá influência nas características do equipamento escolhido e conseqüentemente nos custos do mesmo. Assim sendo, propõem-se, para trabalhos futuros, a realização uma análise económica de modo a avaliar o investimento financeiro mais viável.

Analisou-se ainda a possibilidade de reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 1 num permutador de calor. Estudaram-se duas situações: o aquecimento de 50% do ar fresco necessário para o funcionamento da Single End 1 e da Single End 2, e o aquecimento do ar fresco que entra naturalmente pelas entradas de ar fresco junto aos queimadores da Single End 2. Foi consultada uma empresa externa para a projeção deste permutador e verificou-se que o permutador aconselhado pela empresa é adequado para as duas situações de aquecimento. Com o reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 2 conseguem-se poupanças anuais de 70 363 € e 105 545 € para a situação 1, com um volume de gases de exaustão de 40 % e de 60 % respetivamente, e de 64 897 €



e 65 018 para a situação 2, para um volume de gases de exaustão de 40 % e 60 %, respetivamente.

Para proceder à implementação do sistema Eco Vac é necessário determinar a pressão diferencial a impor para assegurar a entrada mínima de ar fresco sem que haja danificação do produto a secar. Procedeu-se para tal à redução da exaustão das estufas até um valor mínimo, tendo-se para esse valor de exaustão registado o valor de pressão diferencial, que será o valor *set point* a colocar no sistema de controlo.

Determinou-se o valor de *set point* da pressão diferencial para a estufa 1 e para a estufa 2 da Single End 2 para o artigo N2, tendo-se obtido valores de 0,351 e 0,044, respetivamente. Com a utilização do sistema Eco Vac prevê-se uma redução de 30 % no consumo de gás natural da máquina, o que corresponde a uma poupança anual de 21586 € e uma redução das emissões gasosas de 193 toneladas de CO₂ equivalente por ano.

A Single End 2 já possui o sistema de Eco Vac instalado, no entanto este sistema não está ativado. De forma a comprovar que o sistema está pronto a ser utilizado realizou-se um teste para as exaustões de 65 % e de 60 %, colocando um valor de pressão diferencial ligeiramente inferior ao observado normalmente. Verificou-se que a máquina passa a funcionar em automático, podendo concluir-se que esta possui o sistema Eco Vac instalado e pronto a ser colocado em funcionamento.

Um dos grandes obstáculos à utilização do Eco Vac eram as possíveis saídas de fumos pelas aberturas de entrada e saída das cordas. A redução das exaustões para a determinação dos valores mínimos de pressão diferencial para definir como *set point* não levou à saída de fumos, aferindo-se então que este não será um problema à utilização do Eco Vac.

Outro parâmetro que é preciso avaliar é a sujidade. Como a utilização do sistema Eco Vac leva a exaustões mais baixas, havendo menos renovação de ar nas estufas, a sujidade pode aumentar, sendo um fator a ter em conta. De modo a avaliar este problema propõe-se colocar a máquina em funcionamento durante uma semana, com o ajuste da exaustão em automático na estufa 2 com a pressão diferencial encontrada para a exaustão de 50 %. Ao fim dessa semana de funcionamento deve analisar-se se houve ou não um aumento da sujidade das estufas.





8. Bibliografia

- [1] Continental, Indústria Têxtil do Ave, Livro comemorativo de 60 anos.
- [2] Maia, Joana, 2014, Otimização energética do sistema de refrigeração da máquina de impregnar ZELL, Dissertação de mestrado em Engenharia Química, Instituto Superior de Engenharia do Porto.
- [3] OST e VIPAL
- <http://www.ost.ind.br/portal/institucional/conheca-seu-pneu>. – Visitado a 02/12/2019.
- [4] Good Year
- https://www.goodyear.eu/pt_pt/consumer/learn/how-tires-are-made.html - Visitado a 15/12/2019.
- [5] Manual Técnico – Têxtil e Vestuário, Escola SENAI Francisco Matarazzo
- (Consultado online em https://issuu.com/senaitextilvestuario/docs/manual2_fios - Visitado a 20/12/2019);
- [6] Almeida, Leandro, 2011, Processos de Fabricação, Tecelagem, Engenharia Industrial 4º ano.
- (Versão online consultada em <https://www.scribd.com/document/138076610/PROCESSOS-DE-FABRICACAO-DE-TECELAGEM-4-ANO> - Visitado a 26/12/2019).
- [7] FADIPOL
- <http://fadipol.pt/impregnacao/> - Visitado a 26/12/2019.
- [8] Catarino, André, 1998, Dinâmica da tricotagem - Estudo da dinâmica da tensão de entrada do fio e a sua aplicação em controlo de qualidade, Dissertação de mestrado em Engenharia Têxtil – Universidade do Minho.
- [9] Benninger.
- [10] Decreto – Lei nº 71/2008 de 15 de Abril de 2018 (versão pdf descarregada de <https://dre.pt/pesquisa/-/search/249821/details/maximized>).
- [11] Yunus A. Çengel; Michael A. Boles; “Thermodynamics an Engineering Approach”; McGraw-Hill companies, 4thedition, 2002



[12] Christie J. Geankoplis; Transport Processes and Unit Operations; Terceira Edição; Prentice-Hall International, Inc; 1993.

[13] Incropera, F.P. e de Witt, D.P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Editora Guanabara Koogan S.A., Rio de Janeiro, 1992.

[13] Galp – Distribuição de gás natural

<https://galpgasnaturaldistribuicao.pt/> - Visitado a 15/04/2020.

[14] J. M. Smith, H.C. Van Ness, M.M. Abbott; “ Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics”, McGraw-Hill Internacional Editions New York, 5^a edição ,1996

[15] INCOMPLAST

<https://incomplast.com.br/nylonpa/> - Visitado a 22/04/2020.

[16] Perry, Robert H.; Green, Don W.; Perry’s Chemical Engineer’s Handbook, 8th edition, (Eds: Poling, B. E.; Thomson, G. H.; Friend, D. G.; Rowley, R. L.; Wilding, W. V.), McGraw-Hill, 2008, p. 2-1 – 2-517.

[18] Hougen Watson Ragatz; ”Princípios dos processos químicos – Parte II. Termodinâmica”, Livraria Lopes da Silva Editora, 1984

[19] Hougen Watson Ragatz; ”Princípios dos processos químicos – Parte I. Balanços materiais e energéticos”, Livraria Lopes da Silva Editora, 1984



Anexos

A. Levantamento energético

No presente anexo apresentam-se os dados referentes ao levantamento energético realizado à C- ITA, bem como os exemplos dos cálculos realizados.

Na Tabela A.1 apresentam-se os fatores de conversão utilizados. [10]

Tabela A.1 Fatores de conversão.

	Conversão (tep/kWh)	Conversão (tCO ₂ eq/tep)
Energia elétrica	2,15E-04	2,684
Gás natural	7,73E-05	

A.1. Energia elétrica

Neste subcapítulo apresentam-se todos os dados relativos ao consumo de energia elétrica.

Foi recolhido de uma base de dados da C-ITA o consumo de energia elétrica dos diversos consumidores. Esse levantamento foi realizado apenas para uma as máquinas que consomem energia elétrica, não se contabilizando a iluminação e a energia elétrica necessária para a parte social da C-ITA

Na

Tabela A.2 apresenta-se o consumo mensal de energia elétrica, relativo ao ano de 2019, para cada um dos consumidores.

Na Tabela A.3 apresenta-se o consumo total mensal de energia elétrica, referentes ao ano de 2019, e as emissões gasosas associadas.



Tabela A.2 Consumo mensal dos diversos consumidores de energia elétrica do ano de 2019.

Mês	Consumo Torcedores (kWh)	Consumo Tecelagem (kWh)	Consumo Malhas (kWh)	Consumo ZEEL (kWh)	Consumo Single End 1 (kWh)	Consumo Single End 2 (kWh)	Consumo Secção de solutos (kWh)	Consumo Climatização (kWh)	Consumo Compressores (kWh)	Consumo Ventiladores (kWh)
Janeiro	5,3E+06	4,7E+04	2,5E+04	1,5E+05	1,2E+05	1,3E+04	1,9E+03	2,6E+04	1,1E+05	9,7E+03
Fevereiro	5,1E+06	4,4E+04	2,0E+04	1,4E+05	1,4E+05	1,9E+04	2,0E+03	2,4E+04	1,0E+05	1,2E+04
Março	5,6E+06	4,5E+04	2,4E+04	1,6E+05	1,7E+05	2,6E+04	1,9E+03	7,0E+04	1,1E+05	2,6E+04
Abril	5,1E+06	4,1E+04	2,2E+04	1,5E+05	1,4E+05	2,0E+04	1,8E+03	6,1E+04	1,1E+05	1,8E+04
Mai	5,7E+06	4,3E+04	2,2E+04	1,6E+05	1,4E+05	2,5E+04	1,8E+03	1,2E+05	1,2E+05	2,9E+04
Junho	4,7E+06	3,9E+04	2,2E+04	1,4E+05	1,3E+05	1,7E+04	1,8E+03	1,1E+05	1,1E+05	2,6E+04
Julho	5,1E+06	4,4E+04	2,3E+04	1,5E+05	1,5E+05	2,2E+04	1,9E+03	1,4E+05	1,4E+05	4,1E+04
Agosto	3,5E+06	4,2E+04	2,3E+04	1,3E+05	7,5E+04	2,0E+04	1,6E+03	7,9E+04	1,2E+05	2,7E+04
Setembro	4,9E+06	4,2E+04	2,3E+04	1,4E+05	9,1E+04	2,2E+04	2,0E+03	9,4E+04	1,2E+05	3,7E+04
Outubro	5,6E+06	4,3E+04	2,3E+04	1,5E+05	9,9E+04	2,3E+04	1,8E+03	7,1E+04	1,2E+05	2,6E+04
Novembro	5,3E+06	4,2E+04	2,1E+04	1,4E+05	9,5E+04	2,2E+04	1,7E+03	3,7E+04	1,2E+05	1,5E+04
Dezembro	3,4E+06	3,2E+04	1,7E+04	9,6E+04	5,1E+04	1,4E+04	1,0E+03	1,1E+04	8,3E+04	7,1E+03
Total	5,9E+07	5,0E+05	2,6E+05	1,7E+06	1,4E+06	2,4E+05	2,1E+04	8,5E+05	1,4E+06	2,7E+05

Tabela A.3 Consumo total mensal de energia elétrica e emissões gasosas associadas.

Mês	Consumo total energia elétrica (kWh)	Consumo total energia elétrica (MWh)	Consumo total energia elétrica (tep)	Emissões gasosas (tCO ₂ eq)
Janeiro	5,8E+06	5 825	1 252	3 361
Fevereiro	5,6E+06	5 619	1 208	3 243
Março	6,2E+06	6 238	1 341	3 600
Abril	5,7E+06	5 686	1 222	3 281
Mai	6,4E+06	6 375	1 371	3 679
Junho	5,3E+06	5 344	1 149	3 084
Julho	5,8E+06	5 840	1 256	3 370
Agosto	4,0E+06	4 019	864	2 319
Setembro	5,4E+06	5 429	1 167	3 133
Outubro	6,2E+06	6 157	1 324	3 553
Novembro	5,8E+06	5 808	1 249	3 351
Dezembro	3,7E+06	3 731	802	2 153
Total	6,6E+07	66 071	14 205	38 127

Em seguida apresenta-se um exemplo dos cálculos realizados para o mês de janeiro, procedendo-se de forma análoga para os restantes meses.



$$\begin{aligned} \text{Consumo total (tep)} &= \text{Consumo total (kWh)} \times \text{fator de conversão} \left(\frac{\text{tep}}{\text{kWh}} \right) = \\ &= 5,8 \times 10^6 \times 2,15 \times 10^{-4} = 1\,252 \text{ tep} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Emissões de gases de efeito de estufa (tCO}_2\text{eq)} &= \\ &= \text{Consumo total (tep)} \times \text{fator de conversão} \left(\frac{\text{tCO}_2\text{eq}}{\text{tep}} \right) = \\ &= 1252 \times 2,684 = 3\,361 \text{ tCO}_2\text{eq} \end{aligned}$$

A.2. Gás natural

Neste subcapítulo apresentam-se todos os dados relativos ao consumo de gás natural.

Numa base de dados existente na C - ITA foram recolhidos os valores dos consumos nos contadores parciais dos diversos consumidores de gás natural no início e no final de cada mês do ano em análise, de forma a obter o consumo mensal dos mesmos.

Na Tabela A.4 apresenta-se o consumo mensal de gás natural dos diversos consumidores industriais que fazem parte do PRM(A).

Tabela A.4 Consumo mensal de gás natural dos consumidores da zona industrial em 2019.

Mês	Fator de correção PRM(A)	PRM(A)										
		Zell		Single End 1		Single End 2		Malhas				
		Consumo (m ³)	Consumo corrigido (m ³)	Consumo (m ³)	Consumo corrigido (m ³)	Consumo (m ³)	Consumo corrigido (m ³)	Consumo caldeira (m ³)	Consumo caldeira corrigido (m ³)	Consumo râmula (m ³)	Consumo râmula corrigido (m ³)	Consumo Total (m ³)
Janeiro	1,9250	134094	258130	13470	25930			982	1891	10996	21167	23058
Fevereiro	1,9137	107233	205211	11316	21656			638	1222	7680	14696	15918
Março	1,8935	114763	217302	12198	23097			796	1507	9477	17945	19451
Abril	1,8723	121212	226949	10885	20380			902	1688	8648	16191	17879
Mai	1,8443	121250	223615	11455	21125			819	1511	8331	15365	16876
Junho	1,8424	101355	186734	11028	20318	4724	8703	869	1601	7999	14736	16338
Julho	1,8154	120529	218812	11915	21631	5419	9837	971	1763	8205	14895	16658
Agosto	1,8334	85428	156620	7274	13336	5302	9720	926	1697	8839	16205	17902
Setembro	1,8379	103508	190238	11869	21814	6713	12338	756	1389	8076	14844	16232
Outubro	1,8681	112103	209417	13797	25775	6857	12810	762	1423	8342	15583	17006
Novembro	1,8992	101031	191873	12465	23672	5974	11345	726	1379	7020	13333	14712
Dezembro	1,9151	78975	151244	9893	18946	4483	8585	587	1125	6229	11929	13054
Total			2436146		257681		73338		18195		186889	205084



Na Tabela A.5 apresenta-se o consumo mensal dos consumidores de gás natural do setor social, que fazem parte do PRM(B).

Tabela A.5 Consumo mensal de gás natural dos consumidores da zona social em 2019.

Mês	PRM (B)					
	Fator de correção PRM(B)	Vestíário		Cozinha		Consumo Total (m ³)
		Consumo (m ³)	Consumo corrigido (m ³)	Consumo (m ³)	Consumo corrigido (m ³)	
Janeiro	1,24306	1 784	2 218	408	507	2 725
Fevereiro	1,24306	771	959	395	490	1 449
Março	1,24306	940	1 168	399	496	1 664
Abril	1,24306	695	864	403	501	1 365
Mai	1,24306	222	276	288	357	633
Junho	1,24306	120	149	538	669	819
Julho	1,24306	31	38	396	493	531
Agosto	1,24306	19	23	383	476	500
Setembro	1,24306	0	0	409	508	508
Outubro	1,24306	21	26	455	565	591
Novembro	1,24306	131	163	428	532	695
Dezembro	1,24306	1 473	1 830	336	418	2 249
Total			7 715			13 728

O consumo obtido através das leituras nos contadores parciais dos consumidores tem de ser corrigido utilizando um fator de correção, diferente em cada um dos PRM's e que vem apresentado em cada uma das tabelas.

Os fatores de correção utilizados em ambos os PRM's servem para fazer a correção da pressão, da temperatura e do fator de compressibilidade uma vez que os contadores leem o volume de gás natural nas condições da linha e as características, nomeadamente o PCS e o PCI, são para as condições base de 0°C e 1 atm, daí ser necessário efetuar esta correção.

Estes fatores de correção foram também retirados da base de dados da empresa.

Na Tabela A.6 apresenta-se o consumo total mensal e anual de gás natural em m³, kWh, tep e tCO₂ equivalente.



Tabela A.6 Consumo total mensal e anual de gás natural e emissões gasosas.

Mês	PCS médio mensal (kWh/m ³)	TOTAL							
		Consumo total PRM(A) (m ³)	Consumo total PRM(A) (kWh)	Consumo total PRM(B) (m ³)	Consumo total PRM(B) (kWh)	Consumo total (kWh)	Consumo total (MWh)	Consumo (tep)	Emissões gasosas (tCO ₂ e)
Janeiro	11,877	3,1E+05	3,6E+06	2,7E+03	3,2E+04	3,7E+06	3680	284	764
Fevereiro	11,824	2,4E+05	2,9E+06	1,4E+03	1,7E+04	2,9E+06	2888	223	599
Março	11,786	2,6E+05	3,1E+06	1,7E+03	2,0E+04	3,1E+06	3082	238	639
Abril	11,882	2,7E+05	3,2E+06	1,4E+03	1,6E+04	3,2E+06	3167	245	657
Mai	11,882	2,6E+05	3,1E+06	6,3E+02	7,5E+03	3,1E+06	3116	241	646
Junho	11,900	2,3E+05	2,8E+06	8,2E+02	9,7E+03	2,8E+06	2772	214	575
Julho	11,865	2,7E+05	3,2E+06	5,3E+02	6,3E+03	3,2E+06	3174	245	658
Agosto	11,839	2,0E+05	2,3E+06	5,0E+02	5,9E+03	2,3E+06	2345	181	487
Setembro	11,823	2,4E+05	2,8E+06	5,1E+02	6,0E+03	2,9E+06	2851	220	591
Outubro	11,881	2,7E+05	3,1E+06	5,9E+02	7,0E+03	3,2E+06	3156	244	655
Novembro	11,881	2,4E+05	2,9E+06	6,9E+02	8,3E+03	2,9E+06	2879	223	597
Dezembro	11,821	1,9E+05	2,3E+06	2,2E+03	2,7E+04	2,3E+06	2294	177	476
Total		3,0E+06	3,5E+07	1,4E+04	1,6E+05	3,5E+07	35403	2737	7345
Média	11,855								

O consumo total é obtido pela soma dos consumos de cada um dos consumidores de gás natural.

O PCS utilizado em cada mês corresponde ao PCS médio mensal que consta nas faturas do gás natural industrial, sendo este valor utilizado também para a zona social.

Em seguida apresenta-se um exemplo dos cálculos realizados para o mês de janeiro para a máquina de impregnar Zell, procedendo-se de forma análoga para os restantes meses e para as restantes máquinas. De acordo com os valores da Tabela A.6 obtém-se:

$$\begin{aligned} \text{Consumo total corrigido (m}^3\text{)} &= \text{Consumo total} \times \text{fator de correção} \\ &= 134094 \times 1,9250 = 258\,130 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Consumo total PRM(A) (kWh)} &= \text{Consumo total PRM(A) (m}^3\text{)} \times \text{PCS} \left(\frac{\text{kWh}}{\text{m}^3} \right) = \\ &= 3,1 \times 10^5 \times 11,877 = 3,65 \times 10^6 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Para o PRM(B) este cálculo é realizado de forma análoga.

A conversão para tep e o cálculo das emissões gasosas foram realizadas de forma análoga à apresentada para a energia elétrica.



B. Balanços de massa e energia

Neste anexo apresentam-se os dados e os exemplos de cálculo referentes aos balanços de massa e de energia realizados à máquina de impregnar cordas Single End 2.

Como já referido, o cálculo das entalpias das várias correntes gasosas teve como estado de referência gás seco e a água líquida, ambos a 25 °C.

B.1. Determinação da entalpia das correntes de entrada

Entalpia do combustível

Na determinação da entalpia do combustível foi necessário proceder a leituras do consumo de gás natural num dado intervalo de tempo para os dois artigos em estudo.

Nas Tabela B.1 e na Tabela B.2 apresentam-se as medições do consumo de gás natural realizadas para os artigos N1 e N2, respetivamente, nos contadores de gás natural.

Tabela B.1 Consumo de gás natural medido nos contadores de gás natural para o artigo N1.

Estufa	v inicial (m ³)	v final (m ³)	v (m ³)	Δt leitura (min)
1	44 040,57	44 043,62	3,05	20
	44 051,28	44 054,17	2,89	20
	44 054,17	44 057,12	2,95	20
	44 057,12	44 060,07	2,95	20
2	53 142,93	53 146,27	3,34	20
	53 155,87	53 158,99	3,12	20
	53 158,99	53 162,23	3,24	20
	53 162,23	53 165,45	3,22	20



Tabela B.2 Consumo de gás natural medido nos contadores de gás natural para o artigo N2.

Estufa	v inicial (m ³)	v final (m ³)	v (m ³)	Δt leitura (min)
1	45 755,72	45 758,17	2,45	20
	45 758,17	45 760,45	2,28	20
	45 760,45	45 763,01	2,56	20
	45 763,01	45 765,11	2,10	20
2	55 214,47	55 217,60	3,13	20
	55 217,60	55 220,50	2,90	20
	55 220,50	55 223,75	3,25	20
	55 223,75	55 226,36	2,61	20

Com as medições realizadas calculou-se o volume médio de gás natural consumido e em seguida o caudal volumétrico.

Na Tabela B.3 apresentam-se os valores do volume médio de gás natural consumido e o respetivo caudal volumétrico total para os dois artigos.

Tabela B.3 Volume médio e caudal volumétrico de gás natural consumido para os artigos N1 e N2.

Artigo	v combustível (m ³)	v combustível (m ³ /h)
N1	6,19	18,6
N2	5,32	16,0

Determinado o caudal volumétrico de gás natural consumido procedeu-se ao cálculo do caudal mássico e da entalpia do combustível.

Em seguida apresenta-se um exemplo dos cálculos realizados para o artigo N1. O fator de correção do consumo de gás natural utilizado foi o valor médio do ano de 2019, obtido a partir da Tabela A.6 apresentada no Anexo A.

As constantes para o cálculo do calor específico do gás natural foram retiradas Tabela F.1 do Anexo F, considerando o gás natural apenas metano.

A massa volúmica do combustível foi obtida através da literatura. [14]

$$V_{\text{Combustível}} = \frac{6,19}{20} \times 60 = 18,6 \text{ m}^3/\text{h}$$



$$\dot{m}_{\text{combustível}} = V_{\text{Combustível}} \times \rho_{\text{combustível}} \times f_c$$

$$\dot{m}_{\text{combustível}} = 18,6 \times 0,8141 \times 1,8717 = 7,9 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$H_{\text{combustível}} = \dot{m}_i \times \int_{298}^T (a + bT + cT^2 + dT^3) dT$$

$$= 7,9 \times 10^{-3} \times 2,23 \times (25,6 - 25) =$$

$$= 1,1 \times 10^{-2} \text{ kW}$$

Para o artigo N2 os cálculos realizados foram análogos aos apresentados para o artigo N1.

Calor de reação

Para determinar o calor de reação do gás natural utilizaram-se as medições do consumo de gás natural realizadas nos contadores de cada uma das estufas da Single End 2, medições essas apresentadas na Tabela B.1 e na Tabela B.2 do Anexo B.1, para os artigos N1 e N2, respetivamente.

Com as medições realizadas calculou-se o volume médio de gás natural consumido e em seguida o respetivo caudal volumétrico, constando estes valores na Tabela B.3 do Anexo B.1. O exemplo destes cálculos encontram-se no mesmo anexo.

Determinado o caudal volumétrico de gás natural consumido foi possível determinar então o calor de reação à custa do valor do PCS já que o estado de referência considerado foi o de água líquida a 25 °C. O PCS utilizado foi o médio do ano de 2019, retirado da Tabela A.6 do Anexo A.

Em seguida apresenta-se um exemplo do cálculo do calor de reação para o artigo N1.

$$-\Delta H_{298} = V_{\text{Combustível}} \times \text{PCS} = 18,6 \times 1,8717 \times 11,855 = 412 \text{ kW}$$



O cálculo realizado para determinar o calor de reação para o artigo N2 foi análogo ao apresentado para o artigo N1.

Entalpia térmica do ar fresco

Para o cálculo da entalpia do ar fresco foi necessário medir a velocidade de entrada do mesmo pelas aberturas de entrada e saída da corda. Existe uma abertura de entrada e outra de saída da corda em cada uma das estufas da Single End 2. Em cada uma destas aberturas foi medida a velocidade de entrada do ar fresco em dois pontos junto às extremidades.

Na Figura B.1 apresenta-se um esquema das aberturas de entrada do ar fresco.

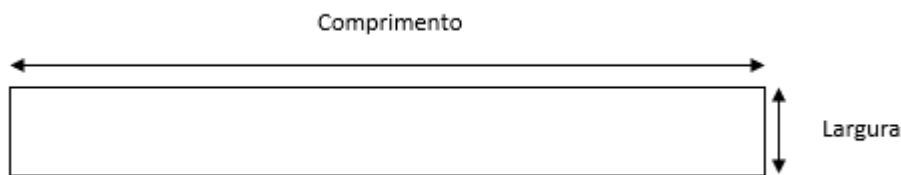


Figura B.1 Esquema e dimensões das aberturas de entrada de ar fresco.

As aberturas do ar fresco das duas estufas não apresentam as mesmas dimensões, tendo-se medido cada uma delas.

Na Tabela B.4 apresentam-se as medidas de cada uma das aberturas de entrada de ar fresco e a respetiva área.

Tabela B.4 Dimensões e área das aberturas de entrada de ar fresco.

Estufa	Comprimento (cm)	Largura (cm)	Área (m ²)
1 - Abertura de entrada da corda	79,5	7,0	0,06
1 - Abertura de saída da corda	79,5	4,5	0,04
2 - Abertura de entrada da corda	79,5	3,5	0,03
2 - Abertura de saída da corda	79,5	2,0	0,02



Nas Tabela B.5 e na Tabela B.6 apresenta-se as medições da velocidade de entrada do ar fresco efetuadas nas quatro aberturas, para o artigo N1 e para o artigo N2, respetivamente.

Tabela B.5 Velocidade de entrada do ar fresco nas diferentes aberturas para o artigo N1.

Estufa	Extremidade	Medição 1 - v (m ² /s)	Medição 2 - v (m ² /s)	Média
Estufa 1 - abertura de entrada da corda	1	8,2	8,3	9,1
	2	9,6	10,2	
Estufa 1 - abertura de saída da corda	1	6,7	6,4	6,9
	2	7,1	7,5	
Estufa 2 - abertura de entrada da corda	1	7,1	7,6	7,4
	2	7,6	7,2	
Estufa 2 - abertura de saída da corda	1	7,7	7,5	7,8
	2	7,9	8,2	

Tabela B.6 Velocidade de entrada do ar fresco nas diferentes aberturas para o artigo N2.

Estufa	Extremidade	Medição 1 - v (m/s)	Medição 2 - v (m/s)	Média
Estufa 1 - abertura de entrada da corda	1	9,2	8,9	9,5
	2	10,2	9,6	
Estufa 1 - abertura de saída da corda	1	7,1	7,2	7,4
	2	7,5	7,6	
Estufa 2 - abertura de entrada da corda	1	8,1	7,9	8,2
	2	8,6	8,1	
Estufa 2 - abertura de saída da corda	1	7,9	7,7	8,0
	2	8,2	8,1	

Medida a velocidade de entrada do ar fresco em cada uma das aberturas calculou-se, o caudal volumétrico de entrada de ar fresco. Na Tabela B.7 e na Tabela B.8 apresenta-se o caudal volumétrico de ar fresco obtido para cada uma das aberturas e o respetivo total para os dois artigos, N1 e N2.

Tabela B.7 Caudal volumétrico de ar fresco nas diferentes aberturas para o artigo N1.

Estufa	Caudal volumétrico (m ³ /s)
Estufa 1 - abertura de entrada da corda	0,5
Estufa 1 - abertura de saída da corda	0,2
Estufa 2 - abertura de entrada da corda	0,2
Estufa 1 - abertura de saída da corda	0,1
Soma	1,1



Tabela B.8 Caudal volumétrico de ar fresco nas diferentes aberturas para o artigo N2.

Estufa	Caudal volumétrico (m ³ /s)
Estufa 1 - abertura de entrada da corda	0,5
Estufa 1 - abertura de saída da corda	0,3
Estufa 2 - abertura de entrada da corda	0,2
Estufa 2 - abertura de saída da corda	0,1
Soma	1,1

Posteriormente determinou-se o caudal mássico de ar fresco húmido e com a humidade específica desta corrente foi possível calcular o caudal mássico de ar fresco seco e posteriormente a entalpia do ar fresco húmido.

Em seguida apresenta-se um exemplo dos cálculos realizados para o artigo N1.

O calor específico do ar seco e do vapor de água foram retirados da Tabela F.2 do Anexo F para a temperatura de 25°C. O calor latente de vaporização da água foi retirado da literatura. [15]

O exemplo de cálculo da massa volúmica desta corrente é apresentado no Anexo G.

Para o cálculo da humidade específica das correntes de ar fresco, para os artigos N1 e N2, recorreu-se à média da humidade relativa e da temperatura dos meses nos quais foram realizadas as medições, a partir dos dados metrológicos fornecidos pelo IPMA. As medições para o artigo N1 foram realizadas em maio e para o artigo N2 em agosto.

A pressão de saturação à temperatura média foi retirada da Tabela H.1 do Anexo H.

Na Tabela B.9 apresenta-se a pressão relativa, a temperatura, a pressão de saturação, a pressão do vapor, a humidade molar e a humidade específica para os dois artigos.

Tabela B.9 Pressão relativa, temperatura, pressão de vapor, humidade molar e humidade específica para os artigos N1 e N2.

	N1	N2
Yr(%)	62%	80%
T(°C)	17	19,2
P sat (kPa)	1,936	2,196
Pv (kPa)	1,200	1,756
Ym (kmol vapor/kmol ar seco)	0,012	0,018
Ye (kg vapor/kg ar seco)	0,007	0,011



$$P_v = Y_r \times P_{\text{sat}} = 0,62 \times 1,936 = 1,200 \text{ kPa}$$

$$Y_m = \frac{P_v}{P - P_v} = \frac{1,200}{100,91 - 1,200} = 0,012 \frac{\text{kmol vapor}}{\text{kmol ar seco}}$$

$$Y_e = 0,012 \times \frac{18}{28,9} = 0,007 \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg gás seco}}$$

O cálculo da área e do caudal volumétrico de ar fresco apresentados são para a abertura de entrada da corda da estufa 1.

$$A_{\text{estufa 1-abertura de entrada da corda}} = 79,5 \times 7 \times 10^{-4} = 0,06 \text{ m}^2$$

$$V_{\text{ar fresco}} = A_{\text{estufa 1-abertura de entrada da corda}} \times v_{\text{ar fresco}} = 0,06 \times 9,1 = 0,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar fresco húmido}} = \xi_{\text{ar fresco}} \times \rho_{\text{ar fresco}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar fresco húmido}} = 1,1 \times 1,17 = 1,27 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar seco}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar húmido}}}{(1 + Y_e)} = \frac{1,27}{(1 + 0,007)} = 1,26 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_{p_{\text{ar seco}}}(25^\circ\text{C}) = 6,972 \times \frac{4,18}{28,9} = 1,008 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p_{\text{vapor de água}}}(25^\circ\text{C}) = 8,024 \times \frac{4,18}{18} = 1,864 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$



$$\begin{aligned}
 H_{\text{ar fresco}} &= \dot{m}_{\text{sr fresco}} \times [\Delta H_{\text{vap}}_{\text{água}} \times Y_e + \\
 & \quad (c_{p_{\text{ar seco}}} + c_{p_{\text{vapor de água}}} \times Y_e) \times (T - 25)] \\
 &= 1,26 \times [2442,5 \times 0,007 + (1,008 + 1,864 \times 0,007) \times (27,5 - 25)] = \\
 & \quad = 26 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Para a obtenção da entalpia do ar fresco húmido para o artigo N2 procedeu-se de forma análoga à apresentada para o artigo N1.

Entalpia do ar de combustão

Para o cálculo da entalpia do ar de combustão foi necessário mediar a velocidade de entrada do mesmo pela grelha de admissão do ar de combustão, que se situa junto ao queimador, em cada uma das estufas da Single End 2. Para diminuir os erros de medição a conduta de admissão do ar de combustão foi dividida em 4 áreas iguais tendo-se efetuado duas medições em cada uma destas áreas.

Na Figura B.2 apresenta-se um esquema evidenciando a divisão efetuada para as medições nas grelhas de admissão do ar de combustão e as respetivas dimensões.

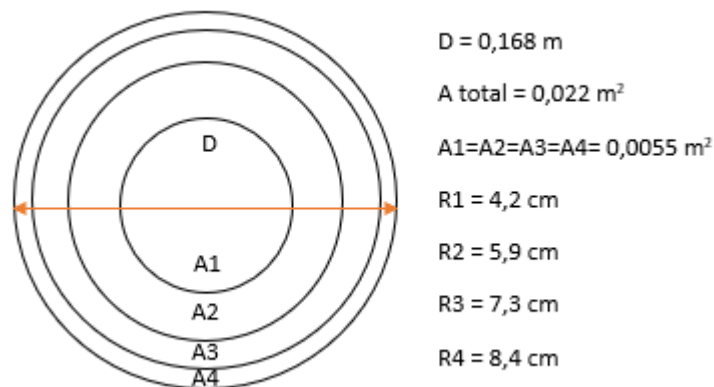


Figura B.2 Divisão e dimensões das grelhas de admissão do ar de combustão.



Na Tabela B.10 e na Tabela B.11 apresentam-se as velocidades do ar de combustão medidas nas duas grelhas de admissão para os dois artigos, N1 e N2, respetivamente.

Tabela B.10 Velocidade de entrada do ar de combustão para o artigo N1.

Grelha da estufa 1			
Ensaio	v ar de combustão húmido (m/s)		v média ar de combustão húmido (m/s)
	A1	24,2	24,2
A2	20,7	19,9	20,3
A3	8,2	8,9	8,6
Centro	18,4	19,2	18,8
Somatório			71,9
Grelha da estufa 2			
Ensaio	v ar de combustão húmido (m/s)		v média ar de combustão húmido (m/s)
	A2	23,4	24,2
A3	23,1	21,8	22,5
A4	6,8	7,5	7,2
Centro	21,9	19,8	20,9
Somatório			74,3

Tabela B.11 Velocidade de entrada do ar de combustão para o artigo N2.

Grelha 1			
Ensaio	v ar de combustão húmido (m/s)		v média ar de combustão húmido (m/s)
	A1	23,5	23,7
A2	19,6	20,1	19,9
A3	11,6	11,8	11,7
Centro	21,7	21,9	21,8
Somatório			77,0
Grelha 2			
Ensaio	v ar de combustão húmido (m/s)		v média ar de combustão húmido (m/s)
	A1	23,7	24,9
A2	17,9	17,9	17,9
A3	23,7	23,7	23,7
Centro	11,9	10,9	11,4
Somatório			77,3



Medida a velocidade de entrada do ar de combustão, em cada uma das grelhas de admissão, foi então possível calcular o caudal mássico de ar de combustão húmido e posteriormente, com a humidade específica da corrente, o caudal mássico de ar de combustão seco e a entalpia do ar de combustão húmido.

Em seguida apresenta-se um exemplo dos cálculos efetuados para o artigo N1.

O calor específico do ar seco e do vapor de água no ar foram retirados da Tabela F.2 apresentada no Anexo F para uma temperatura de 25°C, as conversões de unidades foram as mesmas realizadas para o ar fresco. O calor latente de vaporização da água foi retirado da literatura. [15]

No Anexo G é apresentada a massa volúmica desta corrente. A humidade específica do ar de combustão é igual à humidade específica do ar fresco, apresentada anteriormente.

$$A_{\text{Total}} = \pi \times r^2 = \pi \times \left(\frac{0,168}{2}\right)^2 = 0,022 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{ar de combustão húmido}} &= V_{\text{ar de combustão}} \times A_{\text{total}} \times \rho_{\text{ar de combustão}} \\ \dot{m}_{\text{ar de combustão húmido}} &= (71,9 + 74,3) \times \frac{0,022}{4} \times 1,18 = 0,96 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{\text{ar seco}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar húmido}}}{(1 + y_e)} = \frac{0,96}{(1 + 0,007)} = 0,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\begin{aligned} H_{\text{ar húmido}} &= \dot{m}_{\text{ar seco}} \times [\Delta H_{\text{vap}}_{\text{água}} \times Y_e + (c_{p_{\text{ar seco}}} + c_{p_{\text{vapor de água}}} \times Y_e) \times (T \\ &\quad - 25) \\ &= 0,95 * [2442,5 * 0,007 + (1,008 + 1,864 \times 0,007) \times (25,6 - 25)] = \\ &\quad = 18 \text{ kW} \end{aligned}$$

Na obtenção da entalpia do ar de combustão húmido para o artigo N2 os cálculos realizados foram análogos aos apresentados para o artigo N1.



Entalpia da corda em verde

Na determinação da entalpia da corda em verde foi necessário recolher dados como a velocidade de impregnação, o decitex da corda em verde e o comprimento da corda por bobine.

Na Tabela B.12 apresentam-se os dados recolhidos para os artigos N1 e N2, e a massa por bobine de corda em verde, obtida a partir do decitex.

Tabela B.12 Dados recolhidos para o cálculo da entalpia da corda em verde, para os artigos N1 e N2.

Artigo	v impregnação (m/s)	decitex (g/10 000m)	m corda verde (kg/bobine)	c corda em verde (m/bobine)
N1	300	1 960	7,84	40 000
N2	300	954	4,29	45 000

Em seguida apresenta-se o exemplo dos cálculos efetuados na determinação da entalpia da corda em verde para o artigo N1, tendo-se procedido de forma análoga para o artigo N2.

O calor específico da corda em verde foi retirado da literatura. [16]

$$m_{\text{corda em verde por bobine}} = \frac{\text{decitex} \times c_{\text{corda}}}{1000} = \frac{1960}{1000} \times 40000 = 7,84 \text{ kg}$$

$$\dot{m}_{\text{corda em verde}} = \frac{v_{\text{impregnação}} \times m_{\text{corda em verde por bobine}}}{C_{\text{corda em verde}}}$$

$$\dot{m}_{\text{corda em verde}} = \frac{300 \times 7,84}{40000} = 5,9 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$H_{\text{corda em verde}} = \dot{m}_i \times \int_{T_{\text{ref}}}^T c_{pi} dT =$$

$$= 5,9 \times 10^{-2} \times 1,7 \times (25,4 - 25) = 4,0 \times 10^{-2} \text{ kW}$$



Entalpia da solução de impregnação

Para determinar a entalpia da solução de impregnação foi necessário recolher dados como a composição da solução de impregnação, a massa de soluto gasta por quilograma de produto final, a velocidade de impregnação e o comprimento de corda por bobine, tudo valores fornecidos pela C - ITA.

Na Tabela B.13 apresentam-se os dados recolhidos para os dois artigos, N1 e N2, e a massa de solução de impregnação gasta por bobine de produto acabado, calculada a partir da massa de soluto por quilograma de produto acabado.

Tabela B.13 Dados recolhidos para o cálculo da entalpia da solução de impregnação, para os artigos N1 e N2.

Artigo	v impregnação (m/s)	m soluto/kg produto acabado	m corda verde (kg/bobine)	m _{DIP} /rolo (kg/bobine)	c corda em verde (m/bobine)
N1	300	0,405	8,15	3,3	40 000
N2	300	0,364	4,6	1,7	45 000

O calor específico da solução de impregnação é resultado da média ponderada entre o calor específico dos componentes desta solução.

A solução de impregnação tem a mesma composição para os dois artigos N1 e N2, sendo assim o poder calorífico o mesmo para os dois artigos.

Na Tabela B.14 apresentam-se os componentes da solução de impregnação, a respetiva percentagem em massa e o calor específico dos mesmos, para os dois artigos. [17]

Tabela B.14 Componentes da solução de impregnação e respetiva percentagem em peso e calor específico. [17]

Componente	% em peso	cp (kJ/kgK)	média ponderada
Água	59,39	4,18	2,48
Latex (40%)	35,00	1,74	0,61
Amónia (24%)	0,92	4,57	0,04
Resina (75%)	3,10	-	-
Formaldeído (37%)	1,60	2,33	0,04
			$\sum x_i c_{p_i} = 3,17$



Apresenta-se em seguida o exemplo do cálculo realizado para a determinação da entalpia da solução de impregnação para o artigo N1.

$$\frac{m_{DIP}}{\text{rolo}} = \frac{m \text{ soluto}}{\text{kg produto acabado}} \times m \frac{\text{corda impregnada}}{\text{bobine}} =$$

$$= 0,405 \times 8,15 = 3,3 \text{ kg/bobine}$$

$$\dot{m}_{\text{solução de impregnação}} = \frac{m_{DIP}}{\text{rolo}} \times v_{\text{impregnação}} \times \frac{1}{c_{\text{corda}}}$$

$$\dot{m}_{\text{solução de impregnação}} = \frac{3,3 \times 300}{40\,000} = 2,5 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_p = \sum y_i \times c_{p_i} =$$

$$= \frac{59,39}{100} \times 4,18 + \frac{35,00}{100} \times 1,74 + \frac{0,92}{100} \times 4,57 + \frac{1,60}{100} \times 2,33 = 3,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$H_{\text{solução de impregnação}} = \dot{m}_i \times \int_{T_{\text{ref}}}^T c_{p_i} dT =$$

$$= 2,5 \times 10^{-2} \times 3,17 \times (24,3 - 25) = -5,5 \times 10^{-2} \text{ kW}$$

Para o artigo N2 os cálculos realizados para a determinação da entalpia da solução de impregnação são análogos aos apresentados para o artigo N1.

B.2. Determinação da entalpia das correntes de saída e calor de reação

Entalpia da corda impregnada

Na determinação da entalpia da corda impregnada foi necessário recolher dados como a velocidade de impregnação, a massa de corda impregnada por rolo, o comprimento da corda impregnada por rolo e a fração de solução que fica retida na corda.



Na Tabela B.15 apresentam-se os dados recolhidos para os artigos N1 e N2.

Tabela B.15 Dados recolhidos para o cálculo da entalpia da corda impregnada, para os artigos N1 e N2.

Artigo	v impregnação (m/s)	m corda impregnada (kg/rolo)	c corda impregnada (m/rolo)	y DIP (kg solução/kg produto acabado)
N1	300	8,15	40 000	0,055
N2	300	4,60	45 000	0,050

Foi então determinada a entalpia da corda impregnada, recorrendo-se a fração de solução de impregnação retida na corda para o cálculo do poder calorífico da corda impregnada, que resulta de uma ponderação entre o calor específico da corda em verde e o calor específico da solução de impregnação .

Em seguida explicitam-se os cálculos realizados para a determinação da entalpia da corda impregnada para o artigo N1, tendo-se realizado cálculos similares para o artigo N2.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{corda impregnada}} &= v_{\text{impregnação}} \times \frac{m_{\text{corda impregnada}}}{c_{\text{corda}}} = \\ &= 300 \times \frac{8,15}{40\,000} = 6,1 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{\text{corda impregnada}} &= \dot{m}_i \times \int_{T_{\text{ref}}}^T c_{pi} dT = \\ &= 6,1 \times 10^{-2} \times [1,7 \times (1 - 0,055) + 3,17 \times 0,055] \times (235 - 25) = \\ &= 23 \text{ kW} \end{aligned}$$

Entalpia dos gases de exaustão

Foi necessário recolher dados como a percentagem de exaustão de cada uma das estufas, a capacidade dos exaustores e a temperatura de cada uma das estufas, para determinar a entalpia dos gases de exaustão húmidos.



Na Tabela B.16 apresentam-se os dados recolhidos para cada um dos artigos, N1 e N2.

Tabela B.16 Dados recolhidos para o cálculo da entalpia dos gases de exaustão, para os artigos N1 e N2.

Artigo	Estufa	Exaustão (%)	Capacidade do exaustor (m ³ /h)	T da estufa (°C)
N1	1	65	7 500	175
	2	60		235
N2	1	65		170
	2	60		235

O calor específico do ar seco e do vapor de água no ar seco foram retirados da Tabela F.2 do Anexo F para a temperatura dos gases de exaustão e o calor latente de vaporização foi retirado da literatura. [15]

A composição dos gases de exaustão foi aproximada à composição do ar, encontrando-se o cálculo da sua massa volúmica para a temperatura de cada uma das estufas no Anexo G.

A humidade molar da corrente foi retirada de uma análise aos gases de exaustão da Single End 2, realizada por uma empresa externa, encontrando-se na Tabela I.1 do Anexo I.

Em seguida apresenta-se o exemplo de cálculo realizado para o artigo N1.

Para o artigo N2 os cálculos realizados foram idênticos aos apresentados para o artigo N1.

$$Y_m = 0,0295 \frac{\text{kmol vapor}}{\text{kmol gás seco}}$$

$$Y_e = 0,0295 \times \frac{18}{28,9} = 0,0184 \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg gás seco}}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{gases de exaustão húmidos}} &= \% \text{ exaustão} \times \text{Capacidade do exaustor} \times \rho_{\text{gases de exaustão}} = \\ &= (65\% \times 7500 \times 0,79 + 60\% \times 7500 \times 0,69) = 1,93 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$



A temperatura dos gases de exaustão foi estimada. Considerando que os gases de exaustão das duas estufas se juntam apenas após percorrerem a tubagem do exaustor, na qual ocorrem perdas, foi realizado um balanço ao ponto de mistura, considerando que 10% da energia total das correntes se perde na passagem nessa tubagem.

Considerou-se $c_p = 1,015 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

$$\begin{aligned} H_1 + H_2 - \text{perdas} &= H_3 \\ H_1 + H_2 - 10\%(H_1 + H_2) &= H_3 \\ [(65\% \times 7500 \times 0,79) \times 1,015 \times (175 - 25) \\ + (60\% \times 7500 \times 0,69) \times 1,015 (235 - 25)] \times 0,9 \\ &= (65\% \times 7500 \times 0,79 + 60\% \times 7500 \times 0,69) \times 1,015 \times (T - 25) \\ T &= 184,2^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{\text{ar seco}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar húmido}}}{(1 + Y_e)} = \frac{1,93}{(1 + 0,0184)} = 1,90 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_{p \text{ ar seco}}(184,2^\circ\text{C}) = 7,021 * \frac{4,18}{28,9} = 1,015 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$c_{p \text{ vapor de água}}(184,2^\circ\text{C}) = 8,177 * \frac{4,18}{18} = 1,899 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$\begin{aligned} H_{\text{gases de exaustão húmidos}} &= \dot{m}_{\text{gases de exaustão secos}} \times [\Delta H_{\text{vap}} \text{ água} \times Y_e + \\ &\quad (c_{p \text{ ar seco}} + c_{p \text{ vapor de água}} \times Y_e) \times (T - 25)] \\ &= 1,90 \times [2442,5 \times 0,0184 + (1,015 + 1,899 \times 0,0184) \times (184,2 - 25)] = \\ &= 402 \text{ kW} \end{aligned}$$



B.3. Determinação das perdas térmicas

Conhecida a entalpia das correntes de entrada e saída do sistema é possível determinar as perdas térmicas.

Em seguida expõem-se os cálculos realizados para determinar as perdas térmicas para o artigo N1, tendo-se procedido de forma análoga para o artigo N2.

$$\begin{aligned}\dot{q} &= \Sigma H_{\text{saída}} - \Sigma H_{\text{entrada}} + (-\Delta H_{298}) = \\ &= 23 + 400 \\ &\quad - (1,1 \times 10^{-2} + 26 + 18 + 4,0 \times 10^{-2} - 5,5 \times 10^{-2}) + (-410) \\ &= 31 \text{ kW}\end{aligned}$$

Perdas térmicas pelas paredes das estufas

Na determinação das perdas térmicas pelas paredes das estufas da Single End 2 dividiu-se as estufas em várias áreas, nas quais se mediu a temperatura com um termómetro de contacto de modo a calcular a temperatura média associada a cada área.

Na Figura B.3 apresenta-se um esquema da parede lateral das estufas da Single End 2.

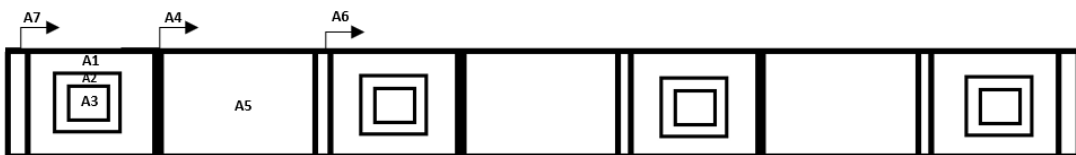


Figura B.3 Esquema da parede lateral das estufas da Single End 2.



Observando-se a Figura B.3 conclui-se que a parede lateral das estufas apresenta várias áreas iguais que se repetem ao longo da estufa. Com uma câmara termográfica verificou-se que as áreas iguais se encontravam a temperaturas iguais. Dividiu-se então a parede lateral em 7 áreas diferentes nas quais se mediu a temperatura.

Na Figura B.4 apresentam-se as dimensões das 7 áreas seleccionadas.

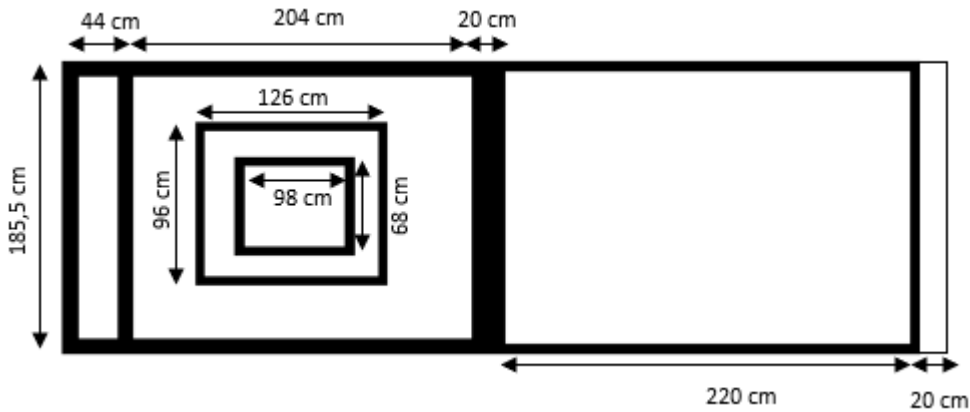


Figura B.4 Dimensões das áreas da parede lateral.

Assume-se que as duas paredes laterais terão as mesmas temperaturas e, tendo as mesmas dimensões terão, portanto, as mesmas perdas térmicas por convecção e por radiação.

A parede frontal junto ao queimador foi também dividida em diferentes áreas e medida a temperatura das mesmas.

Assumiu-se que as duas paredes frontais da máquina de impregnar cordas apresentam as mesmas perdas térmicas por convecção e por radiação.

Na Figura B.5 apresenta-se um esquema da parede frontal junto ao queimador.

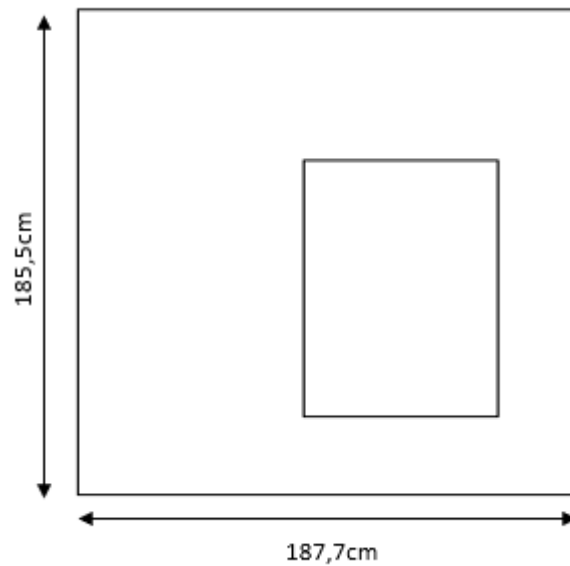


Figura B.5 Esquema da parede frontal, junto ao queimador, da Single End 2.

A parede frontal junto ao queimador apresenta uma caixa paralelepípedica que também foi dividida em diferentes áreas, apresentando-se na Figura B.6 um esquema com as dimensões da mesma.

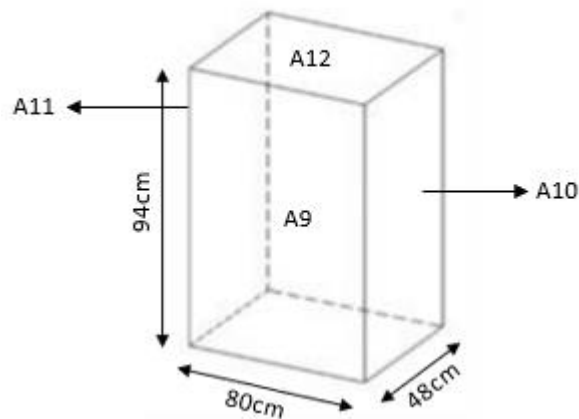


Figura B.6 Dimensões da caixa da parede frontal.

A conduta associada ao queimador apresenta duas zonas muito quentes, tendo-se medido a temperatura das mesmas e as suas dimensões.



Na Tabela B.17 apresentam-se as dimensões das duas zonas quentes da parede da conduta associada ao ventilador.

Tabela B.17 Dimensões das zonas quentes na conduta associada ao ventilador.

Área	L (cm)	c (cm)
A14	216	34
A15	83	31

Assumiu-se que as condutas associadas aos ventiladores das duas estufas têm as mesmas perdas térmicas.

Com as várias temperaturas médias e áreas foi então possível calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção associado a cada área e as respetivas perdas térmicas por convecção e por radiação.

Na

Tabela B.18, na Tabela B.19 e na Tabela B.20 apresentam-se as temperaturas medidas, a temperatura média, a área, os números de Grashof e de Prandtl, o coeficiente de transferência de calor por convecção e as perdas térmicas por convecção e por radiação para cada uma das áreas da parede lateral, da parede frontal e da parede da conduta associada ao ventilador, respetivamente.

Na

Tabela B.18 a área total corresponde à área medida multiplicada pelo número de vezes que essa área se repete ao longo da parede lateral.



Tabela B.18 Temperaturas, área, dimensão característica, propriedades físicas do ar, número de Grashof, número de Prandtl, coeficiente de transferência de calor por convecção e perdas por convecção e por radiação da parede lateral.

Parede lateral							
Área	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
T1	39,9	52,1	39,9	65,1	43,1	50,9	41,3
T2	37,2	72,2	42,8	63,6	40,6	52,5	38,3
T3	34,9	54	39,9	62,4	39,4	49,9	36,5
T4	33,2	48,2	38,4	50,3	40,1	44,3	35,7
T5	33,8	39,2	40,8		37,5		
T6	34,7	40,9	42,9		37,1		
T7	36,1	37,2			39,2		
T8	37,8	35,6			38,7		
T9	39				37		
T10	42,7				41,3		
T11	42,5				39,7		
T12	36,6				38,4		
Ts médio	37,4	47,4	40,8	60,4	39,3	49,4	38,0
Área (m ²)	33,4	0,5	0,7	0,4	4,1	0,4	0,8
A Total	2,6	2,2	2,0	1,1	12,2	1,1	1,6
L (m)	10,3	1,0	0,7	1,9	1,9	1,9	1,9
$\rho^2 g \beta / \mu^2$	1,9	1,11E+08	1,15E+08	1,03E+08	1,16E+08	1,10E+08	1,17E+08
Gr	1,17E+08	1,8E+09	4,1E+08	2,0E+10	7,4E+09	1,4E+10	6,4E+09
Pr	6,0E+09	0,705	0,705	0,704	0,705	0,705	0,705
Pr×Gr	0,705	1,3E+09	2,9E+08	1,4E+10	5,2E+09	9,9E+09	4,5E+09
h (W/(m ² K))	4,2E+09	3,3	2,8	3,9	2,7	3,4	2,5
Q convecção(kW)	2,5	1,3E-01	6,3E-02	1,3E-01	3,2E-01	7,5E-02	3,5E-02
Q radiação (kW)	2,0E-01	2,3E-01	1,3E-01	2,1E-01	6,8E-01	1,3E-01	7,8E-02



Tabela B.19 Temperaturas, área, dimensão característica, propriedades físicas do ar, número de Grashof, número de Prandlt, coeficiente de transferência de calor por convecção e perdas por convecção e por radiação da parede frontal.

Parede frontal					
Área	A8	A9	A10	A11	A12
T1	43,9	48,9	55	72,3	60
T2	52,8	50,5	54,5	73,3	55,6
T3	41	48,8	54,6	69,1	54,4
T4	44,2	41,8	65,2	63,8	57,4
T5	39,8	44,7	63,3	57,6	55,6
T6	46,5	41	65,1	55	54,9
T7	44,3	46,4			
T8	39,9	47,4			
T9	41,6	47,3			
T10	49,9				
T11	55,5				
T12	51,9				
Ts médio	45,9	46,3	59,6	65,2	56,3
Área (m ²)	3,5	0,752	0,4512	0,4512	0,384
L	1,9	0,9	0,9	0,9	0,6
$\rho^2 g \beta / \mu^2$	1,12E+08	1,12E+08	1,04E+08	1,00E+08	1,06E+08
Gr	1,2E+10	1,6E+09	2,6E+09	3,0E+09	7,5E+08
Pr	0,705	0,705	0,704	0,704	0,704
Pr×Gr	8,3E+09	1,1E+09	1,8E+09	2,1E+09	5,3E+08
h (W/(m ² K))	3,2	3,2	3,9	4,1	4,6
Q convecção(kW)	1,8E-01	4,0E-02	5,3E-02	6,6E-02	4,7E-02
Q radiação (kW)	3,3E-01	7,4E-02	8,4E-02	1,0E-01	6,3E-02



Tabela B.20 Temperaturas, área, dimensão característica, propriedades físicas do ar, número de Grashof, número de Prandlt, coeficiente de transferência de calor por convecção e perdas por convecção e por radiação da conduta associada ao ventilador.

Conduta associada aos ventiladores		
Área	A14	A15
T1	96,3	99,2
T2	97,4	112,7
T3	97,2	115,7
Ts médio	97,0	109,2
Área (m ²)	0,7	0,3
L	1,3	0,6
$\rho^2 g \beta / \mu^2$	6,94E+07	6,62E+07
Gr	9,2E+09	9,8E+08
Pr	0,696	0,696
Pr×Gr	6,4E+09	6,8E+08
h (W/(m ² K))	6,2	6,5
Q convecção(kW)	3,1E-01	1,3E-01
Q radiação (kW)	3,7E-01	1,6E-01

Calcularam-se as perdas totais pelas paredes e pelas paredes das condutas associadas aos ventiladores.

As áreas 12, 14 e 15 correspondem a superfícies horizontais e, portanto, a sua dimensão característica resulta da média ponderada das suas dimensões.

As restantes superfícies são verticais e a sua dimensão característica corresponde à altura da superfície.

Em seguida apresenta-se um exemplo do cálculo realizado para a área 1.

A temperatura ambiente no dia em que se realizaram as medições era de 29,4°C.

As propriedades físicas do ar e o número de Prandlt foram retirados da Tabela E.1 do Anexo E à temperatura média entre a superfície de transferência de calor e o ar ambiente.

A emissividade foi considerada 0,85.

$$T_{s\text{média}} = \frac{\sum T_i}{i} = 37,4^\circ\text{C}$$

$$A1 = [(204) * 185,5 - 126 * 96] \times 10^{-4} = 2,6 \text{ m}^2$$



$$A1_{\text{total}} = A1 \times n_{\text{repetições}} = 2,6 \times 4 = 10,3 \text{ m}$$

$$\text{Gr} = \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} = (185,5 \times 10^{-2})^3 \times 1,19 \times 10^8 \times (37,4 - 29,4) = 6,0 \times 10^9$$

$$\text{Pr} = 0,705$$

$$\text{Pr} \times \text{Gr} = 6,0 \times 10^9 \times 0,705 = 8,3 \times 10^9$$

Através da

Tabela B.21 retira-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção natural para a área 1 pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$h = 1,24 \times \Delta T^{\frac{1}{3}} = 1,24 \times (37,8 - 29,4)^{\frac{1}{3}} = 2,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



Tabela B.21 Correlações empíricas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção natural para ar a 1 atm. [15]

Geometria	Gr Pr	Equações	
		h (Btu/(h ft ² °F)) L ou D (ft) ΔT (°F)	h (W/(m ² K)) L ou D (m) ΔT (K)
Placas e tubos verticais	$10^4 - 10^9$	$h = 0,28(\Delta T/L)^{1/4}$	$h = 1,37(\Delta T/L)^{1/4}$
	$> 10^9$	$h = 0,18(\Delta T)^{1/3}$	$h = 1,24(\Delta T)^{1/3}$
	$10^3 - 10^9$	$h = 0,27(\Delta T/D)^{1/4}$	$h = 1,32(\Delta T/D)^{1/4}$
	$> 10^9$	$h = 0,18(\Delta T)^{1/3}$	$h = 1,24(\Delta T)^{1/3}$
Placas horizontais: com a superfície superior aquecida ou a superfície inferior arrefecida	$10^5 - 2 \times 10^7$	$h = 0,27(\Delta T/L)^{1/4}$	$h = 1,32(\Delta T/L)^{1/4}$
	$2 \times 10^7 - 3 \times 10^{10}$	$h = 0,22(\Delta T)^{1/3}$	$h = 1,52(\Delta T)^{1/3}$
Placas horizontais: com a superfície superior aquecida ou a superfície inferior arrefecida	$3 \times 10^4 - 3 \times 10^{10}$	$h = 0,12(\Delta T/L)^{1/4}$	$h = 0,59(\Delta T/L)^{1/4}$

$$Q_{\text{convecção}} = Ah(T_s - T_a) = (10,3 \times 2,5 \times (37,4 - 29,4)) \times 10^{-3} = 2,0 \times 10^{-1} \text{ kW}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{radiação}} &= A\sigma\varepsilon(T_s^4 - T_a^4) \\ &= [10,3 \times 5,67 \times 10^{-8} \times 0,85 \times ((37,4 + 273)^4 - (29,43 + 273)^4)] \times 10^{-3} \\ &= 4,5 \times 10^{-1} \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{convecção}} &= \sum Q_{\text{convecção parede lateral}} \times n_{\text{paredes laterais}} + \\ &+ \sum Q_{\text{convecção parede frontal}} n_{\text{paredes frontais}} + \sum Q_{\text{convecção conduta ventilador}} \times n_{\text{condutas}} \\ &= 6 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{radiação}} &= \sum Q_{\text{radiação parede lateral}} \times n_{\text{paredes laterais}} + \\ &+ \sum Q_{\text{radiação parede frontal}} \times n_{\text{paredes frontais}} + \sum Q_{\text{radiação conduta ventilador}} \times n_{\text{condutas}} = \\ &= 11 \text{ kW} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} Q_{\text{total paredes das estufas}} &= Q_{\text{convecção}} + Q_{\text{radiação}} = 7,0 \times 10^1 + 1,1 \times 10^1 = \\ &= 18 \text{ kW} \end{aligned}$$



C. Otimização energética

Neste anexo apresentam-se os dados e os exemplos de cálculo referentes às medidas de otimização energética para a Single End 2.

C.1. Aumento da temperatura das correntes de entrada

Na avaliação da influência do aumento da temperatura de entrada do ar de combustão, do ar fresco e do combustível realizou-se uma análise energética teórica, recorrendo aos balanços de energia apresentados no capítulo 5, alterando apenas a temperatura de entrada do ar de combustão, do ar fresco e do combustível, mantendo todos os outros parâmetros inalterados.

Na Tabela C.1 apresentam-se as entalpias das correntes de entrada e saída do sistema e as perdas térmicas, obtidas no capítulo 5 e utilizadas para a análise energética, para os artigos N1 e N2.

Tabela C.1 Potência térmica das correntes de entrada e saída, calor de reação e perdas térmicas para os artigos N1 e N2.

Artigo	N1	N2
Potência térmica do combustível (kW)	1,1E-02	7,4E-02
Potência térmica do ar fresco (kW)	26	42
Potência térmica do ar de combustão (kW)	18	31
Potência térmica da corda em verde (kW)	4,0E-02	1,7E-01
Potência térmica da solução de impregnação (kW)	-5,5E-02	1,4E-01
Calor da reação (kW)	412,0	354,1
Somatório das entalpias de entrada (kW)	456	428
Potência térmica das cordas impregnadas (kW)	23	11
Potência térmica dos gases de exaustão (kW)	402	400
Somatório das entalpias de saída (kW)	425	411
Perdas térmicas (kW)	31	17

Aumento da temperatura do ar de combustão

Para a análise da influência do aumento da temperatura do ar de combustão consideraram-se as temperaturas de entrada do mesmo 40 °C, 50 °C e 60 °C, comparando-se os valores do



consumo de gás natural com o consumo para uma temperatura de entrada do ar de combustão de 25,6 °C e de 29,6 °C, para os artigos N1 e N2 respetivamente, temperaturas estas medidas para a realização dos balanços de energia apresentados no capítulo 5.

As propriedades do combustível utilizadas foram as mesmas que para os balanços de massa e energia.

O caudal de entrada do ar de combustão utilizado foi o determinado nos balanços de massa ao sistema, calculando-se a entalpia da corrente para as diferentes temperaturas.

Através da equação 5.3 determinou-se o consumo de gás natural para as temperaturas de entrada do ar de combustão impostas e posteriormente o custo e as emissões gasosas associadas.

Em seguida apresenta-se o exemplo de cálculo realizado para o artigo N1 para a temperatura de entrada do ar de combustão de 40 °C.

Os valores para o cálculo do caudal de combustível foram retirados da Tabela C.1.

$$\begin{aligned} H_{\text{ar húmido}} &= \\ &= 0,95 \times [2442,5 * 0,007 + (1,008 + 1,864 \times 0,007) \times (40 - 25)] = \\ &= 32 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\dot{q} = \sum H_{\text{saída}} - \sum H_{\text{entrada}} + (-\Delta H_{298})$$

$$\begin{aligned} \dot{q} = & H_{\text{corda impregnada}} + H_{\text{gases de exaustão}} - H_{\text{combustível}} - H_{\text{ar fresco}} - H_{\text{ar de combustão}} - \\ & - H_{\text{corda em verde}} - H_{\text{solução de impregnação}} + (-\Delta H_{298}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{\text{combustível}} - (-\Delta H_{298}) = & H_{\text{corda impregnada}} + H_{\text{gases de exaustão}} - H_{\text{ar fresco}} - \\ & H_{\text{ar de combustão}} - H_{\text{corda em verde}} - H_{\text{solução de impregnação}} - \dot{q} \end{aligned}$$



$$V_{\text{combustível}} = \frac{[23 + 402 - 26 - 32 - 4,0 \times 10^{-2} - (-5,5 \times 10^{-2}) + 31]}{0,8141 \times 1,8717 \times 2,23 \times (25,6 - 25) + 11,855 \times 1,8717}$$

$$= \frac{16\text{m}^3}{\text{h}}$$

Para as outras temperaturas e para o artigo N2 o cálculo realizado foi o mesmo, alterando apenas a temperatura de entrada do ar fresco.

As horas de trabalho anuais da Single End 2 são 7100. O custo do kWh de gás natural utilizado foi 0,023145 € e foi retirado de uma fatura de gás natural da empresa.

Os fatores de conversão utilizados foram os apresentados na Tabela A.1 do Anexo A.

$$\text{Consumo gás natural} = 16 \times 1,8717 \times 11,855 \times 7100 = 2588732 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}}$$

$$\text{Custo} = 2588732 \times 0,023145 = 59916 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

$$\text{Poupança} = 67712 - 59916 = 7796 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

$$\text{Emissões gasosas} = 2588732 \times 7,73 \times 10^{-5} \times 2,684 = 537 \frac{\text{tCO}_2\text{eq}}{\text{ano}}$$

$$\text{Redução das emissões gasosas} = 607 - 537 = 70 \frac{\text{tCO}_2\text{eq}}{\text{ano}}$$

Na Tabela C.2 e na Tabela C.3 apresentam-se a variação do caudal volumétrico de gás natural para as diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão relativos aos artigos N1 e N2, respetivamente, utilizado na realização dos cálculos apresentados anteriormente.



Tabela C.2 Variação do caudal volumétrico de gás natural com o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão para o artigo N1.

Temperatura (°C)	25,6	40	50	60
Consumo (m ³ /h)	19	16	16	16

Tabela C.3 Variação do caudal volumétrico de gás natural com o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão para o artigo N2.

Temperatura (°C)	29,6	40	50	60
Consumo (m ³ /h)	16	9	9	8

Aumento da temperatura do ar fresco

Para a análise da influência do aumento da temperatura do ar fresco consideraram-se as temperaturas de entrada do mesmo de 40 °C, 50 °C e 60 °C, comparando-se os valores do consumo de gás natural com o consumo para uma temperatura de entrada do ar de combustão de 27,5 °C e de 29,9 °C, para os artigos N1 e N2 respetivamente, temperaturas estas medidas para a realização dos balanços de energia apresentados no capítulo 5.

As propriedades do combustível utilizadas foram as mesmas que para os balanços de massa e energia.

O caudal de entrada do ar fresco utilizado foi o determinado nos balanços de massa ao sistema, calculando-se a entalpia da corrente para as diferentes temperaturas.

Através da equação 5.3 determinou-se o consumo de gás natural para as novas temperaturas do ar fresco e posteriormente o custo e as emissões gasosas associadas.

Os cálculos realizados são análogos aos realizados para o aumento de temperatura do ar de combustão, variando a temperatura de entrada do ar fresco.

Os valores para o cálculo do caudal de combustível foram retirados da Tabela C.1.

Na Tabela C.4 e na Tabela C.5 apresentam-se a variação do caudal volumétrico de gás natural com a alteração da temperatura de entrada do ar fresco relativos aos artigos N1 e N2, respetivamente, utilizado na realização dos cálculos.



Tabela C.4 Variação do caudal volumétrico de gás natural com o aumento da temperatura de entrada do ar fresco para o artigo N1.

Temperatura (°C)	27,5	40	50	60
Consumo(m ³ /h)	19	16	16	15

Tabela C.5 Variação do caudal volumétrico de gás natural com o aumento da temperatura de entrada do ar fresco para o artigo N2.

Temperatura (°C)	27,5	40	50	60
Consumo(m ³ /h)	16	9	8	8

Aumento da temperatura do gás natural

Para a análise da influência do aumento da temperatura do combustível considerou-se a temperatura de entrada do mesmo de 30 °C e 35 °C, comparando-se com o consumo de gás natural para uma temperatura de entrada do combustível de 25,6°C, para o artigo N1, temperatura esta medida para a realização dos balços de energia apresentados no capítulo 5.

As propriedades do combustível utilizadas foram as mesmas que para os balanços de massa e energia.

Através da equação 5.3 determinou-se o consumo de gás natural para as novas temperaturas de entrada do combustível e posteriormente o custo e as emissões gasosas associadas.

Os cálculos realizados são análogos aos realizados para o aumento de temperatura do ar de combustão, variando a temperatura de entrada do combustível.

Os valores para o cálculo do caudal de combustível foram retirados da Tabela C.1.

Na Tabela C.6 apresenta-se a variação do caudal volumétrico de gás natural com a alteração da temperatura de entrada do combustível para o artigo N1, utilizado na realização dos cálculos.

Tabela C.6 Variação do caudal volumétrico de gás natural com o aumento da temperatura de entrada do combustível para o artigo N1.

Temperatura (°C)	25,6 °C	30 °C	35°C
Consumo (m ³ /h)	19	11	7



C.2. Reaproveitamento energético dos gases de exaustão

Os gases de exaustão quando saem das estufas da Single End 1 e da Single End 2 ainda têm muita energia disponível para ser utilizada.

Foram estudadas duas situações em que os gases de exaustão da Single End 1 foram reaproveitados para aquecer o ar fresco num permutador de calor.

Este estudo foi realizado para um volume de gases de exaustão de 40 % e de 60 %.

É necessário analisar se energeticamente este aquecimento é possível, realizando os balanços de energia ao permutador, e determinar as características do permutador em questão.

É ainda importante analisar as poupanças que advêm deste aproveitamento energético e comparar com os custos de investimento.

Situação 1

Na primeira situação estudada para o reaproveitamento dos gases de exaustão estes serão utilizados no aquecimento de 50 % do ar fresco necessário para a Single End 1 e para a Single End 2.

Em seguida apresenta-se um exemplo dos cálculos realizados para o volume de gases de exaustão de 40%.

Balanço de massa à Single End 1

Na Figura C.1 apresenta-se um esquema da Single End 1, usado para a realização dos balanços de massa.

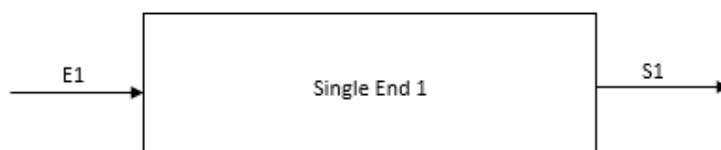


Figura C.1 Esquema da Single End 1.



A temperatura dos gases de exaustão da Single End 1 foi considerada a temperatura média de funcionamento das estufas que corresponde a 216,3 °C.

A humidade molar dos gases de exaustão da Single End 1 foi obtida através de uma análise aos gases de exaustão realizada por uma empresa externa, constando este valor na Tabela I.2 do Anexo I.

$$Y_m = 0,0286 \frac{\text{kmol vapor}}{\text{kmol ar seco}}$$

$$Y_e = 0,0286 \times \frac{18}{28,9} = 0,0178 \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg gás seco}}$$

$$\begin{aligned} V_{S1} &= \text{Capacidade do exaustor} \times \text{Volume gases de exaustão} \times n_{\text{estufas}} \\ &= 15\,000 \times 40\% \times 4 = 24\,000 \frac{m^3}{h} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{\text{ar húmido}}_{S1} = \frac{P \times V}{R_{\text{ar}} T} = \frac{101\,300 \times 24\,000}{287,7 \times (216 + 273)} = 17\,266 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar seco}}_{S1} = \frac{\dot{m}_{\text{ar húmido}}}{1 + y_e} = \frac{17\,266}{1 + 0,0178} = 16\,964 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Na Tabela C.7 apresenta-se a humidade relativa e a pressão atmosférica consideradas para o ar fresco. Estes valores correspondem à média do ano 2019, calculada através dos dados fornecidos pelo IPMA.

Tabela C.7. Dados climatéricos locais médios do ano de 2019.

Yr (%)	74%
Patm (kPa)	101,04



Considera-se que o ar fresco entra nas Single End a 25 °C.

O valor da pressão de saturação a 25 °C foi retirado da Tabela H.1 do Anexo H.

$$P_v = Y_r(\%) \times P_{\text{sat}} = 0,74 \times 3,166 = 2,343 \text{ kPa}$$

$$Y_m = \frac{P_v}{P - P_v} = \frac{2,342}{101,04 - 2,343} = 0,024 \frac{\text{kmol vapor}}{\text{kmol ar seco}}$$

$$Y_e = Y_m \times \frac{18}{28,9} = 0,024 \times \frac{18}{28,9} = 0,015 \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg ar seco}}$$

$$\dot{m} \text{ ar seco}_{S_1} = \dot{m} \text{ ar seco}_{E_1} = 16\,964 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} \text{ ar húmido}_{E_1} &= \dot{m} \text{ ar seco}_{E_1} \times (1 + Y_e) = 16\,964 \times (1 + 0,015) = \\ &= 17\,266 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Balço de massa à Single End 2

Na Figura C.2 apresenta-se um esquema da Single End 2, usado para a realização dos balanços de massa.

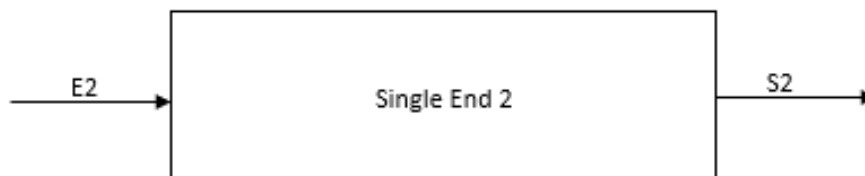


Figura C.2 Esquema da Single End 2.



A temperatura dos gases de exaustão foi estimada. Considerando que os gases de exaustão das duas estufas se juntam apenas após passarem na tubagem do ventilador, na qual ocorrem perdas, foi realizado um balanço ao ponto de mistura, considerando que 10% da energia total das correntes se perde na passagem nessa tubagem. Este balanço já foi apresentado no Anexo B.2 e a temperatura obtida foi de 184,2 C.

A humidade molar dos gases de exaustão da Single End 2 foi retirada da Tabela I.1 do Anexo I . O cálculo da humidade específica desta corrente já foi apresentado no Anexo B.2.

$$Y_e = 0,0184 \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg gás seco}}$$

$$\begin{aligned} V_{S2} &= \text{Capacidade do exaustor} \times \text{Volume gases de exaustão} \times n_{\text{estufas}} \\ &= 7\,500 \times 40\% \times 2 = 6\,000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{\text{ar húmido}}_{S2} = \frac{P \times V}{R_{\text{ar}} T} = \frac{101\,300 \times 6\,000}{287,7 \times (184,2 + 273)} = 4\,620 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar seco}}_{S2} = \frac{\dot{m}_{\text{ar húmido}}}{1 + Y_e} = \frac{4\,620}{1 + 0,0184} = 4\,536 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar seco}}_{S2} = \dot{m}_{\text{ar seco}}_{E2} = 4\,536 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{ar húmido}}_{E2} &= \dot{m}_{\text{ar seco}}_{E2} \times (1 + Y_e) = 4\,536 \times (1 + 0,015) = \\ &= 4\,603 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$



Balanco de energia ao permutador de calor

Na Figura C.3 apresenta-se um esquema do permutador de calor com os dados das correntes de entrada e saída.

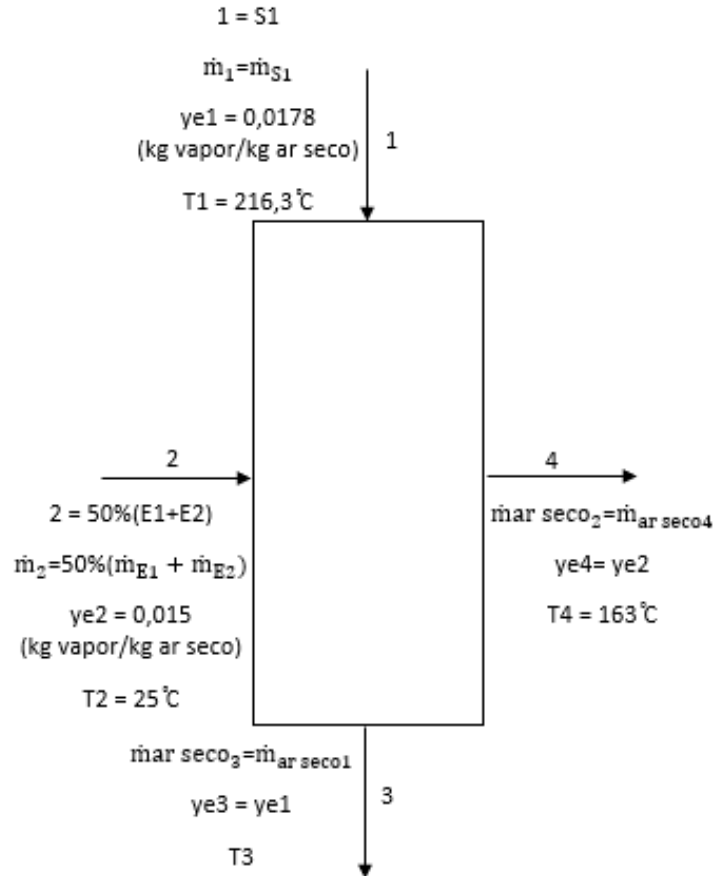


Figura C.3 Esquema do permutador de calor e dados das correntes de entrada e saída.

$$\dot{m}_{ar\ seco\ 2} = 50\% (\dot{m}_{E1} + \dot{m}_{E2}) = 50\% \times (17\ 215 + 4\ 603) = 107\ 50 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$H_1 + H_2 = H_3 + H_4$$

$$-(H_3 - H_1) = H_4 - H_2$$



$$-\left[(1,008 + 1,864 \times Ye1) \times (T_3 - T_1)\right] \times \dot{m}_{ar\ seco\ 1} \\ = \left[(1,008 + 1,864 \times Ye2) \times (T_4 - T_2)\right] \times \dot{m}_{ar\ seco\ 2}$$

$$-\left[(1,008 + 1,864 \times 0,0178) \times (T_3 - 216,3)\right] \times 16\ 964 \\ = \left[(1,008 + 1,864 \times 0,015) \times (163 - 25)\right] \times 10\ 750$$

$$\Leftrightarrow T_3 = 129^\circ\text{C}$$

$$q = \frac{(1,008 + 1,864 \times 0,0178) \times (216,3 - 129) \times 16\ 964}{3\ 600} = 428\ \text{kW}$$

$$q = U \times A \times \Delta T_{ml} \times Ft$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - T_4) - (T_3 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2}\right)} = \frac{(216,3 - 163)(129 - 25)}{\ln\left(\frac{216,3 - 163}{129 - 25}\right)} = 75,9^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{T_2 - T_4}{T_3 - T_1} = \frac{25 - 163}{129 - 216,3} = 1,6$$

$$S = \frac{T_3 - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{129 - 216,3}{25 - 216,2} = 0,46$$

$$Ft = 0,72$$

O fator de correção para o permutador foi retirado do gráfico da Figura C.4.

$$UA = \frac{428}{75,9 \times 0,72} = 7,8 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

Por consulta em bibliografia o valor de U para permutadores de fluxo cruzado a P = 1 atm e escoamento gás/gás pode variar entre:

$$6 < U\ (\text{W}/\text{m}^2.\text{K}) < 34\ [13]$$



Então:

$$229 < A \text{ (m}^2\text{)} < 1\,300$$

A empresa externa consultada propôs para o aquecimento pretendido um permutador vertical com 517 tubos, cada um com um comprimento de 4 m e um diâmetro de 40 mm.

$$A = 2 \times \pi \times r \times L \times nt = 2 \times \pi \times \frac{0,04}{2} \times 4 \times 517 = 260 \text{ m}^2$$

Então, o permutador proposto pela empresa consultada tem a capacidade para o aquecimento necessário.

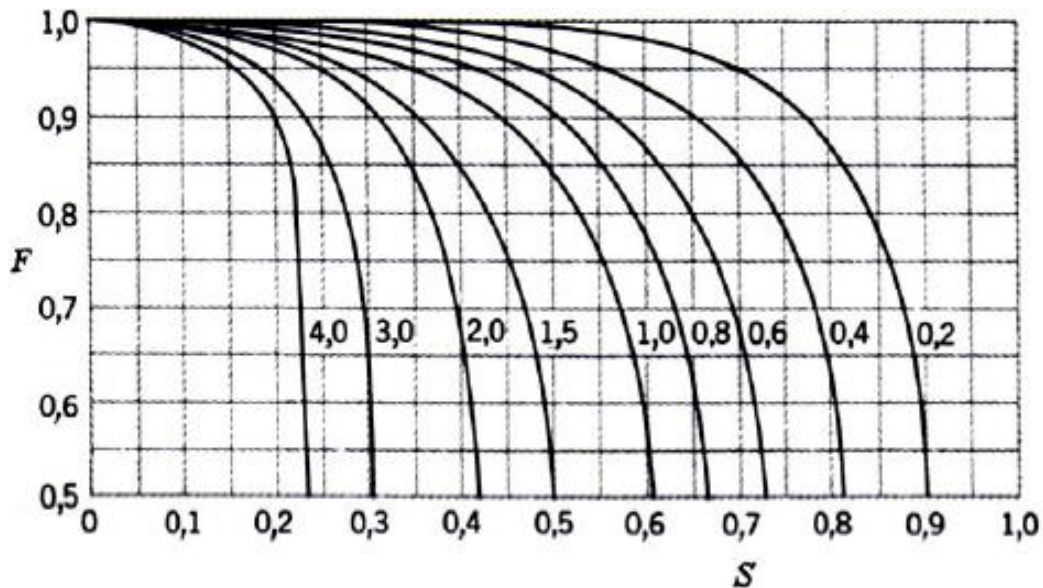


Figura C.4 Fator de correlação para um permutador de fluxo cruzado, um dos fluidos misturados e outro não misturado. [13]

Como já referido anteriormente a Single End 1 e a Single End 2 trabalham anualmente 7100 h.

$$E = q \times t = 428 \times 7\,100 = 3,0 \times 10^6 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}}$$



$$\text{Poupança} = E \times \text{Custo do kWh gás natural} = 3,0 \times 10^6 \times 0,023145 = 70\,363 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

O custo do kWh de gás natural foi o utilizado anteriormente, retirado de uma fatura de gás natural da C - ITA.

Para o volume de gases e exaustão de 60 % os cálculos efetuados foram os mesmos exceto no cálculo do caudal volumétrico de gases de exaustão a sair das estufas das Single End em que se usa os 60 % em vez dos 40 %.

Situação 2

Na segunda situação estudada para o reaproveitamento dos gases de exaustão da Single End 1 estes serão reutilizados para o aquecimento do ar fresco que entra de forma natural pelas novas entradas de ar fresco das estufas da Single End 2, que se encontram atualmente fechadas.

Em seguida apresenta-se um exemplo dos cálculos realizados para o volume de gases de exaustão de 40 %.

Foi então necessário medir o caudal de ar fresco que entrava naturalmente pelas novas entradas de ar fresco quando estas são abertas. Para tal abriu-se gradualmente as aberturas, de modo a não causar nenhuma perturbação repentina no normal funcionamento da máquina e mediu-se a velocidade de entrada do ar com um anemómetro de turbina (testo 450).

Na Tabela C.8 e na Tabela C.9 apresentam-se as velocidades de entrada do ar fresco medidas para uma abertura da nova entrada de ar fresco de 25 %, 50 %, 75 % e 100 %, para as estufas 1 e 2, respetivamente.



Tabela C.8 Velocidades de entrada do ar fresco na nova entrada da estufa 1 da Single End 2.

	25%	50%	75%	100%
1	7,1	24,5	39,9	49,5
2	5,1	21,2	28,6	51,2
3	5	20,8	28,5	48,6
4	5,9	23	30,4	46,1
Centro	5,2	21,8	25,3	48,1
Média	5,7	22,3	28,2	48,7

Tabela C.9 Velocidades de entrada do ar fresco na nova entrada da estufa 2 da Single End 2.

	25%	50%	75%	100%
1	13,1	26,7	38,1	51,7
2	8,8	20,6	28,9	50,6
3	9,7	18,5	28,5	41,9
4	9,9	20,5	26,5	39,1
Centro	8,9	17,0	24,1	37,4
Média	10,1	20,7	27,0	44,1

Medidas as velocidades do ar fresco para cada uma das percentagens de abertura calculou-se o respetivo caudal de entrada de ar fresco.

Na Tabela C.10 apresentam-se os caudais mássicos obtidos para cada uma das percentagens de abertura das duas estufas.

Tabela C.10 Caudal mássico de entrada do ar fresco pelas novas aberturas das estufas da Single End 2.

Estufa	Abertura	v (m/s)	Área (m ²)	ρ (kg/m ³)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m} (kg/h)
1	25%	5,7	0,025	1,18	0,170	613
	50%	22,3			0,670	2412
	75%	28,2			0,849	3055
	100%	48,7			1,466	5276
2	25%	10,1			0,303	1092
	50%	20,7			0,622	2238
	75%	27,0			0,813	2925
	100%	44,1			1,328	4782



Na situação 2 de reaproveitamento dos gases de exaustão pretende-se então aquecer o caudal mássico de ar fresco que entra nas duas estufas da Single End 2 para uma abertura de 100 %.

$$\dot{m}_{\text{ar húmido } 2} = 5276 + 4782 = 10\,058 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

O caudal de ar fresco a aquecer será então de 10 058 kg/h.

Na situação 2 não é necessário realizar os balanços de massa à Single End 1 e à Single End 2 uma vez que já se conhece o caudal mássico de ar fresco a aquecer no permutador. Todos os outros cálculos efetuados são análogos aos realizados para a situação 1, tendo-se analisado para os mesmos volumes de gases de exaustão, 40 % e 60 %.

Na Tabela C.11 apresentam-se resultados dos cálculos obtidos para as duas situações em estudo e para os dois volumes de exaustão.

Tabela C.11 Resultados dos cálculos realizados para as duas situações e os dois volumes de gases de exaustão em estudo.

Volume gases de exaustão	Situação 1		Situação 2	
	40%	60%	40%	60%
R	1,6	1,6	1,7	2,6
S	0,46	0,46	0,42	0,28
Ft	0,72	0,72	0,78	0,87
ΔT_{ml} (°C)	75,9	75,9	78,6	88,9
q (kW)	428	642	395	396
UA (kW/K)	7,8	11,8	6,4	5,1
Poupança (€/ano)	70 363	105 545	64 897	65 018



D. Sistema Eco Vac

D.1. Condições atuais

Para as exaustões atuais, 65 % na estufa 1 e 60 % na estufa 2, foram registados os valores de pressão diferencial, consumo de gás natural e condições climatéricas ao longo de vários dias de modo a analisar as condições atuais, sendo estes valores apresentados na Tabela D.1.

Tabela D.1 Pressão diferencial, consumo de gás natural e condições atmosféricas registadas para a exaustão atual das estufas da Single End 2.

Estufa 1			Estufa 2			Condições climatéricas		
ΔP (mbar)	Consumo de gás natural (m ³)	Consumo de gás natural (kWh)	ΔP (mbar)	Consumo de gás natural (m ³)	Consumo de gás natural (kWh)	T (°C)	Humidade (%)	Pressão atmosférica (mbar)
0,529	38,18	452,7	0,952	44,62	529,0	24,9	48,5%	1 028,8
0,588	39,88	472,8	0,937	45,63	472,8	22,4	34,7%	1 032,3
0,548	41,13	487,6	0,928	48,46	487,6	25,2	32,8%	1 028,7
0,572	46,42	550,3	0,924	56,79	673,2	22,9	34,1%	1 024,5
0,553	44,07	522,4	0,939	41,56	492,6	23,7	40,0%	1 024,9
0,539	46,93	551,9	0,908	53,49	629,0	23,1	46,0%	1 030,6
0,538	40,97	481,9	0,916	46,78	550,1	25,1	43,1%	1 030,1
0,514	40,76	479,3	0,923	47,51	558,8	22,9	41,8%	1 027,2
0,508	41,76	498,0	0,946	49,86	594,5	25,3	55,2%	1 024,4
0,535	43,94	524,0	0,923	51,37	612,6	27,4	51,7%	1 024,1
0,532	38,48	456,2	0,685	41,78	494,4	30,1	54,0%	1 013,0

Para a conversão do consumo de gás natural em kWh utilizou-se o PCS médio referente ao ano de 2019, apresentado na Tabela A.6 do Anexo A.2.

D.2. Implementação do sistema Eco Vac

Para a implementação do sistema Eco Vac é necessário determinar a valor de set point da pressão diferencial para cada uma das estufas que dará origem à menor exaustão possível em cada instante e conseqüentemente a um menor consumo de gás natural.



Para a determinação da pressão diferencial a impor procedeu-se à redução da exaustão das estufas até um valor mínimo, tendo-se para esse valor de exaustão registado a pressão diferencial, que será o mínimo possível e o valor a impor no sistema Eco Vac.

À medida que a exaustão foi sendo reduzida em cada uma das estufas registou-se o consumo de gás natural, para verificar qual a variação do mesmo.

Na Tabela D.2 apresenta-se o consumo de gás natural medido em cada uma das estufas com a redução da exaustão.

Tabela D.2 Consumo de gás natural medido nos contadores de gás natural para as diferentes exaustões.

Estufa	% Exaustão	Gás natural inicial (m ³)	Gás natural final (m ³)	Consumo de gás natural (m ³)	Δt leitura (min)	Consumo de gás natural (m ³ /h)
1	65	45 957,88	45 962,04	4,16	30	8,32
	60	46 121,32	46 125,27	3,95		7,90
	55	46 141,57	46 145,12	3,55		7,10
2	60	55 475,42	55 481,11	5,69		11,38
	50	55 482,22	55 486,68	4,46		8,92
	40	55 493,11	55 496,82	3,71		7,42
	30	55 497,78	55 501,12	3,34		6,68

Após determinar o caudal volumétrico consumido pôde então determinar-se o consumo anual em kWh, o custo e as emissões gasosas associados a esse consumo, a redução percentual e a poupança anual.

Na Tabela D.3 apresenta-se a redução do consumo e a poupança obtida para cada uma das estufas com a redução da exaustão.



Tabela D.3 Redução do consumo de gás natural e poupança anual obtida com a redução das exaustões de cada uma das estufas.

Estufa	% Exaustão	Redução do consumo (%)	Poupança (€/ano)
1	65	-	-
	60	5%	818
	55	15%	2 377
2	60	-	-
	50	22%	4 792
	40	35%	7 715
	30	41%	9 156

Para a análise da redução da exaustão das duas estufas em simultâneo o consumo de gás natural corresponde à soma dos consumos das estufas em separado, assim como os custos e a poupança associada.

Na Tabela D.4 apresenta-se a redução percentual do consumo de gás natural, a poupança anual e a redução das emissões gasosas obtidas para a exaustão otimizada em simultâneo nas duas estufas.

Tabela D.4 Redução percentual do consumo de gás natural, poupança anual e redução das emissões gasosas obtidas com a redução da exaustão das duas estufas em simultâneo.

	Redução do consumo (%)	Poupança (€/ano)	Redução das emissões gasosas (tCO ₂ eq/ano)
Exaustão otimizada (55/30%)	30%	11 533	103

Os cálculos realizados para a determinação do consumo anual em kWh, o custo e as emissões gasosas associados a esse consumo, a poupança anual e a redução das emissões gasosas são análogos aos realizados para o aumento da temperatura das correntes de entrada, já se tendo apresentado o exemplo de cálculo no Anexo C.1.



E. Propriedades físicas do ar

Na Tabela E.1 apresentam-se as propriedades físicas do ar para diversas temperaturas a $P = 1 \text{ atm}$.

Tabela E.1 Propriedades físicas do ar a 1 atm. [12]

T (°C)	T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \times 10^5$ (Pa·s, or kg/m·s)	k (W/m·K)	N_{Pr}	$\beta \times 10^3$ (1/K)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/K·m ³)
-17.8	255.4	1.379	1.0048	1.62	0.02250	0.720	3.92	2.79×10^8
0	273.2	1.293	1.0048	1.72	0.02423	0.715	3.65	2.04×10^8
10.0	283.2	1.246	1.0048	1.78	0.02492	0.713	3.53	1.72×10^8
37.8	311.0	1.137	1.0048	1.90	0.02700	0.705	3.22	1.12×10^8
65.6	338.8	1.043	1.0090	2.03	0.02925	0.702	2.95	0.775×10^8
93.3	366.5	0.964	1.0090	2.15	0.03115	0.694	2.74	0.534×10^8
121.1	394.3	0.895	1.0132	2.27	0.03323	0.692	2.54	0.386×10^8
148.9	422.1	0.838	1.0174	2.37	0.03531	0.689	2.38	0.289×10^8
176.7	449.9	0.785	1.0216	2.50	0.03721	0.687	2.21	0.214×10^8
204.4	477.6	0.740	1.0258	2.60	0.03894	0.686	2.09	0.168×10^8
232.2	505.4	0.700	1.0300	2.71	0.04084	0.684	1.98	0.130×10^8
260.0	533.2	0.662	1.0341	2.80	0.04258	0.680	1.87	0.104×10^8



F. Capacidades caloríficas

Na Tabela F.1 apresentam-se as constantes para o cálculo da capacidade calorífica média dos gases à pressão 0 atm.

Tabela F.1 Constantes para o cálculo da capacidade calorífica molar média dos gases à pressão 0 atm. [18]

		a	$b \times 10^2$	$c \times 10^2$	$d \times 10^2$	Intervalo de Temperatura °K	Erro	
							Máx. %	Médio %
<i>Hidrocarbonetos paraftnicos</i>								
Metano	CH ₄	4,750	1,200	0,3030	-2,630	273-1500	1,33	0,57
Etano	C ₂ H ₆	1,648	4,124	-1,530	1,740	273-1500	0,83	0,28
Propano	C ₃ H ₈	-0,966	7,279	-3,755	7,580	273-1500	0,40	0,12
Butano-n	C ₄ H ₁₀	0,945	8,873	-4,380	8,360	273-1500	0,54	0,24
Isobutano	C ₄ H ₁₀	-1,890	9,936	-5,495	11,92	273-1500	0,25	0,13
Pentano-n	C ₅ H ₁₂	1,618	10,85	-5,365	10,10	273-1500	0,56	0,21
Hexano-n	C ₆ H ₁₄	1,657	13,19	-6,844	13,78	273-1500	0,72	0,20
<i>Hidrocarbonetos monooleifinicos</i>								
Etileno	C ₂ H ₄	0,944	3,735	-1,993	4,220	273-1500	0,54	0,13
Propileno	C ₃ H ₆	0,753	5,691	-2,910	5,880	273-1500	0,73	0,17
Buteno-1	C ₄ H ₈	-0,240	8,650	-5,110	12,07	273-1500	0,25	0,18
Isobuteno	C ₄ H ₈	1,650	7,702	-3,981	8,020	273-1500	0,11	0,06
cis-2-Buteno	C ₄ H ₈	-1,778	8,078	-4,074	7,890	273-1500	0,78	0,14
trans-2-Buteno	C ₄ H ₈	2,340	7,220	-3,403	6,070	273-1500	0,54	0,12
<i>Hidrocarbonetos cicloparaftnicos</i>								
Ciclo-pentano	C ₅ H ₁₀	-12,957	13,087	-7,447	16,41	273-1500	1,00	0,25
Metil-ciclo-pentano	C ₆ H ₁₂	-12,114	15,380	-8,915	20,03	273-1500	0,86	0,23
Ciclo-hexano	C ₆ H ₁₂	-15,935	16,454	-9,203	19,27	273-1500	1,57	0,37
Metil-ciclo-hexano	C ₇ H ₁₄	-15,070	18,972	-10,989	24,09	273-1500	0,92	0,22
<i>Hidrocarbonetos aromáticos</i>								
Benzeno	C ₆ H ₆	-8,650	11,578	-7,540	18,54	273-1500	0,34	0,20
Tolueno	C ₇ H ₈	-8,213	13,357	-8,230	19,20	273-1500	0,29	0,18
Etil benzeno	C ₈ H ₁₀	-8,398	15,935	-10,003	23,95	273-1500	0,34	0,19
Estireno	C ₈ H ₈	-5,968	14,354	-9,150	22,03	273-1500	0,37	0,23
Cumeno	C ₉ H ₁₂	-9,452	18,686	-11,869	28,80	273-1500	0,36	0,17

Na

Tabela F.2 apresentam-se as capacidades caloríficas molares médias de diferentes gases entre 25°C e T.



Tabela F.2 Capacidade calorífica dos gases a 1 atm (cal/molK). [19]

t	H ₂	N ₂	CO	Ar	O ₂	NO	H ₂ O
25	6.894	6.961	6.965	6.972	7.017	7.134	8.024
100	6.924	6.972	6.983	6.996	7.083	7.144	8.084
200	6.957	6.996	7.017	7.021	7.181	7.224	8.177
300	6.970	7.036	7.070	7.073	7.293	7.252	8.215
400	6.982	7.089	7.136	7.152	7.406	7.301	8.409
500	6.995	7.159	7.210	7.225	7.515	7.389	8.539
600	7.011	7.229	7.289	7.299	7.616	7.470	8.678
700	7.032	7.298	7.365	7.374	7.706	7.549	8.816
800	7.060	7.369	7.443	7.447	7.792	7.630	8.963
900	7.076	7.443	7.521	7.520	7.874	7.708	9.109
1000	7.128	7.507	7.587	7.593	7.941	7.773	9.246
1100	7.169	7.574	7.653	7.660	8.009	7.839	9.389
1200	7.209	7.635	7.714	7.719	8.068	7.898	9.524
1300	7.252	7.692	7.772	7.778	8.123	7.952	9.66
1400	7.288	7.738	7.818	7.824	8.166	7.994	9.77
1500	7.326	7.786	7.866	7.873	8.203	8.039	9.89
1600	7.386	7.844	7.922	7.929	8.269	8.092	9.95
1700	7.421	7.879	7.958	7.965	8.305	8.124	10.13
1800	7.467	7.924	8.001	8.010	8.349	8.164	10.24
1900	7.505	7.957	8.033	8.043	8.383	8.192	10.34
2000	7.548	7.994	8.069	8.081	8.423	8.225	10.43
2100	7.588	8.028	8.101	8.115	8.460	8.255	10.52
2200	7.624	8.054	8.127	8.144	8.491	8.277	10.61



G. Massa volúmica

A massa volúmica das correntes de ar e dos gases de exaustão foi calculada a partir da equação dos gases perfeitos à temperatura das mesmas.

Na Tabela G.1 apresentam-se as temperaturas das várias correntes e as respetivas massas volúmicas calculadas.

Tabela G.1 Temperatura das correntes e respetivas massas volúmicas obtidas através da equação dos gases perfeitos

Temperatura (°C)	ρ (kg/m ³)
25,6	1,18
27,5	1,17
29,6	1,16
29,9	1,16
170	0,80
175	0,79
202,5	0,74
205	0,74
235	0,69

Em seguida apresenta-se um exemplo do cálculo da massa volúmica da corrente a 25,6 °C, tendo-se procedido de forma análoga para as restantes.

$$\rho = \frac{P \times MM}{RT} = \frac{1 \times 28,9}{0,082 \times (25,6 + 273)} = 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$



H. Propriedades do Vapor Saturado

Na Tabela H.1 apresentam-se as propriedades do vapor saturado.

Tabela H.1 Propriedades do vapor saturado.

$V = \text{SPECIFIC VOLUME } \text{cm}^3 \text{g}^{-1}$
 $U = \text{SPECIFIC INTERNAL ENERGY } \text{kJ kg}^{-1}$
 $H = \text{SPECIFIC ENTHALPY } \text{kJ kg}^{-1}$
 $S = \text{SPECIFIC ENTROPY } \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$

t °C	T K	P kPa	SPECIFIC VOLUME V			INTERNAL ENERGY U			ENTHALPY H			ENTROPY S		
			sat. liq.	evap.	sat. vap.	sat. liq.	evap.	sat. vap.	sat. liq.	evap.	sat. vap.	sat. liq.	evap.	sat. vap.
0	273.15	0.611	1.000	206300.	206300.	-0.04	2375.7	2375.6	-0.04	2501.7	2501.6	0.0000	9.1578	9.1578
0.01	273.16	0.611	1.000	206200.	206200.	0.00	2375.6	2375.6	0.00	2501.6	2501.6	0.0000	9.1575	9.1575
1	274.15	0.657	1.000	192600.	192600.	4.17	2372.7	2376.9	4.17	2499.2	2503.4	0.0153	9.1158	9.1311
2	275.15	0.705	1.000	179900.	179900.	8.39	2369.9	2378.3	8.39	2496.8	2505.2	0.0306	9.0741	9.1047
3	276.15	0.757	1.000	168200.	168200.	12.60	2367.1	2379.7	12.60	2494.5	2507.1	0.0459	9.0326	9.0785
4	277.15	0.813	1.000	157300.	157300.	16.80	2364.3	2381.1	16.80	2492.1	2508.9	0.0611	8.9915	9.0526
5	278.15	0.872	1.000	147200.	147200.	21.01	2361.4	2382.4	21.01	2489.7	2510.7	0.0762	8.9507	9.0269
6	279.15	0.935	1.000	137800.	137800.	25.21	2358.6	2383.8	25.21	2487.4	2512.6	0.0913	8.9102	9.0014
7	280.15	1.001	1.000	129100.	129100.	29.41	2355.8	2385.2	29.41	2485.0	2514.4	0.1063	8.8699	8.9762
8	281.15	1.072	1.000	121000.	121000.	33.60	2353.0	2386.6	33.60	2482.6	2516.2	0.1213	8.8300	8.9513
9	282.15	1.147	1.000	113400.	113400.	37.80	2350.1	2387.9	37.80	2480.3	2518.1	0.1362	8.7903	8.9265
10	283.15	1.227	1.000	106400.	106400.	41.99	2347.3	2389.3	41.99	2477.9	2519.9	0.1510	8.7510	8.9020
11	284.15	1.312	1.000	99910.	99910.	46.18	2344.5	2390.7	46.19	2475.5	2521.7	0.1658	8.7119	8.8776
12	285.15	1.401	1.000	93830.	93840.	50.38	2341.7	2392.1	50.38	2473.2	2523.6	0.1805	8.6731	8.8536
13	286.15	1.497	1.001	88180.	88180.	54.56	2338.9	2393.4	54.57	2470.8	2525.4	0.1952	8.6345	8.8297
14	287.15	1.597	1.001	82900.	82900.	58.75	2336.1	2394.8	58.75	2468.5	2527.2	0.2098	8.5963	8.8060
15	288.15	1.704	1.001	77980.	77980.	62.94	2333.2	2396.2	62.94	2466.1	2529.1	0.2243	8.5582	8.7826
16	289.15	1.817	1.001	73380.	73380.	67.12	2330.4	2397.6	67.13	2463.8	2530.9	0.2388	8.5205	8.7593
17	290.15	1.936	1.001	69090.	69090.	71.31	2327.6	2398.9	71.31	2461.4	2532.7	0.2533	8.4830	8.7363
18	291.15	2.062	1.001	65090.	65090.	75.49	2324.8	2400.3	75.50	2459.0	2534.5	0.2677	8.4458	8.7135
19	292.15	2.196	1.002	61340.	61340.	79.68	2322.0	2401.7	79.68	2456.7	2536.4	0.2820	8.4088	8.6908
20	293.15	2.337	1.002	57840.	57840.	83.86	2319.2	2403.0	83.86	2454.3	2538.2	0.2963	8.3721	8.6684
21	294.15	2.485	1.002	54560.	54560.	88.04	2316.4	2404.4	88.04	2452.0	2540.0	0.3105	8.3356	8.6462
22	295.15	2.642	1.002	51490.	51490.	92.22	2313.6	2405.8	92.23	2449.6	2541.8	0.3247	8.2994	8.6241
23	296.15	2.808	1.002	48620.	48620.	96.40	2310.7	2407.1	96.41	2447.2	2543.6	0.3389	8.2634	8.6023
24	297.15	2.982	1.003	45920.	45930.	100.6	2307.9	2408.5	100.6	2444.9	2545.5	0.3530	8.2277	8.5806
25	298.15	3.166	1.003	43400.	43400.	104.8	2305.1	2409.9	104.8	2442.5	2547.3	0.3670	8.1922	8.5592
26	299.15	3.360	1.003	41030.	41030.	108.9	2302.3	2411.2	108.9	2440.2	2549.1	0.3810	8.1569	8.5379
27	300.15	3.564	1.003	38810.	38810.	113.1	2299.5	2412.6	113.1	2437.8	2550.9	0.3949	8.1218	8.5168
28	301.15	3.778	1.004	36730.	36730.	117.3	2296.7	2414.0	117.3	2435.4	2552.7	0.4088	8.0870	8.4959
29	302.15	4.004	1.004	34770.	34770.	121.5	2293.8	2415.3	121.5	2433.1	2554.5	0.4227	8.0524	8.4751



I. Análise dos gases de exaustão

Na Tabela I.1 e na Tabela I.2 apresentam-se análises aos gases de exaustão de várias máquinas fornecidas C-ITA e realizadas por uma empresa externa.

Tabela I.1 Análise aos gases de exaustão da Single End 2.

Fonte	Concentração de oxigénio	Concentração de dióxido de carbono	Humidade (percentagem volúmica de vapor de gás húmido)	Temperatura	Pressão	Massa volúmica	Massa molar do gás seco	Velocidade	Caudal volúmico húmido para as condições da chaminé	Caudal volúmico seco para as condições padrão
	[%]	[%]	[%]	[K]	[kPa]	[kg/m ³]	[kg/kmol]	[m/s]	[m ³ /h]	[m ³ N/h]
Impregnação Sec #2	20,52 ± 0,19	< 0,60	2,95 ± 0,12	375,2 ± 0,6	101,264 ± 0,099	0,927 ± 0,002	28,88 ± 0,05	3,1 ± 0,6	6844 ± 1385	4832 ± 978
Vácuo Sec #2	20,78 ± 0,18	< 0,36	2,60 ± 0,13	308,2 ± 0,5	101,540 ± 0,098	1,132 ± 0,003	28,85 ± 0,05	26,4 ± 0,8	4667 ± 256	4036 ± 221

Tabela I.2 Análise aos gases de exaustão de várias máquinas da C-ITA.

Fonte	Concentração de oxigénio	Concentração de dióxido de carbono	Humidade (percentagem volúmica de vapor de gás húmido)	Temperatura	Pressão	Massa volúmica	Massa molar do gás seco	Velocidade	Caudal volúmico húmido para as condições da chaminé	Caudal volúmico seco para as condições padrão
	[%]	[%]	[%]	[K]	[kPa]	[kg/m ³]	[kg/kmol]	[m/s]	[m ³ /h]	[m ³ N/h]
Impregnação Zell #1	19,48 ± 0,20	0,89 ± 0,32	3,57 ± 0,29	403,9 ± 0,5	101,249 ± 0,098	0,861 ± 0,002	28,93 ± 0,05	4,7 ± 0,3	12247 ± 966	7979 ± 630
Impregnação Zell #2	19,12 ± 0,21	1,12 ± 0,32	6,29 ± 0,46	470,9 ± 4,8	101,256 ± 0,098	0,731 ± 0,008	28,95 ± 0,05	9,8 ± 0,4	25131 ± 1534	13649 ± 847
Impregnação Zell #3	18,79 ± 0,20	1,26 ± 0,32	3,19 ± 0,36	490,3 ± 0,5	101,450 ± 0,099	0,712 ± 0,002	28,96 ± 0,05	7,2 ± 0,3	18413 ± 1198	9941 ± 648
Râmula	20,19 ± 0,21	0,62 ± 0,32	2,97 ± 0,14	320,8 ± 0,5	101,263 ± 0,099	1,085 ± 0,003	28,92 ± 0,05	4,8 ± 0,3	8638 ± 618	7129 ± 510
Impregnação Sec #1	20,52 ± 0,19	0,47 ± 0,29	2,86 ± 0,32	391,5 ± 7,6	100,981 ± 0,140	0,887 ± 0,017	28,91 ± 0,05	7,7 ± 1,5	17541 ± 3579	11845 ± 2428
Vácuo Sec #1	20,89 ± 0,19	< 0,37	2,62 ± 0,24	322,8 ± 1,3	101,003 ± 0,140	1,075 ± 0,005	28,86 ± 0,05	8,0 ± 0,3	4368 ± 262	3588 ± 216
Impregnação Sec #2	19,99 ± 0,20	0,51 ± 0,32	2,75 ± 0,25	392,3 ± 1,1	101,398 ± 0,140	0,889 ± 0,003	28,89 ± 0,05	4,6 ± 0,3	10276 ± 816	6961 ± 553
Vácuo Sec #2	20,81 ± 0,20	< 0,39	2,74 ± 0,31	316,1 ± 0,4	101,482 ± 0,140	1,103 ± 0,003	28,85 ± 0,05	23,1 ± 0,7	4090 ± 225	3441 ± 189
Caldeira	16,48 ± 0,25	2,95 ± 0,41	3,16 ± 0,25	377,0 ± 0,6	101,340 ± 0,098	0,931 ± 0,003	29,14 ± 0,07	7,6 ± 0,5	1340 ± 112	940 ± 78
Râmula - Caldeira de Alimentação	16,43 ± 0,19	4,56 ± 0,32	5,29 ± 0,47	465,4 ± 0,2	101,041 ± 0,140	0,752 ± 0,002	29,40 ± 0,05	4,1 ± 1,1	785 ± 212	435 ± 118