

Auditoria Energética à Indústria Têxtil do Ave

ÁLVARO MIGUEL CARNEIRO TORRINHA
Outubro de 2011

Auditoria Energética à Indústria Têxtil do Ave

Álvaro Miguel Carneiro Torrinha

Outubro 2011

Orientação: Doutora Anabela Guedes

Co-Orientação: Doutora Simone Morais

Auditora Energética à Indústria Têxtil do Ave



Álvaro Miguel Carneiro Torrinha
Outubro de 2011

Orientação empresa: Engenheiro Joaquim Rocha
Orientação: Doutora Anabela Guedes
Co-Orientação: Doutora Simone Morais

Agradecimentos

Um agradecimento muito especial ao meu orientador da ITA, Engenheiro Joaquim Rocha, uma vez que tornou isto tudo possível. De realçar o excelente “professor” que é, com um extraordinário conhecimento. Muito obrigado pela simpatia e pela paciência em explicar-me tudo, pela integração na ITA e pelas condições de trabalho que me foram dadas.

Agradeço imenso às minhas orientadoras do ISEP, Doutora Anabela Guedes e Doutora Simone Moraes, pelo apoio, ajuda e preocupação.

Agradeço ao pessoal da ITA que me ajudaram ao longo do meu trabalho, nomeadamente o Sr. Borges e o Carlos Alberto (excelentes pessoas), Hélder, Ricardo Rodrigues etc.

Um Obrigado ao Departamento de Química/Laboratório de Tecnologia pela cedência dos equipamentos e aos professores que me esclareceram certas dúvidas, nomeadamente Dr. Alfredo Crispim, Dr.^a Paula Neto, Dr.^a Albina Ribeiro e Dr.^a Sena Esteves.

Agradeço do fundo do coração à minha família pela preocupação

Por fim,

Um beijo muito grande à minha namorada Isabel Sofia.

Resumo

A Indústria Têxtil do Ave S.A. (ITA) dedica-se, desde 1948, à produção de componentes têxteis para pneus em forma de fio torcido (corda) e tela. Estes componentes são quimicamente activados e impregnados em estufas, possibilitando assim a posterior adesão ao pneu. A máquina de impregnar corda *Single End* é composta pelos grupos de estiragem, por um recipiente contendo a solução química e por 4 estufas em série. A máquina de impregnar tela *Zell* é composta pelos grupos de estiragem, pelos acumuladores de saída e entrada, pelos recipientes com as soluções químicas e por um grupo de 7 estufas em série. O aquecimento das estufas é feito através da queima de gás natural.

O presente trabalho teve como objectivo a realização de uma auditoria energética à ITA com um especial destaque às máquinas de impregnar corda (*Single End*) e tela (*Zell*).

As correntes de entrada que contribuem para a potência térmica de impregnação são a combustão do gás natural, o ar de combustão, o ar fresco, o artigo em verde e as soluções químicas. As correntes de saída correspondem aos gases de combustão e exaustão, ao artigo impregnado e às perdas térmicas.

A auditoria à máquina *Single End* mostrou que a potência térmica de impregnação é de 413,1 kW. Dessa potência térmica, 77,2% correspondem à combustão do gás natural, 6,7% ao ar de combustão, 15% ao ar fresco, 0,7% às cordas em verde e 0,4% à solução química. Da potência térmica de saída, 88,4% correspondem aos gases de combustão e exaustão, 3,2% às cordas impregnadas e 8,4% às perdas térmicas.

Da auditoria à máquina *Zell* observou-se que a potência térmica de impregnação é de 5630,7 kW. Dessa potência, 73,3% corresponde à combustão do gás natural, 1,6% ao ar de combustão, 24,5% ao ar fresco, 0,3% à tela em verde e 0,3% às soluções químicas. Da potência térmica de saída, 65,2% correspondem aos gases de combustão e exaustão, 3,1% à tela impregnada e 31,7% às perdas térmicas.

Foram sugeridas como medidas de optimização a redução dos caudais de exaustão das estufas e o aumento de temperatura do ar fresco.

O aumento da temperatura do ar fresco da máquina de impregnar *Single End* para 50 °C, usando ar quente dos torcedores, leva a uma poupança de 0,22 €/h, com um período de retorno do investimento de 13 anos e 4 meses enquanto o aumento para 120 °C, usando o calor dos gases de combustão e exaustão, reduz os custos em 0,88 €/h, sendo o período de retorno para esse investimento de 2 anos e 6 meses.

Na máquina de impregnar *Zell*, uma redução de 15% no caudal de exaustão numa das estufas leva a ganhos de 3,43 €/h. O aumento de temperatura do ar fresco para 45 °C, usando o calor de gases de combustão e exaustão, leva a uma poupança de 9,93 €/h sendo o período de retorno para cada uma das duas sugestões de investimento de 5 meses e 9 meses.

Abstract

The Indústria Têxtil do Ave S.A. (ITA) dedicates, since 1948, to the production of twisted yarn and cordfabric textile components for tires. These components are chemically activated and impregnated in drying ovens, allowing later adhesion to the tire. The Twisted yarn impregnating machine, *Single End*, consists in the stretching groups, chemical solution containers and 4 drying ovens in series. The *Zell* impregnating machine is a larger machine, composed by the stretching groups, entrance and exit accumulators, chemical solutions containers and by 7 drying ovens in series. The heating of the drying ovens is done by natural gas combustion.

The objective of the present work was to perform an energy audit to ITA with a special focus on both impregnating machines.

The input streams that contribute to the impregnating thermal power are: natural gas combustion, combustion air, fresh air, raw product and chemical solutions. The output streams are: combustion and exhaust gases, impregnated product and thermal losses.

The *Single End* audit showed that the impregnating thermal power is 413.1 kW; 77.2% of that value correspond to natural gas combustion, 6.7% to the combustion air, 15.0% to fresh air, 0.7% to raw product and 0.4% to chemical solution. Relatively to the thermal power output, 88.4% correspond to combustion and exhaust gases, 3.2% to impregnating product and 8.4% to thermal losses.

The *Zell* audit showed that the impregnating thermal power is 5630.7 kW; 73.3% correspond to natural gas combustion, 1.6% to combustion air, 24.5% to fresh air, 0.3% to raw product and 0.3% to chemical solutions. Concerning to output thermal power, 65.2% correspond to combustion and exhaust gases, 3.1% to impregnating product and 31.7% to thermal losses.

The proposal optimization measures were the reduction of exhaustion flow and an increase of fresh air temperature.

The increase of the *Single End* fresh air temperature to 50 °C, using hot air from twisters machines, allows savings of 0.22 €/h with a payback period of 13 years and 4 months while the increase of fresh air temperature to 120 °C, using the heat of combustion and exhaust gases can save up to 0.88 €/h with a payback period of 2 years and 6 months.

Relatively to the *Zell* machine, the reduction of the combustion and exhaust gases stream in 15% in one of the drying ovens allows savings up to 3.43 €/h. The increase of fresh air temperature to 45 °C, using combustion and exhaust gases heat can save up to 9.93 €/h with the payback period of 5 months and 9 months, respectively for the two investment suggestions proposal.

Nomenclatura

Sigla	Unidade	Designação
A	m^2	Área
c_p	$kJ/(kg.°C)$	Calor específico
d	m	Diâmetro
f_f	-	Factor de atrito
f_H	-	Factor de transferência de calor
F_t	-	Factor de correcção temperatura
g	$W/(m.°C)$	Força gravítica
h	$W/(m^2.°C)$	Coeficiente convectivo
k	$W/(m.K)$	Conductividade térmica
L	m	Comprimento
$\dot{m}$	kg/s	Caudal mássico
MM	g/mol	Massa molar
$\dot{n}$	$kmol/s$	Caudal molar
P	Pa	Pressão
pbp	anos	Período de retorno
PCS	$kW.h/m^3$	Poder Calorífico Superior
Q	kW	Caudal térmico / Potência térmica / Entalpia
R	$L.atm/(mol.K)$	Constante gases ideais
t	m	Espessura
T	$°C$	Temperatura
T_{ref}	$°C$	Temperatura de referência
U	$W/(m^2.°C)$	Coeficiente global de transferência de calor
v	m/s	Velocidade
V	m^3/s	Caudal volumétrico
vl	m^3	Volume
y	$kg_{H_2O}/kg_{ar\ seco}$	Humidade molar
w	(%)	Humidade relativa
Z	m	Cota / Altura
Re	-	Número de Reynolds
Nu	-	Número de Nusselt
N_{Pr} / Pr	-	Número de Prandtl
N_{Gr} / Gr	-	Número de Grashof
ΔT_{lm}	$°C$	Diferença de temperatura em média logarítmica
β	$1/°C$	Coeficiente de expansão volumétrica
ε	-	Emissividade
λ	kJ/kg	Calor latente de vaporização
μ	$Pa.s$	Viscosidade
ρ	kg/m^3	Massa volúmica
σ	$W/(m^2.K^4)$	Constante de Stefan-Boltzman

Índice

1.	Introdução	1
1.1.	– Indústria Têxtil do Ave, S.A.	1
1.1.1.	– A história	1
1.1.2.	– Fabrico de Pneus.....	2
1.1.3.	– A produção de cordas e telas para pneus	3
1.2.	Secção de impregnação	5
1.2.1.	Impregnação de corda	5
1.2.2.	Impregnação de tela	7
2.	Auditoria energética global	10
2.1.	Produção e consumo de energia da ITA	10
2.2.	Consumos específicos dos principais artigos	12
3.	Auditoria energética à secção de impregnação.....	14
3.1.	Introdução	14
3.2.	Auditoria à máquina de impregnar <i>Single End</i>	15
3.2.1.	Balanço de massa	15
3.2.2.	Balancos de energia - Entrada de energia	16
3.2.3.	Balancos de energia – Saída de energia.....	20
3.3.	Auditoria à máquina de impregnar <i>Zell</i>	24
3.3.1.	Balanço de massa	24
3.3.2.	Balanço de energia – Entrada de energia	24
3.3.3.	Balanço de energia – Saída de energia.....	27
4.	Resultados da auditoria energética.....	31
4.1.	Máquina <i>Single End</i>	31
4.2.	Máquina <i>Zell</i>	34
5.	Medidas para optimização energética.....	39
5.1.	Máquina de impregnar <i>Single End</i>	39
5.1.1.	Variação do caudal de exaustão	39
5.1.2.	Aumento da temperatura do ar fresco	40
5.2.	Máquina de impregnar <i>Zell</i>	46
5.2.1.	Redução do caudal de exaustão	46
5.2.2.	Aumento da temperatura do ar fresco	47
6.	Conclusões e propostas de trabalhos futuros	53
7.	Bibliografia	55
	Anexo A – Consumos energéticos da empresa	58
	Anexo B – Cálculos relativos à máquina de impregnar <i>Single End</i>	63
	Anexo C – Cálculos relativos à máquina de impregnar <i>Zell</i>	82
	Anexo D – Dimensionamento de permutadores para as máquinas de impregnar.....	100
	Anexo E – Dados e propriedades do gás natural	119

Anexo F – Propriedades físicas da água	123
Anexo G – Propriedades físicas do ar	126
Anexo H – Propriedades gases combustão e exaustão	128
Anexo I – Calor específico das soluções de impregnação	130

Índice de figuras

Figura 1.1 - Factores a ter em conta para uma optimização energética [1].....	1
Figura 1.2 – Instalações da ITA no ano de 1950.....	2
Figura 1.3 – Estrutura do pneu	3
Figura 1.4 – Esquema da torção de fios	4
Figura 1.5 – a) torcedor, b) esquema da torção	4
Figura 1.6 – Esquema de um tear	5
Figura 1.7 – Esquema da máquina de impregnar <i>Single End</i>	6
Figura 1.8 – Esquema da máquina de impregnar <i>Zell</i>	8
Figura 1.9 – Processos de produção de um pneu.....	9
Figura 2.1 – Variação do consumo de energia ao longo do ano de 2010	11
Figura 2.2 – Distribuição percentual dos consumos de energia eléctrica e gás natural por produto	12
Figura 2.3 – Consumos específicos do artigo PBB-21J em cada etapa do processo.....	13
Figura 2.4 – Consumos específicos do artigo NCH-01S em cada etapa do processo	13
Figura 3.1 – Correntes de entrada e saída do processo de impregnação.....	15
Figura 3.2 – Tubo por onde entra ar ambiente de forma natural na máquina <i>Single End</i>	18
Figura 3.3 – Local onde as cordas entram na estufa.....	19
Figura 3.4 – Solução de impregnação da máquina <i>Single End</i>	20
Figura 3.5 – Queimador da máquina <i>Zell</i>	25
Figura 3.6 – Local de entrada da tela nas estufas da máquina <i>Zell</i>	26
Figura 3.7 – Tina com solução de impregnação	27
Figura 3.8 – Esquema da torre de arrefecimento e circuito da água de arrefecimento.....	30
Figura 4.1 – Distribuição percentual da potência térmica das correntes de entrada da máquina <i>Single End</i>	31
Figura 4.2 – Distribuição percentual da potência térmica das correntes saída da máquina <i>Single End</i>	32
Figura 4.3 – Distribuição percentual das perdas térmicas da máquina <i>Single End</i>	33
Figura 4.4 - Custo horário da energia das correntes de saída da máquina <i>Single End</i>	33
Figura 4.5 – Distribuição percentual da potência térmica das correntes de entrada da máquina <i>Zell</i>	34
Figura 4.6 – Distribuição percentual da potência térmica de saída da máquina <i>Zell</i>	35
Figura 4.7 – Distribuição percentual das perdas térmicas da máquina <i>Zell</i>	36
Figura 4.8 - Custo horário da energia das correntes de saída da máquina <i>Zell</i>	37
Figura 4.9 – Fuga de gases de combustão e exaustão pelo topo das estufas da máquina <i>Zell</i>	37
Figura 4.10 – Perdas não identificáveis: a) porta estufa <i>SE</i> , b) porta estufa <i>Zell</i> , c) porta conduta câmara combustão <i>Zell</i> e d) ventilador.....	38
Figura 5.1 – Custo de operação antes e depois da alteração dos valores de exaustão da máquina <i>Single End</i>	40
Figura 5.2 – Consumo energético do gás natural para várias temperaturas de entrada do ar nos tubos da máquina <i>Single End</i>	42
Figura 5.3 – Esquema da instalação para aproveitamento do ar quente dos torcedores para a entrada dos tubos da máquina <i>Single End</i>	43
Figura 5.4 – Consumo de gás natural para as temperaturas do ar fresco dos tubos de 27 °C e 120 °C.....	44
Figura 5.5 – Permutador carcaça e tubos do tipo cabeça flutuante interna [14].....	44
Figura 5.6 – Esquema da instalação do permutador.....	45
Figura 5.7 – Custo de operação antes e depois da redução de 15% da exaustão da estufa 1 da máquina <i>Zell</i>	47
Figura 5.8 - Consumo energético do gás natural para várias temperaturas do ar na entrada das estufas do 2º piso da máquina <i>Zell</i>	49
Figura 5.9 – Esquema de um permutador feixe de tubos [17]	49
Figura 5.10 – Esquema da troca de calor entre as correntes	50

Figura 5.11 – Esquema da instalação do permutador e do tecto isolador no 2º piso da máquina Zell	51
--	----

Índice de tabelas

Tabela 1.1 - Dimensões das estufas e da máquina de impregnar <i>Single End</i> em geral (<i>Benninger</i>)	5
Tabela 1.2 – Dimensões das estufas da máquina de impregnar <i>Zell</i>	7
Tabela 2.1 – Produção mensal de cada artigo no ano de 2010.....	10
Tabela 2.2 – Consumo de energia mensal da ITA no ano de 2010	11
Tabela 3.1 – Caudais mássicos e molares de ar e azoto para a máquina <i>Single End</i>	16
Tabela 3.2 – Temperaturas de entrada e saída das cordas de ambas as estufas	21
Tabela 3.3 – Equações do coeficiente convectivo consoante valor <i>GrPr</i> e do tipo de superfície [7]	23
Tabela 3.4 – Perdas térmicas registadas pelas paredes das estufas da máquina <i>Single End</i> ..	23
Tabela 3.5 – Perdas térmicas registadas pelas superfícies dos ventiladores das estufas da máquina <i>Single End</i>	23
Tabela 3.6 – Caudais mássicos e molares de ar e azoto para a máquina <i>Zell</i>	24
Tabela 3.7 – Caudais e potência térmica dos gases secos e da água contida nos gases.....	28
Tabela 3.8 – Perdas térmicas da tela nas passagens entre estufas	28
Tabela 3.9 – Calor perdido pelas paredes das estufas da máquina <i>Zell</i>	29
Tabela 3.10 – Calor perdido pelos ventiladores das estufas da máquina <i>Zell</i>	29
Tabela 4.1 – Potência térmica das correntes de entrada da máquina <i>Single End</i>	31
Tabela 4.2 – Potência térmica das correntes de saída da máquina <i>Single End</i>	32
Tabela 4.3 – Perdas térmicas da máquina <i>Single End</i>	33
Tabela 4.4 – Potência térmica das correntes de entrada da máquina <i>Zell</i>	34
Tabela 4.5 – Potência térmica das correntes de saída da máquina <i>Zell</i>	35
Tabela 4.6 – Perdas térmicas da máquina <i>Zell</i>	36
Tabela 5.1 – Consumo de gás natural antes e depois da alteração das percentagens de exaustão na máquina <i>Single End</i>	39
Tabela 5.2 – Resultados experimentais do consumo de gás natural para diferentes temperaturas ambientes da máquina <i>Single End</i>	41
Tabela 5.3 – Caudais mássicos, calor específico e potência térmica do ar nos tubos da máquina <i>Single End</i> a várias temperaturas	41
Tabela 5.4 – Custo horário de operação (gás natural) para várias temperaturas do ar dos tubos	42
Tabela 5.5 – Caudais mássicos, calor específico e potências térmicas do ar de entrada nos tubos da máquina <i>Single End</i> para temperaturas de 27 °C e 120 °C.....	44
Tabela 5.6 – Custo de operação da máquina <i>Single End</i> para temperaturas do ar dos tubos de 27 °C e 120 °C	45
Tabela 5.7 – Exaustão das estufas e temperatura ambiente antes da redução	46
Tabela 5.8 – Consumo de gás natural da máquina <i>Zell</i> com exaustão da estufa 1 a 25% e a 10%	47
Tabela 5.9 - Consumo de gás natural para diferentes temperaturas ambientes da máquina <i>Zell</i>	48
Tabela 5.10 – Caudais mássicos, calor específico e potências térmicas do ar nas estufas do 2º piso da máquina <i>Zell</i> para as temperaturas de 23,5 °C e 45,0 °C	48
Tabela 5.11 – Custo de operação da máquina <i>Zell</i> para as temperaturas de 23,5 °C e 45 °C ..	51

1. Introdução

Com a crescente necessidade de reduzir consumos energéticos e a poluição ambiental, as empresas e outras organizações tendem a apostar numa maior eficiência de produção e consumo de energia, assim como um maior controlo desse consumo. Contudo, a diminuição do consumo energético tem que ser feita de modo a não comprometer factores económicos e tecnológicos. É necessário então um equilíbrio entre esses factores, demonstrados na figura 1.1.

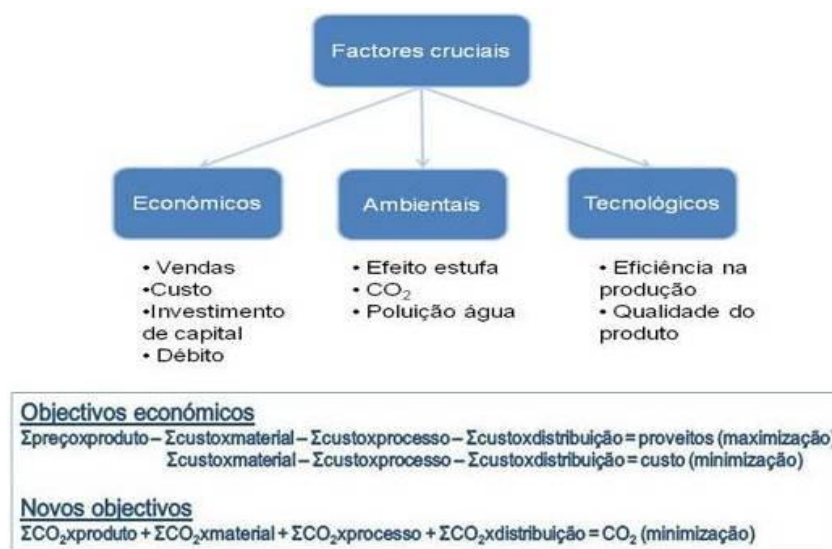


Figura 1.1 - Factores a ter em conta para uma optimização energética [1]

Uma gestão energética eficiente leva a uma redução do consumo de energia e da factura a pagar, assim como uma redução da emissão de poluentes, sem que se comprometa a qualidade do produto a fabricar. Assim, o presente trabalho realizado na Indústria Têxtil do Ave, S.A. (ITA) teve como objectivo a realização de uma auditoria energética à empresa, com especial incidência na máquina de impregnar corda *Single End* e na máquina de impregnar tela (*cordfabric*) *Zell* e o desenvolvimento de soluções para redução do consumo de gás natural.

1.1. – Indústria Têxtil do Ave, S.A.

1.1.1. – A história

A Indústria Têxtil do Ave foi fundada em 1948 com o objectivo de produzir componentes para pneus, complementando assim a vizinha fábrica de pneus Mabor. A produção de tela para pneus iniciou-se apenas em 1950, sendo nessa altura, usado algodão como matéria-prima (figura 1.2).



Figura 1.2 – Instalações da ITA no ano de 1950

Passados oito anos assistiu-se a uma evolução na manufacturação do pneu, sendo o algodão substituído por fibras sintéticas como o rayon, e anos mais tarde a poliamida e nylon. Na década de 60, a ITA aumentou a produção de telas para pneus como consequência da aquisição de uma nova máquina de impregnar e do aumento das suas instalações para a produção de telas. Em 1967, a produção mensal atingia 250 toneladas.

Na década de 80, a ITA investiu na sua capacidade produtiva adquirindo novos torcedores, passando em 1982 a produzir 350 toneladas mensais. Em 1988, a ITA foi adquirida pelo Grupo Amorim e foram feitos investimentos a nível de teares e torcedores.

Em 1992 ocorreu uma reestruturação da empresa e uma optimização dos recursos humanos. Foi adquirida a máquina de impregnar *Zell* – a máquina mais importante de todo o processo produtivo. Em 1993, 95% do capital da ITA é adquirido pela Continental. Nesse mesmo ano foi atribuído o prémio EDP de gestão racional de energia.

Em 1994, a ITA foi certificada pelo Sistema de Gestão da Qualidade e no ano de 1998 pelo Sistema de Gestão Ambiental.

Entre 2000 e 2004, a ITA procedeu ao investimento de novos torcedores e teares aumentando ainda mais a sua capacidade produtiva.

No ano 2008 foi adquirida a máquina de impregnar corda *Benninger-Zell (Single End)*, e ainda mais três torcedores.

Actualmente, a ITA possui 14 teares, 29 torcedores e 2 máquinas de impregnar (impregnar corda e tela). Anualmente são produzidos cerca de 14000 toneladas de componentes para pneus [2].

1.1.2. – Fabrico de Pneus

O pneu é um componente complexo dos veículos a motor, que desempenha funções importantes a nível de segurança, estabilidade e conforto. Para que não se

comprometa essas funções, o pneu é construído com diversos materiais, muitos dos quais desconhecidos pela população geral. Os materiais usados na fabricação do pneu são a borracha (natural ou sintética) – 46%, enchimento (sílica, carbono) – 26%, materiais têxteis de reforço como fibras sintéticas (nylon, rayon e poliéster) – 4%, cabos de aço – 12%, plastificantes como óleos e resinas e materiais químicos (enxofre, óxido de zinco entre outros) – 12% [3, 4]. A estrutura e os componentes de um pneu moderno, designado de pneumático, podem ser visualizados na figura 1.3.

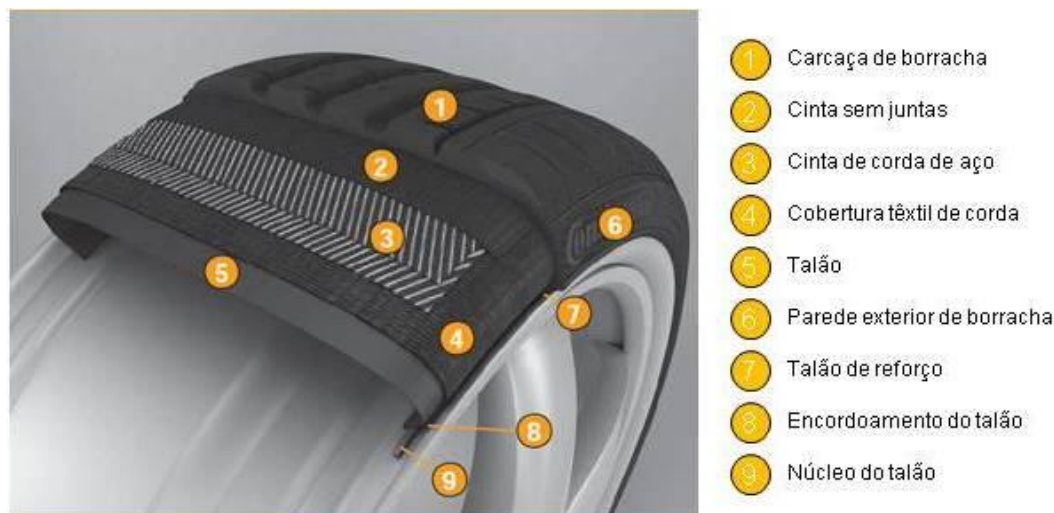


Figura 1.3 – Estrutura do pneu

A produção da cobertura têxtil (ponto 4 da figura 1.3) usando fibras como o poliéster nylon, rayon e aramida é a actividade a que a ITA se dedica. A cobertura têxtil tem como principais funções o controlo da pressão interna e a conservação da forma do pneu [4].

O processo de fabrico de pneus é constituído por 5 etapas principais[3, 5]:

- A mistura dos componentes da borracha: Aplicação de trabalho mecânico sob a forma de mistura, de componentes essenciais à produção de borracha, formando uma mistura homogénea.
- A preparação de componentes: ocorre em três sub-etapas designadas por corte, extrusão e calandragem. Na primeira, a borracha é cortada consoante a parte do pneu onde será aplicada. Na extrusão são aplicados calor e pressão à borracha. Na calandragem, a borracha e o tecido impregnado são comprimidos numa camada fina.
- A montagem do pneu: o talão, as telas de tecido, a borracha e as cintas de aço são assimilados num tambor cilíndrico.
- A vulcanização: uma prensa dá a forma final ao pneu através de moldes por aplicação de pressão e calor.
- A inspecção final: o pneu é testado e depois inspeccionado para detecção de falhas, por vezes com recurso a raio-X.

1.1.3. – A produção de cordas e telas para pneus

A ITA dedica-se à produção de telas e corda de fibra sintética para pneus. Este processo tem o nome específico de *Cord Fabric*.

O processo inicia-se com a produção de cordas através da torção de fio (“matéria-prima”) com objectivo de aumentar a resistência do material ao desgaste por fricção. As bobines de fio são colocadas em torcedores capazes de torcer 2 ou mais fios por corda. Na figura 1.4 é visível a forma como o fio é torcido.

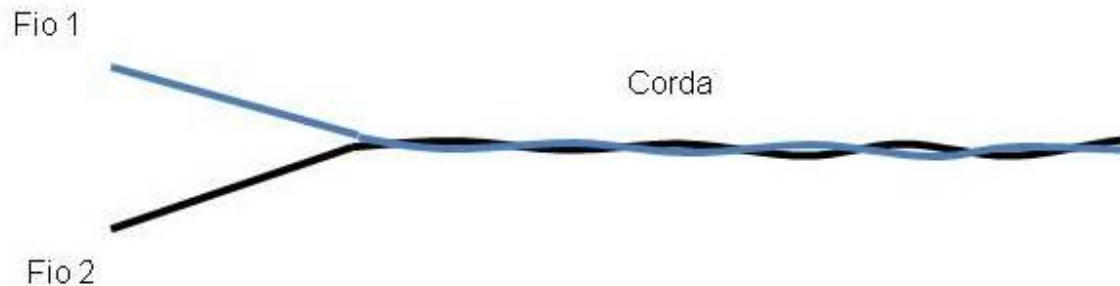


Figura 1.4 – Esquema da torção de fios

A corda produzida possui um peso superior ao do fio para um mesmo comprimento de corda e fio (devido ao entrelaçamento da corda). A esta propriedade designa-se especificamente de *decitex* (peso por cada 10000 metros).

Na figura 1.5 visualiza-se um torcedor (ICBT) (a) e o esquema de torção num fuso do torcedor (b).

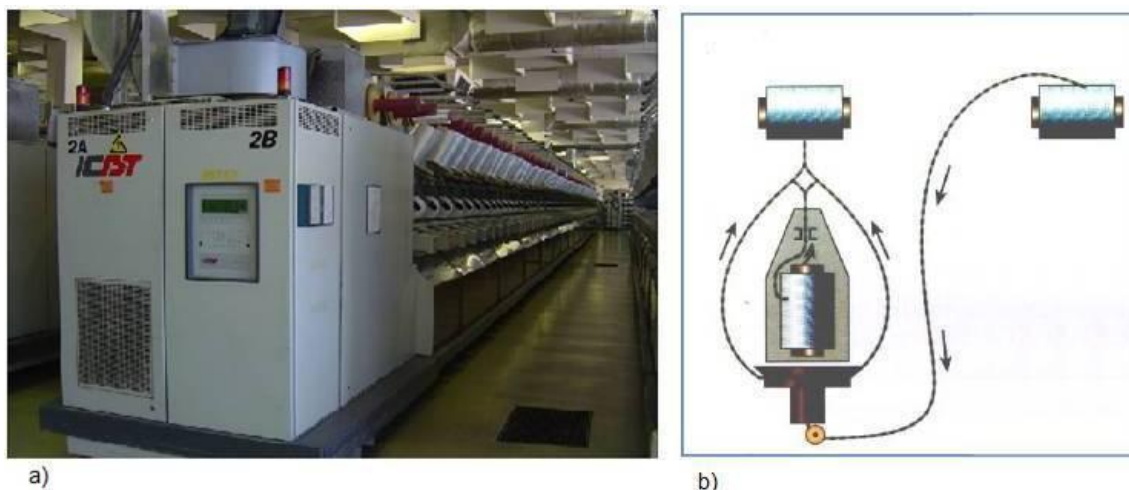


Figura 1.5 – a) torcedor, b) esquema da torção

A seguir à torção, as bobines de corda, depois de um período de estabilização, passam para a secção de tecelagem. Aqui as bobines são alinhadas em série e em paralelo e a corda de cada bobine é presa ao tear. Nos teares a tela produzida é envolta sobre si formando um rolo. Para a produção de um rolo são necessárias 1100 a 2600 cordas, consoante o artigo. Para que as cordas fiquem alinhadas a uma distância igual umas das outras, de forma a criar a tela, usa-se um fio de algodão transversalmente às cordas. Na figura 1.6 está representado um esquema da produção de uma tela num tear.

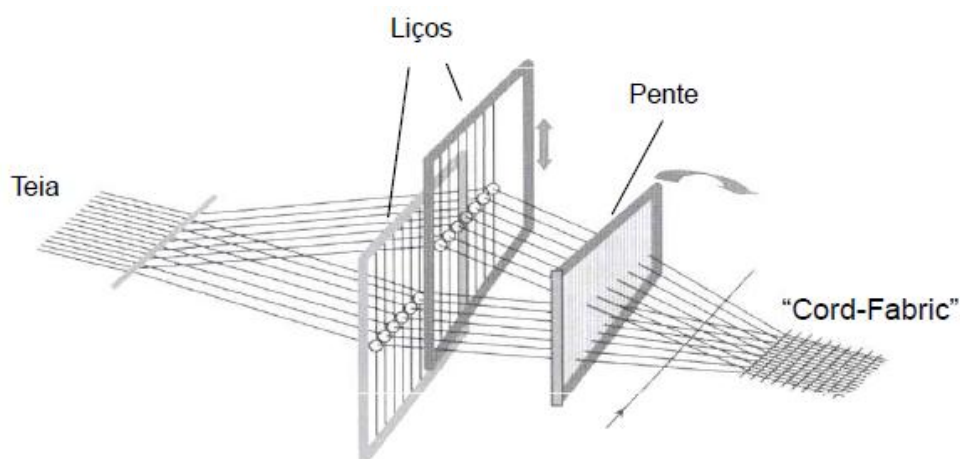


Figura 1.6 – Esquema de um tear

Ao produto que sai da tecelagem designa-se por “tecido verde” (designação dada ao produto antes de ser impregnado).

Os produtos em “verde” seguem então para a última etapa de produção designada de impregnação. Esta divide-se em duas secções: a impregnação de corda e a impregnação de tela. A impregnação dos componentes têxteis tem como objectivos conferir adesão dos componentes à borracha (através de uma solução de impregnação) e ainda conferir estabilidade dimensional através de tratamento térmico (estufas). São nestas duas secções onde se consomem gás natural.

1.2. Secção de impregnação

1.2.1. Impregnação de corda

A secção de impregnação de corda é constituída por 2 máquinas funcionando em conjunto, *Sahm* e *Benninger*. A primeira é uma máquina com a função de bobinar as cordas à saída da máquina *Benninger*. Na *Benninger* é onde dá-se a impregnação propriamente dita e é constituída por 4 estufas, sobrepostas umas nas outras, cujas dimensões são apresentadas na tabela 1.1, pelas tintas que contêm a solução de impregnação e pelos grupos tractores (figura 1.7). Estes têm a função de dar um tratamento físico às cordas para que obtenham características específicas, essenciais ao bom funcionamento do pneu.

Tabela 1.1 - Dimensões das estufas e da máquina de impregnar *Single End* em geral (*Benninger*)

	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)
Estufa 1	17,2	2,52	1,93
Estufa 2	17,2	2,52	1,77
Estufa 3	17,2	2,52	1,77
Estufa 4	17,2	2,52	1,77
<i>Single End (Benninger)</i>	22,36	2,52	7,24

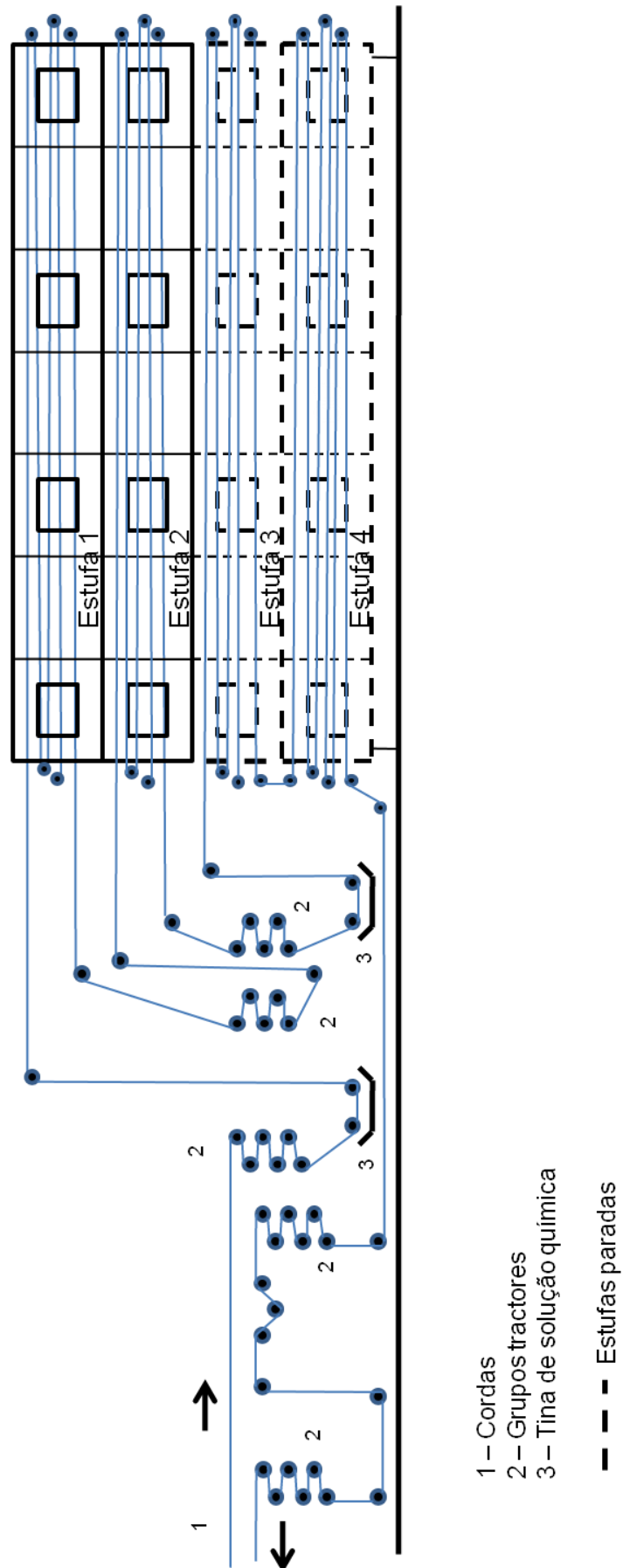


Figura 1.7 – Esquema da máquina de impregnar *Single End*

A corda em “verde” passa por um primeiro grupo tractor antes de ser mergulhada numa primeira tina de solução. Segue então para o segundo grupo tractor e entra na primeira estufa. Segue depois para a segunda estufa e entra na segunda tina de solução para depois entrar nas estufas 3 e 4.

Apenas 2 tipos de corda são impregnados na máquina Single End: nylon NCH01S que corresponde a mais de 90% da produção e poliéster PHOENIX 1100/3 164S. O artigo em nylon requer apenas 2 estufas para ser impregnado o que passa apenas pela primeira tina e pelas estufas 1 e 2. Esta máquina permite impregnar 100 cordas em conjunto. Ao fim de 40000 m de impregnação procede-se à substituição das bobines na máquina *Sahm*, impossibilitando assim que a impregnação de corda seja um processo contínuo.

1.2.2. Impregnação de tela

A secção de impregnação de tela consiste numa máquina com 7 estufas, 3 grupos tractor, 2 tinas com solução e 2 acumuladores. Devido às grandes dimensões das estufas (tabela 1.2), a máquina divide-se em 7 pisos. O artigo em “verde” passa pelo primeiro grupo tractor, pelo acumulador de entrada e pela primeira tina com solução de activação. A solução contida na primeira tina permite a activação do tecido “verde”. A tela entra na primeira estufa e na saída da quarta estufa passa pelo segundo grupo tractor e pela segunda tina que contém a solução de impregnação. Em seguida entra na quinta estufa percorrendo até à sétima e última estufa. Na saída a tela passa no último grupo tractor e pelo acumulador de saída. Os acumuladores permitem que esta máquina trabalhe em contínuo. Na figura 1.8 está representado o esquema da máquina *Zell*

As estufas da máquina *Zell* operam a uma temperatura entre 150 °C e 250 °C.

Tabela 1.2 – Dimensões das estufas da máquina de impregnar *Zell*

	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)
Estufa 1	3,28	3,48	19,77
Estufa 2	3,33	3,24	17,74
Estufa 3	2,76	3,24	14,03
Estufa 4	3,28	3,24	14,03
Estufa 5	3,23	3,24	14,03
Estufa 6	3,04	3,24	14,03
Estufa 7	3,04	3,24	14,03

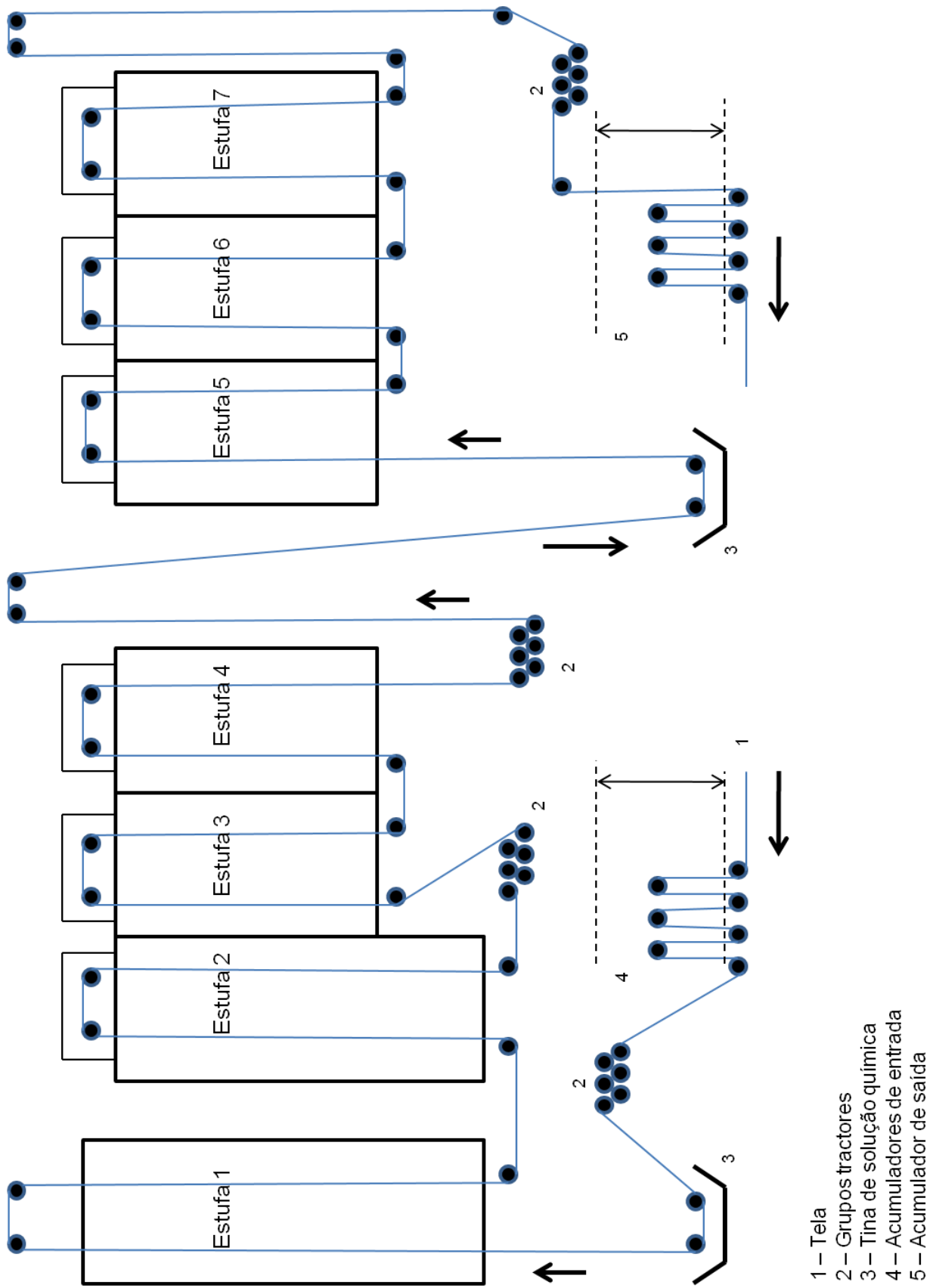


Figura 1.8 – Esquema da máquina de impregnar Zell

Em suma, a produção de tela e corda para pneus é um processo que envolve 3 etapas principais denominadas de torção, tecelagem e impregnação. A tela e a corda impregnada seguem então para a fábrica de pneus onde sofrem a calandragem sendo de seguida incorporadas no pneu (figura 1.9).

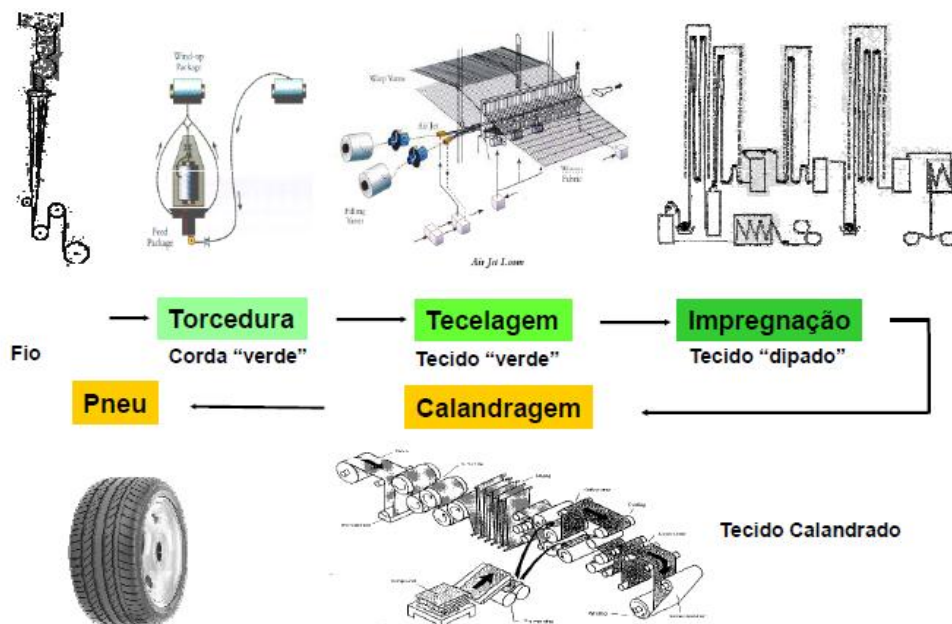


Figura 1.9 – Processos de produção de um pneu

2. Auditoria energética global

2.1. Produção e consumo de energia da ITA

A ITA produziu no ano de 2010, 6 tipos de artigos: nylon, poliéster e rayon, produzidos inteiramente na ITA e o nylon, poliéster e rayon vindos de fora, passando apenas pelo processo de impregnação na ITA. Estes 3 últimos artigos terão na designação a letra “f”, significando que são produzidos fora da ITA. Na tabela 2.1 é apresentada a produção no ano de 2010.

Tabela 2.1 – Produção mensal de cada artigo no ano de 2010

Mês	Nylon (t)	Poliéster (t)	Rayon (t)	Nylon (f) (t)	Poliéster (f) (t)	Rayon (f) (t)	Total (t)
Janeiro	319,2	524,1	83,4	19,9	0,0	84,1	1030,7
Fevereiro	323,6	680,7	44,9	23,4	0,0	71,8	1144,4
Março	326,5	845,1	117,4	13,2	0,2	104,7	1407,1
Abril	309,7	742,6	40,4	6,7	0,0	87,2	1186,6
Maio	384,9	602,6	92,8	12,6	0,4	112,0	1205,2
Junho	271,2	713,8	125,8	7,2	0,0	88,6	1206,6
Julho	370,5	753,0	77,0	8,6	0,0	88,3	1297,4
Agosto	288,1	391,5	58,7	2,5	41,1	92,6	874,4
Setembro	339,4	760,0	75,5	15,7	72,6	124,6	1387,9
Outubro	403,7	575,8	58,3	20,3	34,4	65,9	1158,6
Novembro	327,3	784,7	60,8	8,5	13,4	129,3	1324,0
Dezembro	254,7	435,0	66,3	12,9	1,0	90,7	860,6
Total	3.919	7.809	901	151	163	1.140	14.083

A produção total de 2010 foi de 14.083 toneladas.

O artigo seleccionado para a realização da auditoria à máquina *Zell*, poliéster PBB-21J, representa 9,9% da produção total.

O artigo seleccionado para a realização da auditoria à máquina *Single End*, nylon NCH-01S, representa 6,8% da produção total. De mencionar que, de todos os artigos produzidos na máquina *Single End*, o NCH-01S representa 98,0% da produção nesta máquina.

O consumo de energia da ITA no ano de 2010 foi determinado através da análise das facturas de gás natural e de energia eléctrica (Anexo A: A.1). Na tabela 2.2 encontra-se o consumo de energia em tep para todos os meses de 2010.

Tabela 2.2 – Consumo de energia mensal da ITA no ano de 2010

Mês	Energia eléctrica (tep)	Gás natural (tep)		Total (tep)
		Industrial	Social	
Janeiro	578	130	1	710
Fevereiro	580	145	1	726
Março	673	179	2	854
Abril	598	156	2	756
Maio	674	151	1	826
Junho	659	143	1	804
Julho	702	157	1	859
Agosto	543	107	1	650
Setembro	686	170	1	857
Outubro	712	149	2	863
Novembro	684	170	2	856
Dezembro	395	95	2	492
Total	7484	1751	17	9252

Verifica-se que o consumo total em 2010 foi de 9252 tep. Verifica-se também que a energia eléctrica é o tipo de energia mais consumida na ITA representando 80,9% do total, sendo a restante percentagem atribuída ao gás natural consumido na impregnação de tela e corda e na área social (aquecimento de água banhar e cozinha).

Na figura 2.1 está representada a variação do consumo de energia ao longo do ano de 2010.

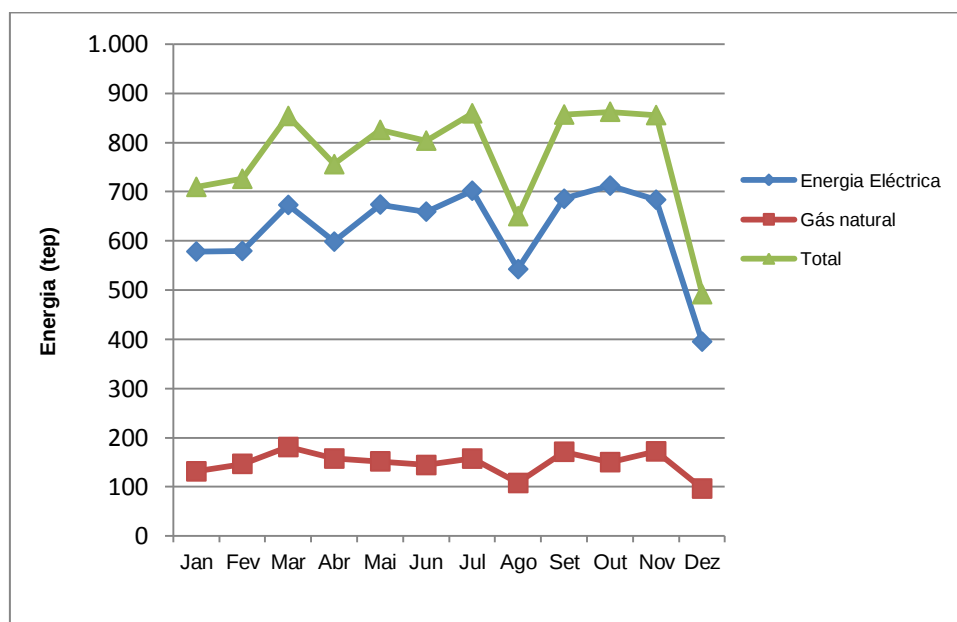


Figura 2.1 – Variação do consumo de energia ao longo do ano de 2010

De acordo com o Decreto-Lei nº 71/2008 de 15 de Abril, a ITA é designada como consumidora intensiva de energia por possuir um consumo de energia superior a 500 tep/ano. Assim, e como o consumo é também superior a 1000 tep/ano, fica obrigada à realização de auditorias energéticas a cada 6 anos [6].

Na figura 2.2 é apresentada a distribuição percentual que cada tipo de artigo representa em termos de consumo de energia eléctrica e gás natural.

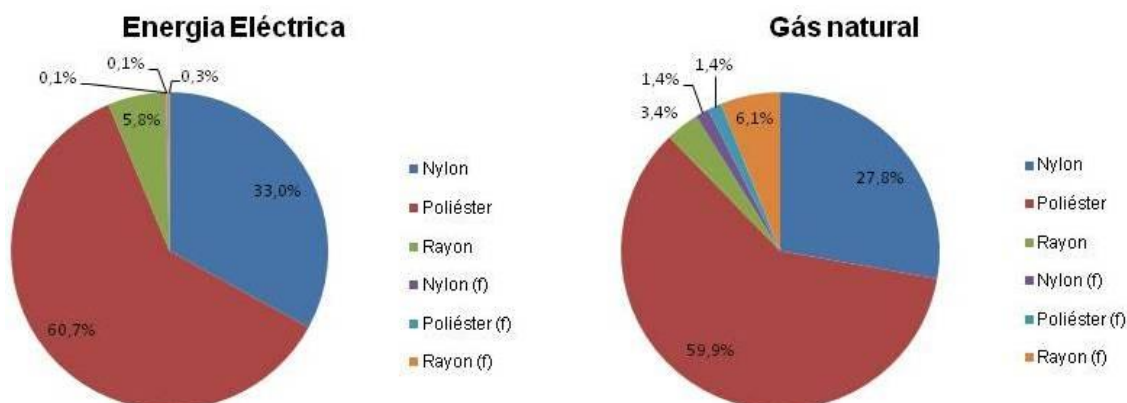


Figura 2.2 – Distribuição percentual dos consumos de energia eléctrica e gás natural por produto

Verifica-se que os artigos que consumiram mais energia eléctrica em 2010 foram os artigos em poliéster com 60,7%, sendo seguidos pelos artigos em nylon, representando 33,0%. No caso do gás natural, verifica-se o mesmo padrão de variação, sendo que os artigos em poliéster representam (59,9%) seguidos dos nylon (27,8%). Os artigos vindos de fora apresentaram consumos baixos uma vez que a produção destes artigos também foi reduzida. No consumo de gás natural, os artigos de rayon (f) apresentaram uma percentagem maior dos que os produzidos internamente, uma vez que a impregnação de rayon (f) foi superior ao rayon produzido internamente.

2.2. Consumos específicos dos principais artigos

Para cada processo determinaram-se os consumos específicos de gás natural e de energia eléctrica dos principais artigos produzidos na ITA. Os artigos caracterizados foram os seguintes:

- Artigos em poliéster: PDB-02J, PBB-21J, PBB-09P, PBB-13J;
- Artigos em nylon: NCH-00W, NCH-01S, NDA-01U;
- Artigos em rayon: RHB-13T.

Estes artigos são os mais representativos da ITA, equivalendo a cerca de 61% da produção total registada em 2010.

Os processos de produção que envolveram consumo de energia, nomeadamente, armazenamento de matérias-primas, bobinagem, torcedores, teares, impregnação e armazenamento de produto acabado, foram todos analisados.

O consumo específico foi determinado através da produção de cada máquina num intervalo de tempo, e da medição da potência das máquinas consumidoras de energia eléctrica e pela medição do consumo de gás natural durante um intervalo de tempo no processo de impregnação.

Na figura 2.3 é apresentado o fluxograma para o artigo em poliéster PBB-21J que é impregnado na máquina Zell, o qual foi sujeito a auditoria energética nessa máquina.

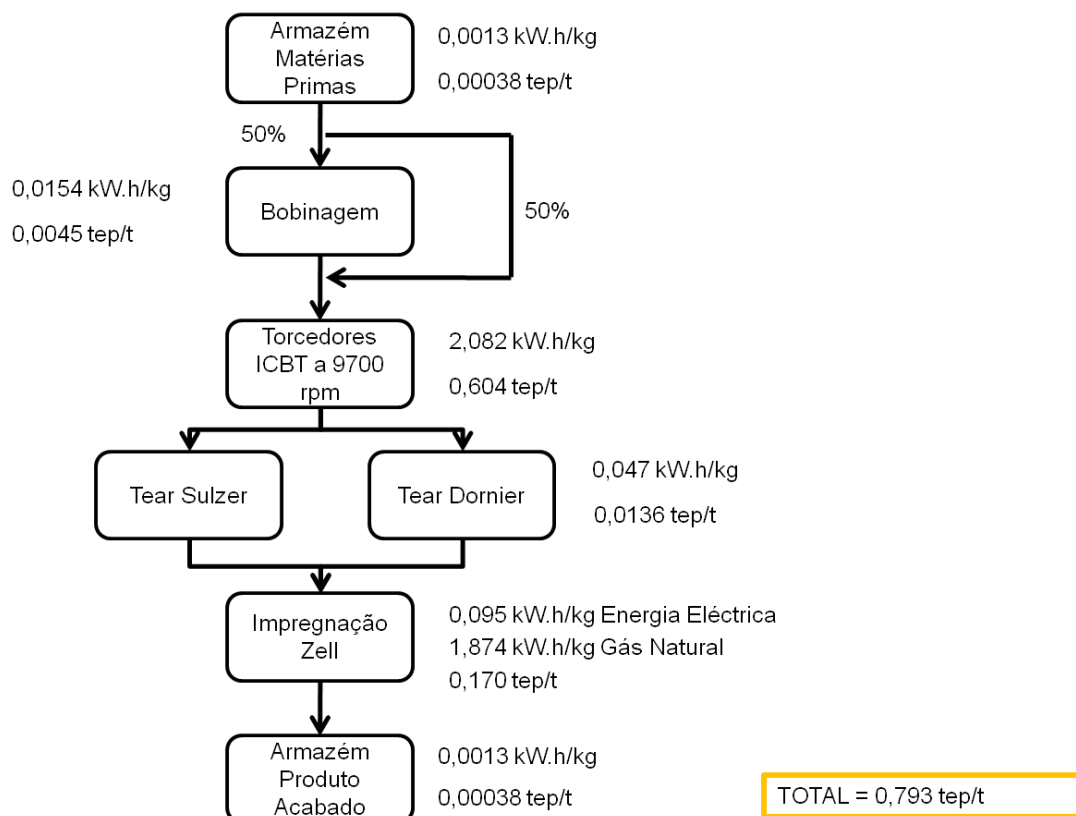


Figura 2.3 – Consumos específicos do artigo PBB-21J em cada etapa do processo

Na figura 2.4 está apresentado o fluxograma do processo de produção do artigo em nylon NCH-01S que foi sujeito a auditoria na máquina de impregnar *Single End*. Este artigo é impregnado em cordas, não passando pela tecelagem nem bobinagem. Os consumos específicos determinados para os restantes artigos estão apresentados no anexo A (A.2).

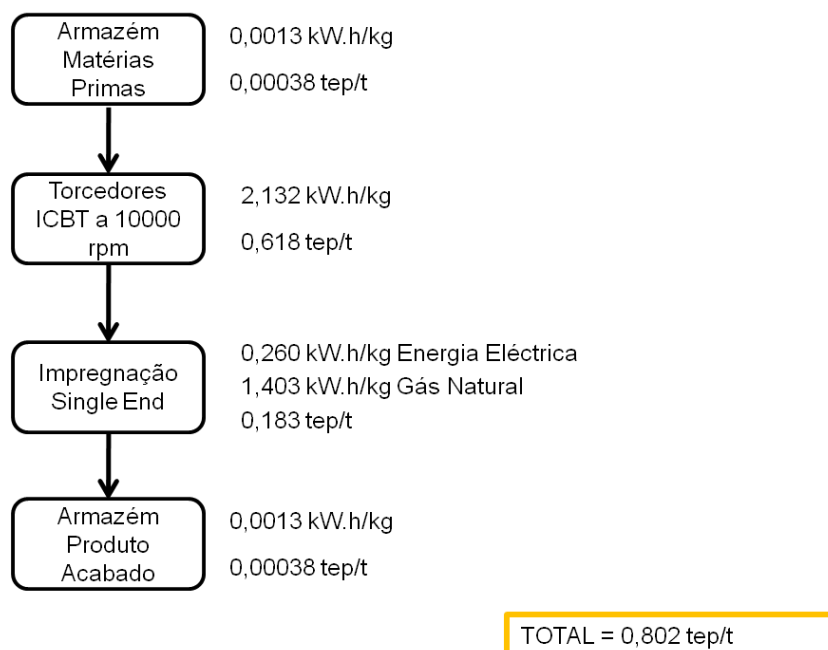


Figura 2.4 – Consumos específicos do artigo NCH-01S em cada etapa do processo

3. Auditoria energética à secção de impregnação

3.1. Introdução

A avaliação do consumo energético das máquinas de impregnar corda e tela pode ser realizada aplicando balanços de energia térmica. Segundo o princípio da conservação da energia, toda a energia que entra num sistema, acaba também por sair [7, 8]:

$$\sum E_{entra} = \sum E_{sai} \quad (3.1)$$

Como qualquer máquina geradora de energia térmica apresenta sempre perdas de energia, a sua eficiência é sempre inferior a 100%.

Neste processo, a uma pressão constante, apenas a energia das correntes de entrada e saída é tida em conta [7].

A energia das correntes que entram é igual à energia das correntes que abandonam mais as perdas térmicas, tal como demonstrado pela equação 3.2.

$$\sum E_{entra} = \sum E_{sai} + \sum E_{perdas} \quad (3.2)$$

As correntes com potencial térmico, tanto da máquina *Single End* como da máquina *Zell* são as mesmas. As correntes de entrada do processo com potencial térmico são as seguintes:

- Combustão gás natural;
- Calor sensível queima gás natural;
- Ar de combustão;
- Ar fresco;
- Artigo a impregnar;
- Solução de impregnação.

As correntes de saída do processo com potencial térmico são as seguintes:

- Gases de combustão e exaustão;
- Artigo impregnado;
- Perdas térmicas.

Na figura 3.1 é apresentado um esquema referente à potência térmica de entrada e de saída das máquinas de impregnar.



Figura 3.1 – Correntes de entrada e saída do processo de impregnação

Antes de se efectuar os balanços de energia, foi necessário também realizar um balanço de massa ao sistema, de forma a verificar eventuais perdas não identificáveis. A massa que entra no sistema é igual à massa que abandona o sistema.

3.2. Auditoria à máquina de impregnar *Single End*

3.2.1. Balanço de massa

Para determinar perdas não quantificáveis realizou-se um balanço ao azoto, uma vez que é um composto inerte. Para que não se verifiquem perdas, a quantidade de azoto que entra no ar de combustão e no ar fresco tem que igualar a quantidade de azoto que sai pelos gases de combustão e exaustão (equação 3.3).

$$\dot{n}_{N_2 \text{ (ar aquec.)}} + \dot{n}_{N_2 \text{ (ar comb.)}} = \dot{n}_{N_2 \text{ (gases exaust.)}} \quad (3.3)$$

Para a determinação do caudal molar de cada corrente foi necessário primeiro determinar o caudal volumétrico e o caudal mássico do ar de combustão e aquecimento, assim como, dos gases de combustão e exaustão.

O caudal volumétrico de ar de combustão e ar fresco, V foi calculado com base na velocidade do ar, v , e na área de secção, A (equação 3.4).

$$V = v \times A \quad (3.4)$$

Sabendo a massa volúmica à temperatura a que o ar se encontra, determinou-se o caudal mássico, $\dot{m}$ segundo a equação 3.5.

$$\dot{m} = V \times \rho \quad (3.5)$$

A velocidade do ar de combustão e do ar fresco foi medida através de um anemómetro de turbina *Testo 635*. A velocidade dos gases de combustão e exaustão foi determinada por intermédio da medição da pressão dinâmica através de um tubo de pitot

Micatrone MG-1000D. Assim sendo, foi necessário aplicar o balanço de energia mecânica [7] para a determinação da velocidade (equação 3.6).

$$\frac{P_1}{\rho} + gZ_1 + \frac{v_1^2}{2\alpha} = \frac{P_2}{\rho} + gZ_2 + \frac{v_2^2}{2\alpha} \quad (3.6)$$

Simplificou-se a equação anterior, em que $Z_1 = Z_2$, $v_2 = 0$ e $\alpha = 1$, obtendo-se a velocidade (equação 3.7).

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \times (P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (3.7)$$

Depois de obtidos os caudais mássicos de cada corrente, determinaram-se os caudais molares de azoto, tendo presente que a percentagem de azoto no ar é de 79%.

Os caudais mássicos e molares do ar de combustão, ar fresco e dos gases de combustão e exaustão para a máquina *Single End* estão apresentados na tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Caudais mássicos e molares de ar e azoto para a máquina *Single End*

Corrente	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{n}$ (kmol/s)	$\dot{n}_{N_2}$ (kmol/s)
Ar combustão	0,621	2,15E-02	1,70E-02
Ar fresco	1,449	5,01E-02	3,96E-02
Gases comb. e exaust.	1,949	6,74E-02	5,33E-02
Diferença	-	-	3,31E-03

Por aplicação da equação 3.3, verifica-se uma diferença de $3,31 \times 10^{-3}$ kmol/s entre as correntes de entrada na máquina (ar de combustão e ar fresco) e a corrente de saída (gases de combustão e exaustão). Existem assim perdas não identificáveis na máquina, na ordem dos 6%.

Todos os resultados obtidos e cálculos efectuados relativamente ao ar de combustão, ar fresco e gases de combustão e exaustão encontram-se no anexo B (B.3, B.4 e B.7, respectivamente).

3.2.2. Balanços de energia - Entrada de energia

Potência térmica de combustão do gás natural

A potência térmica de combustão pode ser calculada sabendo o caudal volumétrico do combustível e o seu poder calorífico, tal como mostra a equação 3.8.

$$Q_{\text{combustão}} = V_{\text{combustível}} \times PCS \quad (3.8)$$

O combustível é alimentado com um caudal de $26,64 \text{ m}^3/\text{h}$ (anexo B: B.1). O poder calorífico superior (PCS) no mês de Abril foi de $11,978 \text{ kW.h/m}^3$ (anexo E: E.4). Substituindo na equação 3.8, obtém-se uma potência térmica de $319,1 \text{ kW}$.

Potência térmica relativa ao calor sensível da combustão do gás natural

A potência térmica relativa ao calor sensível do combustível é a energia resultante do combustível entrar a uma temperatura superior à temperatura de referência (0 °C; equação 3.9).

$$Q_{\text{sensível}} = \dot{m}_{\text{combustível}} \times \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{combustível}}} c_p dT \quad (3.9)$$

Onde c_p é o calor específico do gás natural (assim como de outros componentes gasosos) que é dado pela equação 3.10. A integração do calor específico, para o gás natural encontra-se no anexo E (E.3).

Para substâncias líquidas determinou-se o calor específico através de valores tabelados, à temperatura média entre a temperatura da corrente e a do estado de referência (0 °C).

$$c_p = \sum \left(x_i \times \left(a + bT + cT^2 + dT^3 \right) \times \frac{4,184}{MM_i} \right) \quad (3.10)$$

O caudal mássico de combustível é igual a 0,0059 kg/s e a temperatura é de aproximadamente 20 °C (anexo B: B.2). Substituindo os valores na equação 3.9 obtém-se uma potência térmica de 0,2 kW.

Potência térmica do ar de combustão

A potência térmica do ar de combustão é a energia contida no ar que entra pela grelha dos queimadores para se dar a combustão e divide-se na potência térmica do ar seco e na potência térmica da água contida no ar. Assim, a potência térmica do ar seco de combustão foi determinado através da seguinte equação (3.11):

$$Q_{\text{ar seco comb.}} = \dot{m}_{\text{ar seco comb.}} \times \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{ar comb.}}} c_p dT \quad (3.11)$$

O ar seco entra nas estufas com um caudal total de 0,621 kg/s a uma temperatura de 27 °C (anexo B: B.3.). Da integração do calor específico obteve-se um valor de 27,46 kJ/kg (anexo G). Substituindo os valores na equação 3.11 obtém-se uma potência térmica de 17,1 kW.

A potência térmica da água presente no ar de combustão foi calculada a partir da equação 3.12.

$$Q_{\text{água ar comb.}} = \dot{m}_{\text{água}} \times \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{ar comb.}}} c_p dT + \dot{m}_{\text{água}} \times \lambda_{T_{\text{ref}}} \quad (3.12)$$

O caudal mássico de água presente no ar é igual a 0,0042 kg/s (anexo B: B.3). Da integração do calor específico do vapor de água obteve-se um valor de 50,32 kJ/kg (anexo F) e o calor latente à temperatura de referência equivale a 2501,7 kJ/kg [9]. Substituindo os valores na equação 3.12 obtém-se uma potência térmica da água presente no ar de combustão de 10,7 kW.

A potência térmica do ar de combustão (ar seco mais a água) equivale a 27,8 kW.

Potência térmica do ar fresco

Como as estufas não são totalmente fechadas, existe ar que entra de forma natural juntamente com o artigo a secar, designando-se ar fresco ou ar de renovação. Este ar é aquecido promovendo a secagem do artigo. Na máquina *Single End* o ar entra por onde as cordas entram e saem das estufas e por um tubo situado perto do queimador em cada estufa.

Tubos das estufas

Cada estufa possui um tubo por onde entra ar ambiente de forma natural (figura 3.2).



Figura 3.2 – Tubo por onde entra ar ambiente de forma natural na máquina *Single End*

A potência térmica do ar que entra pelos tubos inseridos na parede das estufas pode ser calculado aplicando as mesmas equações usadas no ar de combustão. A potência térmica do ar seco foi calculada pela equação 3.11.

O caudal mássico de ar seco em ambos os tubos é igual a 0,336 kg/s. A temperatura do ar é de 27,0 °C (anexo B: B.4) e o calor específico a essa temperatura é de 27,46 kJ/kg (anexo G). Substituindo os valores na equação 3.11 obtém-se uma potência térmica de 9,2 kW.

A potência térmica da água no ar que entra pelos tubos foi calculada através da equação 3.12.

O caudal mássico de água no estado gasoso corresponde a 0,0023 kg/s (anexo B: B.4.) e a integração do calor específico vale 50,32 kJ/kg (anexo F). Substituindo os valores na equação 3.12, a potência térmica da água presente no ar vale 5,9 kW.

A potência térmica do ar fresco dos tubos (ar seco mais água presente no ar) equivale a 15,1 kW.

Entrada e saída das cordas

O ar fresco entra naturalmente na entrada e saída das cordas de ambas as estufas. Na figura 3.3 é visível o local de passagem do ar na entrada das cordas numa das estufas.



Figura 3.3 – Local onde as cordas entram na estufa

A potência térmica do ar que entra nos locais de entrada e saída das cordas das estufas foi calculada aplicando a equação 3.11.

O caudal mássico de ar seco na entrada e saída das cordas é igual a 1,113 kg/s e a temperatura de entrada do ar é de 24,6 °C (anexo B: B.4). A integração do calor específico é de 25,02 kJ/kg (anexo G). Substituindo os valores na equação 3.11 obtém-se um valor de 27,8 kW para a potência térmica do ar seco.

A potência térmica da água presente no ar foi calculada pela equação 3.12.

O caudal mássico de água é de 0,0074 kg/s (anexo B: B.4) e a integração do calor específico é de 45,84 kJ/kg (anexo F). Substituindo na equação 3.12, obtém-se uma potência térmica de água contida no ar de 18,9 kW.

A potência térmica total do ar fresco na entrada e saída das cordas equivale a 46,7 kW.

Potência térmica das cordas em verde

A potência térmica das cordas em verde depende do caudal mássico das cordas, do calor específico das cordas e da temperatura a que se encontram à entrada da 1ª estufa.

A potência térmica das cordas secas foi calculada por aplicação da equação 3.13.

$$Q_{\text{cordas secas}} = \dot{m} \times c_p \times (T_{\text{cordas verdes}} - T_{\text{ref}}) \quad (3.13)$$

O caudal mássico de cordas corresponde a 0,063 kg/s e entram nas estufas a uma temperatura de 25,4 °C (anexo B: B.5). O c_p das cordas corresponde a 1,67 kJ/(kg.°C) [10, 11]. Substituindo os valores na equação 3.13, obtém-se uma potência térmica de 2,7 kW.

As cordas em verde possuem um teor de água de 1,95%. A potência térmica da água presente nas cordas em verde foi calculada pela equação 3.13.

O caudal mássico de água vale 0,0013 kg/s (anexo B: B.5). O calor específico da água à temperatura média corresponde a 4,19 kJ/(kg.°C) (anexo F). Substituindo os valores na equação 3.13 obtém-se uma potência térmica de 0,1 kW.

A potência térmica total (cordas secas mais a água) das cordas em verde corresponde a 2,8 kW.

Potência térmica da solução de impregnação

A potência térmica da solução de impregnação pode ser calculada sabendo o caudal de solução gasto na impregnação das cordas, a temperatura a que se encontra na tina de solução e o calor específico da solução, de acordo com a equação 3.13. Na figura 3.4 é visível as cordas a passarem pela solução de impregnação.



Figura 3.4 – Solução de impregnação da máquina *Single End*

O caudal mássico de solução é de 0,0299 kg/s a uma temperatura média de 13,8 °C (anexo B: B.6). O calor específico da solução a 13,8 °C é de 3,83 kJ/(kg.°C) (anexo I: I.1). Substitui-se os valores na equação 3.13, obtendo-se uma potência térmica de 1,6 kW.

A potência térmica da solução de impregnação corresponde a 1,6 kW.

3.2.3. Balanços de energia – Saída de energia

Potência térmica dos gases de combustão e exaustão

A potência térmica dos gases de combustão e exaustão foi calculada sabendo o caudal mássico dos gases, a temperatura a que são libertados para o exterior e o seu calor específico. Como no cálculo da potência térmica cedida pela queima do combustível foi usado o PCS do gás natural, pressupõe-se então que a água contida nos gases seja libertada no estado líquido. É necessário então adicionar o calor latente de vaporização da água à temperatura de referência (0 °C).

A equação usada no cálculo da potência térmica dos gases secos foi a equação 3.11.

O caudal de gases é de 1,949 kg/s e a temperatura de saída dos gases de 150 °C (anexo B: B.7). A esta temperatura, o calor específico é de 152,99 kJ/kg (anexo H: H.2). Substituindo os valores na equação 3.11, obtém-se uma potência térmica de gases secos de 298,2 kW.

A potência térmica da água contida nos gases de combustão e exaustão foi calculado a partir da equação 3.12.

O caudal de vapor de água corresponde a 0,024 kg/s (anexo B: B.7). Da integração do calor específico do vapor de água obtém-se um valor de 283,54 kJ/kg (anexo F). Substituindo na equação 3.12, a potência térmica da água presente nos gases vale 66,8 kW.

A potência térmica dos gases de combustão e exaustão (gases secos mais a água) equivale a 365,0 kW.

Potência térmica das cordas impregnadas

A potência térmica das cordas impregnadas é dada pela equação 3.13. À saída da máquina, as cordas encontram-se totalmente secas.

As cordas impregnadas saem da segunda estufa com uma temperatura de 127 °C (temperatura medida com termómetro infravermelhos). Substituindo os valores na equação 3.13, obtém-se uma potência térmica de 13,4 kW.

Perdas térmicas das cordas na passagem entre estufas

As perdas térmicas das cordas por arrefecimento no processo dão-se na passagem da primeira estufa para a segunda estufa, isto é, as cordas à saída da primeira estufa são expostas ao ar ambiente até à entrada da segunda estufa, promovendo assim a troca de calor com o ar ambiente. Na tabela 3.2 apresentam-se as temperaturas das cordas à entrada e à saída das duas estufas.

Tabela 3.2 – Temperaturas de entrada e saída das cordas de ambas as estufas

Estufa	T _{entrada cordas} (°C)	T _{saída cordas} (°C)
1	25,4	93,6
2	37,2	127,0

Verifica-se que o decréscimo de temperatura entre a saída da estufa 1 e a entrada da estufa 2 é de 56,4 °C.

A potência térmica perdida pelas cordas foi então calculada a partir da equação 3.14.

$$Q_{\text{perdas cordas}} = \dot{m}_{\text{cordas}} \times c_p \times (T_{\text{saída estufa 1}} - T_{\text{entrada estufa 2}}) \quad (3.14)$$

O caudal mássico de cordas é de 0,063 kg/s (anexo B: B.5) e o calor específico é de 1,67 kJ/(kg.°C). Substituindo os valores na equação 3.14 obtém-se uma potência térmica perdida de 6,0 kW.

A potência térmica perdida por arrefecimento das cordas na passagem entre estufas corresponde a 5,9 kW.

Perdas térmicas pelas paredes das estufas

As perdas térmicas pelas paredes das estufas dão-se através de dois fenómenos: radiação e convecção. As principais trocas de calor dão-se com o ar ambiente.

A transferência de calor por convecção depende do escoamento do fluido sobre uma superfície sólida. Junto a essa superfície é formada um filme onde se dão as transferências de calor. Este filme é tanto maior quanto menor for o escoamento do fluido. Logo, em convecção, a equação da transferência de calor é a seguinte (equação 3.15) [12]:

$$Q_{convecção} = Ah(T_s - T_a) \quad (3.15)$$

Em que A é a área da superfície, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção e $(T_s - T_a)$ é a diferença de temperatura entre a superfície e o ar ambiente. Como h depende do escoamento é necessário saber em que condição se dá a troca de calor (propriedades do ar e geometria da superfície).

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção está relacionado com o número de Nusselt de acordo com a equação 3.16 [12].

$$Nu = \frac{hL}{k} = \phi \left(\frac{Lv\rho}{\mu} \right) \left(\frac{c_p \mu}{k} \right) \left(\frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \right) \quad (3.16)$$

Em que ϕ é uma constante, β é o coeficiente de expansão e ΔT é a diferença de temperatura entre a superfície e o ar ambiente. As propriedades físicas do ar são as correspondentes à temperatura média do filme. A dimensão característica, L , varia consoante a geometria da superfície sendo considerada a altura para superfícies planas verticais e para superfícies planas horizontais é a média aritmética dos lados da geometria.

Como o mecanismo é de convecção natural e o fluido é ar, a equação anterior pode ser simplificada de acordo com as equações da tabela 3.3. A equação a usar a partir da tabela 3.3 depende do valor da multiplicação entre o número de Grashof (Gr) e o número de Prandtl (Pr). O número de Grashof é dado pela equação 3.17 [7].

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \quad (3.17)$$

O número de Prandtl pode ser obtido por consulta a tabelas de propriedades físicas do ar.

Tabela 3.3 – Equações do coeficiente convectivo consoante valor $GrPr$ e do tipo de superfície [7]

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	$3 \times 10^4 - 3 \times 10^{10}$	$h = 0,12 (\Delta T/L)^{1/4}$	$h = 0,59 (\Delta T/L)^{1/4}$

A potência térmica transferida por radiação entre a superfície a uma temperatura T_s e o ar ambiente a uma temperatura T_a pode ser obtida pela equação 3.18 [12].

$$Q_{\text{radiação}} = A\sigma\varepsilon(T_s^4 - T_a^4) \quad (3.18)$$

Em que σ é a constante de Stefan-Boltzmann e vale $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$.

As paredes das estufas são de chapa zincada, sendo a emissividade, ε de 0,85 [7].

Nas tabelas 3.4 e 3.5 são apresentados os resultados obtidos para as perdas térmicas das paredes das estufas e dos ventiladores das estufas respectivamente. Os cálculos efectuados estão apresentados no anexo B: B.8.

Tabela 3.4 – Perdas térmicas registadas pelas paredes das estufas da máquina *Single End*

Estufa	$Q_{\text{radiação}}$ (kW)	$Q_{\text{convecção}}$ (kW)
1	7,7	4,8
2	5,1	3,1

Tabela 3.5 – Perdas térmicas registadas pelas superfícies dos ventiladores das estufas da máquina *Single End*

Ventilador Estufa	$Q_{\text{radiação}}$ (kW)	$Q_{\text{convecção}}$ (kW)
1	1,4	0,9
2	1,6	1,0

As perdas térmicas das paredes das estufas e ventiladores totalizam 25,6 kW.

3.3. Auditoria à máquina de impregnar Zell

3.3.1. Balanço de massa

O balanço de massa ao azoto na máquina de impregnar Zell foi determinado, do mesmo modo que na máquina de impregnar Single End, partindo da equação 3.3.

Na tabela 3.6 estão indicados os caudais das correntes de entrada e saída que apresentam azoto na sua composição.

Tabela 3.6 – Caudais mássicos e molares de ar e azoto para a máquina Zell

Corrente	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{n}$ (kmol/s)	$\dot{n}_{N_2}$ (kmol/s)
Ar combustão	1,717	5,94E-02	4,69E-02
Ar aquecimento	27,570	9,54E-01	7,54E-01
Gases comb. e exhaust.	12,716	4,40E-01	3,48E-01
Diferença	-	-	4,53E-01

Verifica-se pela análise da tabela que existe uma diferença significativa entre o caudal molar de azoto à entrada e o caudal molar de azoto à saída (56,6% do caudal molar de entrada). Constata-se assim, que existem perdas não identificáveis do sistema. Na secção 4.2 referente aos resultados sugere-se uma possível explicação para esta diferença significativa.

3.3.2. Balanço de energia – Entrada de energia

Potência térmica de combustão do gás natural

A potência térmica de combustão do gás natural para a máquina Zell foi calculada por aplicação da equação 3.8.

O caudal volumétrico de gás natural para o produto PBB-21J corresponde a 345,36 m³/h (anexo C: C.1) e o PCS de 11,937 kW.h/m³ (anexo E: E.4). Substituindo os valores na equação 3.8 obtém-se uma potência térmica de combustão igual a 4122,6 kW.

Potência térmica relativa ao calor sensível da combustão do gás natural

A potência térmica relativa ao calor sensível de combustão de gás natural foi calculada aplicando a equação 3.9.

O caudal mássico, calculado com base massa volúmica do gás natural (anexo E: E.2), corresponde a 0,0763 kg/s (anexo C: C.2). A temperatura de entrada do gás natural é de 20,0 °C e a integração do calor específico vale 40.83 kJ/kg. Substituindo os valores na equação 3.9 obtém-se uma potência térmica de 3,1 kW.

Potência térmica do ar de combustão

A potência térmica do ar de combustão é dividida na potência térmica do ar seco e na potência térmica da água presente no ar. A potência térmica do ar seco foi calculada por

aplicação da equação 3.11. Na figura 3.5 está apresentado um dos queimadores da máquina Zell com a respectiva grelha de admissão de ar de combustão.



Figura 3.5 – Queimador da máquina Zell

O caudal de ar seco usado na queima do gás natural nas 7 estufas corresponde a 1,717 kg/s e entra com uma temperatura média de 26,5 °C (anexo C: C.3). Substituindo os valores na equação 3.11 obtém-se uma potência térmica do ar seco de combustão de 46,2 kW.

A potência térmica da água contida no ar de combustão calculou-se a partir da equação 3.12.

O caudal de água do ar de combustão que é alimentado nas 7 estufas corresponde a 0,017 kg/s a 26,5 °C (anexo C: C.3). O calor latente à temperatura de referência corresponde a 2501,7 kJ/kg. Substituindo os valores na equação 3.12, obtém-se uma potência térmica de água presente no ar de 43,4 kW.

A potência térmica do ar de combustão (ar seco mais a água presente no ar) é de 89,6 kW.

Potência térmica do ar fresco

A potência térmica do ar fresco diz respeito ao ar que penetra pelas entradas e saídas da tela na parte inferior das estufas. Na figura 3.6 está apresentada uma dessas aberturas por onde o ar entra naturalmente.

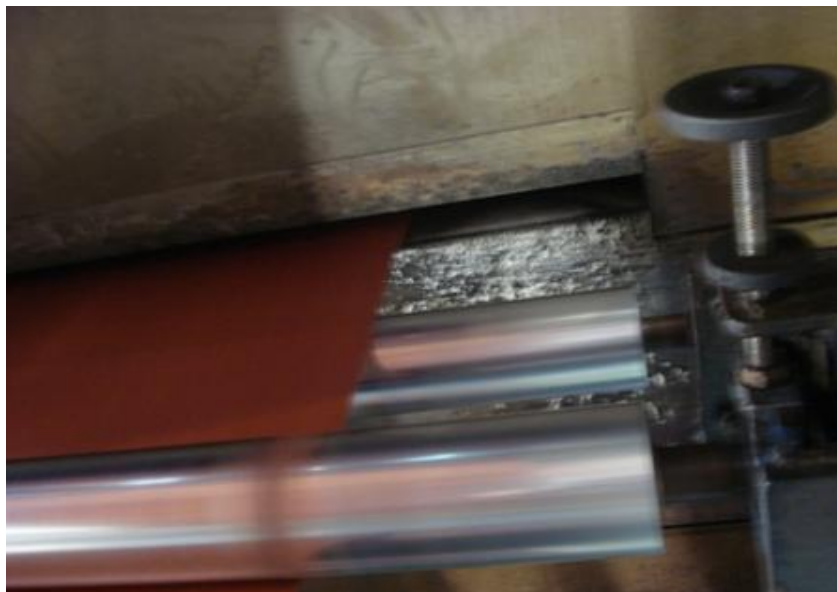


Figura 3.6 – Local de entrada da tela nas estufas da máquina Zell

Como as estufas 1 e 2 são maiores, a entrada da tela corresponde ao 1º piso da máquina. Nas restantes estufas, a tela entra e sai no 2º piso da máquina. Assim, as temperaturas de entrada do ar são diferentes do 1º piso para o 2º piso.

Para o 1º piso a temperatura de entrada do ar é de 25,6 °C e para o 2º piso a temperatura é de 23,5 °C.

A potência térmica do ar fresco seco é a soma do ar seco do 1º piso e o ar seco do 2º piso e foi calculado através da equação 3.11.

O caudal de ar seco na entrada e saída da tela das estufas 1 e 2 (1º piso) equivale a 11,06 kg/s. Na entrada e saída das restantes estufas (2º piso) equivale a 16,51 kg/s (anexo C.4.). Da integração do calor específico do ar entre a temperatura de referência e as temperaturas de 25,6 °C e 23,5 °C obtém-se valores de 26,00 kJ/kg e 23,80 kJ/kg respectivamente (anexo F). Substituindo na equação 3.11, a potência térmica do ar seco corresponde a 680,5 kW.

A potência térmica da água contida no ar calculou-se com base na equação 3.12.

O caudal de água do ar fresco relativamente ao 1º piso equivale a 0,120 kg/s e ao 2º piso equivale a 0,154 kg/s (anexo C.4.). Da integração do calor específico do vapor de água entre 0 °C e 25,6 °C obtém-se um valor de 47,70 kJ/kg e entre 0 °C e 23,5 °C obtém-se um valor de 43,80 kJ/kg (anexo F). Substituindo na equação 3.12 obtém-se uma potência térmica de vapor de água de 697,9 kW.

A potência térmica total do ar fresco corresponde a 1378,4 kW.

Potência térmica da tela em verde

A tela em verde apresenta uma percentagem em massa de água de 2,0%. A potência térmica da tela divide-se então na potência térmica da tela seca e na potência térmica da água contida na tela.

A potência térmica da tela seca calculou-se aplicando a equação 3.13.

O caudal da tela corresponde a 0,623 kg/s e entra na máquina a uma temperatura de 20,6 °C (anexo C: C.5). O c_p da tela a 20,6 °C corresponde a cerca de 1,30 kJ/(kg.°C) [13]. Obteve-se uma potência térmica da tela seca em verde, por substituição dos valores na equação 3.13 de 16,3 kW.

A potência térmica da água contida na tela calculou-se igualmente por aplicação da equação 3.13. O caudal de água presente na tela corresponde a 0,012 kg/s (anexo C: C.5) e o c_p a 20,6 °C da água líquida vale 4,18 kJ/(kg.°C) (anexo F). Substituindo os valores na equação 3.13 obtém-se uma potência térmica de água presente na tela de 1,1 kW.

A potência térmica da tela em verde é de 17,4 kW.

Potência térmica da solução de activação e de impregnação

São usadas duas soluções químicas no processo: a solução de activação e a solução de impregnação. Foi necessário então determinar a contribuição calorífica de ambas as soluções para o processo com base na equação 3.13.

Na figura 3.7 é visível a tela a passar na solução de impregnação da máquina Zell.



Figura 3.7 – Tina com solução de impregnação

O caudal mássico da solução de activação é de 0,149 kg/s e a temperatura é de 21,8 °C (anexo C: C.6.). O calor específico da solução é de 4,20 kJ/(kg.°C) (anexo I: I.2). Substituindo na equação 3.13, obtém-se uma potência térmica da solução de activação de 13,7 kW.

O caudal da solução de impregnação é de 0,062 kg/s e a temperatura é de 26,2 °C (anexo C: C.6.). O calor específico é de 3,65 kJ/(kg.°C) (anexo I: I.2). Substituindo na equação 3.13, obtém-se uma potência térmica de solução de impregnação de 5,9 kW.

A potência térmica total das soluções de activação e impregnação corresponde a 19,6 kW.

3.3.3. Balanço de energia – Saída de energia

Potência térmica dos gases de combustão e exaustão

A potência térmica dos gases de combustão e exaustão é dividida na potência térmica dos gases secos e na água no estado vapor presente nos gases.

A potência térmica dos gases secos de combustão e exaustão calculou-se com base na equação 3.11 e a potência térmica da água contida nos gases calculou-se com base na equação 3.12.

Na tabela seguinte (tabela 3.7) está apresentada a potência térmica dos gases de combustão e exaustão para cada estufa (anexo C: C.7).

Tabela 3.7 – Caudais e potência térmica dos gases secos e da água contida nos gases

Estufa	$\dot{m}_{\text{gases secos}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{\text{vapor água}}$ (kg/s)	T_{gases} (°C)	$Q_{\text{gases secos}}$ (kW)	$Q_{\text{vap. água gases}}$ (kW)
1	3,260	0,158	140	464,4	437,6
2	2,377	0,076	167	404,3	213,0
3	2,875	0,091	213	624,7	265,7
4	0,774	0,025	235	185,6	72,6
5	1,205	0,038	138	169,3	105,9
6	1,466	0,047	228	341,0	136,8
7	0,759	0,024	233	180,4	71,1

A soma das potências térmicas dos gases de combustão e exaustão das 7 estufas corresponde a 3672,3 kW.

Potência térmica da tela impregnada

A potência térmica da tela impregnada calculou-se por aplicação da equação 3.13.

Tal como na máquina *Single End*, a tela à saída da máquina *Zell* encontra-se isenta de água.

O caudal da tela corresponde a 0,610 kg/s (anexo C: C.8). A temperatura à saída é de 218,0 °C e o c_p corresponde a 1,30 kJ/(kg.°C). Substituindo os valores na equação 3.13, obtém-se uma potência térmica da tela impregnada de 173,9 kW.

Perdas térmicas da tela na passagem entre estufas

A tela perde calor por convecção e radiação para o ar ambiente na passagem entre estufas. As perdas térmicas foram calculadas com base na equação 3.14.

As perdas térmicas da tela em cada passagem estão apresentadas na seguinte tabela (tabela 3.8).

Tabela 3.8 – Perdas térmicas da tela nas passagens entre estufas

Passagem	$\dot{m}_{\text{tela}}$ (kg/s)	c_p tela (kJ/kg.K)	ΔT (°C)	$Q_{\text{perdido tela}}$ (kW)
1ª passagem	0,623	1,30	23,0	18,6
2ª passagem			96,8	78,4
3ª passagem			32,3	26,2
4ª passagem			194,8	157,8
5ª passagem			27,6	22,4
6ª passagem			49,0	39,7

As perdas térmicas totais da tela em todas as passagens entre estufas equivalem a 343,1 kW.

Perdas térmicas pelas paredes das estufas

As perdas térmicas pelas paredes das estufas por convecção e por radiação foram determinadas aplicando as equações 3.15 e 3.18 respectivamente.

Nas tabelas 3.9 e 3.10 estão apresentadas as perdas térmicas por convecção e por radiação em cada estufa e nos ventiladores de cada estufa, respectivamente.

Tabela 3.9 – Calor perdido pelas paredes das estufas da máquina Zell

Estufa	$Q_{\text{convecção}}$ (kW)	$Q_{\text{radiação}}$ (kW)
1	6,0	13,9
2	7,2	14,8
3	4,0	8,0
4	7,1	14,4
5	4,2	9,2
6	4,7	10,0
7	7,0	14,1

Tabela 3.10 – Calor perdido pelos ventiladores das estufas da máquina Zell

Ventiladores estufas	$Q_{\text{convecção}}$ (kW)	$Q_{\text{radiação}}$ (kW)
1	1,1	2,5
2	2,5	4,9
3	2,8	5,3
4	2,6	5,0
5	1,5	3,2
6	2,6	4,9
7	2,6	4,8

As perdas por convecção e radiação totalizam 171,1 kW.

Perdas térmicas relativas à torre de arrefecimento

Associada à máquina Zell existe uma torre de arrefecimento cujo objectivo é arrefecer água proveniente da máquina. A água usada na máquina Zell tem a função de arrefecer o óleo das juntas dos cilindros que conduzem a tela pela máquina, uma vez que atinge temperaturas elevadas pondo em causa o funcionamento da máquina. Como a água passa no interior dos cilindros, a tela perde assim calor no contacto com os cilindros. Na figura 3.8 está apresentado um esquema da torre de arrefecimento da máquina Zell. A água quente à saída da máquina Zell é transportada até um tanque de armazenamento de água que por sua vez é bombeada para a torre de arrefecimento. Da torre de arrefecimento passa

para um tanque (tanque de água arrefecida) onde em seguida é bombeada para máquina Zell, retomando o ciclo.

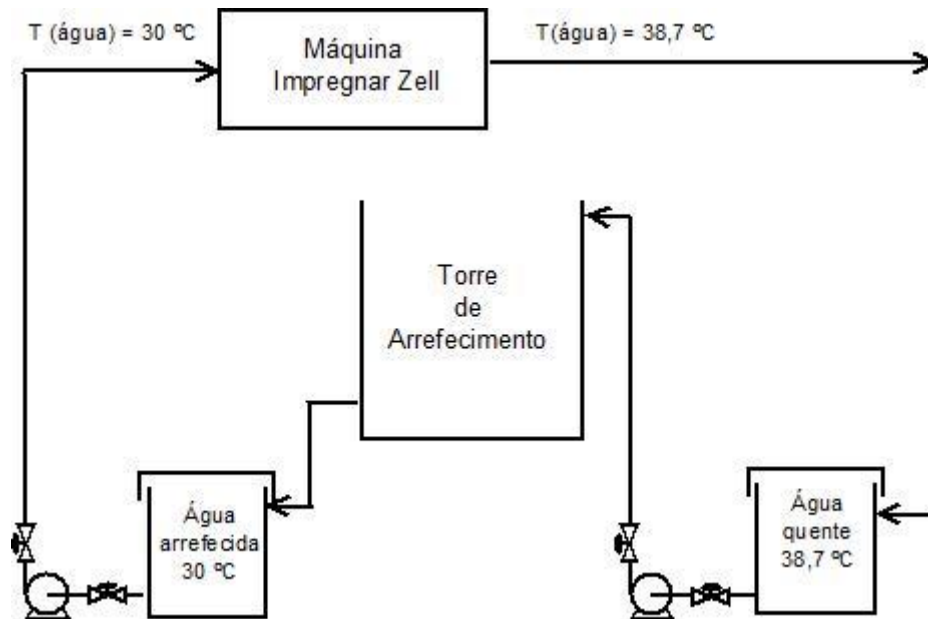


Figura 3.8 – Esquema da torre de arrefecimento e circuito da água de arrefecimento

A potência térmica ganha pela água é a mesma que a perda pelo processo de impregnação. Esta potência da água foi calculada com base na aplicação da equação 3.14. O caudal mássico de água de arrefecimento usada na máquina Zell é de 12,47 kg/s e as temperaturas de entrada e saída da máquina são respectivamente 30,0 °C e 38,7 °C (anexo C: C.10). O calor específico da água líquida à temperatura média é de 4,18 kJ/(kg.°C) (anexo F). Substitui-se os valores na equação 3.14 e obteve-se uma potência térmica de 453,5 kW.

4. Resultados da auditoria energética

4.1. Máquina *Single End*

Os resultados da auditoria energética realizada à máquina *Single End* são apresentados na presente secção.

Os resultados da potência térmica das correntes de entrada na máquina são apresentados na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Potência térmica das correntes de entrada da máquina *Single End*

Corrente Entrada	Q (kW)
Combustão gás natural	319,1
Ar combustão	27,8
Ar fresco (tubos)	15,1
Ar fresco (cordas)	46,7
Cordas em verde	2,8
Solução química	1,6
Total	413,1

Na figura 4.1 apresenta-se a distribuição percentual das correntes de entrada.

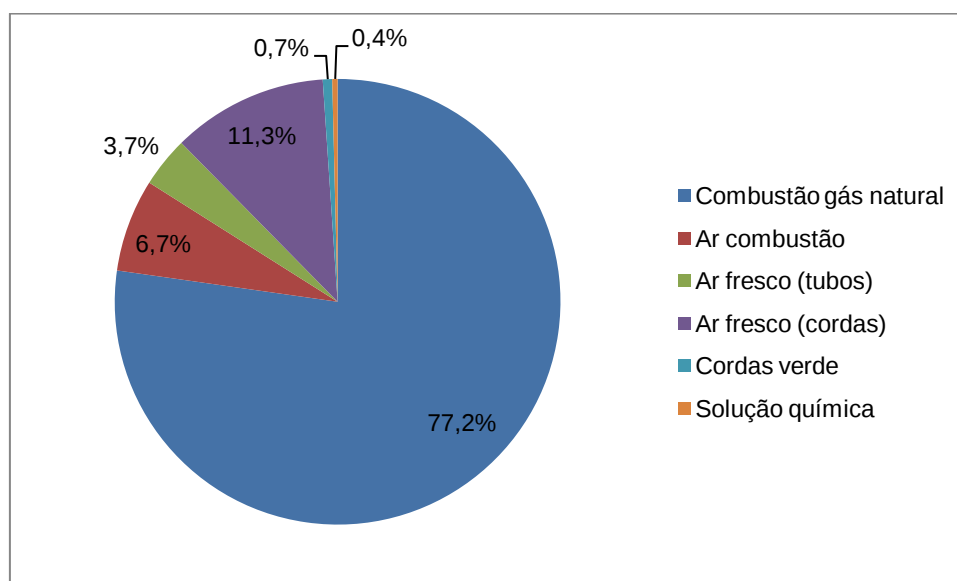


Figura 4.1 – Distribuição percentual da potência térmica das correntes de entrada da máquina *Single End*

Verifica-se que a combustão do gás natural contribui com maior peso na potência térmica de entrada da máquina (77,2%), seguindo-se o ar fresco (15,0%).

Os resultados da potência térmica das correntes de saída estão indicados na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Potência térmica das correntes de saída da máquina *Single End*

Corrente Saída	Q (kW)
Gases comb. exhaust.	365,0
Cordas impregnadas	13,4
Perdas térmicas	34,7
Total	413,1

A distribuição percentual das correntes de saída é visível na figura 4.2.

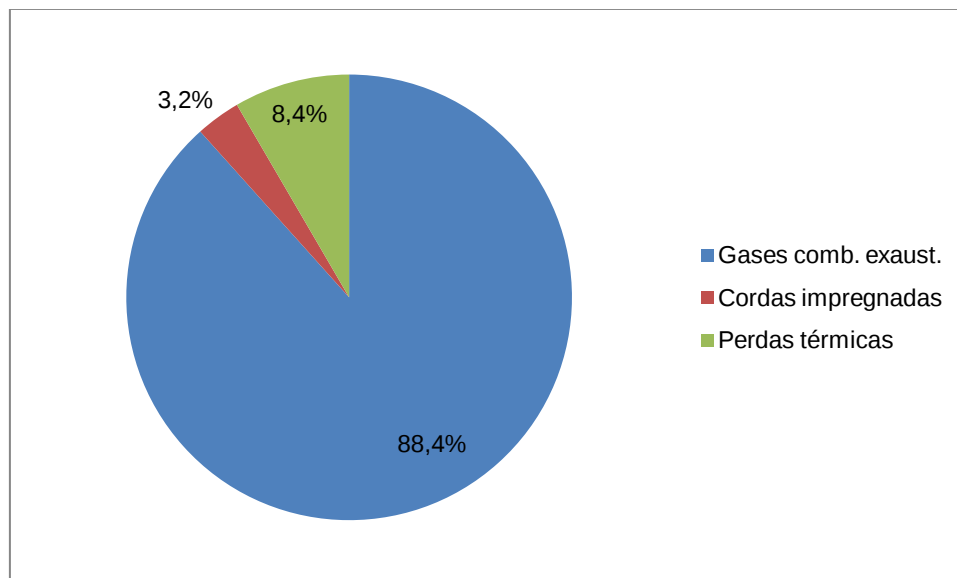


Figura 4.2 – Distribuição percentual da potência térmica das correntes saída da máquina *Single End*

Como seria de esperar, os gases de combustão representam a maior percentagem em termos energéticos nas correntes de saída (88,4%).

As perdas de energia totais da máquina são determinadas por balanço (equação 3.2). Determina-se por diferença entre a potência térmica de entrada e a potência térmica de saída:

$$\sum Perdas = (319,1 + 27,8 + 61,8 + 2,8 + 1,6) - (365,0 + 13,4) = 34,7 \text{ kW}$$

Relativamente à distribuição das perdas de energia da máquina, é necessário primeiro determinar as perdas não identificáveis. São determinadas subtraindo às perdas totais, as perdas verificadas pelas paredes das estufas e pelo arrefecimento das cordas na passagem entre estufas:

$$Perdas_{\text{não identificáveis}} = 34,7 - (25,6 + 6,0) = 3,1 \text{ kW}$$

As perdas térmicas são apresentadas na tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Perdas térmicas da máquina *Single End*

Perdas Térmicas	Q (kW)
Paredes estufas	25,6
Arrefecimento cordas	6,0
Não identificáveis	3,1
Total	34,7

As perdas de 25,6 kW nas paredes das estufas englobam também as perdas verificadas nos ventiladores das estufas.

A distribuição percentual das perdas é mostrada na figura 4.3.

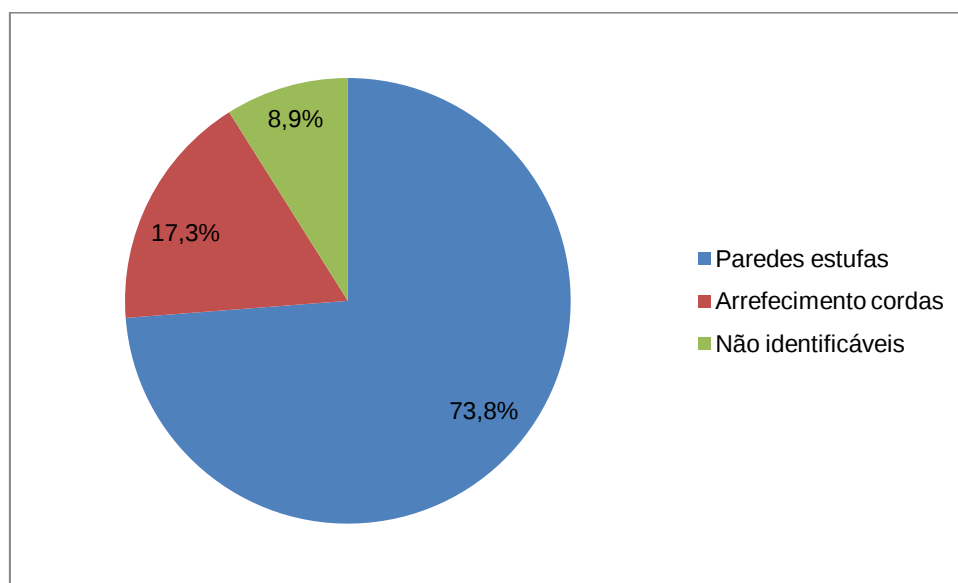


Figura 4.3 – Distribuição percentual das perdas térmicas da máquina *Single End*

As perdas térmicas pelas paredes das estufas representam a maior percentagem (73,8%).

Considerando um preço do gás natural de 0,027 €/(kW.h), o custo horário das correntes de saída da máquina *Single End* pode ser visualizado na figura 4.4.

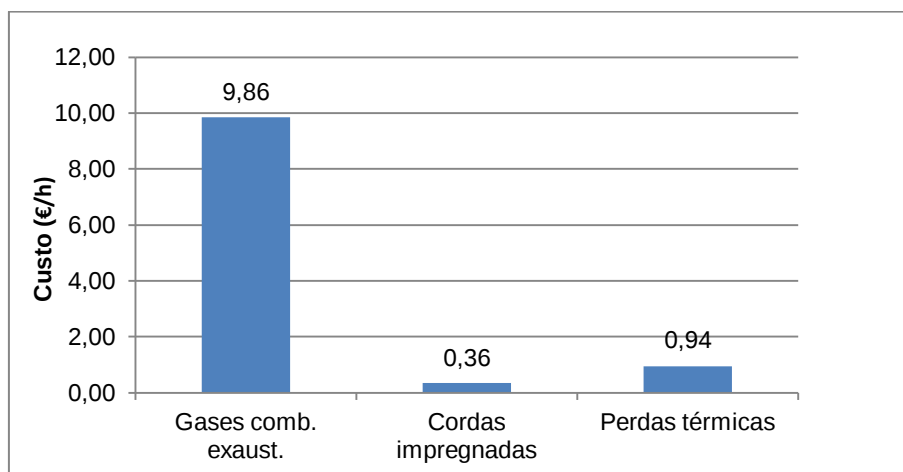


Figura 4.4 - Custo horário da energia das correntes de saída da máquina *Single End*

Verifica-se que a potência térmica das correntes de saída da máquina representa um custo total de 11,16 €/h. Relativamente às perdas térmicas, conjugando os dados da figura 4.3 com os da figura 4.4, conclui-se que as perdas pelas paredes das estufas representam 0,69 €/h, as perdas de arrefecimento das cordas 0,16 €/h e as perdas não identificáveis representam 0,08 €/h.

4.2. Máquina Zell

Os resultados da auditoria energética à máquina de impregnar Zell, relativamente à potência térmica das correntes de entrada na máquina são apresentados na tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Potência térmica das correntes de entrada da máquina Zell

Correntes Entrada	Q (kW)
Combustão gás natural	4125,7
Ar combustão	89,6
Ar fresco	1378,4
Tela em verde	17,4
Soluções químicas	19,6
Total	5630,7

A distribuição percentual de cada corrente de entrada está demonstrada na figura 4.5.

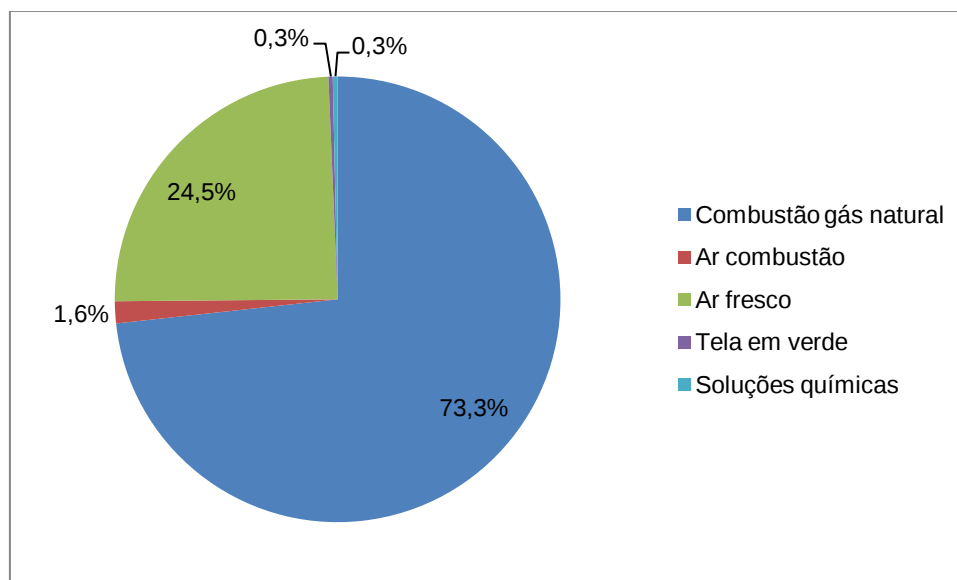


Figura 4.5 – Distribuição percentual da potência térmica das correntes de entrada da máquina Zell

A potência térmica de combustão do gás natural corresponde a 4125,7 kW, equivalente a 73,3% da potência de entrada na máquina. O ar fresco equivale a 24,5% da potência de entrada.

A potência térmica de cada corrente de saída da máquina é apresentada na tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Potência térmica das correntes de saída da máquina Zell

Correntes Saída	Q (kW)
Gases comb. exhaust.	3672,3
Tela impregnada	172,9
Perdas térmicas	1785,5
Total	5630,7

A distribuição percentual das correntes de saída pode ser observada na figura 4.6.

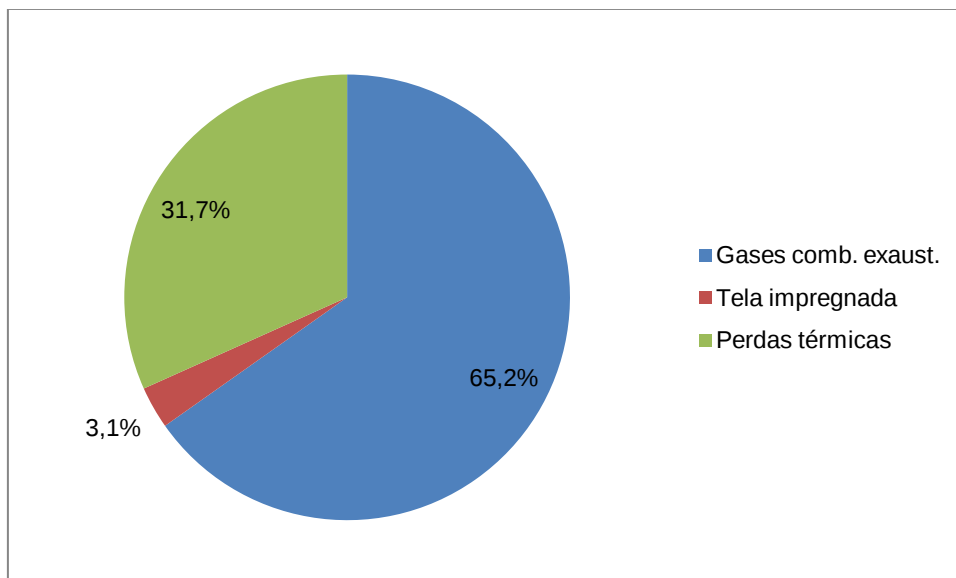


Figura 4.6 – Distribuição percentual da potência térmica de saída da máquina Zell

Os gases de combustão e exaustão contribuem com a maior potência térmica de saída (65,2%). Verifica-se também elevadas perdas térmicas, correspondendo a 31,7%.

As perdas de energia totais da máquina foram determinadas da mesma forma que na máquina *Single End*, aplicando o balanço da equação 3.2.

$$\sum \text{Perdas} = (4125,7 + 89,6 + 1378,4 + 17,4 + 19,6) - (3672,3 + 172,9) = 1785,5 \text{ kW}$$

As perdas não identificáveis são determinadas por diferença entre as perdas totais e as identificáveis (perdas pelas paredes das estufas e perdas por arrefecimento da tela), tal como efectuado para a máquina *Single End*:

$$\text{Perdas}_{\text{não identificáveis}} = 1785,5 - (171,1 + 343,1 + 453,5) = 817,8 \text{ kW}$$

As perdas térmicas são apresentadas na tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Perdas térmicas da máquina Zell

Perdas Térmicas	Q (kW)
Paredes estufas	171,1
Arrefecimento tela	343,1
Torre arrefecimento	453,5
Não identificáveis	817,8
Total	1785,5

A distribuição percentual das perdas é mostrada na figura 4.7.

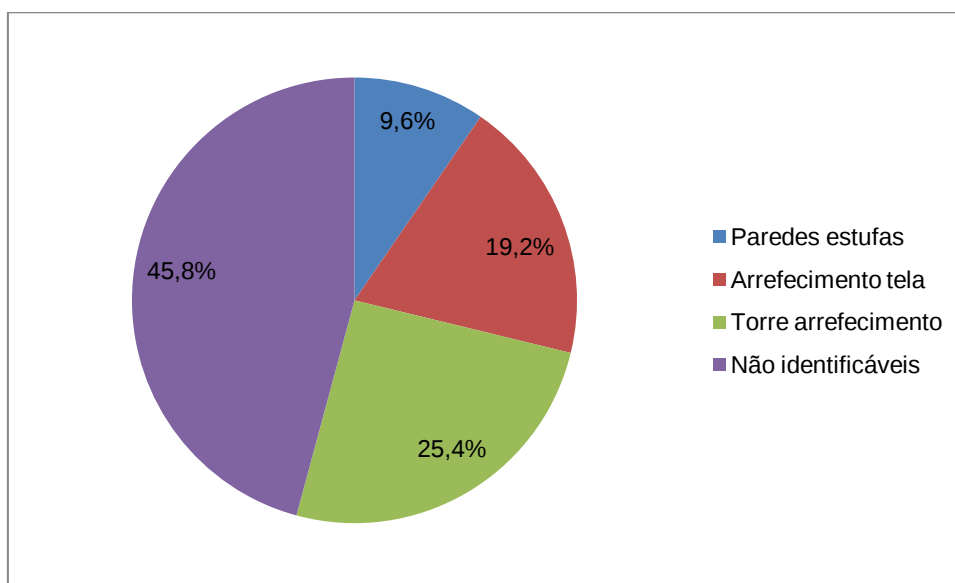


Figura 4.7 – Distribuição percentual das perdas térmicas da máquina Zell

Verifica-se pela análise da figura 4.7 que as perdas não identificáveis são significativas, representando 45,8%. As perdas pela torre de arrefecimento representam 25,4%, as perdas de arrefecimento da tela na passagem entre estufas representam 19,2% e as perdas por convecção e radiação das paredes das estufas e ventiladores representam 9,6%.

Os custos horários das correntes de saída da máquina Zell podem ser observados na figura 4.8.

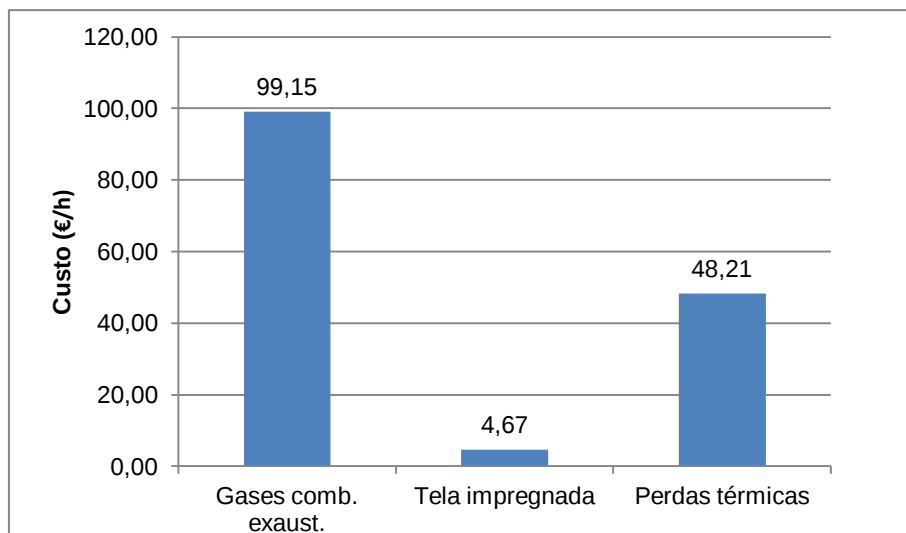


Figura 4.8 - Custo horário da energia das correntes de saída da máquina Zell

Os custos das correntes de saída da máquina Zell totalizam 152,03 €/h (figura 25). Dos 48,21 €/h relativos às perdas térmicas, 34,33 €/h correspondem às perdas não identificáveis, 9,26 €/h às perdas de arrefecimento da tela e 4,63 €/h às perdas pelas paredes das estufas.

As perdas não identificáveis devem-se em grande parte aos gases que saem pelo topo das estufas tal como pode ser visualizado na figura 4.9. No topo de cada estufa existe uma espécie de tampo móvel que possibilita o acesso à tela e a libertação de excesso de calor evitando que o topo das estufas incendeie. Algumas estufas encontram-se com o tampo aberto ou então mal fechado. Há assim a libertação de gases de combustão e exaustão nesses locais quando estes deveriam ser libertados para o exterior pelas chaminés através das condutas de exaustão.



Figura 4.9 – Fuga de gases de combustão e exaustão pelo topo das estufas da máquina Zell

As perdas não identificáveis de ambas as máquinas de impregnar podem também ser causadas pelas perdas através das portas das estufas e ventiladores de recirculação de ar quente das estufas como mostra a figura 4.10.

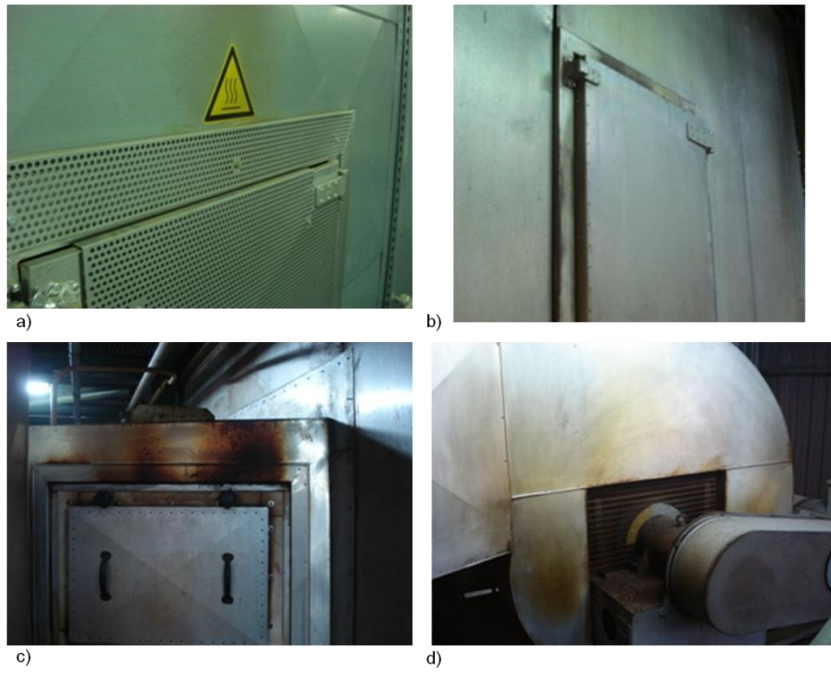


Figura 4.10 – Perdas não identificáveis: a) porta estufa SE, b) porta estufa Zell, c) porta conduta câmara combustão Zell e d) ventilador

5. Medidas para optimização energética

As medidas de optimização energética têm como objectivo reduzir o consumo de gás natural nas máquinas de impregnar. Estas medidas passam pelo aumento da temperatura do ar fresco das estufas, assim como, uma possível redução do caudal de exaustão das máquinas de impregnar.

O aumento da temperatura das soluções de impregnação não será avaliado uma vez que não é aconselhado aumentar acima de 30 °C a temperatura das soluções por questões de estabilidade química.

5.1. Máquina de impregnar *Single End*

5.1.1. Variação do caudal de exaustão

A redução do caudal de exaustão permite uma redução da energia dos gases de combustão e exaustão na saída da máquina de impregnar e consequentemente um menor consumo de gás natural para repor essa energia perdida para a atmosfera.

De acordo com a tabela 4.2, a potência térmica dos gases de combustão e exaustão da máquina *Single End* é de 365 kW, correspondendo a 88,4% da potência térmica de saída da máquina (figura 4.2). Pretende-se assim estudar a influência da percentagem de exaustão das estufas no consumo do gás natural.

Análise energética

A avaliação do impacto das percentagens de exaustões no consumo energético foi realizada experimentalmente, através de um aumento da percentagem de exaustão. Efectuaram-se medições do consumo de gás natural com a exaustão da estufa 1 a 34% e a exaustão da estufa 2 a 44%. Em seguida efectuaram-se medições aumentando a exaustão da estufa 1 para 38% e a exaustão da estufa 2 para 48% mantendo iguais os restantes parâmetros do processo. O consumo de gás natural, para ambas as situações, foi determinado por leituras de 1 hora. Os resultados obtidos são apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Consumo de gás natural antes e depois da alteração das percentagens de exaustão na máquina *Single End*

	Exaustão estufa 1 (%)	Exaustão estufa 2 (%)	V _{gás natural} (m ³ /h)	Q (kW)
Antes	34%	44%	24	286,5
Depois	38%	48%	28	334,2

Verifica-se que aumentando a percentagem de exaustão em 4% nas estufas 1 e 2 o consumo de gás natural aumenta 16,7%.

Análise económica

O custo de operação para as alterações propostas nas percentagens de exaustão pode ser observado na figura 5.1.

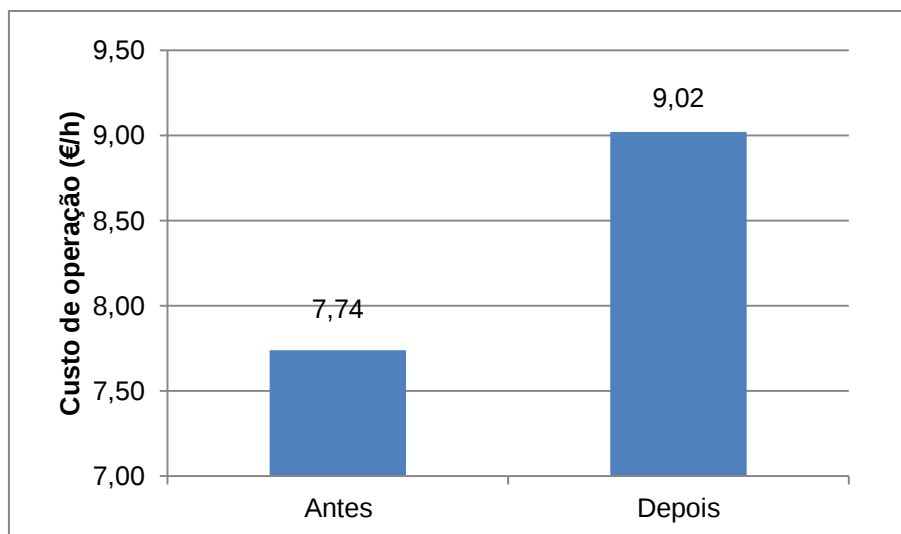


Figura 5.1 – Custo de operação antes e depois da alteração dos valores de exaustão da máquina *Single End*

Verifica-se um aumento de 1,28 €/h com o aumento total de 8% na exaustão da máquina *Single End*.

Actualmente, o aumento e diminuição da percentagem de exaustão são realizados pelos operadores da ITA aquando a saída de fumos pelas aberturas das estufas ou inexistência destes respectivamente, não havendo um critério nem um controlo rigoroso para esse aumento ou diminuição da percentagem de exaustão.

Para uma melhor optimização da exaustão da máquina *Single End*, sugere-se um sistema de controlo automático disponibilizado pela *Benninger-Zell* designado de *ECO VAC*. Este sistema controla automaticamente a percentagem de exaustão da máquina através da medição da diferença de pressão entre a pressão atmosférica e a pressão interna das estufas, permitindo assim o menor caudal de exaustão possível. Segundo o fabricante, com o sistema *ECO VAC* consegue-se reduzir o caudal de exaustão até 30% e reduzir também as substâncias voláteis no interior do edifício onde se insere a máquina.

5.1.2. Aumento da temperatura do ar fresco

O aumento de temperatura do ar fresco conduz a um aumento da potência térmica do ar fresco, levando assim a uma diminuição do consumo de gás natural das estufas para que a potência de impregnação se mantenha.

O ar fresco da máquina *Single End* corresponde ao ar que entra no local onde as cordas entram e saem da máquina e ao ar que entra no tubo situado perto do queimador de cada estufa, tal como indicado anteriormente. Serão apenas avaliados os ganhos energéticos referentes ao ar que entra pelos tubos uma vez que os tubos estão já pré-destinados para uma eventual instalação. O aumento de temperatura do ar fresco dos tubos pode ser feito através do aproveitamento do ar quente dos torcedores ou através do aproveitamento do calor dos gases de combustão e exaustão.

Como explicado anteriormente, os torcedores são máquinas que torcem um ou mais fios numa corda, levando a que o produto final tenha uma maior consistência em termos de durabilidade e resistência. Este processo mecânico liberta energia sob a forma de calor para o ar que circula no interior da máquina, aquecendo-o.

Sugerem-se duas medidas diferentes de optimização: o aproveitamento do ar quente produzido pelos torcedores e o aproveitamento do calor dos gases de combustão e exaustão.

Análise energética experimental

A análise energética foi realizada com valores experimentais, através de 2 leituras directas do consumo de gás natural variando apenas a temperatura ambiente, e por valores determinados pelo balanço energético. Experimentalmente, as leituras foram realizadas em 21 de Maio entre as 10:00 e as 11:30. Assim, a temperatura ao longo da manhã tende a aumentar. Os resultados obtidos são apresentados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Resultados experimentais do consumo de gás natural para diferentes temperaturas ambientes da máquina *Single End*

Leitura	T _{ambiente} (°C)	V _{gás natural} (m ³ /h)	Q (kW)
1	28,5	22,91	273,4
2	29,7	22,79	271,9

Verifica-se que o aumento da temperatura em 1,2 °C provoca uma diminuição do consumo de gás natural em 0,12 m³/h (1,5 kW).

5.1.2.1. Aproveitamento do ar quente dos torcedores

A análise energética teórica foi feita por balanço para uma dada temperatura do ar fresco que entra nos tubos da máquina.

Análise energética teórica

As medições de temperatura realizadas nos torcedores revelaram que a temperatura do ar quente produzido varia entre 40 °C e 77 °C. Na auditoria efectuada, registou-se uma temperatura de entrada do ar nos tubos de 27,0 °C. Na tabela 5.3 estão indicadas as potências térmicas do ar fresco dos tubos para as várias temperaturas registadas nos torcedores.

Tabela 5.3 – Caudais mássicos, calor específico e potência térmica do ar nos tubos da máquina *Single End* a várias temperaturas

T _{ar} (°C)	$\dot{m}_{\text{ar seco}}$ (kg/s)	$\int c_{p\text{ar seco}}$ (kJ/kg)	$\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s)	$\int c_{p\text{água}}$ (kJ/kg)	Q _{ar seco} (kW)	Q _{água} (kW)	Q _{total} (kW)
27	0,336	27,46	0,0023	50,32	9,2	5,9	15,1
40	0,336	40,70	0,0023	74,66	13,7	5,9	19,6
48	0,336	48,85	0,0023	89,67	16,4	6,0	22,4
50	0,336	50,89	0,0023	93,42	17,1	6,0	23,1
60	0,336	61,08	0,0023	113,23	20,5	6,0	26,5
77	0,336	78,43	0,0023	144,31	26,4	6,1	32,4

Com o aumento da potência térmica do ar fresco, sem alteração das restantes correntes, os novos valores da potência térmica da queima do gás natural foram determinados pela seguinte equação.

$$Q_{\text{combustível}} = \sum Q_{\text{entrada}} - (Q_{\text{ar combustão}} + Q_{\text{ar fresco}} + Q_{\text{solução}} + Q_{\text{artigo verde}}) \quad (5.1)$$

Na figura 5.2 está representada a poupança em termos energéticos de gás natural com o aumento da temperatura do ar fresco dos tubos.

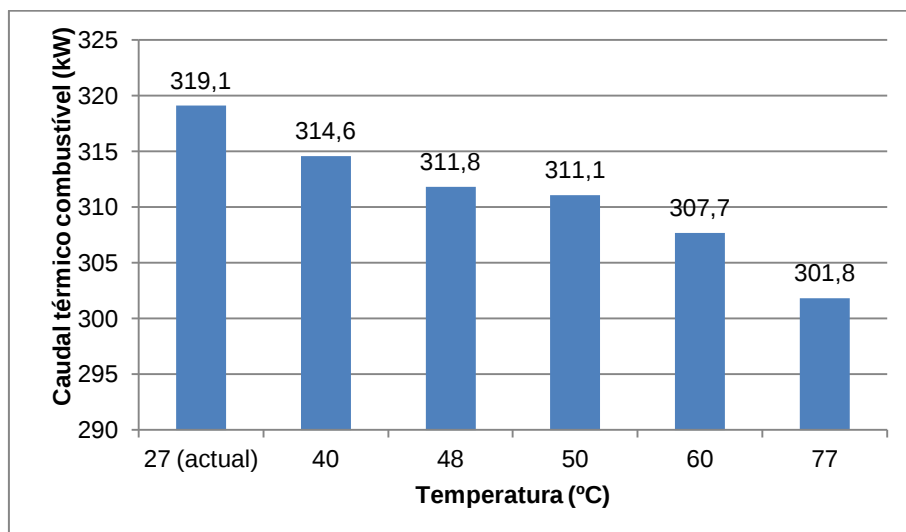


Figura 5.2 – Consumo energético do gás natural para várias temperaturas de entrada do ar nos tubos da máquina *Single End*

A diminuição do consumo de gás natural varia linearmente com o aumento da temperatura do ar fresco.

Análise económica

Os custos horários de operação para os valores apresentados na figura 5.2 estão apresentados na tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Custo horário de operação (gás natural) para várias temperaturas do ar dos tubos

T_{ar} (°C)	$Q_{\text{gás natural}}$ (kW)	Custo (€/h)
27	319,1	8,62
40	318,1	8,59
48	314,6	8,49
50	311,1	8,40
60	307,7	8,31
77	301,8	8,15

Por indicação, a média anual de temperatura do ar quente dos torcedores ronda os 50 °C. Assim, de acordo com a tabela 5.4, para uma temperatura de entrada de ar nos tubos de 50 °C, o custo de operação é de 8,40 €/h, representando uma poupança de 0,22 €/h.

O ar quente dos torcedores pode ser transferido para as estufas através da instalação de um sistema de condutas (figura 5.3).

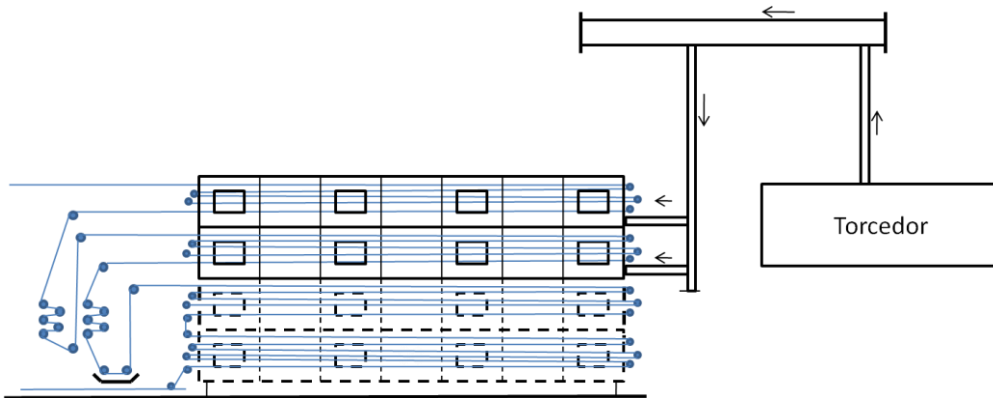


Figura 5.3 – Esquema da instalação para aproveitamento do ar quente dos torcedores para a entrada dos tubos da máquina *Single End*

Como o ar quente disponível nos torcedores é excedente, pode também ser utilizado para aquecimento do ar envolvente da máquina *Single End*. O investimento para este projecto, segundo a empresa *Avensis*, é de 22000 €, incluindo, além das condutas de ligação aos tubos da *Single End*, outras condutas destinadas ao aquecimento de todo o ar ambiente do edifício.

O período de retorno do investimento (*pbp*) foi calculado segundo a equação 5.2.

$$pbp = \frac{C_{\text{investimento}}}{\text{poupança} \times \text{c arg a horária}} \quad (5.2)$$

Considerando 7500 h/ano de operação da máquina e que o ar nos tubos entra a uma temperatura média anual de 50 °C:

$$pbp = \frac{22000}{0,22 \times 7500} = 13,3 \text{ anos}$$

O investimento é recuperado em cerca de 13 anos e 4 meses, o que o torna pouco viável a curto prazo.

5.1.2.2. Aproveitamento do calor dos gases de combustão e exaustão

Análise energética teórica

O aumento de temperatura do ar fresco dos tubos pode também ser conseguido através do aproveitamento da potência térmica dos gases de combustão e exaustão da máquina *Single End* (365 kW). Para o efeito, dimensionar-se-á um permutador capaz de aumentar a temperatura do ar de 13 °C (temperatura de Inverno) até 120 °C.

Apresenta-se na tabela 5.5 a potência térmica do ar fresco para uma temperatura de entrada de 120 °C.

Tabela 5.5 – Caudais mássicos, calor específico e potências térmicas do ar de entrada nos tubos da máquina *Single End* para temperaturas de 27 °C e 120 °C

T_{ar} (°C)	$\dot{m}_{ar\ seco}$ (kg/s)	$\int cp_{ar\ seco}$ (kJ/kg)	$\dot{m}_{água}$ (kg/s)	$\int cp_{água}$ (kJ/kg)	$Q_{ar\ seco}$ (kW)	$Q_{água}$ (kW)	Q_{total} (kW)
27	0,336	27,46	0,0023	50,32	9,2	5,9	15,1
120	0,336	122,39	0,0023	226,02	41,1	6,3	47,4

Verifica-se que o aumento de 93 °C na temperatura do ar fresco dos tubos provoca um aumento da potência térmica de 214%.

O consumo de gás natural, considerando o aumento de temperatura apenas do ar fresco dos tubos foi determinado com base na equação 5.1 e encontra-se apresentado na figura 5.4.

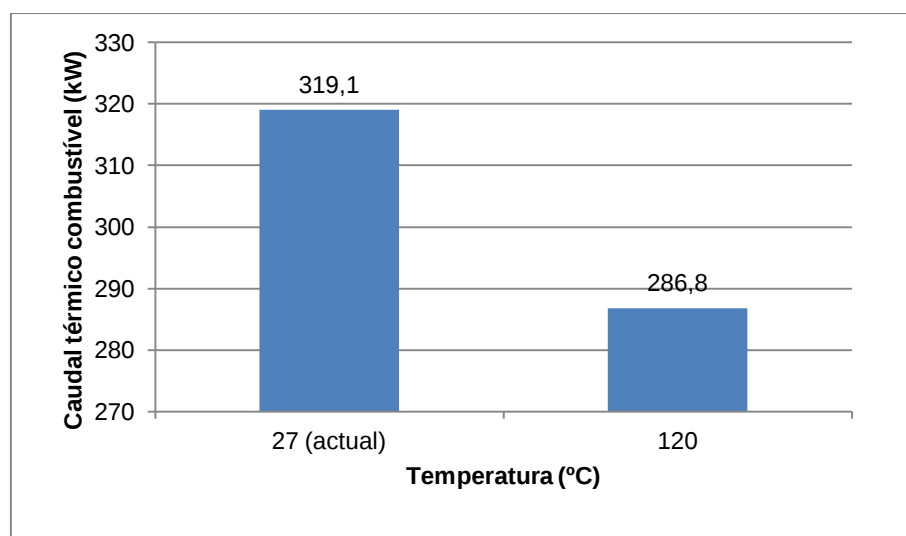


Figura 5.4 – Consumo de gás natural para as temperaturas do ar fresco dos tubos de 27 °C e 120 °C

O permutador a usar para a troca de calor entre os gases de combustão e exaustão e o ar fresco dos tubos é um permutador gases-ar do tipo carcaça e tubos de cabeça flutuante interna (figura 5.5). Este tipo de permutador adequa-se a diferenças de temperatura elevadas e também a fluidos que causem sujidade, uma vez que o feixe de tubos pode ser retirado para limpeza [14].

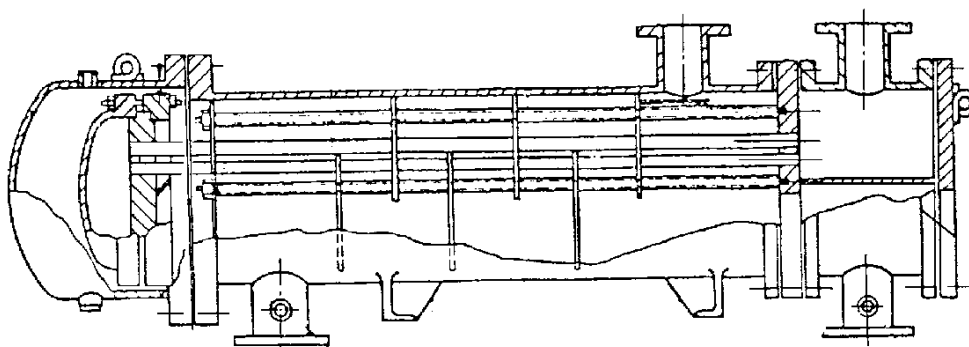


Figura 5.5 – Permutador carcaça e tubos do tipo cabeça flutuante interna [14]

O dimensionamento foi feito através da aplicação da equação de transferência de calor através de uma superfície (equação 5.3) [14].

$$Q = UA\Delta T_m \quad (5.3)$$

O coeficiente global de transferência de calor (U) foi determinado pela avaliação das resistências à transferência de calor de acordo com a equação 5.4 [14].

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t}{k A_{lm}} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{1}{h_{if} A_i} + \frac{1}{h_{of} A_o} \quad (5.4)$$

As resistências de sujidade interna e externa à transferência de calor da equação 5.4 podem ser desprezadas.

A área obtida para o permutador foi de 55 m² e o coeficiente global de transferência de calor de 25,6 W/(m².°C).

Na figura 5.6 apresenta-se um esquema simplificado da instalação do permutador.

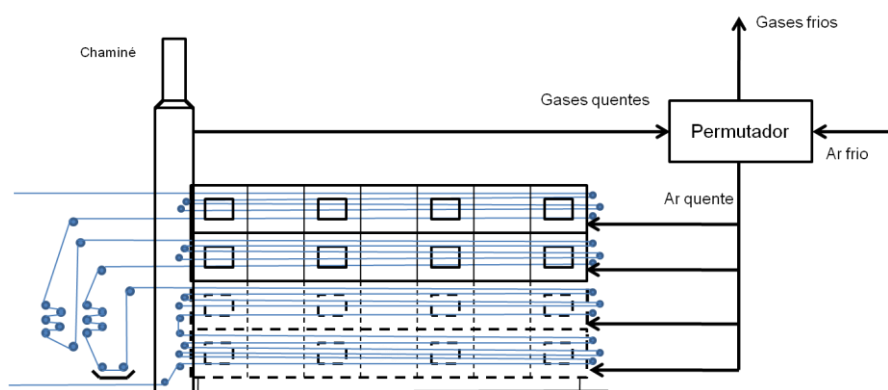


Figura 5.6 – Esquema da instalação do permutador

O dimensionamento foi feito considerando também o funcionamento das estufas 3 e 4.

No anexo D (D.1) estão apresentados todos os cálculos efectuados.

Análise económica

O custo de operação em termos de consumo de gás natural para as temperaturas de 27 °C e 120 °C do ar dos tubos é apresentado na tabela 5.6. Foi considerado um preço médio de gás natural é de 0,027 €/(kW.h).

Tabela 5.6 – Custo de operação da máquina *Single End* para temperaturas do ar dos tubos de 27 °C e 120 °C

T _{ar} (°C)	Q _{gás natural} (kW)	Custo (€/h)
27	319,1	8,62
120	286,8	7,74

O aumento de temperatura de 27 °C para 120 °C provoca uma diminuição do custo de operação da máquina de 10%, tratando-se de uma poupança de 0,88 €/h (tabela 5.6).

Um permutador de carcaça e tubos de cabeça flutuante interna em aço carbono com uma área de transferência de calor de 55 m² apresenta um custo de 14460 dollars (anexo D: D.1) [15].

O valor em euros, a uma taxa de câmbio de 1,427 USD [16], corresponde a 10133 €. A este valor somou-se o custo de instalação, que para equipamentos de transferência de calor pode atingir 60% do custo do equipamento [15]. Assim, a instalação rondará os 6080 €. O investimento total será aproximadamente de 16300 €.

Calculou-se o período de retorno (equação 5.2) obtendo-se 2 anos e 6 meses.

5.2. Máquina de impregnar Zell

5.2.1. Redução do caudal de exaustão

Tal como efectuado na máquina *Single End*, realizou-se uma experiência na máquina *Zell* com o objectivo de verificar o impacto da diminuição da exaustão no consumo de gás natural.

Análise energética

Reduziu-se a exaustão da estufa 1 de 25% para 10%, efectuando-se leituras do consumo de gás natural em ambas as situações (antes e depois da alteração).

Na tabela 5.7 estão indicados os valores de exaustão e temperaturas das estufas, assim como, da temperatura ambiente antes de efectuar qualquer alteração.

Tabela 5.7 – Exaustão das estufas e temperatura ambiente antes da redução

Estufa	Exaustão (%)	T _{estufa} (°C)	T _{ambiente} (°C)
1	25	175	25,6
2	100	175	
3	100	250	
4	20	250	
5	32	150	
6	40	250	
7	10	250	

As condições de operação mantiveram-se constantes de uma leitura para a outra. Registou-se apenas uma ligeira diminuição da temperatura ambiente (25,3 °C), não tendo assim uma relevância significativa nos resultados.

Na tabela 5.8 está indicado o consumo de gás natural para exaustão da estufa 1 a 25% (antes) e exaustão a 10% (depois).

Verifica-se que a redução de 15% na exaustão da estufa 1 leva a uma redução de 3% no consumo de gás natural.

Tabela 5.8 – Consumo de gás natural da máquina Zell com exaustão da estufa 1 a 25% e a 10%

Exaustão estufa 1 (%)	$V_{\text{gás natural}}$ (m^3/h)	Q (kW)
25	356,7	4272,6
10	346,1	4145,6

Análise económica

Os custos horários de operação para as duas percentagens de exaustão da estufa 1 estão indicados na figura 5.7.

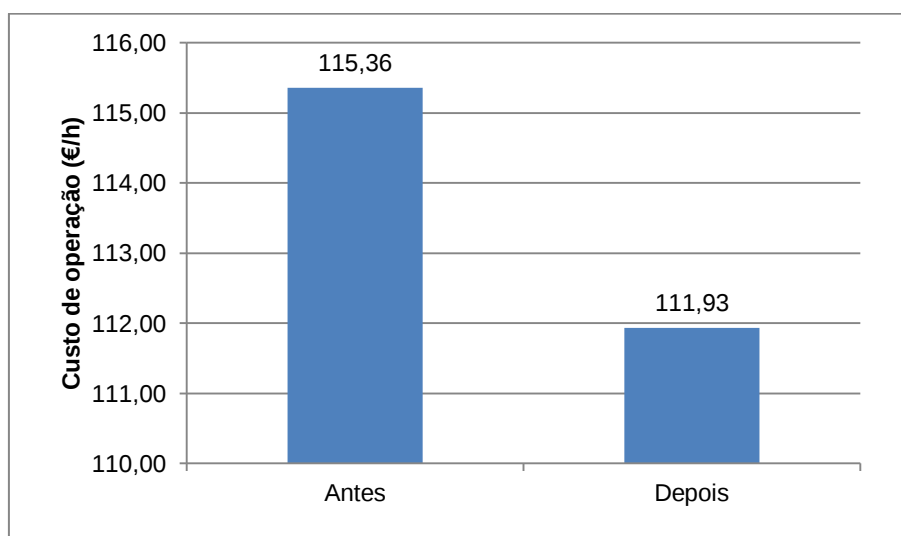


Figura 5.7 – Custo de operação antes e depois da redução de 15% da exaustão da estufa 1 da máquina Zell

Verifica-se uma redução de 3,43 €/h quando se reduz a exaustão da estufa 1 em 15%. Num ano de trabalho, correspondendo a 7500 horas, os ganhos monetários são na ordem dos 25700 €. No entanto, a diminuição da exaustão leva a uma acumulação de gases no interior da estufa criando maior sujidade e a necessidade de mais paragens para limpeza.

5.2.2. Aumento da temperatura do ar fresco

O ar fresco, na máquina Zell, apresenta uma potência térmica 1378,4 kW correspondendo a 24,5% da potência térmica total de entrada (ver figura 4.5), sendo o que contribui mais para essa potência logo a seguir à queima do gás natural. Assim, um aumento da potência térmica do ar fresco terá um impacto significativo no consumo do gás natural.

O ar fresco entra nas estufas no local onde a tela entra e sai das estufas (figura 3.6). A entrada do ar na estufa 1 e 2 é feita no 1º piso da máquina enquanto a entrada de ar nas restantes estufas é feita no 2º piso. Como o espaço físico é diferente, avaliar-se-á apenas o aproveitamento energético do 2º piso, uma vez que o caudal de entrada de ar nas estufas 3, 4, 5, 6 e 7 é superior ao caudal de entrada de ar nas estufas 1 e 2. Pretende-se aquecer todo o espaço referente ao 2º piso até uma temperatura máxima de 45 °C, dado que ocasionalmente é necessária a presença de

operários no 2º piso. Uma temperatura superior a 45 °C seria insuportável para os operários estarem no local. É necessário também isolar o 2º piso, criando um tecto para impossibilitar que o ar quente suba e se escape através dos restantes pisos.

Análise energética experimental

Efectuaram-se medições do consumo de gás natural para 2 temperaturas ambientes. Na tabela 5.9 estão indicados os resultados das 2 leituras efectuadas.

Verifica-se que um aumento de 1,9 °C na temperatura ambiente, promove uma diminuição do consumo de gás natural de 7,6 m³/h (2,1%), o que equivale a uma diminuição do custo de operação de 2,81 €/h.

Tabela 5.9 - Consumo de gás natural para diferentes temperaturas ambientes da máquina Zell

T _{ambiente} (°C)	V _{gás natural} (m³/h)	Q (kW)	Custo (€/h)
21,3	362,5	4325,4	134,09
23,2	354,9	4234,7	131,28

Análise energética teórica

Considera-se agora a análise energética por balanço, para uma temperatura de entrada do ar de 45 °C no 2º piso. Na tabela 5.10 está apresentada a potência térmica do ar fresco para a temperatura de 23,5 °C (registada na auditoria) e para a temperatura 45 °C apenas do 2º piso. Considerou-se que a temperatura do ar que entra nas estufas 1 e 2 (1º piso) se mantém constante.

Tabela 5.10 – Caudais mássicos, calor específico e potências térmicas do ar nas estufas do 2º piso da máquina Zell para as temperaturas de 23,5 °C e 45,0 °C

T _{ar aquec.} (°C)	$\dot{m}_{ar\ seco}$ (kg/s)	$\int C_{p\ ar\ seco}$ (kJ/kg)	$\dot{m}_{água}$ (kg/s)	$\int C_{p\ água}$ (kJ/kg)	Q _{ar seco} (kW)	Q _{água} (kW)	Q _{total} (kW)
23,5 (actual)	16,51	23,8	0,154	43,8	392,9	392,0	784,9
45,0	16,51	45,7	0,154	84,1	754,5	398,2	1152,7

De acordo com a tabela 5.10, aumentando a temperatura do ar fresco em 21,5 °C, a potência térmica do ar de entrada passa de 784,9 kW para 1152,7 kW (aumento de 46,9%).

Somando a potência térmica de entrada do ar no 1º piso (593,5 kW), obtém-se uma potência térmica total do ar fresco de 1746,2 kW, correspondendo a um aumento de 26,7% comparado com a potência térmica registado na auditoria.

A potência térmica da queima do combustível, para a temperatura de 45 °C foi determinada com base na equação 5.1. Na figura 5.8 está indicado o consumo de gás natural para a temperatura de 23,5 °C e de 45 °C.

Verifica-se uma redução do consumo de gás natural de 367,8 kW pelo aumento da temperatura do ar.

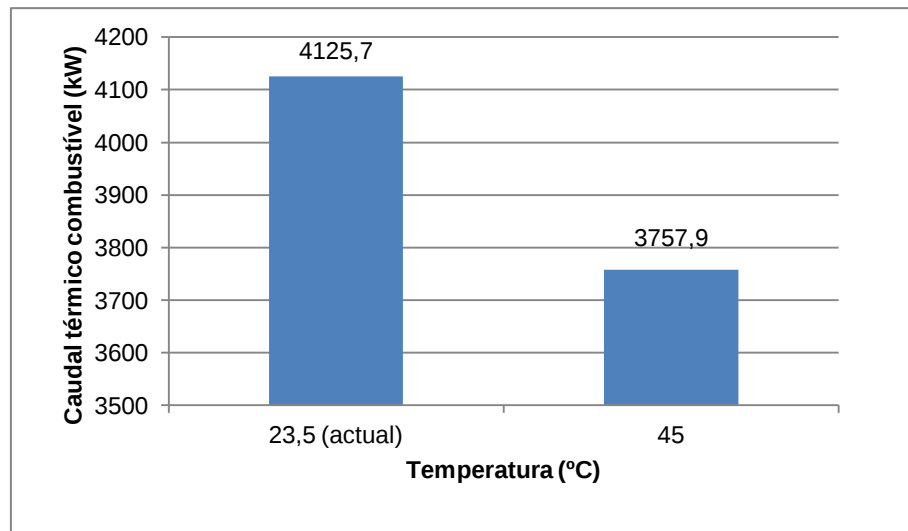


Figura 5.8 - Consumo energético do gás natural para várias temperaturas do ar na entrada das estufas do 2º piso da máquina Zell

O aumento de temperatura do ar fresco é conseguido utilizando o calor disponível nos gases de combustão e exaustão. Como os gases de combustão criam grande sujidade, apenas será usado o calor dos gases de combustão relativos à 7ª estufa, sendo estes mais “limpos”. Para o efeito, propõem-se várias possibilidades para a transferência de calor.

a) Permutador de feixe de tubos compacto do tipo gases-ar

Sugere-se um permutador compacto para a transferência de calor directa entre os gases e o ar, uma vez que o calor envolvido não é elevado, levando assim a que o permutador seja de reduzidas dimensões, designando-se compacto. Este tipo de permutador é adequado para trocas entre gases, sendo o coeficiente global de transferência de calor baixo. O permutador consiste num feixe de tubos sem alhetas (figura 5.9), dado que os gases, circulando no exterior dos tubos, criam alguma sujidade o que dificultaria a limpeza dos tubos alhetados. O ar ambiente circula no interior dos tubos.

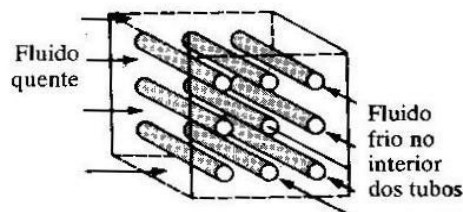


Figura 5.9 – Esquema de um permutador feixe de tubos [17]

O dimensionamento do permutador baseou-se nas equações de projecto 5.3 e 5.4 e no estado desenvolvido por *Incropera et al* [19].

Para a transferência de 53,74 kW (elevação da temperatura do ar de 13 °C para 45 °C) é necessário um permutador com uma área de transferência de calor de

3,6 m² e um coeficiente global de transferência de calor (U) de 93,4 W/(m².°C) (anexo D: D.2).

b) Permutadores carcaça e tubos do tipo gases-água/água-ar

Outra hipótese de transferência de calor é o uso de um fluido intermédio no aquecimento de ar através de gases de combustão. Transfere-se assim, num primeiro permutador, o calor dos gases de combustão e exaustão para a água e esta por sua vez, num segundo permutador, transfere calor para o ar ambiente (figura 5.10).

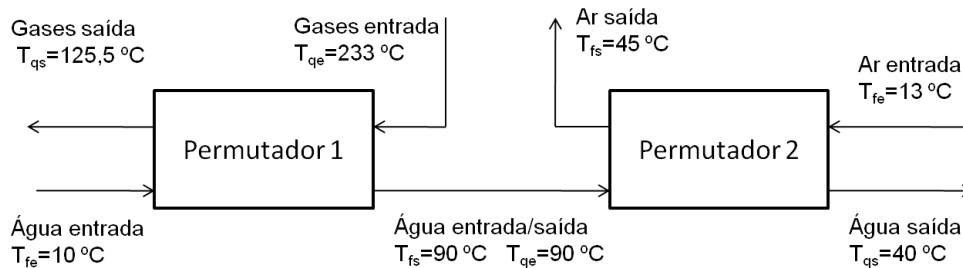


Figura 5.10 – Esquema da troca de calor entre as correntes

Pretende-se que a água, depois da transferência de calor com o ar, contenha ainda uma potência térmica capaz de ser utilizada na alimentação de água à caldeira usada para aquecimento dos banhos.

Os dois permutadores a usar na transferência são permutadores carcaça e tubos do tipo cabeça flutuante interna (figura 5.5). O dimensionamento foi feito com base nas equações 5.3 e 5.4.

Para o 1º permutador a transferência de calor entre os gases e a água requerida é de 86,04 kW (para elevação da temperatura da água de 10 °C para 90 °C). É necessária uma área de transferência de calor de 23,9 m² e um coeficiente global de transferência de calor de 30,4 W/(m².°C).

Para o 2º permutador, a potência térmica requerida para elevação da temperatura do ar de 13 °C para 45 °C usando água é de 53,74 kW. É necessária uma área de transferência de calor de 57,3 m² e um coeficiente global de transferência de calor de 31,4 W/(m².°C) (anexo D: D.3).

A água após a saída do 2º permutador apresenta uma temperatura de 40 °C, podendo parte do caudal ser aproveitado para alimentação à caldeira para aquecimento dos banhos. Actualmente, são dispendidos 2,5 m³ de água por dia para banhos. A temperatura média da água na alimentação à caldeira é cerca de 14 °C (considerando que a temperatura da água durante o ano pode variar entre 10 °C e 17 °C). Assim, a potência térmica da água na entrada da caldeira é de 1,7 kW.

Considerando a temperatura da água a 40 °C, para um mesmo caudal, a potência térmica de entrada da água na caldeira passa para 4,8 kW, representando um aumento de 182%.

É possível poupar 3,1 kW na queima de gás natural da caldeira, que com um custo de 0,027 €/kW.h), corresponde a uma poupança de 0,08 €/h.

Análise económica

O custo de operação em termos de consumo de gás natural para a temperatura de 23,5 °C e 45 °C, de acordo com a figura 5.8, é apresentado na tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Custo de operação da máquina Zell para as temperaturas de 23,5 °C e 45 °C

T _{ar aquec.} (°C)	Q _{gás natural} (kW)	Custo (€/h)
23,5 (actual)	4125,7	111,39
45	3757,9	101,46

Para um preço de gás natural de 0,027 €/(kW.h), o custo de operação, para uma temperatura de entrada do ar fresco de 45 °C é de 101,46 €/h, representando um decréscimo de 9,93 €/h (tabela 5.11).

a) Permutador feixe de tubos compacto do tipo gases-ar

Na figura 5.11 está apresentado um esquema simplificado de toda a instalação.

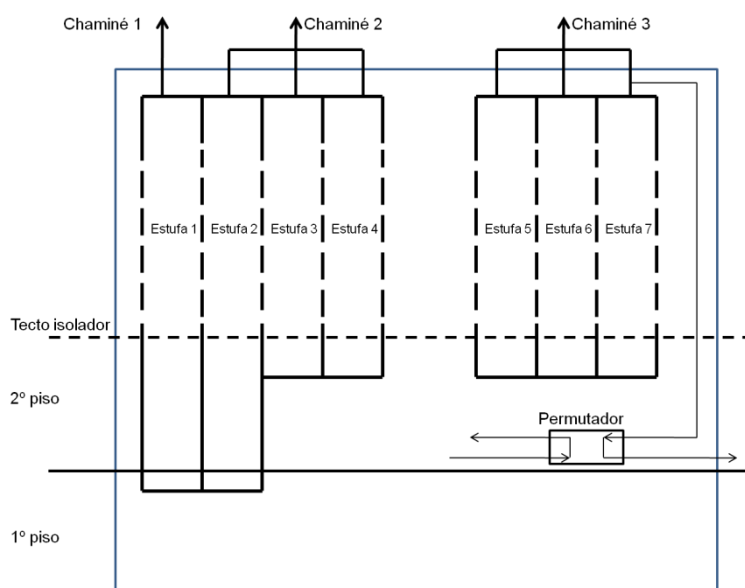


Figura 5.11 – Esquema da instalação do permutador e do tecto isolador no 2º piso da máquina Zell

O isolamento do 2º piso para que o ar se mantenha a 45 °C pode ser conseguido através da instalação de um “tecto” com isolamento de lã de rocha entre duas camadas de chapa de aço perfilado. O orçamento em chapa de aço perfilado foi dado pela empresa *ERFI* e corresponde a aproximadamente 8000 €. O orçamento do isolamento em lã de rocha foi fornecido pela empresa *Siper* e é de 1700 euros.

É necessário também dimensionar e determinar os custos da tubagem de transporte dos gases de combustão e exaustão desde o 7º piso até ao 2º piso. O diâmetro óptimo da tubagem para regime de escoamento turbulento é dado pela equação 5.5 [15].

$$D_{i, \text{opt}} = 0,363 V^{0,4} \rho^{0,13} \quad (5.5)$$

Para um caudal volumétrico (V) da estufa 7 de $1,15 \text{ m}^3/\text{s}$ o diâmetro óptimo da tubagem é de $0,37 \text{ m}$.

O custo da tubagem em aço inoxidável, para um diâmetro de $0,37 \text{ m}$ e um comprimento de cerca de 14 metros é de cerca de 15604 € [15].

Quanto ao permutador feixe de tubos, apresenta um custo de 265 € , que mais o custo de instalação (60% do custo do permutador) apresenta um custo total de 424 € (anexo D: D.2) [15].

O investimento total é então aproximadamente de 25800 € .

O período de retorno do investimento (equação 5.2) corresponde a 5 meses .

b) Permutadores carcaça e tubos do tipo gases-água/água-ar

O tipo de instalação nesta optimização usando este tipo de permutador é a mesma que apresentado no esquema da figura 5.11 (instalação de um tecto isolador e dos dois permutadores). Assim, o investimento no isolamento do 2º piso é de 9700 € e a tubagem de transporte dos gases é de 15604 € , tal como indicado no caso do permutador feixe de tubos.

Os permutadores de calor apresentam um custo total de 17225 € (anexo D: D.3). A instalação dos permutadores corresponde a 60% do custo dos permutadores [15]. Assim o total dos custos dos permutadores é de 27560 € .

O investimento total (isolamento, tubagem e permutadores) corresponde a aproximadamente 52900 € .

O período de retorno do investimento, para 7500 h/ano de trabalho da máquina Zell e uma poupança horária de $10,01 \text{ €/h}$ ($9,93 \text{ €/h} + 0,08 \text{ €/h}$ proveniente do aquecimento de água de alimentação à caldeira) é de 9 meses (equação 5.2).

6. Conclusões e propostas de trabalhos futuros

A realização de uma auditoria energética global, isto é, a todos os processos e secções da ITA permitiu constatar que no ano de 2010 a produção total foi de 14083 t, o que equivaleu a um consumo energético 9252 tep, em que 81% corresponde a energia eléctrica e 19% corresponde a gás natural. Verifica-se assim que a ITA insere-se na categoria de consumidora intensiva de energia por possuir um consumo superior a 500 tep/ano.

A auditoria global indicou que o artigo representativo da produção na máquina *Zell* (PBB-21J) possui um consumo específico de energia de 0,793 tep/t, e que o artigo representativo da produção na máquina *Single End* (NCH-01S) possui um consumo específico de energia de 0,802 tep/t.

A auditoria à secção de impregnação de corda, máquina de impregnar *Single End*, mostrou que a potência térmica de impregnação é de 413,1 kW. A potência térmica de combustão do gás natural é o que tem maior influência representando 77,2% da potência térmica de entrada. A potência térmica do ar fresco nos tubos é de 15,1 kW e corresponde a 3,7%. Relativamente à potência térmica das correntes de saída, a potência térmica dos gases de combustão e exaustão é de 365,0 kW e representa 88,4%. A potência térmica desta corrente representa um custo de 9,86 €/h.

As perdas térmicas da máquina *Single End* são de 34,7 kW representando 8,4% da potência térmica de saída e um custo de 0,94 €/h. Dos 34,7 kW, 73,8% dizem respeito às perdas pelas paredes das estufas, 17,3% ao arrefecimento das cordas e 8,9% dizem respeito a perdas não identificáveis.

A auditoria energética à secção de impregnação de tela, máquina de impregnar *Zell*, permitiu concluir que a potência de impregnação é de 5630,7 kW. A potência térmica de combustão do gás natural contribui com 73,3% para essa potência, correspondendo a 4125,7 kW. Segue-se o ar fresco que contém uma potência térmica de 1378,4 kW (24,5%). Relativamente às correntes de saída, a potência térmica dos gases de combustão e exaustão é de 3672,3 kW, representando 65,2% da potência de saída e um custo de 99,15 €/h. A potência térmica das cordas impregnadas é de 172,9 kW (3,1%) e as perdas térmicas equivalem a 1785,5 kW (31,7%) e têm um custo de 48,21 €/h, sendo um valor bastante significativo. Dessas perdas térmicas, 9,6% dizem respeito às perdas pelas paredes das estufas, 19,2% são devidas ao arrefecimento da tela na passagem entre as estufas, 25,4% corresponde às perdas pela torre de arrefecimento e 45,8% são relativos a perdas não identificáveis. As perdas não identificáveis são causadas pela fuga de gases de combustão e exaustão pelo topo das estufas da máquina *Zell*. Outras perdas não identificáveis, comuns a ambas as máquinas, dizem respeito aos ventiladores das estufas, assim como, às portas de entrada das estufas.

Como medidas de optimização sugerem-se a redução do caudal de exaustão e o aumento da temperatura do ar fresco.

Na máquina de impregnar *Single End*, a redução da percentagem de exaustão da estufa 1 de 38% para 34% e na estufa 2 de 48% para 44% leva a uma poupança de 47,7 kW, o que corresponde a 1,28 €/h.

O aumento da temperatura do ar fresco dos tubos pode ser realizado por aproveitamento do ar quente proveniente dos torcedores ou por aproveitamento da potência térmica dos gases de combustão e exaustão. O aproveitamento do ar quente

dos torcedores permite aumentar a temperatura do ar fresco para uma média de 50 °C. Este aumento promove a uma redução do consumo de gás natural em 8 kW, poupando-se 0,22 €/h. É necessário a instalação de um sistema de tubagens para transporte do ar quente dos torcedores até às estufas o que implica um investimento de 22000 €, sendo o período de retorno de 13 anos e 4 meses.

O aproveitamento da potência térmica dos gases de combustão e exaustão pode ser feito por instalação de um permutador de carcaça e tubos, permitindo aumentar a temperatura do ar fresco dos tubos até 120 °C. Este aumento de temperatura permite uma redução de 32,3 kW equivalente a 0,88 €/h. O investimento é de 16300 €, sendo o período de retorno de 2 anos e 6 meses.

Relativamente à máquina Zell, a redução do caudal de exaustão da estufa 1 de 25% para 10% permite uma poupança de 127 kW o que equivale a 3,43 €/h.

O aumento da temperatura do ar fresco na máquina Zell para 45 °C pode ser realizado por instalação de um permutador para aproveitamento da potência térmica dos gases de combustão e exaustão. Este aumento de temperatura permite uma redução de 367,8 kW, poupando-se 9,93 €/h. Avaliaram-se dois tipos de permutadores: um permutador de feixe de tubos e dois permutadores de carcaça e tubos. O permutador de feixe de tubos implica um investimento de 25800 €, em que o período de retorno do investimento é de 5 meses. Os permutadores de carcaça e tubos envolvem um investimento de 52900 €. Este tipo de instalação permite ainda aquecer água de alimentação á caldeira, poupando-se um adicional de 0,08 €/h. O período de retorno é de 9 meses.

Como trabalhos futuros, sugere-se um estudo sobre aproveitamento energético da torre de arrefecimento, dado que as perdas térmicas da máquina Zell devido à torre de arrefecimento são elevadas (453,5 kW). Anualmente estas perdas representam um custo superior a 91800 €, valor este bastante significativo. Equacionar a substituição da torre de arrefecimento por uma outra com circuito de recirculação fechado também pode ser opção viável de forma a evitar perdas de água por evaporação para o ambiente.

7. Bibliografia

- [1] – Kallrath, J.; Pardalos, P. M. et al; *Optimization in the Energy Industry*, Springer, 2009.
- [2] – Manual de acolhimento da Indústria Têxtil do Ave.
- [3] – Neil Mullineux; Light Vehicles Tyres – A Rapra market report; Rapra Technology Limited; 2004.
- [4] – Tyre Basics – Passenger Car Tyres; Continental AG; 2008 (artigo pdf descarregado do site www.conti-online.com em 10-04-2010).
- [5] – Wikipedia, The Free Encyclopedia – Tire Manufacturing; http://en.wikipedia.org/wiki/Tire_manufacturing (visualizado em 22-04-2010).
- [6] - Decreto-Lei n.º 71/2008 de 15 de Abril – Sistema de Gestão do Consumo Intensivo de Energia.
- [7] – Christie J. Geankoplis; Transport Processes and Unit Operations; Terceira Edição; Prentice-Hall International, Inc; 1993.
- [8] – João Paulo M. Ferreira; Termodinâmica Fundamental Para Ciências e Engenharias; Universidade Católica Editora, 2003.
- [9] – Smith, J.M.; Van Ness, H.C.; et al; *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, (Eds: Rao, Sanjeev; Morriss, John), McGraw-Hill, 2005.
- [10] – MatWeb – Material property data; <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=8d78f3cfcb6f49d595896ce6ce6a2ef1> (visualizado em 11-05-2010).
- [11] – Par Group – Plastic, insulation and rubber products to industry; <http://www.par-group.co.uk/UserDocs/Plastics%20-%20Technical/Nylon%2066.pdf> (visualizado em 2-07-2010)
- [12] - Coulson, J.M.; Richardson, J.F; *Tecnologia Química - volume I*, 3ª Edição, Fundação Calouste Gulbenkian, 1977.
- [13] – 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.
- [14] – Coulson, J.M.; Richardson, J.F.; *Tecnologia Química – Uma Introdução ao Projecto em Engenharia Química*, Vol. VI, (Eds: Sinnott, R. K.), Fundação Calouste Gulbenkian, 1989, p. 611-735
- [15] – Peters, Max, S.; et al; *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, 5th edition, McGraw-Hill, 2003.
- [16] – Banco de Portugal; <http://www.bportugal.pt/pt-PT/Paginas/inicio.aspx> (visualizado em 19-06-2011).
- [17] - Özişik, M. Necati; *Transferência de Calor - Um Texto Básico*, Editora Guanabara, 1985.
- [18] – Holman, J.P.; *Transferência de Calor*, McGraw-Hill, 1983.

[19] – Incropera, F.P.; DeWitt, D.P.; *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 3ª edição, LTC editora 1992.

Anexos

Anexo A – Consumos energéticos da empresa

A.1. Consumos de energia da ITA

Os consumos de energia mensal da ITA no ano de 2010 foram determinados pela análise das facturas e estão apresentados na tabela A.1.

O gás natural é consumido na área industrial (referente às máquinas) e na área social (referente à cozinha e balneários).

Tabela A.1 – Consumo energético mensal em KW.h da ITA em 2010

Mês	Energia eléctrica (kW.h)	Gás natural (kW.h)	
		Industrial	Social
Janeiro	1.994.250	1.695.707	19.075
Fevereiro	1.998.380	1.896.531	16.721
Março	2.320.960	2.337.959	21.320
Abril	2.063.630	2.033.911	20.346
Maio	2.323.790	1.963.441	16.504
Junho	2.274.070	1.869.521	13.130
Julho	2.420.630	2.041.201	11.552
Agosto	1.870.920	1.397.182	8.555
Setembro	2.364.260	2.217.897	15.802
Outubro	2.456.310	1.937.210	21.550
Novembro	2.357.505	2.216.255	28.232
Dezembro	1.362.793	1.232.497	25.921
Total	25.807.498	22.839.312	218.708

A conversão de unidades kW.h para tep foi feita através do PCS médio anual e dos factores de conversão indicados na tabela A.2.

Tabela A.2 – Factores de conversão de energia e PCS médio anual do gás natural em 2010

Energia eléctrica (tep/kW.h)	Gás natural (tep/m ³)	PCS (kW.h/m ³)
0,00029	0,00091	11,868

Para a energia eléctrica, 1 kW.h equivale a 0,00029 tep e para o gás natural, 1 m³ equivale a 0,00091 tep. Foi necessário primeiro converter kW.h de gás natural em m³.

A.2. Consumos específicos dos principais artigos

Nesta secção estão apresentados, para além do PBB-21J, os consumos específicos dos principais artigos produzidos na ITA.

Nas figuras A.1, A.2, A.3, A.4, A.5 e A.6 encontram-se os fluxogramas para os artigos PDB-02J, PBB-09P, PBB-13J, NCH-00W, NDA-01U e RHB-13T

respectivamente. É de notar que o artigo NCH-00W pode ser produzido também nos torcedores ICBT a 10000 rpm. Nestas condições o consumo específico equivale a 0,807 tep/t. Os artigos NDA-01U e RHB-13T não passam pelo processo de bobinagem.

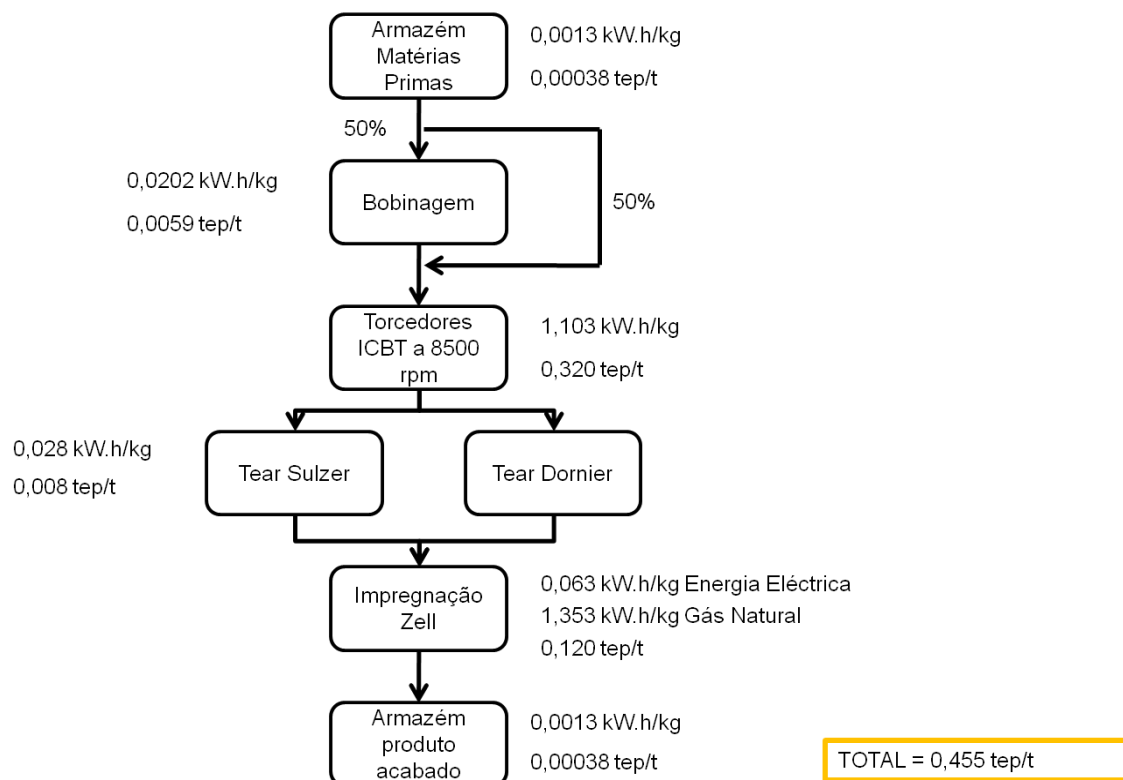


Figura A.1 – Consumo energético do processo de produção do artigo PDB-02J

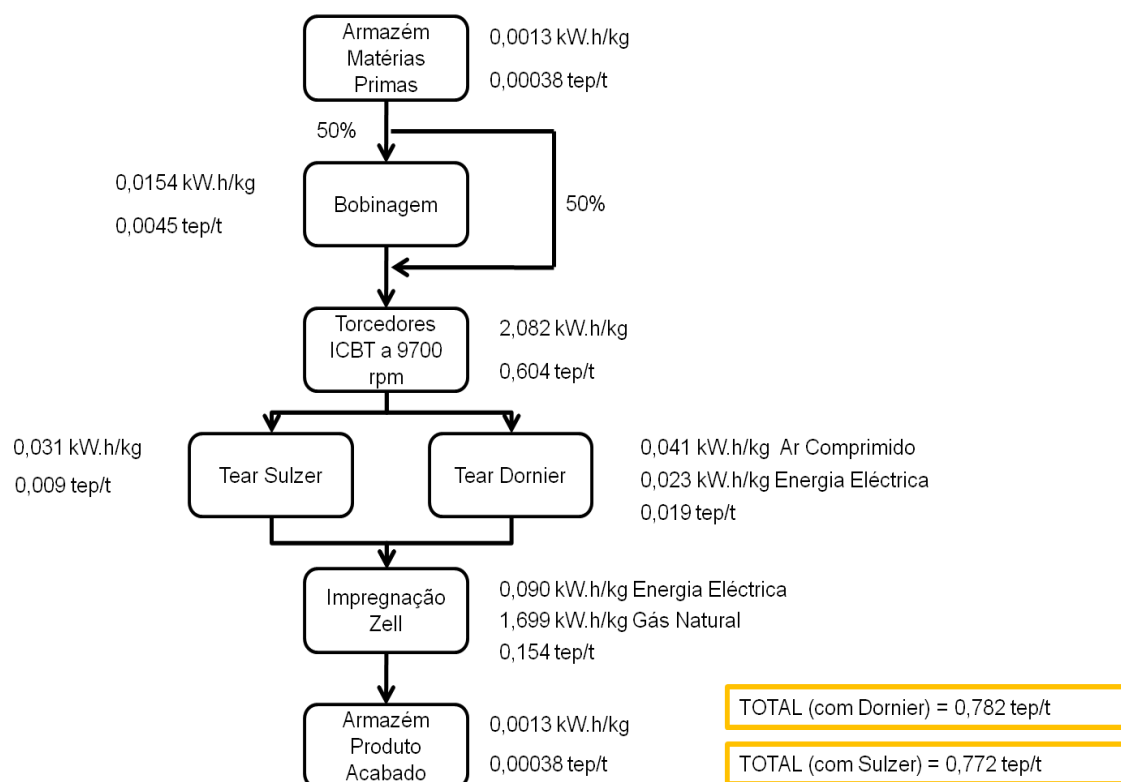


Figura A.2 – Consumo energético do processo de produção do artigo PBB-09P

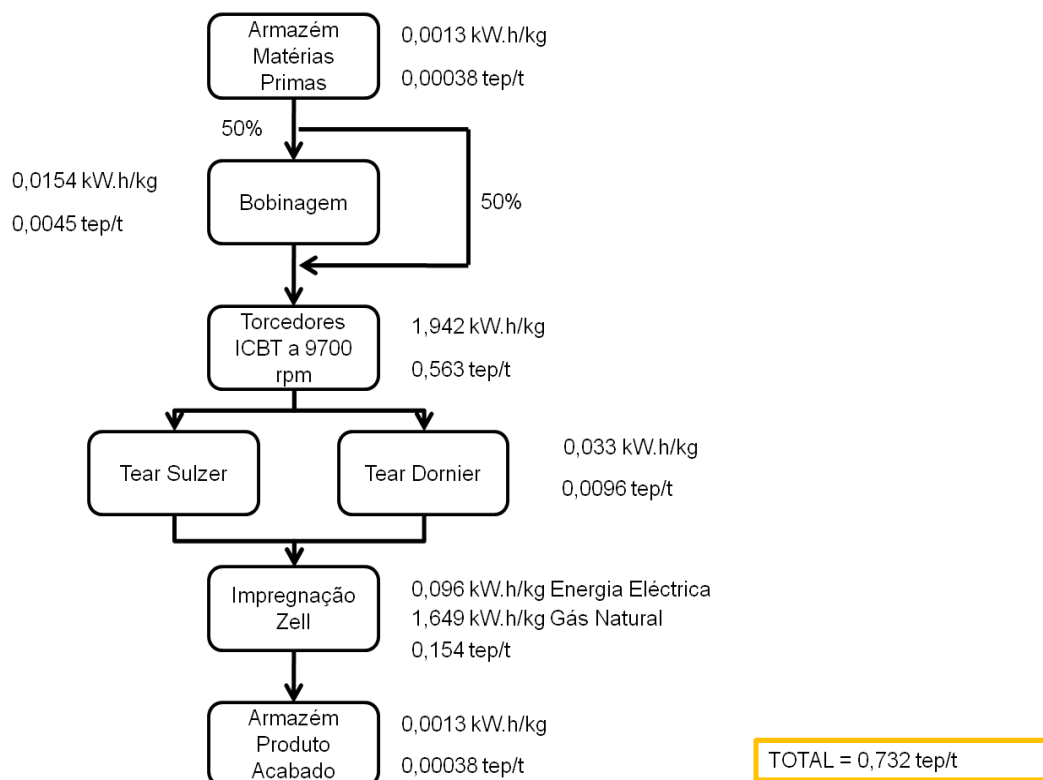


Figura A.3 – Consumo energético do processo de produção do artigo PBB-13J

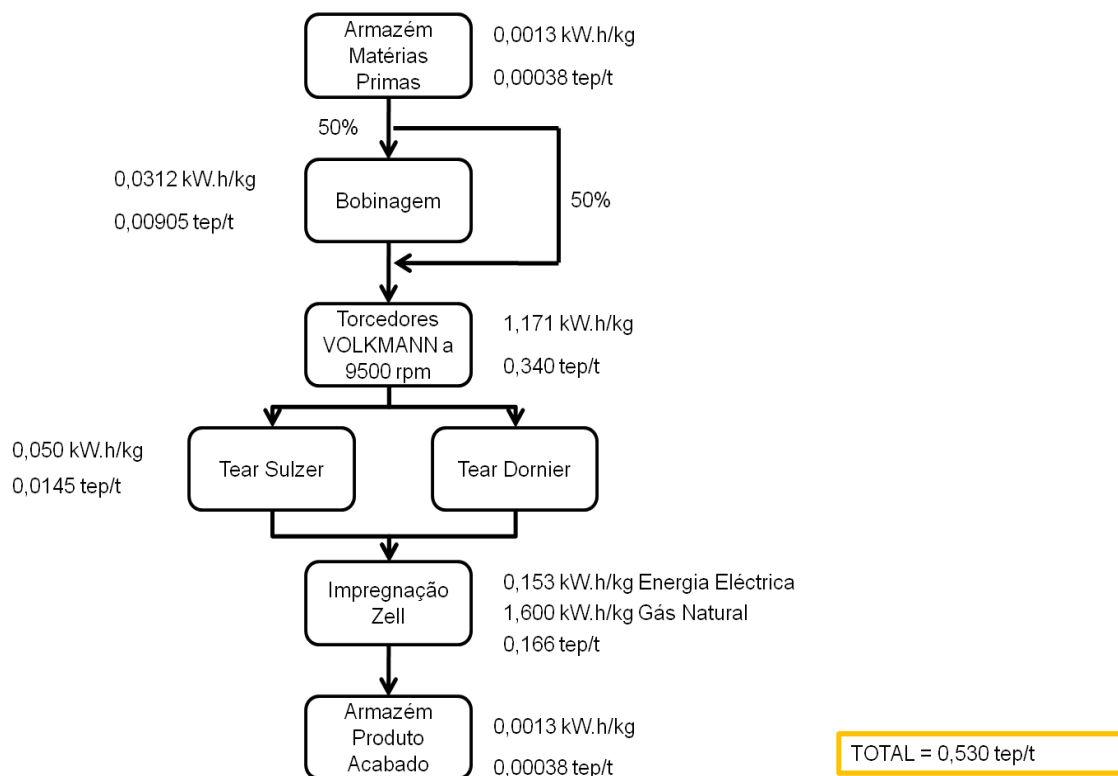


Figura A.4 – Consumo energético do processo de produção do artigo NCH-00W

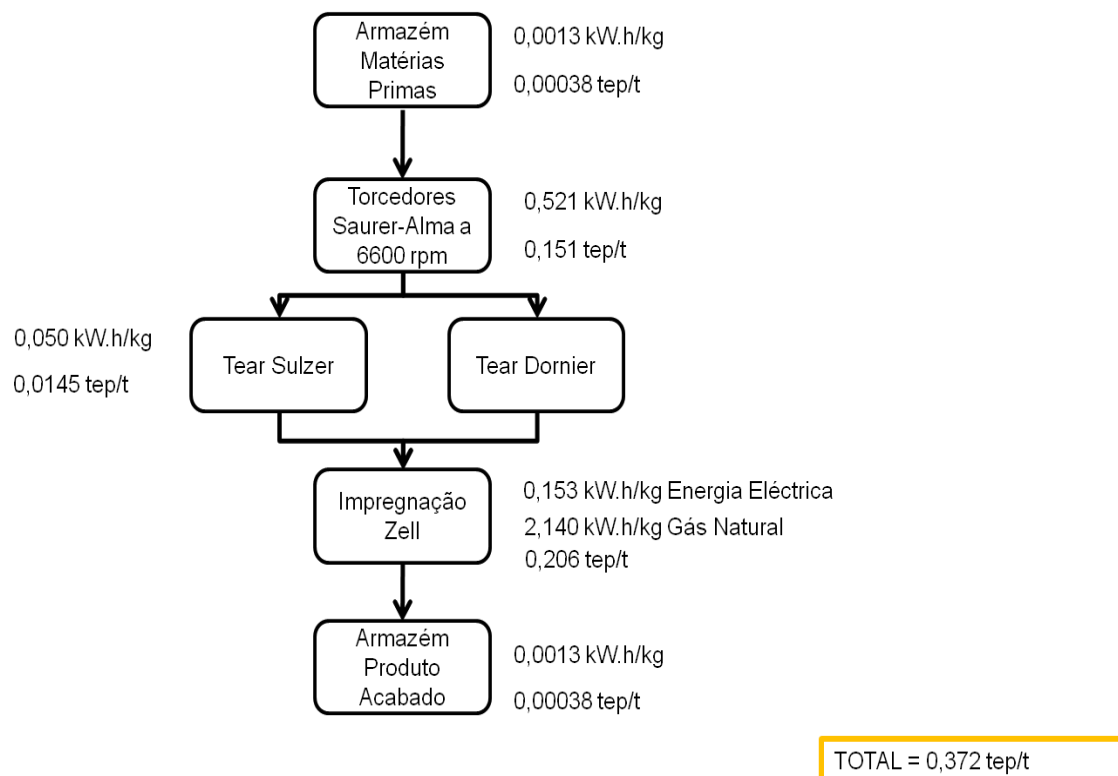
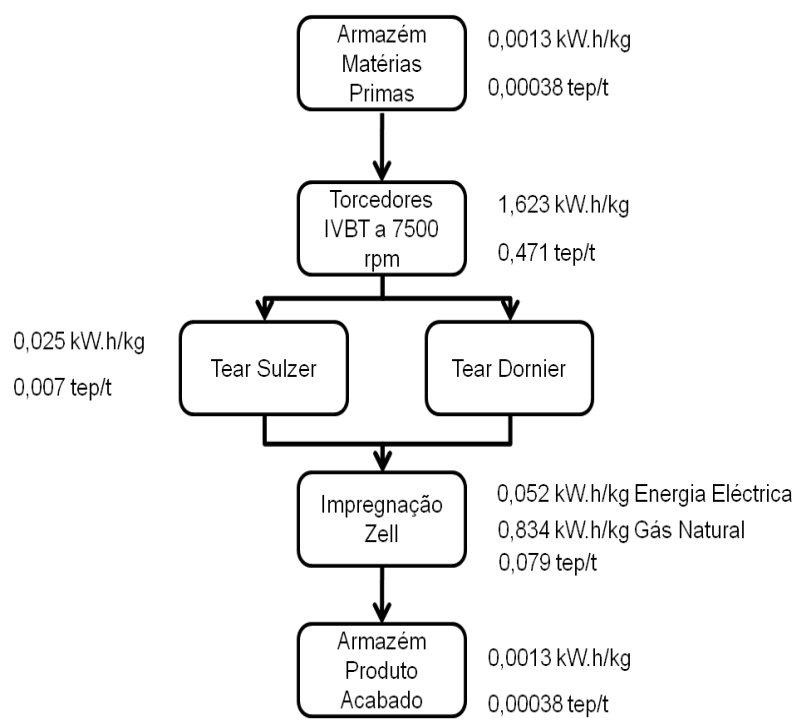


Figura A.5 – Consumo energético do processo de produção do artigo NDA-01U



TOTAL = 0,558 tep/t

Figura A.6 – Consumo energético do processo de produção do artigo RHB-13T

Anexo B – Cálculos relativos à máquina de impregnar *Single End*

B.1. Determinação do caudal volumétrico e mássico de gás natural

Para o cálculo do calor de combustão foi necessário determinar o caudal de combustível através do registo do volume inicial e final de combustível num contador, presente na entrada dos queimadores da máquina, durante um intervalo de tempo de 30 minutos. Realizaram-se 5 leituras (tabela B.1).

Tabela B.1 – Caudal volumétrico do gás natural para várias leituras na máquina *Single End*

Leitura	Volume inicial (m ³)	Volume final (m ³)	Δt (min)	Factor de correcção (FC)	V (m ³ /h)
1	2883,62	2890,79	30	1,9701	28,25
2	2890,79	2897,63	30	1,9660	26,89
3	2897,63	2904,35	30	1,9624	26,37
4	2904,35	2910,98	30	1,9573	25,95
5	2910,98	2917,58	30	1,9504	25,75
Média	-	-	-	-	26,64

O caudal volumétrico médio de gás natural é de 26,64 m³/h.

Exemplo de cálculo do caudal volumétrico de gás natural

Exemplo de cálculo para a leitura 1 da tabela B.1 (equação B.1).

$$V_{\text{combustível}} = \frac{v l_{\text{final}} - v l_{\text{inicial}}}{\Delta T} \times FC \quad (\text{B.1})$$

$$V_{\text{combustível}} = \frac{2890,79 - 2883,62}{30 \times \frac{1}{60}} \times 1,9701 = 28,25 \text{ m}^3 / h$$

Determinação do PCS (poder calorífico superior)

O PCS foi determinado por análise da factura do gás natural referente ao mês de Abril (mês em que se realizou a auditoria à máquina). Contabilizaram-se, nesse mês, 169801 m³ de gás natural correspondendo a 2033913 kW.h.

$$PCS = \frac{2033913}{169801} = 11,978 \text{ kW.h} / \text{m}^3$$

B.2. Determinação do caudal mássico do gás natural

O caudal mássico de gás natural foi calculado com base na massa volúmica do gás natural a 20 °C (anexo E: E.2) e do caudal volumétrico da seguinte:

$$\dot{m}_{\text{gás natural}} = \rho_{\text{gás natural}} \times V_{\text{gás natural}} \quad (\text{B.2})$$

$$\dot{m}_{\text{gás natural}} = 0,796 \times 26,64 \times \frac{1h}{3600s} = 0,0059 \text{ kg/s}$$

B.3. Determinação do caudal volumétrico e mássico do ar de combustão

O caudal de ar que entra nos queimadores foi determinado através da medição da velocidade do ar que entra nos queimadores, com um anemómetro de turbina *Testo 450*. O registo da temperatura ambiente e da humidade foi efectuado por um termohigrómetro *Testo 625*.

Na tabela B.2 estão apresentadas as velocidades do ar à entrada dos queimadores das estufas 1 e 2, assim como a temperatura e a humidade do ar envolvente. Foram efectuadas leituras da velocidade em 3 pontos diferentes da grelha dos queimadores.

Tabela B.2 – Valores da velocidade, temperatura e humidade do ar de combustão da máquina *Single End*

Queimador Estufa	Velocidade do ar entrada queimador (m/s)				T _{ambiente} (°C)	w (%)
	1	2	3	Média		
1	17,9	12,5	15,1	15,2	27,0	29,3
2	15,9	13,2	16,7	15,3		

Na tabela B.3 estão indicadas as áreas de secção livre da grelha dos queimadores assim como os caudais volumétricos determinados (ver cálculos mais abaixo).

Tabela B.3 – Valores do caudal volumétrico do ar de combustão da máquina *Single End*

Queimador Estufa	v (m/s)	Á _{secção} (m ²)	V (m ³ /s)
1	15,2	0,0173	0,2630
2	15,3	0,0173	0,2647

Na tabela B.4 estão indicados os caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar, calculados com base na humidade do ar. A massa volúmica do ar a 27 °C foi determinada a partir de uma regressão linear indicada no anexo G.

Tabela B.4 – Valores dos caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar de combustão da máquina *Single End*

Estufa	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	y (kg _{H2O} /kg _{ar seco})	$\dot{m}_{ar\ seco}$ (kg/s)	$\dot{m}_{água}$ (kg/s)
1	0,263	1,185	0,3115	0,0068	0,3094	0,0021
2	0,265	1,185	0,3137	0,0068	0,3115	0,0021

O caudal mássico de ar seco de combustão é de 0,621 kg/s e o caudal mássico de água contida no ar de combustão é de 0,0042 kg/s.

Cálculo da área de secção livre da grelha dos queimadores

As dimensões das grelhas foram medidas com paquímetro digital *Mitutoyo*. Na figura B.1 estão indicadas as dimensões relevantes da grelha para a determinação da área.

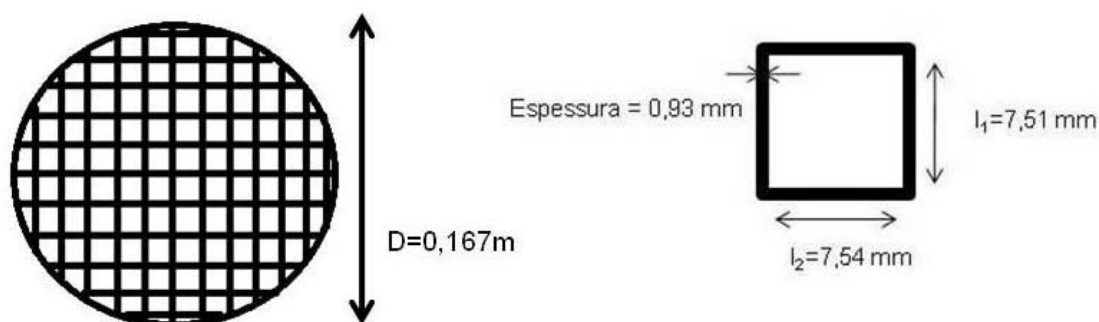


Figura B.1 – Esquema da grelha de ventilação dos queimadores das estufas da máquina *Single End*

A determinação do número de quadrados da grelha é com base na equação B.3.

$$A_{total\ grelha} = n_{quadrados} \times A_{externa\ quadrado} \quad (B.3)$$

A área externa do quadrado calcula-se usando a equação B.4, a partir dos lados internos do quadrado (l_1 e l_2) e da espessura do arame, t :

$$A_{externa\ quadrado} = (l_1 + t) \times (l_2 + t) \quad (B.4)$$

$$A_{externa\ quadrado} = 0,00847 \times 0,00844 = 7,15 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

A área total da grelha determina-se a partir do diâmetro da grelha (equação B.5).

$$A_{total\ greha} = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (B.5)$$

$$A_{total\ greha} = \pi \times \left(\frac{0,167}{2}\right)^2 = 0,0219\ m^2$$

O número de quadrados é então calculado pela divisão da área total da grelha pela área externa do quadrado.

$$n^o\ quadrados = \frac{0,0219}{7,15 \times 10^{-5}} = 306,3\ quadrados$$

A área livre de passagem do ar é calculada pela seguinte expressão:

$$A_{passagemar} = n_{quadrados} \times A_{interna\ quadrado} \quad (B.6)$$

$$A_{passagemar} = 306,3 \times (0,00751 \times 0,00754) = 0,0173\ m^2$$

Exemplo de cálculo do caudal volumétrico

Exemplo de cálculo para a estufa 1.

O caudal volumétrico de ar é calculado sabendo a velocidade do ar e a área de secção por onde o ar passa (equação 3.5).

$$V = 15,2 \times 0,0173 = 0,263\ m^3 / s$$

Exemplo de cálculo do caudal mássico de ar seco e de água contida no ar

Exemplo de cálculo para estufa 1.

O caudal mássico de ar é calculado aplicando a equação 3.6.

$$\dot{m} = 1,185 \times 0,263 = 0,312\ kg / s$$

Para uma temperatura de 27,0 °C (80,6 °F) e uma humidade relativa de 29,3%, a humidade molar, y , pode ser determinada usando uma carta de humidades, tal como demonstrado na figura B.2.

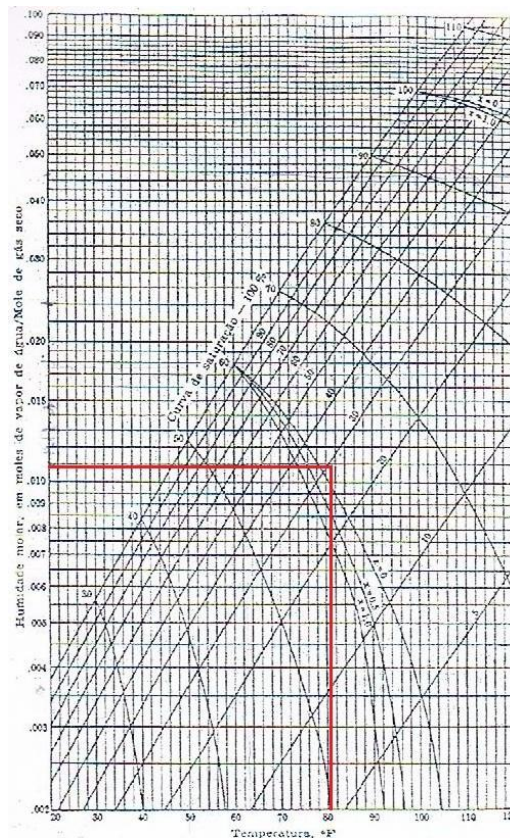


Figura B.2 – Carta de humidade [9]

Obtém-se uma humidade molar de 0,011 mol H₂O/mol ar seco. Multiplicando pela massa molar da água e dividindo pela massa molar do ar, obtém-se uma razão mássica de 0,0068 kg H₂O/kg ar seco.

Os caudais mássicos de ar seco e água podem ser determinados pelas equações B.7 e B.8:

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar\ seco} + \dot{m}_{água} \quad (B.7)$$

$$y = \frac{\dot{m}_{água}}{\dot{m}_{ar\ seco}} \quad (B.8)$$

Substituindo os valores e resolvendo o sistema obtém-se o caudal mássico de ar seco.

$$0,312 = \dot{m}_{ar\ seco} + (\dot{m}_{ar\ seco} \times 0,0068) \Leftrightarrow \dot{m}_{ar\ seco} = 0,3094 \text{ kg/s}$$

O caudal mássico de água é obtido por diferença entre o caudal mássico de ar e o caudal mássico de ar seco.

$$\dot{m}_{água} = 0,3115 - 0,3094 = 0,0022 \text{ kg/s}$$

B.4. Determinação do caudal volumétrico e mássico do ar fresco

Tubos das estufas

Os tubos destinados à entrada de ar nas estufas situam-se na proximidade com os queimadores. Assim sendo, o ar entra com a mesma temperatura (27,0 °C) e com a mesma humidade relativa (29,3%) que nos queimadores.

Foram efectuadas leituras da velocidade do ar por intermédio de um tubo de pitot Micatrone MG-1000D.

Os resultados das medições estão indicados na tabela seguinte (tabela B.5).

Tabela B.5 – Valores de velocidades, temperatura e humidade do ar fresco dos tubos da máquina *Single End*

Estufa	ΔP (Pa)				v (m/s)	A _{secção} (m ²)	T _{ambiente} (°C)	ω (%)
	1	2	3	Média				
1	229	225	230	228	19,6	7,09E-03	27,0	29,3
2	247	245	260	251	20,6	7,09E-03		

Na tabela B.6 estão indicados os caudais volumétricos, calculados a partir da área e da velocidade média.

Tabela B.6 – Valores do caudal volumétrico do ar fresco da máquina *Single End*

Estufas	v (m/s)	A _{secção} (m ²)	V (m ³ /s)
1	19,6	7,09E-03	0,139
2	20,6	7,09E-03	0,146

Na tabela B.7 estão apresentados os caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar, determinados a partir da humidade molar. A massa volúmica do ar a 27 °C foi determinada por regressão linear (anexo G).

Tabela B.7 – Valores dos caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar fresco dos tubos da máquina *Single End*

Estufa	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	y (kg _{H2O} /kg _{ar seco})	$\dot{m}_{ar seco}$ (kg/s)	$\dot{m}_{água}$ (kg/s)
1	0,139	1,185	0,165	0,0068	0,164	0,0011
2	0,146	1,185	0,173	0,0068	0,172	0,0012

O caudal mássico de ar seco de aquecimento dos tubos é de 0,336 kg/s e o caudal mássico de água contida no ar fresco dos tubos é de 0,0023 kg/s.

Em termos de cálculo, procedeu-se do mesmo modo que na secção B.3.

Entrada e saída das cordas

A velocidade do ar que entra naturalmente pelos locais onde as cordas entram e saem da estufa foi medida com anemómetro de turbina *Testo 450*. Foram efectuadas duas medições em cada local, correspondente às extremidades das aberturas.

Na tabela B.8 estão resultados das medições das velocidades assim como a temperatura e humidade. Os valores da temperatura e humidade foram registados com um termohigrómetro *Testo 625*.

Tabela B.8 – Valores de velocidade, temperatura e humidade do ar fresco das cordas da máquina *Single End*

Estufas	V _{entrada cordas} (m/s)			V _{saída cordas} (m/s)			T _{ambiente} (°C)	ω (%)
	1	2	Média	1	2	Média		
1	6,5	6,2	6,4	7,7	7,3	7,5	24,0	29,8
2	3,9	3,6	3,8	5,3	5,9	5,6	25,2	28,6

As dimensões dos locais de entrada e saída das cordas foram medidas com uma fita métrica e encontram-se na tabela B.9.

Tabela B.9 – Dimensões do local onde o ar fresco entra nas estufas (entrada e saída das cordas) da máquina *Single End*

Estufa	Dimensões entrada das cordas (m)		Dimensões saída das cordas (m)	
	Largura	Altura	Largura	Altura
1	1,39	0,035	1,39	0,02
2	1,39	0,035	1,39	0,03

Na tabela B.10 estão apresentados os caudais volumétricos de ar, calculados a partir da multiplicação da área pela velocidade média.

Tabela B.10 – Valores dos caudais volumétricos do ar fresco das cordas da máquina *Single End*

Estufas	Entrada das cordas			Saída das cordas		
	v (m/s)	A _{secção} (m ²)	V (m ³ /s)	v (m/s)	A _{secção} (m ²)	V (m ³ /s)
1	6,4	0,0487	0,3114	7,5	0,0278	0,2085
2	3,8	0,0487	0,1849	5,6	0,0417	0,2335

Nas tabelas B.11 e B.12 estão apresentados os caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar, calculados a partir da humidade molar para os locais onde as cordas entram e saem respectivamente. A massa volúmica do ar para as temperaturas de 24,0 °C e 25,2 °C foi determinada por regressão linear (anexo G).

Tabela B.11 – Valores dos caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar fresco no local onde as cordas entram da estufa da máquina *Single End*

Estufa	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	y (kg _{H2O} /kg _{ar seco})	$\dot{m}_{ar\ seco}$ (kg/s)	$\dot{m}_{água}$ (kg/s)
1	0,3114	1,196	0,3724	0,0065	0,3700	0,0024
2	0,1849	1,191	0,2202	0,0068	0,2187	0,0015

Tabela B.12 – Valores dos caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar fresco no local onde as cordas saem da estufa da máquina *Single End*

Estufa	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	y (kg _{H2O} /kg _{ar seco})	$\dot{m}_{ar\ seco}$ (kg/s)	$\dot{m}_{água}$ (kg/s)
1	0,2085	1,196	0,2494	0,0065	0,2478	0,0016
2	0,2335	1,191	0,2781	0,0068	0,2762	0,0019

O caudal mássico de ar seco de aquecimento na entrada e saída das cordas é de 1,113 kg/s e o caudal mássico de água contida no ar fresco na entrada e saída das cordas é de 0,0074 kg/s.

Em termos de cálculo, procedeu-se da mesma forma que na secção B.3.

B.5. Determinação do caudal mássico de cordas em verde

A temperatura das cordas à entrada da máquina *Single End* foi medida com um termómetro infravermelho *Fluke 61*. Registou-se uma temperatura de 25,4 °C.

Determinação do caudal de corda a impregnar e de água contida na corda

O artigo a impregnar é nylon contendo uma pequena percentagem de água. Torna-se assim necessário determinar o caudal mássico de corda seco e o caudal de água contida na corda.

A percentagem de água é determinada pela colocação de um bocado de corda, previamente pesada, numa estufa a 105 °C por um período de 2h. No fim desse tempo volta-se a pesar e a colocar novamente na estufa durante 15 minutos. Se ao fim desse tempo o peso não variar mais de 0,005 gramas, procede-se ao cálculo da percentagem de água através da equação B.9.

$$\%H_2O = \frac{m_{inicial} - m_{final}}{m_{inicial}} \times 100 \quad (B.9)$$

O artigo NCH-01S apresenta assim uma humidade de 1,95%.

O caudal mássico de corda seca determina-se a partir do decitex (conceito que relaciona massa com o comprimento da corda) da corda de acordo com a equação B.10.

$$\dot{m}_{\text{corda seca}} = \text{decitex} \times v \times n_{\text{cordas}} \times (1 - x) \quad (\text{B.10})$$

O artigo em nylon NCH-01S apresenta um decitex de 2062 o que significa que cada 10000 metros de corda pesam 2062 g. A velocidade do processo de impregnação do artigo corresponde a 195 m/min e no momento de medição, estavam em processo de impregnação 96 cordas. Calcula-se assim o caudal mássico de corda seca substituindo os valores na equação B.10:

$$\dot{m}_{\text{corda seca}} = \frac{2062}{10000} \times 195 \times 96 \times (1 - 0,0195) = 3784,8 \text{ g / min}$$

Converte-se em seguida em kg/s:

$$\dot{m}_{\text{corda seca}} = 3784,8 \times \frac{1}{60 \times 1000} = 0,0631 \text{ kg / s}$$

O caudal mássico de água associado à corda por sua vez calcula-se através da equação B.11.

$$\dot{m}_{\text{água corda}} = \text{decitex} \times v \times n_{\text{cordas}} \times x \quad (\text{B.11})$$

Substitui-se os valores na equação B.11 e converte-se para unidades SI (kg/s):

$$\dot{m}_{\text{água corda}} = \frac{2062}{1000 \times 10000} \times \frac{195}{60} \times 96 \times 0,0195 = 0,0013 \text{ kg / s}$$

B.6. Determinação do caudal mássico da solução de impregnação

O caudal mássico de solução usado na impregnação foi determinado por diferença de massas do tanque de armazenamento da solução, durante um intervalo de tempo. Esta informação era disponibilizada por um sistema informático.

A temperatura da solução foi medida através de um termopar *Testo 922*. Efectuaram-se 10 leituras da massa do tanque em intervalos de tempo de 15 minutos e 5 leituras da temperatura da solução em intervalos de tempo de 30 minutos. Na tabela B.13 estão apresentados os resultados.

Tabela B.13 – Valores de caudais mássicos e temperaturas da solução de impregnação da máquina *Single End* para várias leituras

Leitura	m _{inicial} (kg)	m _{final} (kg)	Δt (min)	T (°C)	ṁ (kg/s)
1	785,2	759,0	15	12,9	0,0291
2	759,0	737,0	15		0,0244
3	737,0	710,4	15	13,2	0,0296
4	710,4	680,7	15		0,0330
5	680,7	660,2	15	13,8	0,0228
6	660,2	640,5	15		0,0219
7	640,5	604,0	15	14,3	0,0406
8	604,0	584,5	15		0,0217
9	584,5	560,6	15	14,9	0,0266
10	560,6	516,0	15		0,0496
Média	-	-	-	13,8	0,0299

O caudal mássico de solução de impregnação é de 0,0299 kg/s.

Exemplo de cálculo do caudal mássico de solução para a leitura 1 (equação B.12):

$$\dot{m}_{\text{solução}} = \frac{m_{\text{inicial}} - m_{\text{final}}}{\Delta T} \quad (\text{B.12})$$

$$\dot{m}_{\text{solução}} = \frac{785,2 - 759,0}{15} \times \frac{1}{60} = 0,0291 \text{ kg/s}$$

B.7. Determinação dos caudais volumétricos e mássicos dos gases de combustão e exaustão

Os gases de combustão são libertados para o exterior através de uma chaminé com 80 cm de diâmetro. Registou-se uma temperatura de 150 °C medida com um termopar *Testo 922*.

A percentagem dos componentes dos gases de combustão foi retirada de um relatório de análise aos gases de combustão efectuada pela empresa *Sondar* em 2009.

Na tabela B.14 estão indicadas as percentagens volumétricas dos gases de combustão.

Tabela B.14 – Composição dos gases de combustão e exaustão da máquina *Single End*

Composto	% (V/V)	% base seca (V/V)
H ₂ O	1,9	-
O ₂	20,2	20,6
CO ₂	0,5	0,5
CO	0,0038	0,0039
NO ₂	0,00031	0,0003
SO ₂	0,00016	0,0002
N ₂	77,4	78,9

A percentagem de azoto nos gases de combustão foi determinada por diferença.

Verifica-se pela análise da tabela B.14 que a percentagem de oxigénio e azoto se assemelha à composição do ar atmosférico (21% O₂, 79% N₂). Considera-se assim, para efeitos de cálculo, que as propriedades dos gases de combustão e exaustão são iguais às do ar atmosférico.

Velocidades gases exaustão *Single End* e caudais mássicos

A velocidade dos gases de exaustão à saída da máquina de impregnar foi medida através de um tubo de pitot *Micatrone MG-1000D*. A velocidade dos gases foi medida em 3 pontos da chaminé para que cada ponto correspondesse a uma área igual. Na figura B.3 está representado um esquema indicando os pontos de medição.

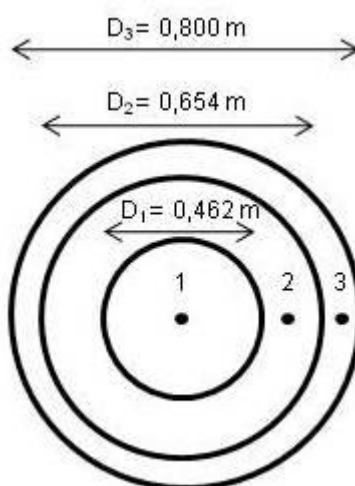


Figura B.3 – Esquema exemplificativo das dimensões da chaminé da máquina *Single End* (secção transversal) para efeitos de cálculo

A chaminé, no local de medição, possui uma área de secção de 0,503 m².

Na tabela B.15 estão indicadas as distâncias dos 3 pontos de medição assim como a queda de pressão indicada pelo tubo de pitot.

Tabela B.15 – Valores da queda de pressão para 3 pontos de leitura na chaminé da máquina *Single End*

Ponto leitura	Distância medição (m)	ΔP (Pa)
1	0,40	10
2	0,12	10
3	0,04	8

Cálculo dos pontos de medição da chaminé:

A área total da chaminé corresponde a $0,503 \text{ m}^2$. Esta área é dividida em 3 iguais correspondentes a $0,168 \text{ m}^2$ cada. Determina-se o lado de cada secção quadrada da seguinte forma:

$$D_1 = 2 \times \sqrt{\frac{A_{\text{total}}/3}{\pi}} = 0,46 \text{ m}$$

$$D_2 = 2 \times \sqrt{\frac{A_{\text{total}}/3}{\pi}} = 0,65 \text{ m}$$

$$D_3 = 0,80 \text{ m}$$

O ponto de medição 1 é dado por:

$$pt_1 = \frac{D_3}{2} = 0,40 \text{ m}$$

O ponto de medição 2 é dado por:

$$pt_2 = \frac{D_3}{2} - \left(\frac{D_2/2 - D_1/2}{2} + \frac{D_1}{2} \right) = 0,12 \text{ m}$$

O ponto de medição 3 é dado por:

$$pt_3 = \frac{D_3}{2} - \left(\frac{D_3/2 - D_2/2}{2} + \frac{D_2}{2} \right) = 0,04 \text{ m}$$

As velocidades são calculadas a partir das quedas de pressão aplicando o balanço de energia mecânica (equação 3.6) [7]. Em seguida resolve-se em ordem à velocidade, v_1 (equação B.13).

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (\text{B.13})$$

Em que $P_2 - P_1$ é a Pressão dinâmica ou a queda de pressão medida pelo tubo de pitot.

Na tabela B.16 estão representados os cálculos da velocidade a partir do balanço energia mecânica para os 3 pontos de medição.

Tabela B.16 – Valores da velocidade dos gases nos 3 pontos de medição da chaminé da máquina *Single End*

Ponto leitura	ΔP (Pa)	$\rho_{\text{gás}}$ (kg/m ³)	v (m/s)
1	10	0,833	4,9
2	10		4,9
3	9		4,4

O caudal volumétrico dos gases de exaustão é dado pela equação B.14.

$$V = (V_1 \times A_1) + (V_2 \times A_2) + (V_3 \times A_3) \quad (\text{B.14})$$

Em que $A_1 = A_2 = A_3 = 0,168 \text{ m}^2$.

A massa de gases secos de exaustão é calculada retirando a percentagem de água contida nos gases indicada na tabela B.14 (equação B.15).

$$\dot{m}_{\text{gases secos}} = V \times (1 - x) \times \rho_{\text{gases secos}} \quad (\text{B.15})$$

Em que x é a fracção mássica de água nos gases de exaustão.

$$\dot{m}_{\text{gases secos}} = 2,386 \times (1 - 0,019) \times 0,833 = 1,949 \text{ kg/s}$$

O caudal mássico de água nos gases é calculado da equação B.16.

$$\dot{m}_{\text{água gases}} = V \times x \times \rho_{\text{vapor água}} \quad (\text{B.16})$$

$$\dot{m}_{\text{água gases}} = 2,386 \times 0,019 \times 0,525 = 0,024 \text{ kg/s}$$

B.8. Determinação das perdas pelas paredes das estufas e ventiladores

A temperatura das paredes das estufas foi medida com um termómetro de contacto *Testo 922*.

As estufas têm a forma de paralelepípedos, logo existem 4 superfícies verticais. Como a estufa 1 está sobreposta na estufa 2, tem mais uma superfície horizontal (topo da estufa). Designou-se cada lado consoante a orientação geográfica. Cada lado está dividido por ordem a facilitar a medição. Por exemplo, no lado “Oeste” considerou-se

apenas 2 divisões uma vez que parte da superfície está ocupada com o ventilador da estufa.

Na tabela B.17 estão apresentados os resultados das medições das temperaturas da estufa 1.

Tabela B.17 – Valores de temperatura das paredes da estufa 1 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{média} (°C)
Oeste	1	34,9	37,1	35,0	-	35,7
	2	35,2	39,5	36,1	-	36,9
Este	1	33,1	34,3	33,6	34,5	33,9
	2	36,4	36,0	35,6	35,3	35,8
	3	35,3	35,7	35,0	36,6	35,7
Norte	1	40,2	40,7	36,9	37,0	38,7
Sul	1	35,5	35,9	34,8	34,7	35,2
Topo	1	30,3	30,4	30,3	30,2	30,3
	2	29,7	29,5	30,0	29,7	29,7
	3	29,9	30,3	30,2	30,1	30,1

Na tabela B.18 estão apresentadas as medições das temperaturas da estufa 2.

Tabela B.18 – Valores de temperatura das paredes da estufa 2 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{média} (°C)
Oeste	1	34,5	34,2	39,9	-	36,2
	2	36,1	37,2	38,6	-	37,3
Este	1	33,6	34,5	33,9	34,3	34,1
	2	35,6	36,2	35,5	36,1	35,9
	3	37,0	35,5	36,1	36,6	36,3
Norte	1	45,1	36,4	50,2	39,9	42,9
Sul	1	33,0	32,6	32,4	34,2	33,0

As dimensões das estufas e as áreas de cada divisão estão indicadas na tabela B.19 para a estufa 1 e na tabela B.20 para a estufa 2.

Tabela B.19 – Dimensões das paredes da estufa 1 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)	Área, A (m ²)
Oeste	1	4,99	-	1,93	9,63
	2	4,82	-	1,93	9,30
Este	1	4,99	-	1,93	9,63
	2	4,82	-	1,93	9,30
	3	7,39	-	1,93	14,26
Norte	-	-	2,51	1,93	4,84
Sul	-	-	2,51	1,93	4,84
Topo	1	4,99	2,51	-	12,52
	2	4,82	2,51	-	12,10
	3	7,39	2,51	-	18,55

Tabela B.20 – Dimensões das paredes da estufa 2 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)	Área, A (m ²)
Oeste	1	4,99	-	1,77	8,83
	2	4,82	-	1,77	8,53
Este	1	4,99	-	1,77	8,83
	2	4,82	-	1,77	8,53
	3	7,39	-	1,77	13,08
Norte	-	-	2,51	1,77	4,44
Sul	-	-	2,51	1,77	4,44

O número de Grashof, a multiplicação do número de Grashof pelo número de Prandtl e consequentemente, o coeficiente convectivo para cada divisão está demonstrado na tabela B.21 para a estufa 1 e B.22 para a estufa 2.

Tabela B.21 – Valores do número de Grashof e Prandtl e valores do coeficiente convectivo do filme das paredes da estufa 1 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} N _{Pr}	h (W/(m ² .°C))
Oeste	1	35,7	1,71E+10	1,21E+10	3,1
	2	36,9	1,82E+10	1,29E+10	3,2
Este	1	33,9	1,54E+10	1,09E+10	3,0
	2	35,8	1,72E+10	1,22E+10	3,2
	3	35,7	1,70E+10	1,21E+10	3,1
Norte	1	38,7	1,98E+10	1,40E+10	3,3
Sul	1	35,2	1,67E+10	1,18E+10	3,1
Topo	1	30,3	8,72E+10	6,18E+10	3,4
	2	29,7	8,30E+10	5,88E+10	3,3
	3	30,1	8,60E+10	6,08E+10	3,4

Tabela B.22 – Valores do número de Grashof e Prandtl e valores do coeficiente convectivo do filme das paredes da estufa 2 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} N _{Pr}	h (W/(m ² .°C))
Oeste	1	36,2	1,35E+10	9,57E+09	3,2
	2	37,3	1,43E+10	1,01E+10	3,2
Este	1	34,1	1,20E+10	8,50E+09	3,0
	2	35,9	1,33E+10	9,40E+09	3,2
	3	36,3	1,36E+10	9,62E+09	3,2
Norte	1	42,9	1,80E+10	1,27E+10	3,6
Sul	1	33,0	1,13E+10	7,96E+09	3,0

Exemplo de cálculo do calor de convecção e radiação para a estufa 1

O exemplo de cálculo é referente ao lado Oeste para a divisão 1 da estufa 1.

Para a determinação da equação a usar no cálculo do coeficiente convectivo, h , da tabela 3.3 é necessário determinar o valor da multiplicação do número Grashof pelo número de Prandtl ($Gr \times Pr$ ou $N_{Gr} \times N_{Pr}$).

O número de Grashof é calculado (equação 3.17) com base na altura da superfície plana vertical, L , na diferença de temperatura entre a superfície e o ar ambiente e nas propriedades físicas do ar (ρ , β , μ e g) (anexo G). A temperatura ambiente é de 19,3 °C.

$$Gr = 1,93^3 \times 1,45 \times 10^8 \times (35,7 - 19,3) = 1,71 \times 10^{10}$$

O número de Prandtl é determinado com base na temperatura média do filme. Determina-se o valor da multiplicação do número de Grashof pelo número de Prandtl:

$$N_{Gr} \times N_{Pr} = 1,71 \times 10^{10} \times 0,707 = 1,21 \times 10^{10}$$

Como o resultado do produto entre o número de Grashof e o número de Prandtl é superior a 10^9 então a equação a usar no cálculo do h é a seguinte (tabela 3.3) (equação B.17):

$$h = 1,24 \times (\Delta T)^{1/3} \quad (B.17)$$

Substituindo os valores na equação B.17:

$$h = 1,24 \times (35,7 - 19,3)^{1/3} = 3,14 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{°C)}$$

Tendo o valor do coeficiente convectivo, aplica-se a equação de transferência de calor por convecção (equação 3.15):

$$Q_{convecção} = 3,14 \times 9,63 \times (35,7 - 19,3) = 495,8 \text{ W}$$

Para o cálculo do calor perdido por radiação, a emissividade, ε , vale 0,85 e a constante de Stefan-Boltzmann, σ , vale $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$. Substituindo os valores na equação de transferência de calor por radiação (equação 3.18) obtém-se o valor de perdas por radiação:

$$Q_{\text{radiação}} = 5,67 \times 10^{-8} \times 0,85 \times 9,63 \times (308,7^4 - 292,3^4) = 826,8 \text{ W}$$

Nota: no cálculo da potência térmica perdida por convecção no topo da estufa, a equação a usar no cálculo do coeficiente convectivo é a equação referente a uma superfície horizontal com a parte superior aquecida (tabela 3.3) (equação B.18):

$$h = 0,59 \times \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \quad (\text{B.18})$$

Cálculo do número de Prandtl e das propriedades físicas do ar à temperatura média do filme

Foi determinado o número de Prandtl e as propriedades físicas do ar ($g\beta\rho^2/\mu^2$) para cada divisão de ambas as estufas. Os resultados estão demonstrados na tabela B.23 para a estufa 1 e B.24 para a estufa 2.

Tabela B.23 – Propriedades físicas do filme das paredes da estufa 1 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	T _{parede} (°C)	T _{ambiente} (°C)	T _{média filme} (°C)	N _{Pr}	$g\beta\rho^2/\mu^2$
Oeste	1	35,7	19,3	27,5	0,707	1,45E+08
	2	36,9	19,3	28,1	0,707	1,44E+08
Este	1	33,9	19,3	26,6	0,707	1,47E+08
	2	35,8	19,3	27,6	0,707	1,45E+08
	3	35,7	19,3	27,5	0,707	1,45E+08
Norte	1	38,7	19,3	29,0	0,707	1,42E+08
Sul	1	35,2	19,3	27,3	0,707	1,45E+08
Topo	1	30,3	19,3	24,8	0,708	1,50E+08
	2	29,7	19,3	24,5	0,708	1,51E+08
	3	30,1	19,3	24,7	0,708	1,51E+08

Tabela B.24 – Propriedades físicas do filme das paredes da estufa 2 da máquina *Single End*

Lado	Divisão	T _{parede} (°C)	T _{ambiente} (°C)	T _{média filme} (°C)	N _{pr}	$g\beta\rho^2/\mu^2$
Oeste	1	36,2	19,3	27,8	0,707	1,45E+08
	2	37,3	19,3	28,3	0,707	1,43E+08
Este	1	34,1	19,3	26,7	0,707	1,47E+08
	2	35,9	19,3	27,6	0,707	1,45E+08
	3	36,3	19,3	27,8	0,707	1,44E+08
Norte	1	42,9	19,3	31,1	0,706	1,38E+08
Sul	1	33,0	19,3	26,2	0,707	1,48E+08

As propriedades físicas do ar para cada temperatura foram determinadas por regressão linear indicadas no anexo G.

Calor perdido pela superfície dos ventiladores de recirculação

O calor perdido por convecção e radiação pela superfície dos ventiladores foi determinado através da área e das temperaturas superficiais.

Na figura B.4 está apresentado um esquema dos ventiladores da máquina *Single End*.

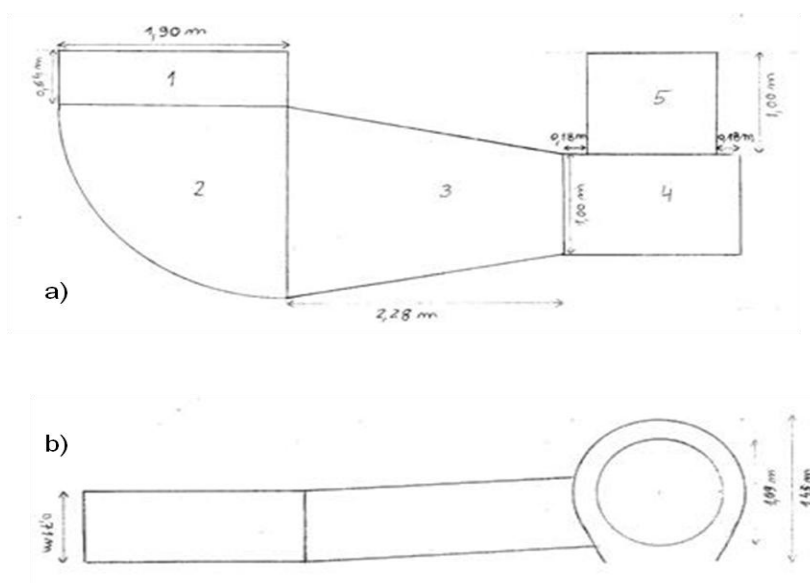


Figura B.4 – Ventilador de recirculação das estufas a) vista de cima b) vista frontal

As temperaturas e a área total da superfície dos ventiladores estão apresentadas na tabela B.25. Por uma questão de simplificação dividiu-se o ventilador em 5 partes (5 formas geométricas), sendo que cada parte representa uma área total.

Tabela B.25 – Valores de temperatura e área de superfície dos ventiladores de recirculação das estufas da máquina *Single End*

Ventilador da estufa	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	A ₁ (m ²)	A ₂ (m ²)	A ₃ (m ²)	A ₄ (m ²)	A ₅ (m ²)	A _{total} (m ²)
1	30,6	31,1	30,9	2,82	2,48	9,85	5,27	3,42	23,84
2	31,9	32,0	32,0	2,82	2,48	9,85	5,27	3,42	23,84

As perdas térmicas registadas no ventilador da estufa 1 e pelo ventilador da estufa 2 estão apresentadas na tabela B.26.

Tabela B.26 – Calor perdido por radiação e convecção pela superfície dos ventiladores das estufas da máquina *Single End*

Ventilador da estufa	T _{média} (°C)	A (m ²)	h (W/(m ² .°C))	Q _{radiação} (W)	Q _{convecção} (W)
1	30,9	23,84	3,2	1413	885
2	32,0	23,84	3,2	1556	969

Para os ventiladores, o coeficiente convectivo é uma média dos coeficientes convectivos determinados para as paredes das estufas.

Anexo C – Cálculos relativos à máquina de impregnar Zell

C.1. Caudal volumétrico do gás natural

Para a determinação do calor de combustão da máquina Zell, procedeu-se da mesma forma que na máquina *Single End* (anexo B.1.). Na tabela C.1 estão apresentadas as leituras de gás natural efectuadas no contador da Zell em intervalos de tempo de 30 minutos e o cálculo do caudal volumétrico de gás natural.

Tabela C.1 – Caudal volumétrico do gás natural para várias leituras na máquina Zell

Leitura	V _{início} (m ³)	V _{fim} (m ³)	Δt (min)	Factor de correção	V (m ³ /h)
1	13538,1	13631,3	30	1,8415	343,26
2	13631,3	13725,3	30	1,8351	345,00
3	13725,3	13819,2	30	1,8410	345,74
4	13819,2	13913,6	30	1,8402	347,43
Média	-	-	-	-	345,36

O caudal volumétrico do gás natural é de 345,36 m³/h.

C.2. Determinação do caudal mássico do gás natural

O caudal mássico de gás natural alimentado à máquina Zell foi calculado tal como exemplificado no anexo B.2. e equivale a 0,076 kg/s.

C.3. Determinação do caudal volumétrico e mássico do ar de combustão

O caudal mássico do ar de combustão foi calculado com base na determinação da velocidade do ar na passagem pela grelha de cada queimador com o anemómetro de turbina *Testo 450* e pela humidade relativa do ar ambiente, medida com um termohigrómetro *Testo 625*, assim como a sua temperatura.

Na tabela C.2 estão indicadas as velocidades em 4 pontos de cada grelha dos queimadores, assim como as áreas de secção determinadas. A estufa 1 possui 2 queimadores.

Tabela C.2 – Velocidade do ar e área de secção livre de passagem do ar na grelha de ventilação dos queimadores das estufas da máquina Zell

Estufa	Velocidade ar ventilador do queimador (m/s)					A (m ²)
	V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V _{médio}	
1	26,8	25,4	26,1	25,1	25,9	1,776E-02
	25,7	28,3	27,1	26,0	26,8	1,776E-02
2	17,9	33,2	27,2	28,3	26,7	3,170E-03
3	21,4	32,7	30,1	26,5	27,7	3,170E-03
4	22,1	31,0	27,3	31,8	28,1	3,170E-03
5	22,1	29,1	31,1	28,8	27,8	3,170E-03
6	25,3	24,5	35,0	25,8	27,7	3,170E-03
7	29,7	24,1	24,9	34,0	28,2	3,170E-03

O ar é alimentado à combustão com uma humidade relativa de 44,5% e uma temperatura de 26,5 °C.

Na tabela C.3 estão apresentados os caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar para o queimador respectivo de cada estufa.

Tabela C.3 – Caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar de combustão da máquina Zell

Estufa	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	ṁ (kg/s)	y (kg _{H2O} /kg _{ar seco})	ṁ _{ar seco} (kg/s)	ṁ _{H2O} (kg/s)
1	0,459	1,187	0,545	9,930E-03	0,540	5,36E-03
1	0,476	1,187	0,564	9,930E-03	0,559	5,55E-03
2	0,084	1,187	0,100	9,930E-03	0,099	9,86E-04
3	0,088	1,187	0,104	9,930E-03	0,103	1,02E-03
4	0,089	1,187	0,106	9,930E-03	0,105	1,04E-03
5	0,088	1,187	0,105	9,930E-03	0,103	1,03E-03
6	0,088	1,187	0,104	9,930E-03	0,103	1,02E-03
7	0,089	1,187	0,106	9,930E-03	0,105	1,04E-03

O caudal mássico de ar seco de combustão é de 1,717 kg/s e o caudal mássico de água contida no ar de combustão é de 0,017 kg/s.

Em termos de cálculo procedeu-se conforme exemplificado no anexo B.3.

Cálculo da área de secção livre da grelha dos queimadores

A estufa 1 possui queimadores idênticos aos da *Single End*, o que a área já foi previamente calculada no anexo B: B.3.

Na figura C.1 está apresentado um esquema da grelha dos queimadores das restantes estufas.

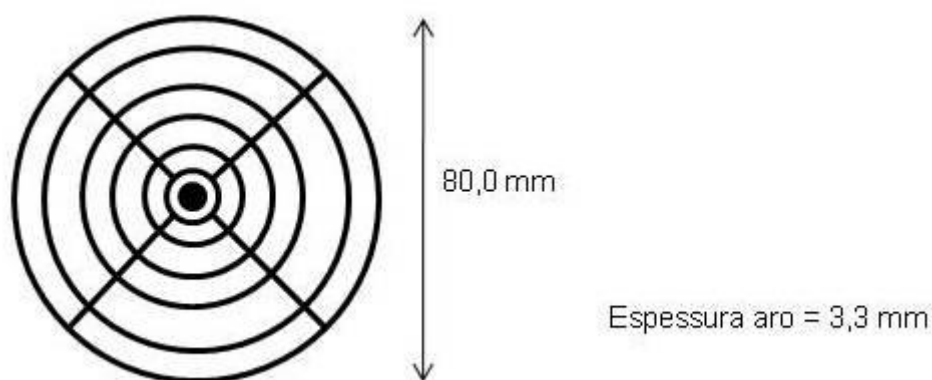


Figura C.1 – Esquema da grelha de ventilação dos queimadores das estufas da máquina Zell

A grelha possui 5 aros de espessura 3,3 mm. Retirando o espaço ocupado pelos 5 aros ao diâmetro da grelha obtém-se o diâmetro livre. Calcula-se então a área livre de passagem de ar:

$$A_{\text{livre}} = \pi \times \left(\frac{80 - 5 \times 3,3}{2 \times 1000} \right)^2 = 3,17 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

C.4. Determinação do caudal volumétrico e mássico do ar fresco

O ar fresco é referente ao ar que entra no local onde a tela entra e sai na parte inferior das estufas. A velocidade do ar foi medida com um anemómetro *Testo 450*. As condições de temperatura e humidade do ar foram medidas com um termohigrómetro *Testo 625*.

Na tabela C.4 estão apresentadas os valores da velocidade do ar para cada estufa.

Tabela C.4 – Velocidades do ar fresco no local de entrada de ar nas estufas da máquina Zell

Estufa	Local entrada da tela			Local saída da tela		
	v_1 (m/s)	v_2 (m/s)	$v_{\text{média}}$ (m/s)	v_1 (m/s)	v_2 (m/s)	$v_{\text{média}}$ (m/s)
1	10,8	11,3	11,1	13,0	13,8	13,4
2	13,2	12,7	13,0	19,5	19,9	19,7
3	13,5	14,8	14,2	25,2	25,9	25,6
4	5,1	4,6	4,8	8,1	7,8	8,0
5	9,8	8,5	9,2	13,3	12,9	13,1
6	8,2	9,3	8,8	15,6	16,2	15,9
7	6,0	5,6	5,8	11,3	11,6	11,5

As dimensões e o cálculo da área de secção de entrada do ar estão apresentados na tabela C.5.

Tabela C.5 – Dimensões do local de entrada de ar nas estufas da máquina Zell

Estufa	Local de entrada da tela			Local de saída tela		
	Comprimento (m)	Largura (m)	A (m ²)	Comprimento (m)	Largura (m)	A (m ²)
1	1,78	0,15	0,267	1,78	0,10	0,178
2	1,78	0,10	0,178	1,78	0,05	0,089
3	1,78	0,10	0,178	1,78	0,06	0,098
4	1,78	0,11	0,187	1,78	0,05	0,080
5	1,78	0,10	0,169	1,78	0,05	0,080
6	1,78	0,10	0,169	1,78	0,05	0,080
7	1,78	0,10	0,169	1,78	0,05	0,089

O ar entra nas estufas 1 e 2 (1º piso) com uma temperatura de 25,6 °C e uma humidade relativa de 52%. Nas restantes estufas (2º piso) o ar entra com uma temperatura de 23,5 °C e uma humidade relativa de 51,4%.

Na tabela C.6 estão apresentados os caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar no local de entrada da tela nas estufas.

Tabela C.6 – Caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar fresco nos locais onde a tela entra nas estufas da máquina Zell

Estufa	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	$\dot{m}$ (kg/s)	y (kg _{H2O} /kg _{ar seco})	$\dot{m}_{ar\ seco}$ (kg/s)	$\dot{m}_{H2O}$ (kg/s)
1	2,950	1,190	3,511	1,086E-02	3,473	3,77E-02
2	2,305	1,190	2,743	1,086E-02	2,714	2,95E-02
3	2,519	1,198	3,017	9,310E-03	2,990	2,78E-02
4	0,902	1,198	1,080	9,310E-03	1,070	9,97E-03
5	1,547	1,198	1,854	9,310E-03	1,837	1,71E-02
6	1,480	1,198	1,773	9,310E-03	1,756	1,64E-02
7	0,981	1,198	1,175	9,310E-03	1,164	1,08E-02

Na tabela C.7 estão apresentados os caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar no local de saída da tela nas estufas.

Tabela C.7 – Caudais mássicos de ar seco e de água contida no ar fresco nos locais onde a tela sai das estufas da máquina Zell

Estufa	V (m ³ /s)	ρ (kg/m ³)	$\dot{m}$ (kg/s)	y (kg _{H2O} /kg _{ar seco})	$\dot{m}_{ar\ seco}$ (kg/s)	$\dot{m}_{H2O}$ (kg/s)
1	2,385	1,190	2,838	1,086E-02	2,808	3,05E-02
2	1,753	1,190	2,086	1,086E-02	2,064	2,24E-02
3	2,501	1,198	2,997	9,310E-03	2,969	2,76E-02
4	0,637	1,198	0,763	9,310E-03	0,756	7,04E-03
5	1,049	1,198	1,257	9,310E-03	1,245	1,16E-02
6	1,274	1,198	1,526	9,310E-03	1,512	1,41E-02
7	1,019	1,198	1,221	9,310E-03	1,210	1,13E-02

O caudal mássico de ar seco de aquecimento onde a tela entra e sai das estufas do 1º piso (estufa 1 e 2) é de 11,06 kg/s e o caudal de água contida no ar fresco onde a tela entra e sai das estufas do 1º piso é de 0,120 kg/s.

O caudal mássico de ar seco de aquecimento onde a tela entra e sai das estufas do 2º piso (estufas 3, 4, 5, 6 e 7) é de 16,51 kg/s e o caudal mássico de água contida no ar fresco onde a tela entra e sai das estufas do 2º piso é de 0,154 kg/s.

Em termos de cálculo procedeu-se conforme exemplificado no anexo B.4.

C.5. Determinação do caudal mássico da tela em verde

O artigo em poliéster, PBB-21J, apresenta uma massa específica de 0,512 kg/m e uma humidade de 2,0%. A velocidade do processo para este artigo é de 73 m/min.

O caudal mássico de tela seca e de água contida na tela é calculado tal como no anexo B: B.5. a partir das equações B.10 e B.11:

$$\dot{m}_{tela} = 0,512 \times 73 \times \frac{1}{60} \times (1 - 0,020) = 0,610 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{água} = 0,512 \times 73 \times \frac{1}{60} \times 0,020 = 0,012 \text{ kg/s}$$

A temperatura da tela em verde à entrada da *Zell* é igual a 20,6 °C e foi medida com um termómetro infravermelho *Fluke 61*.

C.6. Determinação do caudal mássico da solução de impregnação e da solução de activação

A temperatura das soluções foi determinada com um termopar *Testo 922*.

O caudal mássico de cada solução foi determinado através da diferença de pesos do tanque das soluções em intervalos de tempo de 15 min.

Na tabela C.8 estão demonstrados a temperatura média da solução activação assim como o caudal mássico da solução de activação.

Tabela C.8 – Caudais mássicos e temperaturas da solução de activação da máquina Zell para várias leituras

Leitura	m _{início} (kg)	m _{fim} (kg)	Δt (min)	T _{solução} (°C)	$\dot{m}_{\text{solução}}$ (kg/s)
1	10717	10574	15	21,9	0,159
2	10574	10454	15		0,133
3	10454	10310	15	22,0	0,160
4	10310	10185	15		0,139
5	10185	10041	15	21,8	0,160
6	10041	9914	15		0,141
7	9914	9792	15	21,6	0,136
8	9792	9647	15		0,161
Média	-	-	-	21,8	0,149

O caudal mássico de solução de activação é de 0,149 kg/s.

Na tabela C.9 está demonstrada a temperatura média e o caudal mássico para a solução de impregnação.

Tabela C.9 – Caudais mássicos e temperaturas da solução de impregnação da máquina Zell para várias leituras

Leitura	m _{início} (kg)	m _{fim} (kg)	Δt (min)	T _{solução} (°C)	$\dot{m}_{\text{solução}}$ (kg/s)
1	3065,8	3017,8	15	26,0	0,053
2	3017,8	2958,2	15		0,066
3	2958,2	2898,9	15	26,1	0,066
4	2898,9	2849,5	15		0,055
5	2849,5	2796,9	15	26,6	0,058
6	2796,9	2738,3	15		0,065
7	2738,3	2677,7	15	26,2	0,067
8	2677,7	2617,6	15		0,067
Média	-	-	-	26,2	0,062

O caudal mássico de solução de impregnação é de 0,062 kg/s.

Em termos de cálculo procedeu-se conforme exemplificado no anexo B.6.

C.7. Determinação do caudal volumétrico e mássico dos gases de combustão e exaustão

Composição dos gases de combustão

A composição dos gases de combustão e exaustão foi retirada do relatório de análises aos gases de combustão da empresa *Sondar* realizada em 2009. Na tabela C.10 estão apresentadas as composições dos gases de combustão e exaustão para cada chaminé da máquina.

Tabela C.10 – Composição dos gases de combustão e exaustão para cada chaminé da máquina Zell

Composto	% (V/V)		
	Chaminé 1	Chaminé 2	Chaminé 3
H ₂ O	7,0	4,7	4,7
O ₂	19,2	19,2	19,1
CO ₂	1,0	0,1	1,1
CO	1,4E-03	7,8E-03	3,9E-03
NO ₂	1,2E-03	2,0E-03	2,6E-03
SO ₂	4,4E-03	3,9E-04	3,8E-04
N ₂	72,8	76,0	75,1

Verifica-se na tabela C.10 que a composição dos gases é muito semelhante à composição do ar atmosférico.

Determinação da velocidade e caudais mássicos dos gases

A velocidade dos gases de exaustão à saída de cada estufa foi medida através de um tubo de pitot. A velocidade dos gases, em cada conduta, foi medida em 3 pontos da conduta para que cada ponto correspondesse a uma área igual. Na figura C.2 está representado os pontos de medição em cada conduta. Na estufa 1 a velocidade foi medida numa conduta circular (chaminé) e nas restantes estufas foi medida numa conduta com secção quadrada.

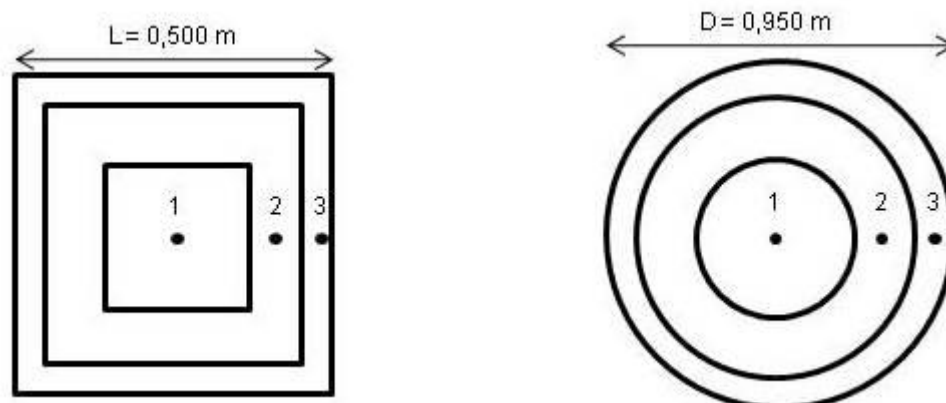


Figura C.2 – Esquemas das condutas e representação dos pontos de medição nas condutas de exaustão na máquina Zell

Na tabela C.11 estão indicadas as áreas de cada conduta.

Tabela C.11 – Áreas de secção para cada conduta de exaustão da máquina Zell

Estufa	1	2	3	4	5	6	7
Área (m ²)	0,71	0,16	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Na tabela C.12 estão indicadas as distâncias dos 3 pontos de medição em cada conduta.

Tabela C.12 – Pontos de medição com tubo de pitot em cada conduta de exaustão da máquina Zell

Estufa	Distância medição na conduta (m)		
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
1	0,46	0,14	0,04
2	0,20	0,11	0,02
3	0,25	0,08	0,02
4	0,25	0,08	0,02
5	0,25	0,08	0,02
6	0,25	0,08	0,02
7	0,25	0,08	0,02

Procedeu-se de igual forma que no anexo B.7 para o cálculo das distâncias da tabela C.12.

As quedas de pressão dadas pelo tubo de pitot para os 3 pontos de medição estão indicadas na tabela C.13, assim como a exaustão de cada estufa (condição do processo) e as temperaturas dos gases em cada conduta de exaustão medidas com uma sonda *Comark 2007*.

Tabela C.13 – Quedas de pressão para cada ponto de medição e temperaturas dos gases nas condutas de exaustão da máquina Zell

Estufa	ΔP_1 (Pa)	ΔP_2 (Pa)	ΔP_3 (Pa)	T_{gases} (°C)	% Exaustão
1	14	15	14	140	10
2	229	150	90	167	100
3	107	95	99	213	100
4	8	8	7	235	20
5	16	14	15	138	32
6	27	27	27	228	40
7	7	8	7	233	10

Na tabela C.14 estão representados os cálculos da velocidade a partir do balanço energia mecânica (equação 3. 6) para os 3 pontos de medição.

Tabela C.14 – Velocidades dos gases nos 3 pontos de medição das condutas da máquina Zell

Estufa	ρ_{gases} (kg/m ³)	v_1 (m/s)	v_2 (m/s)	v_3 (m/s)
1	0,850	5,74	5,94	5,74
2	0,804	23,86	19,31	14,96
3	0,726	17,17	16,18	16,51
4	0,689	4,82	4,82	4,51
5	0,854	6,12	5,73	5,93
6	0,701	8,78	8,78	8,78
7	0,692	4,50	4,81	4,50

A percentagem de água nos gases à saída da chaminé 1 (estufa 1), chaminé 2 (estufa 2, 3 e 4) e chaminé 3 (estufa 5, 6 e 7) são respectivamente 7,0%, 4,7% e 4,7%.

Na tabela C.15 e C.16 estão indicados os valores calculados dos caudais mássicos de gases secos e de vapor de água contida nos gases respectivamente para cada estufa.

Tabela C.15 – Caudais mássicos de gases secos de combustão e exaustão da máquina Zell

Estufa	V (m ³ /s)	ρ_{gases} (kg/m ³)	$\dot{m}_{\text{gases secos}}$ (kg/s)
1	4,122	0,850	3,260
2	3,100	0,804	2,377
3	4,154	0,726	2,875
4	1,179	0,689	0,774
5	1,481	0,854	1,205
6	2,195	0,701	1,466
7	1,150	0,692	0,759

Tabela C.16 – Caudais mássicos de água contida nos gases de combustão e exaustão da máquina Zell

Estufa	V (m ³ /s)	$\rho_{\text{vapor água}}$ (kg/m ³)	$\dot{m}_{\text{vapor água}}$ (kg/s)
1	4,122	0,548	0,158
2	3,100	0,519	0,076
3	4,154	0,468	0,091
4	1,179	0,444	0,025
5	1,481	0,551	0,038
6	2,195	0,452	0,047
7	1,150	0,446	0,024

Em termos de cálculo procedeu-se conforme exemplificado no anexo B (B.7).

C.8. Dados relativos à tela impregnada

Registou-se uma temperatura da tela impregnada à saída da máquina *Zell* de 218,0 °C, medida com um termómetro infravermelho *Fluke 61*. A tela à saída encontra-se seca, logo o caudal corresponde a 0,610 kg/s (ver cálculo no anexo C: C.5).

C.9. Determinação das perdas pelas paredes das estufas e pelos ventiladores

As temperaturas das paredes das estufas foram determinadas com um termómetro de contacto *Testo 922*. A medição foi efectuada em todos os pisos de cada estufa e em cada lado disponível.

Nas tabelas seguintes estão demonstradas as temperaturas assim como as dimensões das paredes de cada estufa.

Tabela C.17 correspondente à estufa 1.

Tabela C.17 – Temperaturas e dimensões das paredes da estufa 1 da máquina *Zell*

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	Altura (m)	Compr. (m)	Largura (m)	Área (m ²)
7	Topo	42,1	54,1	53,6	53,9	-	3,28	3,48	11,41
6	Este	40,7	51,4	49,0	50,2	5,87	-	3,48	20,43
	Oeste		52,0	51,9	52,0	5,87	-	3,48	20,43
	Norte		50,7	52,2	51,5	5,87	3,28	-	19,25
	Sul		48,7	47,5	48,1	5,87	3,28	-	19,25
5	Este	38,5	49,5	48,8	49,2	5,08	-	3,48	17,68
	Oeste		50,2	51,0	50,6	5,08	-	3,48	17,68
	Norte		43,8	46,6	45,2	5,08	3,28	-	16,66
	Sul		46,2	48,7	47,5	5,08	3,28	-	16,66
3	Este	35,6	44,0	41,7	42,9	5,11	-	3,48	17,78
	Oeste		48,4	46,5	47,5	5,11	-	3,48	17,78
	Norte		42,0	43,8	42,9	5,11	3,28	-	16,76
	Sul		45,0	43,6	44,3	5,11	3,28	-	16,76
2	Este	35,0	40,5	40,0	40,3	3,71	-	3,48	12,91
	Oeste		40,3	42,4	41,4	3,71	-	3,48	12,91
	Norte		39,5	38,9	39,2	3,71	3,28	-	12,17
	Sul		38,0	39,9	39,0	3,71	3,28	-	12,17

Tabela C.18 correspondente à estufa 2.

Tabela C.18 – Temperaturas e dimensões das paredes da estufa 2 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	Altura (m)	Compr. (m)	Largura (m)	Área (m ²)
7	Topo	42,1	56,1	58,2	57,2	-	3,33	3,24	10,79
6	Oeste	40,7	59,3	54,4	56,9	3,15	-	3,24	10,21
	Norte		56,8	56,0	56,4	3,15	3,33	-	10,49
	Sul		56,1	57,3	56,7	3,15	3,33	-	10,49
5	Oeste	38,5	53,7	52,1	52,9	5,39	-	3,24	17,46
	Norte		54,8	52,9	53,9	5,39	3,33	-	17,95
	Sul		57,4	55,4	56,4	5,39	3,33	-	17,95
4	Oeste	36,8	50,2	51,6	50,9	2,49	-	3,24	8,07
	Norte		51,8	51,0	51,4	2,49	3,33	-	8,29
	Sul		50,5	51,3	50,9	2,49	3,33	-	8,29
3	Oeste	35,6	46,6	45,4	46,0	3,00	-	3,24	9,72
	Norte		50,1	51,4	50,8	3,00	3,33	-	9,99
	Sul		49,0	48,1	48,6	3,00	3,33	-	9,99
2	Este	35	40,8	40,4	40,6	3,71	-	3,24	12,02
	Oeste		42,5	41,4	42,0	3,71	-	3,24	12,02
	Norte		38,0	39,8	38,9	3,71	3,33	-	12,35
	Sul		44,3	40,7	42,5	3,71	3,33	-	12,35

Tabela C.19 correspondente à estufa 3.

Tabela C.19 - Temperaturas e dimensões das paredes da estufa 3 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	Altura (m)	Compr. (m)	Largura (m)	Área (m ²)
7	Topo	42,1	51,7	51,9	51,8	-	2,76	3,24	8,94
6	Norte	40,7	62,2	55,0	58,6	3,15	2,76	-	8,69
	Sul		59,5	57,4	58,5	3,15	2,76	-	8,69
5	Norte	38,5	61,1	54,4	57,8	5,39	2,76	-	14,88
	Sul		56,7	57,2	57,0	5,39	2,76	-	14,88
4	Norte	36,8	51,4	53,3	52,4	2,49	2,76	-	6,87
	Sul		50,6	53,3	52,0	2,49	2,76	-	6,87
3	Norte	35,6	43,3	47,1	45,2	3,00	2,76	-	8,28
	Sul		46,5	46,6	46,6	3,00	2,76	-	8,28

Tabela C.20 correspondente à estufa 4.

Tabela C.20 - Temperaturas e dimensões das paredes da estufa 4 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	Altura (m)	Compr. (m)	Largura (m)	Área (m ²)
7	Topo	42,1	61,4	64,3	62,9	-	3,28	3,24	10,63
6	Este	40,7	53,8	55,7	54,8	3,15	-	3,24	10,21
	Norte		58,2	60,6	59,4	3,15	3,28	-	10,33
	Sul		59,8	60,5	60,2	3,15	3,28	-	10,33
5	Este	38,5	54,6	54,2	54,4	5,39	-	3,24	17,46
	Norte		52,6	56,6	54,6	5,39	3,28	-	17,68
	Sul		57,5	61,4	59,5	5,39	3,28	-	17,68
4	Este	36,8	56,0	53,1	54,6	2,49	-	3,24	8,07
	Norte		50,6	48,7	49,7	2,49	3,28	-	8,17
	Sul		50,0	50,8	50,4	2,49	3,28	-	8,17
3	Este	35,6	49,6	48,4	49,0	3,00	-	3,24	9,72
	Norte		47,5	45,9	46,7	3,00	3,28	-	9,84
	Sul		48,6	49,3	49,0	3,00	3,28	-	9,84

Tabela C.21 correspondente à estufa 5.

Tabela C.21 - Temperaturas e dimensões das paredes da estufa 5 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	Altura (m)	Compr. (m)	Largura (m)	Área (m ²)
7	Topo	42,1	52,8	54,2	53,5	-	3,23	3,24	10,47
6	Oeste	40,7	50,2	49,6	49,9	3,15	-	3,24	10,21
	Norte		56,7	54,0	55,4	3,15	3,23	-	10,17
	Sul		54,1	52,1	53,1	3,15	3,23	-	10,17
5	Oeste	38,5	49,5	50,8	50,2	5,39	-	3,24	17,46
	Norte		51,2	53,7	52,5	5,39	3,23	-	17,41
	Sul		56,3	49,6	53,0	5,39	3,23	-	17,41
4	Oeste	36,8	42,8	48,9	45,9	2,49	-	3,24	8,07
	Norte		48,1	45,8	47,0	2,49	3,23	-	8,04
	Sul		51,4	49,1	50,3	2,49	3,23	-	8,04
3	Oeste	35,6	37,4	38,3	37,9	3,00	-	3,24	9,72
	Norte		39,1	38,9	39,0	3,00	3,23	-	9,69
	Sul		41,1	43,4	42,3	3,00	3,23	-	9,69

Tabela C.22 correspondente à estufa 6.

Tabela C.22 - Temperaturas e dimensões das paredes da estufa 6 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	Altura (m)	Compr. (m)	Largura (m)	Área (m ²)
7	Topo	42,1	67,2	68,0	67,6	-	3,04	3,24	9,85
6	Norte	40,7	58,4	59,5	59,0	3,15	3,04	-	9,58
	Sul		54,7	59,1	56,9	3,15	3,04	-	9,58
5	Norte	38,5	54,2	60,3	57,3	5,39	3,04	-	16,39
	Sul		55,3	57,1	56,2	5,39	3,04	-	16,39
4	Norte	36,8	49,0	48,5	48,8	2,49	3,04	-	7,57
	Sul		55,1	56,2	55,7	2,49	3,04	-	7,57
3	Norte	35,6	52,4	42,9	47,7	3,00	3,04	-	9,12
	Sul		52,6	48,9	50,8	3,00	3,04	-	9,12

Tabela C.23 correspondente à estufa 7.

Tabela C.23 - Temperaturas e dimensões das paredes da estufa 7 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	Altura (m)	Compr. (m)	Largura (m)	Área (m ²)
7	Topo	42,1	66,0	65,3	65,7	-	3,04	3,24	9,85
6	Este	40,7	52,6	53,5	53,1	3,15	-	3,24	10,21
	Norte		57,4	55,0	56,2	3,15	3,04	-	9,58
	Sul		55,9	59,2	57,6	3,15	3,04	-	9,58
5	Este	38,5	53,8	54,7	54,3	5,39	-	3,24	17,46
	Norte		53,2	51,9	52,6	5,39	3,04	-	16,39
	Sul		59,0	57,4	58,2	5,39	3,04	-	16,39
4	Este	36,8	55,3	56,2	55,8	2,49	-	3,24	8,07
	Norte		58,8	59,2	59,0	2,49	3,04	-	7,57
	Sul		53,7	57,0	55,4	2,49	3,04	-	7,57
3	Este	35,6	50,4	52,2	51,3	3,00	-	3,24	9,72
	Norte		50,8	46,7	48,8	3,00	3,04	-	9,12
	Sul		49,9	51,2	50,6	3,00	3,04	-	9,12

Os valores calculados do coeficiente convectivo assim como dos calores de radiação e convecção das estufas estão demonstrados nas seguintes tabelas.

Tabela C.24 correspondente à estufa 1.

Tabela C.24 – Calor de convecção e radiação perdido pelas paredes da estufa 1 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} × N _{Pr}	h (W/(m ² .°C))	A (m ²)	Q _{convecção} (W)	Q _{radiação} (W)
7	Topo	42,1	53,9	4,37E+10	3,08E+10	0,8	11,41	108,0	806,1
6	Oeste	40,7	50,2	1,91E+11	1,35E+11	2,6	20,43	509,6	1139,0
	Este		52,0	2,26E+11	1,59E+11	2,8	20,43	638,5	1360,0
	Norte		51,5	2,16E+11	1,52E+11	2,7	19,25	566,4	1222,0
	Sul		48,1	1,49E+11	1,05E+11	2,4	19,25	344,3	827,9
5	Oeste	38,5	49,2	1,42E+11	1,00E+11	2,7	17,68	513,6	1088,2
	Este		50,6	1,62E+11	1,14E+11	2,8	17,68	608,9	1245,0
	Norte		45,2	8,96E+10	6,31E+10	2,3	16,66	261,0	633,2
	Sul		47,5	1,20E+11	8,43E+10	2,6	16,66	383,9	855,0
3	Oeste	35,6	42,9	1,04E+11	7,36E+10	2,4	17,78	309,4	713,1
	Este		47,5	1,71E+11	1,20E+11	2,8	17,78	595,7	1191,8
	Norte		42,9	1,05E+11	7,41E+10	2,4	16,76	294,3	676,9
	Sul		44,3	1,25E+11	8,83E+10	2,6	16,76	371,9	812,2
2	Oeste	35,0	40,3	3,00E+10	2,12E+10	2,2	12,91	146,1	369,2
	Este		41,4	3,63E+10	2,56E+10	2,3	12,91	188,2	448,9
	Norte		39,2	2,40E+10	1,69E+10	2,0	12,17	102,2	276,9
	Sul		39,0	2,26E+10	1,59E+10	2,0	12,17	94,2	260,1

Tabela C.25 correspondente à estufa 2.

Tabela C.25 - Calor de convecção e radiação perdido pelas paredes da estufa 2 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} × N _{Pr}	h (W/(m ² .°C))	A (m ²)	Q _{convecção} (W)	Q _{radiação} (W)
7	Topo	42,1	57,2	5,17E+10	3,64E+10	0,9	10,79	140,1	991,3
6	Oeste	40,7	56,9	5,02E+10	3,54E+10	3,1	10,21	516,6	998,4
	Norte		56,4	4,88E+10	3,44E+10	3,1	10,49	511,3	995,4
	Sul		56,7	4,98E+10	3,50E+10	3,1	10,49	524,4	1015,9
5	Oeste	38,5	52,9	2,30E+11	1,62E+11	3,0	17,46	758,6	1479,8
	Norte		53,9	2,45E+11	1,73E+11	3,1	17,95	849,0	1628,6
	Sul		56,4	2,86E+11	2,01E+11	3,2	17,95	1042,0	1922,4
4	Oeste	36,8	50,9	2,26E+10	1,60E+10	3,0	8,07	340,7	657,8
	Norte		51,4	2,34E+10	1,65E+10	3,0	8,29	366,9	701,7
	Sul		50,9	2,26E+10	1,60E+10	3,0	8,29	350,2	676,1
3	Oeste	35,6	46,0	3,03E+10	2,14E+10	2,7	9,72	273,6	567,7
	Norte		50,8	4,42E+10	3,11E+10	3,1	9,99	464,3	869,7
	Sul		48,6	3,78E+10	2,66E+10	2,9	9,99	376,7	735,6
2	Oeste	35	40,6	3,20E+10	2,26E+10	2,2	12,02	148,2	367,2
	Este		42,0	3,97E+10	2,80E+10	2,4	12,02	197,7	458,8
	Norte		38,9	2,23E+10	1,57E+10	2,0	12,35	94,0	260,7
	Sul		42,5	4,29E+10	3,02E+10	2,4	12,35	224,9	510,2

Tabela C.26 correspondente à estufa 3.

Tabela C.26 - Calor de convecção e radiação perdido pelas paredes da estufa 3 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} × N _{Pr}	h (W/(m ² ·°C))	A (m ²)	Q _{convecção} (W)	Q _{radiação} (W)
7	Topo	42,1	51,8	2,52E+10	1,78E+10	0,8	8,94	68,6	516,3
6	Norte	40,7	58,6	5,57E+10	3,92E+10	3,2	8,69	504,7	950,5
	Sul		58,5	5,52E+10	3,89E+10	3,2	8,69	499,1	941,8
5	Norte	38,5	57,8	3,07E+11	2,16E+11	3,3	14,88	951,6	1724,6
	Sul		57,0	2,95E+11	2,07E+11	3,3	14,88	899,2	1646,6
4	Norte	36,8	52,4	2,50E+10	1,76E+10	3,1	6,87	330,7	622,3
	Sul		52,0	2,43E+10	1,71E+10	3,1	6,87	319,4	605,1
3	Norte	35,6	45,2	2,80E+10	1,97E+10	2,6	8,28	209,5	444,7
	Sul		46,6	3,19E+10	2,25E+10	2,8	8,28	249,6	510,5

Tabela C.27 correspondente à estufa 4.

Tabela C.27 - Calor de convecção e radiação perdido pelas paredes da estufa 4 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} × N _{Pr}	h (W/(m ² ·°C))	A (m ²)	Q _{convecção} (W)	Q _{radiação} (W)
7	Topo	42,1	62,9	6,93E+10	4,88E+10	0,9	10,63	206,7	1382,8
6	Este	40,7	54,8	4,37E+10	3,08E+10	3,0	10,21	429,0	860,0
	Norte		59,4	5,82E+10	4,09E+10	3,3	10,33	635,8	1184,5
	Sul		60,2	6,05E+10	4,26E+10	3,3	10,33	670,1	1236,4
5	Este	38,5	54,4	2,54E+11	1,79E+11	3,1	17,46	865,7	1645,7
	Norte		54,6	2,57E+11	1,81E+11	3,1	17,68	891,1	1688,6
	Sul		59,5	3,35E+11	2,36E+11	3,4	17,68	1266,0	2248,6
4	Este	36,8	54,6	2,85E+10	2,01E+10	3,2	8,07	463,2	842,7
	Norte		49,7	2,06E+10	1,45E+10	2,9	8,17	304,8	603,2
	Sul		50,4	2,18E+10	1,54E+10	3,0	8,17	328,7	640,8
3	Este	35,6	49,0	3,91E+10	2,75E+10	2,9	9,72	383,6	742,1
	Norte		46,7	3,24E+10	2,28E+10	2,8	9,84	302,1	615,5
	Sul		49,0	3,89E+10	2,74E+10	2,9	9,84	386,4	748,3

Tabela C.28 correspondente à estufa 5.

Tabela C.28 - Calor de convecção e radiação perdido pelas paredes da estufa 5 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} × N _{Pr}	h (W/(m ² ·°C))	A (m ²)	Q _{convecção} (W)	Q _{radiação} (W)
7	Topo	42,1	53,5	3,74E+10	2,63E+10	0,8	10,47	96,4	715,9
6	Oeste	40,7	49,9	2,86E+10	2,01E+10	2,6	10,21	243,9	550,3
	Norte		55,4	4,56E+10	3,21E+10	3,0	10,17	452,2	896,5
	Sul		53,1	3,86E+10	2,72E+10	2,9	10,17	362,1	750,7
5	Oeste	38,5	50,2	1,86E+11	1,31E+11	2,8	17,46	571,9	1181,6
	Norte		52,5	2,23E+11	1,57E+11	3,0	17,41	724,9	1426,1
	Sul		53,0	2,31E+11	1,62E+11	3,0	17,41	759,7	1480,7
4	Oeste	36,8	45,9	1,45E+10	1,02E+10	2,6	8,07	188,7	412,1
	Norte		47,0	1,63E+10	1,15E+10	2,7	8,04	219,2	463,2
	Sul		50,3	2,16E+10	1,52E+10	2,9	8,04	319,0	623,6
3	Oeste	35,6	37,9	6,56E+09	4,62E+09	1,6	9,72	35,5	118,1
	Norte		39,0	9,91E+09	6,99E+09	1,9	9,69	61,4	178,9
	Sul		42,3	1,94E+10	1,37E+10	2,3	9,69	150,2	355,4

Tabela C.29 correspondente à estufa 6.

Tabela C.29 - Calor de convecção e radiação perdido pelas paredes da estufa 6 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} × N _{Pr}	h (W/(m ² ·°C))	A (m ²)	Q _{convecção} (W)	Q _{radiação} (W)
7	Topo	42,1	67,6	7,61E+10	5,36E+10	1,0	9,85	250,2	1610,5
6	Norte	40,7	59,0	5,68E+10	4,00E+10	3,3	9,58	570,5	1069,1
	Sul		56,9	5,04E+10	3,55E+10	3,1	9,58	486,7	939,9
5	Norte	38,5	57,3	2,99E+11	2,11E+11	3,3	16,39	1012,0	1845,8
	Sul		56,2	2,83E+11	1,99E+11	3,2	16,39	937,1	1733,7
4	Norte	36,8	48,8	1,92E+10	1,35E+10	2,8	7,57	256,4	517,7
	Sul		55,7	3,03E+10	2,13E+10	3,3	7,57	470,8	844,1
3	Norte	35,6	47,7	3,51E+10	2,48E+10	2,8	9,12	312,4	622,1
	Sul		50,8	4,42E+10	3,11E+10	3,1	9,12	423,9	793,9

Tabela C.30 correspondente à estufa 7.

Tabela C.30 - Calor de convecção e radiação perdido pelas paredes da estufa 7 da máquina Zell

Piso	Lado	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	N _{Gr}	N _{Gr} × N _{Pr}	h (W/(m ² ·°C))	A (m ²)	Q _{convecção} (W)	Q _{radiação} (W)
7	Topo	42,1	65,7	7,03E+10	4,95E+10	1,0	9,85	226,5	1473,8
6	Este	40,7	53,1	3,84E+10	2,70E+10	2,9	10,21	361,2	749,8
	Norte		56,2	4,82E+10	3,39E+10	3,1	9,58	458,9	896,3
	Sul		57,6	5,24E+10	3,69E+10	3,2	9,58	512,9	980,6
5	Este	38,5	54,3	2,52E+11	1,77E+11	3,1	17,46	854,8	1629,0
	Norte		52,6	2,24E+11	1,58E+11	3,0	16,39	688,8	1352,5
	Sul		58,2	3,15E+11	2,22E+11	3,3	16,39	1080,9	1948,1
4	Este	36,8	55,8	3,04E+10	2,14E+10	3,3	8,07	505,4	904,8
	Norte		59,0	3,56E+10	2,51E+10	3,5	7,57	585,6	1010,2
	Sul		55,4	2,98E+10	2,10E+10	3,3	7,57	460,9	829,5
3	Este	35,6	51,3	4,58E+10	3,23E+10	3,1	9,72	473,8	879,2
	Norte		48,8	3,83E+10	2,70E+10	2,9	9,12	351,0	682,5
	Sul		50,6	4,36E+10	3,07E+10	3,1	9,12	416,5	782,7

Em termos de cálculo procedeu-se conforme exemplificado no anexo B.8.

Ventiladores de recirculação

Na máquina Zell existem ventiladores de recirculação acima e abaixo da câmara de combustão. Os ventiladores são todos iguais excepto da estufa 1 que diferem dos ventiladores das restantes estufas.

As temperaturas e as áreas da superfície dos ventiladores estão apresentadas na tabela C.31.

Tabela C.31 – Temperaturas e dimensões dos ventiladores de recirculação das estufas da máquina Zell

Estufa	Ventilador	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{média} (°C)	A ₁ (m ²)	A ₂ (m ²)	A ₃ (m ²)	A ₄ (m ²)	A _{total} (m ²)
1	Superior	51,2	50,8	51,0	7,08	4,14	7,84	-	19,06
	Inferior	48,1	47,9	48,0	7,08	4,14	7,84	-	19,06
2	Superior	56,7	58,5	57,6	12,57	6,00	0,60	6,81	25,98
	Inferior	52,3	51,7	52,0	4,34	5,82	0,60	14,50	25,26
3	Superior	59,6	58,9	59,3	12,57	6,00	0,60	6,81	25,98
	Inferior	52,5	53,0	52,8	4,34	5,82	0,60	14,50	25,26
4	Superior	58,4	58,8	58,6	12,57	6,00	0,60	6,81	25,98
	Inferior	50,7	52,1	51,4	4,34	5,82	0,60	14,50	25,26
5	Superior	55,2	46,7	51,0	12,57	6,00	0,60	6,81	25,98
	Inferior	49,0	47,2	48,1	4,34	5,82	0,60	14,50	25,26
6	Superior	57,5	58,1	57,8	12,57	6,00	0,60	6,81	25,98
	Inferior	49,3	54,8	52,1	4,34	5,82	0,60	14,50	25,26
7	Superior	54,5	56,1	55,3	12,57	6,00	0,60	6,81	25,98
	Inferior	50,4	57,4	53,9	4,34	5,82	0,60	14,50	25,26

As perdas térmicas registadas nos ventiladores estão apresentadas na tabela C.32.

Tabela C.32 – Calor de convecção e radiação perdido pela superfície dos ventiladores de recirculação das estufas da máquina Zell

Estufa	Ventilador	T _{amb} (°C)	T _{média} (°C)	A _{total} (m ²)	h (W/(m ² .°C))	Q _{radiação} (W)	Q _{convecção} (W)
1	Superior	40,7	51,0	19,06	2,6	1157	510
	Inferior	35,6	48,0	19,06	2,6	1340	614
2	Superior	40,7	57,6	25,98	3,1	2665	1359
	Inferior	36,8	52,0	25,26	3,0	2232	1152
3	Superior	40,7	59,3	25,98	3,2	2952	1542
	Inferior	36,8	52,8	25,26	3,1	2351	1249
4	Superior	40,7	58,6	25,98	3,2	2840	1488
	Inferior	36,8	51,4	25,26	3,0	2138	1106
5	Superior	40,7	51,0	25,98	2,8	1568	746
	Inferior	36,8	48,1	25,26	2,7	1629	771
6	Superior	40,7	57,8	25,98	3,2	2703	1422
	Inferior	36,8	52,1	25,26	3,1	2240	1194
7	Superior	40,7	55,3	25,98	3,0	2281	1138
	Inferior	36,8	53,9	25,26	3,4	2534	1469

C.10. Determinação do caudal mássico de água de arrefecimento

O caudal mássico de água, que circula em circuito fechado entre a torre de arrefecimento e a máquina Zell, foi determinado colocando a bomba que abastece a máquina a trabalhar durante um intervalo de tempo, medindo no final o nível de água no tanque de água quente. A altura que a água atingiu no tanque de água quente foi de 1,52 m após um funcionamento da bomba de 3 min e 12 seg. A área da base do tanque cilíndrico é de 1,58 m². A massa volúmica da água a 30 °C é de 995,8 kg/m³. Determinou-se então o caudal mássico de água debitado pela bomba:

$$\dot{m} = \left(\frac{1,58 \times 1,52}{192} \right) \times 995,8 = 12,47 \text{ kg/s}$$

O caudal mássico de água bombeada para a máquina Zell é de 12,47 kg/s. As temperaturas dos tanques de água arrefecida (30,0 °C) e de água quente (38,7 °C) foram medidas com uma sonda de temperatura Comark 2007.

Anexo D – Dimensionamento de permutadores para as máquinas de impregnar

D.1. Permutador carcaça e tubos para a máquina *Single End*

O dimensionamento do permutador de carcaça e tubos foi alvo de um processo iterativo de forma a se obter a área correctamente necessária para a transferência de calor requerida.

O permutador é de carcaça e tubos de cabeça flutuante interna com duas passagens no invólucro e uma passagem nos tubos. Gases de combustão e exaustão circulam no invólucro enquanto ar circula no interior dos tubos.

Pormenores de construção

Dimensões dos tubos

As dimensões dos tubos de aço seguem as normas BS3606.

Na tabela D.1 estão apresentados valores arbitrados para as dimensões dos tubos.

Tabela D.1 – Pormenores de construção dos tubos do permutador carcaça e tubos para a *Single End*

Características	Dimensões (m)
Diâmetro externo, d_o	0,03
Diâmetro interno, d_i	0,026
Espessura, t	0,002
Comprimento, L	3,65
Passo dos tubos, p_t	0,0375

São necessários 160 tubos para a transferência de calor.

O arranjo dos tubos é quadrado (facilidade de limpeza quando o passo é quadrado) e o passo dos tubos, p_t , é 1,25 vezes o diâmetro exterior do tubo.

Dimensão do invólucro

O diâmetro do invólucro foi determinado a partir do diâmetro do feixe de tubos através de valores típicos da figura D.1.

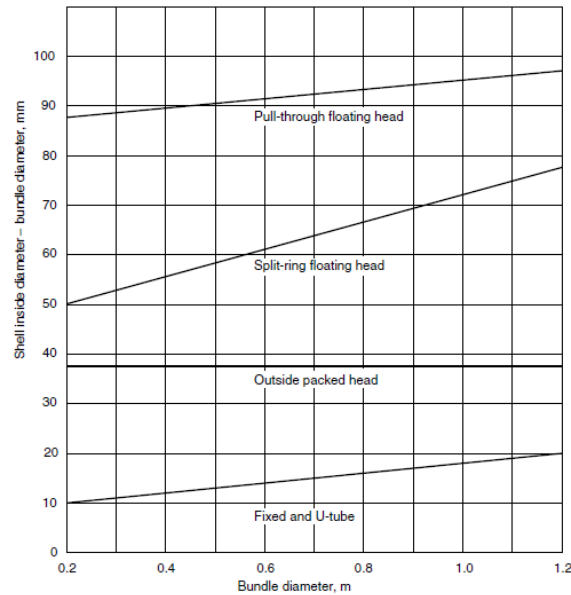


Figura D.1 – Determinação da folga entre o invólucro e o feixe de tubos do permutador carcaça e tubos [14]

O diâmetro do feixe de tubos, D_b , foi calculado aplicando a equação D.1.

$$D_b = d_o \times \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (D.1)$$

K_1 e n_1 são constantes que dependem da disposição dos tubos, do valor do passo e do número de passagens nos tubos e valem 0,215 e 2,207 respectivamente. Substitui-se na equação anterior e obteve-se um diâmetro de feixe de 0,6 m.

Através da figura D.1, usando o diâmetro do feixe, determinou-se a folga entre o feixe e o invólucro e consequentemente o diâmetro do invólucro, D_s , que é de 0,66 m.

Para as chicanas (direcciona o fluido externo contra os tubos e aumenta a velocidade) definiu-se chicanas em segmento com um corte de chicana de 25% do diâmetro da chicana. O diâmetro da chicana considera-se o diâmetro do invólucro menos 1,6 mm de folga, sendo então o corte da chicana de 0,165 m.

Arbitrou-se um espaçamento entre chicanas de, l_B , de 0,3 m

Propriedades dos fluidos

As propriedades dos gases de combustão e exaustão e do ar ambiente foram determinadas à temperatura média entre a entrada e a saída do permutador. Na tabela D.2 estão apresentadas as propriedades dos fluidos.

Tabela D.2 – Propriedades dos fluidos à temperatura média entre a entrada e a saída do permutador

Propriedades	Ar (66,5 °C)	Gases (130,9 °C)
c_p (kJ/kg.°C)	1,009	1,015
ρ (kg/m ³)	1,043	0,866
μ (Pa.s)	2,03E-05	2,31E-05
k (W/m.°C)	0,029	0,034
Pr	0,702	0,691

Potência térmica necessária para o aumento de temperatura do ar de 13 °C para 120 °C

A potência térmica necessária para aquecer o ar que entra nos tubos da máquina *Single End* de 13 °C até 120 °C foi calculada através da equação D.2.

$$Q = \dot{m}.c_p.\Delta T \quad (D.2)$$

O caudal a aquecer é de 0,711 kg/s. Substitui-se na equação D.2.

$$Q = 0,711 \times 1,009 \times (120 - 13) = 76,76 \text{ kW}$$

É então necessário que o permutador transfira 76760 W dos gases de combustão e exaustão para o ar.

A temperatura de saída dos gases de combustão e exaustão do permutador foi calculada também com base na equação D.2.

$$T_{qs} = 150 - \left(\frac{76,76}{1,973 \times 1,015} \right) = 111,7 \text{ °C}$$

Determinação do coeficiente de transferência de calor interno (lado dos tubos)

Inicialmente foi necessário saber em que regime se dá o escoamento, determinando para o efeito o número de Reynolds.

Determinação do número de Reynolds

O número de Reynolds foi determinado aplicando a equação D.3.

$$Re = \frac{v \times \rho \times d_i}{\mu} \quad (D.3)$$

A velocidade do fluido, v , depende do caudal mássico e da área de secção. A área de secção é a seguinte (equação D.4):

$$A = \pi \times \left(\frac{d_i}{2} \right)^2 \quad (D.4)$$

$$A = \pi \times \left(\frac{0,026}{2} \right)^2 = 5,31 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

A velocidade calculou-se a partir da equação D.5:

$$v = \frac{\dot{m}}{A \rho N_t} \quad (D.5)$$

O caudal mássico do ar corresponde a 0,711 kg/s. Substitui-se na equação D.5.

$$v = \frac{0,711}{5,31 \times 10^{-4} \times 1,043 \times 160} = 8,02 \text{ m/s}$$

O número de Reynolds é então o seguinte (equação D.3):

$$Re = \frac{8,02 \times 1,043 \times 0,026}{2,03 \times 10^{-5}} = 10713,6$$

O número de Reynolds é superior a 2100, logo o regime é turbulento.

Determinação do coeficiente interno de transferência de calor, h_i

O coeficiente de transferência de calor está relacionado com o número de Nusselt, o qual é dado pela equação D.6 em regime turbulento.

$$Nu = 0,021 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,33} \times (\mu / \mu_w) \quad (D.6)$$

Calculou-se portanto o número de Nusselt (equação D.6):

$$Nu = 0,021 \times 10713,6^{0,8} \times 0,702^{0,33} \times 1 = 31,29$$

Calculou-se em seguida o coeficiente de transferência de calor interno aplicando a equação D.7.

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_i} \quad (D.7)$$

$$h_i = \frac{31,29 \times 0,0293}{0,026} = 35,3 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

O coeficiente de transferência de calor interno é de 30,88 W/(m².°C).

Determinação do coeficiente de transferência de calor externo (lado do invólucro)

O coeficiente de transferência de calor externo, h_o , foi determinado aplicando o método de Kern.

Determinação do número de Reynolds

A área para fluxo cruzado no feixe de tubos é a seguinte (equação D.8):

$$A_s = \frac{(p_t - d_o)D_s l_B}{p_t} \quad (D.8)$$

$$A_s = \frac{(0,0375 - 0,03) \times 0,661 \times 0,3}{0,0375} = 0,0397 \text{ m}^2$$

A velocidade do fluido do lado do invólucro determinou-se pela equação D.9.

$$v = \frac{\dot{m}}{A_s \rho} \quad (D.9)$$

$$v = \frac{1,973}{0,0397 \times 0,866} = 57,39 \text{ m/s}$$

O diâmetro hidráulico para o cálculo do número de Reynolds para um passo quadrangular é o seguinte (equação D.10):

$$d_h = \frac{1,27}{d_o} (p_t^2 - 0,785 d_o^2) \quad (D.10)$$

$$d_h = \frac{1,27}{0,03} (0,0375^2 - 0,785 \times 0,03^2) = 0,0296 \text{ m}$$

O número de Reynolds foi determinado com base na equação D.3 substituindo apenas d_i por d_h .

$$Re = \frac{57,39 \times 0,866 \times 0,0296}{2,31 \times 10^{-5}} = 63684,5$$

O número de Reynolds é de 63684,5 indicando regime turbulento.

Determinação do coeficiente externo de transferência de calor, h_o

O número de Nusselt para o lado do invólucro é dado pela equação D.11.

$$Nu = j_H Re Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (D.11)$$

O factor de transferência de calor, j_H , pode ser determinado a partir de um gráfico sabendo o número de Reynolds e a percentagem do corte da chicana (figura D.2).

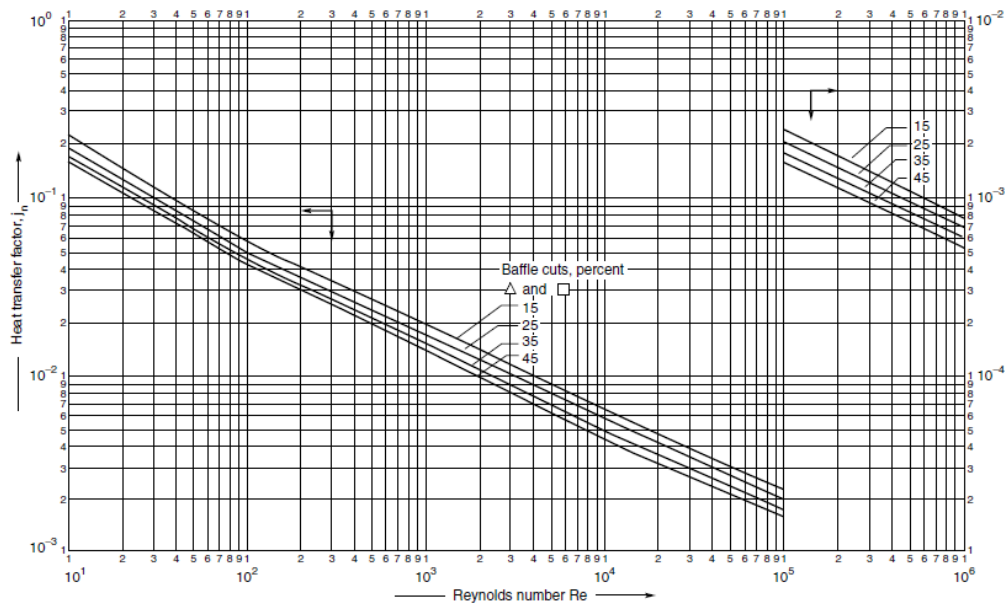


Figura D.2 – Determinação do factor de transferência de calor, j_H do lado do invólucro [14]

Para um Reynolds de 63684,5 e um corte de chicana de 25%, o valor de j_H é de 0,0024.

Calculou-se então o número de Nusselt (equação D.11):

$$Nu = 0,0024 \times 63684,5 \times 0,691^{0,333} \times 1 = 135,1$$

Determinou-se o coeficiente externo de transferência de calor, h_o , com base na equação D.7:

$$h_o = \frac{135,1 \times 0,034}{0,0296} = 155,2 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

O coeficiente externo de transferência de calor do lado do invólucro é de 155,2 W/(m².°C).

Determinação do coeficiente global de transferência de calor, U

O coeficiente global de transferência de calor foi calculado através da equação das resistências á transferência de calor (equação 5.4).

A área interna de transferência de calor, A_i , foi calculada através da equação D.12:

$$A_i = 2\pi \cdot r_i \cdot L \cdot N_t \quad (D.12)$$

$$A_i = 2\pi \times 0,013 \times 3,65 \times 160 = 47,70 \text{ m}^2$$

A área externa de transferência de calor, A_o , foi calculada com base na equação D.12:

$$A_o = 2\pi \times 0,015 \times 3,65 \times 160 = 55,04 \text{ m}^2$$

A área média logarítmica, A_{lm} , foi calculada aplicando a equação D.13:

$$A_{lm} = \frac{A_o - A_i}{\ln\left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \quad (D.13)$$

$$A_{lm} = \frac{55,04 - 47,70}{\ln\left(\frac{55,04}{47,70}\right)} = 51,28 \text{ m}^2$$

Substitui-se os valores na equação 5.4:

$$\frac{1}{U_o \times 55,04} = \frac{1}{35,3 \times 47,70} + \frac{0,002}{51,28 \times 45} + \frac{1}{155,2 \times 55,04}$$

$$U_o = \frac{1}{7,13 \times 10^{-4} \times 55,04} = 25,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Calor transferido pelo permutador

Determinou-se o calor que o permutador é capaz de transferir para as características definidas à partida, aplicando a equação 5.3.

A diferença média de temperatura, ΔT_m , foi calculada multiplicando a diferença de temperatura média logarítmica por um factor de correcção de temperatura (equação D.14):

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \times F_t \quad (D.14)$$

A diferença de temperatura média logarítmica é dada pela equação D.15.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}} \right)} \quad (D.15)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(150 - 120) - (111,7 - 13)}{\ln \left(\frac{150 - 120}{111,7 - 13} \right)} = 57,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

O factor de correcção de temperatura depende de dois quocientes adimensionais de temperatura, R e P , (equações D.16 e D.17 respectivamente) e pode ser lido no gráfico da figura D.3.

$$R = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{qe}} \quad (D.16)$$

$$P = \frac{T_{qs} - T_{qe}}{T_{fe} - T_{qe}} \quad (D.17)$$

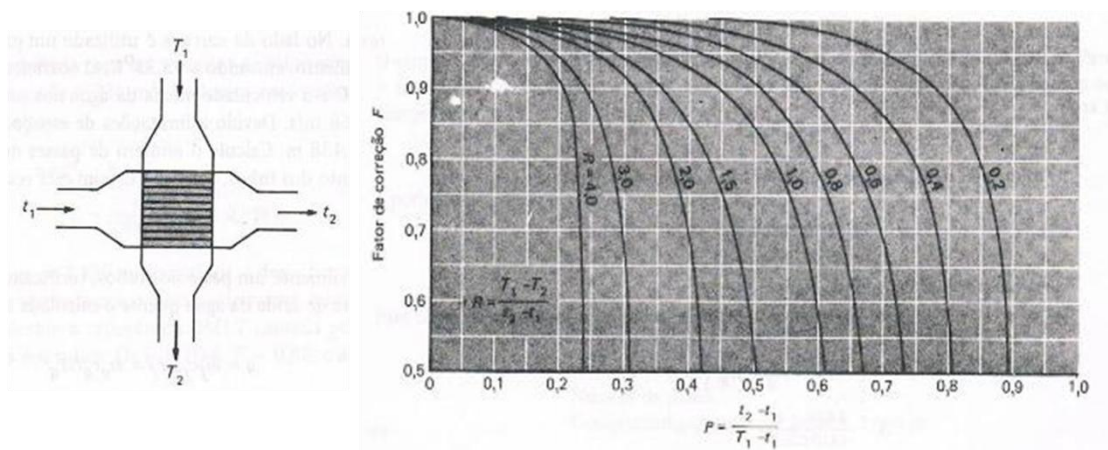


Figura D.3 – Determinação do factor de correcção da temperatura para fluxo cruzado [18]

Para valores de R e P de 2,8 e 0,3 respectivamente, o factor de correcção de temperatura equivale a aproximadamente a 0,95.

Substitui-se os valores na equação 5.3, obteve-se o calor trocado pelo permutador e comparou-se com o calor necessário para aquecer o ar de 13 °C até 120 °C. Em caso de os valores diferirem, alteram-se as características da construção do permutador até igualarem num processo iterativo.

$$Q = 25,5 \times 55,04 \times 57,7 \times 0,95 = 76934 \text{ W}$$

Queda de pressão no permutador

Queda de pressão dos lado dos tubos

A queda de pressão do lado dos tubos foi calculada com base na equação D.18:

$$\Delta P = N_p \left[8j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} + 2,5 \right] \frac{\rho v^2}{2} \quad (D.18)$$

Sendo N_p o número de passagens nos tubos. O factor de atrito, j_f , foi determinado a partir da figura D.4.

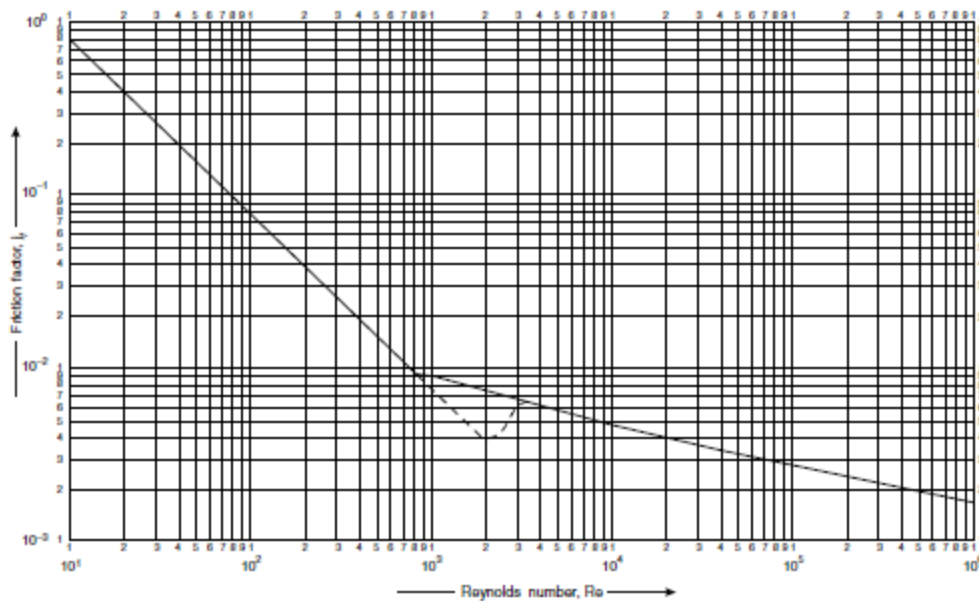


Figura D.4 – Determinação do factor de atrito, j_f , do lado dos tubos [14]

Para um número de Reynolds de 10713, o factor de atrito é de 0,0048. Substitui-se na equação D.18:

$$\Delta P = 1 \times \left[8 \times 0,0048 \times \left(\frac{3,65}{0,026} \right) \times 1 + 2,5 \right] \times \frac{1,043 \times 8,02^2}{2} = 264,7 \text{ Pa}$$

A queda de pressão do lado dos tubos é de 264,7 Pa.

Queda de pressão do lado do invólucro (método de Kern)

Segundo Kern, a queda de pressão do lado do invólucro é dada pela equação D.19.

$$\Delta P_s = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_h} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho v^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} \quad (D.19)$$

O factor de atrito relativo ao invólucro foi determinado a partir do gráfico da figura D.5.

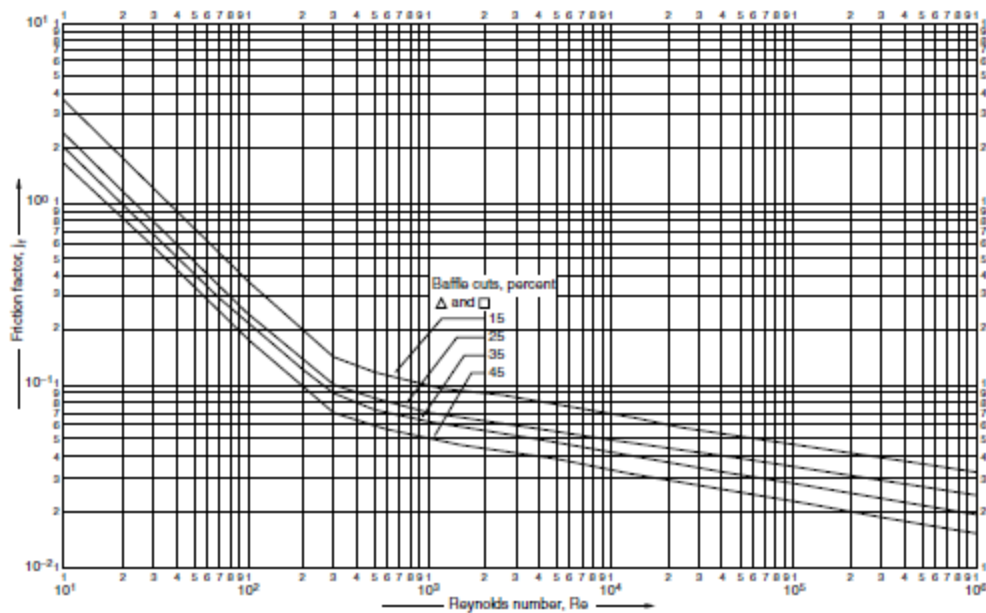


Figura D.5 – Determinação do factor de atrito, j_f , do lado do invólucro [14]

Para um valor de Reynolds de 63684, o factor de atrito é aproximadamente de 0,037.

Substitui-se na equação anterior (equação D.19):

$$\Delta P_s = 8 \times 0,037 \times \left(\frac{0,661}{0,0296} \right) \times \left(\frac{3,65}{0,3} \right) \times \frac{0,866 \times 57,39^2}{2} \times 1 = 114990 \text{ Pa}$$

A queda de pressão no lado do invólucro é de 114990 Pa o que corresponde aproximadamente a 1 bar.

Custo do permutador

O custo de um permutador carcaça e tubos de cabeça flutuante de Janeiro de 2002 foi determinado a partir da figura D.6.

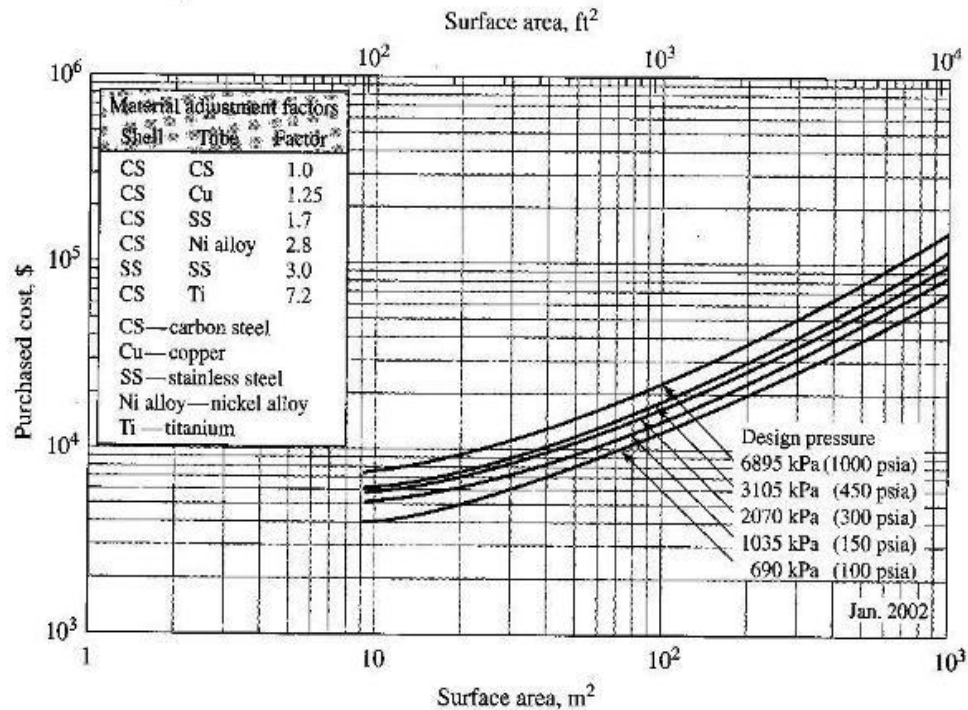


Figura D.6 – Custo do permutador carcaça e tubos de cabeça flutuante interna [15]

Para uma área de transferência de calor de 55 m^2 , pressão de 1035 kPa e considerando a construção do permutador em aço carbono, o custo do permutador é aproximadamente 10000 dollars.

Foi necessário actualizar o preço para o ano de 2010 de acordo com a equação D.20.

$$C_{actual} = C_{2002} \times \frac{\text{Índice } 2010}{\text{Índice } 2002} \quad (\text{D.20})$$

O índice médio de 2002 corresponde a 395,6 e o índice de 2010 (Janeiro) corresponde a 572,0. Substitui-se os valores na equação D.20 e obteve-se o custo actual.

$$C_{actual} = 10000 \times \frac{572,0}{395,6} = 14460 \text{ dollars}$$

O custo do permutador corresponde a 14460 dollars.

D.2. Permutador feixe de tubos gases-ar para a máquina Zell

A determinação da área do permutador feixe tubos foi realizada por um processo iterativo.

Pormenores de construção

As dimensões dos tubos foram arbitradas à partida e estão demonstradas na tabela D.3. Considerou-se um passo dos tubos de 2 vezes d_o .

Tabela D.3 – Pormenores de construção dos tubos do permutador feixe de tubos da Zell

Características	Dimensões (m)
Comprimento, L	0,6
Diâmetro externo, d_o	0,03
Diâmetro interno, d_i	0,026
Espessura tubo, t	0,002
Passo tubos, p_t	0,06

São necessários 64 tubos para a transferência de calor (8 filas / 8 colunas). O arranjo dos tubos é quadrado para facilidade de limpeza.

Calor necessário para aumento da temperatura do ar de 13 °C para 45 °C

O 2º piso da máquina Zell tem um volume de ar de cerca de 1300 m³. Pretende-se que esse volume de ar seja aquecido de 13 °C até 45 °C em 15 minutos. Calculou-se então o caudal mássico de ar a aquecer:

$$\dot{m} = \frac{1300}{0,25} \times \frac{1}{60} \times \frac{1}{60} \times 1,157 = 1,671 \text{ kg/s}$$

O calor para elevar o caudal de ar de 13 °C até 45 °C é dado pela equação D.2:

$$Q = 1,671 \times 1,005 \times (45 - 13) = 53,74 \text{ kW}$$

É necessário então que o permutador transfira 53740 W dos gases de combustão para o ar ambiente.

A temperatura de saída dos gases foi calculada com base na equação D.2:

$$T_{\text{saída}} = 233 - \left(\frac{53,74}{0,783 \times 1,025} \right) = 166,0 \text{ °C}$$

Determinação dos coeficientes convectivos

Os parâmetros para a determinação dos coeficientes convectivos e os coeficientes convectivos, externo e interno, estão apresentados nas tabelas D.4 e D.5 respectivamente.

Tabela D.4 – Parâmetros para determinação do coeficiente convectivo externo

Parâmetro	Valor
$A_{min} (m^2)$	0,018
$v_{max} (m/s)$	58,1
Re	50581
Nu	155,7
$h (W/(m^2 \cdot ^\circ C))$	200,9

Tabela D.5 - Parâmetros para determinação do coeficiente convectivo interno

Parâmetro	Valor
$A (m^2)$	5,31E-04
$v (m/s)$	41,8
Re	68742
Nu	200
$h (W/(m^2 \cdot ^\circ C))$	203,1

No escoamento externo, segundo Zhukauskas, o número de Nusselt foi calculado aplicando a equação D.21 [19].

$$Nu = C_2 C \cdot Re^m Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25} \quad (D.21)$$

Sendo C_2 uma constante que depende do número de filas de tubos e C e m são constantes que dependem do arranjo dos tubos e do número de Reynolds.

Relativamente ao escoamento no interior de tubos, para regime turbulento e $L/D > 60$, o número de Nusselt é o seguinte (equação D.22) [17]:

$$Nu = 0,036 \times Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{0,055} \quad (D.22)$$

Os parâmetros para determinar o coeficiente global de transferência de calor e o próprio coeficiente global estão indicados na tabela D.6.

Tabela D.6 – Parâmetros para determinação do coeficiente global de transferência de calor do permutador feixe de tubos

Parâmetro	Valor
$A_o (m^2)$	3,6
$A_i (m^2)$	3,1
$A_{lm} (m^2)$	3,4
$1/UA (^\circ C/W)$	2,96E-03
$U (W/(m^2 \cdot ^\circ C))$	93,4

O coeficiente global foi calculado por aplicação da equação 5.4.

Calor transferido pelo permutador

O calor transferido pelo permutador foi calculado aplicando a equação 5.3 e está indicado na tabela D.7.

Tabela D.7 – Parâmetros para determinação do calor transferido pelo permutador

Parâmetro	Valor
U (W/(m ² .°C))	93,4
A _o (m ²)	3,6
ΔT _{lm} (°C)	170,1
F _t	0,98
Q (W)	56355

O calor que o permutador transfere ao ar é de 56,36 kW, sendo o sobredimensionamento de 4,9%.

Quedas de pressão

As perdas de carga tanto no escoamento externo do feixe de tubos como no escoamento interno dos tubos do permutador estão indicadas na tabela D.8.

Tabela D.8 – Queda de pressão no permutador feixe de tubos

Parâmetro	Valor
ΔP _{externo} (Pa)	2021
ΔP _{interno} (Pa)	474

A perda de carga relativa ao escoamento externo num feixe de tubos é dada pela equação D.23 segundo Zhukauskas [19]:

$$\Delta P = N_L x \left(\frac{\rho v_{máx}^2}{2} \right) f \quad (D.23)$$

Sendo N_L o número de filas de tubos, f o factor de atrito e x um factor de correcção.

No interior de tubos, a perda de carga é a seguinte (equação D.24) [17]:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (D.24)$$

Custo do permutador

Devido à falta de documentação sobre custo de permutadores de feixe de tubos ou mesmo permutadores compactos, considera-se que o custo de um permutador feixe de tubos se aproxime do custo de um permutador carcaça e tubos. Na figura D.7 está o custo de um permutador baseado no diâmetro dos tubos e na área de transferência de calor.

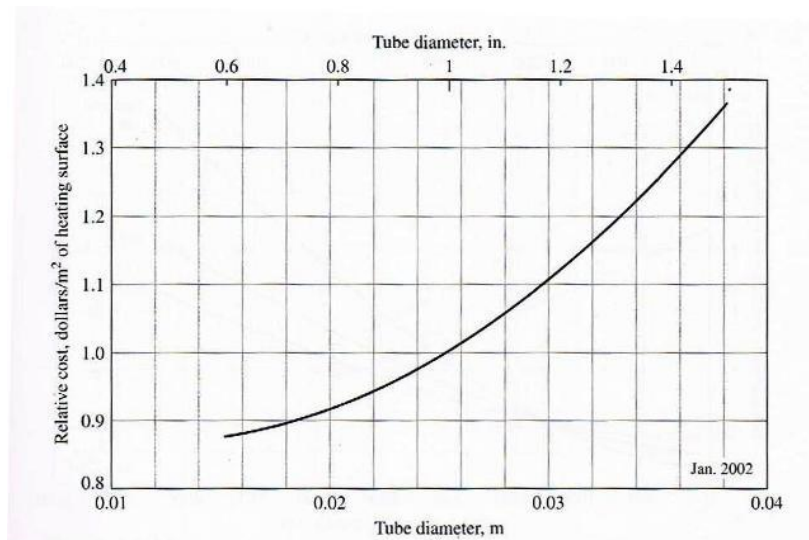


Figura D.7 – Custo de um permutador carcaça e tubos de acordo com o diâmetro dos tubos [15]

Para um diâmetro de 0,03 m, 64 tubos e uma área de transferência de calor de $3,7 \text{ m}^2$, o custo do permutador é de 260,5 dollars. Actualizou-se o custo do permutador por aplicação da equação D.20, obtendo-se um custo actual de 265 €.

D.3. Permutadores carcaça e tubos do tipo gases-água/água-ar para a máquina Zell

A determinação da área do permutador feixe tubos foi realizada por um processo iterativo.

Pormenores de construção

As dimensões dos tubos e do invólucro do permutador 1 (gases-água) e permutador 2 (água-ar) estão indicadas nas tabelas D.9 e D.10 respectivamente.

Tabela D.9 – Pormenores de construção do permutador 1

Características	Dimensões (m)
Comprimento tubos	1,9
Diâmetro externo tubos, d_o	0,025
Diâmetro interno tubos, d_i	0,021
Espessura tubo, t	0,002
Passo tubos, p_t	0,03125
Diâmetro feixe tubos, D_b	0,500
Diâmetro invólucro, D_s	0,558
Diâmetro chicana, D_c	0,557
Corte chicana, B_c	0,139
Espaçamento chicanas, l_B	0,3

Tabela D.10 – Pormenores de construção do permutador 2

Características	Dimensões (m)
Comprimento tubos	3,8
Diâmetro externo tubos, d_o	0,03
Diâmetro interno tubos, d_i	0,026
Espessura tubo, t	0,002
Passo tubos, p_t	0,0375
Diâmetro feixe tubos, D_b	0,600
Diâmetro invólucro, D_s	0,661
Diâmetro chicana, D_c	0,659
Corte chicana, B_c	0,165
Espaçamento chicanas, l_B	0,3

Ambos os permutadores possuem 160 tubos com arranjo quadrado.

Calor necessário para aquecimento de ar de 13 °C até 45 °C e caudal de água necessário para a transferência

O calor necessário para aquecer ar de 13 °C até 45 °C foi calculado no anexo D.2. e vale 53,74 kW.

O caudal mássico de água necessário para a transferência de 53,74 kW, admitindo que a água entra no permutador 2 a 90 °C e sai a 40 °C é o seguinte:

$$\dot{m} = \frac{53,74}{4,187 \times (90 - 40)} = 0,257 \text{ kg/s}$$

O caudal de água a usar na transferência é de 0,257 kg/s.

O calor necessário no permutador 1 para elevar a temperatura da água de 10 °C para 90 °C com gases de combustão e exaustão é o seguinte (equação D.2):

$$Q = 0,257 \times 4,185 \times (90 - 10) = 86,04 \text{ kW}$$

É necessário que o permutador 1 transfira então 86,04 kW.

A temperatura de saída dos gases de combustão e exaustão do permutador 1 foi calculada com base na equação D.2:

$$T_{qs} = 233 - \left(\frac{86,04}{0,783 \times 1,022} \right) = 125,5 \text{ °C}$$

Coeficiente convectivo externo e interno

Nas tabelas D.11 e D.12 estão indicados os parâmetros para determinação dos coeficientes convectivos e os coeficientes convectivos externo e interno respectivamente para o permutador 1.

Tabela D.11 – Parâmetros para determinação do coeficiente convectivo externo - permutador 1

Parâmetro	Valor
A_s (m ²)	0,0335
v (m/s)	29,9
Re	23086
Nu	48,9
h (W/(m ² .°C))	74,1

Tabela D.12 - Parâmetros para determinação do coeficiente convectivo interno - permutador 1

Parâmetro	Valor
A (m ²)	3,46E-04
v (m/s)	4,7E-03
Re	181
Nu	2,0
h (W/(m ² .°C))	61

Nas tabelas D.13 e D.14 estão indicados os parâmetros para determinação dos coeficientes convectivos e os coeficientes convectivos externo e interno respectivamente para o permutador 2.

Tabela D.13 - Parâmetros para determinação do coeficiente convectivo externo - permutador 2

Parâmetro	Valor
A_s (m ²)	0,0397
v (m/s)	35,8
Re	67066
Nu	143,5
h (W/(m ² .°C))	127,9

Tabela D.14 - Parâmetros para determinação do coeficiente convectivo interno - permutador 2

Parâmetro	Valor
A (m ²)	5,31E-04
v (m/s)	3,1E-03
Re	182,1
Nu	1,9
h (W/(m ² .°C))	48,1

Para escoamento laminar no interior de tubos, o número de Nusselt calculou-se através da equação D.25 [14]:

$$Nu = 0,021 \times Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\mu / \mu_w \right)^{0,14} \quad (D.25)$$

O coeficiente global para o permutador 1 e 2 estão indicados nas tabelas D.15 e D.16 respectivamente.

Tabela D.15 – Parâmetros para determinação do coeficiente global do permutador 1

Parâmetro	Valor
A_o (m ²)	23,9
A_i (m ²)	20,1
A_{lm} (m ²)	21,9
$1/UA$ (°C/W)	1,38E-03
U (W/(m ² .°C))	30,4

Tabela D.16 – Parâmetros para determinação do coeficiente global do permutador 2

Parâmetro	Valor
A_o (m ²)	57,3
A_i (m ²)	49,7
A_{lm} (m ²)	53,4
$1/UA$ (°C/W)	5,56E-03
U (W/(m ² .°C))	31,4

Calor transferido pelos permutadores

O calor transferido pelo permutador 1 e pelo permutador 2 está demonstrado nas tabelas D.17 e D.18 respectivamente.

Tabela D.17 – Parâmetros para determinação do calor transferido no permutador 1

Parâmetro	Valor
U (W/(m ² .°C))	30,4
A_o (m ²)	23,9
ΔT_{lm} (°C)	128,8
F_t	0,94
Q (W)	87764

Tabela D.18 – Parâmetros para determinação do calor transferido no permutador 2

Parâmetro	Valor
U (W/(m ² .°C))	31,4
A_o (m ²)	57,3
ΔT_{lm} (°C)	35,2
F_t	0,85
Q (W)	53836

O permutador 1 apresenta um sobredimensionamento de 2% enquanto o permutador 2 apresenta um sobredimensionamento de 0,2%.

Quedas de pressão

As perdas de carga no lado do invólucro ($\Delta P_{\text{externo}}$) e no interior dos tubos ($\Delta P_{\text{interno}}$) dos permutadores 1 e 2 estão apresentadas nas tabelas D.19 e D.20.

Tabela D.19 – Queda de pressão no permutador 1

Parâmetro	Valor
$\Delta P_{\text{externo}}$ (Pa)	18019
$\Delta P_{\text{interno}}$ (Pa)	0,3

Tabela D.20 – Queda de pressão no permutador 2

Parâmetro	Valor
$\Delta P_{\text{externo}}$ (Pa)	42669
$\Delta P_{\text{interno}}$ (Pa)	0,2

Custo dos permutadores

A relação do custo dos permutadores de cabeça flutuante interna com a área de transferência de calor está demonstrada na figura D.6.

Para o permutador 1, com uma área de $23,9 \text{ m}^2$, construção em aço carbono e pressão de 690 kPa, o custo do permutador é de aproximadamente 7000 dollars.

Relativamente ao permutador 2, para uma área de transferência de calor de $57,3 \text{ m}^2$ e com as mesmas características do permutador 1, o custo situa-se aproximadamente em 10000 dollars.

Actualizaram-se os custos dos permutadores aplicando a equação D.20, obtendo-se um custo de 17225 €.

Anexo E – Dados e propriedades do gás natural

E.1. Dados gás natural

Todos os dados referidos nesta secção (E.1.) foram retirados da ficha de dados de segurança do gás natural da empresa *Portgás* e servem como referência para os cálculos efectuados.

A composição do gás natural está demonstrada na tabela E.1.

Tabela E.1 – Composição do gás natural

Componente	(%)
Metano (CH ₄)	83,7
Etano (C ₂ H ₆)	7,6
Propano (C ₃ H ₈)	1,92
Azoto (N ₂)	5,4
Dióxido de carbono (CO ₂)	0,23
Outros	1,15

A massa volúmica do gás natural a 0 °C é de 0,8547 kg/m³ e a 15 °C é de 0,8098 kg/m³.

E.2. Massa volúmica a 20 °C

Como apenas se sabe a massa volúmica do gás natural a 0 °C e a 15 °C, a massa volúmica a 20 °C pode ser determinada de acordo com a equação dos gases perfeitos (equação E.1):

$$PV = nRT \quad (E.1)$$

A equação pode ser modificada de forma a exprimir-se em ordem à massa volúmica (equação E.2):

$$\rho = \frac{P.MM}{RT} \quad (E.2)$$

A massa volúmica do gás natural a diferentes temperaturas pode-se relacionar da seguinte forma (equação E.3):

$$\frac{\rho(15^{\circ}C)}{\rho(20^{\circ}C)} = \frac{\frac{P.MM}{RT_1}}{\frac{P.MM}{RT_2}} \quad (E.3)$$

Simplificando a equação anterior E.3 obtém-se a equação E.4:

$$\frac{\rho_1(15^\circ C)}{\rho_2(20^\circ C)} = \frac{T_2}{T_1} \quad (E.4)$$

Substitui-se os valores na equação E.4, calcula-se a massa volúmica do gás natural a 20 °C:

$$\rho_2(20^\circ C) = \frac{0,8098}{\frac{293}{288}} = 0,796 \text{ kg/m}^3$$

E.3 Calor específico

O calor específico, c_p , do gás natural foi determinado por integração, uma vez no estado gasoso.

A equação E.5 retrata o cálculo das capacidades caloríficas molares de gases.

$$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (E.5)$$

Sendo T em Kelvins e c_p em cal/mol.K

Na tabela E.2 estão indicadas as constantes para o cálculo do c_p de cada componente do gás natural.

Tabela E.2 – Constantes para o cálculo do calor específico para cada componente do gás natural

Componente	a	b	c	d
Metano (CH ₄)	4,75	1,20E-02	3,03E-06	-2,63E-09
Etano (C ₂ H ₆)	1,648	4,12E-02	-1,53E-05	1,74E-09
Propano (C ₃ H ₈)	-0,966	7,28E-02	-3,76E-05	7,58E-09
Azoto (N ₂)	6,903	-3,75E-04	1,93E-06	-6,86E-10
Dióxido de carbono (CO ₂)	5,316	1,43E-02	-8,36E-06	1,78E-09

A integração do calor específico entre a temperatura de referência (0 °C) e a temperatura do gás natural (20 °C) é determinada através da equação E.6.

$$\int_{T_{ref}}^T c_p dT = a \times (T - T_{ref}) + \frac{b}{2} \times (T^2 - T_{ref}^2) + \frac{c}{3} \times (T^3 - T_{ref}^3) + \frac{d}{4} \times (T^4 - T_{ref}^4) \quad (E.6)$$

É necessário em seguida passar o c_p para unidades do sistema internacional (equação E.7):

$$\int c_p (kJ/kg) = \frac{\int c_p (cal/mol)}{MM} \times 4,184 \quad (E.7)$$

O calor específico do gás natural é dado pela soma dos calores específicos de cada componente (equação E.8):

$$\int c_p (gás\ natural) = \sum (\int c_{pi} \times x) \quad (E.8)$$

Na tabela E.3 estão apresentados a integração dos calores específicos de cada componente em cal/mol e em kJ/kg assim como o calor específico do gás natural.

Tabela E.3 – Integração do calor específico do gás natural

Componente	$\int c_{pi}$ (cal/mol)	MM (g/mol)	$\int c_{pi}$ (kJ/kg)	$\int c_{pi} \times x_i$ (kJ/kg)
Metano (CH ₄)	1,67E+02	16	4,36E+01	3,65E+01
Etano (C ₂ H ₆)	2,43E+02	30	3,38E+01	2,57E+00
Propano (C ₃ H ₈)	3,36E+02	44	3,19E+01	6,13E-01
Azoto (N ₂)	1,39E+02	28	2,07E+01	1,12E+00
Dióxido de carbono (CO ₂)	1,75E+02	44	1,66E+01	3,82E-02
Gás natural	-	-	-	4,08E+01

A integração do calor específico do gás natural vale 40,80 kJ/kg.

E.4. Poder Calorífico Superior, PCS

O poder calorífico superior do gás natural de cada mês de 2010 foi retirado das facturas de gás natural da empresa *Endesa* (tabela E.4)

Tabela E.4 – Consumo de gás natural e Poder Calorífico Superior médio mensal para o ano de 2010

Mês	Consumo gás natural (m ³)	Consumo gás natural (kW.h)	P.C.S. Médio (kW.h/m ³)
Janeiro	142.262	1.695.707	11,920
Fevereiro	160.248	1.896.531	11,835
Março	197.063	2.337.959	11,864
Abril	169.801	2.033.913	11,978
Maio	164.547	1.963.441	11,932
Junho	156.617	1.869.521	11,937
Julho	173.445	2.041.201	11,769
Agosto	118.064	1.397.182	11,834
Setembro	187.995	2.217.897	11,798
Outubro	163.268	1.937.210	11,865
Novembro	186.454	2.216.255	11,886
Dezembro	120.210	1.417.752	11,794
Total	1.939.974	23.024.569	
Média			11,868

Anexo F – Propriedades físicas da água

Na tabela F.1 estão apresentadas as propriedades físicas da água líquida a 1 atmosfera para diversos valores de temperatura.

Tabela F.1 – Propriedades físicas da água líquida a 1 atm [7]

T (°C)	T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \times 10^3$ (Pa·s, or kg/m·s)	k (W/m·K)	N_{Pr}	$\beta \times 10^4$ (1/K)	$(g\beta\rho^2/\mu^2) \times 10^{-8}$ (1/K·m ³)
0	273.2	999.6	4.229	1.786	0.5694	13.3	−0.630	
15.6	288.8	998.0	4.187	1.131	0.5884	8.07	1.44	10.93
26.7	299.9	996.4	4.183	0.860	0.6109	5.89	2.34	30.70
37.8	311.0	994.7	4.183	0.682	0.6283	4.51	3.24	68.0
65.6	338.8	981.9	4.187	0.432	0.6629	2.72	5.04	256.2
93.3	366.5	962.7	4.229	0.3066	0.6802	1.91	6.66	642
121.1	394.3	943.5	4.271	0.2381	0.6836	1.49	8.46	1300
148.9	422.1	917.9	4.312	0.1935	0.6836	1.22	10.08	2231
204.4	477.6	858.6	4.522	0.1384	0.6611	0.950	14.04	5308
260.0	533.2	784.9	4.982	0.1042	0.6040	0.859	19.8	11 030
315.6	588.8	679.2	6.322	0.0862	0.5071	1.07	31.5	19 260

Na tabela F.2 estão apresentadas as propriedades físicas do vapor de água a 1 atmosfera para diversos valores de temperatura.

Tabela F.2 – Propriedades físicas do vapor de água a 1 atm [7]

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)
100.0	373.2	0.596	1.888	1.295	0.02510	0.96	2.68	0.557×10^8
148.9	422.1	0.525	1.909	1.488	0.02960	0.95	2.38	0.292×10^8
204.4	477.6	0.461	1.934	1.682	0.03462	0.94	2.09	0.154×10^8
260.0	533.2	0.413	1.968	1.883	0.03946	0.94	1.87	0.0883×10^8
315.6	588.8	0.373	1.997	2.113	0.04448	0.94	1.70	52.1×10^5
371.1	644.3	0.341	2.030	2.314	0.04985	0.93	1.55	33.1×10^5
426.7	699.9	0.314	2.068	2.529	0.05556	0.92	1.43	21.6×10^5

As massas volúmicas da água líquida e do vapor de água a uma temperatura diferente dos valores apresentados nas tabelas F.1 e F.2 respectivamente, foram determinados por iteração.

Calor específico

Calor específico da água vapor

O calor específico da água no estado gasoso foi determinado da mesma forma tal como demonstrado no anexo E (gás natural).

Na tabela F.3 estão indicadas as constantes para o cálculo do calor específico para a água no estado gasoso.

Tabela F.3 – Constantes para o cálculo do calor específico da água vapor

Componente	a	b	c	d
H ₂ O (vapor)	7,7	4,59E-04	2,52E-06	-8,59E-10

Na tabela F.4 está apresentado a integração do calor específico da água no estado gasoso entre a temperatura de referência e a temperatura indicada na tabela.

Tabela F.4 – Integração do calor específico do vapor de água para as temperaturas registadas na auditoria

T (°C)	$\int c_p$ (cal/mol)	MM (g/mol)	$\int c_{pi}$ (kJ/kg)
296,5	188,36	18	43,82
297,6	197,20		45,84
298,6	205,24		47,74
299,5	212,48		49,42
300,0	216,50		50,32

Exemplo de cálculo da integração do calor específico do vapor de água

O exemplo de cálculo será efectuado para a temperatura de 300,0 °C, correspondendo à temperatura de entrada do ar de combustão e do ar fresco pelo tubo na máquina de impregnar *Single End*.

O valor da integração do calor específico molar entre 273 °C e 300 °C para as constantes da tabela F.4 é determinado com base na equação E.6:

$$\int_{273}^{300} c_p dT = 7,7 \times (300 - 273) + \frac{4,59 \times 10^{-4}}{2} \times (300^2 - 273^2) +$$

$$+ \frac{2,52 \times 10^{-6}}{3} \times (300^3 - 273^3) + \frac{-8,59 \times 10^{-10}}{4} \times (300^4 - 273^4) = 216,50 \text{ cal / mol}$$

Converte-se em seguida para unidades SI:

$$\int_{273}^{300} c_p dT = \frac{216,50}{18} \times 4,184 = 50,32 \text{ kJ/kg}$$

Calor específico da água líquida

O calor específico da água líquida a uma temperatura diferente dos valores apresentados na tabela F.1 foi determinado por intermédio de uma interpolação.

Anexo G – Propriedades físicas do ar

Na tabela G.1 estão apresentadas as propriedades físicas do ar a 1 atmosfera para diversos valores de temperatura.

Tabela G.1 – Propriedades físicas do ar a 1 atm [7]

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

As diversas propriedades físicas do ar a uma temperatura diferente dos valores apresentados na tabela G.1 foram determinadas por interpolação.

Calor específico do ar

Na tabela G.2 estão indicadas as constantes para o cálculo do calor específico médio do ar.

Tabela G.2 – Constantes para o cálculo do calor específico do ar

Composto	a	b	c	d
Ar	6,9	2,88E-04	2,43E-07	-8,05E-11

Na tabela G.3 está apresentado a integração do calor específico do ar entre a temperatura de referência e a temperatura indicada na tabela.

Tabela G.3 – Integração do calor específico do ar para as temperaturas registadas na auditoria

T (°C)	$\int c_p$ (cal/mol)	MM (g/mol)	$\int c_{pi}$ (kJ/kg)
296,5	164,50	28,9	23,83
297,6	172,20		25,02
298,6	179,21		25,96
299,5	185,52		26,88
300,0	189,02		27,46

Em termos de cálculo procedeu-se tal como descrito no anexo E (gás natural) e exemplificado no anexo F (calor específico água).

Anexo H – Propriedades gases combustão e exaustão

H.1. Massa volúmica

Como os gases apresentam uma composição semelhante à do ar atmosférico considera-se que a massa volúmica é a mesma.

H.2. Calor específico

Na tabela H.1 estão apresentadas as constantes para o cálculo do calor específico médio dos gases de combustão.

Tabela H.1 – Constantes para o cálculo do calor específico dos gases de combustão e exaustão

Composto	a	b	c	d
H ₂ O	7,7	4,59E-04	2,52E-06	-8,59E-10
O ₂	6,085	3,63E-03	-1,71E-06	3,13E-10
CO ₂	5,316	1,43E-02	-8,36E-06	1,78E-09
CO	6,726	4,00E-04	1,28E-06	-5,31E-10
NO ₂	5,48	1,37E-02	-8,41E-06	1,88E-09
SO ₂	6,157	1,38E-02	-9,10E-06	2,06E-09
N ₂	6,903	-3,75E-04	1,93E-06	-6,86E-10

Máquina *Single End*

Na máquina *Single End*, os gases de combustão saem com uma temperatura de 150 °C.

Na tabela H.2 estão indicados os calores específicos médios por integração dos componentes entre a temperatura de referência e a temperatura dos gases de combustão e exaustão.

Tabela H.2 – Integração do calor específico dos gases de combustão e exaustão da *Single End*

Composto	$\int c_{pi}$ (cal/mol)	MM (g/mol)	$\int c_{pi} \times x_i$ (kJ/kg)
H ₂ O	1219,8	18	283,54
O ₂	1072,8	32	28,88
CO ₂	1400,6	44	0,68
CO	1049,9	28	6,08E-03
NO ₂	1391,8	46	4,00E-04
SO ₂	1491,7	64	1,59E-04
N ₂	1046,9	28	123,42
Gases secos	-	-	152,99

O calor específico médio dos gases secos de combustão e exaustão vale 152.99 kJ/kg e o calor específico do vapor de água contido nos gases vale 283,54 kJ/kg.

Máquina Zell

Na tabela H.3 estão indicados os calores específicos médios dos gases de combustão e exaustão da máquina *Zell* para cada conduta de exaustão, entre a temperatura de referência e a temperatura dos gases.

Tabela H.3 – Integração do calor específico dos gases de combustão e exaustão para cada estufa da *Zell*

Estufa	T (°C)	T (K)	$\int c_{p \text{ gases secos}}$ (kJ/kg)	$\int c_{p \text{ vapor água}}$ (kJ/kg)
1	140	413	142,48	264,50
2	167	440	170,10	316,56
3	213	486	217,27	406,10
4	235	508	239,88	449,32
5	138	411	140,43	260,66
6	228	501	232,68	435,54
7	233	506	237,82	445,38

Em termos de cálculo, procedeu-se conforme demonstrado no anexo E e como exemplificado no anexo F.

Anexo I – Calor específico das soluções de impregnação

I.1. Calor específico máquina *Single End*

A solução de impregnação da máquina *Single End* é constituída por uma mistura de soluções cuja composição é visível na tabela I.1.

Tabela I.1 – Composição da solução de impregnação da máquina *Single End*

Solução	Constituinte	% (m/m)
A	Água	40,2
	VP Látex 40%	28,8
977 PS	Água	17,1
	Amónia 24%	0,758
	RF Resin 75%	2,55
280 PS	Água	9,20
	Formaldeído	1,32

Na tabela seguinte (tabela I.2) está a composição de cada componente na solução de impregnação.

Tabela I.2 – Composição de cada componente na solução de impregnação da máquina *Single End*

Constituinte	% (m/m)
Água	85,9
Látex	11,5
Amónia	0,18
Resina	1,92
Formaldeído	0,48

O calor específico de cada componente e da solução de impregnação à temperatura média está indicado na tabela I.3.

Tabela I.3 – Calor específico da solução de impregnação da máquina *Single End*

Constituinte	% (m/m)	c_p (kJ/kg.°C)
Água	85,89	4,21
Látex	11,53	1,74
Amónia	0,18	4,57
Resina	1,92	-
Formaldeído	0,49	2,33
Solução impregnação	-	3,83

A solução de impregnação apresenta um calor específico, a uma temperatura média entre 13,8 °C e 0 °C de 3,83 kJ/kg.°C.

Calor específico látex

O calor específico do látex (considerando borracha) foi retirado do *Perry's Chemical Engineers Handbook* e vale 1,74 kJ/kg.°C (0,415 cal/g.°C) [13].

Segundo o site de internet *Kaye & Laby*, o calor específico do látex (considerando borracha natural) vale 1,80 kJ/kg.°C.

Calor específico amónia

O calor específico da amónia em J/kmol.K foi determinado a partir da equação I.1 [13].

$$c_p = \frac{C_1^2}{t} + C_2 - 2C_1C_3t - C_1C_4t^2 - \frac{C_3^2t^3}{3} - \frac{C_3C_4t^4}{2} - \frac{C_4^2t^5}{5} \quad (I.1)$$

Em que $t=1-T_r$ e $T_r=T/T_c$, sendo T_c a temperatura crítica da amónia em Kelvins (405,7 K).

As constantes para o cálculo do calor específico estão indicadas na tabela I.4.

Tabela I.4 – Constantes para o cálculo do calor específico da amónia

Constituinte	C1	C2	C3	C4
Amónia, NH ₃	61,289	80925	799,4	-2651

Substituindo as constantes na equação e para uma temperatura de 279,9 K obtém-se um calor específico de 77695,7 J/kmol.K. Dividindo pelo peso molecular da amónia (17 g/mol) obtém-se um calor específico de 4570 J/kg.K.

Calor específico formaldeído

Para o cálculo do calor específico do formaldeído utiliza-se a equação I.2 [13].

$$c_p = C_1 + C_2T + C_3T^2 + C_4T^3 + C_5T^4 \quad (I.2)$$

As constantes para o formaldeído estão indicadas na tabela I.5.

Tabela I.5 – constantes para o cálculo do calor específico do formaldeído [13]

Constituinte	C1	C2	C3	C4
Formaldeído, CH ₂ O	61900	28,3	-	-

Substituindo as constantes na equação obtém-se um calor específico de 69821,2 J/kmol.K. Dividindo pelo peso molecular do formaldeído, obtém-se um calor específico de 2327 J/kg.K.

I.2. Calor específico da máquina Zell

Como já referido, a tela na máquina Zell passa inicialmente por uma solução de activação e em seguida pela solução de impregnação.

A solução de activação é constituída por duas soluções e cuja composição em peso está indicada na tabela I.6.

Tabela I.6 – Composição da solução de activação da máquina Zell

Solução	Constituinte	% (m/m)
A	Água	95,70
	Epoxy	0,75
	IL 60%	2,54
B	Água	1,00
	Anti-espuma	0,01

O resumo da composição percentual da solução de activação é visível na tabela I.7.

Tabela I.7 – Composição de cada componente na solução de activação da máquina Zell

Constituinte	% (m/m)
Água	97,72
Epoxy	0,75
IL 60%	1,52
Anti-espuma	0,01

A temperatura de entrada da solução de activação na máquina é de 21,8 °C. Como a solução apresenta na sua composição uma grande percentagem de água (97,72%) e por falta de informação do calor específico dos restantes constituintes, considera-se que o calor específico da solução é o calor específico médio da água entre a temperatura de referência (0 °C) e a temperatura da solução, valendo 4,20 kJ/kg.°C (anexo F).

A composição da solução de impregnação é contudo semelhante à solução da máquina *Single End* (tabela I.8).

Tabela I.8 – Composição da solução de impregnação da máquina Zell

Solução	Constituinte	% (m/m)
A	Água	33,3
	Latex 40%	41,7
977PS	Água	11,5
	Amónia 24%	1,2
	Resina 75%	4,0
280 PS	Água	7,1
	Formaldeído 37%	1,2

Na tabela I.9 estão indicadas as composições percentuais de cada componente na solução assim como o calor específico de cada componente e da solução de impregnação.

Tabela I.9 – Composição de cada componente na solução de impregnação da máquina Zell

Constituinte	% (m/m)	c_p (kJ/kg.°C)
Água	79,6	4,19
Látex	16,7	1,74
Amónia	0,3	4,61
Resina	3,0	-
Formaldeído	0,4	2,33
Solução impregnação	-	3,65

O calor específico da solução de impregnação vale 3,65 kJ/(kg.°C).

Em termos de cálculo do calor específico de cada componente procedeu-se da mesma forma como na máquina *Single End*.