

## **ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DA RECUPERAÇÃO DE CALOR DE FORNO CERÂMICO PARA SECADOR HORIZONTAL**

**Eduardo Frol<sup>1</sup>**

**Flavio Michels Bianchi<sup>2</sup>**

**Resumo:** O Brasil ocupa a segunda posição em consumo mundial e a terceira em produção no ranking mundial de revestimentos cerâmicos. Durante o processo de fabricação cerca de 30% dos custos são referentes a custos energéticos, sendo dois terços destes relacionados com a energia térmica. O objetivo do trabalho consistiu em realizar a viabilidade técnica de uma tubulação de recuperação de calor de um forno a rolo para um secador horizontal na indústria de revestimentos cerâmicos. Através das chaminés presentes do forno a rolo, secador horizontal e tubulações já existentes foram obtidos os dados de entrada, temperatura e pressão, a partir desses dados coletados foi mensurado a vazão, perdas térmicas, perdas de carga, seleção do ventilador centrífugo para tubulação de recuperação de calor e por fim realizou-se a viabilidade técnica do projeto. O trabalho mostra que é possível obter redução energética utilizando o ar quente do resfriamento do forno estudado, obtendo uma redução de 12,31% do consumo de gás natural no secador horizontal e obtido a amortização do projeto em 8 meses.

**Palavras-Chave:** energia térmica, viabilidade técnica, recuperação de calor, forno a rolo, secador horizontal.

### **1 INTRODUÇÃO**

O Brasil está entre os principais participantes do mercado mundial de revestimentos cerâmicos. Ocupa a segunda posição em consumo mundial e a terceira em produção, além de ser o sexto do ranking das exportações (ANFACER, 2018). Os custos energéticos possuem uma grande parcela no processo de fabricação dos revestimentos cerâmicos: Na Itália representam cerca de 20% e no Brasil em torno de 30%, parte destes custos, um terço é referente à energia elétrica e dois terços à energia térmica (NASSETI, 2010).

---

<sup>1</sup> Graduando em Engenharia Mecânica. Ano 2021-2. E-mail: edufrol98@gmail.com

<sup>2</sup> Professor do Centro Universitário UniSATC E-mail: flavio.bianchi@satc.edu.br

Aumentar a eficiência energética em máquinas térmicas é algo imprescindível, significa produzir mais com menor custo de produção. Um meio de obter isto é realizar levantamentos de possíveis perdas de energia que ocorrem ao longo do processo de fabricação, em especial nos fornos. Cerca de 38,6% do calor proveniente do forno é associado ao resfriamento final devido à alta temperatura das placas cerâmicas, cujo o ar aquecido é expelido para a atmosfera através das chaminés de tiragem de ar (NASSETI, 2010).

Com base nos dados, o estudo teve como objetivo geral realizar a viabilidade técnica de uma tubulação de recuperação de calor de um forno a rolo para um secador horizontal na indústria de revestimentos cerâmicos. A finalidade da tubulação é transportar o ar aquecido que é expulso pelas chaminés de tiragem de ar quente para utilização como ar de diluição de um secador horizontal. Consequentemente busca-se desta maneira aperfeiçoar a eficiência térmica do secador horizontal.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A presente seção tem como objetivo apresentar as etapas e características do processo cerâmico e modo de funcionamento do forno a rolo e secador horizontal.

### **2.1 PROCESSO CERÂMICO**

Para se obter o produto final de boa qualidade na indústria cerâmica é necessário utilizar materiais de tecnologias avançadas (MACÉA, 2018). Segundo Oliveira e Hotza (2015), “Os produtos cerâmicos de revestimento estão presentes em residências privadas, estabelecimentos públicos, comerciais e industriais, bem como servem de elemento de construção para obras arquitetônicas”

De acordo com Fiesp (2006), o processo de fabricação na área da indústria cerâmica possui semelhanças entre si, podendo diversificar de acordo com o tipo de produto ou material que está em linha de produção. De modo geral, a manufatura dos produtos cerâmicos compreende as principais etapas que estão representadas através no fluxograma da Figura 1.

Figura 1: Fluxograma do processo de fabricação cerâmica.



Fonte: Adaptado de Mezquita (2012).

O processo inicia-se com a escolha das matérias primas que são utilizadas para preparação da massa, podendo variar de acordo com a necessidade de trabalho, tais como: feldspato, argila, caulim, quartzo entre outros.

A moagem das matérias primas é o processo para preparar a massa para a produção, nesta fase a preparação da massa pode variar entre dois processos: via seca e via úmida. Na via úmida as matérias primas são adicionadas a água durante a preparação, gerando a barbotina, para posteriormente seguir ao atomizador. O atomizador é um equipamento para a secagem da barbotina através da pulverização em contracorrente em uma câmara de alta temperatura (RIBEIRO; VENTURA; LABRINCHA, 2001). Na Via Seca durante a preparação não é adicionado água, sendo dispensável a utilização do atomizador (CEUSA, 2020).

Na prensagem é onde ocorre a compactação do material definindo as dimensões da placa cerâmica a cru, em que basicamente consiste em preencher a cavidade de um molde com a massa e aplicar uma pressão até que o corpo adquira resistência mecânica (SANTOS; CHRISTIE; GENOVA, 2011). Este é o procedimento de conformação comumente utilizado nas cerâmicas pelo fato de possuir elevada produtividade (ALBERO, 2000)

A secagem é o processo onde ocorre a evaporação da umidade residual da massa, que apresenta valores de 4 a 7%. Os secadores podem ser

classificados em dois tipos: horizontal e vertical. Os secadores verticais possuem ciclos mais longos que variam de 35 a 70 minutos, operam a temperaturas que variam de 150 a 180 °C e ocupam um menor espaço para sua instalação. Os secadores horizontais operam com ciclos mais rápidos de 6 a 20 minutos, e ocupam um maior espaço. As temperaturas podem variar de 200 a 250 °C. A duração do ciclo e a temperatura de operação podem oscilar de acordo com as características do material (OLIVEIRA; HOTZA, 2015).

No processo da esmaltação segundo Oliveira e Hotza (2015), “produtos esmaltados são obtidos através do processo de esmaltação, por aplicação de técnicas a seco e a úmido. Nesse último caso, são utilizados dispositivos, tais como discos, aerógrafos e máquinas serigráficas”. É nessa etapa onde o material recebe coberturas superficiais, onde caracteriza o material como: acetinado, mate, brilhante, áspero, entre outros. Além de ser possível realizar a decoração de desenhos a partir da impressão digital, por exemplo.

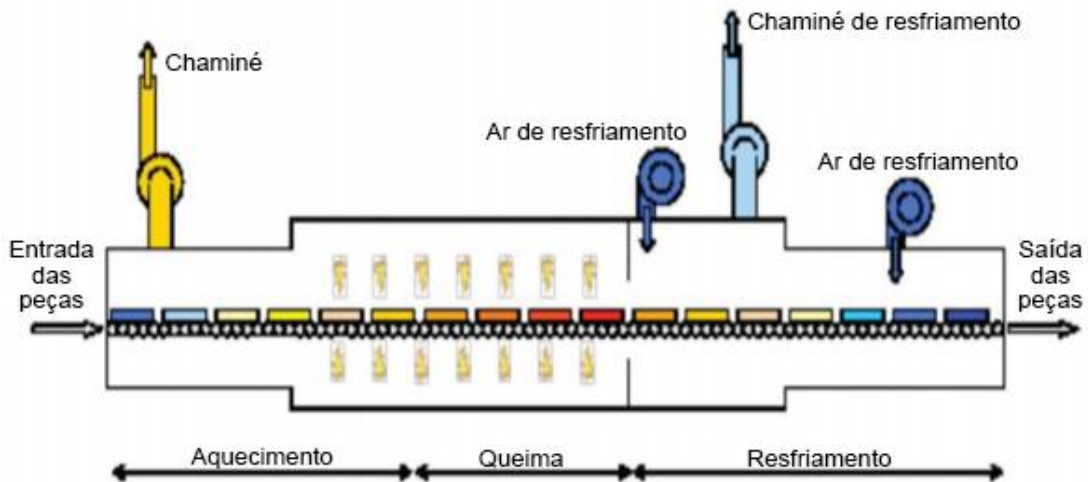
A queima é a etapa onde ocorre a transformação físico-química e a sinterização do material, além de influenciar diversas variáveis como: brilho, absorção de água, tonalidade, estabilidade dimensional entre outros. O aquecimento e a queima do material são obtidos através de queimadores de carvão de silício que utilizam ar e gás natural para sua combustão (OLIVEIRA; HOTZA, 2015).

E na última etapa o produto está pronto para ser classificado, embalado ou até mesmo direcionado para outras etapas opcionais como retificação e polimento.

### **2.1.1 Forno a rolo**

O forno apresenta o maior consumo térmico de todo o processo produtivo na indústria cerâmica devido as altas temperaturas de trabalho (DELLPECH; AXCELL; JOUHARA, 2017). Um forno a rolo consiste basicamente em três zonas, a de aquecimento, queima e resfriamento, conforme Monfort *et al.* (2013), “o aporte de calor é feito pela combustão de gás natural em queimadores distribuídos ao longo das paredes laterais do forno, por cima e por baixo do plano que delimita os rolos” conforme mostra a Figura 2.

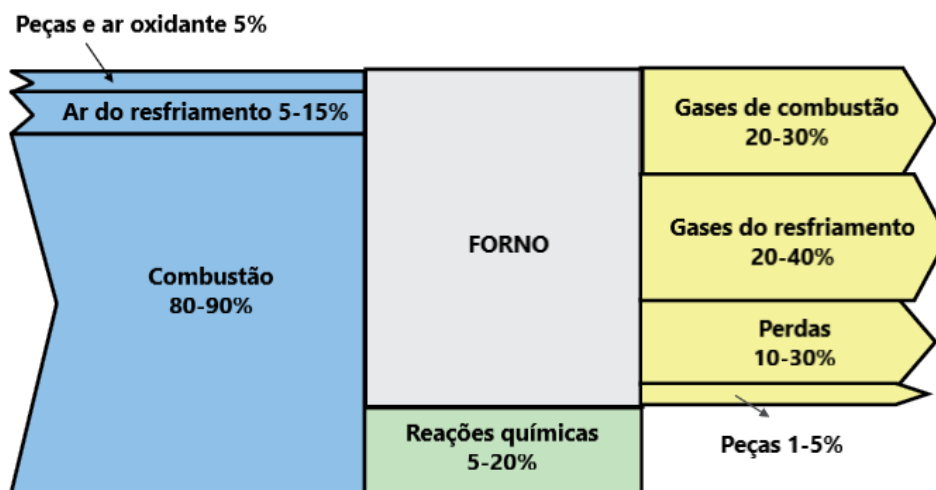
Figura 2: Representação esquemática de um forno a rolo.



Fonte: Monfort *et al.* (2013).

Os gases da zona de resfriamento podem compreender em torno de 20 a 40% da energia térmica de um forno cerâmico, conforme a Figura 3. Os gases estão distribuídos em alguns equipamentos presentes no forno como: trocadores de calor, resfriamento indireto e tiragens de ar dentre outros. (MEZQUITA *et al.*,2012).

Figura 3: Diagrama padrão Sankey de um forno a rolo.



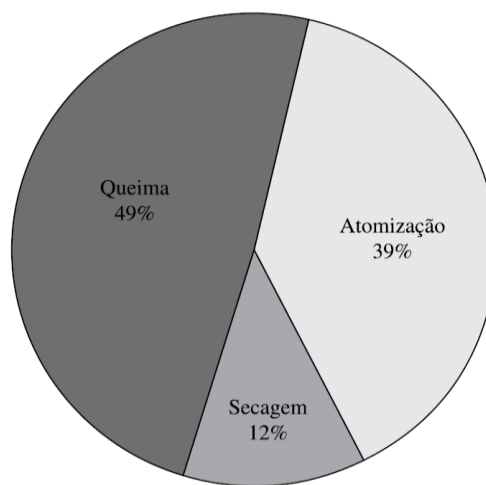
Fonte: Adaptado de Mezquita (2012).

Atualmente o calor proveniente dos gases de exaustão do resfriamento pode ser utilizado para recuperação de calor, pelo fato desses gases possuírem uma alta temperatura e não serem oxidantes, evitando danificar a tubulação que irá transportar os gases.

### 2.1.2 Secador horizontal

Na indústria cerâmica a intensa utilização da área térmica é destinada principalmente a três equipamentos presentes no processo produtivo, que são basicamente fornos, secadores e atomizadores. A secagem corresponde a 12% do consumo de energia térmica, conforme a Figura 4.

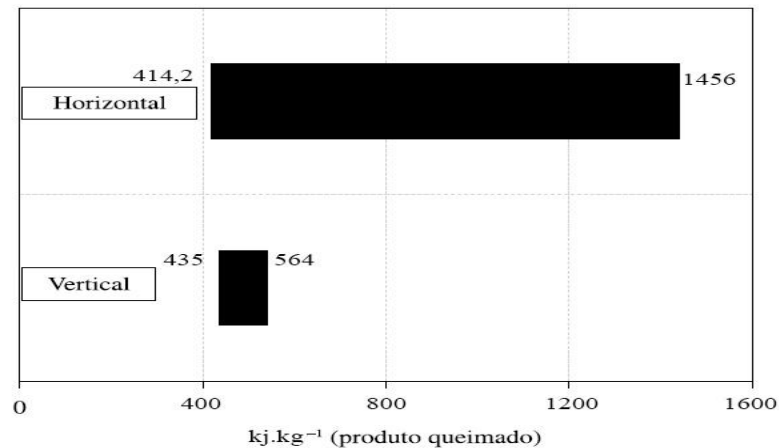
Figura 4: Consumo térmico no processo via úmida.



Fonte: Alves (2010).

Em comparação aos secadores verticais, os secadores horizontais devido ao fato de operarem com ciclos curtos e temperaturas elevadas possuem um consumo térmico mais elevado conforme Figura 5.

Figura 5: Consumo térmico específico de secadores horizontais e verticais.



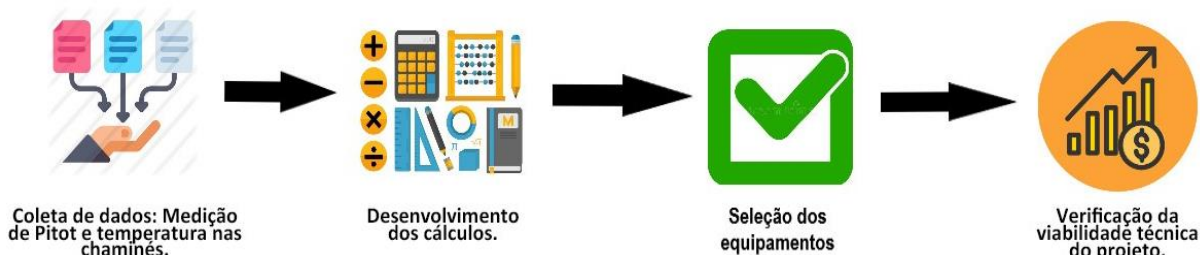
Fonte: Adaptado de Alves (2010).

Uma forma de aperfeiçoar a eficiência energética nos secadores é utilizar os gases aquecidos provenientes da zona do resfriamento do forno, dependendo da temperatura dos gases da recuperação térmica, a redução pode chegar a 50% do consumo em secadores horizontais (CASSANI, 2009).

### 3 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

O experimento e coleta de dados foram realizados em uma empresa revestimentos cerâmicos localizada no sul de Santa Catarina. Os procedimentos deste trabalho foram desenvolvidos conforme a sequência apresentada na Figura 6:

Figura 6: Fluxograma do planejamento experimental.



Fonte: Do autor (2021).

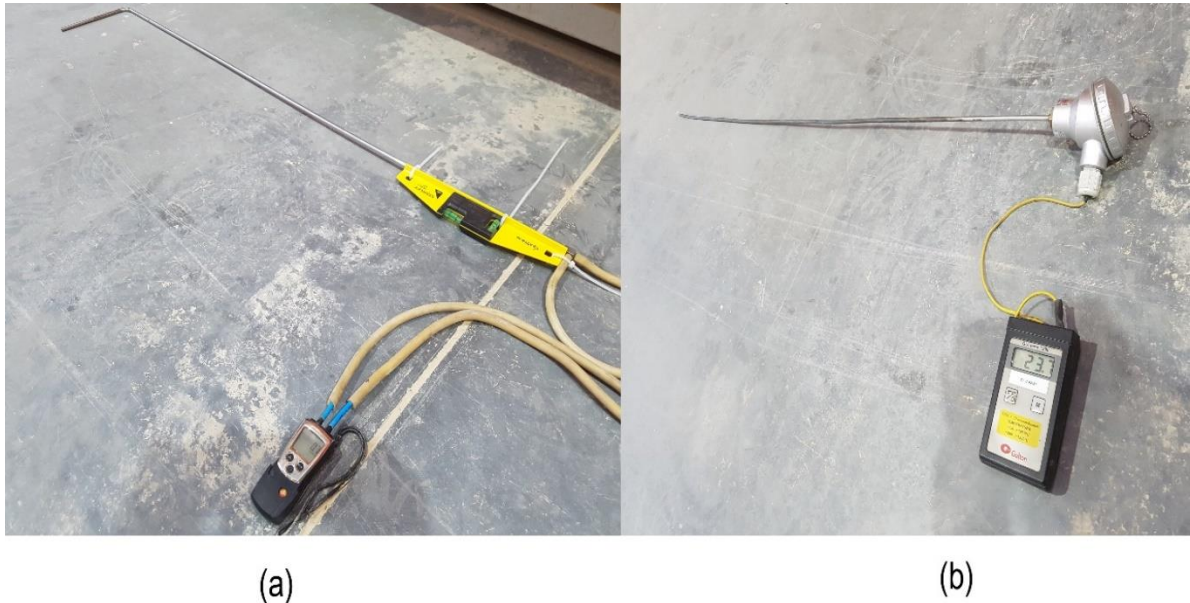
Através das chaminés presentes no forno a rolo, secador horizontal e tubulações já existentes foram obtidos os dados de entrada, temperatura e pressão, a partir desses dados coletados calculou-se a vazão, perdas térmicas, perdas de carga, seleção do ventilador centrífugo para tubulação de recuperação de calor e por fim realizou-se a viabilidade técnica do projeto.

#### 3.1 MATERIAIS E MÉTODOS

Para determinação da pressão e temperatura nas chaminés do forno a rolo, secador horizontal e tubulações existentes, foi utilizado um tubo de Pitot da marca Dwyer A05Q de 1200 mm com manômetro digital diferencial da marca Testo e um termopar de haste tipo K marca Gulterm apresentados na Figura 7.



Figura 7: Tubo de Pitot (a) e termopar de haste tipo K (b).



Fonte: Do autor (2021).

A coleta de dados na chaminé seguiu as normas de determinação de pontos de amostragem em fontes estacionárias e determinação de velocidade e vazão conforme a NBR 10701 e NBR 11966. Para mensurar a velocidade através do tubo de Pitot, utilizamos a Eq.1:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p}{\rho_{ar}}} \quad (1)$$

Onde:

$v$  = velocidade (m/s)

$g$  = gravidade (m/s<sup>2</sup>)

$\Delta p$  = diferencial de Pressão (Pa)

$\rho_{ar}$  = massa específica do ar (kg/m<sup>3</sup>)

Para determinar a vazão volumétrica das chaminés foi considerado a velocidade e a área do segmento. Obtido através da Eq.2:

$$Q_{ch} = v \cdot A \quad (2)$$



Onde:

$Q_{ch}$  = vazão volumétrica na chaminé (m<sup>3</sup>/s)

$A$  = área da seção transversal (m<sup>2</sup>)

A vazão mássica é a quantidade em massa de um fluido que escoo através de uma certa secção em um intervalo de tempo, sendo calculada através da Eq.3.

$$\dot{m} = \rho_{ar} \cdot Q_{ch} \quad (3)$$

Onde:

$\dot{m}$  = vazão mássica (kg/s)

### 3.1.1 Determinação do escoamento

Para determinar o escoamento nas chaminés foi utilizado a Eq.4 para verificar o nível de perturbação do fluxo.

$$\Re = \frac{\rho_{ar} \cdot v \cdot d_i}{\mu} \quad (4)$$

Onde:

$\Re$  = Reynolds (---)

$d_i$  = diâmetro interno da tubulação (m)

$\mu$  = viscosidade dinâmica do fluido (m<sup>2</sup>/s)

Considerando escoamentos internos onde  $\Re$  é menor que 2000 caracteriza-se como escoamento laminar, quando  $\Re$  está entre 2000 e 4000 caracteriza-se como em regime transitório e  $\Re$  maior que 4.000, o escoamento é turbulento (UFRJ, 2011).

### 3.1.2 Resistências térmicas

Calculou-se a perda térmica nas tubulações através do calor proveniente das saídas das chaminés e calculado o quanto foi dissipado para o tubo, isolante térmico, e para o ambiente, através das equações abaixo:

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T \quad (5)$$

Onde:

$Q$  = Taxa de transferência calor (W)

$U$  = coeficiente global de troca de calor (W/m<sup>2</sup>. K)

$A_s$  = área da superfície de troca de calor (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$  = diferença de temperatura entre os gases e ar ambiente (°C)

O somatório das resistências térmicas foi obtido através da Eq. 6.

$$U = \frac{1}{R1 + R2 + R3 + R4} \quad (6)$$

Ao qual:

$R1$  = resistência térmica imposta pela convecção do ar de recuperação (K/W)

$R2$  = resistência térmica imposta pela condução na parede do tubo (K/W)

$R3$  = resistência térmica imposta pela condução no isolamento térmico (K/W)

$R4$  = resistência térmica imposta pela convecção do ar ambiente (K/W)

$$R1 = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (7)$$

Onde:

$h_i$  = coeficiente de convecção forçada interna (W/m<sup>2</sup>. K)

$A_i$  = área da superfície interna do tubo (m<sup>2</sup>)

Sendo:

$$R2 = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot k_t} \quad (8)$$

Onde:

$d_e$  = diâmetro externo do tubo (m)

$d_i$  = diâmetro interno do tubo (m)

$l$  = comprimento do tubo (m)

$k_t$  = coeficiente de condução do material do tubo (W/m.K)

$$R3 = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot k_i} \quad (9)$$

Onde:

$d_e$  = diâmetro externo do tubo com isolamento (m)

$k_i$  = coeficiente de condução do material isolante (W/m.K)

$$R4 = \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (10)$$

Onde:

$h_e$  = coeficiente de convecção externa natural (W/m<sup>2</sup>.K)

$A_e$  = área da superfície externa do tubo com revestimento (m<sup>2</sup>)

Foi ainda negligenciada a resistência imposta pelo fenômeno de radiação, está sendo desprezível para o caso analisado.

### 3.1.2 Transferência de calor interna

Em condições de escoamento interno aquecido e o número de Reynolds turbulento, utilizou-se a Eq.11 para o cálculo do número de Nusselt.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (11)$$

Onde:

$Nu$  = número de Nusselt (---)

$Pr$  = número de Prandtl (---)

Para determinar o coeficiente de convecção forçada do ar no interior do tubo foi utilizado a Eq.12.

$$h_i = \frac{k_i}{d_i} \cdot Nu \quad (12)$$

Onde:

$h_i$  = coeficiente de convecção interno (W/m<sup>2</sup>.K)

$k_i$  = coeficiente de condução interna do ar (W/m.K)

Para calcular a temperatura ao longo da tubulação utilizou-se a Eq.13.

$$\Delta t_{lm} = \frac{(\Delta t_s - \Delta t_e)}{\ln \left( \frac{\Delta t_s}{\Delta t_e} \right)} \quad (13)$$

Onde:

$\Delta t_{lm}$  = variação logarítmica da temperatura (K)

$\Delta t_s$  = variação da temperatura da saída (K)

$\Delta t_e$  = variação da temperatura da entrada (K)

Pra efeitos de cálculo foi considerado a temperatura do meio externo constante e a temperatura interna do fluido alterando-se ao longo da tubulação.

### 3.1.2 Transferência de calor externa

Para desenvolver os seguintes cálculos de transferência de calor para o meio externo foi utilizado a temperatura de filme como referência, representada na Eq.14.

$$T_f = \frac{\Delta t}{2} \quad (14)$$

Onde:

$T_f$  = Temperatura de filme (K)

$\Delta t$  = diferença de temperaturas do isolante e do ambiente (K)

O valor do coeficiente de expansão do ar foi expresso através da Eq.15.

$$\beta = \frac{1}{T_{amb} + 273} \quad (15)$$

Onde:

$\beta$  = coeficiente de expansão térmica a pressão constante do fluido (1/K)

O valor da convecção natural em relação ao tubo foi representado através do número de Rayleigh, conforme a Eq.16.

$$Ra_d = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d_e^3}{V \cdot \alpha} \quad (16)$$

Onde:

$Ra_d$  = número de Rayleigh (---)

$\Delta t$  = diferença de temperaturas da superfície e do ambiente (K)

$V$  = viscosidade cinemática do fluido (m<sup>2</sup>/s)

$\alpha$  = difusividade térmica do ar (m<sup>2</sup>/s)

O número de Nusselt externo é expresso pela equação Eq.17.

$$Nu_d = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (17)$$

Onde:

$Nu_d$  = número de Nusselt externo (---)

O número de Nusselt externo é baseado no diâmetro externo do cilindro, utilizado para o número de  $Ra_d < 10^{12}$ .

### 3.1.3 Perda de carga na tubulação

A perda de carga leva em consideração o fator de atrito, determinado em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa do tubo, sendo determinado através do diagrama de Moody. Para determinar a perda de carga em toda tubulação utilizou-se a Eq. 18.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{ar} \quad (18)$$

Onde:

$\Delta P$  = perda de carga na tubulação (Pa)

$f$  = coeficiente de atrito (---)

$L$  = comprimento do duto (m)

Foi determinado os diâmetros das tubulações através da Eq. 19.

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{\Sigma Q * 4}{\pi \cdot v}} \quad (19)$$

Onde:

$D_{tub}$  = diâmetro da tubulação (m)

$\Sigma Q$  = somatório das vazões volumétricas (m<sup>3</sup>/s)

Deste modo foi verificado se os diâmetros das tubulações estavam realmente adequados as condições de trabalho submetidas.

### 3.1.4 Ventilador centrifugo

Foi determinado a potência elétrica do ventilador centrifugo necessária para suprir sistema através da Eq. 20.

$$Ne = \frac{Q \cdot P}{\eta} \quad (20)$$

Onde:

$Q$  = vazão volumétrica (m<sup>3</sup>/s)

$Ne$  = potência (kW)

$P$  = pressão do fluido (Pa)

$\eta$  = eficiência do ventilador (%)

A seleção do tipo de ventilador depende de diversas variáveis e características do uso, como: vazão, pressão, temperatura, particulado entre outras.

### 3.1.5 Energia recuperável e economia

A temperatura dissipada ao longo da tubulação foi determinada através da Eq 21.

$$T_{dis} = \frac{\Delta t}{L} \quad (21)$$

Onde:

$T_{dis}$  = Temperatura dissipada (K)

A quantidade de energia disponível do ar quente das chaminés do forno para a tubulação de reaproveitamento, utiliza o somatório de vazão mássica disponível do ar aquecido para o secador, sendo a quantidade de energia recuperável expressa através a Eq. 22.

$$\Delta h = \Sigma \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta t \quad (22)$$

Onde:

$\Delta h$  = energia disponível para ser recuperada (kW)

$C_p$  = calor específico do ar (kJ/kg.K)

$\Delta t$  = diferença das temperaturas da chaminé, ambiente e a dissipada (K)



A economia de combustível relaciona a energia disponível do ar aquecido com o poder calorífero do gás natural, que é a quantidade de energia liberada quando o mesmo entra em combustão, obtido através da Eq. 23.

$$economia_{gn} = \frac{\Delta h}{PCI} \quad (23)$$

Onde:

$economia_{gn}$  = economia de gás natural (m<sup>3</sup>/h)

$PCI$  = poder calorífero inferior (kW.h /m<sup>3</sup>)

Com a economia de gás natural e o consumo no equipamento, o percentual de economia térmica foi calculado pela Eq. 24.

$$economia_{\%} = \frac{economia_{gn}}{consumo_{gn}} \cdot 100 \quad (24)$$

Onde:

$economia_{\%}$  = economia térmica (%)

$consumo_{gn}$  = consumo de gás natural (m<sup>3</sup>.h)

A economia projetada mensal foi obtida através da Eq. 25.

$$economia_{R\$} = economia_{gn} \cdot H_{funcionamento} \cdot Custo_{gn} \quad (25)$$

Onde:

$economia_{R\$}$  = economia mensal (R\$/mês)

$H_{funcionamento}$  = horas de funcionamento mensal (h)

$Custo_{gn}$  = custo do gás natural (R\$/m<sup>3</sup>)

O tempo de retorno do investimento foi definido através dos cálculos de depreciação total, taxa de mínima atratividade mensal, valor residual, custos e suas projeções futuras. Com base nos valores conhecidos foi possível determinar em quantos meses houve do retorno do investimento através da Eq.26

$$VPL = \frac{Fc}{(1 + Tma)^n} - I_{Inicial} \tag{26}$$

*VPL* = valor presente líquido (R\$)

*Fc* = fluxo de caixa (R\$)

*Tma* = taxa de mínima atratividade mensal (%)

*n* = período de cada fluxo de caixa (meses)

*I<sub>Inicial</sub>* = investimento inicial (R\$)

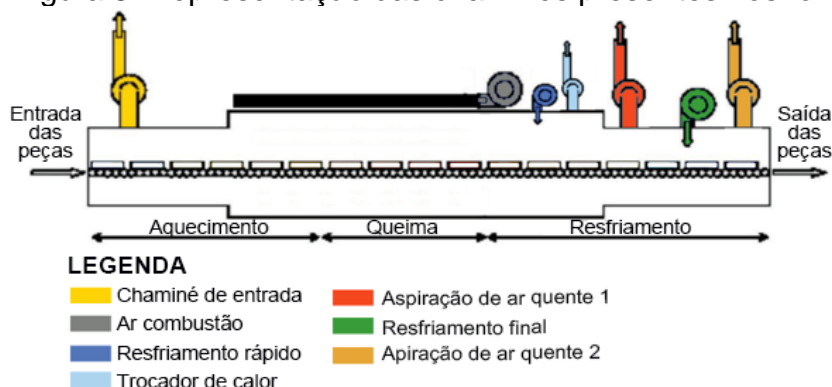
Considerando o retorno financeiro em um período de 24 a 48 meses é estimado um período satisfatório de retorno.

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Realizado a aquisição de dados nas chaminés foi possível verificar a temperatura e a vazão, e a partir disto selecionar a chaminé que seria possível utilizar para a recuperação de calor. Os dados obtidos foram para uma condição de trabalho habitual do porcelanato esmaltado acetinado, bitola 90x90cm.

Conforme a Figura 8 pode-se identificar as chaminés presentes no forno. Para o desenvolvimento dos cálculos foram utilizados os valores coletados da chaminé de aspiração de ar quente 1. As demais chaminés não foram utilizadas para os cálculos de viabilidade, por possuírem características específicas de construção que são necessários diferentes recursos para empregar na recuperação de calor.

Figura 8: Representação das chaminés presentes nos fornos.



Fonte: Adaptado de Monfort et al (2013).

Para os cálculos a seguir os valores tabelados foram obtidos através das tabelas Çengel A15 para ar seco. A chaminé de aspiração de ar quente 1 possui as seguintes características, conforme a tabela 1.

**Tabela 1: Dados da chaminé de aspiração ar quente 1.**

<b>Variáveis</b>	<b>Valores obtidos</b>
Temperatura do ar (°C)	210,0
Temperatura ambiente (°C)	26,0
Massa específica do ar (kg.m <sup>3</sup> )	0,732
Diferença de pressões (Pa)	5,579
Velocidade do ar (m.s)	12,217
Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> /s)	11,597
Vazão mássica (kg/s)	8,485

Fonte: Do autor (2021).

Na tabela 2 estão inseridos os dados de troca térmica para primeiro trecho da tubulação de recuperação de calor.

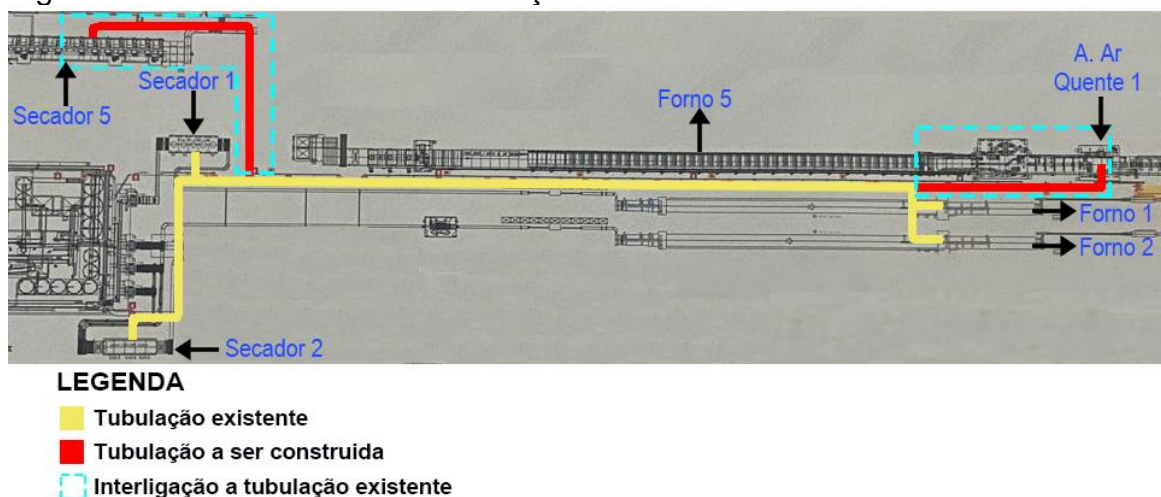
**Tabela 2: Cálculos da troca térmica da chaminé de aspiração de ar quente 1 até a recuperação de calor existente.**

<b>Convecção Interna</b>		<b>Convecção Externa</b>	
Diâmetro Tubo	0,977 m	Temperatura Ambiente	26,0 °C
Temperatura Ar	210,0 °C	Temperatura do Isolamento	83,0 °C
Massa de Ar Quente	6,694 kg/s	Temperatura Filme	54,5 °C
Densidade Ar	0,732 kg/m <sup>3</sup>	Prandtl	0,7223 ---
Velocidade Ar	12,203 m/s	Grashof	7,35E+09 ---
Visco. Dinâmica Ar	2,61E-05 Pa.s	Rayleigh	5,31E+09 ---
Reynolds	3,34E+05 ---	Nusselt	191,5 ---
Prandtl	0,697 ---	Visco. Dinâmica Ar	1,97E-05 Pa.s
gravidade	9,81 m/s <sup>2</sup>	Visco. Cinemática Ar	1,82E-05 m <sup>2</sup> /s
Nusselt	541,3 ---	Coef. Expansão Térmica	0,0033 ---
Cond. Térmica Ar	0,0384 W/m.K	Cond. Térmica Ar	0,0275 W/m.K
Cp	1025 J/kg.K	Coef. Convecção Ext	4,83 W/m <sup>2</sup> .K
Coef. Convecção Interna	21,30 W/m <sup>2</sup> .K	<b>Condução Isolamento</b>	
<b>Condução Tubo</b>		Espessura Isolamento	0,050 m
Diâmetro Interno	0,977 m	Raio externo isolado	0,5405 m
Diâmetro Externo	0,981 m	Diâmetro Externo	1,081 m
Cond. Térmica Aço	51,9 W/m.K	Cond. Térmica do Isolamento	0,043 W/m.K
Espessura Chapa	0,002 m	Comprimento Tubo	68 m
Raio Interno	0,4885 m	<b>Dados e Resultados</b>	
Raio Externo	0,4905 m	Massa de Ar Quente	6,69 kg/s
<b>Resistências Térmicas</b>		Temp. Ar Quente	210,0 °C
Resistência 1	0,0469566 K/W	Taxa de Calor	655,35 W
Resistência 2	0,00003936 K/W	U.A	3,56 W/m <sup>2</sup> .K
Resistência 3	1,1287135 K/W	Calor Perdido	-131824 W
Resistência 4	0,2071115 K/W	Perda de temperatura	19,21 °C
Somatório	0,2807655 K/W	Temperatura final	190,79 °C

Fonte: Do autor (2021).

Visto que a temperatura e a vazão ao longo de 68 metros até o ponto de interligação da recuperação de calor existente ser elevada, possibilita a junção da tubulação da chaminé de aspiração de ar quente 1 a tubulação já existente, conforme a Figura 9.

Figura 9: Planta baixa com as tubulações a serem construídas e existentes.



Fonte: Adaptado de Eliane (2021).

Foram realizadas as medições de pressão com o tubo de Pitot na tubulação de recuperação de calor existente, onde foi possível verificar as características de operação conforme a tabela 3.

Tabela 3: Dados da Recuperação de calor já existente.

Variáveis	Valores obtidos
Temperatura do ar (°C)	195,0
Temperatura ambiente (°C)	28
Massa específica do ar (kg.m <sup>3</sup> )	0,754
Diferença de pressões (Pa)	4,183
Velocidade do ar (m.s)	10,228
Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> /s)	5,141
Vazão mássica (kg/s)	3,877

Fonte: Do autor (2021).

O dimensionamento da recuperação de calor até o ventilador centrífugo contam com o acréscimo da vazão aproveitada na chaminé de ar quente 1, já inseridos na tabela 4.

Tabela 4: Cálculos da troca térmica da recuperação de calor até o ventilador.

<b>Convecção Interna</b>		<b>Convecção Externa</b>	
Diâmetro Tubo	0,8 m	Temperatura Ambiente	28,0 °C
Temperatura Ar	192,3 °C	Temperatura do Isolamento	75,0 °C
Massa de Ar Quente	10,571 kg/s	Temperatura Filme	51,5 °C
Densidade Ar	0,759 kg/m <sup>3</sup>	Prandtl	0,721 ---
Velocidade Ar	28,429 m/s	Grashof	3,04E+09 ---
Visco. Dinâmica Ar	2,55E-05 Pa.s	Rayleigh	2,19E+09 ---
Reynolds	6,77E+05 ---	Nusselt	144,7 ---
Prandtl	0,698 ---	Visco. Dinâmica Ar	1,99E-05 Pa,s
gravidade	9,81 m/s <sup>2</sup>	Visco. Cinemática Ar	1,86E-05 m <sup>2</sup> /s
Nusselt	953,4 ---	Coef. Expansão Térmica	0,0031 ---
Cond. Térmica Ar	0,0373 W/m.K	Cond. Térmica Ar	0,0278 W/m.K
Cp	1021 J/kg.K	Coef. Convecção Ext	4,45 W/m <sup>2</sup> .K
Coef. Convecção Interna	44,43 W/m <sup>2</sup> .K	<b>Condução Isolamento</b>	
<b>Condução Tubo</b>		Espessura Isolamento	0,050 m
Diâmetro Interno	0,8 m	Raio externo isolado	0,452 m
Diâmetro Externo	0,804 m	Diâmetro Externo	0,904 m
Cond. Térmica Aço	51,9 W/m.K	Cond. Térmica do Isolamento	0,043 W/m.K
Espessura Chapa	0,002 m	Comprimento Tubo	144,0 m
Raio Interno	0,4 m	<b>Dados e Resultados</b>	
Raio Externo	0,402 m	Massa de Ar Quente	10,57 kg/s
<b>Resistências Térmicas</b>		Temp. Ar Quente	192,3 °C
Resistência 1	0,0225091 K/W	Taxa de Calor	500 kW
Resistência 2	0,00004805 K/W	U.A	3,04 W/m <sup>2</sup> .K
Resistência 3	1,3631406 K/W	Calor Perdido	-174254,40 W
Resistência 4	0,2247429 K/W	Perda de temperatura	16,14 °C
Somatório	0,3289133 K/W	Temperatura final	176,19 °C

Fonte: Do autor (2021).

Na tabela 5 foram inseridos os valores da perda de temperatura no trecho do ventilador até o secador 5 com o intuito de aprimorar a eficiência energética.

Tabela 5: Cálculos da troca térmica do ventilador x secador 5.

<b>Convecção Interna</b>		<b>Convecção Externa</b>	
Diâmetro Tubo	0,74 m	Temperatura Ambiente	26,0 °C
Temperatura Ar	176,20 °C	Temperatura do Isolamento	75,0 °C
Massa de Ar Quente	5,286 kg/s	Temperatura Filme	50,5 °C
Densidade Ar	0,786 kg/m <sup>3</sup>	Prandtl	0,7207 ---
Velocidade Ar	28,429 m/s	Grashof	2,56E+09 ---

Visco. Dinâmica Ar	2,49E-05	Pa.s	Rayleigh	1,85E+09	---
Reynolds	6,67E+05	---	Nusselt	137,1	---
Prandtl	0,700	---	Visco. Dinâmica Ar	2,00E-05	Pa,s
gravidade	9,81	m/s <sup>2</sup>	Visco. Cinemática Ar	1,88E-05	m <sup>2</sup> /s
Nusselt	9909,9	---	Coef. Expansão Térmica	0,0031	---
Cond. Térmica Ar	0,0362	W/m.K	Cond. Térmica Ar	0,0279	W/m.K
Cp	1018	J/kg.K	Coef. Convecção Ext	4,52	W/m <sup>2</sup> .K
Coef. Convecção Interna	44,33	W/m <sup>2</sup> .K			
<b>Condução Tubo</b>			<b>Condução Isolamento</b>		
Diâmetro Interno	0,74	m	Espessura Isolamento	0,050	m
Diâmetro Externo	0,747	m	Raio externo isolado	0,4235	m
Cond. Térmica Aço	51,9	W/m.K	Diâmetro Externo	0,847	m
Espessura Chapa	0,002	m	Cond. Térmica do Isolamento	0,043	W/m.K
Raio Interno	0,3715	m	Comprimento Tubo	83,0	m
Raio Externo	0,3735	m			
<b>Resistências Térmicas</b>			<b>Dados e Resultados</b>		
Resistência 1	0,0225564	K/W	Massa de Ar Quente	5,29	kg/s
Resistência 2	0,00005173	K/W	Temp. Ar Quente	176,20	°C
Resistência 3	1,4608780	K/W	Taxa de Calor	434	kW
Resistência 4	0,2211747	K/W	U.A	2,89	W/m <sup>2</sup> .K
Somatório	0,3457174	K/W	Calor Perdido	-80795,05	W
			Perda de temperatura	15,01	°C
			Temperatura final	161,18	°C

Fonte: Do autor (2021).

Com a análise em cada trecho foi obtido uma perda de temperatura de 50,4 °C ao longo de 295 metros de tubulação isolada. A espessura do isolamento adotada foi de 50mm com base na relação custo x perda de temperatura, em espessuras elevadas, o custo de implementação se eleva e em espessuras menores as perdas térmicas elevam-se.

Na tabela 6 estão inseridos os valores de perda de carga em cada trecho para o dimensionamento do ventilador.

Tabela 6: Perda de carga ao longo da tubulação.

Perda de carga AC1 x Início da recuperação de calor									
Comprimento [m]	Temperatura [°C]	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Velocidade [m/s]	Gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	F atrito [---]	Diâmetro [m]	Número de curvas	Perda de carga na curva [Pa]	Perda de carga total [Pa]
68	210,00	0,732	12,20	9,81	0,015	0,97	1	6,41	63,283

Perda de carga Início da recuperação de calor x Ventilador									
Comprimento [m]	Temperatura [°C]	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Velocidade [m/s]	Gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	F atrito [---]	Diâmetro [m]	Número de curvas a 90°	Perda de carga na curva [Pa]	Perda de carga total [Pa]
144	192,3	0,759	28,43	9,81	0,015	0,80	2	19	846,715

Perda de carga do Ventilador x Secador 5									
Comprimento [m]	Temperatura [°C]	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Velocidade [m/s]	Gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	F atrito [---]	Diâmetro [m]	Número de curvas a 90°	Perda de carga na curva [Pa]	Perda de carga total [Pa]
83	161,18	0,812	28,43	9,81	0,015	0,74	2	20	638,972

Perda de carga do Ventilador x Secador 1									
Comprimento [m]	Temperatura [°C]	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Velocidade [m/s]	Gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	F atrito [---]	Diâmetro [m]	Número de curvas a 90°	Perda de carga na curva [Pa]	Perda de carga total [Pa]
15,0	172,33	0,793	28,43	9,81	0,015	0,5	1	6	149,720

Perda de carga do Ventilador x Secador 2									
Comprimento [m]	Temperatura [°C]	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Velocidade [m/s]	Gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	F atrito [---]	Diâmetro [m]	Número de curvas a 90°	Perda de carga na curva [Pa]	Perda de carga total [Pa]
55	161,95	0,811	28,43	9,81	0,015	0,8	2	21	381,225

Fonte: Do autor (2021).

Para determinar a potência do ventilador é necessário conhecer a perda de carga ao longo da tubulação. Através de catálogos técnicos e curvas de desempenho da *Soler and Palau* foi possível determinar a potência requerida do motor elétrico e a eficiência do ventilador centrífugo. Verificou-se também que a tubulação existente irá suportar e suprir a vazão da aspiração de ar quente 1, através dos cálculos foi visto que a mesma possui o diâmetro necessário para transportar tal volume de ar conforme a tabela 7.

Tabela 7: Dados da Recuperação de calor já existente.

Variáveis	Valores obtidos
Diâmetro para tubulação (m)	0,7963
Perda de carga total (Pa)	2080,00
Eficiência do ventilador centrífugo (%)	74
Potência do ventilador (kW)	46,07

Fonte: Do autor (2021).

Para a análise do consumo do gás natural, foi coletado o consumo mensal nos meses de abril, maio e junho de 2021 do equipamento em que se pretende aprimorar a eficiência energética, porém constituiu-se necessário



verificar o tempo de retorno do investimento, de acordo com os dados apresentados na tabela 8.

Tabela 8: Dados da economia projetada.

<b>Cálculos para Economia</b>	
<b>Variáveis</b>	<b>Valores obtidos</b>
$\Delta h$ (kW.h)	727,68
$PCI$ (kW/m <sup>3</sup> )	10,02
Economia de combustível (m <sup>3</sup> /h)	72,63
Consumo do Gás Natural (m <sup>3</sup> /h)	590,05
Economia Térmica Prevista (%)	12,31
Regime de Trabalho (h)	24,00
Preço Gás Natural (R\$/m <sup>3</sup> )	2,19
Economia (R\$/mês)	116.164,47
Custo de implementação (R\$)	746613,44
Amortização do projeto (meses)	8

Fonte: Do autor (2021).

Conforme a tabela 8, a recuperação de calor para o secador 5 apresenta uma alta economia mensal.

## 5 CONCLUSÃO

A realização da viabilidade técnica de fontes de reaproveitamento de calor deve possuir devida importância no panorama industrial, em especial no setor cerâmico. Com o elevado custo dos combustíveis, principalmente do gás natural utilizado nos equipamentos que trabalham de forma ininterrupta, afetam diretamente sobre o custo do produto e de produção.

Além do aproveitamento do calor das chaminés de fornos cerâmicos, deve-se verificar as perdas térmicas dos equipamentos, que inúmeras vezes são utilizados de forma ineficiente, e não utilizados em plena capacidade de funcionamento.

Este trabalho apresentou que é possível obter redução energética utilizando a aspiração de ar quente 1 do forno estudado. A melhor condição

energética seria utilizando a chaminé de recuperação de ar quente 1, devido a elevada vazão de ar suprimindo a demanda dos equipamentos e alcançando uma economia de combustível de 12,31% e amortização do projeto em 8 meses. Caso fosse utilizado somente o ar da recuperação de calor existente, as vazões dos fornos 1 e 2 não seriam suficientes para suprir a demanda de três equipamentos operando simultaneamente. Outra condição que não é viável, seria a implementação de uma tubulação destinada somente para recuperação de calor da chaminé de ar quente 1 até o secador 5, já que resultaria na construção de 295 metros de tubulação elevando o custo de implementação e prolongando ainda mais o retorno financeiro do investimento.

Além de melhorar a eficiência energética e reduzir o consumo gás natural, a sociedade e o meio ambiente se beneficiam com a redução de emissões atmosféricas de dióxido de carbono, com a economia aumenta a disponibilidade de recursos para o surgimento de outras áreas no campo industrial.

## REFERÊNCIAS

ALBERO, J.L. Amorós. A Operação de Prensagem: Considerações Técnicas e sua Aplicação Industrial Parte I: O Preenchimento das Cavidades do Molde. **Cerâmica Industrial**, Valência, v. 5, n. 5, p. 23-28, set. 2000. Disponível em: <https://www.ceramicaindustrial.org.br/article/587657087f8c9d6e028b462f/pdf/ci-5-5-587657087f8c9d6e028b462f.pdf>. Acesso em: 22 abr. 2021.

ANFACER (São Paulo). **Números do Setor Cerâmico**. 2018. Disponível em: <https://anfacer.org.br/numeros-do-setor>. Acesso em: 03 mar. 2021.

CEUSA. **Qual a diferença entre Via Úmida e Via Seca?** 2018. Disponível em: <https://www.ceusa.com.br/central-de-ajuda/resposta/qual-a-diferenca-entre-via-umida-e-via-seca>. Acesso em: 06 mar. 2021.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. BOLES. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 5th ed, McGraw-Hill, 2006

DELPECH, Bertrand; AXCELL, Brian; JOUHARA, Hussam. A review on waste heat recovery from exhaust in the ceramics industry. **Edp Sciences**, Uxbridge, v. 34, n. 22, p. 1-8, jan. 2017. Disponível em: <https://bura.brunel.ac.uk/bitstream/2438/18323/1/FullText.pdf>. Acesso em: 15 abr. 2021.

FIESP (São Paulo) (org.). **Cerâmica Branca e de Revestimento**. São Paulo: Cdd (21.Ed. Esp.), 2006. 83 p. Disponível em:

file:///C:/Users/Eduardo/Downloads/p+l\_ceramicas%20(6).pdf. Acesso em: 20 mar. 2021.

MACÉA (São Paulo). **Processos de fabricação das cerâmicas avançadas**. 2018. Disponível em: <https://www.macea.com.br/noticias/processos-de-fabricacao-das-ceramicas-avancadas>. Acesso em: 03 mar. 2021.

MEZQUITA, Ana et al. Energy optimisation in ceramic tile manufacture by using thermal oil. **Qualicor'12**, Castellón, v. 1, n. 1, p. 1-11, fev. 2012. Disponível em: [https://www.researchgate.net/publication/266002123\\_ENERGY\\_OPTIMISATION\\_IN\\_CERAMIC\\_TILE\\_MANUFACTURE\\_BY\\_USING\\_THERMAL\\_OIL](https://www.researchgate.net/publication/266002123_ENERGY_OPTIMISATION_IN_CERAMIC_TILE_MANUFACTURE_BY_USING_THERMAL_OIL). Acesso em: 05 abr. 2021.

MONFORT; MALLOL; MEZQUITA; GRANEL; VAQUER. Estudo da Combustão em Fornos Industriais de Fabricação de Placas Cerâmicas. **Cerâmica Industrial**, Castellón, v. 2, n. 18, p. 7-9, mar. 2013. Disponível em: <https://www.ceramicaindustrial.org.br/article/587657507f8c9d6e028b47dc/pdf/ci-18-2-587657507f8c9d6e028b47dc.pdf>. Acesso em: 21 abr. 2021.

NASSETTI, Guido. Como Melhorar a Eficiência Energética na Indústria de Revestimentos Cerâmicos. **Cerâmica Industrial**, Bologna, v. 15, n. 1, p. 7-12, jan. 2010. Disponível em: <https://www.ceramicaindustrial.org.br/article/5876573f7f8c9d6e028b4775/pdf/ci-15-1-5876573f7f8c9d6e028b4775.pdf>. Acesso em: 03 mar. 2021.

OLIVEIRA, Antonio Pedro Novaes de; HOTZA, Dachamir. **Tecnologia de Fabricação de Revestimentos Cerâmicos**. 2. ed. Florianópolis: Editora Ufsc, 2015. 120 p. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/187929>. Acesso em: 12 mar. 2021.

RIBEIRO, Manuel J.; VENTURA, José M.; LABRINCHA, João A.. A Atomização como Processo de Obtenção de Pós para a Indústria Cerâmica. **Cerâmica Industrial**, Portugal, v. 6, n. 5, p. 34-40, set. 2001. Disponível em: <https://www.ceramicaindustrial.org.br/article/5876570f7f8c9d6e028b4657/pdf/ci-6-5-5876570f7f8c9d6e028b4657.pdf>. Acesso em: 06 mar. 2021.

RIO DE JANEIRO. INSTITUTO DE FÍSICA DA UFRJ. (org.). **Escoamento laminar, turbulência e número de Reynolds**. 2011. Disponível em: [https://www.if.ufrj.br/~ginette/cursos/fit122/2011\\_02/programa/fluidos/escoamento.html](https://www.if.ufrj.br/~ginette/cursos/fit122/2011_02/programa/fluidos/escoamento.html). Acesso em: 17 maio 2021.

SANTOS, A. A; CHRISTIE, C.M Maruyama N. H.; GENOVA, L. A. Relação Entre Variáveis De Processo E As Curvas De Compactação E Microestruturas Obtidas. In: congresso brasileiro de cerâmica, 55., 2011, Porto de Galinhas. **Relação entre variáveis de processo e as curvas de compactação e microestruturas obtidas**. São Paulo: Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, 2011. p. 744-755. Disponível em: <https://www.ipen.br/biblioteca/2011/eventos/18135.pdf>. Acesso em: 08 mar. 2021.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer em especial aos meu pais Maria Carmem e Ângelo que sempre me apoiaram, a minha namorada Larissa pelo incentivo, aos meus colegas de trabalho Lucas Pereira e Rodrigo Bussolo Mendes pelo auxilio prestado. Ao orientador e professor Flavio Michels Bianchi, pelo auxílio e orientação.