

JOEL MAIA JUNIOR

TAÍS DIAS MENEZES MAZZA

**PROJETO BÁSICO DE UM QUEIMADOR REGENERATIVO
PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL**

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção de título de
Graduação em Engenharia.

São Paulo

2002

JOEL MAIA JUNIOR

TAÍS DIAS MENEZES MAZZA

**PROJETO BÁSICO DE UM QUEIMADOR REGENERATIVO
PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL**

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção de título de
Graduação em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Euryale G. de Jesus Zerbini
Co-orientador:
Prof. Dr. Clemente Greco



São Paulo

2002

Dedico este trabalho a minha família e amigos,
aqueles que estiveram sempre ao meu lado.

Joel Maia Junior

Dedico este trabalho aos meus pais,
que tanto lutaram, que tanto me apoiaram
e que nunca me deixaram desistir.

A eles, muito obrigada.

Taís D.M.Mazza

AGRADECIMENTOS

Ao professor Silvio de Oliveira Junior e ao engenheiro Guilherme Martins Ferreira, pela sua colaboração técnica para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao colega Luiz Tobaldini Neto, pelo apoio durante a execução deste trabalho.

A todos aqueles que nos incentivaram e acreditaram em nós.

RESUMO

Neste trabalho, o objetivo principal é o aproveitamento da entalpia dos gases na exaustão de fornos para o pré-aquecimento do ar de combustão, tendo como consequência uma redução da ordem de 25% no consumo específico de combustível no queimador. Foram analisadas, através de balanços térmicos e de massa, as condições de operação de fornos considerados pequenos, foco deste trabalho, os quais utilizam queimadores com vazões máximas de combustível de até 100kg/h, avaliando-se as potenciais fontes de desperdício de energia. Utilizando estas ferramentas como base para o estudo de viabilidade, concluiu-se que a economia no consumo de combustíveis é significativa, justificando investimentos para a modernização dos equipamentos, instalação e, sobretudo um novo projeto de queimador para este tipo de forno. Foram então propostas soluções que efetivassem estes cálculos de diferentes maneiras. Após uma análise dos pontos característicos de cada solução, uma foi escolhida para detalhamento. A partir desse momento foram definidos os parâmetros de operação deste equipamento, que passou a ser representado por um modelo físico preliminar simplificado, elaborado para auxiliar o desenvolvimento e posterior detalhamento do projeto. Como resultado do modelamento matemático obteve-se o projeto básico de um queimador regenerativo para baixas vazões de combustível. Fazem parte deste projeto desenhos com dimensões orientativas para a fabricação do equipamento, bem como os materiais de cada peça e esquemas de montagem.

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO.....	13
DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	15
DADOS INICIAIS	17
Condição Atual da Instalação.....	17
ESTUDO DE VIABILIDADE.....	19
Modelagem Matemática Preliminar	19
PROPOSIÇÃO DE ALTERNATIVAS.....	25
Solução 1: Sistema com trocador de calor por convecção na chaminé	28
Solução 2 – Sistema com trocador de calor de tubos coaxiais na chaminé.	31
Solução 3 – Sistema com trocador de calor coaxial com tubos aletados	33
Solução 4 – Sistema com trocador de calor no corpo do queimador.....	34
Solução 5 – Queimador regenerativo com mistura	36
ESCOLHA DA SOLUÇÃO.....	38
PARÂMETROS PRELIMINARES DE PROJETO.....	41
Valores Preliminares Assumidos.....	41
MODELO FÍSICO	44
Esquema representativo	44
Descrição do funcionamento.....	44
Hipóteses Assumidas	46
CONCLUSÃO	56
ANEXO A.....	58

ANEXO B	61
Emissão de NO _x	61
NO _x Térmico	62
NO _x do Combustível.....	62
LISTA DE REFERÊNCIAS	64

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Volume de controle para cálculos preliminares	19
Figura 2. Efetividade x Custo de trocadores de calor concorrente e contra-corrente.	23
Figura 3. Economia de combustível x Temperatura de pré-aquecimento do ar e Temperatura da Câmara	24
Figura 4. Algumas configurações possíveis para queimadores regenerativos sem mistura.....	26
Figura 5. Trocador de calor de tubos aletados na chaminé.....	29
Figura 6. Trocador de calor de tubos coaxiais na chaminé.....	31
Figura 7. Sistema com trocador de calor no corpo do queimador.....	34
Figura 8. Sistema com recirculação de gases de combustão.....	36
Figura 9. Desenho esquemático da solução escolhida.....	44
Figura 10. Sistema elétrico equivalente.....	48
Figura 11. Esquema em corte do conjunto helicóide - duto de gases.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Economia de Combustível nas condições iniciais	21
Tabela 2. Economia de Combustível com gases de exaustão a 600°C	21
Tabela 3. Economia de Combustível com gases de exaustão a 500°C	21
Tabela 4. Economia de Combustível com gases de exaustão a 400°C	22
Tabela 5. Matriz de Decisão.....	39

LISTA DE SIMBOLOS

A	Área do escoamento
cp	Calor específico a pressão constante
cp _{aço}	cp médio do aço, avaliado em $\frac{T_{saída\ do\ aço} + T_{ref}}{2}$
cp _{ar}	cp médio do ar, avaliado em $\frac{T_{ent\ ar} + T_{ref}}{2}$
cp _{comb}	cp médio do combustível, avaliado em $\frac{T_{ent\ comb} + T_{ref}}{2}$
cp _{gases}	cp médio dos gases de exaustão, avaliado em $\frac{T_{saída\ gases} + T_{ref}}{2}$
D	Diâmetro interno da helicóide
d ₀	Diâmetro externo da helicóide
D _e	Diâmetro equivalente da helicóide
D _H	Diâmetro primitivo da helicóide
D _{hidráulico}	Diâmetro hidráulico
ΔU_{COMB}	Energia liberada na combustão, avaliada em $\Delta U_{COMB} = \dot{m}_{COMB} \cdot PCI$
f _t	Fator de atrito
h	Coefficiente convectivo de troca de calor
L	Comprimento da helicóide
M	Massa molar
μ	Viscosidade dinâmica
μ_w	Viscosidade dinâmica na parede

N	Número de voltas da helicóide
$\dot{m}_{aço}$	Fluxo mássico de aço
$\dot{m}_{ar}$	Fluxo mássico de ar de combustão
$\dot{m}_{COMB}$	Fluxo mássico de combustível
$\dot{m}_{gases}$	Fluxo mássico de gases de escape
p	Passo da helicóide
PCI	Poder Calorífico Inferior do combustível
Q	Calor
$Q_{perdido}$	Calor perdido por radiação e convecção do forno para o ambiente
ρ	Volume específico
$\bar{R}$	Constante universal dos gases
$T_{ent\ aço}$	Temperatura de entrada do aço no forno
$T_{ent\ ar}$	Temperatura de entrada do ar de combustão no forno
$T_{ent\ comb}$	Temperatura de entrada do combustível no forno
T_{ref}	Temperatura de referência
$T_{saída\ aço}$	Temperatura de saída do aço do forno
$T_{saída\ gases}$	Temperatura de saída dos gases do forno
V	Velocidade
V_D	Volume disponível para o escoamento
V_G	Volume total do duto de gases
V_H	Volume ocupado pela helicóide

W **Potência**

Adimensionais:

Gr **Número de Grashof**

Nu **Número de Nusselt**

Pr **Número de Prandtl**

Ra **Número de Rayleigh**

Re **Número de Reynolds**

INTRODUÇÃO

A influência dos combustíveis no preço final dos produtos é cada vez maior. Isto se deve em parte às limitações impostas pelas condições sócio-econômicas e militares atuais, e também ao fato de que os combustíveis fósseis, os quais possuem uma representativa parcela na matriz energética mundial, são fontes não renováveis e cada vez mais escassas de energia.

O liberalismo econômico e a globalização fizeram com que a competitividade entre as indústrias aumentasse, provocando uma necessidade de diminuição de custos para manter uma mínima margem de lucro, com um preço final ainda compatível com o mercado. Para isso, o desenvolvimento de métodos e tecnologias que visam aumentar ao máximo a eficiência de instalações energéticas é de extrema importância.

A escolha de aplicações com baixo volume de combustível como objeto de estudo se deve basicamente ao fato deste tipo de atividade não ter acompanhado o mesmo ritmo de desenvolvimento e implementação de técnicas de economia energética. Isto ocorreu principalmente porque, em números absolutos, o combustível utilizado neste tipo de atividade representa uma parcela mínima no mercado mundial, mesmo tendo significativa importância quando analisado relativamente à composição dos custos do produto final.

Dentre estas atividades, as forjarias foram as que mais sofreram, sobretudo no Brasil, onde é consenso no meio industrial a política de que “em time que está ganhando não se mexe”. Atualmente, este tipo de indústria conta com equipamentos obsoletos e de elevado consumo energético.

Dentro deste conjunto de equipamentos, será foco deste trabalho o projeto de um queimador regenerativo para utilização em fornos tipo Box para o aquecimento de aço, típico em forjarias. Através de balanços de massa e energia será analisada a sua viabilidade e posteriormente serão propostas e estudadas alternativas para aumento da eficiência na utilização de combustíveis nesses queimadores, minimizando o desperdício de energia.

Como resultado será apresentado um projeto básico com as principais modificações a serem realizadas no forno, bem como as principais características do novo sistema de combustão (queimador regenerativo) e dos equipamentos associados.

DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O problema proposto consiste na modelagem e projeto básicos de um queimador regenerativo que opera a baixas vazões de combustível. Como modelo de instalação será considerado um forno tipo Box, típico em pequenas forjarias no Brasil. Este forno consiste basicamente de uma caixa com dimensões aproximadas de 6,0 metros de comprimento, com 2,5 metros de profundidade e 2,0 metros de altura. Trata-se de um forno utilizado para aquecer o aço até a temperatura de forja, por volta de 1200 °C. Este forno tem a função de gerar de gases quentes os quais trocam calor por convecção e radiação com o aço, que escoam em contra-corrente em relação aos gases de escape.

Este projeto visa uma diminuição das perdas no processo resultando em uma diminuição do consumo específico do queimador.

As perdas devem-se, principalmente, a dois fatores, considerando as trocas térmicas com o ambiente desprezíveis:

- O ar de combustão, sobretudo a parcela de Nitrogênio, que não participa da combustão e é parte predominante, entra no forno praticamente na temperatura ambiente. Uma fração da energia liberada na combustão serve para elevar o ar da temperatura de entrada à temperatura de saída dos gases;
- Os gases de escape saem pela chaminé com entalpia disponível, não aproveitada no processo, a qual será dissipada para o ambiente.

Existem diversas formas de abordar estes dois problemas. Uma forma é diminuir o excesso de ar, diminuindo o volume de ar de combustão e assim diminuindo o calor necessário para aquecê-lo. Outra forma é enriquecer o ar de combustão com oxigênio puro, aumentando a razão O_2/N_2 e diminuindo o volume de N_2 para o mesmo volume de oxigênio necessário para a combustão, assim novamente diminuindo o calor necessário para aquecê-lo. Pode-se também aproveitar a entalpia desperdiçada nos gases de exaustão em outros processos.

Sendo assim, uma forma de aumentar a eficiência global da instalação é promover o aquecimento do ar de combustão utilizando a entalpia dos gases de escape. Desta

forma tem-se o que é conhecido como regeneração de calor onde uma parte da energia que seria dissipada na chaminé, sob a forma de gases quentes, será reinserida no processo, sob a forma do ar de combustão pré-aquecido, diminuindo a necessidade de energia proveniente do combustível.

DADOS INICIAIS

Abaixo serão citadas as características relevantes da instalação as quais servirão, além de parâmetros para a análise preliminar deste projeto, também como base de comparação para o estudo de viabilidade.

Condição Atual da Instalação

Regime de Operação

Horas trabalhadas por dia	18 h/dia
Dias trabalhados no mês	25 dias/mês
Meses trabalhados no ano	12 meses/ano
Horas trabalhadas no ano	5400 horas/ano

Condição Ambiente

Temperatura Ambiente:	25 °C
Pressão Local:	695 mmHg
Umidade Absoluta:	0,010 kg H ₂ O / kg ar seco
Composição do Ar Atmosférico (base molar seca)	
O ₂	21%
N ₂	79%

Forno Box

Dimensões Principais:

Comprimento:	6.0 m
Profundidade:	2.5 m
Altura:	2.0 m

Aço

Produção do Forno:	1750 kg/h
Temperatura de Entrada:	40 °C
Temperatura de Saída:	1200 °C
Calor Específico Médio do Aço (a 612,5 °C)	0,805 kJ/kg °C

Combustível

Tipo de Combustível	Óleo Combustível 1A
PCI	39784 kJ/kg
Consumo Máximo de Combustível	100 kg/h
Consumo Nominal de Combustível	60 kg/h
Temperatura do Combustível	125 °C
Composição do Combustível (base molar úmida)	
C	86,5%
H	10,8%
S	2,7%

Combustão

Excesso de Ar	20%
Temperatura do Ar de Combustão	25°C
Temperatura dos Gases de Escape	700°C

ESTUDO DE VIABILIDADE

Modelagem Matemática Preliminar

Utilizando o forno Box apresentado na Descrição do Problema para a modelagem matemática, definiu-se um volume de controle que o envolve externamente, cruzando as entradas de Ar de Combustão, Combustível, e Aço, e as saídas dos Gases de Escape e Aço, como na figura abaixo.

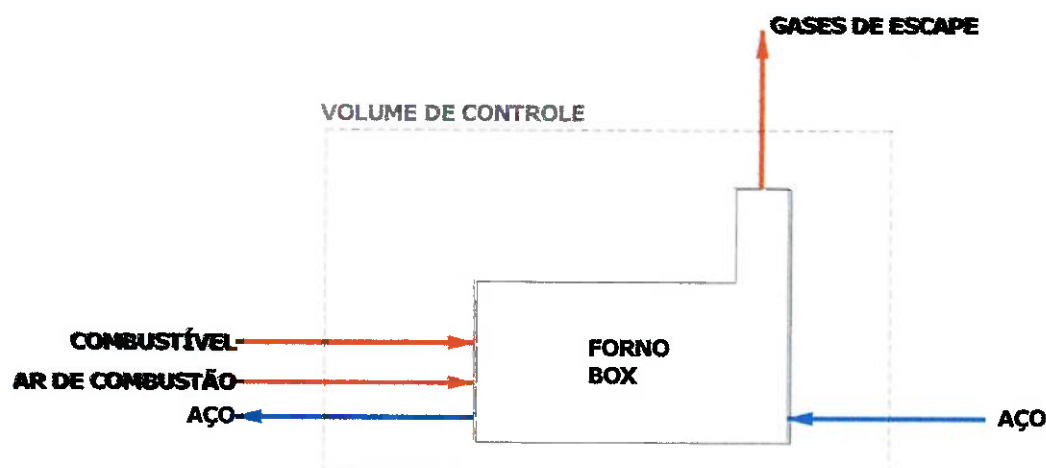


Figura 1. Volume de controle para cálculos preliminares

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica para o volume de controle acima, desprezando-se as variações de Energia Cinética e Potencial e considerando que o ar e os gases de exaustão comportam-se como gases perfeitos, tem-se:

$$\dot{Q} + \dot{m}_{aço} \cdot cp_{aço} \cdot (T_{ent\ aço} - T_{ref}) + \dot{m}_{comb} \cdot cp_{comb} \cdot (T_{ent\ comb} - T_{ref}) + \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot (T_{ent\ ar} - T_{ref}) + \Delta U_{comb} = \dot{m}_{gases} \cdot cp_{gases} \cdot (T_{saida\ gases} - T_{ref}) + \dot{m}_{aço} \cdot cp_{aço} \cdot (T_{saida\ aço} - T_{ref}) + \dot{W} + \dot{Q}_{perdido} \quad (1)$$

Sabendo-se que o Calor, Potência e Perdas para o ambiente são nulos (pode-se considerar que forno e dutos são adiabáticos), tem-se:

$$\dot{m}_{comb} \cdot [cp_{comb} \cdot (T_{entcomb} - T_{ref}) + PCI] = \dot{m}_{gases} \cdot cp_{gases} \cdot (T_{saida\ gases} - T_{ref}) + \dot{m}_{aço} \cdot cp_{aço} \cdot (T_{saida\ aço} - T_{ent\ aço}) - \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot (T_{ent\ ar} - T_{ref}) \quad (2)$$

Portanto:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{[\dot{m}_{gases} \cdot cp_{gases} \cdot (T_{saida\ gases} - T_{ref}) + \dot{m}_{aço} \cdot cp_{aço} \cdot (T_{saida\ aço} - T_{ent\ aço}) - \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot (T_{ent\ ar} - T_{ref})]}{cp_{comb} \cdot (T_{entcomb} - T_{ref}) + PCI} \quad (3)$$

Fazendo a análise de sensibilidade na equação (3), temos que:

- O termo $\dot{m}_{aço} \cdot cp_{aço} \cdot (T_{saida\ aço} - T_{ent\ aço})$ não pode ser modificado pois representa a produção do forno e as características necessárias do aço no processo de forja.
- O termo $cp_{comb} \cdot (T_{entcomb} - T_{ref}) + PCI$ não pode ser modificado pois representa as características físicas e químicas do óleo combustível.
- Os termos $\dot{m}_{ar}$ e $\dot{m}_{gases}$ não podem ser modificados, estando fixado um excesso de ar, pois afetaria a cinética da combustão.
- Os termos cp_{ar} e cp_{gases} não variam significativamente com a temperatura.
- O termo T_{ref} é a temperatura ambiente, sobre a qual não se tem controle.

Portanto, as únicas formas de reduzir significativamente o consumo de combustível seria diminuir a temperatura de saída dos gases ($T_{saida\ gases}$) ou aumentar a temperatura de entrada do ar ($T_{ent\ ar}$), ou uma combinação destas duas alternativas.

Com o auxílio do programa Excel foi desenvolvida uma planilha (ver anexo A) na qual foi feito o balanço de massa e energia como demonstrado acima para a instalação em questão. Calculou-se, para diferentes temperaturas de entrada do ar e de saída dos gases, a economia de combustível, e o que isto representaria monetariamente ao longo de um período de um ano. Para tanto, foi considerado o

regime de operação descrito nos Dados Iniciais. Também foi considerado um preço médio para o combustível – óleo 1A – R\$ 0,60 / kg . Desta forma, foram geradas as seguintes tabelas:

Tabela 1. Economia de Combustível nas condições iniciais

Temperatura dos Gases de Exaustão: 700 °C		
Temp. do Ar de Combustão °C	Economia de Combustível %	Economia R\$ / ano
25	0	0

Tabela 2. Economia de Combustível com gases de exaustão a 600°C

Temperatura dos Gases de Exaustão: 600 °C		
Temp. do Ar de Combustão °C	Economia de Combustível %	Economia Anual R\$
25	6,9	13.413,60
50	8,2	15.940,80
75	9,5	18.468,00
100	10,6	20.606,40
125	11,8	22.939,20

Tabela 3. Economia de Combustível com gases de exaustão a 500°C

Temperatura dos Gases de Exaustão: 500 °C		
Temp. do Ar de Combustão °C	Economia de Combustível %	Economia Anual R\$
25	12,7	24.688,80
50	13,8	26.827,20
75	14,9	28.965,60
100	16,0	31.104,00
125	17,0	33.048,00
150	18,0	34.992,00
175	19,0	36.936,00
200	20,0	38.880,00

Tabela 4. Economia de Combustível com gases de exaustão a 400°C

Temperatura dos Gases de Exaustão: 400 °C		
Temp. do Ar de Combustão °C	Economia de Combustível %	Economia Anual R\$
25	17,7	34.408,80
50	18,7	36.352,80
75	19,7	38.296,80
100	20,6	40.046,40
125	21,6	41.990,40
150	22,5	43.740,00
175	23,4	45.489,60
200	24,3	47.239,20
225	25,1	48.794,40
250	26,0	50.544,00
275	26,8	52.099,20
300	27,6	53.654,40

De acordo com as tabelas acima é perceptível a tendência crescente da economia de combustível com a recuperação da entalpia dos gases de escape. O acréscimo de temperatura do ar depende não somente do decréscimo da temperatura dos gases de escape, mas também do método utilizado para a recuperação de entalpia e sua eficiência. A economia de combustível não se restringe apenas ao valor de compra do combustível em si, mas também serão amenizados gastos com transporte, armazenagem e aquecimento entre outros, não mensurados nesses cálculos, o que tornaria a economia ainda maior.

É necessário lembrar que os valores são próximos aos valores máximos de economia de combustível disponíveis para cada caso. Contudo, acredita-se que os valores reais não serão menores do que 85% dos valores apresentados.

De modo geral, a quantidade de calor trocada é limitada pelas temperaturas e materiais envolvidos na construção do equipamento. Nos últimos anos grandes avanços têm sido feitos no projeto e materiais de trocadores de calor. Novos materiais cerâmicos e ligas metálicas têm tornado possível estender consideravelmente a faixa de aplicação de recuperadores térmicos. Contudo, o custo

de alguns desses novos materiais para trocadores de calor a altas temperaturas são bastante altos. Dessa forma a escolha da quantidade de calor a ser recuperada é uma decisão puramente econômica. A figura 2 ilustra o grau de sofisticação é economicamente aceitável em termos de economia de combustível para trocadores de calor com escoamentos concorrentes e em contracorrente. No eixo vertical tem-se uma variável de ordem financeira, onde são levados em consideração o capital e os custos de manutenção de cada tipo de trocador, considerando que estes custos são proporcionais às suas áreas de troca de calor. No eixo horizontal tem-se a efetividade do processo de troca, que é a relação entre a quantidade de calor trocada e a máxima troca de calor possível. Nesta figura podemos encontrar uma faixa de alta efetividade e outra de baixo custo.

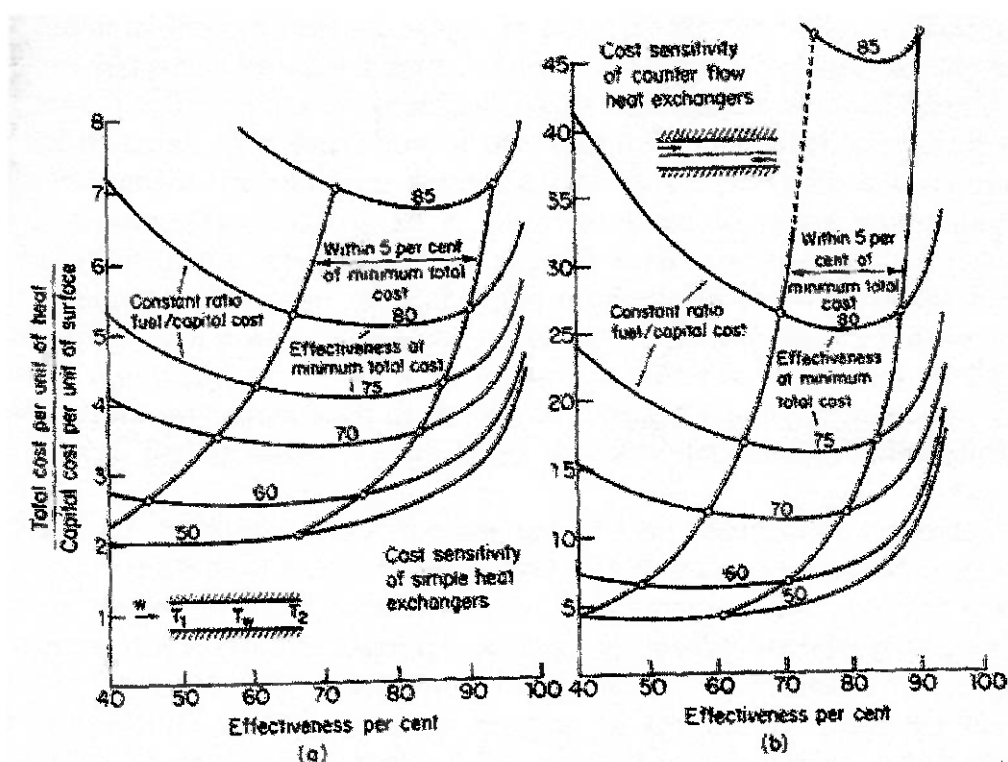


Figura 2. Efetividade x Custo de trocadores de calor concorrente e contra-corrente

Outra figura importante é a figura 3, que mostra a porcentagem de economia de combustível em função da temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão e da temperatura da câmara.

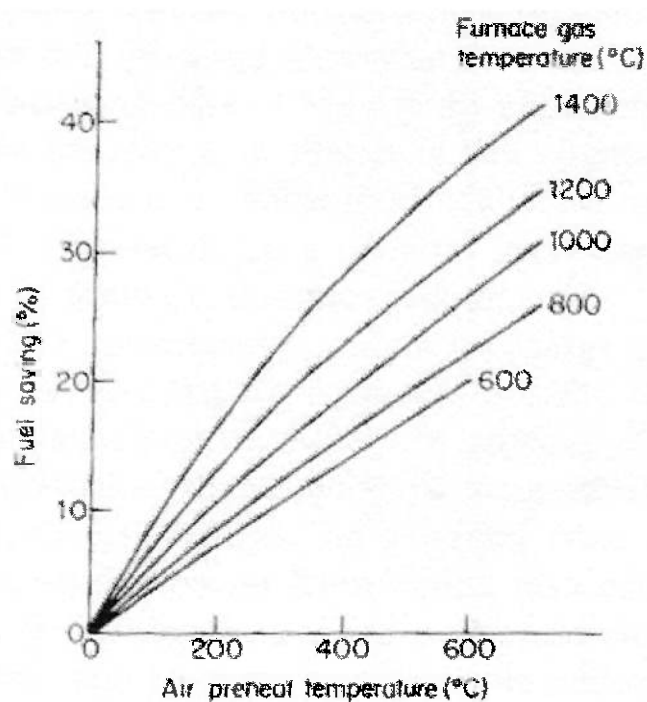


Figura 3. Economia de combustível x Temperatura de pré-aquecimento do ar e Temperatura da Câmara

Tanto a figura 2 quanto a figura 3 confirmam a consistência dos cálculos realizados acima.

Devido ao fato dos investimentos necessários para o projeto e construção de novos queimadores do tipo regenerativo para vazões de combustível de até 100 kg/h estarem por volta de R\$50.000,00, dependendo de sua concepção e materiais empregados, a migração para o sistema regenerativo é seguramente viável.

PROPOSIÇÃO DE ALTERNATIVAS

Nesta seção serão propostas soluções que visem a regeneração de calor para queimadores com vazões de até 100 kg/h de óleo.

Após pesquisa bibliográfica e proposições de alternativas utilizando o processo de *brainstorming*, as seguintes soluções foram escolhidas para serem analisadas:

- Solução 1 – Sistema com trocador de calor por convecção na chaminé;
- Solução 2 – Sistema com trocador de calor de tubos coaxiais na chaminé;
- Solução 3 – Sistema com trocador de calor coaxial com tubos aletados;
- Solução 4 – Sistema com trocador de calor no corpo do queimador;
- Solução 5 – Queimador regenerativo com mistura.

Cada solução será descrita e analisada separadamente para que seja possível uma futura escolha do melhor método a ser desenvolvido detalhadamente.

Para as quatro primeiras soluções a entalpia dos gases de escape, que seria desperdiçada, é reintroduzida no forno através da transferência de calor dos gases para o ar de combustão. Esta transferência de calor ocorre sem o contato entre o fluido quente (gases) e fluido frio (ar de combustão), sendo que os equipamentos utilizados são basicamente trocadores de calor com diferentes configurações. Na figura 4, abaixo, são apresentados alguns esquemas que ilustram diferentes possibilidades construtivas para este tipo de equipamento.

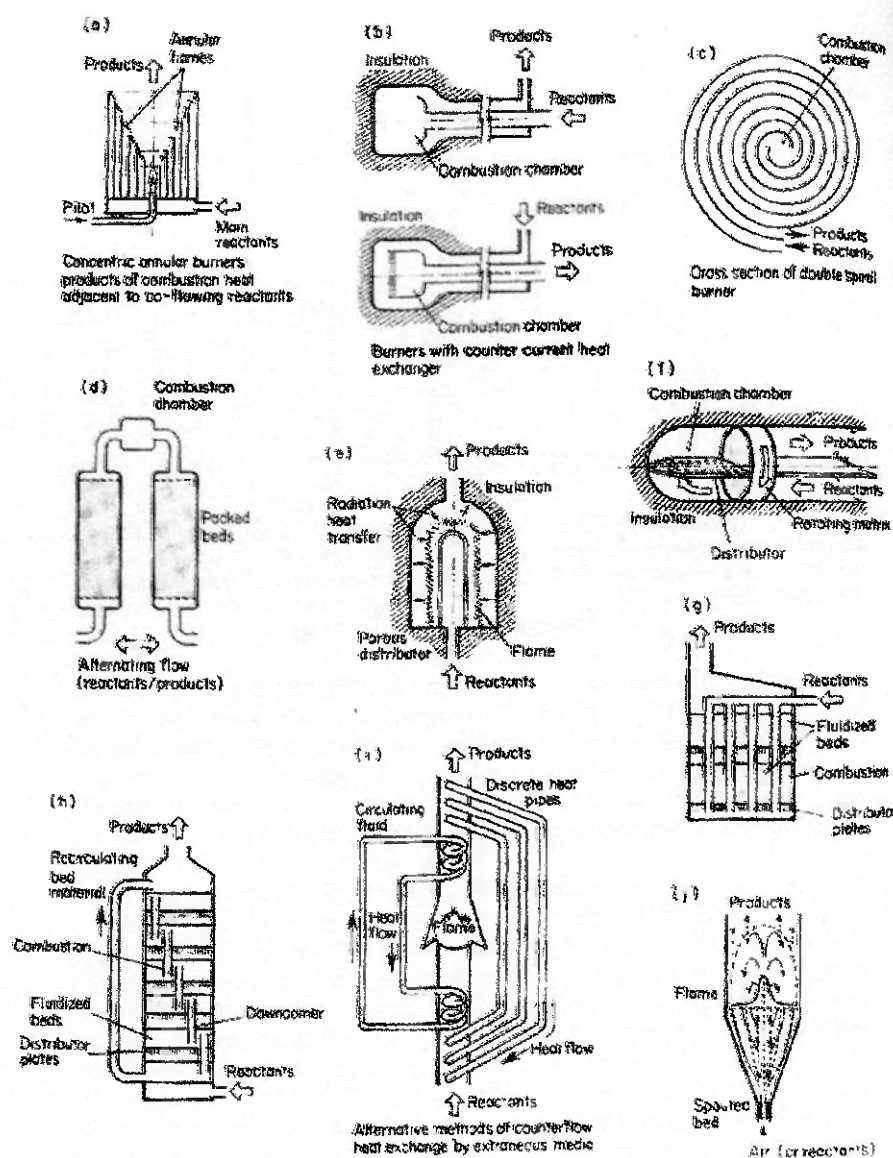


Fig. 3.3 Various systems for heat recirculating combustors (adapted from Reference 3.22). Reproduced with permission.

Figura 4. Algumas configurações possíveis para queimadores regenerativos sem mistura

Já para a solução 5 será realizada uma substituição de parte do excesso de ar por gases de escape do forno, de modo a diminuir a necessidade de injeção de energia via combustível.

É importante lembrar que para qualquer solução que venha a ser adotada será necessária a substituição do queimador existente. Isto porque a densidade do ar

diminui com o acréscimo da temperatura. Dessa forma, mantendo o queimador atual, as velocidades no corpo do queimador e na cabeça de queima seriam elevadas, ocasionando valores de perda de carga excessivos.

É necessário ressaltar que serão utilizados métodos para a prevenção de NO_x de forma a adequar as emissões deste composto a valores aceitáveis dentro da legislação brasileira. Cada vez mais é importante a conscientização do setor industrial brasileiro para o problema ambiental, no qual vêm sendo estipuladas leis cada vez mais rígidas de controle de emissões.

Para o controle de NO_x , facilmente formado às temperaturas de chama alcançadas com pré-aquecimento do ar de combustão, será utilizado o conceito de combustão estagiada. Esta manobra consiste em deixar a região de combustão com índices de ar sub-estequiométricos, de forma a limitar a quantidade de oxigênio livre para a combinação com o nitrogênio. A utilização deste artifício também reduziria a temperatura de chama, dificultando ainda mais a formação deste composto. Num segundo momento, o restante de ar necessário para a combustão completa do combustível, com um eventual excesso de ar, seria inserido no forno, formando uma segunda região de chama, minimizando assim a emissão de CO e material particulado não queimado.

A seguir as soluções propostas serão detalhadas e analisadas.

Solução 1: Sistema com trocador de calor por convecção na chaminé

Existem diversos tipos de trocadores de calor convectivos para fluidos em fase gasosa. Podemos destacar os tipos mais importantes:

- trocador de placas com correntes cruzadas com passes simples ou múltiplos;
- trocador de tubos aletados com correntes cruzadas com passes simples ou múltiplos;
- trocador de tubos coaxiais em contracorrente;
- trocador de tubos coaxiais com correntes paralelas.

Cada tipo de trocador descrito acima possui vantagens e desvantagens. Os trocadores de placas, apesar de apresentar uma eficiência no processo de troca de calor bastante alta comparativamente com os outros tipos, apresentam uma perda de carga relativamente elevada no circuito de gases, o que de certa forma impossibilita o seu uso, pois a tiragem destes gases é realizada por uma chaminé, que não propicia variações elevadas de pressão. Poderia-se utilizar para solucionar este problema um ejeter para extrair os gases do forno, contudo isto encareceria o custo da instalação.

Os trocadores de calor de tubos axiais tanto concorrentes quanto em contra-corrente são caracterizados por possuírem um baixo coeficiente global de troca de calor, sobretudo para gases. Assim seriam necessários em última análise, grandes comprimentos de tubos para compensar a baixa eficiência por comprimento. Contudo este trocador é de construção relativamente simples e barata.

Dentre os modelos citados, foi escolhido para estudo o trocador de calor de tubos aletados, pois possui um coeficiente de troca de calor razoável, com construção não muito complexa e cara, sobretudo porque existem tubos aletados comercialmente fabricados especialmente para este fim. Além disso, a perda de carga no circuito de gases é relativamente pequena, sem a necessidade de equipamentos adicionais.

A figura 5 ilustra esquematicamente esta alternativa.

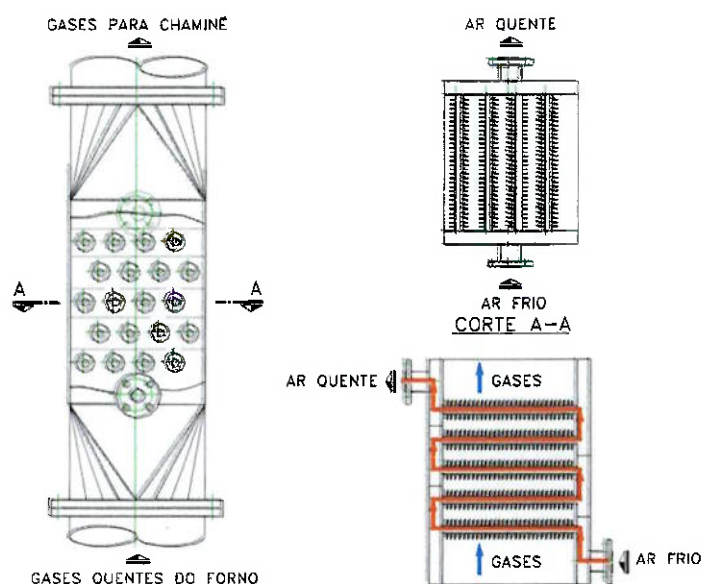


Figura 5. Trocador de calor de tubos aletados na chaminé

Nesta configuração, tem-se um trocador de calor localizado no circuito de gases quentes, entre a saída do forno e a chaminé. Este trocador é constituído de tubos aletados em escoamento cruzado com os gases de combustão. As aletas ajudam a aumentar a eficiência do processo, visto que aumentam significativamente a área de troca térmica. A seção transversal do trocador é retangular, para facilitar o arranjo do banco de tubos. Para adaptar o trocador de calor na chaminé, são utilizadas duas transições, uma a montante e outra a jusante do equipamento, fixada por meio de flanges.

De cada lado do trocador existem chicanas que direcionam o fluxo de ar de combustão de um lado a outro, fazendo com que este efetue diversos passes pelo fluxo de gases.

A fabricação deste queimador é relativamente complexa, visto que a parte de caldeiraria envolvida necessita passar por muitos processos de soldagem e ajuste de chapas. Contudo não existem formas e superfícies muito irregulares, o que encareceria demasiadamente o projeto. Devido às elevadas temperaturas envolvidas, por volta de 700°C para os gases, o material utilizado deve ser termicamente resistente, como por exemplo, um aço inoxidável. Estes dois fatores contribuem para o encarecimento tanto do projeto quanto da construção deste equipamento.

A manutenção deste equipamento pode ser um tanto freqüente, pois podem ocorrer incrustações de material sólido arrastado pelos gases de combustão entre as aletas dos tubos. Devido às altas temperaturas envolvidas, tensões resultantes de dilatação térmica podem causar trincas e danos às soldas, podendo comprometer o funcionamento e segurança do equipamento. Além disso, podem ocorrer ainda deformações consideráveis nos tubos.

Esta solução apresenta uma elevada perda de carga no sistema de alimentação do ar de combustão. Desta forma deve-se utilizar um ventilador que forneça a pressão necessária, maior do que a requerida nas condições atuais de operação. Porém, a perda de carga introduzida por este sistema no circuito dos gases de combustão é bastante baixa, sem a necessidade da inclusão de equipamentos adicionais.

As temperaturas atingidas neste processo de pré-aquecimento são bastante elevadas (de acordo com os valores desejados), garantindo economia significativa de combustível.

Solução 2 – Sistema com trocador de calor de tubos coaxiais na chaminé.

A figura 6 ilustra esquematicamente esta solução.

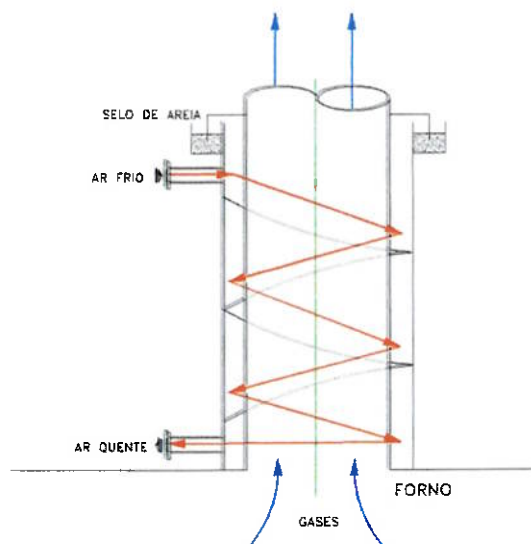


Figura 6. Trocador de calor de tubos coaxiais na chaminé.

Nesta configuração os gases de combustão escoam por dentro de um tubo cilíndrico e aquecem o ar que circula numa camisa no espaço anular formado pelo tubo de escape de gases e um outro tubo mais externo. Nesse canal temos defletores que conduzem o ar de forma helicoidal em torno da chaminé com o objetivo de aumentar significativamente a velocidade e aumentar ligeiramente a área efetiva de troca – os defletores funcionam como aletas. Dessa forma o coeficiente de película e conseqüentemente as taxas de troca de calor são otimizadas.

Devido a problemas de dilatação térmica, deve-se instalar um selo de areia ou água no circuito de ar. Este equipamento é necessário, pois a chaminé e a camisa de ar sofrem dilatações lineares diferentes, por causa das diferentes temperaturas envolvidas.

Esta configuração também apresenta a vantagem de ser simples, e por isso facilmente fabricada. Isto tornaria o projeto barato.

Esta chaminé deve ser termicamente isolada, para evitar trocas térmicas com o ambiente, o que para diâmetros grandes tornaria esta solução mais cara, anulando a vantagem de um baixo custo de fabricação.

Devido às áreas de passagem de gases e ar serem bastante amplas, a incrustação de materiais sólidos nas superfícies de troca fica reduzida. Isto faz com que as manutenções sejam baratas e espaçadas.

Desta forma pode-se pré-aquecer o ar de combustão aos níveis desejados, o que diminui o consumo específico do forno, como já calculado anteriormente.

Solução 3 – Sistema com trocador de calor coaxial com tubos aletados.

Esta solução seria basicamente um sistema híbrido entre as duas primeiras soluções apresentadas, de forma a aproveitar as melhores características de cada uma.

Seria constituído de um banco de tubos aletados na chaminé, que estaria envolta por uma camisa de ar. Na região dos tubos aletados a chaminé sofreria um estrangulamento de forma a aumentar o coeficiente de troca de calor convectivo. Contudo, esta restrição de área não poderia ser demasiada, de forma a evitar um aumento significativo dos valores de perda de carga para o circuito de gases.

A construção deste trocador é mais complexa do que os dois modelos apresentados anteriormente, devido aos fatos complicadores de cada um dos modelos estarem agregados. Assim, o investimento inicial necessário seria maior. Contudo o comprimento do trocador de calor seria menor, barateando os custos de fabricação.

A manutenção teria a mesma frequência do trocador de calor de tubos aletados, devido ao fato da construção e dos problemas apresentados serem semelhantes.

Os valores de pré-aquecimento de ar seriam bastante elevados, caracterizando uma economia de combustível compatível com a prevista no estudo de viabilidade.

Solução 4 – Sistema com trocador de calor no corpo do queimador

A figura 7 ilustra esquematicamente esta alternativa.

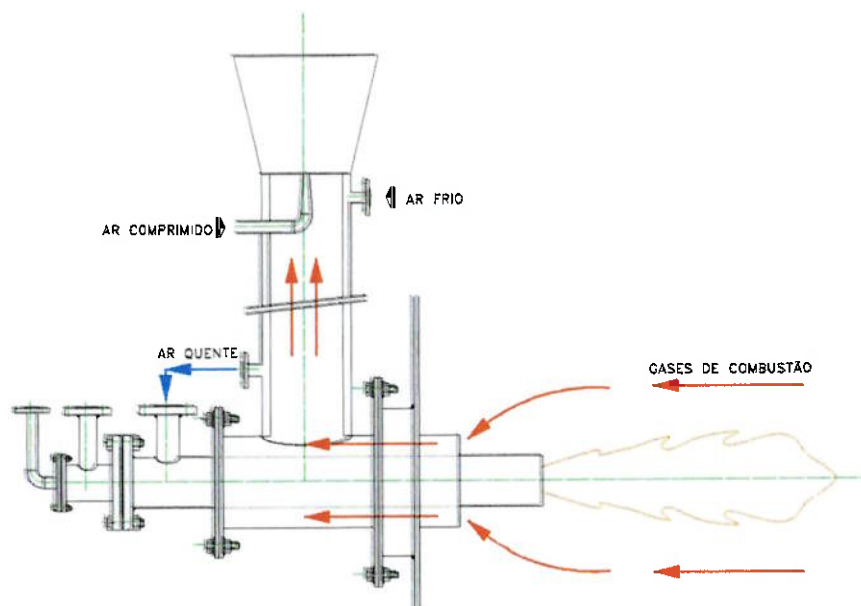


Figura 7. Sistema com trocador de calor no corpo do queimador.

Esta configuração se assemelha bastante às soluções 1, 2 e 3 descritas anteriormente, onde trocadores de calor ficavam alojados na chaminé com o objetivo de pré-aquecer o ar de combustão. A principal diferença entre esta solução e as supracitadas é que um trocador de calor em contracorrente faz parte do próprio queimador. Este trocador proporciona o pré-aquecimento do ar de combustão, que é responsável pela diminuição do consumo específico do forno. Serão utilizados de artifícios que aumentam o coeficiente global de troca de calor, como chicanas direcionadoras de fluxo, proporcionando rotação e aumento das velocidades envolvidas.

No queimador é instalada uma chaminé, que será responsável pela exaustão dos gases do forno, devendo-se obstruir permanentemente a chaminé existente. A tiragem do forno poderá ser auxiliada por meio de um ejetor de ar comprimido, que estará localizado dentro da chaminé do queimador. O ejetor acelerará os gases de combustão com a injeção de ar comprimido a alta velocidade, o que diminuirá a pressão a montante do mesmo.

Com a utilização do ejetor, haverá um consumo maior de energia elétrica em relação à instalação atual. Não haverá necessidade de um controle muito rígido, sendo este composto basicamente por válvulas de bloqueio e controle de fluxo.

Os custos de projeto e de fabricação são intermediários em relação às outras alternativas apresentadas. Isto ocorre porque, apesar do projeto ser simples, não envolvendo a utilização de muitas peças usinadas ou de geometria complexa, o mesmo deve ser fabricado com materiais resistentes a altas temperaturas.

Esta instalação não apresenta necessidade de manutenção freqüente, pois as áreas de passagem dos gases são amplas, dificultando a deposição de material particulado.

A eficiência deste equipamento é bastante elevada, sendo que a capacidade de diminuição do consumo específico é alta em relação às outras alternativas apresentadas neste estudo.

A localização da chaminé junto ao queimador pode ocasionar problemas no processo, se os gases não atingirem a extremidade do forno oposta ao queimador. Isto poderia comprometer as propriedades desejadas no aço.

O sistema apresenta a grande vantagem de ser modular, o que facilita a sua instalação e minimiza os gastos com modificações da configuração atual.

Solução 5 – Queimador regenerativo com mistura

A figura 8 ilustra esquematicamente esta alternativa.

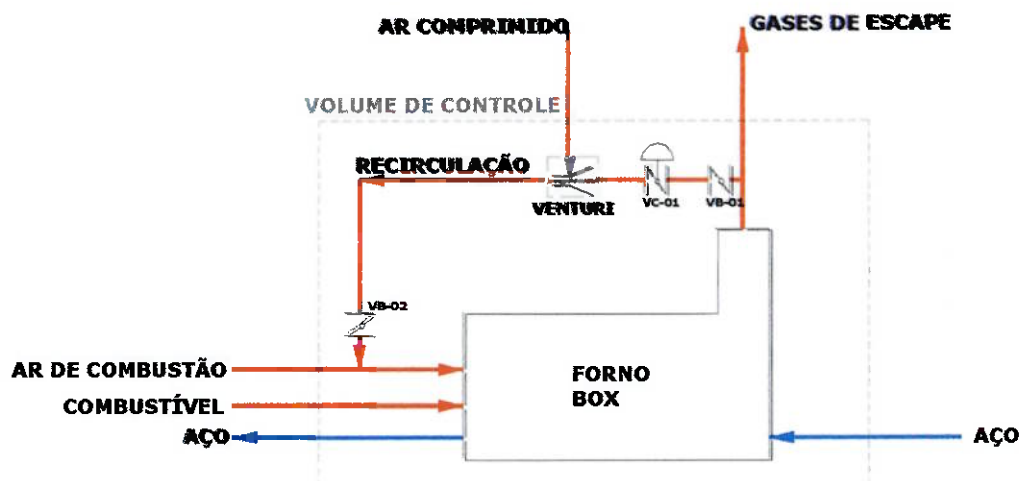


Figura 8. Sistema com recirculação de gases de combustão.

Na chaminé do forno será conectada um duto para a recirculação de parte dos gases de combustão. Esta tubulação deverá ser isolada termicamente para diminuir as trocas térmicas com o ambiente e prevenir acidentes. Em cada extremidade do duto de recirculação deverão ser instaladas válvulas de bloqueio manual (VB-01 e VB-02). Estas válvulas servirão para desconectar o duto na necessidade de manutenção. Uma válvula tipo borboleta (VC-01) será responsável pela regulação da quantidade de gases que será recirculada no processo. Após esta válvula haverá a introdução de ar comprimido através de um bocal, que irá acelerar e promover a sucção dos gases, por conservação da quantidade de movimento. Estes serão misturados com ar frio na sucção do ventilador do ar de combustão.

Nesta configuração parte do excesso de ar será substituída por gases quentes recirculados da chaminé, diminuindo a massa de ar frio que entra no sistema. Dessa forma será necessária uma menor energia proveniente do combustível, a qual seria responsável pelo aquecimento deste excesso de ar. Mantendo o volume total de gases, parâmetros de controle de chama como forma, turbulência e outras condições aerodinâmicas não seriam alteradas.

A complexidade desta solução é relativamente baixa, pois não envolve peças de difícil usinagem, tampouco materiais especiais. Dessa forma o custo de fabricação também fica reduzido, a menos do ventilador de alimentação do ar de combustão, o qual deverá suportar temperaturas de até 250°C. A necessidade de manutenções se torna baixa, e quando necessária ocorre de maneira simples e rápida, bastando apenas desconectar o duto de recirculação do circuito de gases.

A utilização de ar comprimido na linha de realimentação acarretará maiores gastos com energia elétrica nos compressores de ar.

Um dos problemas com este tipo de configuração é que o volume de gases que entram no forno aumenta, mas somente parte deles será efetivamente utilizada na queima. Devido à diluição do ar de combustão, o teor de oxigênio diminui, dificultando a queima do combustível.

A temperatura de pré-aquecimento do ar é limitada pelo volume de gases recirculados no forno, o qual depende da abertura da válvula de controle. Para uma recirculação de 30% do volume de gases da saída do forno, a temperatura máxima atingida pelo ar de combustão é aproximadamente 240°C.

Outro problema é que, com o reaquecimento do CO₂, pode haver dissociação do mesmo, aumentando o teor de CO e diminuindo a temperatura adiabática de chama. O aumento das emissões de CO para o ambiente pode ultrapassar valores máximos estipulados pelos órgãos ambientais responsáveis.

ESCOLHA DA SOLUÇÃO

A escolha da solução será baseada nos resultados obtidos através de uma matriz de decisão. Foram analisados os parâmetros que mais influenciariam na escolha da solução. Abaixo serão discutidos os parâmetros relevantes do projeto.

Custo de fabricação

Neste item foram analisados os custos de fabricação envolvidos na construção de cada solução. Foram analisados custos de projeto, das matérias-primas, dos processos de fabricação e de mão-de-obra especializada.

Custo de manutenção

Sob este aspecto foram analisadas tanto as frequências, quanto o valor gasto para limpeza ou substituição de peças. Fatores como lucros cessantes durante o tempo de parada para manutenção também foram considerados.

Complexidade

A complexidade do sistema envolve a quantidade de alterações a serem feitas no sistema atual, o número de equipamentos adicionais, as exigências de controle do sistema, etc. A complexidade de cada solução está diretamente relacionada aos custos de projeto, fabricação e manutenção.

Economia de combustível

Neste item será avaliada a capacidade máxima de economia de combustível possível em cada uma das soluções propostas, visto que cada uma delas possui limitações quanto à temperatura de pré-aquecimento do ar e conseqüente redução do consumo de combustível.

Gastos extras

Este item envolve gastos decorrentes das novas configurações e dos equipamentos adicionais, e também o gasto que os mesmos representam para a operação global, tais

como aumento do consumo de energia elétrica, tempo para instalação do novo equipamento (e conseqüente perda de produção), etc.

Analizando as soluções propostas segundo os critérios descritos acima, gerou-se uma matriz de decisão. Cada um dos critérios recebeu um peso, de acordo com sua importância na execução do projeto.

Tabela 5. Matriz de Decisão

Matriz de Decisão						
Parâmetros	Pesos	Solução 1	Solução 2	Solução 3	Solução 4	Solução 5
Custo de Fabricação	4	3	4	2	4	5
Manutenção	3	2	4	2	3	5
Complexidade	3	3	4	2	4	5
Gastos Extras	2	3	4	3	4	2
Economia de Combustível	5	3	4	5	5	1
TOTAL		48	68	51	70	59

De acordo com os resultados obtidos na Matriz de Decisão, tanto a solução 2 como a 4 podem ser escolhidas. Isto se deve ao fato dos valores atribuídos a cada solução num dado critério serem de natureza subjetiva. Desta forma, uma análise mais criteriosa destas duas soluções foi feita, com o objetivo de escolher qual delas seria mais atrativa sob o ponto de vista comercial.

Foram analisados os seguintes parâmetros:

- Facilidade de instalação
- Manuseio
- Dimensões gerais
- Peso
- Modificações na instalação atual

– Preço total

Apesar da solução 2 ser pouco mais vantajosa do ponto de vista financeiro, a solução 4 mostrou-se melhor em todos os outros critérios. Assim, a solução escolhida para detalhamento nas próximas etapas deste projeto é a *Solução 4 – Sistema com trocador de calor no corpo do queimador*.

PARÂMETROS PRELIMINARES DE PROJETO

Abaixo serão apresentados os valores e as faixas de operação assumidas para a estimativa inicial das características geométricas e de processo do novo sistema de combustão.

Valores Preliminares Assumidos

Regime de Operação

Horas trabalhadas por dia	18 h/dia
Dias trabalhados no mês	25 dias/mês
Meses trabalhados no ano	12 meses/ano
Horas trabalhadas no ano	5400 horas/ano

Condições Ambiente

Temperatura Ambiente:	25 °C
Pressão Local:	695 mmHg
Umidade Absoluta:	0,010 kg H ₂ O / kg ar seco
Composição do Ar Atmosférico (base molar seca)	
O ₂	21%
N ₂	79%

Forno Box

Pressão máxima no interior do forno:	-2 mmca
Dimensões Principais:	
Comprimento:	6.0 m
Profundidade:	2.5 m

Altura: 2.0 m

Trocador de Calor na Chaminé

Dimensões máximas: 3,0 x 0,8 x 0,5 m

Máxima temperatura da chapa externa: 120°C

Aço

Produção do Forno: 1750 kg/h

Temperatura de Entrada: 40 °C

Temperatura de Saída: 1200 °C

Calor Específico Médio do Aço (a 612,5 °C): 0,805 kJ/kg °C

Combustível

Tipo de Combustível Óleo Combustível 1A

PCI 39784 kJ/kg

Temperatura do Combustível 125 °C

Composição do Combustível (base molar úmida)

C 86,5%

H 10,8%

S 2,7%

Cinzas 0,0%

Combustão

Excesso de Ar 20%

Temperatura do Ar de Combustão de 175 a 300°C

Temperatura dos Gases de Escape

de 400 a 500°C

MODELO FÍSICO

Esquema representativo

Abaixo se encontra o modelo físico preliminar que representa a solução escolhida:

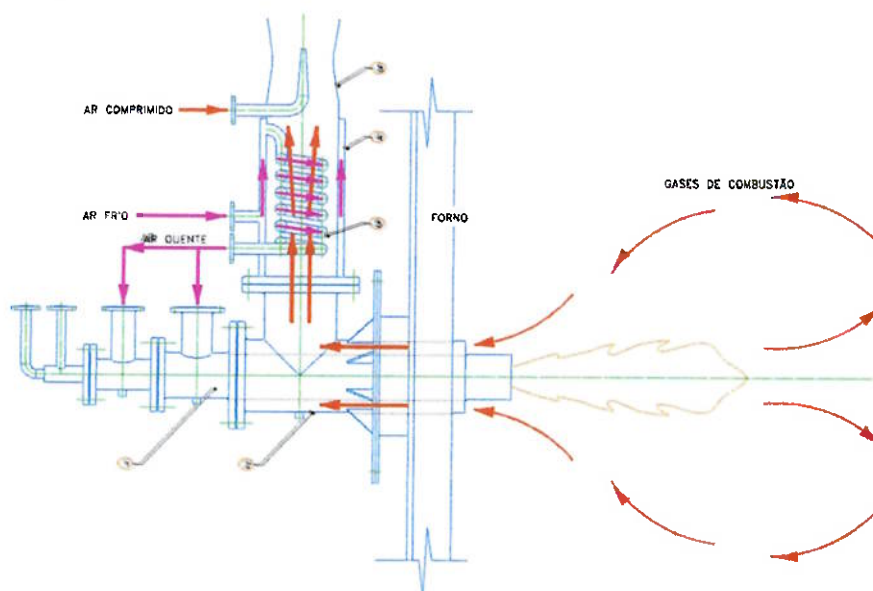


Figura 9. Desenho esquemático da solução escolhida.

Descrição do funcionamento

O modelo físico adotado para os cálculos está representado esquematicamente no item anterior. Este modelo é semelhante ao modelo apresentado na *Solução 4* na proposição de alternativas. A principal diferença é que foi incorporado à idéia inicial um passe adicional de aquecimento do ar no interior de uma helicoidal por dentro do circuito de gases. Este tipo de trocador de calor é especialmente melhor utilizado em casos onde o espaço é restrito, impossibilitando a utilização de tubos retos; onde os fluxos dos fluidos são relativamente baixos, e o uso de um trocador casco e tubos se tornaria uma solução inviável, devido aos baixos coeficientes de troca de calor e onde a perda de carga em um dos fluidos deve ser limitada a um certo valor. Dessa forma, utilizando-se um trocador de calor convectivo helicoidal por dentro da chaminé pode-se aproveitar melhor a troca de calor convectiva, aumentando o coeficiente global de troca de calor, tornando assim o trocador mais compacto e

eficiente. Além disso, pode-se manter baixos os valores de perda de carga no circuito de gases, minimizando a utilização de ar comprimido no ejetor, ou até mesmo eliminando este artifício utilizado para a exaustão dos gases.

O corpo do equipamento será fabricado com tubos e acessórios de aço carbono e aço inoxidável nas regiões onde temperaturas mais elevadas são atingidas. As juntas serão soldadas ou flangeadas para facilitar a desmontagem e manutenção.

O sistema é formado basicamente pelas seguintes peças:

Queimador (Peça 1)

Tem por função conduzir o combustível e o ar de combustão para dentro do forno e adequar a velocidade de injeção, através da utilização de ressaltos ou rebaixos na extremidade de saída da cabeça de queima. Deve também ser capaz de oferecer uma mínima regulação de chama. O queimador será construído com tubos e acessórios de aço inoxidável soldados. As partes constituintes do queimador serão flangeadas entre si, assim como o queimador no forno.

Camisa de Saída de Gases (Peça 2)

Peça externa ao queimador por onde escoarão os gases de escape do forno até a base da chaminé. Fabricado em aço inoxidável e revestido internamente com concreto refratário para evitar que as partes metálicas fiquem submetidas a temperaturas extremamente altas.

Chaminé (Peça 3)

Conduz os gases de escape do forno, desde a camisa de saída de gases até a atmosfera. Construída em aço inoxidável. Faz parte do trocador de calor. Em sua extremidade superior poderá ser instalado um ejetor para auxiliar a tiragem dos gases do forno, de modo a manter a pressão em seu interior sempre ligeiramente negativa. Desta forma será evitado que o equipamento se danifique, além de prevenir possíveis acidentes na operação do forno em pressão positiva (situação na qual podem ocorrer vazamentos de gases quentes do interior do forno).

Camisa externa de ar frio (Peça 4)

Tubo externo à chaminé, responsável por conduzir o ar através da região anular formada entre os dois tubos. Configura-se assim um primeiro passe de troca de calor concorrente entre os gases de escape e o ar frio. Fabricada em aço carbono.

Helicóide de ar (Peça 5)

Responsável por conduzir o ar por dentro da chaminé, configurando o segundo passe de troca de calor em escoamento cruzado e contracorrente. Construída em tubos de aço inoxidável.

Os gases de escape saem do forno através da região anular formada entre a camisa de saída de gases e o tubo externo do queimador. Então, entram na chaminé e são expelidos para a atmosfera. O ar de combustão é injetado na parte inferior da camisa externa de ar frio e realiza um passe de troca de calor concorrente ao ascender por este tubo. Dessa forma, também, o ar ascendente resfria a superfície metálica externa do equipamento. Na extremidade superior o ar passa para dentro dos tubos da helicóide de ar e descreve o segundo passe de troca de calor. Na base da chaminé o ar aquecido é coletado e direcionado para as entradas de ar do queimador. O sistema será concebido de forma que a maior perda de carga esteja no circuito de ar de combustão, já que este poderá ser suprido por um ventilador de média ou alta pressão.

Hipóteses Assumidas

Nesta seção serão enumeradas as hipóteses simplificadoras e as condições de contorno assumidas para o dimensionamento do equipamento.

- As energias cinética e potencial dos fluidos não serão consideradas na fronteira do volume de controle, visto que representam uma parcela desprezível no balanço energético total;
- O forno e os dutos são isolados termicamente. Assim as trocas de calor com o ambiente são desprezíveis;

- Com a modificação da localização da chaminé, assume-se que o comprimento de chama não será alterado, nem as características da troca de calor com o aço. Isto não será verificado, pois envolveria simulações matemáticas complexas e demoradas, que não fazem parte do escopo deste trabalho;
- O sistema opera em regime permanente, e os efeitos transitórios podem ser desprezados;
- As propriedades dos fluidos e materiais numa dada seção transversal do equipamento podem ser consideradas constantes;
- Não há transferência de calor no sentido longitudinal do trocador;
- A troca de calor por condução nos tubos pode ser desprezada. Considerando-se um tubo de aço com escoamento externo de gases de combustão a 700°C e interno de ar a 250°C , ambos turbulentos, pode-se verificar que para uma mesma área, os coeficientes convectivos de troca de calor variam em torno de $10\text{W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$, a espessura da parede em torno de 5mm e condutividade térmica em torno de $20\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$. Desta forma, a condução representa apenas 0,25% da resistência térmica total, e portanto pode ser desprezada sem comprometer os resultados.

MODELO MATEMÁTICO

Para a realização dos cálculos necessários para a determinação das dimensões principais do trocador de calor, as diversas partes serão simplificadas de acordo com as hipóteses assumidas no item anterior de forma a se adequarem aos modelos matemáticos de troca de calor disponíveis.

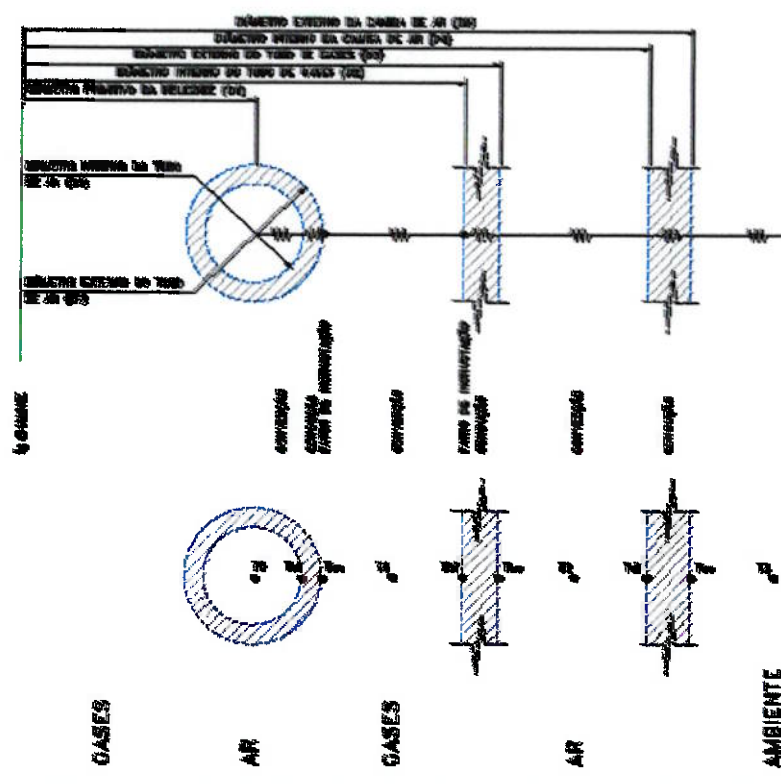


Figura 10. Sistema elétrico equivalente

As forças centrífugas em um fluido escoando através de um tubo curvado causam escoamentos secundários que formam um par de vórtices simétricos das extremidades para o centro do tubo. A combinação dos escoamentos principal e secundário cria um modelo de escoamento onde a velocidade máxima ocorre do centro para as extremidades. Assim, o escoamento secundário gera um transporte de fluido na seção transversal. Este transporte convectivo adicional aumenta a troca de calor e a perda de carga quando comparado ao mesmo escoamento em um trecho de tubo reto. A intensidade do escoamento secundário varia proporcionalmente com a

curvatura relativa, definida como sendo a relação entre o diâmetro interno do tubo da helicóide e o diâmetro primitivo desta.

Assim, utilizou-se os modelos matemáticos descritos na bibliografia para o cálculo do trocador de calor.

Modelagem do trocador

O primeiro passo para a modelagem do trocador de calor foi a determinação dos coeficientes de película dos diferentes escoamentos (helicóide, tubo de gases e camisa de ar), além do coeficiente de película para a convecção natural da superfície externa da chaminé para o ambiente.

Algumas equações são gerais e foram utilizadas para as três áreas supracitadas. São elas:

$$\rho = \frac{M \cdot P}{R \cdot T}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_{hidráulico}}{\mu}$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_{hidráulico}}$$

Para a helicóide foram utilizadas as equações abaixo:

$$Nu_{la\ min\ ar} = 3,65 + 0,08 \cdot \left[1 + 0,8 \cdot \left(\frac{D}{D_H} \right)^{0,9} \right] \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,14} - Schmidt$$

onde

$$m = 0,5 + 0,2930 \cdot \left(\frac{D}{D_H} \right)^{0,194}$$

$$Nu_{turbulento} = \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_t}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,14} - \text{Gnielinski}$$

onde

$$f_t = \left[\frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 \cdot \left(\frac{D}{D_H}\right)^{0,5} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,27} - \text{Mishra e Gupta}$$

Para o duto de gases foram utilizadas as seguintes equações:

$$L = N \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot D_H}{2}\right)^2 + p^2}$$

$$V_H = \frac{\pi}{4} \cdot d_0^2 \cdot L$$

$$V_G = \frac{\pi}{4} \cdot C^2 \cdot p \cdot N$$

$$V_D = V_G - V_H$$

$$D_e = \frac{4 \cdot V_D}{\pi \cdot d_0 \cdot L}$$

A partir deste diâmetro equivalente podemos calcular os coeficientes de película utilizando uma das equações abaixo:

Para $50 < Re < 10000$

$$h_0 = \frac{0,6 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,31} \cdot k}{D_e}$$

Para $Re > 10000$

$$h_0 = \frac{0,36 \cdot \text{Re}^{0,55} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \cdot k}{D_e}$$

A seguir está ilustrado o esquema em corte deste conjunto. A nomenclatura das equações acima está coerente com a indicada na ilustração.

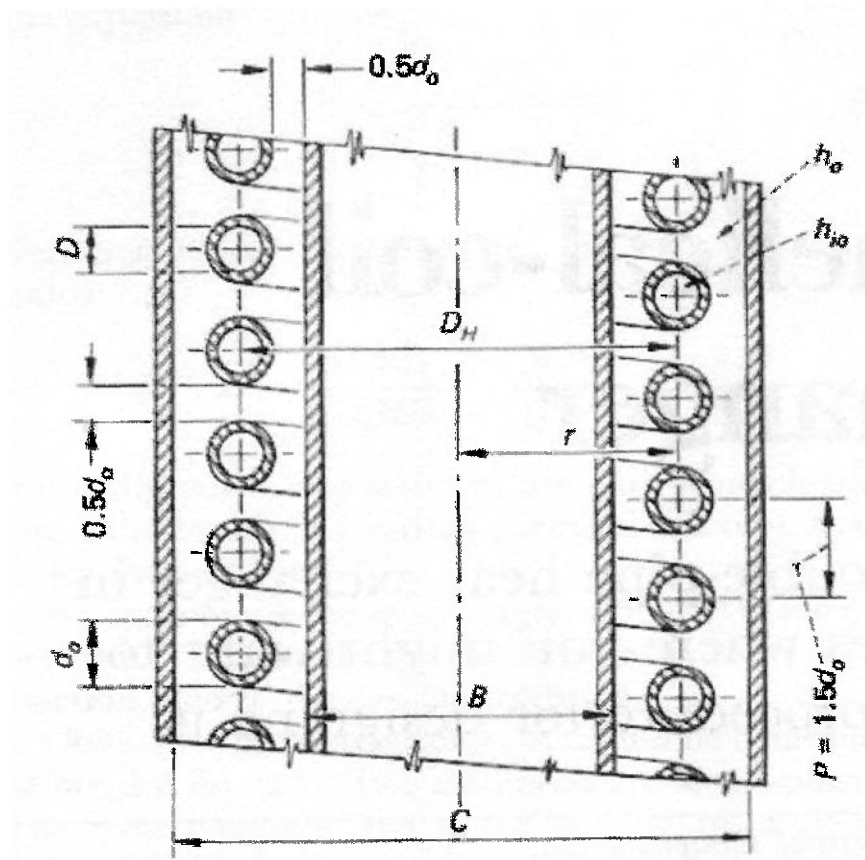


Figura 11. Esquema em corte do conjunto helicóide - duto de gases

Para a camisa de ar foram utilizadas as seguintes equações:

$$Nu_{la\ min\ ar} = 4,36 + \frac{0,0668 \cdot \frac{D}{L} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 0,04 \cdot \left[\left(\frac{D}{L} \right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \right]^{2/3}}, \text{ válida para } \text{Pr} \geq 0,6$$

$$Nu_{turbulento} = \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_t}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad - \text{Gnielinski}$$

$$f_t = \frac{1}{(0,79 \cdot \ln_{10} Re - 1,64)^2}, \text{ válida para } 0,5 < Pr < 2000 \text{ e } 2300 < Re < 5 \cdot 10^6$$

Para o cálculo do calor trocado pela superfície externa da camisa de ar com o ambiente foram utilizadas as seguintes equações:

A condição para a validade das correlações a seguir é $\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr^{0,25}}$. Se isto for

satisfeito, pode-se utilizar

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2}$$

$$\beta = \frac{2}{(T_w + T_\infty)}$$

$$Ra = \frac{Gr \cdot \nu}{\alpha}$$

Para $Ra > 10^9$

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad - \text{Churchill e Chu}$$

Para $0 < Ra < 10^9$

$$\overline{Nu} = 0,08 + \frac{0,67 \cdot Ra^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}}$$

Os valores de condutividade térmica, viscosidade cinemática, viscosidade dinâmica, Números de Prandtl e alfa foram obtidos a partir da interpolação de valores tabelados

encontrados na literatura. Para tal, foram elaboradas funções específicas para cada propriedade no programa Excel, utilizando macros elaboradas em Visual Basic. (Vide anexo D)

Para o cálculo da radiação emitida pelos gases de combustão foram utilizadas as seguintes equações:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_w + \varepsilon_c - \Delta\varepsilon$$

$$q_{liq} = A_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_s^4)$$

$$\alpha_w = C_w \cdot \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0,45} \cdot \varepsilon_w \left(T_s, p_w L_e \frac{T_s}{T_g} \right) \quad \text{para a absorptividade da água}$$

$$\alpha_c = C_c \cdot \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0,65} \cdot \varepsilon_c \left(T_s, p_c L_e \frac{T_s}{T_g} \right) \quad \text{para a absorptividade do CO}_2$$

$$\alpha_g = \alpha_w + \alpha_c - \Delta\alpha$$

Desta forma, tendo as equações que governam o processo, pode-se partir para o cálculo efetivo deste trocador. Para facilitar a modelagem o equipamento foi dividido longitudinalmente em seções, sendo que para cada uma delas foi efetuado um balanço térmico e de massa. A partir deste balanço, e sendo que os valores de saída da seção anterior são os valores de entrada da seguinte, consegue-se calcular a troca de calor trecho a trecho, o que proporciona resultados mais precisos.

É necessário ressaltar que as temperaturas das paredes não são conhecidas, mas podem ser estimadas de modo a zerar o balanço térmico em cada parede. (Vide anexo E).

Dimensionamento do Queimador

Para o dimensionamento do queimador foi considerada uma economia de 25% no consumo de combustível. Devido à carga instantânea do forno, este valor pode ser ligeiramente maior ou menor do que o de projeto. Assim a vazão de combustível considerada foi de 45 kg/h. A partir da estequiometria pode-se deduzir que a relação

ar/óleo é de 13,92 kg de ar úmido / kg de combustível, considerando uma combustão estequiométrica. Sendo que o excesso de ar é de 20%, a vazão mássica através do queimador é de 750 kg/h de ar atmosférico aquecido a 285°C e pressão de 1250 mmca (efetiva). Nessas condições a massa específica é de 0,639 kg/m³. Assim, a vazão pelo queimador é de 1174 m³/h.

O queimador será constituído por tubos concêntricos, com os diversos fluxos de ar, gases de escape e combustível escoando pela região anular formada entre dois tubos consecutivos. Do centro para a periferia, a sequência dos fluxos será a seguinte:

- Óleo combustível: a lança de nebulização existente será aproveitada. Isto porque o projeto de uma nova lança acarretaria em modificações no sistema de armazenamento, transporte e suprimento de óleo combustível, e até mesmo no sistema de nebulização utilizado. Para tanto será utilizado um tubo guia de 1.1/2" Sch.10, por onde será inserida a lança de nebulização existente.
- Ar tangencial: parcela correspondente a 25% do ar de combustão, podendo chegar a até 27,5%. É injetado a altas velocidades, com componentes de velocidade axial e radial, conferindo rotação ao fluxo de ar e aumentando a recirculação e a turbulência na raiz da chama.
- Ar axial: parcela correspondente a 35% do ar de combustão, podendo chegar a 38,5%. É injetado a altas velocidades com componentes de velocidade estritamente axiais, induzindo o ar secundário para dentro do forno e aumentando a recirculação externa.
- Ar secundário: parcela correspondente a 40% do ar de combustão, podendo chegar a 44%. É injetado a baixas velocidades com componentes de velocidades estritamente axiais. Será injetado a baixa velocidade para tornar a mistura com o combustível lenta. Além disso, o ar secundário será colocado no forno num ponto mais a frente da face do queimador para manter a região de ignição do combustível em níveis sub-estequiométricos. Através destes dois artifícios, as condições para formação de NO_x, estarão prejudicadas, tornando a

concentração deste composto nos gases de escape dentro dos níveis exigidos por lei.

- Gases de escape: parcela correspondente a 100% dos gases de escape. Será succionado pela chaminé a baixas velocidades (estritamente axiais) para manter a perda de carga no circuito de gases dentro de níveis aceitáveis.

Os diversos tubos do queimador foram escolhidos de modo a limitar a níveis aceitáveis a perda de carga no corpo do queimador sem, contudo, tornar o equipamento muito grande.

O sistema de suprimento de ar primário deverá ser capaz de suprir 660 m³/h (695mmHg, 25°C) de ar atmosférico a 2000 mmca (referido a massa específica de 1.2 kg/m³). Neste caso, como a vazão é muito baixa, a utilização de um ventilador centrífugo, passa a não ser a mais vantajosa. Isso porque máquinas deste tipo que trabalhem com esta pressão e vazão são mais caras que ventiladores de capacidade maior. Como alternativa poderá ser utilizado um soprador regenerativo a montante do trocador. São sopradores de pequeno porte, geralmente de múltiplos estágios que conseguem atingir pressões relativamente elevadas e vazões baixas. Além disso, o preço deste tipo de equipamento é menor que o ventilador centrífugo comentado acima.

Contudo, a utilização de um ventilador centrífugo é viável, desde que este passe a operar a jusante do trocador. Dessa forma, como a massa específica do ar aquecido é menor, o volume de gases na sucção do equipamento seria maior. Esta solução encontra uma restrição quanto a sua utilização, pois os ventiladores comercialmente encontrados resistem a temperaturas da ordem de 250°C. A partir dessa temperatura, os materiais e revestimentos envolvidos passam a deixar este equipamento mais desvantajoso do ponto de vista econômico.

CONCLUSÃO

Utilizando as ferramentas apresentadas, pode-se confirmar a viabilidade econômica da substituição de um queimador convencional por um regenerativo para indústrias de pequeno porte. O tempo de retorno desse investimento varia dependendo dos métodos e materiais utilizados, da eficiência do equipamento, da quantidade de entalpia recuperada, entre outros, porém, de modo geral flutua dentro de um intervalo de um a dois anos. Outro aspecto importante a ser considerado é que o investimento a ser realizado é pequeno, compatível com as empresas as quais utilizam baixas vazões de combustíveis.

Foram propostas cinco diferentes alternativas capazes de atender aos requisitos deste trabalho. Através de um estudo sucinto de cada solução, pode-se determinar as principais características de funcionamento e construção. Assim, as alternativas puderam ser analisadas utilizando-se uma matriz de decisão, onde a alternativa escolhida foi a *Solução 4 – Sistema com trocador de calor no corpo do queimador*.

Foram detalhados os parâmetros iniciais e as faixas de operação dentro das quais o equipamento deverá trabalhar. Estes seriam os valores iniciais para o dimensionamento do equipamento e, através de iterações, foram obtidas as especificações finais do projeto.

Foi definido um modelo físico que atende às características exigidas do projeto e serviu de base para o modelo matemático. Ocorreram dificuldades para correlacionar fatores e adimensionais para diferentes condições de escoamento. Não há na literatura uma uniformidade destas correlações, nem ranges contínuos para sua aplicação. Através de simplificações, pode-se utilizar a literatura para adequar este trabalho a outros já realizados. A concepção de um desenvolvimento matemático exclusivo para o sistema em questão seria demasiado complexa e trabalhosa, além de fugir ao escopo deste trabalho. Como ao adotar as simplificações matemáticas tomou-se o cuidado para não se afastar demais da realidade e perder o sentido físico, o resultado final obtido pode ser considerado como coerente.

A partir deste foram especificados os materiais e outras características do projeto, tais como comprimento, diâmetros e espessuras de tubos, tipo de ventilador, etc.

Como resultado, foi apresentado um projeto básico das principais modificações realizadas no sistema atual. Aspectos relevantes como corrosão por condensação de ácidos sulfúricos e formação de NO_x foram analisados de forma que não interferissem no bom funcionamento do equipamento.

ANEXO A

Com o balanço de massa e energia proposto no Estudo de Viabilidade, montou-se esta planilha para auxiliar nos cálculos preliminares.

Condição Atual da Instalação

1. Condições Ambientais

Temperatura	25 °C
Altitude	200 m
Umidade Absoluta	0,01 kg H ₂ O/kg ar seco
Massa Molecular	28,58 kg/kmol
Pressão Atmosférica	92,7 kPa

Legenda:

Vermelho	Dados de Entrada
Azul	Dados Calculados
Verde	Fechamento dos Balanços

2. Óleo Combustível 1A

m ponto	60 kg/h
Temp do	125 °C
cp médio do	
Combustível	1,88 kJ/kg K
PCI	39784 kJ/kg
M combustível	11,352 kg/kmol

	M (kg/kmol)	% molar	Mols de O ₂	Equações da Combustão
C	12	86,5	0,865	C + O ₂ = CO ₂
H	1	10,8	0,027	4H + O ₂ = 2H ₂ O
S	32	2,7	0,027	S + O ₂ = SO ₂
TOTAL		100	0,919	OLEO 1A + 0,919 O ₂ = PRODUTOS

3. Ar de Combustão

Excesso de Ar	0,2				
Temperatura do Ar	25 °C				
Total Mols de H ₂ O do Ar	0,093 mols	%	cp (kJ/kmol K)	por mol de Óleo	
Ar	1,215 mols	19,139	29,5	por mol de Óleo	
Ar	5,043 mols	79,400	29,2	por mol de Óleo	
Total Mols de H ₂ O do Ar	0,093 mols	1,461	33,7	por mol de Óleo	
Erro na estimativa de H ₂ O	0,00 %			por mol de Óleo	
θ Referência p/ cp	2,98 K				
cp médio do Ar	1,0254 kJ/kg K				
m ponto de Ar	960,67 kg/h				

4. Gases de Escape

m ponto de gases	1020,67 kg/h				
Temp de Escape	701,02 °C				
θ Referência p/ cp	6,36 K				
	mols	kg	%	cp (kJ/kmol K)	
CO ₂	0,865	0,03806	13,56	48,1	por mol de Óleo
H ₂ O	0,147	0,00264	2,30	36,7	por mol de Óleo
SO ₂	0,027	0,00173	0,42	39,9	por mol de Óleo
Total de Mols de O ₂	0,296	0,00949	4,65	32,5	por mol de Óleo
Total de Mols de N ₂	5,043	0,14119	79,06	30,4	por mol de Óleo
Total	6,378	0,19311	100,00	33,1	
M gases	30,278 kg/kmol				
cp médio dos Gases	1,0933721 kJ/kg K				

5. Aço

m ponto de aço	1750 kg/h
Temperatura de Entrada	40 °C
Temperatura de Saída	1200 °C
cp médio aço na entrada	0,434 kJ/kg K
cp médio aço na saída	0,805 kJ/kg K

6. Entradas

		%
Combustível	666,2 kW	99,53
Ar de Combustão	0 kW	0,00
Aço	3,2 kW	0,47
TOTAL	669,4 kW	100,00

7. Saídas

Gases de Escape	209,6 kW
Aço	459,8 kW
TOTAL	669,4 kW

8. Resultados**Balanco térmico**

ERRO 0,00 %

ANEXO B

Emissão de NO_x

Existem dois principais processos de formação do NO_x em atividades industriais de forjamento. A primeira refere-se à formação de NO_x a partir do nitrogênio presente no combustível, conhecido como NO_x do combustível. A segunda refere-se à formação de NO_x a partir do nitrogênio presente no ar de combustão, conhecido como NO_x térmico.

Diversos fatores influenciam a formação do NO_x:

- Temperatura;
- Concentração de oxigênio na atmosfera;
- Formato da chama;
- Geometria da câmara de combustão;
- Teor de voláteis e tamanho das gotas de combustível;
- Presença de umidade;
- Tempo de reação disponível;
- Projeto do queimador.

Para redução das emissões de NO_x:

- Deve-se manter uma baixa cinética específica, na faixa de 3 a 7 N/MW;
- Ponto de ignição o mais próximo possível do queimador;
- Mínima mistura possível entre o combustível e o ar, com baixas velocidades e injeção de ar primário, e utilização otimizada da região de recirculação interna.

Abaixo serão apresentados alguns conceitos básicos presentes nestes dois principais mecanismos de formação de NO_x .

NO_x Térmico

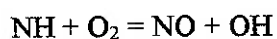
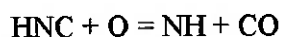
A formação do NO_x térmico é controlada basicamente pela concentração de oxigênio e temperatura na região posterior à frente de chama, onde esta reação ocorre predominantemente. Na verdade a formação do NO_x térmico é mais influenciada pela temperatura, responsável por fornecer a energia de ativação da reação, do que pela concentração de oxigênio. Esta reação ocorre a partir de temperaturas de 1200°C a 1600°C .

As principais reações presentes na formação do NO_x térmico são:



NO_x do Combustível

A formação do NO_x do combustível ocorre a temperaturas mais baixas do que a formação do NO_x térmico. Esta reação é controlada principalmente pela disponibilidade de oxigênio durante a combustão de voláteis que contenham nitrogênio. As reações que ocorrem para a formação do NO_x do combustível são:

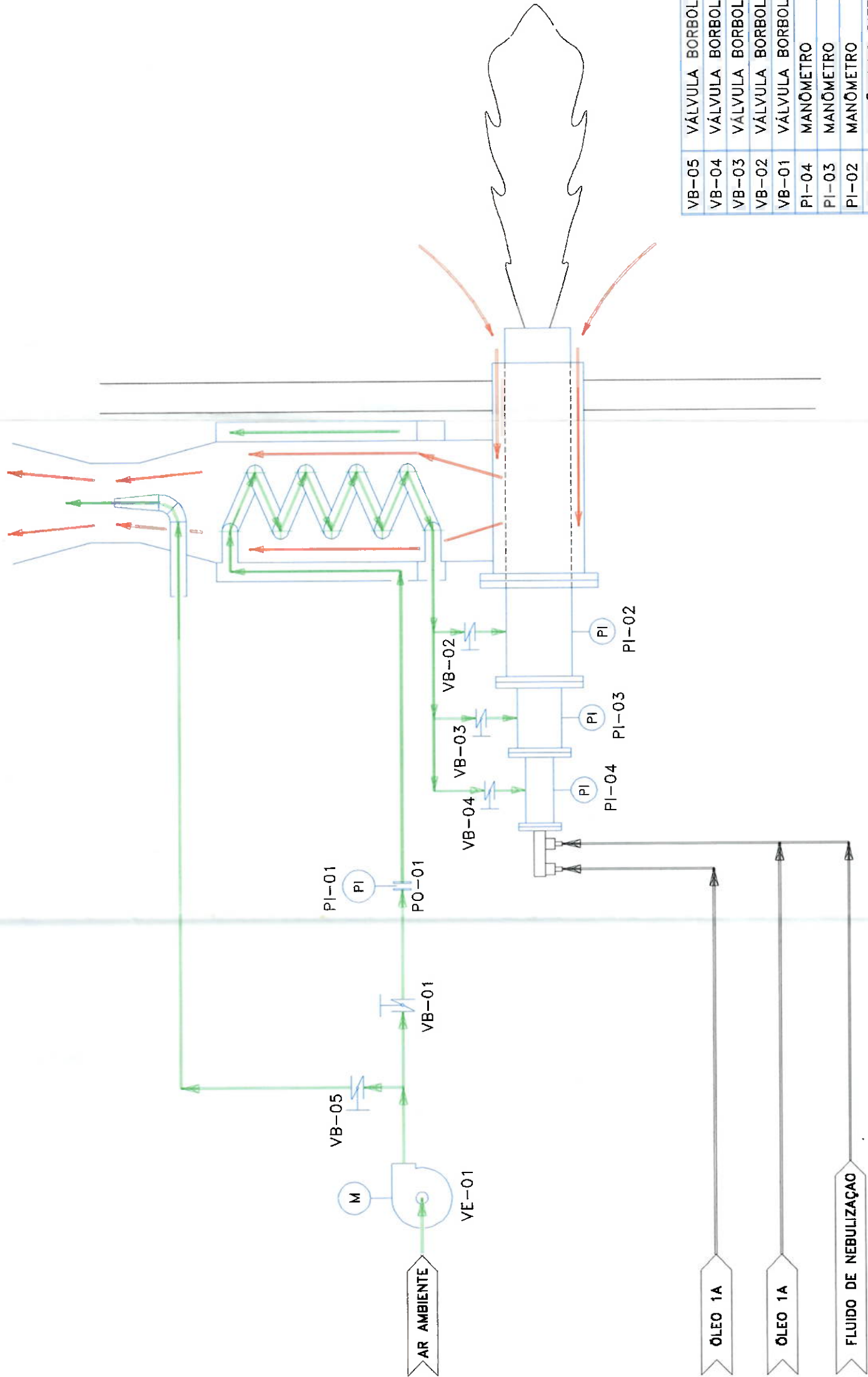


De acordo com o consórcio internacional *CEMFLAME consortium*, o parâmetro que mais exerce influência nas emissões totais de NO_x é a quantidade de oxigênio no jato

no ponto de ignição. Sendo assim, a taxa de mistura inicial entre o combustível e o ar de combustão é extremamente importante - quanto maior a velocidade do jato, maior a taxa de mistura e com isso, maiores os índices de NO_x . Quanto maior a distância de ignição, maior a probabilidade de difusão de oxigênio e formação de NO_x . Experimentalmente, quanto maior a quantidade de voláteis no combustível, menores as emissões de NO_x . Isto se deve ao fato de que combustíveis com alto índice de voláteis apresentam uma distância de ignição reduzida.

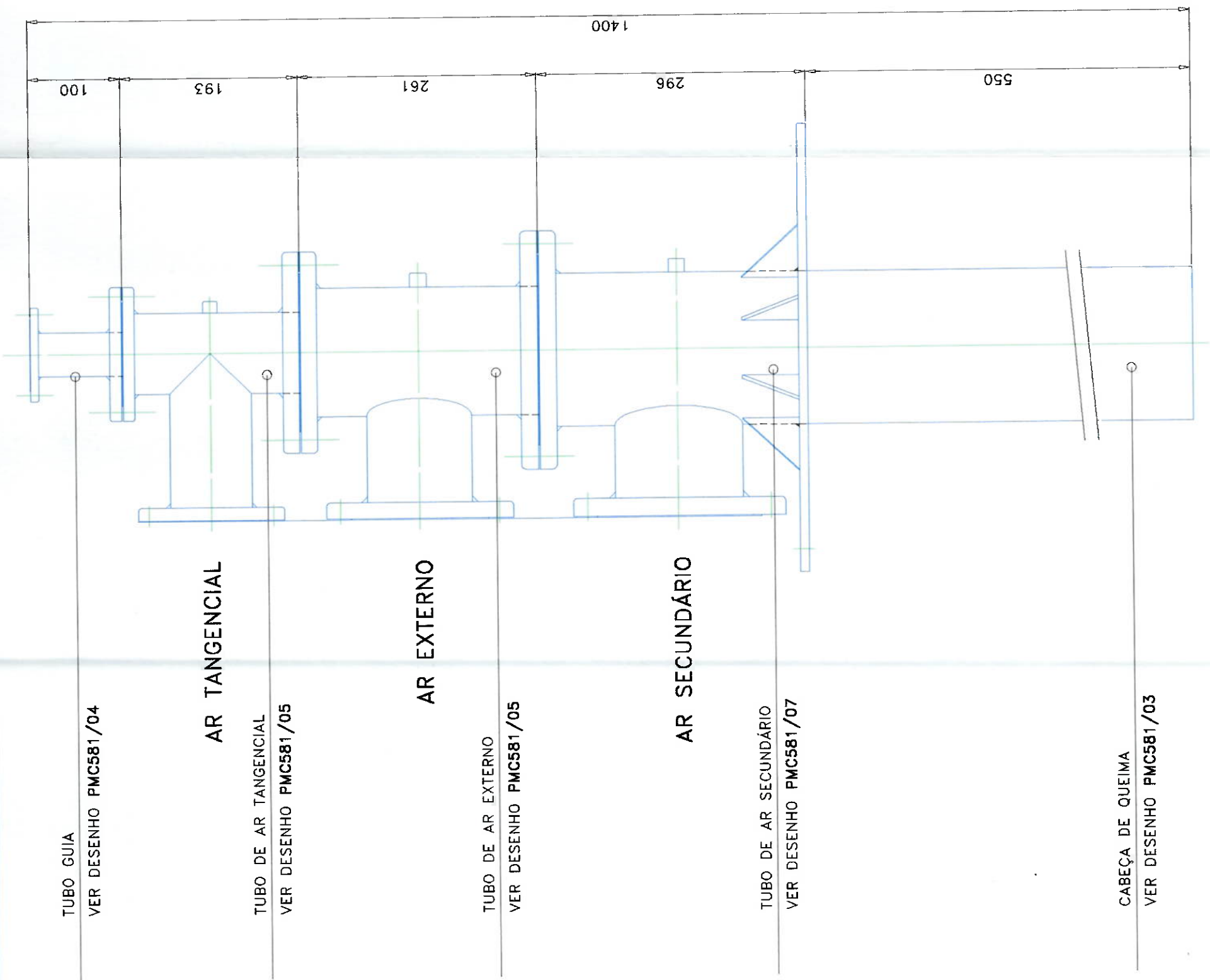
ANEXO C

Neste anexo estão contidos os desenhos do queimador projetado.



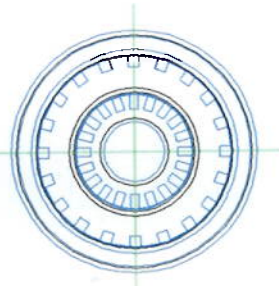
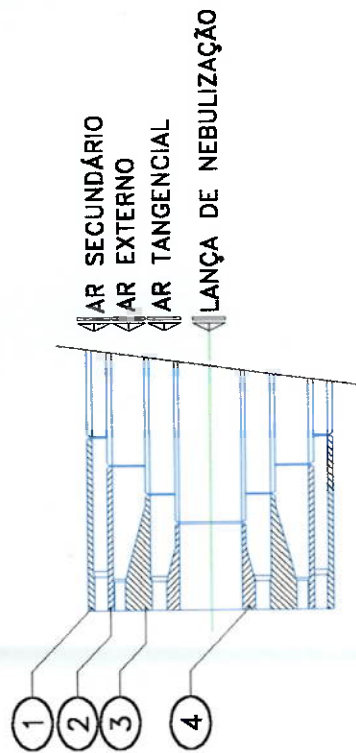
VB-05	VÁLVULA BORBOLETA	01
VB-04	VÁLVULA BORBOLETA	01
VB-03	VÁLVULA BORBOLETA	01
VB-02	VÁLVULA BORBOLETA	01
VB-01	VÁLVULA BORBOLETA	01
PI-04	MANÔMETRO	01
PI-03	MANÔMETRO	01
PI-02	MANÔMETRO	01
PI-01	MANÔMETRO DIFERENCIAL	01
PO-01	PLACA DE ORIFÍCIO	01
VE-01	VENTILADOR	01
POS.	DENOMINAÇÃO	QUANT.
VER DES./FE N°		

PMC-581 PROJETO MECÂNICO II		
QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL		
ESCALA:	QUEIMADOR REGENERATIVO	REVISÃO: 0
1:1	FORNO BOX	DESENHO: PMC581/01
JOEL MAIA	FLUXOGRAMA DE ENGENHARIA	



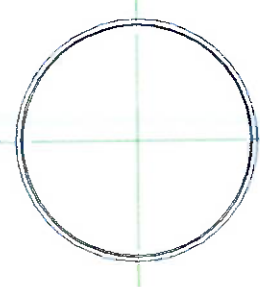
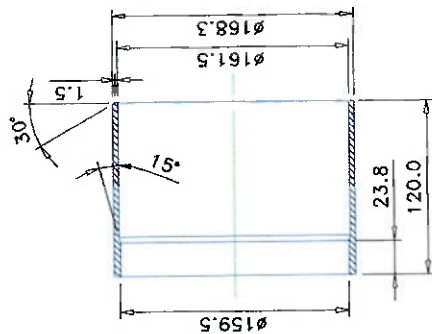
NOTAS:
1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA.
2- DESENHO DE REFERÊNCIA: PMC581/01

PMC-581		PROJETO MECÂNICO II	
QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL			
ESCALA:	QUEIMADOR REGENERATIVO	REVISÃO:	 
1:1	FORNO BOX QUEIMADOR - CONJUNTO	DESENHO:	
JOEL MAIA		PMC581/02	



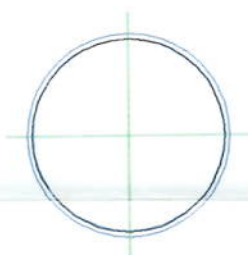
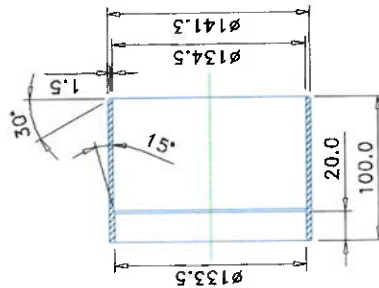
PEÇA 1

MATERIAL: ASTM A-297 Gr.HK
QUANTIDADE: 1 PEÇA POR QUEIMADOR



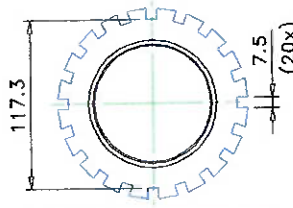
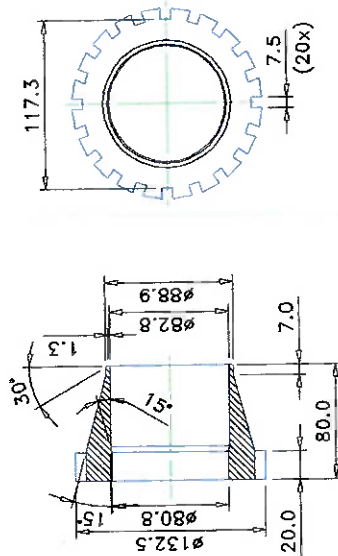
PEÇA 2

MATERIAL: ASTM A-297 Gr.HK
QUANTIDADE: 1 PEÇA POR QUEIMADOR



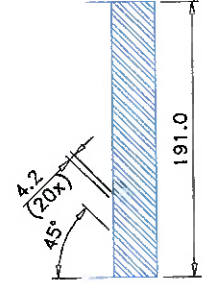
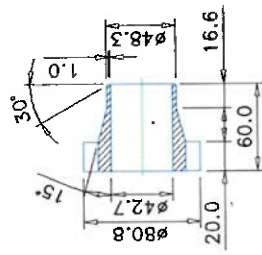
PEÇA 3

MATERIAL: ASTM A-297 Gr.HK
QUANTIDADE: 1 PEÇA POR QUEIMADOR



PEÇA 4

MATERIAL: ASTM A-297 Gr.HK
QUANTIDADE: 1 PEÇA POR QUEIMADOR



DETALHE DA PLANIFICAÇÃO DAS ALETAS
NA SUPERFÍCIE RELATIVA À DIMENSÃO 60.8

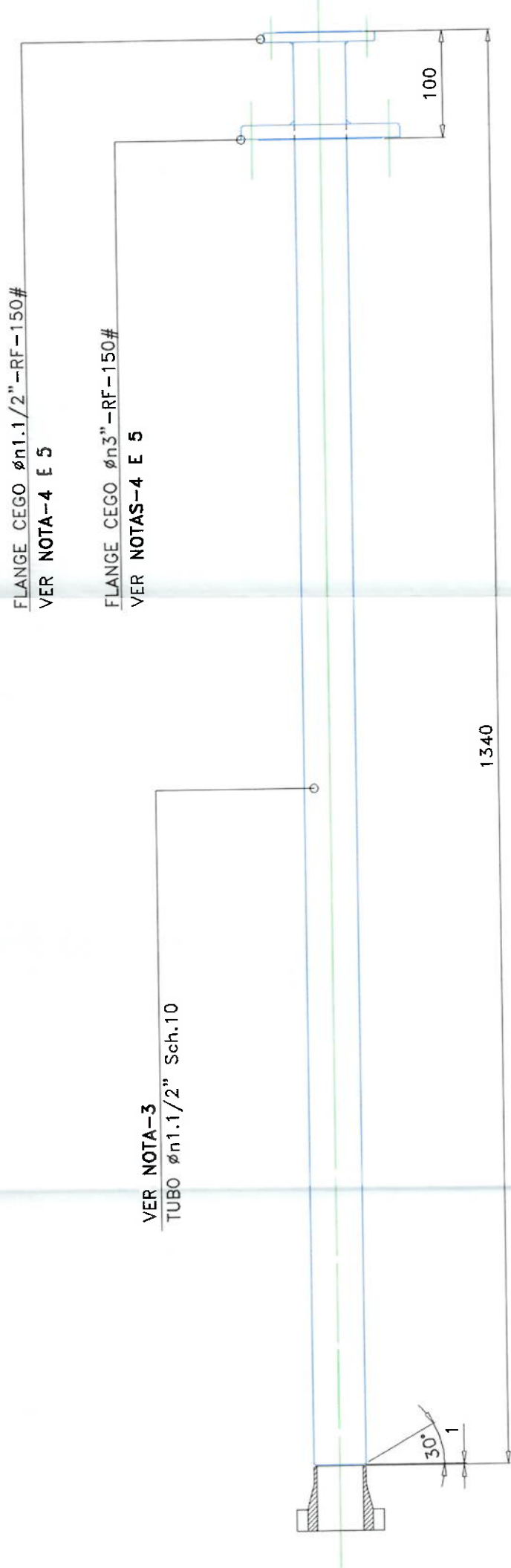
NOTAS:

- 1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA.
- 2- DESENHO DE REFERÊNCIA: PMC581/02
- 3- TOLERÂNCIAS DIMENSIONAIS:
LINEARES: $\pm 0.5\text{mm}$
CIRCULARES: $\pm 0.1\text{mm}$
ANGULARES: $\pm 0.5^\circ$
- 4- TODAS AS SOLDAS DEVERÃO SER ESMERILHADAS PELO LADO INTERNO;
- 5- UTILIZAR ELETRODO AWS E-310-16.

PMC-581 PROJETO MECÂNICO II

QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL

ESCALA:	QUEIMADOR REGENERATIVO	REVISÃO:	0
1:5	Forno Box	DESENHO:	PMC581/03
JOEL MAIA	CABEÇA DE QUEIMA		



NOTAS:

- 1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA;
- 2- DESENHO DE REFERÊNCIA: **PMC581/02**
- 3- TUBOS EM AÇO CARBONO ASTM A-53 Gr.B, DIMENSÕES CONFORME ANSI B 36.10;
- 4- FLANGES EM AÇO CARBONO LAMINADO ASTM A-183 Gr.C DIMENSÕES CONFORME ANSI B 16.5;
- 5- DEVERÁ SER FEITO UM ORIFÍCIO NO FLANGE CEGO CORRESPONDENTE AO DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO.
- 6- CONEXÃO EM AÇO CARBONO FORJADO ASTM A-234 Gr.WPB, EXTREMIDADES CHANFRADAS PARA SOLDA DE TOPO.

PMC-581 PROJETO MECÂNICO II

QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL

ESCALA: 1:1 QUEIMADOR REGENERATIVO

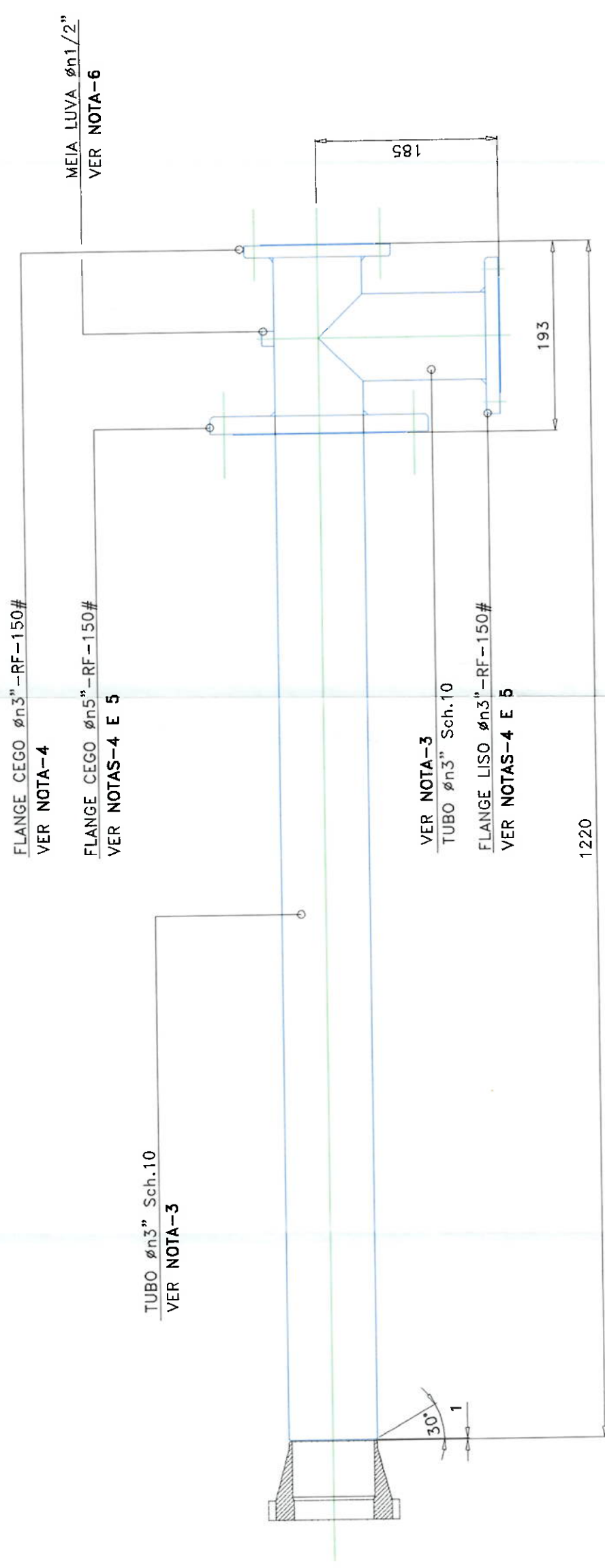
Forno Box

Tubo Guia

REVISÃO: 0

DESENHO: PMC581/04

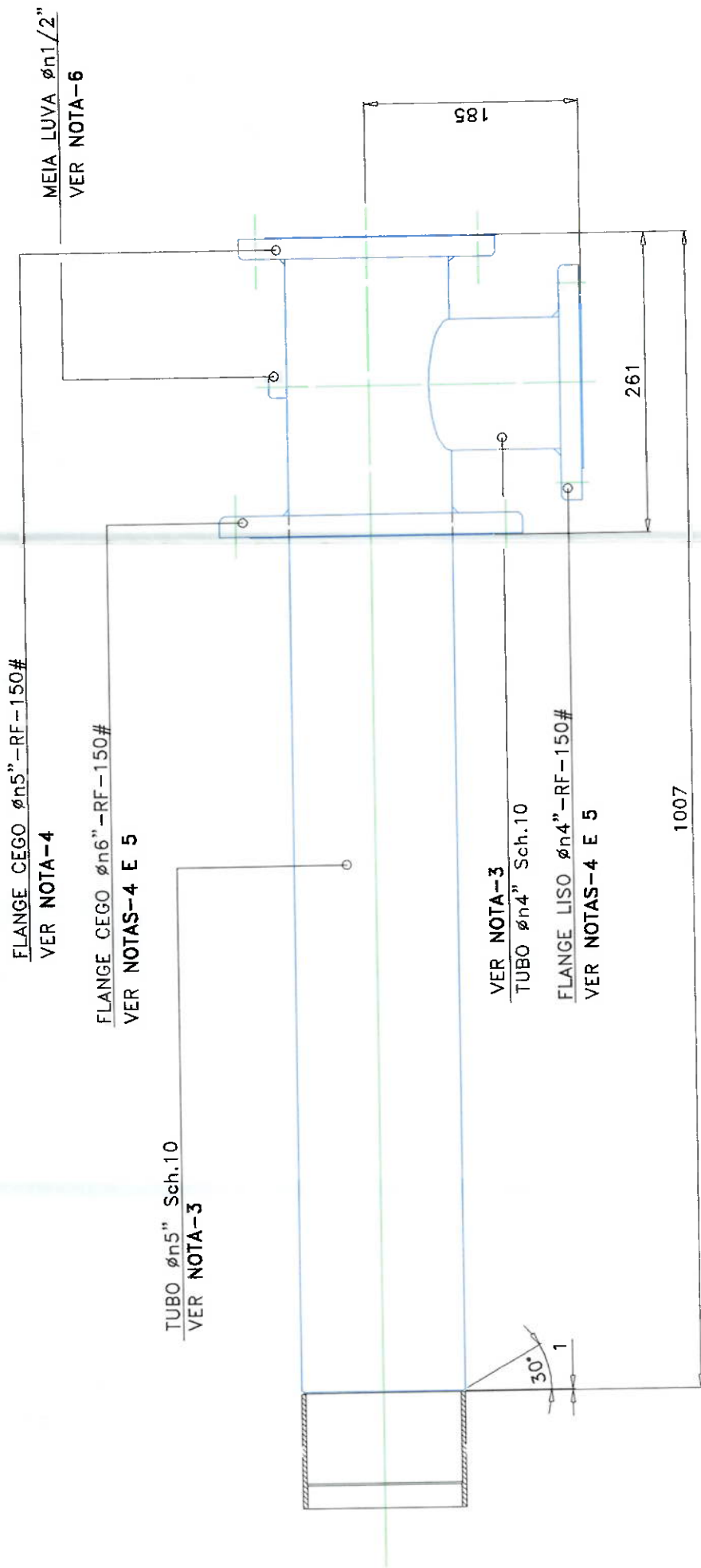
JOEL MAIA



NOTAS:

- 1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA:
- 2- DESENHO DE REFERÊNCIA: PMC581/02
- 3- TUBOS EM AÇO CARBONO ASTM A-53 Gr.B, DIMENSÕES CONFORME ANSI B 36.10;
- 4- FLANGES EM AÇO CARBONO LAMINADO ASTM A-183 Gr.C DIMENSÕES CONFORME ANSI B 16.5;
- 5- DEVERÁ SER FEITO UM ORIFÍCIO NO FLANGE CEGO CORRESPONDENTE AO DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO.
- 6- CONEXÃO EM AÇO CARBONO FORJADO ASTM A-234 Gr.WPB, EXTREMIDADES CHANFRADAS PARA SOLDA DE TOPO.

PMC-581		PROJETO MECÂNICO II	
QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL			
ESCALA:	QUEIMADOR REGENERATIVO	REVISÃO:	0
1:1	FORNO BOX	DESENHO:	PMC581/05
TUDO DE AR TANGENCIAL			
JOEL MAIA			



NOTAS:

- 1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA;
- 2- DESENHO DE REFERÊNCIA: **PMC581/02**
- 3- TUBOS EM AÇO CARBONO ASTM A-53 Gr.B, DIMENSÕES CONFORME ANSI B 36.10;
- 4- FLANGES EM AÇO CARBONO LAMINADO ASTM A-183 Gr.C DIMENSÕES CONFORME ANSI B 16.5;
- 5- DEVERÁ SER FEITO UM ORIFÍCIO NO FLANGE CEGO CORRESPONDENTE AO DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO.
- 6- CONEXÃO EM AÇO CARBONO FORJADO ASTM A-234 Gr.WPB, EXTREMIDADES CHANFRADAS PARA SOLDA DE TOPO.

PMC-581 PROJETO MECÂNICO II

QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL

ESCALA: 1:1

QUEIMADOR REGENERATIVO

FORNO BOX

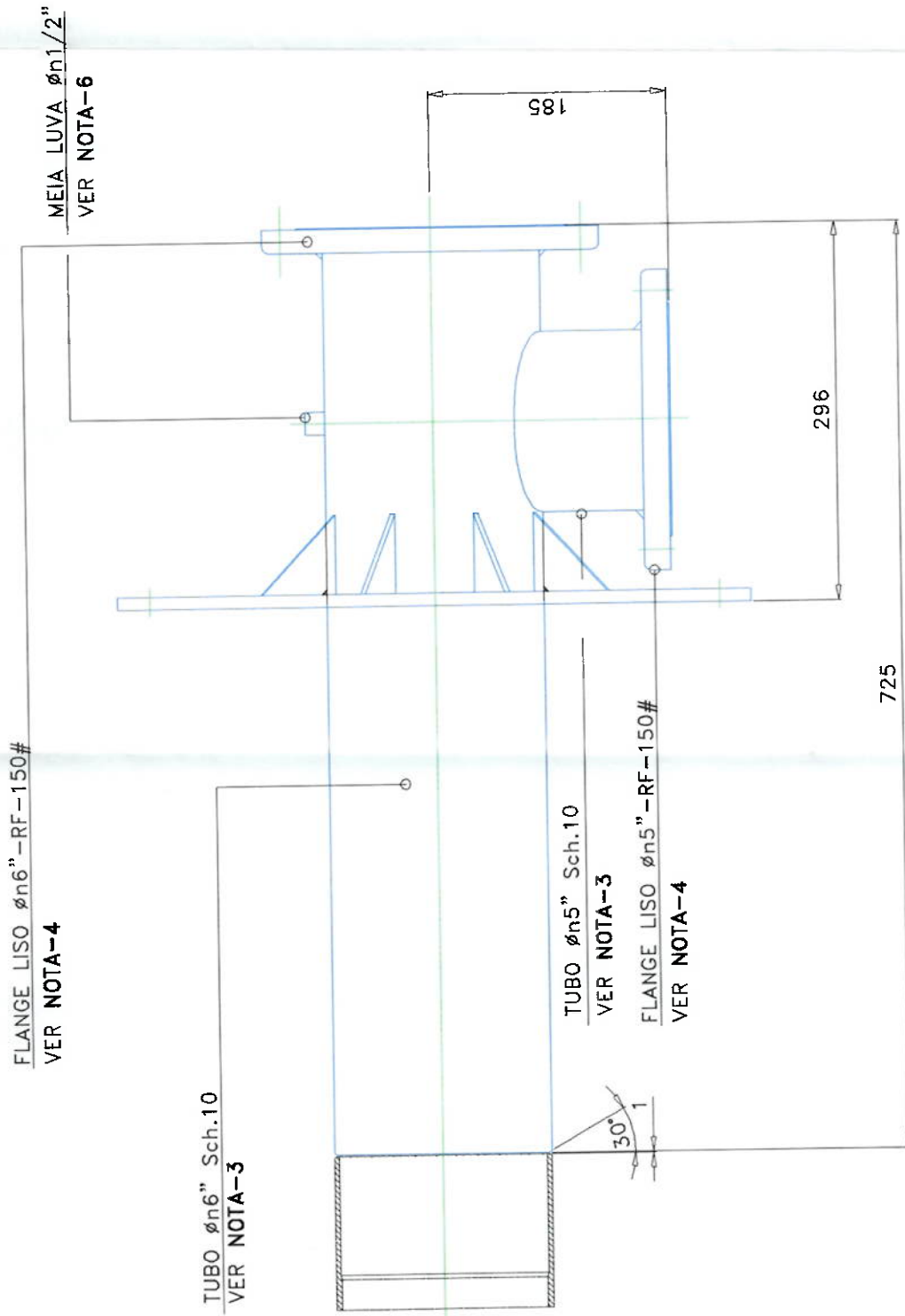
TUDO DE AR EXTERNO

JOEL MAIA

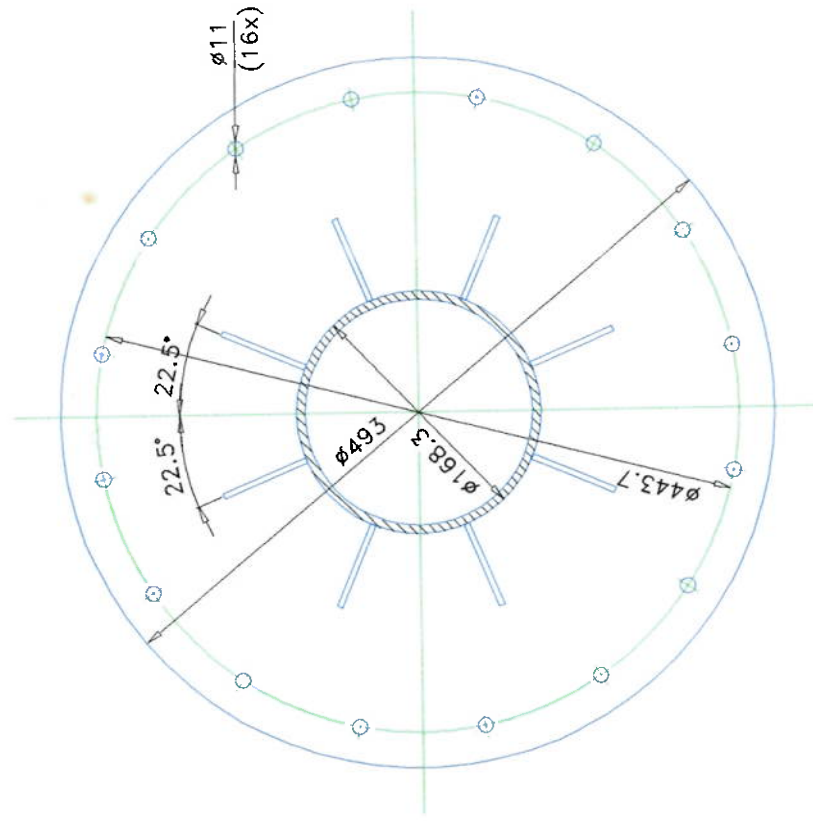
REVISÃO: 0

DESENHO:

PMC581/06



QUANTIDADE: 8 PEÇAS
ESPESSURA: 10mm



NOTAS:

- 1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA;
- 2- DESENHO DE REFERÊNCIA: PMC581/02
- 3- TUBOS EM AÇO CARBONO ASTM A-53 Gr.B, DIMENSÕES CONFORME ANSI B 36.10;
- 4- FLANGES EM AÇO CARBONO LAMINADO ASTM A-183 Gr.C DIMENSÕES CONFORME ANSI B 16.5;
- 5- DEVERÁ SER FEITO UM ORIFÍCIO NO FLANGE CEGO CORRESPONDENTE AO DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO.
- 6- CONEXÃO EM AÇO CARBONO FORJADO ASTM A-234 Gr.WPB, EXTREMIDADES CHANFRADAS PARA SOLDA DE TOPO.

PMC-581 PROJETO MECÂNICO II

QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL

ESCALA: 1:1
QUEIMADOR REGENERATIVO
FORNO BOX
TUDO DE AR SECUNDÁRIO

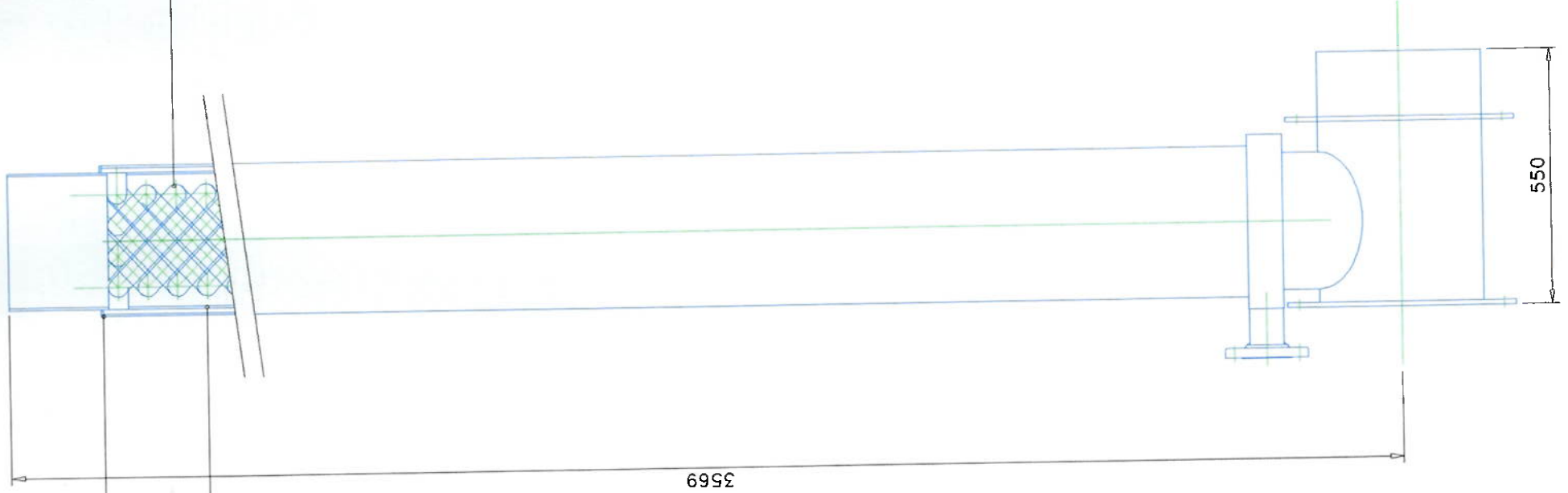
REVISÃO: 0
DESENHO: PMC581/07

JOEL MAIA

PEÇA 2
VER DESENHO PMC581/10

PEÇA 3
VER DESENHO PMC581/10

PEÇA 1
VER DESENHO PMC581/10



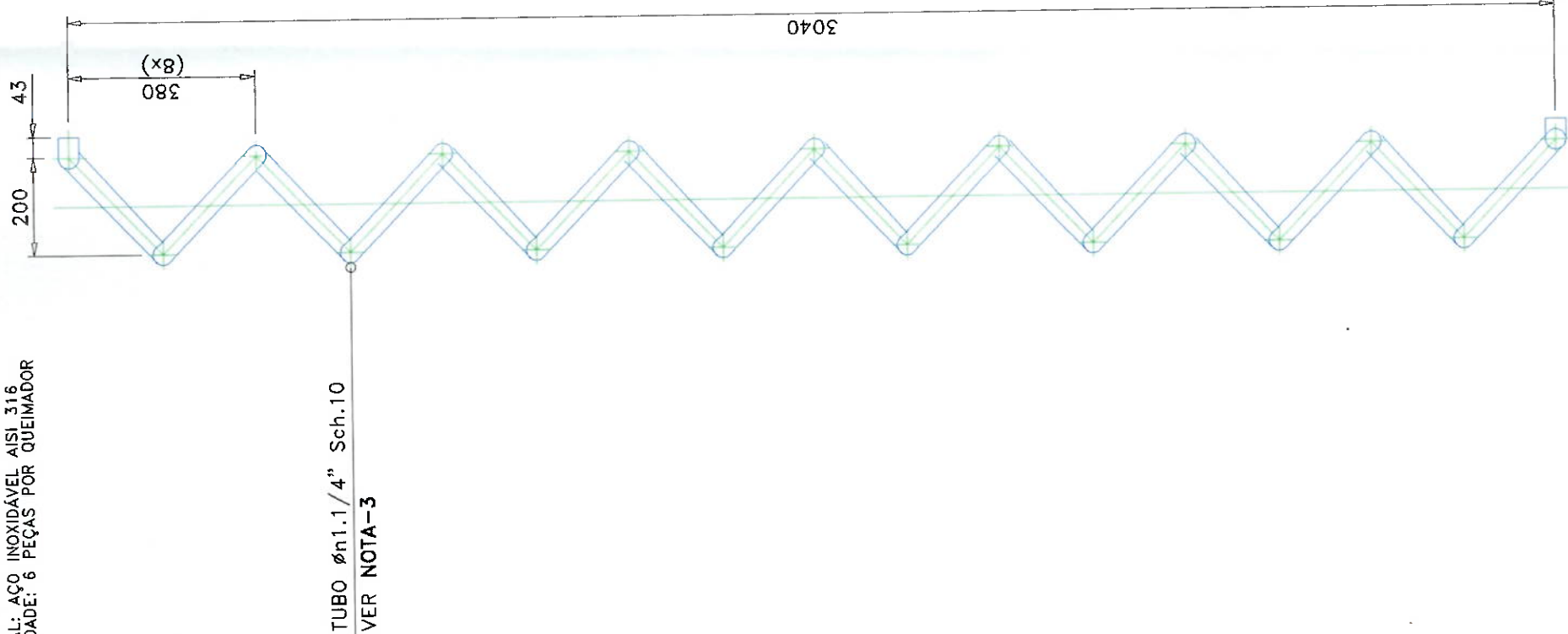
NOTAS:

- 1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA;
- 2- DESENHO DE REFERÊNCIA: PMC581/01
- 3- TUBOS EM AÇO INOXIDÁVEL AISI 316, DIMENSÕES CONFORME ANSI B 36.10;

PMC-581		PROJETO MECÂNICO II	
QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL			
ESCALA:	QUEIMADOR REGENERATIVO	REVISÃO:	0
1:12.5	FORNO BOX	DESENHO:	PMC581/08
JOEL MAIA	TROCADOR - CONJUNTO		

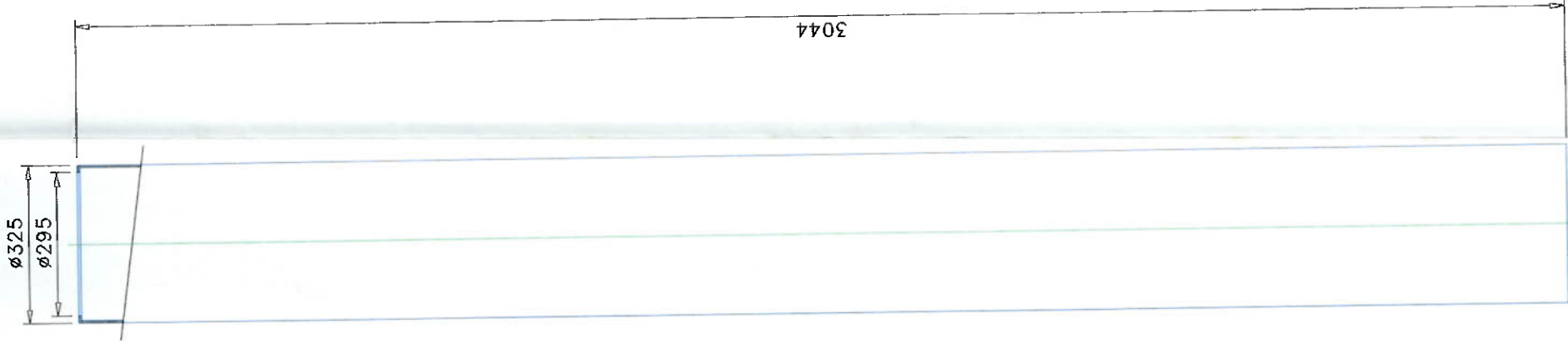
PEÇA 1

MATERIAL: AÇO INOXIDÁVEL AISI 316
QUANTIDADE: 6 PEÇAS POR QUEIMADOR



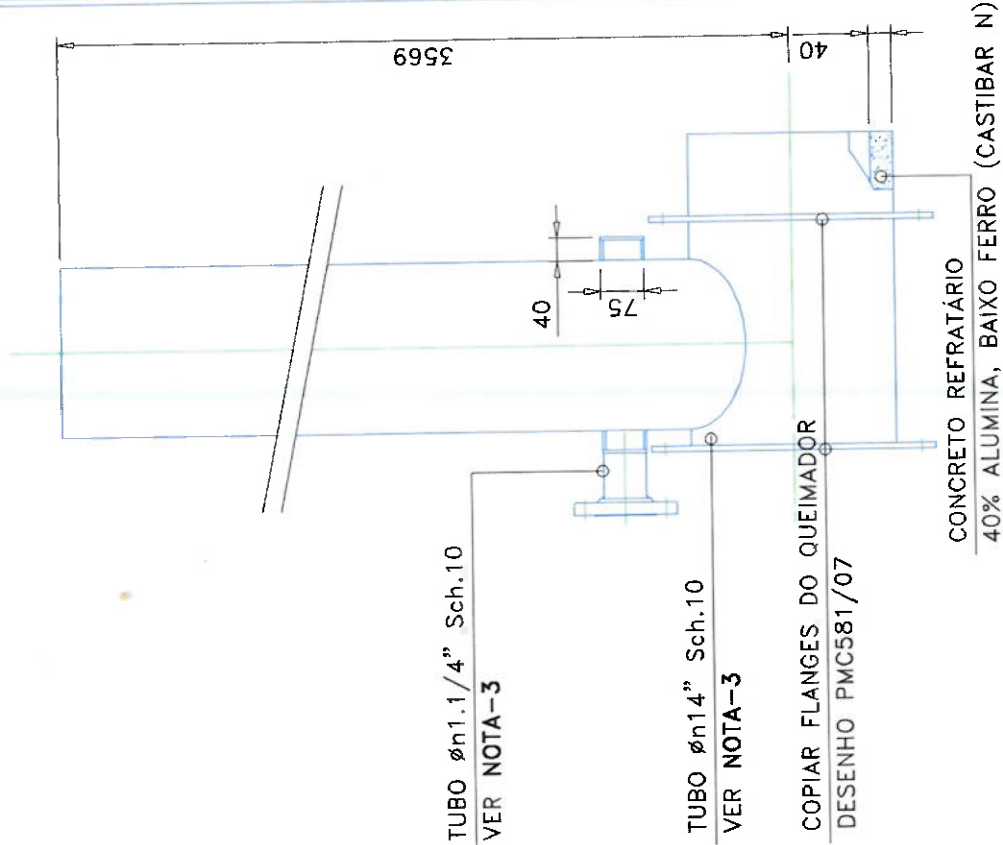
PEÇA 2

MATERIAL: CHAPA DE AÇO INOXIDÁVEL AISI 316
QUANTIDADE: 1 PEÇA POR QUEIMADOR
ESPESURA: 5mm



PEÇA 3

MATERIAL: CHAPA DE AÇO INOXIDÁVEL AISI 316
QUANTIDADE: 1 PEÇA POR QUEIMADOR
ESPESURA: 5mm



NOTAS:

- 1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÃO CONTRÁRIA;
- 2- DESENHO DE REFERÊNCIA: PMC581/08
- 3- TUBOS EM AÇO INOXIDÁVEL AISI 316, DIMENSÕES CONFORME ANSI B 36.10;

PMC-581 PROJETO MECÂNICO II	
QUEIMADOR REGENERATIVO PARA BAIXAS VAZÕES DE COMBUSTÍVEL	
ESCALA: 1:12.5	REVISÃO: 0
QUEIMADOR REGENERATIVO	DESENHO: PMC581/10
FORNO BOX	
TROCADOR DE CALOR - DETALHES	

ANEXO D

Neste anexo estão contidas as funções executadas em Visual Basic para o programa Excel. Estas funções foram utilizadas para a obtenção de propriedades como viscosidades dinâmicas e cinemáticas, número de Prandtl, etc. Também há uma função para interpolar os valores tabelados destas propriedades, de forma a se adequarem às condições do escoamento em cada ponto.

Sub Macro1()

' Macro1 Macro

Range("B79").Select

Range("B79").GoalSeek Goal:=0, ChangingCell:=Range("B12")

End Sub

Function CondTermGases(**ByVal** CO2 **As Double**, **ByVal** H2O **As Double**, **ByVal** O2 **As Double**, **ByVal** N2 **As Double**, **ByVal** Temp **As Double**) **As Double**

'Ref Compact heat ex Kays & London Tab A-1 for Pres=1.013 bar ab

'range 200 < T(K) < 2500

Dim DataV, DataT **As Variant** 'Visc & Temp table SI units

Dim interp, aux **As Double**

CondTermGases = 0

'CO2

DataT = Array(280, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 1000)

DataV = Array(15.2, 16.55, 24.3, 32.5, 40.7, 48.1, 55.1, 58.1)

If (280 <= Temp And Temp <= 1000) Then

 aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

 aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

CondTermGases = CondTermGases + CO2 / 100 * aux

H2O

DataT = Array(273, 473, 673, 873, 1073, 1273)

DataV = Array(17.44, 33.5, 52.8, 74.66, 96.3, 119.3)

If (280 <= Temp And Temp <= 1000) Then

 aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

 aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

CondTermGases = CondTermGases + H2O / 100 * aux

O2

DataT = Array(273, 473, 673, 873, 1073, 1273)

DataV = Array(20.8, 33.3, 45, 55.4, 65, 73.8)

If (273 <= Temp And Temp <= 1273) Then

 aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

CondTermGases = CondTermGases + aux * O2 / 100

'N2

DataT = Array(100, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200)

DataV = Array(9.58, 18.3, 32.7, 38.9, 44.6, 54.8, 64.7, 75.8)

If (100 <= Temp And Temp <= 1200) Then

aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

CondTermGases = CondTermGases + aux * N2 / 100

CondTermGases = 10 ^ (-3) * CondTermGases

End Function

Function CondTerm(ByVal Temp As Double) As Double

'Ref Compact heat ex Kays & London Tab A-1 for Pres=1.013 bar ab

'range 200 < T(K)< 2500

Dim DataV, DataT As Variant 'Cond & Temp table SI units

Dim interp As Double

DataT = Array(200, 400, 600, 800, 1000)

DataV = Array(11.15, 15.2, 18.3, 21.3, 24.2)

If (200 <= Temp And Temp <= 2500) Then

 CondTerm = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

 CondTerm = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

 CondTerm = 10 ^ (-3) * CondTerm

End Function

Function ViscDinArSeco(**ByVal** Temp As Double) As Double

'Ref Compact heat ex Kays & London Tab A-1 for Pres=1.013 bar ab

'range 200 < T(K)< 2500

Dim DataV, DataT As Variant 'Visc & Temp table SI units

Dim interp As Double

DataT = Array(200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600,
1800, 2000, 2500)

DataV = Array(13.25, 18.46, 23.01, 27.01, 30.58, 33.88, 36.98, 39.81, 42.44, 47.3,
53#, 58.4, 63.7, 68.9, 81.8)

If (200 <= Temp And Temp <= 2500) Then

ViscDinArSeco = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

ViscDinArSeco = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

ViscDinArSeco = 10 ^ -6 * ViscDinArSeco

End Function

Function ViscDinGases(**ByVal** CO2 As Double, **ByVal** H2O As Double, **ByVal** O2 As Double, **ByVal** N2 As Double, **ByVal** Temp As Double) As Double

'Ref Compact heat ex Kays & London Tab A-1 for Pres=1.013 bar ab

'range 200 < T(K)< 2500

Dim DataV, DataT As Variant 'Visc & Temp table SI units

Dim interp, aux As Double

ViscDinGases = 0

'CO2

DataT = Array(280, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 1000)

DataV = Array(14, 14.9, 19, 23.1, 27, 30.5, 33.7, 44)

If (280 <= Temp And Temp <= 1000) Then

aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

ViscDinGases = ViscDinGases + CO2 / 100 * aux

'H2O

DataT = Array(280, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 1000)

DataV = Array(8.29, 9.09, 13.05, 16.59, 22.7, 27.92, 28.32, 34.86)

If (280 <= Temp And Temp <= 1000) Then

 aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

 aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

ViscDinGases = ViscDinGases + H2O / 100 * aux

'O2

DataT = Array(273, 473, 673, 873, 1073, 1273)

DataV = Array(19.3, 29.2, 37.1, 43.7, 49.7, 55.1)

If (273 <= Temp And Temp <= 1273) Then

 aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

 aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

ViscDinGases = ViscDinGases + aux * O2 / 100

N2

DataT = Array(100, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200)

DataV = Array(6.88, 12.92, 22.04, 29.08, 34.91, 39.99, 44.53)

If (100 <= Temp And Temp <= 1200) Then

 aux = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

 aux = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

ViscDinGases = ViscDinGases + aux * N2 / 100

ViscDinGases = 10 ^ -6 * ViscDinGases

End Function

Function Prandtl(ByVal Temp As Double) As Double

'Ref Compact heat ex Kays & London Tab A-1 for Pres=1.013 bar ab

'range 200 < T(K)< 2500

Dim DataV, DataT As Variant 'Prandtl & Temp table SI units

Dim interp As Double

DataT = Array(200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2500)

DataV = Array(0.737, 0.707, 0.69, 0.684, 0.685, 0.695, 0.709, 0.72, 0.726, 0.728, 0.703, 0.688, 0.683, 0.672, 0.613)

```

If (200 <= Temp And Temp <= 2500) Then

    Prandtl = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

    Prandtl = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

```

```

End Function

```

```

Function InterpolationL(ByVal x As Double, _
                        ByVal DataX As Variant, _
                        ByVal DataY As Variant) As Double

' Linear interpolation

Dim i, iesq, n As Integer

n = UBound(DataX)

If n >= 2 Then

    For i = 1 To n - 1

        If DataX(i) <= x And x < DataX(i + 1) Then iesq = i

    Next i

    If x < DataX(1) Then iesq = 1 ' out of range but uses i= 1 and 2 for interp

    If x >= DataX(n) Then iesq = n - 1 ' out of range but uses i= n and n-1 for interp

Else

    iesq = 1

```

End If

$$\text{InterpolationL} = \frac{(\text{DataY}(\text{iesq} + 1) - \text{DataY}(\text{iesq}))}{(\text{DataX}(\text{iesq} + 1) - \text{DataX}(\text{iesq}))} * (x - \text{DataX}(\text{iesq})) + \text{DataY}(\text{iesq})$$

End Function

Function ViscCinArSeco(ByVal Temp As Double) As Double

'Ref Compact heat ex Kays & London Tab A-1 for Pres=1.013 bar ab

'range 200 < T(K)< 2500

Dim DataV, DataT As Variant 'Visc & Temp table SI units

Dim interp As Double

DataT = Array(200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2500)

DataV = Array(7.59, 15.89, 26.41, 38.79, 52.69, 68.1, 84.93, 102.9, 121.9, 162.9, 213, 268, 329, 396, 598)

If (200 <= Temp And Temp <= 2500) Then

ViscCinArSeco = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

ViscCinArSeco = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

ViscCinArSeco = 10 ^ -6 * ViscCinArSeco

End Function

Function Alfa(ByVal Temp As Double) As Double

'Ref Compact heat ex Kays & London Tab A-1 for Pres=1.013 bar ab

'range $200 < T(K) < 2500$

Dim DataV, DataT As Variant 'Alfa & Temp table SI units

Dim interp As Double

DataT = Array(200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600,
1800, 2000, 2500)

DataV = Array(10.3, 22.5, 38.3, 56.7, 76.9, 98, 120, 143, 168, 224, 303, 390, 482,
589, 960)

If (200 <= Temp And Temp <= 2500) Then

Alfa = InterpolationL(Temp, DataT, DataV)

Else

Alfa = 99999999 * 10 ^ 6 'Out of range

End If

Alfa = 10 ^ -6 * Alfa

End Function

ANEXO E

Neste anexo estão impressos os resultados para a troca de calor em cada seção do trocador, obtidos através de uma planilha no programa Excel.

A	B	C	D	E	F
4			11/dez/02	12:23	
5			Autor:	Joel	
6					
7			MolArSeco	28.97	kg/kgmol
8			MolH2O	18.02	kg/kgmol
9	Altitude	m	MolArUmid	28.80	kg/kgmol
10	Temperatura ambiente	°C	Temp amb	298.15	K
11	Umidade Absoluta	(kg/kg)	y	0.01582	adim
12			Massa esp	1.0764	Kg/m3
13	Fluxo de ar combustão (kg/h)		Pres Barom:	92665	(Pa)
14					
15	Dados Gerais		Tangencial		
16	Tipo:		Secundário		
17	Indice(kg/kg) para Critério de Projeto	0.4125	0.2475		0.44
18	Temperatura (K)	558	558		558
19	Pressao Estatica Man (Pa)	15000	15000		15000
20	Rugosidade dos tubos (m)	0.000050	0.000050		0.000050
21	rho (kg/m3)	0.6683	0.6683		0.6683
22	Viscosidade (Pa*s)	2.8838E-05	2.8838E-05		2.8838E-05
23	Pressao Estatica Abs(Pa)	107665	107665		107665
24	Fluxo (kg/h)	310	186		331
25	Fluxo (kg/s)	0.0861	0.0517		0.0919
26	Vazao (m3/s)	0.1289	0.0773		0.1375
27					
28					
29	Corpo do queimador (anular)				
30	Tubo externo	D nominal (in)	5	3	6
31		Sch (ANSI B16.10)	10	10	10
32		Di tubo externo (m)	0.13449	0.08280	0.16147
33	Tubo interno	D nominal (in)	3	1.5	5
34		De tubo (m)	0.08890	0.04826	0.14130
35	Area de fluxo (m2)		0.007999	0.003556	0.004796
36	Diâmetro Hidraulico (m)		0.04559	0.03454	0.02017
37	Velocidade (m/s)		16.12	21.75	28.67
38	Reynolds a T2		1.70E+04	1.74E+04	1.34E+04
39	f_Darcy		2.92E-02	2.98E-02	3.31E-02
40	Comprimento (m)		1.5	2.0	1.0
41	Comprimento eq das sing(m)		2.0	2.0	2.0
42	Pressão dinamica sem sol(Pa)		87	158	275

	A	B	C	D	E	F
43	Perda de carga (Pa)	195		545		1351
44	Perda de carga (Bar)					
45						
46	Tubulação de entrada no Corpo do queimador					
47	D nominal (in)	4		3		5
48	Sch (ANSI B16.10)	10		10		10
49	Di (m)	0.10820		0.08280		0.13449
50	Area de fluxo (m2)	0.009195		0.005385		0.014206
51	Velocidade (m/s)	14.019		14.364		9.679
52	Reynolds a T2	3.52E+04		2.76E+04		3.02E+04
53	f_Darcy	2.40E-02		2.55E-02		2.45E-02
54	Comprimento (m)	0.75		0.75		0.75
55	Comprimento eq das sing(m)	2.00		2.00		2.00
56	Pressão dinamica sem sol(Pa)	65.7		68.9		31.3
57	Perda de carga (Pa)	40.0		58.5		15.7
58						
59						
60						
61						
62						
63	Estudo da Velocidade na juncao entre o corpo do queimador e a respectiva tubulacao de ent					
64						
65	D nominal conexao (in)	4		3		5
66	Sch (ANSI B16.10)	10		10		10
67	Di (m)	0.10820		0.08280		0.13449
68	Luz (m)	0.02280		0.01727		0.01008
69	Area (m2)	7.75E-03		4.49E-03		4.26E-03
70	Velocidade (m/s)	16.64		17.21		32.27
71						
72						
73						

1. Condições Ambientais

Temperatura	25 °C	Legenda: Vermelho
Altitude	200 m	Dados de Entrada
Umidade Absoluta	0.01 kg H ₂ O/kg ar seco	Azul
Massa Molecular	28.86 kg/kmol	Verde
Pressão Atmosférica	92.7 kPa	Fechamento dos Balanços

2. Óleo

Combustível 1A

m ponto	45 kg/h
Temp do Combustível	125 °C
cp médio do Combustível	1.88 kJ/kg K
PCI	39784 kJ/kg
M combustível	11.352 kg/kmol

M (kg/kmol) % massa kmols/kg kmols de O₂/kg óleo Equações da Combustão

C	12	86.5	0.0721	0.0721	C + O ₂ = CO ₂
H	1	10.8	0.1080	0.027	4H + O ₂ = 2H ₂ O
S	32	2.7	0.0008	0.0008	S + O ₂ = SO ₂
TOTAL		100	0.1809	0.0999	

mols de O₂ com excesso de ar/kg óleo

119.9125

3. Ar de Combustão

Excesso de Ar	0.2	
Temperatura do Ar	285 °C	% cp (kJ/kmol K)

Total Mols de O ₂ por kg de Ar úmido	7.177 mols	20.676	30.37581
Total Mols de N ₂ por kg de Ar úmido	26.986 mols	77.740	29.24238
Total Mols de H ₂ O por kg de Ar úmido	0.550 mols	1.585	34.42408
θ Referência p/ cp	4.28 K		
cp médio do Ar	1.0242 kJ/kg K		
m ponto de Ar	751.84 kg/h		
Relação ar/combustível	c/ excesso	s/ excesso	
	16.71	13.92303	

4. Gases de Escape

m ponto de gases	796.84 kg/h		
Temp de Escape	429.57 °C		
θ Referência p/ cp	5.00 K		
Temp dos Gases	660 °C		
	mols	kg	% em mols cp (kJ/kmol K)
Total de Mols de CO ₂	3243.75	142.73	11.88 44.63 por mol de Óleo
Total de Mols de H ₂ O	2843.56	0.00	10.41 35.14 por mol de Óleo
Total de Mols de SO ₂	37.97	2.43	0.14 39.91 por mol de Óleo
Total de Mols de O ₂	899.34	28.78	3.29 31.16 por mol de Óleo
Total de Mols de N ₂	20289.20	568.10	74.28 29.54 por mol de Óleo
Total	27313.81	742.03	100.00 31.98
M gases	29.041 kg/kmol		
cp médio dos Gases	1.1013608 kJ/kg K		

5. Aço

m ponto de aço	1750 kg/h
Temperatura de Entrada	40 °C
Temperatura de Saída	1200 °C
cp médio aço na entrada	0.434 kJ/kg K
cp médio aço na saída	0.805 kJ/kg K

6. Entradas

		%
Combustível	499.65 kW	89.47
Ar de Combustão	55.611995 kW	9.96
Aço	3.2 kW	0.57
TOTAL	558.4 kW	100.00

7. Saídas

		%
Gases de Escape	98.6 kW	17.66
Aço	459.8 kW	82.34
TOTAL	558.4 kW	100.00

8. Resultados

Balanco térmico
ERRO

0.00 %

9. Características Geométricas e Materiais

Helicóide	
Diâmetro interno do tubo	36.626 mm
Diâmetro externo do tubo	42.164 mm

Diâmetro médio 39.395 mm
Número de tubos 6 -
Passo 379.476 mm
Diâmetro primitivo 200 mm
Material Aço Inoxidável AISI 316
Comprimento do Helicóide por volta 4.4041235 m

Tubo de gases

Diâmetro interno do tubo 284.328 mm
Diâmetro externo do tubo 294.328 mm OK
Diâmetro médio 289.328 mm
Material Aço Inoxidável AISI 316

Camisa de ar

Diâmetro interno do tubo 314.328 mm
Diâmetro externo do tubo 324.328 mm
Diâmetro médio 319.328 mm
Material Aço Inoxidável AISI 316

10. Cálculos do trocador de calor

Comprimento da discretização 379.476 mm
Perda de Carga Total no Ar 623.0229905 mmca

m ponto total ar 0.21 kg/s
m ponto em cada tubo ar 0.03 kg/s
m ponto total gases 0.22 kg/s

Trecho1	Trecho2	Trecho3	Trecho4	Trecho5	Trecho6	Trecho7	Trecho8	Trecho9	Trecho10
---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	----------

HELICÓIDE

Pressão Absoluta	117113.32	116504.7	115919.5	115355.2	114811.16	114287.3064	113783.3658	113299.09	112834.26	112388.95	Pa
Temperatura do ar	285	261.2323	241.407	221.7891	202.47851	183.4105664	164.5532961	145.84698	127.23427	108.71191	°C
θ Referência p/ cp	5.58	5.342323	5.14407	4.947891	4.7547851	4.564105664	4.375532961	4.1884698	4.0023427	3.8171191	K
cp	1.0521677	1.046268	1.041514	1.037018	1.0328532	1.029060918	1.025692245	1.0227956	1.0204195	1.0186084	kJ/kg K
Temperatura do ar média	340.80547	316.231	294.542	273.3722	252.73719	232.4623406	212.415785	192.64502	173.0481	153.66258	°C
Temperatura média da parede	396.61095	371.2297	347.677	324.9553	302.99588	281.5141148	260.2782739	239.44306	218.86192	198.61326	°C
Condutividade térmica ar	0.0185071	0.018133	0.017797	0.017469	0.0171489	0.016834666	0.016523945	0.0162175	0.0159137	0.0156133	W / m.°C
ρ	0.6623426	0.68638	0.709032	0.732918	0.7580931	0.784903667	0.813714485	0.8446536	0.8781455	0.914421	kg/m3
MI	3.104E-05	3.02E-05	2.94E-05	2.87E-05	2.793E-05	2.7205E-05	2.64266E-05	2.564E-05	2.485E-05	2.408E-05	N.s/m2
MI parede	3.288E-05	3.2E-05	3.13E-05	3.05E-05	2.972E-05	2.89562E-05	2.8198E-05	2.745E-05	2.668E-05	2.587E-05	N.s/m2
Reynolds	38988.323	40072.97	41127.6	42211.92	43325.33	44478.03701	45788.10011	47200.602	48689.399	50257.516	-
Prandtl	0.6863805	0.684892	0.684675	0.684464	0.6842574	0.684054623	0.684875053	0.6860613	0.6872371	0.6884002	-
Prandtl parede	0.6919611	0.689423	0.687068	0.68498	0.68476	0.684545141	0.684332783	0.6841244	0.6844883	0.6857032	-
m	0.7146278	0.714628	0.714628	0.714628	0.714628	0.714627777	0.714627777	0.7146278	0.7146278	0.7146278	auxiliar par:
Nu laminar	164.73184	167.8375	170.969	174.1574	177.34246	180.6154749	184.4353073	188.56275	192.85152	197.29327	-
Nu turbulento	152.29255	155.7451	159.2427	162.8261	166.35234	169.9947153	174.3985787	179.23975	184.24103	189.35276	-
Fator de atrito	0.0368604	0.03672	0.036587	0.036456	0.0363105	0.036165715	0.036029793	0.0358986	0.0357547	0.0355918	-
Nusselt do escoamento	152.29255	155.7451	159.2427	162.8261	166.35234	169.9947153	174.3985787	179.23975	184.24103	189.35276	-
h hel.	76.953278	77.10749	77.37744	77.65989	77.889043	78.13586799	78.6805129	79.364939	80.051461	80.719045	W/m2°C
velocidade do ar	49.879518	48.13268	46.59498	45.0764	43.579514	42.09093583	40.60064127	39.113466	37.621705	36.129232	m/s
Perda de Carga	608.66157	585.1123	564.3668	544.018	523.85147	503.9405712	484.2708714	464.8335	445.3134	425.69832	Pa
Perda de Carga total	608.66157	1193.774	1758.141	2302.159	2826.0101	3329.950702	3814.221574	4279.0551	4724.3685	5150.0668	Pa
TUBO DE GASES	60.866157	119.3774	175.8141	230.2159	282.60101	332.9950702	381.4221574	427.90551	472.43685	515.00668	mmca
Volume ocupado pela helicóide	0.0061494	0.006149	0.006149	0.006149	0.0061494	0.006149403	0.006149403	0.0061494	0.0061494	0.0061494	m3
Volume da Chaminé	0.0240943	0.024094	0.024094	0.024094	0.0240943	0.024094252	0.024094252	0.0240943	0.0240943	0.0240943	m3

[illegible]

compr característico	0.0348805	0.034881	0.034881	0.034881	0.0348805	0.034880534	0.034880534	0.0348805	0.0348805	0.0348805	0.0348805 m
Pressão parcial do CO2 . Compr caract	383.82723	383.8272	383.8272	383.8272	383.82723	383.8272257	383.8272257	383.82723	383.82723	383.82723	383.82723 Pa.m
Pressão parcial do CO2 . Compr caract	0.0124281	0.012428	0.012428	0.012428	0.0124281	0.012428084	0.012428084	0.0124281	0.0124281	0.0124281	0.0124281 atm.ft
Pressão parcial do H2O . Compr caract	336.4729	336.4729	336.4729	336.4729	336.4729	336.4729011	336.4729011	336.4729	336.4729	336.4729	336.4729 Pa.m
Pressão parcial do H2O . Compr caract	0.0108948	0.010895	0.010895	0.010895	0.0108948	0.010894781	0.010894781	0.0108948	0.0108948	0.0108948	0.0108948 atm.ft
emissividade do CO2	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041	0.0405
emissividade do H2O	0.0155	0.0155	0.0155	0.0155	0.0155	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.0165
Pressão parcial do H2O + CO2 . Compr caract	0.0233229	0.023323	0.023323	0.023323	0.0233229	0.023322864	0.023322864	0.0233229	0.0233229	0.0233229	0.0233229 atm.ft
relação de pressões delta emissividade	0.4671288	0.467129	0.467129	0.467129	0.4671288	0.467128754	0.467128754	0.4671288	0.4671288	0.4671288	0.4671288
emissividade do gás	0.0565	0.0565	0.0565	0.0565	0.0565	0.057	0.057	0.057	0.057	0.057	0.057
Pressão parcial do CO2 . Compr caract . (T parede/Tgás)	0.0066335	0.006633	0.006654	0.00666	0.0066569	0.006643091	0.006615413	0.0065755	0.0065228	0.0064579	0.0064579 atm.ft
Pressão parcial do H2O . Compr caract . (T parede/Tgás)	0.0058151	0.005815	0.005833	0.005839	0.0058356	0.005823506	0.005799243	0.0057643	0.0057181	0.0056611	0.0056611 atm.ft
T parede absortividade do CO2	352.27818	339.2359	325.7659	312.4599	299.23789	286.1210683	272.9360869	259.77258	246.62077	233.52093	233.52093 °C
absortividade do CO2	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.0295	0.0295	0.0295	0.0295
absortividade do H2O	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.0165	0.0165	0.0165	0.0165	0.017

Pressão parcial do
H2O + CO2 .

Comprim carac 0.0233229 0.023323 0.023323 0.023323 0.0233229 0.023322864 0.023322864 0.0233229 0.0233229 0.0233229 atm.ft

relação de pressões
delta absortividade

0.4671288 0.467129 0.467129 0.467129 0.4671288 0.467128754 0.467128754 0.4671288 0.4671288 0.4671288
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0

absortividade do gás

0.046 0.046 0.046 0.046 0.046 0.046 0.046 0.046 0.046 0.0465

CAMISA DE AR

Temperatura do ar

26 43.42604 59.33616 73.18272 85.354191 96.03880159 105.4144954 113.62463 120.79228 127.02969 °C

θ Referência p/ cp

2.99 3.16426 3.323362 3.461827 3.5835419 3.690388016 3.784144954 3.8662463 3.9379228 4.0002969

cp

1.0156466 1.016194 1.01642 1.016706 1.017139 1.017700413 1.018346252 1.019033 1.019725 1.0203964

Temperatura

25 25 25 25 25 25 25 25 25 25 °C

Ambiente

25 25 25 25 25 25 25 25 25 25 °C

Temperatura média
da parede

25.993579 28.62587 35.54966 43.5893 51.051013 57.98360694 64.42937472 70.4264 76.009976 81.212696 °C

pressão do ar na
entrada

112659 112572.3 112479.5 112381.1 112277.65 112169.7467 112057.8709 111942.46 111823.92 111702.6 Pa

ρ

1.3079823 1.234999 1.174906 1.126925 1.0876471 1.055141908 1.027973141 1.0051075 0.9857679 0.9693447 kg/m3

MI

0.0000184 ##### ##### 0.0000211 0.0000216 0.0000220 0.0000224 0.0000227 0.0000230 N.s/m2

Condutividade

0.0136345 0.013905 0.014151 0.014366 0.0145545 0.014720101 0.014865425 0.0149927 0.0151038 0.0152005 W/m°C

térmica ar

23724.842 22745.48 21919.35 21247.72 20690.444 20224.79231 19833.11665 19502.384 19222.535 18985.596 -

Reynolds

0.70717 0.704208 0.701503 0.699149 0.6970798 0.695263404 0.693669536 0.6922738 0.6910553 0.6899982 -

Prandtl

4.4169683 4.414447 4.412316 4.410582 4.4091407 4.407935489 4.406920926 4.4060636 4.4053378 4.4047231 -

Nusselt laminar

0.0250465 0.025313 0.02555 0.025752 0.0259261 0.026076906 0.026207508 0.0263206 0.0264184 0.0265027 -

Fator de atrito

58.953787 56.93116 55.20846 53.79616 52.615929 51.62369231 50.78467059 50.072964 49.468385 48.954875 -

Nusselt turbulento

58.953787 56.93116 55.20846 53.79616 52.615929 51.62369231 50.78467059 50.072964 49.468385 48.954875 -

Nusselt do

58.953787 56.93116 55.20846 53.79616 52.615929 51.62369231 50.78467059 50.072964 49.468385 48.954875 -

escoamento

40.190271 39.58026 39.06333 38.64133 38.2899 37.99529934 37.74678478 37.536401 37.357981 37.206831 W/m2°C

h interno camisa

0.0095607 0.009561 0.009561 0.009561 0.0095607 0.009560746 0.009560746 0.0095607 0.0095607 0.0095607 m2

área de passagem

16.700574 17.68751 18.59217 19.38377 20.083772 20.70248107 21.24963631 21.733054 22.15943 22.534869 m/s

do ar

86.683477 92.78158 98.44046 103.4431 107.90468 111.8757718 115.4077092 118.54251 121.31722 123.76656 Pa

velocidade do ar

86.683477 92.78158 98.44046 103.4431 107.90468 111.8757718 115.4077092 118.54251 121.31722 123.76656 Pa

Perda de carga

86.683477 92.78158 98.44046 103.4431 107.90468 111.8757718 115.4077092 118.54251 121.31722 123.76656 Pa

Q DISPONÍVEL PARA PRÓXIMO TRECHO

gases

ar helicóide

ar camisa

No. discretizações

8.2

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

3111.703 mm

700

600

500

400

300

200

100

0

1

2

3

4

5

6

7

8

9

10

- T helicóide
- T camisa de ar
- T gases
- delta P helicóide
- delta P camisa

LISTA DE REFERÊNCIAS

- VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 4 ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda. 1995.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 3 ed. Rio de Janeiro: LTC S.A. 1992.
- PERRY, R. H.; CHILTON, C.H. **Chemical Engineers' Handbook**. 5 ed. London: McGraw-Hill Kogakusha, LTD. 1973.
- REAY, D. A. **Industrial Energy Conservation**. 2 ed. New York: Pergamon Press. 1979.
- WIENBERG, F. J. **Advanced Combustion Methods**. 2 ed. London: Academic Press. 1986.
- McADAMS, W. H. **Heat Transmission**. 3 ed. New York: McGraw Hill. 1954.
- MINISTRY OF POWER (Org). **The efficient use of fuel**. 2 ed. London: HMSO. 1958.
- GOMIDE, R. **Estequiometria Industrial**. 1 ed. São Paulo: Cenpro Ltda. 1968.
- STILLE, J. K. **Química Orgânica Industrial**. 1 ed. São Paulo: Edgard Blücher. 1969.
- NEHMI, V. A. **Química Inorgânica – Metais e Não Metais**. 15 ed. São Paulo: Disal. 1984.
- VAN VLACK, L. H. **Princípios de Ciência dos Materiais**. São Paulo: Edgard Blücher. 1970.
- KAKAC, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. **Heat exchangers**. New York: Hemisphere Publishing Corp. 1981.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. 3 ed. New York: McGraw Hill. 1984.

SILVA, R. B. **Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo.

PENNER, S. S. **Quantitative Molecular Spectroscopy and Gas Emissivities**. London: Addison-Wesley Publishing Company, Inc. May 1959.

HOTTEL, H.C.; SAROFIM, A.F. **Radiative Transfer**. New York: McGraw Hill Book Company. 1967.

McNAUGHTON, K. J.; STAFF OF CHEMICAL ENGINEERING. **The Chemical Engineering Guide to Heat Transfer**. Vol 1 – Plant Principles. New York: McGraw Hill. 1986.

HOLMAN, J.P. **Transferência de Calor**. São Paulo: McGraw Hill. 1983.

HEWITT, G.F. **Handbook of Heat Exchanger Design**. New York: Begell House Inc. 1992.

WOLF, H. **Heat Transfer**. New York: Harper & Row Publishers. 1983.

KERN, D.Q. **Process Heat Transfer**. New York: McGraw Hill. 1950.

CHEMICAL ENGINEERING. **The Two Faces of NO_x Control**. New York: Chemical Week Associates Publication. July - 2001.

44TH CEMENT INDUSTRY TECHNICAL CONFERENCE - IEEE-IAS/PCA 2002 JACKSONVILLE, FL – CONFERENCE RECORD. **NO_x formation in rotary kilns producing cement clinker applicable NO_x control techniques and cost effectiveness of these control techniques**. Gerald L Young.

WORLD CEMENT. **21st Century Kiln Burners**. February – 2000.

TEMA DE RAMO 3. **The effect of burner design and operating parameters on flame shape, heat transfer, NO_x and SO₃ cycles**.

ZKG INTERNATIONAL. **Process Know How - Studies on NO_x emission from an experimental rotary cement kiln fired with mono and multi-channel burners**. Nr. 8/1999.

INTERNATIONAL CEMENT REVIEW. Precalciners and kilns – **New generation of Low NO_x calciners**. March – 1997.

RESEARCH AND DEVELOPMENT. **Statistical analysis of correlation between NO_x emissions and production conditions in a cement kiln applying staged combustion**.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Nitrogen Oxides (NO_x), why and how they are controlled**. 1999. Disponível em: <http://www.epa.gov/ttn/catc>. Acesso em 10 de Abril de 2002.

COMBUSTION TECHNIQUES – Technical Status. Disponível em http://europa.eu.int/comm/energy_transport/atlas/htmlu/cttech.html. Acesso em 10 de Abril de 2002.

COMBUSTION TECHNIQUES – Future Potention. Disponível em http://europa.eu.int/comm/energy_transport/atlas/htmlu/ctfpot2.html. Acesso em 10 de Abril de 2002.