



ESCOLA SUPERIOR NÁUTICA INFANTE D. HENRIQUE
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MARÍTIMA

Mestrado em Engenharia de Máquinas Marítimas

**Análise energética de um forno
de reaquecimento de billetes**

**Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia de
Máquinas Marítimas**

Aluno: Rui Miguel Alves Garcia
Orientador: Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira

Paço de Arcos
Outubro de 2017



Índice

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
a) Objetivos	2
b) Estrutura do trabalho	2
c) Caracterização da empresa e processo de laminagem	3
i) A origem da MEGASA S.A.	3
ii) Instalações	8
iii) Processo de laminagem.....	11
d) Mecânica da laminagem	13
CAPÍTULO 2 - ESTADO DA ARTE.....	17
a) Classificação do tipo de fornos	17
i) Pusher (empurrador)	17
ii) Walking Hearth (soleiras móveis)	19
iii) Walking Beam.....	22
iv) Forno rotativo.....	26
v) Forno túnel de rolos	28
b) Classificação dos queimadores	30
i) Queimadores de chama difusa (diffusive flame burner)	32
ii) Queimador de chama plana (flat flame burner).....	32
iii) Queimador de chama de alta velocidade (high-speed flame burner)	33
iv) Queimador regenerativo (self-recuperative burner)	33
v) Queimador de atmosfera redutora (reducing atmosphere burner)	34
vi) Evolução tecnológica	35
c) Extração dos gases de evacuação	37
d) Gestão da combustão	39
i) Modo proporcional.....	39
ii) Modo on/off	40
iii) Modo misto	41
e) Sistema de combustão.....	42
i) Circuito de ar de combustão	43
ii) Circuito de combustível.....	44
f) Transferência de calor	46
CAPÍTULO 3 - CARACTERIZAÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO.....	50
a) Introdução	50



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique
Análise energética de um forno de reaquecimento de billetes

b)	Tipo	51
c)	Produção	54
d)	Dimensões	54
e)	Passagem.....	54
f)	Combustível.....	57
g)	Zonas de aquecimento.....	57
i)	Zona de recuperação de calor	57
ii)	Zona de pré-aquecimento (Zona 0).....	59
iii)	Zona de aquecimento (Zonas 1 e 2)	61
iv)	Zona de equalização (Zonas 3, 4 e 5)	63
h)	Sistema de controlo da temperatura	66
i)	Recuperador de calor.....	70
j)	Monitorização dos gases de combustão	74
k)	Refrigeração por água.....	74
l)	Isolamento do forno	77
i)	Abóboda	77
ii)	Paredes laterais	78
iii)	Soleira	79

CAPÍTULO 4 - TRABALHO DE CAMPO81

a)	Definição das condições de fronteira	81
b)	Dados da primeira análise energética	83
i)	Caracterização do produto em produção	83
ii)	Equação de combustão estequiométrica	83
iii)	Equação da combustão real	83
iv)	Avaliação da análise seca teórica Vs. real dos gases de evacuação.....	84
c)	Entradas de energia	89
i)	Ar de combustão	90
ii)	Combustível	91
d)	Utilização de energia	91
i)	Perda pelos gases de evacuação	91
ii)	Perda pela água de refrigeração	92
iii)	Perda pelas portas de enformamento e desenformamento e aberturas	92
iv)	Perda pelo aquecimento do ar.....	93
v)	Perda pela envolvente.....	94
vi)	Aquecimento de billetes	96
e)	Cálculos realizados.....	97
i)	Recuperador de calor	97



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique
Análise energética de um forno de reaquecimento de biletos

ii)	Energia da combustão	97
iii)	Perdas pelos gases de evacuação	98
iv)	Perdas pela água de refrigeração.....	98
v)	Perdas pelas portas de enformamento, desenformamento e aberturas	98
vi)	Perda pelo aquecimento (ar)	100
vii)	Perda pela envolvente.....	100
viii)	Potência transmitida aos biletos	100
f)	Comentários aos resultados obtidos.....	101
g)	Dados da segunda análise energética	104
i)	Caracterização do produto em produção	104
ii)	Equação de combustão estequiométrica	104
iii)	Equação da combustão real	104
iv)	Avaliação da análise seca teórica Vs. real dos gases de evacuação.....	105
h)	Cálculos realizados.....	106
i)	Perdas pela envolvente	107
ii)	Recuperador de calor	111
iii)	Energia da combustão	111
iv)	Perdas pelos gases de evacuação	111
v)	Perdas pela água de refrigeração.....	112
vi)	Perdas pelas portas de enformamento, desenformamento e aberturas	112
vii)	Perda pelo aquecimento (ar)	113
viii)	Potência transmitida aos biletos	114
i)	Comentários aos resultados obtidos.....	114
CAPÍTULO 5 - TRABALHOS FUTUROS.....		118
a)	Enquadramento.....	118
b)	Relação estequiométrica com ar de combustão enriquecido	119
c)	Fórmula da combustão real	119
d)	Pressupostos da análise energética	120
e)	Cálculos	120
i)	Recuperador de calor	120
ii)	Perda pelo aquecimento (ar)	121
iii)	Energia fornecida.....	121
iv)	Distribuição da energia	122
v)	Ganhos energéticos	123
f)	Comentários aos resultados obtidos.....	123
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES.....		124
a)	Conclusões.....	124
b)	Ações de melhoria	129



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	130
Anexo 1 – Propriedades do Gás Natural.....	132
Anexo 2 – Dados da 1ª Análise Energética	145
Anexo 3 – Relatórios de calibração do servomex	161
Anexo 4 – Sistema de ventilação.....	168
Anexo 5 – Dados da 2ª Análise Energética	170



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Vista aérea da antiga Siderurgia Nacional.....	4
Figura 2 - Inauguração da Siderurgia Nacional.....	4
Figura 3 - Fluxo de produção no princípio dos anos 70.....	6
Figura 4 - Evolução dos logótipos ao longo da história.....	7
Figura 5 - Alto forno.....	8
Figura 6 - Zona de arrefecimento de biletos.....	9
Figura 7 - Esquema de uma caixa de laminar.....	9
Figura 8 - Caixa de laminar.....	10
Figura 9 - Produto acabado nervurado (carreto e barra).....	10
Figura 10 - Produto acabado fio-máquina.....	11
Figura 11 - Processo de laminagem.....	12
Figura 12 - Arranjos típicos de cilindros de laminar.....	13
Figura 13 - Grandezas geométricas de laminagem.....	14
Figura 14 - Forças que atuam no instante em que a barra toca nos cilindros.....	15
Figura 15 - Distribuição da pressão de laminagem ao longo do arco de contacto.....	16
Figura 16 - Sequência do movimento de enformamento.....	18
Figura 17 - Esquema de um forno tipo empurrador.....	18
Figura 18 - Representação esquemática de um forno Walking Hearth.....	19
Figura 19 - Espaçamento entre biletos.....	20
Figura 20 - Aspeto construtivo da soleira móvel.....	21
Figura 21 - Sistema de selagem húmida.....	21
Figura 22 - Interior de um forno do tipo Walking Hearth.....	22
Figura 23 - Forno do tipo Walking Beam.....	23
Figura 24 - Colunas e vigas com tubos retangulares.....	24
Figura 25 - Colunas e vigas com tubos redondos.....	24
Figura 26 - Vista das vigas com forno quente.....	25
Figura 27 - Sistema de selagem de um forno Walking Beam.....	25
Figura 28 - Sistema de acionamento da soleira do forno rotativo.....	27
Figura 29 - Sistema de centragem da soleira.....	27
Figura 30 - Sistema de enformamento e desenformamento.....	28
Figura 31 - Configuração típica deste tipo de instalação.....	29
Figura 32 - Rolos de transporte do bilite.....	29
Figura 33 - Mistura ar/combustível num queimador (esquemático).....	30
Figura 34 - Mistura ar/combustível num queimador.....	30
Figura 35 - Queimador de chama difusa (diffusive flame burner).....	32
Figura 36 - Queimador de chama de alta velocidade (high speed flame burner).....	33
Figura 37 - Esquema de funcionamento de um queimador regenerativo.....	34
Figura 38 - Queimador regenerativo (self-recuperative burner).....	34
Figura 39 - Queimador de atmosfera redutora.....	35
Figura 40 - Representação esquemática de um queimador “Flame”/”Flameless”.....	35
Figura 41 - Queimador de parede em modo “Flame”.....	36
Figura 42 - Queimador de parede em modo “Flameless”.....	36
Figura 43 - Saída de fumos do tipo superior (up-take).....	37
Figura 44 - Zonas de aquecimento de um forno.....	39
Figura 45 - Modo proporcional operando a 50% da capacidade da zona.....	40



Figura 46 - Modo misto operando a 50% da capacidade da zona	42
Figura 47 - Formas de transmissão de energia num forno de reaquecimento	46
Figura 48 - Representação gráfica da transmissão de calor por condução	47
Figura 49 - Representação gráfica da transferência de calor por convecção.....	48
Figura 50 - Representação gráfica da transferência de calor por radiação	48
Figura 51 - Zona de enformamento tipo walking beam (acrescento 2004).....	51
Figura 52 - Croqui dimensional do forno	55
Figura 53 - Desenho esquemático do posicionamento dos biletos no interior do forno.	56
Figura 54 - Zona de recuperação de calor	58
Figura 55 - Pormenor da redução em altura da abóboda.....	58
Figura 56 - Queimadores de parede da fachada sul.....	59
Figura 57 - Condutas de ar de combustão zona 0.....	59
Figura 58 - Queimadores de parede.....	60
Figura 59 - Queimadores de parede.....	60
Figura 60 - Queimador de teto das zonas 1 e 2	61
Figura 61 - Queimador de teto (interior do forno).....	62
Figura 62 - Distribuição dos queimadores de teto das zonas 1 e 2.....	62
Figura 63 - Condutas do ar de combustão da zona 5.....	63
Figura 64 - Tipologia e quantidade de queimadores por zona	64
Figura 65 - Distribuição esquemática dos queimadores.....	65
Figura 66 - Encapsulamento do termopar no interior do forno	66
Figura 67 - Termopar.....	66
Figura 68 - Representação do sistema de controlo de temperatura	67
Figura 69 - Sistema de combustão em limites cruzados.....	68
Figura 70 - Curva de compensação estequiométrica	69
Figura 71 - Sistema de combustão em duplos limites cruzados	70
Figura 72 - Pormenor do tubular do recuperador	71
Figura 73 - Vista exterior do recuperador de calor.....	71
Figura 74 - Representação esquemática do recuperador de calor	72
Figura 75 - Circuito do ar de combustão	73
Figura 76 - Analisador de gases de evacuação	74
Figura 77 - Pormenor da refrigeração de um langeron móvel.....	75
Figura 78 - Cabeça de um langeron móvel.....	75
Figura 79 - Circuito água de refrigeração dos rolos no interior do forno	76
Figura 80 - Sistema de ancoragem	77
Figura 81 - Módulos suspensos da abóboda.....	78
Figura 82 - Pormenor da construção do sistema de isolamento das paredes	78
Figura 83 - Pormenor das várias camadas de isolamento.....	79
Figura 84 - Pormenor das âncoras do refratário.....	80
Figura 85 - Construção dos blocos do refratário da soleira	80
Figura 86 - Principais entradas e saídas de energia do forno	81
Figura 87 - Energia fornecida (estudo do construtor do equipamento).....	82
Figura 88 - Distribuição de energia (estudo do construtor do equipamento)	82
Figura 89 - Medidor de gases de evacuação.....	85
Figura 90 - Set-point da pressão do ar de combustão.....	87
Figura 91 - Sistema de ventilação nº 1	89
Figura 92 - Sistema de ventilação nº 2	89



Figura 93 - Aberturas do forno (lado poente).....	93
Figura 94 - Análise termográfica exterior a um queimador de abóboda	95
Figura 95 - Análise termográfica a uma porta de inspeção lateral	95
Figura 96 - Análise termográfica á fachada lateral Sul	96
Figura 97 – Representação gráfica da energia fornecida.....	102
Figura 98 – Representação gráfica da utilização da energia	102
Figura 99 – Representação gráfica da energia útil Vs. perdas.....	103
Figura 100 - Temperaturas medidas na fachada nascente	107
Figura 101 - Temperaturas medidas na fachada poente	107
Figura 102 - Temperaturas medidas na fachada norte.....	107
Figura 103 - Temperaturas medidas na fachada sul	108
Figura 104 - Temperaturas medidas na abóboda.....	108
Figura 105 - Temperaturas medidas na soleira.....	108
Figura 106 - Curvas de pressão do forno.....	115
Figura 107 - Representação gráfica da energia entrada (Ensaio)	116
Figura 108 - Representação gráfica da energia saída (Ensaio).....	116
Figura 109 - Representação gráfica da energia útil Vs. perdas	117
Figura 110 - Energia disponível em função do teor de oxigénio.....	118
Figura 111 - Processo de mistura entre oxigénio e ar ambiente	119
Figura 112 - Representação gráfica da energia entrada.....	121
Figura 113 - Representação gráfica da energia saída	122
Figura 114 - Representação gráfica da utilização da energia	123
Figura 115 – Representação gráfica da energia entrada (1ª análise)	125
Figura 116 – Representação gráfica da energia saída (1ª análise).....	125
Figura 117 – Representação gráfica da energia útil Vs. perdas (1ª análise).....	126
Figura 118 - Gráfico da energia entrada (2º ensaio).....	127
Figura 119 - Gráfico da energia entrada (projeto).....	127
Figura 120 – Gráfico da energia saída (2º ensaio).....	128
Figura 121 - Gráfico da energia saída (projeto)	128
Figura 122 - Gráfico da energia útil Vs. energia perdida	129
Figura 123 - Ciclograma lança	145
Figura 124 - Ciclograma da lança.....	146
Figura 125 - Ciclograma da lança.....	147
Figura 126 - Analisador dos gases de evacuação	148
Figura 127 - Recuperador de calor	149
Figura 128 - Coletor de ar de combustão	150
Figura 129 - Água de refrigeração.....	151
Figura 130 - Água de refrigeração.....	152
Figura 131 - Caudais ar e gás zona 0.....	153
Figura 132 - Caudais ar e gás zona 1.....	154
Figura 133 - Caudais de ar e gás zona 2	155
Figura 134 - Caudais ar e gás zona 3.....	156
Figura 135 - Caudais de ar e gás zona 4	157
Figura 136 - Caudais ar e gás zona 5.....	158
Figura 137 - Relatório diário do forno.....	159
Figura 138 - Características do gás natural	160
Figura 139 - Relatório de calibração do servomex (25/10).....	161



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique
Análise energética de um forno de reaquecimento de billetes

Figura 140 - Certificado de calibração do servomex (25/10).....	162
Figura 141 - Relatório de calibração do servomex (15/05).....	166
Figura 142 - Certificado de calibração do servomex (15/05).....	167
Figura 143 - Cauda de ar e gás	168
Figura 144 - Lay-out do sistema de ar de combustão.....	169
Figura 145 - Caudal de ar e gás da zona 0.....	170
Figura 146 - Caudal de ar e gás zona 1.....	171
Figura 147 - Caudal de ar e gás zona 2.....	172
Figura 148 - Caudal de ar e gás zona 3.....	173
Figura 149 - Caudal de ar e gás da zona 4.....	174
Figura 150 - Caudal de ar e gás da zona 5.....	175
Figura 151 - Relatório diário do forno.....	176
Figura 152 - Características do gás natural	177



ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Composição do gás natural em função da sua origem	44
Tabela 2 - Resumo de caudais e potências por zonas.....	52
Tabela 3 - Capacidade térmica instalada por queimador e por zona do forno (projeto)	53
Tabela 4 - Registo dos caudais de ar e gás	83
Tabela 5 - Análise volumétrica seca (teórica)	84
Tabela 6 - Análise volumétrica húmida (teórica)	84
Tabela 7 - Análise volumétrica seca real.....	84
Tabela 8 - Velocidade do ar (m/s) Ventilador nº1	85
Tabela 9 - Velocidade do ar (m/s) Ventilador nº 2.....	86
Tabela 10 - Caudais de ar medidos nos ventiladores.....	86
Tabela 11 - Caudal de ar calculado por zona.....	88
Tabela 12 - Energia recuperada no recuperador de calor	97
Tabela 13 - Cálculo da energia da combustão	97
Tabela 14 - Cálculo das perdas pelos gases de evacuação	98
Tabela 15 - Perda pela água de refrigeração.....	98
Tabela 16 - Perda pela porta de enformamento	98
Tabela 17 - Perda pela porta de desenformamento.....	99
Tabela 18 - Perda pela porta da lança.....	99
Tabela 19 - Perda pelas aberturas	99
Tabela 20 - Perda pelo aquecimento (ar).....	100
Tabela 21 - Perda pela envolvente.....	100
Tabela 22 - Potência transmitida aos biletos	100
Tabela 23 - Comparativo da energia entrada.....	103
Tabela 24 - Comparativo da energia saída	103
Tabela 25 - Registo dos caudais de ar e gás	105
Tabela 26 - Análise volumétrica seca (teórica)	105
Tabela 27 - Análise volumétrica húmida (teórica)	105
Tabela 28 - Análise volumétrica seca real.....	106
Tabela 29 - Perdas pela envolvente nas fachadas nascente e poente.....	109
Tabela 30 - Perdas pela envolvente na fachada Norte.....	109
Tabela 31 - Perdas pela envolvente na fachada Sul.....	109
Tabela 32 - Perdas pela envolvente na Abóboda.....	110
Tabela 33 - Perdas pela envolvente na soleira.....	110
Tabela 34 - Cálculos da energia recuperada no recuperador de calor	111
Tabela 35 - Cálculo da energia da combustão	111
Tabela 36 - Cálculo das perdas pelos gases de evacuação	111
Tabela 37 - Perdas pela água de refrigeração	112
Tabela 38 - Perdas pela porta de enformamento	112
Tabela 39 - Perdas pela porta de desenformamento	112
Tabela 40 - Perdas pela porta da lança	113
Tabela 41 - Perdas pelas aberturas	113
Tabela 42 - Perdas pelo aquecimento (ar)	113
Tabela 43 - Potência transmitida aos biletos	114
Tabela 44 - Energia entrada (Ensaio Vs. Projeto)	115
Tabela 45 - Energia saída (Ensaio Vs. Projeto).....	115



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique
Análise energética de um forno de reaquecimento de billetes

Tabela 46 - Cálculos da energia recuperada no recuperador de calor	120
Tabela 47 - Perdas pelo aquecimento (ar)	121
Tabela 48 - Energia entrada.....	121
Tabela 49 – Energia saída.....	122



ABREVIATURAS

PCI – poder calorífico inferior [kJ/(kgK)]

PCS – Poder calorífico superior [kJ/(kgK)]

GAF – Gás de alto forno

Car – caudal volumico ar de combustão [m³/s]

v – velocidade média do ar [m/s]

A – área útil de aspiração do ar [m²]

Qn – caudal nominal ar de combustão [m³/h]

$Qmax$ – caudal máximo de ar de combustão do projeto [60 745 m³/h]

Te – Temperatura medida pelo termopar do ar de combustão [K]

Ft – Valor lido pelo transmissor de fluxo

Pt – Pressão do ar de combustão medido pelo transmissor de pressão [mmH₂O]

$Qrec$ - Energia recuperada no recuperador de calor [W]

$\dot{m}(ac)$ - Caudal mássico do ar de combustão [kg/s]

$Cpmin$ - Calor específico do fluido a mais baixa temperatura [kJ/(kgK)]

ε - Eficiência

Tin - Temperatura de entrada do fluido quente [K]

$Tout$ – Temperatura de saída do fluido quente [K]

tin - Temperatura de entrada do fluido frio [K]

$tout$ – Temperatura de saída do fluido frio [K]

r – Razão entre as capacidades térmicas

$Qcomb$ – Potencia da combustão [W]

$\dot{m}comb$ – caudal mássico de combustível [kg/s]

$Q(ge)$ – energia perdida pelos gases de evacuação [W]

$\dot{m}(ge)$ - caudal mássico dos gases de evacuação [kg/s]

$Cp(ge)$ – calor específico dos gases de evacuação à temperatura média [kJ/(kgK)]

$Qaref$ – energia perdida pela água de refrigeração [W]

$\dot{m}(aref)$ - caudal mássico da água de refrigeração [kg/s]

$\dot{m}(ge)$ = Caudal mássico dos gases de evacuação [kg/s]

$Ts(ge)$ = Temperatura saída dos gases de evacuação [K]



$T_e(ac)$ = Temperatura de entrada do ar combustão [K]

Q_p – Energia perdida pelas portas e aberturas

t - tempo de abertura [s]

ρ - Massa volumétrica do ar exterior e interior [kg/m³]

A - secção livre de abertura das portas [m²]

H - altura da porta em metros [m]

h - entalpia mássica do ar exterior e interior [kJ/kg]

$Q(bil)$ – Energia absorvida pelos biletos [W]

$\dot{m}(bil)$ - caudal mássico dos biletos [kg/s]



i) Agradecimentos

À Escola onde me fiz homem e à qual tenho voltado com regularidade – Escola Superior Náutica Infante Dom Henrique. Foi aqui, enquanto aluno do 1º ciclo, que vi partir a minha Mãe à qual dedico este trabalho.

Aos meus filhos, Rui Pedro e Guilherme Miguel, para que sirva de estímulo a estarem disponíveis a continuar a aprender ao longo de toda a Vossa vida.

À minha companheira de sempre, Cristina, por continuarmos juntos a apreciar tudo o que a vida nos tem proporcionado.

A todos os professores que encontrei ao longo da vida, aqui representados pelo meu orientador Prof. Eng. Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira ao qual agradeço todo o apoio prestado neste trabalho, que me formaram enquanto técnico e, mais importante, como homem e como pai.

ii) Resumo

A otimização da utilização da energia em processos de consumo intensivo como ocorre numa siderurgia, desempenha um papel importante na eficiência da produção. Os fornos de reaquecimento de biletas são, geralmente, os equipamentos críticos da cadeia de produção numa siderurgia. Numa laminagem moderna os custos de energia associados ao forno de reaquecimento de biletas representam mais de 20% do total dos custos da produção. A correta utilização desta energia representa um fator de competitividade que não pode ser descurado por nenhuma administração empresarial. Para além disso, o combustível utilizado é o gás natural, que apesar de formar menos CO₂ que os combustíveis fósseis tradicionais, libertam uma quantidade significativa deste gás que provoca o efeito de estufa. Assim, toda a poupança de GN minimiza a libertação de CO₂ e consequentemente o efeito de estufa.

O objetivo central deste trabalho foi realizar uma análise energética ao forno de reaquecimento de biletas, determinando as entradas e saídas de energia através do método direto, de forma a avaliar as condições de operação relativamente ao projeto do construtor do equipamento e tentar minimizar as perdas de energia ao longo do processo.

Inicialmente foram determinadas as entradas de energia tendo sido considerado o ar de combustão, após o recuperador de calor, e a energia da combustão. De seguida



determinámos a utilização dessa energia tendo sido considerado a energia transmitida aos billetes, as perdas pelos gases de evacuação, aquecimento do ar, envolvente, portas e aberturas, e água de refrigeração.

Durante a realização deste trabalho foram realizadas duas análises energéticas tendo sido possível encontrar algumas ações de melhoria, bem como validar alguns dos procedimentos internos relativo aos equipamentos de controlo do forno.

Foi realizado um estudo prévio, que dará origem a futuros trabalhos, relativamente às vantagens do enriquecimento com oxigénio do ar de combustão no que concerne ao consumo de gás natural.

PALAVRAS CHAVE: otimização; forno de reaquecimento de billetes; gás com efeito de estufa; análise energética; enriquecimento com oxigénio

iii) Abstract

Optimising energy-intensive processes plays an important role in the steel industry's since it drive to introduce cleaner and more efficient forms of production. Industrial furnaces are usually the critical pieces of equipment in the industrial production chain. In a modern steel industrie, the energy costs associated to the billets reheating furnace represents more than 20% of the total production costs. The correct use of this energy is a competitiveness factor that can not be ignored by any stell company management. In addition, the fuel used is natural gas, which, although forming less CO₂ than traditional fossil fuels, releases a significant amount of this greenhouse gas. Thus, all NG savings minimizes the release of CO₂ and consequently the greenhouse effect.

The main purpose of this task was to carry out a energetic analysis of the billets reheating furnace with the goal of setting the inputs and outputs of the energy through the direct method, in order to evaluate the operation condition related to the design of the reheating furnace builder and try to minimize the energy losses throughout the process.

Firstly the inputs of energy were determined taking into account the combustion air, after the air recuperator, and the combustion energy. Then We determined the use of this energy taking into account the energy transmitted to the billets, the exhaust gas



losses, combustion air heating, skin (side walls, roof, bottom), doors and openings, and refrigeration water.

During the accomplishment of this work we were able to find some improvement measures/actions as well as validate internal procedures related to equipment controls of the reheating furnace.

A previous study has been carried out, which will give rise to future work, regarding the advantages of oxygen enrichment of the combustion air with respect to the consumption of natural gas.

KEYWORDS: Optimising; billets reheating furnace; greenhouse effect; energetic analysis; oxygen enrichment

Capítulo 1 - Introdução

Numa laminagem moderna os custos de energia representam cerca de 35% do total dos custos da produção. O forno de reaquecimento representa só por si 60% destes custos, ou seja, a energia consumida pelo forno representa, aproximadamente, 21% do total dos custos de produção da laminagem. A otimização do consumo de energia representa um dos principais pontos de análise de qualquer gestor de laminagem, afetando diretamente a competitividade da empresa no mercado à escala global.

Uma correta gestão do forno de reaquecimento permitirá uma economia de energia, bem como, uma melhor qualidade do produto final.

O forno de reaquecimento de billetes tem como função reaquecer o billete desde a temperatura de enformamento até à temperatura necessária à laminagem com o menor consumo de combustível possível. Numa siderurgia, o consumo de combustível do forno de reaquecimento representa mais de 20% do custo total de produção. Para além disso, a sustentabilidade ambiental obriga a desenvolver ações no sentido de diminuir o consumo de combustíveis fósseis, assim como a diminuição de gases que aumentem o efeito de estufa. Dependendo das características da instalação, o forno de reaquecimento pode ser um fator limitativo da produção afetando diretamente a produtividade.

Os fornos de reaquecimento são sistemas complexos onde a transferência de calor para o billete é influenciado por diversos fatores tais como, a temperatura de enformamento do billete, a temperatura do ar de combustão, tempo de permanência dos billetes no seu interior, etc... Desta forma, poderemos considerar o forno de reaquecimento de billetes como um sistema não linear com múltiplas entradas e saídas.

No forno em estudo existem 4 zonas distintas. A zona de recuperação de calor, a qual não possui queimadores, resulta de um acréscimo do forno realizado em 2004. Nesta zona, o aquecimento dos billetes é realizado maioritariamente pelo processo convectivo e em menor escala pelo processo radiativo, existindo um aproveitamento em contracorrente dos gases de evacuação vindos das restantes zonas. A zona de pré-aquecimento, denominada de zona 0, onde o material é aquecido por convecção e radiação, através de queimadores de parede de chama longa. A zona de aquecimento, denominada de zona 1 e zona 2, onde a presença dos queimadores de teto de chama curta tornam a radiação predominante e, finalmente, a zona de homogeneização cujo objetivo é uniformizar as temperaturas ao longo de todo o comprimento do billetes. Esta

zona é composta por 3 zonas distintas de queimadores, ou seja, as zona 3, 4 e 5 sendo, cada uma delas, responsável pelo aquecimento de uma área específica do bilette.

O controlo da temperatura no interior do forno é feito pela diferença entre o valor de set-point e o valor medido por uso de termopares encapsulados num tubo metálico, instalados nas paredes e teto do forno. O tipo de termopar é o adequado a cada zona do forno existindo diferença na temperatura máxima suportada. O sistema de controlo, com base nesta diferença, atua as válvulas de regulação de caudal, aumentando ou diminuindo a entrada de combustível e ar para a combustão, correspondente às necessidades detetadas. Este controlo é realizado de forma independente para as 6 zonas do forno onde existe combustão.

Os principais problemas que podem ocorrer no aquecimento do bilette são: a perda superficial de material por oxidação, a descarbonização, tensões térmicas que podem originar fissuras e sobreaquecimento que implica um consumo desnecessário de combustível e correspondente aumento de custos.

a) Objetivos

Este projeto tem como objetivo apresentar um estudo do comportamento térmico do forno de reaquecimento de bilettes da Siderurgia Nacional. No processo de combustão a gás natural que se verifica no forno, será analisada a reação estequiométrica, a relação ar/combustível real, a análise volumétrica seca dos produtos da combustão e comparação com os valores registados pelos equipamentos. Será ainda efetuado o balanço energético da combustão e, por fim, serão calculadas as quantidades de energia dos gases de evacuação e da água de refrigeração, bem como, as perdas através da envolvente do forno e das portas de enformamento e desenformamento.

Este método de análise, consubstanciado com análises energéticas regulares, permitirá avaliar a gestão operacional do forno, bem como definir processos de melhoria.

b) Estrutura do trabalho

Este trabalho está dividido em seis capítulos. No primeiro capítulo denominado introdução, é caracterizada a atividade na qual o objeto de estudo está inserido sendo descrito um pouco da história da empresa, bem como alguns conceitos de laminagem. No segundo capítulo denominado de estado da arte, é descrita a evolução tecnológica

recente dos fornos de reaquecimento de biletos. No terceiro capítulo denominado de caracterização do objeto de estudo, é descrito o forno de reaquecimento de biletos da Siderurgia Nacional. No quarto capítulo, trabalho de campo, são descritos os procedimentos adotados na realização da recolha de dados que permitiram a realização da análise energética. São apresentados de forma explícita todos os dados recolhidos, bem como todos os cálculos realizados. No quinto capítulo, trabalhos futuros, é apresentado um estudo de comportamento térmico do forno resultante de uma possível melhoria técnica, enriquecimento do teor de oxigénio do ar de combustão. São referidas numericamente as reduções das perdas de energia bem como a poupança no combustível. No sexto capítulo, conclusões, são apresentadas todas as conclusões possíveis de serem retiradas dos cálculos realizados nos capítulos anteriores.

c) Caracterização da empresa e processo de laminagem

i) A origem da MEGASA S.A.

A Siderurgia Nacional (S.N.) foi constituída no dia 23 de Dezembro de 1954, sendo o presidente da direção o Dr. António Sommer Champalimaud. Os seus estatutos foram publicados no Diário da República, III série, no dia 31 de Dezembro de 1954, tendo o estado português concedido à S.N. a exclusividade no fabrico de gusa, aços e laminados por um período de dez anos.

Após diversos estudos de localização, surgiu em 1957 a possibilidade da mesma ficar situada na região do Seixal, mais concretamente na Aldeia de Paio Pires numa área natural junto ao estuário do Tejo. Neste mesmo ano, foi requerido e autorizado a implantação da fábrica nesta localidade, num terreno com uma dimensão total de 536 hectares. A implantação da Siderurgia Nacional converteu e transformou este local num polo de excelência industrial, que à época simbolizava a modernidade e o progresso, alimentando um conjunto de outras empresas ou indústrias como o caminho-de-ferro, construção civil, obras públicas, entre outras.

A Siderurgia Nacional foi inaugurada no dia 24 de Agosto de 1961, cerca de 4 anos após o início da sua construção [1] pelo Presidente da República Almirante Américo Tomás, tornando-se um dos maiores empreendimentos industriais concretizados em Portugal.



Figura 1 - Vista aérea da antiga Siderurgia Nacional

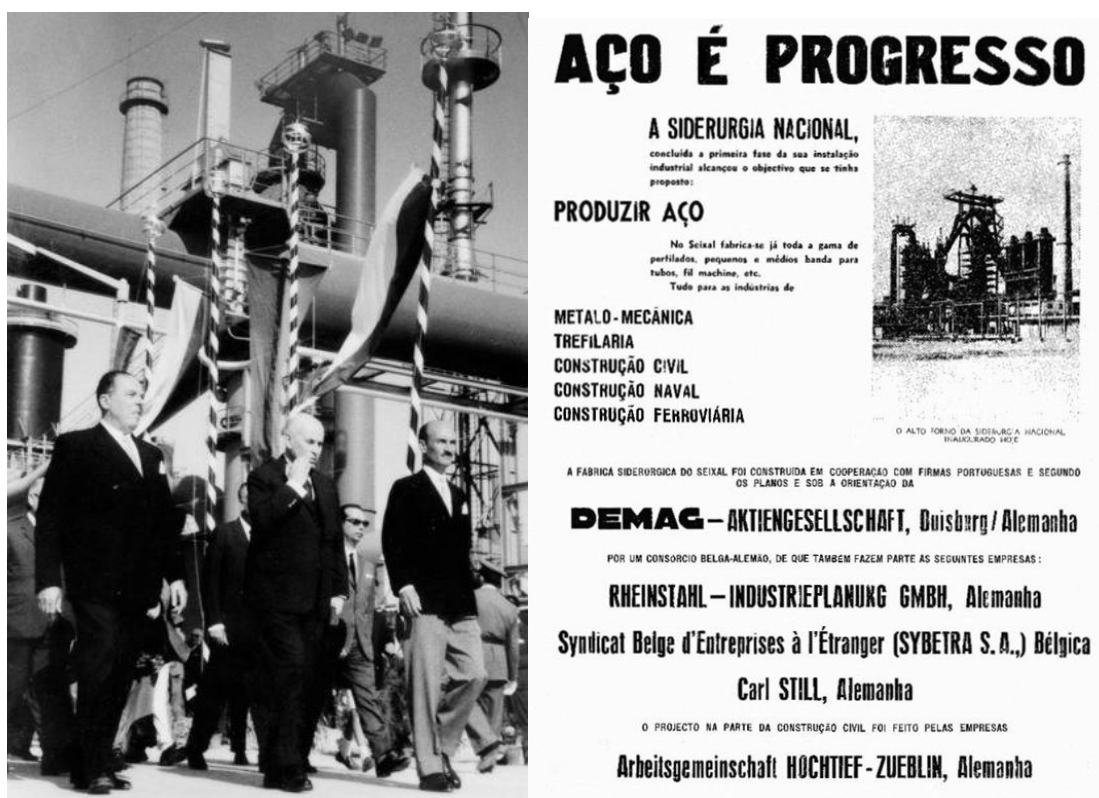


Figura 2 - Inauguração da Siderurgia Nacional

A produção de varões de aço, utilizado no sector da construção, e fio laminado, utilizado na indústria metalomecânica (para perfis, pregos, parafusos, etc.) [2], alteraram o paradigma da indústria metalomecânica em Portugal.

Contrariamente aos estudos de viabilidade económica que estiveram na origem do investimento, nos quatro primeiros anos de existência a empresa não originou grandes vendas e consequentemente o lucro obtido não foi o esperado. Este facto originou alguma desconfiança relativamente à viabilidade futura do investimento realizado.

O estado português, através do ministério da economia, concedeu um importante subsídio para apoio à exportação, tendo esta medida originado, em 1965, um substancial aumento de produção, 220 mil toneladas de produto final, permitindo a viabilidade económica da jovem empresa [2].

O acentuado aumento das vendas, possibilitou o investimento em inovação originando um processo de melhoria da capacidade produtiva. No ano de 1966, foi iniciado o plano de expansão da fábrica. Este novo investimento permitiu diversificar o tipo de produtos fabricados passando a incluir as chapas laminadas a frio, tais como a chapa galvanizada utilizada na produção de equipamentos e máquinas, e a folha-de-flandres utilizada na produção de embalagens metálicas. Este plano de investimentos ficou concluído no ano de 1969.

A revolução ocorrida em Abril de 1974, e todo o movimento político posterior, levou á nacionalização da empresa, no dia 16 de Abril de 1975 [2] e no seu posterior estatuto de empresa pública em 16 de Dezembro de 1976.

Em 1976 é inaugurada uma nova unidade fabril, a Siderurgia Nacional – Maia, em S. Pedro de Fins, aumentando a sua capacidade produtiva. Neste ano a empresa era responsável por, cerca de, 6300 postos de trabalho [2], [5].

A nacionalização da empresa manteve os objetivos de expansão e inovação para a S.N. tendo sido realizados avultados investimentos. No entanto, a saúde financeira da empresa degradou-se em resultado das alterações políticas ocorridas no país, originando quebras de produção e prejuízos elevados.

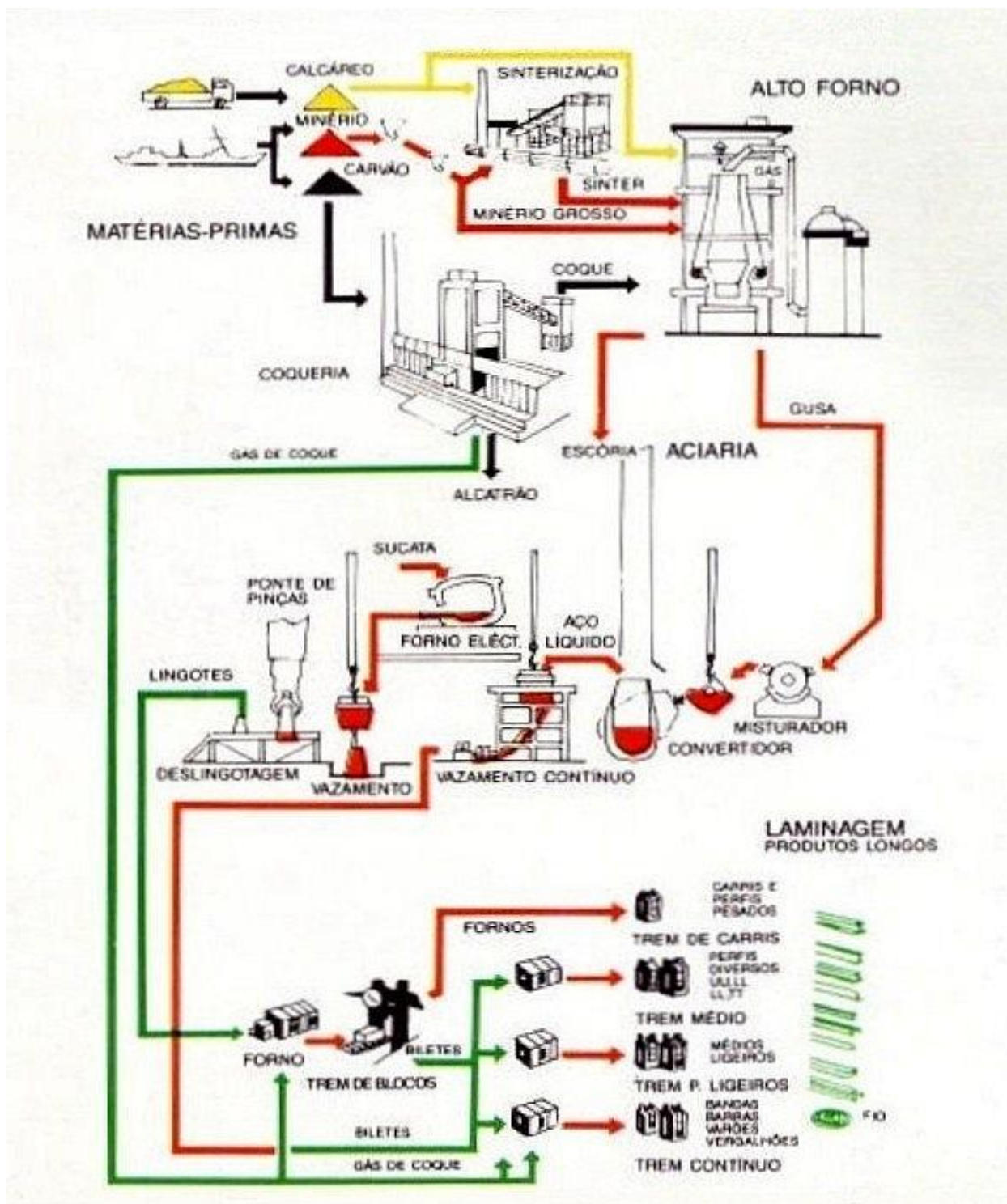


Figura 3 - Fluxo de produção no princípio dos anos 70

A entrada de Portugal na CEE levou á suspensão dos planos de inovação e expansão, começando o estado a equacionar a sua privatização [1]. Em 1991 a Lusosider faz chegar ao estado a primeira proposta para a privatização da S.N., tendo a mesma sido recusada devido ao baixo valor oferecido.

Resultante de um plano de medidas aprovado e emitido pela CEE no ano de 1994, com o objetivo de reestruturar a indústria siderúrgica ao nível europeu, a S.N. é dividida em três empresas: SN – Empresa de Serviços responsável pelo alto-forno, central de oxigénio, central elétrica entre outros serviços, a SN – Longos, S.A. que engloba as unidades do Seixal e da Maia e por ultimo a SN – Planos S.A. que engloba a fábrica de planos da unidade do Seixal [3]. Esta divisão de ativos facilitou a privatização das empresas pertencentes ao grupo. No decorrer do ano de 1995, a SN- Planos S.A. foi adquirida pela Lusosider, uma empresa do grupo CSN – Companhia Siderúrgica Nacional (empresa brasileira), e a SN – Longos S.A foi adquirida pelo consórcio ATLANSIDER, constituído por duas empresas a MEGASA (controlado pelo grupo espanhol MEGAFER) e o grupo RIVA (grupo italiano), cada uma com 50%.

A MEGASA, no ano de 1998, adquiriu o controlo total da SN – Longos S.A. ao comprar a parte do grupo RIVA, passando a controlar desde essa data, as duas maiores siderurgias existentes em Portugal. Após o encerramento do alto-forno em 2001, e a aquisição do forno por arco elétrico pela Megasa, a SN - Serviços, a única empresa cujo capital ainda pertencia ao estado, foi extinta em 2002 [1], [3], [5].

Como curiosidade, na figura 4 está representada a evolução dos logótipos da empresa desde a sua origem até à sua privatização e aquisição por parte da MEGASA.



Figura 4 - Evolução dos logótipos ao longo da história

O alto-forno, mostrado na figura 5, é ainda, nos dias que correm, considerado por muitos como o símbolo da S. N., tendo sido considerado património municipal pela Câmara Municipal do Seixal.



Figura 5 - Alto forno

Uma das características da empresa, desde a sua origem até aos dias de hoje, é a vontade de inovar e manter um processo de evolução constante, sendo uma das linhas de produção de produtos laminados mais rápida a nível europeu e mundial.

ii) Instalações

A fábrica é constituída por três zonas distintas, a aciaria, a laminagem e os transformados.

A aciaria é a zona da fábrica onde são produzidos os biletos, lingotes, os quais podem ser vendidos como produto final para siderurgias externas, ou entregues na laminagem como matéria-prima. Os biletos são produzidos a partir de sucata ferrosa sendo este um processo de reciclagem de resíduos. A reciclagem de sucatas ferrosas apresenta como vantagens a facilidade de transformação, menor investimento em instalações, poupança de recursos naturais e requalificação dos espaços que seriam necessários para o armazenamento da sucata.

Os biletos produzidos pela aciaria são de secção quadrada podendo ter as seguintes medidas: 120*120 mm; 130*130 mm; 140*140 mm; 160*160 mm. Em termos de comprimento os biletos podem variar entre 10 m e 14,30 m e o seu teor em carbono pode variar entre 0,04% e 0,80%.

Em termos tecnológicos, o vazamento contínuo dispõe da possibilidade de utilizar a buseta imersa para a produção de aços de maior exigência.



Figura 6 - Zona de arrefecimento de biletas

A matéria-prima da laminagem são os biletas fabricados na aciaria. O tipo de laminagem existente na MEGASA é a laminagem a quente sendo os biletas provenientes da aciaria reaquecidos no forno de reaquecimento. A laminagem é um processo de deformação plástica onde a secção transversal do bilete é reduzida por compressão do metal, passagem entre dois cilindros com eixos paralelos que giram em torno de si mesmos (caixas de laminar), até à sua forma final.

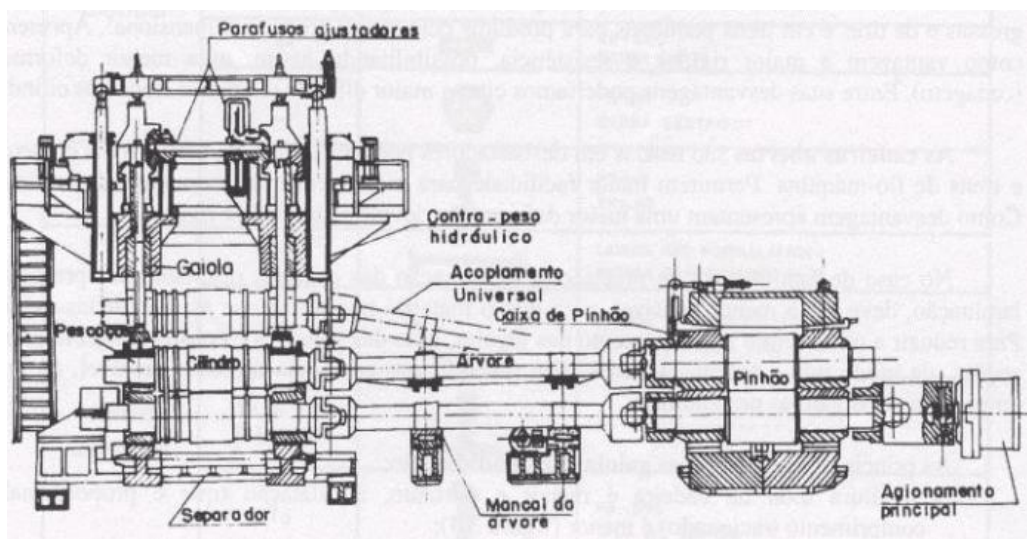


Figura 7 - Esquema de uma caixa de laminar

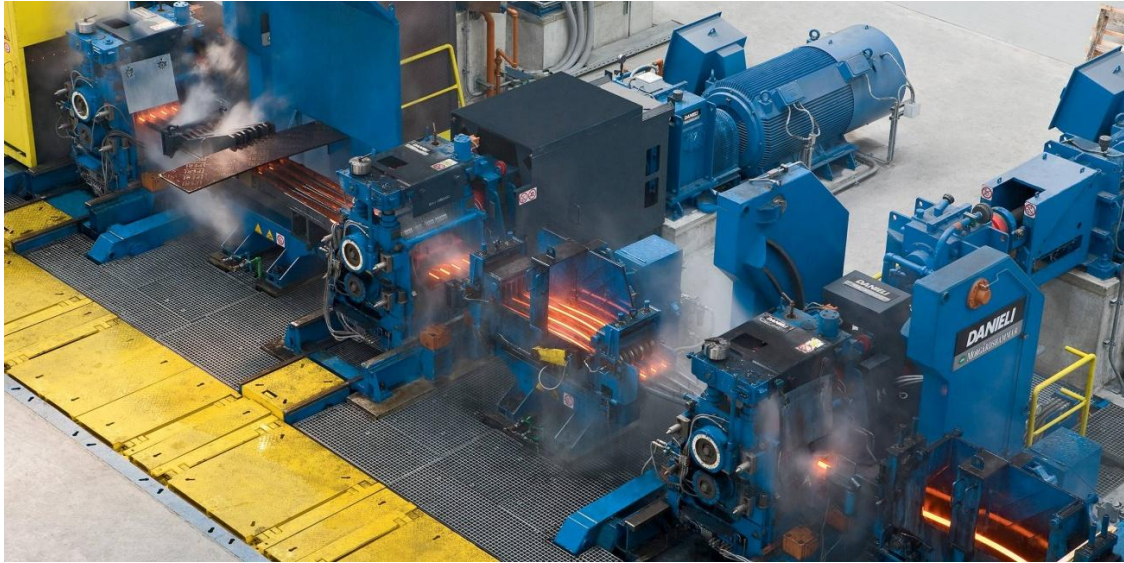


Figura 8 - Caixa de laminar

Os produtos acabados da laminagem são de dois tipos, aço para betão e aço de fio-máquina. O aço para betão pode ser produzido sobre a forma de barras nervuradas, com diâmetros compreendidos entre 8 e 40mm e comprimentos entre 6m e 18m, carretos e bobines. O aço de fio-máquina é produzido sobre a forma de bobines com teor de carbono entre 0,04% e 0,80%.

O aço nervurado produzido pela laminagem pode ser do tipo soldável, aço soldável de alta ductilidade e de ductilidade especial, sendo este último especialmente indicado para estruturas sujeitas a regimes sísmicos. O aço nervurado, em conjunto com o betão, constitui o betão armado, que é o elemento construtivo mais utilizado na Europa.

O trem de laminagem dispõe de tratamento térmico em linha e tapete de arrefecimento de espiras.



Figura 9 - Produto acabado nervurado (carreto e barra)



Figura 10 - Produto acabado fio-máquina

Os transformados são a zona da fábrica onde ocorre a trefilação das bobines de aço de fio-máquina, produzidas na laminagem, podendo ter um acabamento liso ou nervurado. A trefilação é um processo industrial que consiste na tração do fio-máquina através de fieiras de canal convergente, provocando a redução da secção transversal e respetivo aumento do comprimento do material. Os produtos acabados são os carretos trefilados, liso ou nervurado, a rede eletrosoldada e os separadores.

A rede eletrosoldada é especialmente indicada para construção de elementos estruturais, tais como, lajes, soleiras, paredes, muros de suporte, aduelas, galerias, etc...

Os separadores são elementos auxiliares que se utilizam para manter o espaçamento entre os elementos resistentes, varão ou malha.

iii) Processo de laminagem

A laminagem é um processo mecânico de deformação plástica que consiste na passagem de um corpo sólido entre dois cilindros que giram em sentidos contrários e com a mesma velocidade periférica. Dessa forma, tendo o corpo da peça inicial uma dimensão maior do que a distância entre as superfícies laterais dos cilindros, ele sofre uma deformação plástica na passagem entre cilindros que resulta na redução da sua secção transversal e no aumento do seu comprimento e largura. Para se obter uma determinada dimensão (espessura) do corpo, deve-se submeter a peça a sucessivas passagens através dos cilindros, com distâncias entre si decrescentes [7]. O processo de laminagem

permite, também, uma melhoria nas propriedades dos materiais, tais como, ductilidade, resistência mecânica e estrutura superficial [8].

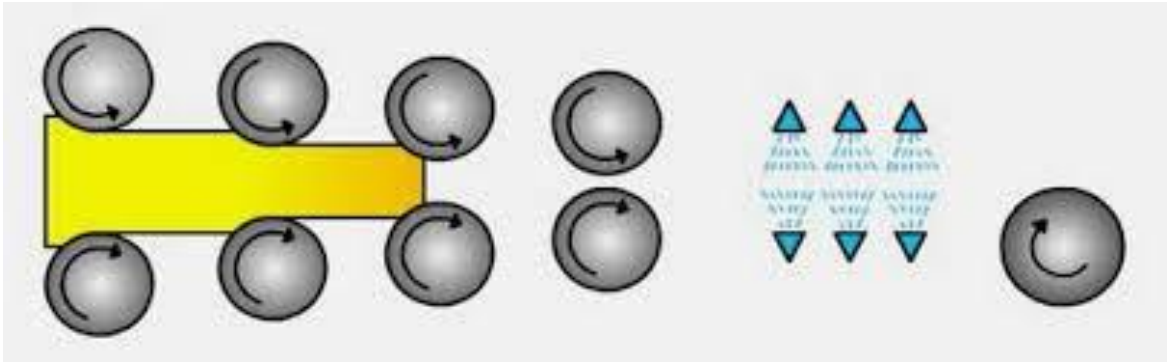


Figura 11 - Processo de laminagem

A laminagem é o processo mais utilizado para a transformação de metais pois permite elevadas produtividades, bem como, um apurado controlo sobre a qualidade do produto final. Este processo é convencionalmente classificado quanto à sua temperatura de trabalho, laminagem a quente (acima do ponto crítico do aço) ou laminagem a frio (abaixo da temperatura crítica do aço), e quanto ao número de passagens entre cilindros [9]. Quando a temperatura de trabalho é maior que a temperatura que provoca a recristalização do metal, o processo é designado como de trabalho a quente e abaixo dessa temperatura é designado de trabalho a frio [7].

Uma das características da laminagem a quente, é a redução do tamanho do grão do metal laminado a cada passagem, o qual cresce novamente assim que a pressão é retirada (recristalização). O tamanho do grão final é determinado pela temperatura e percentagem de redução da ultima passagem.

Na laminagem a frio, a cada passagem na caixa de laminar, o tamanho do grão deforma-se mas não cresce permitindo uma melhor qualidade de acabamento superficial e uma maior resistência do produto acabado.

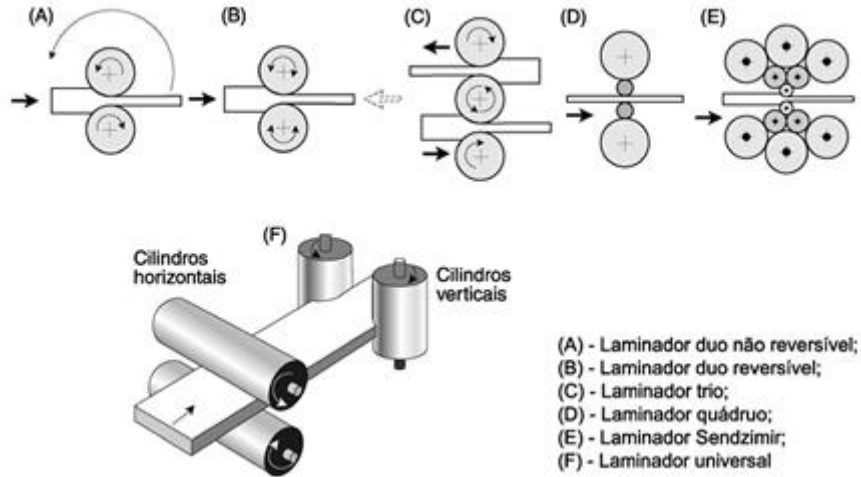


Figura 12 - Arranjos típicos de cilindros de laminar

d) Mecânica da laminagem

A laminagem pode ser considerada como um processo de compressão direta pelo fato dos cilindros atuarem, com esforço de compressão, diretamente sobre a peça. A intensidade da deformação plástica na direção da largura da peça depende da sua forma inicial e da intensidade da deformação da secção transversal. A mecânica da deformação indica que a peça entra no espaço entre cilindros com uma velocidade menor do que a velocidade com que sai, podendo admitir-se a hipótese da constância do volume na deformação plástica [7].

Desta forma, se uma peça for laminada da altura h_0 até á altura h_1 , então a redução em altura, h , é dado por,

$$h = h_1 + 2 * R * (1 - \cos \alpha) \quad (1)$$

Devido à lei da conservação do volume, e admitindo que não existe alteração na largura da peça, então é possível estabelecer uma relação entre as velocidades à entrada, v_0 , e à saída, v_1 ,

$$h_0 * v_0 = h * v = h_1 * v_1 \quad (2)$$

O arco de contacto entre a peça e os cilindros de laminagem é dado pela expressão

$$ld = \sqrt{R\Delta h} \quad (3)$$

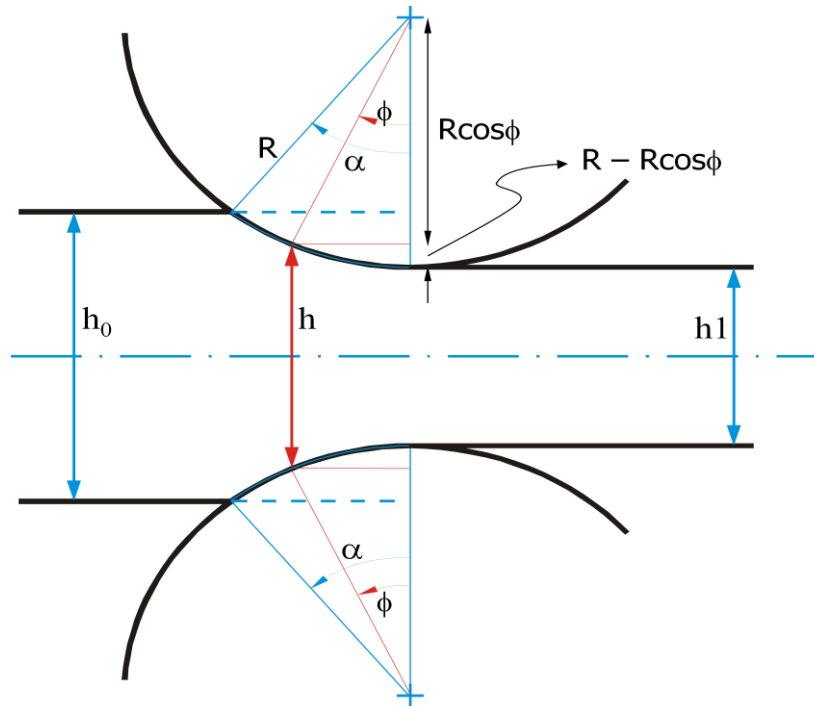


Figura 13 - Grandezas geométricas de laminagem

O ponto, onde a velocidade dos cilindros é igual à da velocidade da peça, é denominado de ponto neutro ou ponto de não escorregamento. Neste ponto a tensão de laminagem, ou seja, a pressão exercida pelos cilindros sobre a peça é máxima.

Num sistema com várias caixas de laminagem em série é fundamental que seja garantida a passagem da peça entre as diversas passagens. Para tal, é necessário que sejam garantidas determinadas condições de atrito e de geometria. A força na direção Z, F_z , é calculada em função da força nominal, F_n , e da força de atrito, F_r , e do ângulo de atrito, μ

$$F_z = 2 * F_n(\mu \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (4)$$

Para que a laminagem seja garantida é necessário que $F_z > 0$ e $\mu > \tan \alpha$.

O ângulo de laminagem, α , ou ângulo de agarre como geralmente é conhecido no meio, possuiu um valor máximo acima do qual os cilindros não conseguem arrastar a peça sob ação das forças de atrito atuantes na superfície de contacto. Desta forma, é necessário que o ângulo de agarre, α , seja menor que o ângulo de atrito, μ . O ângulo de atrito é expresso pela expressão

$$\mu = \tan \alpha \quad (5)$$

As forças de atrito atuam tangencialmente ao arco de contacto e no sentido de laminagem da peça até ao ponto neutro, pois o cilindro gira a uma velocidade periférica menor do que a peça. A partir desse ponto, a situação de velocidade relativa inverte-se e as forças de atrito passam a atuar no sentido contrário.

O ângulo de agarre é expresso pela expressão

$$\cos \alpha = 1 - \frac{h_0 - h_1}{2 \cdot R} \quad (6)$$

O ângulo de agarre é influenciado por todos os fatores que afetam o atrito entre os cilindros e o material. Desta forma a temperatura de laminagem, o aumento da velocidade tangencial e os diâmetros dos cilindros afetam as condições de agarre [8].

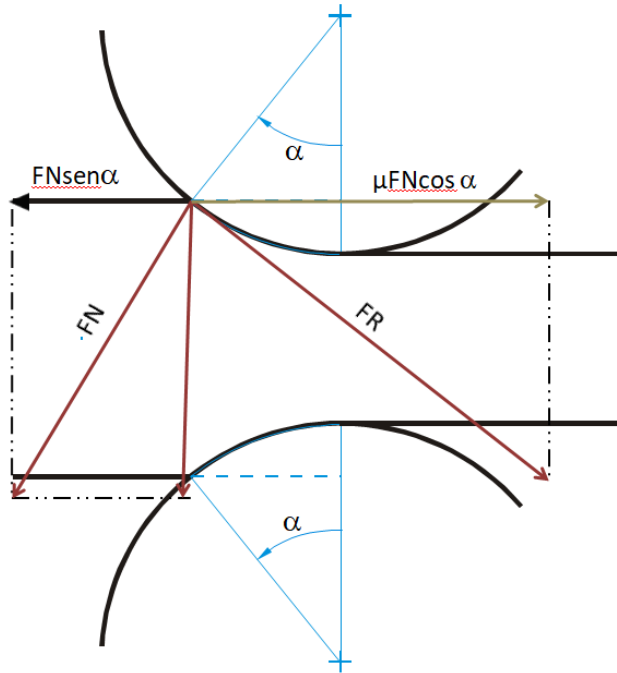
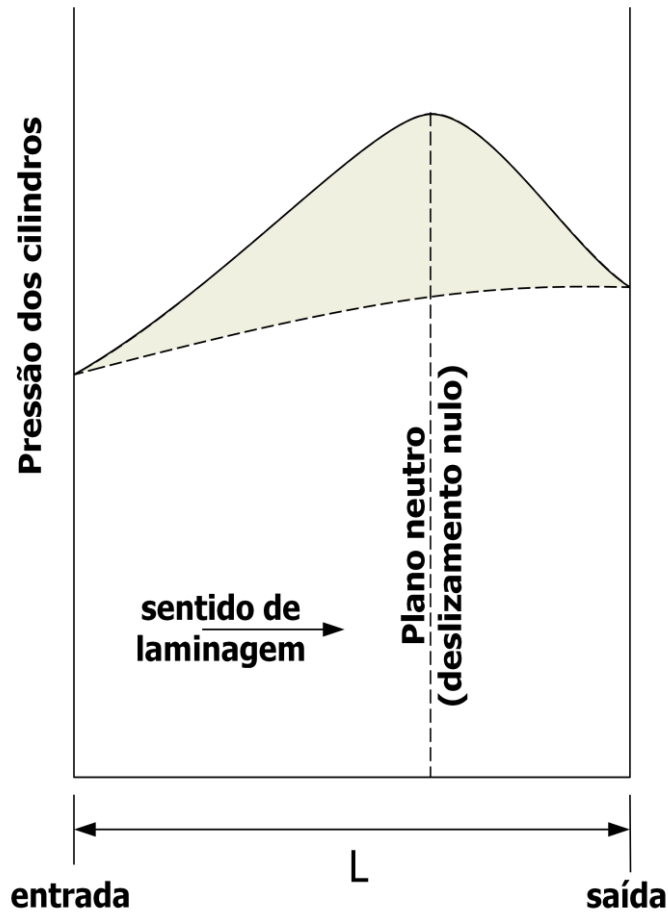


Figura 14 - Forças que atuam no instante em que a barra toca nos cilindros

A força normal à superfície de contacto, F_z , ou carga de laminagem, aumenta até ao ponto neutro e diminui após este. Essa força resulta da resistência à deformação oferecida pelo material da peça nas condições mecânicas de laminagem (temperatura, velocidade e estado de tensão).

$$F_n = \frac{F_z}{2 \cdot (\mu \cos \alpha - \sin \alpha)} \quad (7)$$



F/igura 15 - Distribuição da pressão de laminagem ao longo do arco de contacto

A carga de laminagem a dividir pela área de contacto definem a pressão sobre os cilindros, ou seja, a tensão de laminagem.

A área de contacto resulta da expressão

$$lp = \sqrt{\left[R(h0 - h1) - \frac{(h0 - h1)^2}{4} \right]} \quad (8)$$

Desta forma a tensão de laminagem, σ_l , pode ser descrita pela expressão

$$\sigma_l = \frac{Fn}{lp} \quad (9)$$

Capítulo 2 - Estado da arte

a) Classificação do tipo de fornos

Os dados básicos necessários para a definição do correto tipo de forno e da sua dimensão são:

- Tipos de aço e respetivo mix de produção
- Forma e tamanho do bilete a ser aquecido
- Temperaturas de enformamento e desenformamento
- Máximo diferencial de temperatura no bilete
- Produção nominal e eventuais picos
- Tipo de combustível
- Requisitos específicos do cliente

Relativamente aos requisitos específicos do cliente são normalmente definidos a máxima diferença de temperatura aceitável durante o aquecimento, a máxima taxa de aquecimento admissível, a descarburização aceitável e a quantidade e tipo de calamina.

Após a definição dos dados anteriormente referidos pode ser iniciado a escolha do tipo de forno a implantar.

Do ponto de vista construtivo podem ser considerados os seguintes tipos de forno:

- Pusher ou empurrador
- Walking Heart (WH) ou soleiras moveis
- Walking Beam (WB) ou vigas moveis
- Rotativo
- Túnel de rolos

i) Pusher (empurrador)

O forno do tipo empurrador é ideal para a laminagem de barras de pequena e média produção e, para produto final em que não sejam exigidas condições particulares, tais como, baixo nível de descarburização ou homogeneidade de aquecimento.

A principal característica deste tipo de forno é a não existência de espaço entre biletes permitindo economia de espaço na sua implantação. Esta junção dos biletes prejudica o aquecimento das partes laterais implicando a existência de um diferencial de temperatura entre as diversas faces do mesmo.

É um tipo de forno contínuo onde a carga é o próprio elemento de transmissão do movimento de avanço. Na figura 16, fotografias da esquerda para a direita, podemos verificar a o avanço dos empurradores, equipamento identificado como 1, originando o enformamento dos biletos.



Figura 16 – Sequência do movimento de enformamento

Relativamente ao tipo de aquecimento realizado pode ser de 3 tipos:

- Aquecimento superior da carga (top-fired)
- Aquecimento superior e inferior da carga (top & bottom-fired)
- Aquecimento misto (top and bottom-fired na zona de enformamento e top-fired na zona de equalização)

A solução top-fired exige um maior comprimento do forno e é mais utilizada para biletos até 150 mm de espessura e baixas cadências produtivas. Cadências produtivas superiores ou biletos de maior espessura é mais indicada a solução top & bottom-fired ou a solução mista.

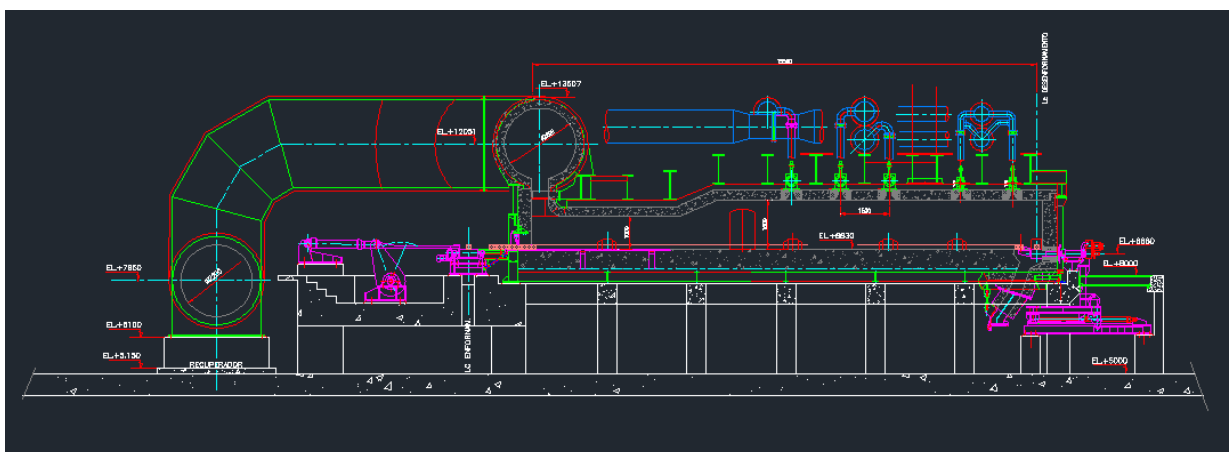


Figura 17 - Esquema de um forno tipo empurrador

Relativamente aos tipos de fornos mais utilizados na indústria siderúrgica, soleiras moveis e vigas móveis, o forno tipo empurrador apresenta as seguintes vantagens:

- Menor custo de investimento para uma mesma produção
- Menor custo de manutenção
- Operação mais simples

Apresenta como desvantagens:

- Maior formação de calamina
- Maior nível de descarburização
- Maior consumo de combustível
- Baixa flexibilidade operacional à variação de produção
- Impossibilidade de esvaziar o forno sem ser nas paragens anuais

ii) Walking Hearth (soleiras móveis)

Este é um tipo de forno contínuo onde a carga a ser aquecida caminha espaçada dentro do mesmo.

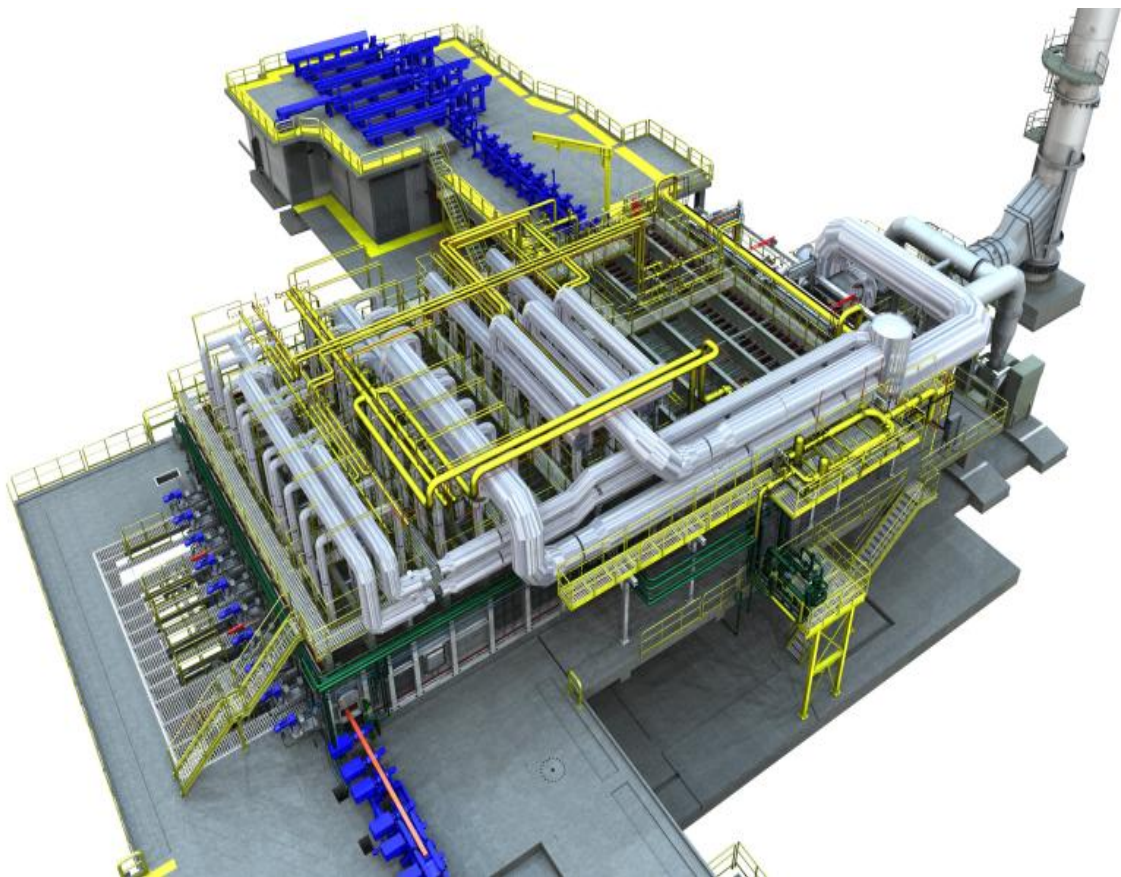


Figura 18 - Representação esquemática de um forno Walking Hearth

O espaço livre entre biletas permite um aquecimento mais rápido e uniforme sendo o tipo de forno ideal para a laminagem com cadências produtivas até 150 ton/h e biletas de espessura inferior a 160 mm.



Figura 19 - Espaçamento entre biletas

É constituído por soleiras fixas e móveis movimentando-se em ciclos regulares de “sobe-avança-desce-retorna” proporcionando o avanço da carga no forno. Nas imagens da figura nº 20 podemos visualizar de forma esquemática os equipamento responsáveis pelo movimento do forno. Destes equipamentos devemos destacar a rampa, o seu angulo e comprimento determinam a altura de elevação da soleira, as rodas e as vigas que suportam toda a carga resultante do peso dos biletas e da estrutura da soleira.

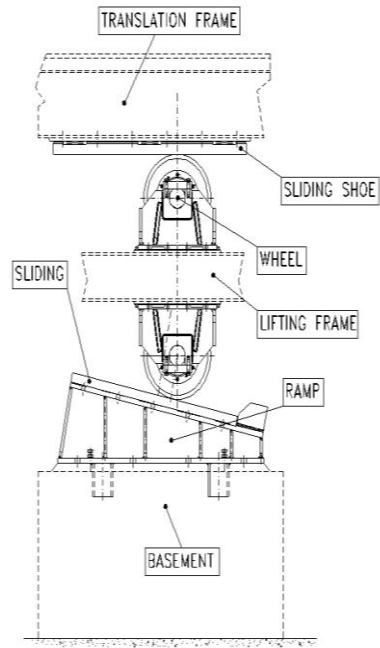


Figura 20 - Aspeto construtivo da soleira móvel

O sistema de selagem húmida, representada na figura nº 21 é o sistema que permite a manutenção da pressão do forno no movimento das soleiras. Este tipo de selagem obriga à existência de um circuito de circulação de água representando uma das formas de perdas de energia na operação deste tipo de fornos.

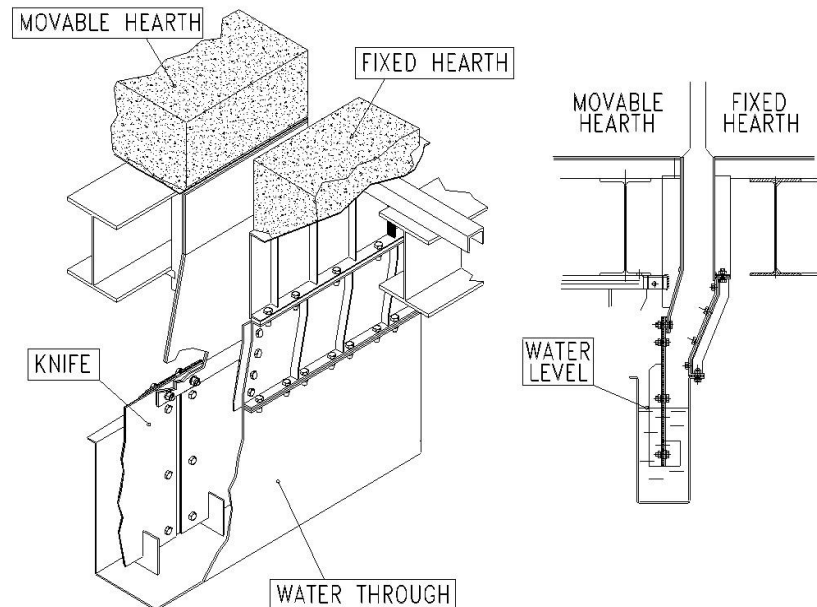


Figura 21 - Sistema de selagem húmida



Figura 22 - Interior de um forno do tipo Walking Hearth

O tipo de aquecimento é top-fired, ou seja, apenas com aquecimento na zona superior.

O forno tipo walking hearth pode apresentar duas configurações básicas:

- Soleira totalmente plana
- Com virador de biletas na região de enformamento

A solução de soleira totalmente plana requer um maior comprimento de forno quando processa biletas compridos por forma a evitar o empeno dos biletas. A solução com virador de biletas permite um aquecimento mais uniforme dos biletas e fornos menos compridos.

iii) Walking Beam

Este tipo de forno é ideal para grandes cadências produtivas podendo chegar a 400 ton/h. Trata-se de um forno contínuo onde a carga caminha espaçada dentro do mesmo sendo constituído por vigas fixas e moveis refrigeradas a água movimentando-se em ciclos regulares de “sobe-avança-desce-retorna” proporcionando o avanço da carga no forno. A refrigeração das vigas fixas e moveis obriga à existência de um circuito de circulação de água representando uma das formas de perdas de energia na operação deste tipo de fornos. O aquecimento é do tipo top & bottom fired permitindo um aquecimento dos biletas mais rápido e uniforme.



Figura 23 - Forno do tipo Walking Beam

Relativamente ao aquecimento pode apresentar duas soluções básicas:

- Misto (aquecimento top & bottom fired e zona de equalização top fired)
- Top & bottom fired

A solução de aquecimento do tipo misto foi muito utilizada no passado para reduzir as chamadas skids marks. Atualmente, as vigas longitudinais são desfasadas de forma a mudar o ponto de apoio da carga enquanto avançam, uniformizando a temperatura dos biletos.

As vigas que suportam as cargas podem apresentar 2 soluções construtivas:

- Vigas constituídas por 2 tubos redondos de grande espessura soldadas entre si
- Vigas constituídas por tubos retangulares

Estas vigas são refrigeradas a água por meio de circulação forçada. De forma a garantir que as vigas não sofram danos no caso da falta de água, é necessário interligar o conjunto a uma linha de água de emergência.

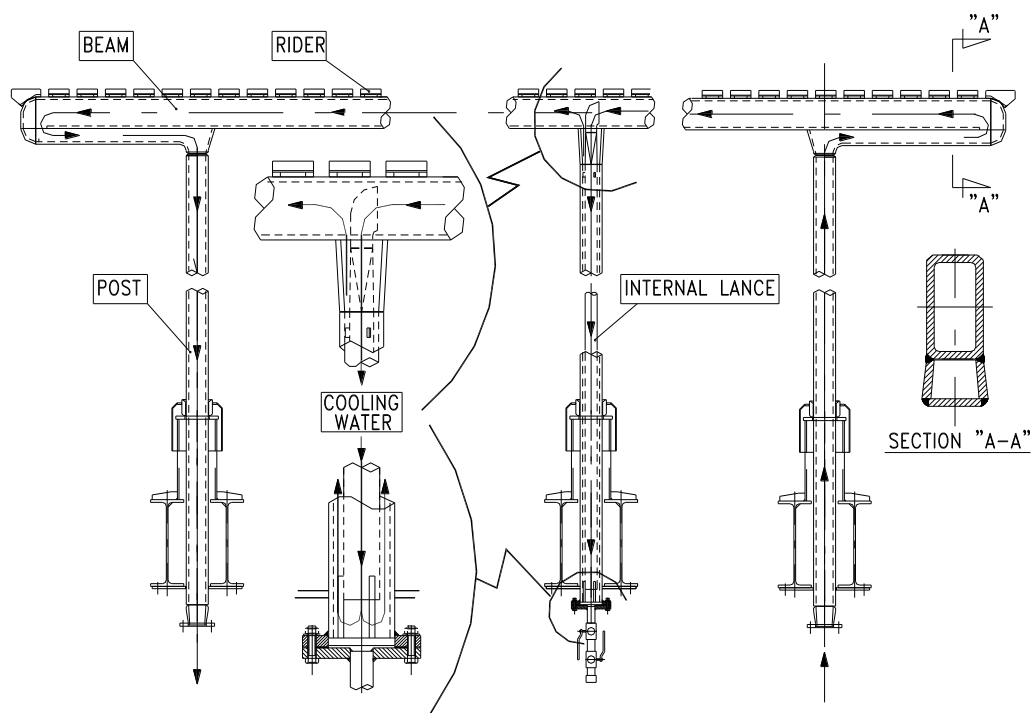


Figura 24 – Colunas e vigas com tubos retangulares

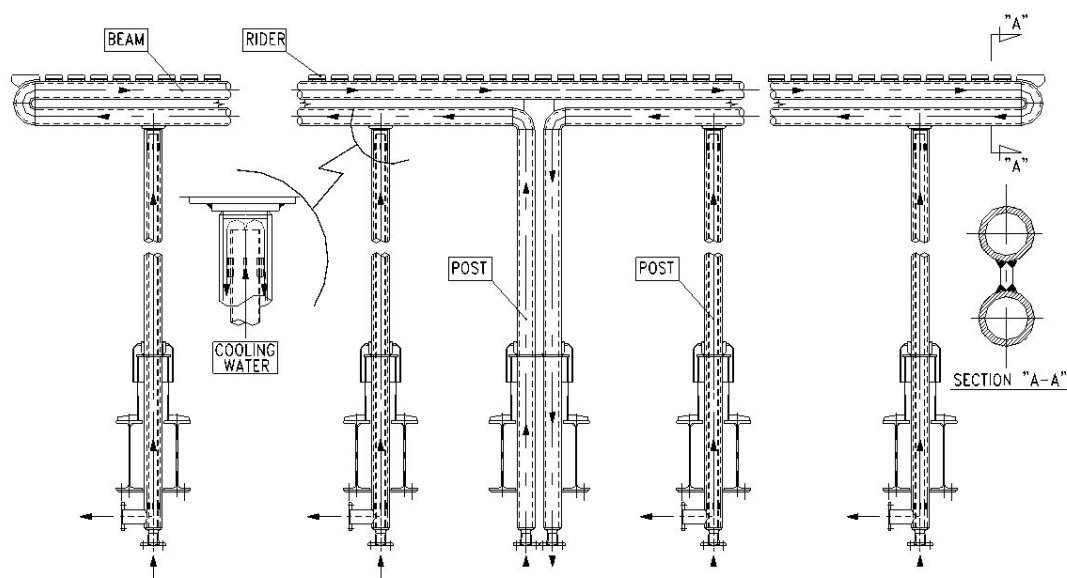


Figura 25 - Colunas e vigas com tubos redondos

Os tubos das vigas móveis e fixas são fabricados em tubos sem costuras, de aço carbono baixa liga e revestidos externamente com fibra cerâmica e cimento refratário.



Figura 26 - Vista das vigas com forno quente

O sistema de selagem húmida, representado na figura 27, é o sistema que permite a manutenção da pressão do forno no movimento das soleiras. Este tipo de selagem obriga à existência de um circuito de circulação de água representando uma das formas de perdas de energia na operação deste tipo de fornos. Todo este processo é similar ao forno tipo Walking Hearth.

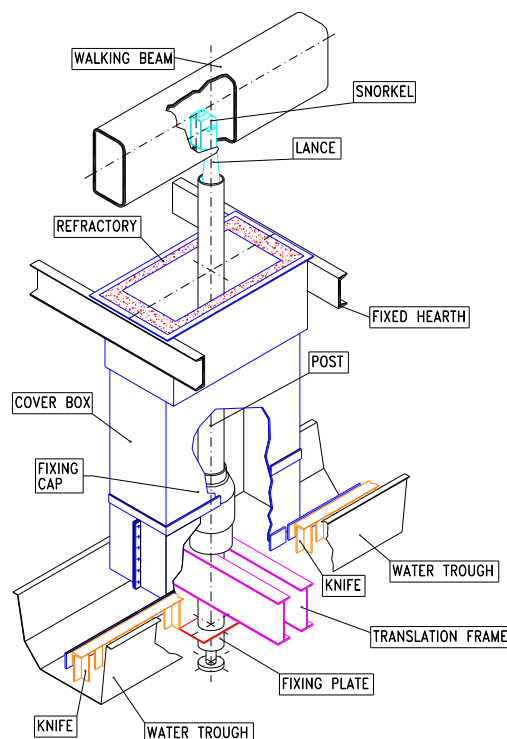


Figura 27 - Sistema de selagem de um forno Walking Beam

iv) Forno rotativo

Este tipo de forno é muito utilizado na produção de tubos, onde a carga aquecida é constituída por blocos redondos até 300 mm de diâmetro e comprimento até 5 m. É um forno contínuo onde a carga é depositada de forma espaçada na soleira. O conceito de transferência de calor é similar ao de um forno walking hearth. Relativamente ao aquecimento é sempre do tipo top-fired.

O forno rotativo é composto por uma porta de enformamento, uma zona de aquecimento, uma porta de desenformamento e uma zona morta. A zona morta é o espaço correspondente à distância entre a porta de enformamento e desenformamento. Esta zona morta é definida pela existência de paredes divisórias entre a porta de enformamento e desenformamento.

A soleira é giratória e move-se entre 2 paredes fixas, uma interna e outra externa. Em fornos de pequena dimensão a parede interna é móvel estando assente sobre a soleira. O sentido de rotação da soleira é do enformamento para o desenformamento sendo este o sentido do avanço da carga.

A selagem é do tipo húmida com placas fixas nas paredes e móveis na soleira. Ambas as placas estão mergulhadas em água formando uma canaleta. A calamina que cai nas canaletas é removida em pontos específicos distribuídos ao longo das canaletas.

Os fornos de média e grande dimensão possuem 3 acionamentos desfasados 120° entre eles. Cada conjunto é composto por um motor elétrico, um redutor e um pinhão que aciona uma cremalheira, geralmente de pinos, estando montados numa estrutura articulada acionada por um cilindro hidráulico. Este tipo de montagem permite absorver os esforços provenientes de eventuais ovalizações da soleira, bem como, proporcionar o acoplamento/desacoplamento de cada conjunto na cremalheira de movimento. O sistema está projetado de forma a garantir que o pinhão estará sempre acoplado à cremalheira no diâmetro primitivo.



Figura 28 - Sistema de acionamento da soleira do forno rotativo

A soleira está apoiada e gira sobre 2 linhas de rodas, uma interna e outra externa. O centro de rotação é virtual e é obtido através de grupos de centragem instalados numa pista lateral interna da soleira.



Figura 29 - Sistema de centragem da soleira

O enformamento e o desenformamento são realizados recorrendo a um braço com uma pinça de acionamento hidráulico.



Figura 30 - Sistema de enformamento e desenformamento

v) Forno túnel de rolos

Este tipo de forno tem uma aplicação muito específica, sendo utilizado naquilo que se chama a laminagem direta. Neste tipo de instalação, o vazamento contínuo encontra-se instalado numa das extremidades da laminagem. Os biletos são cortados por uma tesoura ou um sistema de oxi-corte à entrada do forno sendo este instalado entre o vazamento contínuo e a 1ª caixa de laminar tendo por objetivo recuperar a temperatura perdida pelo bilite devido à baixa velocidade do vazamento. Habitualmente, a temperatura de entrada do forno é de 800-900°C e a temperatura de saída é de 1100-1150°C. Este tipo de instalação não consegue atingir elevadas produções motivo pelo qual, na grande maioria dos casos, são instaladas 2 linhas de vazamento contínuo em paralelo, 2 fornos tipo túnel com a secção final móvel, shuttle, para se poder alinhar alternadamente com o trem de laminagem. O sistema de shuttle permite que o forno funcione como pulmão em caso de avaria no trem de laminagem [10].

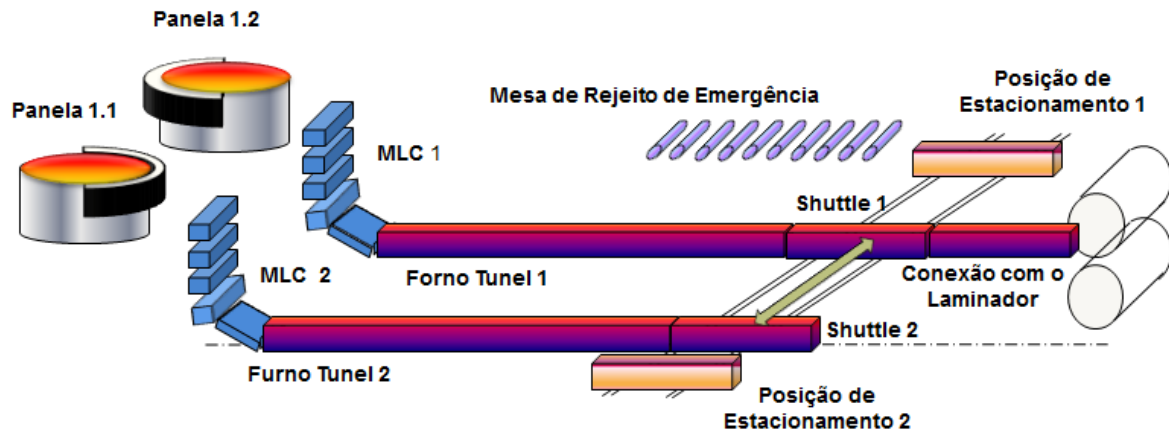


Figura 31 - Configuração típica deste tipo de instalação

O transporte do billete no interior do forno é conseguido recorrendo a rolos refrigerados a água e com isolamento refratário. O contacto direto com o billete é realizado através de peças fundidas em aço refratário resistente à temperatura e que formam uma série de anéis sobre os rolos. A velocidade dos rolos é ajustada de acordo com a velocidade das máquinas anteriores e posteriores ao forno, ou seja, os rolos de entrada rodam com a velocidade do vazamento contínuo e os rolos de saída rodam com a velocidade da 1ª caixa de laminar. A velocidade dos rolos intermédios é função da temperatura do billete.

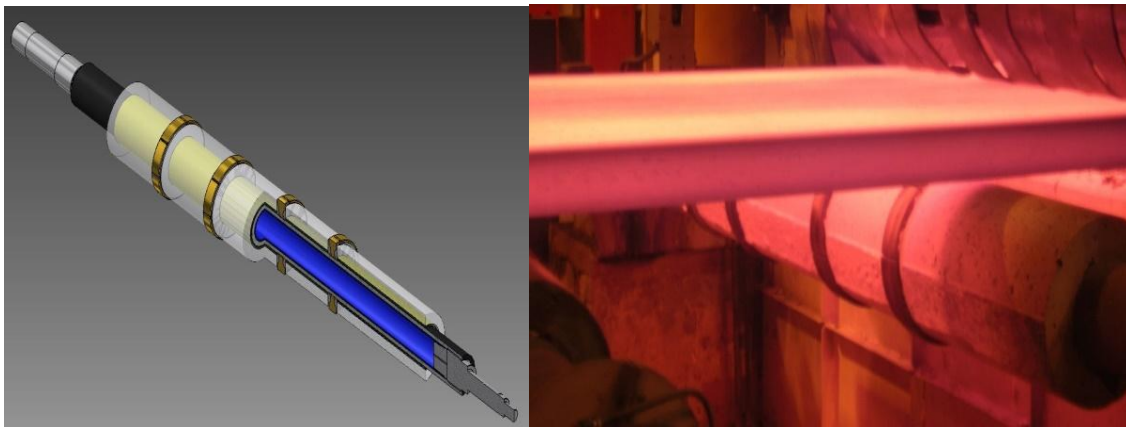


Figura 32 - Rolos de transporte do billete

O aquecimento é realizado por queimadores laterais instalados nas paredes e acima do plano de passagem do billete. A uniformidade de temperatura e a boa troca de calor é obtida pela grande recirculação dos fumos produzidos pelos queimadores do tipo “chama de alta velocidade” (high speed flame burners) [11].

b) Classificação dos queimadores

A função do queimador é o de fazer com que o combustível e o oxidante fiquem em contacto o tempo suficiente e à temperatura suficiente para que ocorra a completa reação de combustão, ou seja, a conversão da energia química do combustível em energia térmica [22].

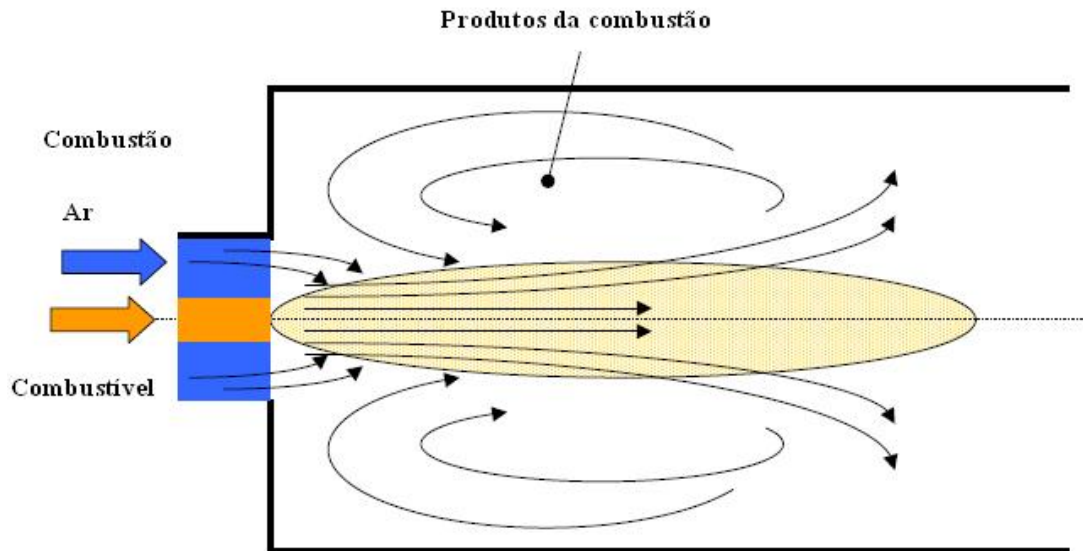


Figura 33 - Mistura ar/combustível num queimador (esquemático)

Os queimadores não podem ser considerados isolados do forno pois, a envolvente ao queimador, terá um efeito sobre a quantidade de calor perdida pela chama, consequentemente sobre a sua temperatura, sobre o tempo em que os gases da chama são mantidos na zona de combustão e, sobre a recirculação do gás.

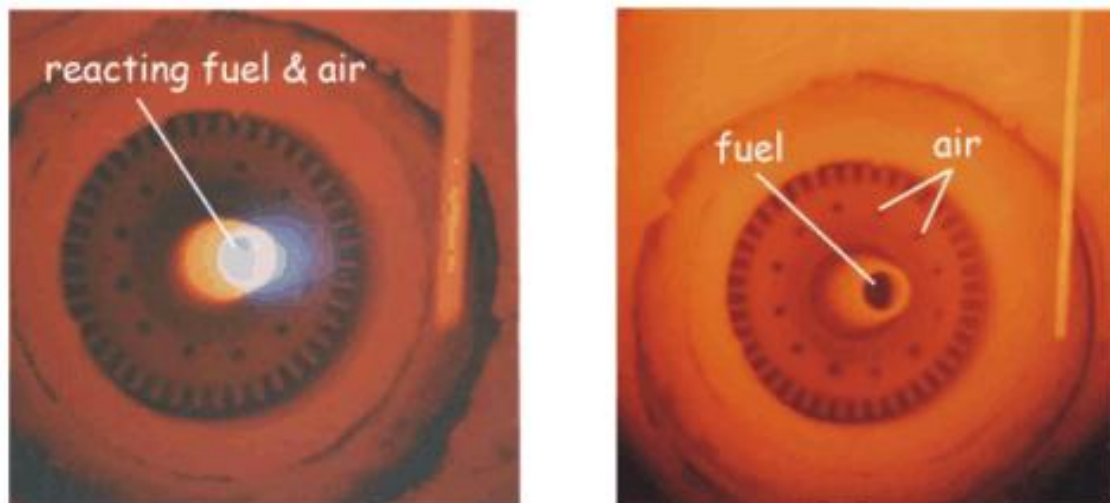


Figura 34 - Mistura ar/combustível num queimador

A evolução técnica dos queimadores tem permitido melhores aproveitamentos do combustível com ganhos significativos de eficiência e redução dos poluentes. Atualmente existe uma preocupação legal e ambiental com a redução do nível de NOx. O desenvolvimento dos queimadores tem permitido, também, ganhos significativos nesta área. Desta forma um bom projeto de queimador deve ter em conta os seguintes fatores:

- Minimizar a quantidade de excesso de ar resultando numa menor quantidade de oxigénio livre dentro do forno (atmosfera oxidante)
- Operar com reduzidos picos de temperatura de chama por forma a obter
 - Uniformidade na câmara do forno
 - Mínima formação de NOx

A formação de NOx é um fenómeno produzido pela alta temperatura de chama e um longo tempo de permanência dos produtos da combustão na área da chama.

Os queimadores de combustível podem ser classificados de acordo com a incidência da chama sobre o material a ser aquecido [13]. Desta forma, existem 2 grandes tipos de queimadores:

- Queimador de chama direta
- Queimador de chama indireta

Dentro dos queimadores de chama indireta podemos considerar os seguintes tipos:

- Tubo radiante convencional (radiant tube burners)
- Tubo radiante regenerativo (self-recuperative)

Nos fornos de reaquecimento de billetes não são aplicados os queimadores de chama indireta. Neste estudo, não quisemos deixar de os referir não nos alongando mais sobre o tema.

Dentro dos queimadores de chama direta podemos considerar os seguintes tipos:

- Chama difusa (diffusive flame)
- Chama plana (flat flame)
- Chama de alta velocidade (high speed flame)
- Regenerativo (self-recuperative)
- Atmosfera redutora (Reducing atmosphere)

i) Queimadores de chama difusa (diffusive flame burner)

Os queimadores de chama difusa têm por base o aquecimento dos biletos por radiação da envolvente (paredes e abóboda) e podem ser instalados como queimadores de parede, laterais ou frontais. Desta forma, é necessário um volume de chama suficientemente grande que conduza ao aquecimento do refratário da envolvente da fornalha. A uniformidade da temperatura máxima da chama é fundamental para se conseguirem obter os resultados pretendidos.

Este tipo de queimadores pode operar com combustíveis gasosos ou líquidos. O teor de NO_x é inferior a 200 mg/Nm³ e o valor de CO no interior da fornalha é 0 (zero).

Relativamente ao controlo do queimador este pode funcionar em modo proporcional ou on/off podendo o controlo da chama ser regulado por células ultravioletas.



Figura 35 - Queimador de chama difusa (diffusive flame burner)

ii) Queimador de chama plana (flat flame burner)

Os queimadores de chama plana têm por princípio de aquecimento a radiação, podendo serem instalados na abóboda ou paredes laterais. O turbilhão, swirl, imposto pela elevada velocidade do ar na câmara de combustão assegura uma elevada turbulência, bem como, uma grande recirculação dos gases de combustão com a consequente redução da temperatura da chama e um reduzido teor de NO_x.

iii) Queimador de chama de alta velocidade (high-speed flame burner)

Os queimadores de chama de alta velocidade são utilizados em aplicações em que seja necessário a existência de uma grande turbulência dos gases resultantes da combustão. Neste caso, o aquecimento do material ocorre por convecção e radiação. A grande potência de chama cria uma forte recirculação dos gases de combustão o que associado às técnicas de distribuição de combustível permite a obtenção de um padrão e temperatura de chama homogêneos com baixa emissão de poluentes. Relativamente ao controlo do queimador, este pode funcionar em modo proporcional ou on/off podendo o controlo da chama ser regulado por células ultravioletas.



Figura 36 - Queimador de chama de alta velocidade (high speed flame burner)

iv) Queimador regenerativo (self-recuperative burner)

O queimador regenerativo é um desenvolvimento do queimador de chama de alta velocidade em que existe um recuperador de calor para pré-aquecimento do ar de combustão. Esta técnica de pré-aquecimento do ar de combustão permite uma significativa poupança de combustível.

Relativamente ao controlo do queimador, este pode funcionar em modo proporcional ou on/off, podendo o controlo da chama ser regulado por células ultravioletas ou por ionização. O acendimento do queimador é através de vela de ignição.

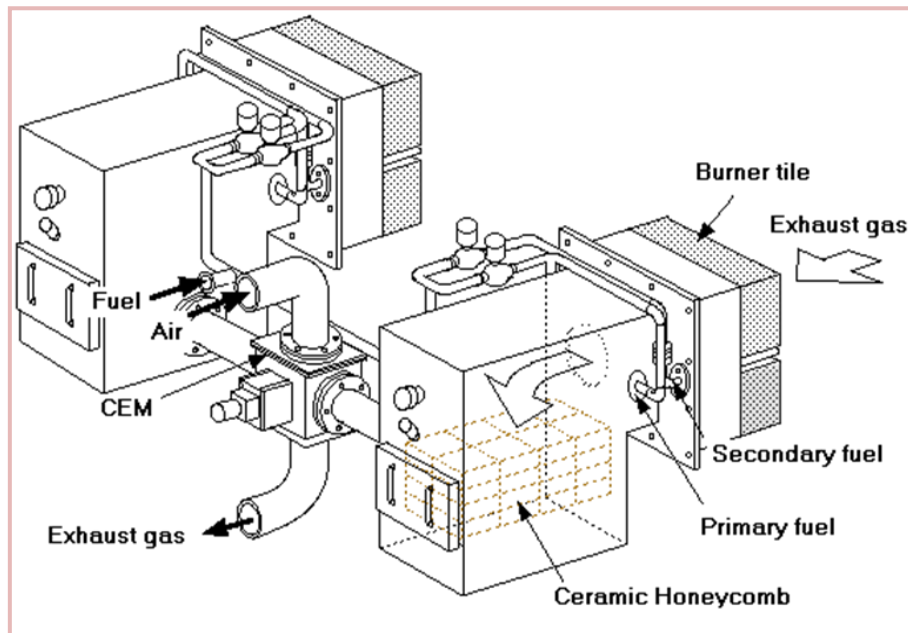


Figura 37 - Esquema de funcionamento de um queimador regenerativo

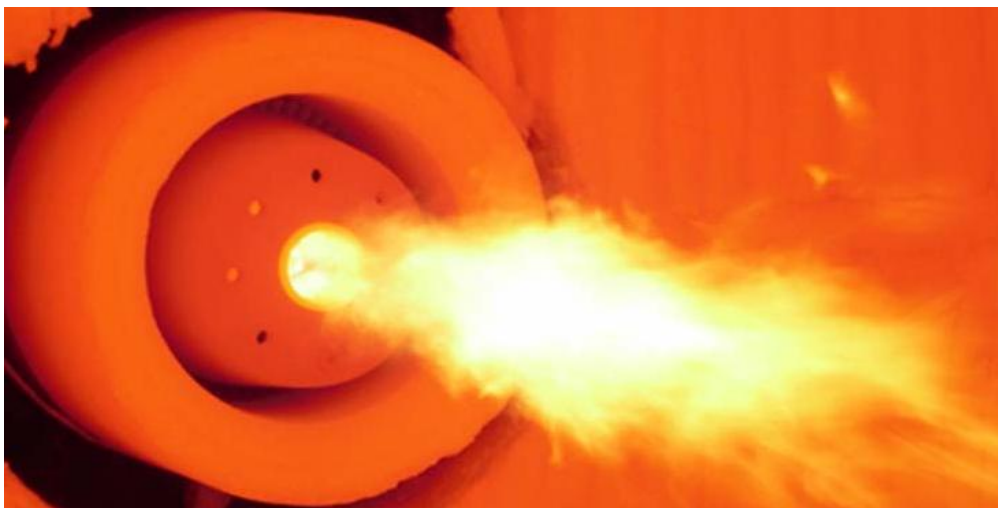


Figura 38 - Queimador regenerativo (self-recuperative burner)

v) Queimador de atmosfera redutora (reducing atmosphere burner)

Este tipo de queimador é utilizado em aplicações específicas, tais como, o controlo ambiental ou combustão abaixo da relação estequiométrica. Uma das aplicações deste tipo de queimador é quando se pretende que o material aquecido saia limpo, sem calamina, do interior do forno. A principal característica deste queimador reside na grande turbulência criada durante a combustão.

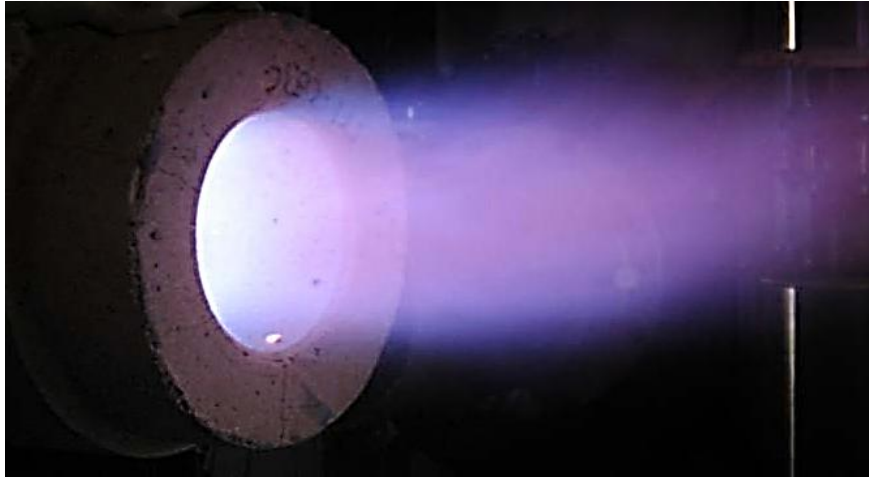


Figura 39 - Queimador de atmosfera redutora

vi) Evolução tecnológica

Uma das mais recentes evoluções tecnológicas é a tecnologia “flameless”. Esta tecnologia é aplicável a todos os queimadores acima descritos desde que seja queimado combustível gasoso. Esta tecnologia tem por base a existência de 2 entradas de combustível que operam conforme as necessidades do sistema. Mudando a entrada de gás obtém-se um aumento da recirculação dos gases de combustão com a consequente reação química de expansão. Uma combustão extremamente diluída faz com que a chama fique invisível resultando em picos de baixa temperatura.

Este tipo de tecnologia permite que o queimador esteja sempre a operar em modo de plena carga, ou seja, a variação do caudal de combustível a queimar é feita variando o canal de entrada do gás no queimador.

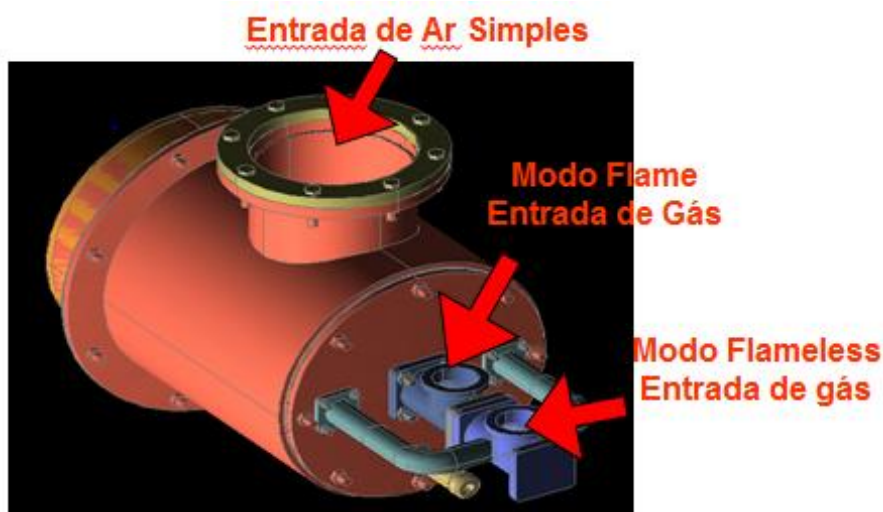


Figura 40 - Representação esquemática de um queimador “Flame”/”Flameless”

Estes queimadores estão aptos a trabalhar tanto em “flame”, toda a potência do queimador fica disponível, como em modo “flameless”, em que apenas fica disponível a baixa potência.

As vantagens desta tecnologia são:

- Aumento da uniformidade de temperatura na câmara do forno.
- Redução da formação de NO_x
- Ausência de CO mesmo em modo “flameless”

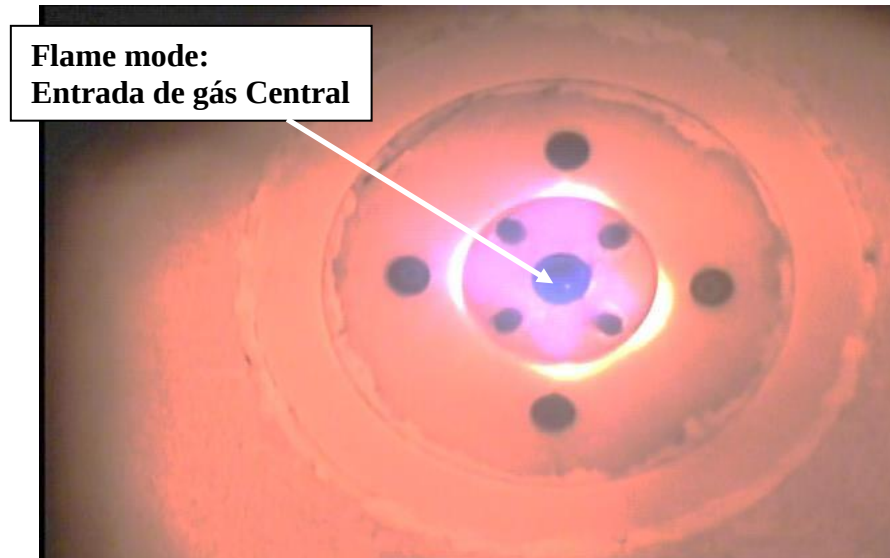


Figura 41 - Queimador de parede em modo “Flame”

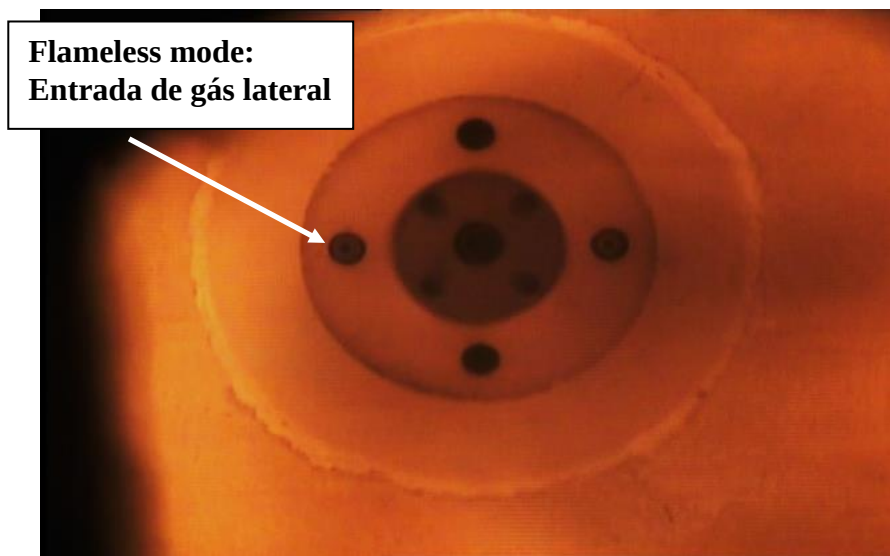


Figura 42 - Queimador de parede em modo “Flameless”

Conforme pode ser visualizado nas figuras 41 e 42, mudando a entrada de gás, obtém-se um aumento da recirculação dos gases da combustão com uma consequente reação

química de expansão. Uma combustão extremamente diluída faz com que a chama fique invisível, resultando em picos de baixa temperatura.

c) Extração dos gases de evacuação

A extração dos gases de evacuação é sempre realizada pelo lado do enformamento, em contracorrente com a carga, com o objetivo de aproveitar a temperatura dos gases para aquecimento dos biletos na zona de enformamento.

O sistema de extração dos fumos é composto pelos seguintes equipamentos:

- Coletor de saída
- Tubo de ligação do coletor ao recuperador de calor
- Recuperador de calor
- Tubagem de ligação do recuperador à chaminé
- Válvula de controlo de pressão
- Chaminé

O coletor de saída dos gases de evacuação é metálico revestido internamente por material refratário e a saída destes gases pode ser superior, lateral ou inferior.

Nos fornos com queimadores top-fired a saída dos gases de evacuação é, geralmente, do tipo superior (up-take). Por vezes, é do tipo lateral. Nos fornos com queimadores top & bottom-fired a saída dos gases de evacuação é, habitualmente, do tipo inferior (down-take).



Figura 43 - Saída de fumos do tipo superior (up-take)

A tubagem de saída dos gases de evacuação é metálica revestida internamente por material refratário e no primeiro troço, ligação do coletor ao recuperador, é instalado o ventilador de ar de diluição. O ventilador de ar de diluição tem por objetivo a proteção térmica do recuperador de calor, ou seja, em caso de sobreaquecimento o ventilador permite uma refrigeração do recuperador.

A válvula de controlo de pressão é uma válvula do tipo borboleta, instalada após o recuperador de calor e com a função de controlar a pressão interna do forno. O acionamento desta válvula é do tipo pneumático.

A chaminé é o elemento que produz o efeito de tiragem, podendo existir 3 tipos de soluções aplicadas aos fornos de reaquecimento:

- Tiragem natural
- Tiragem induzida
- Tiragem forçada

A tiragem natural funciona segundo o princípio de Arquimedes, ou seja, a diferença de densidades entre os gases quentes que estão no interior da chaminé e o ar frio externo a mesma, gera uma corrente ascendente que provoca a saída dos gases de evacuação. A chaminé de tiragem natural tem a vantagem de não utilizar qualquer fonte externa de energia, e, portanto, não tem custos operacionais. No entanto, no caso de circuitos com muita perda de carga, como por exemplo no caso de fornos que utilizam gás de alto forno e precisam pré-aquecer tanto o ar quanto o combustível, essa solução exige uma chaminé com altura superior a 75 / 80 m, com elevado custo de investimento.

A tiragem induzida utiliza o efeito venturi. Este tipo de chaminé tem um perfil similar a um venturi, sendo que a tiragem é obtida através da injeção de ar frio a alta velocidade, na seção de menor diâmetro. Por ser significativamente mais baixa que a de tiragem natural tem um baixo custo de investimento, porém tem um custo operacional associado ao ventilador que produz o ar injetado na mesma.

A tiragem forçada utiliza um ventilador para produzir o efeito de tiragem. Por ser significativamente mais baixa que a de tiragem natural tem um menor custo de investimento, porém tem um custo operacional e de manutenção associado ao ventilador que produz a tiragem.

d) Gestão da combustão

Independentemente do tipo de forno em análise existem vários sistemas de gestão da combustão que podem ser aplicados no mesmo. Todos estes sistemas têm por objetivo atingir um aquecimento homogéneo da carga com o menor consumo energético possível. Desta forma é usual dividir o forno em zonas de aquecimento, habitualmente conhecidas como zonas de controlo, com o objetivo de impor um determinado perfil térmico.

De um modo geral o forno é subdividido nas seguintes zonas:

- Zona de recuperação (sem queimadores)
- Zona de pré-aquecimento
- Zona de aquecimento
- Zona de equalização

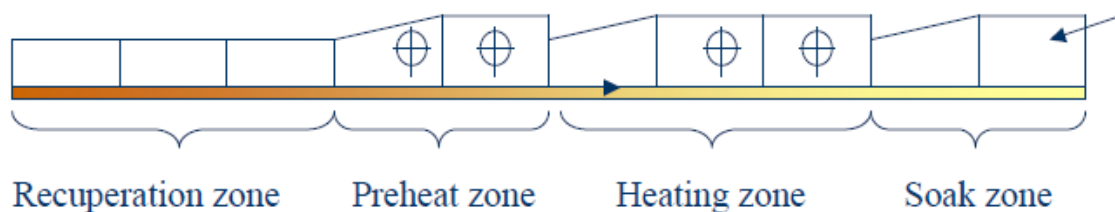


Figura 44 - Zonas de aquecimento de um forno

A potência térmica do forno pode ser controlada das seguintes formas:

- Modo proporcional
- Modo on-off
- Modo misto

i) Modo proporcional

O modo proporcional é a maneira tradicional de controlar a injeção de potência térmica requerida pelo processo.

Os caudais de ar de combustão e de combustível são regulados acionando válvulas de controle de caudal. Cada zona irá trabalhar modulando os referidos caudais, mantendo uma determinada proporção, seguindo a lógica de controle PID.

Devido a questões de segurança é necessário garantir, sempre, a existência de uma atmosfera oxidante, para tal é utilizada a estratégia do “limite duplo cruzado”. Esta estratégia de gestão dos caudais garante o seguinte:

- Nos aumentos de caudal, maior potência térmica requerida, o ar de combustão comanda o sistema de controlo e o combustível segue na proporção previamente definida.
- Nas reduções de caudal, menor potência térmica requerida, o combustível comanda o sistema de controlo e o ar de combustão segue na proporção previamente definida.

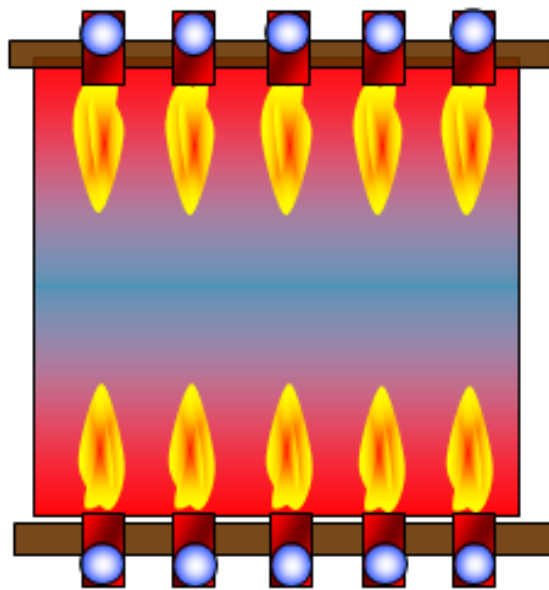


Figura 45 - Modo proporcional operando a 50% da capacidade da zona

ii) Modo on/off

O modo on/off é outra maneira de controlar a injeção de potência térmica requerida pelo processo. Inicialmente foi utilizada nos fornos de tratamento térmico, e há algum tempo passou a ser utilizada nos fornos de reaquecimento que operem com combustível gasoso.

Os queimadores trabalham em 2 condições, ON (ligados a 100%) e OFF (desligados), através de válvulas automáticas de bloqueio de ar de combustão e combustível. Este controlo é feito em cada queimador e é utilizada a lógica de controlo DAT (demand área time), ou seja, os queimadores de cada zona são ligados e desligados seguindo uma lógica sequencial, mantendo-se cada um aceso por um determinado período de tempo,

em função das necessidades do processo. A relação ar de combustão/combustível é calibrada queimador por queimador, ajustando-se as válvulas manuais na condição de queimador na máxima potência.

Uma das vantagens deste modo de operação é que o comprimento da chama é constante, enquanto o queimador estiver ligado.

Uma grande desvantagem deve-se ao fato da relação ar de combustão/combustível ser ajustada através de válvulas manuais. Como a temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão pode variar com o tempo e com o regime de produção, passado algum tempo o ajuste das válvulas pode não ser o apropriado para uma correta combustão. O resultado, em geral, é um excesso de ar de combustão originando uma atmosfera excessivamente oxidante implicando um aumento da descarburização do bilete e excesso de calamina.

iii) Modo misto

O modo misto resulta da conjugação do modo “on-off” com o modo proporcional tendo por objetivo eliminar a desvantagem do controle manual da relação ar de combustão/combustível. A condição “off” passa a ser “low”.

A lógica de controlo é similar à DAT. Neste caso, a gestão da entrega térmica do forno é realizada através do controlador de temperatura que determina o número de queimadores acesos, bem como, o tempo de duração nesta condição. Os queimadores são acesos seguindo uma lógica de sequencial, com o objetivo de evitar a concentração de calor numa zona específica do forno, reduzindo o diferencial de temperaturas ao longo do bilete, bem como, os desgastes dos diversos componentes.

Em cada zona são medidos os caudais de ar de combustão e combustível, e através de uma malha de controlo são acionadas as válvulas de controlo do ar de combustão e do combustível, garantindo-se a previa relação ar de combustão/combustível.

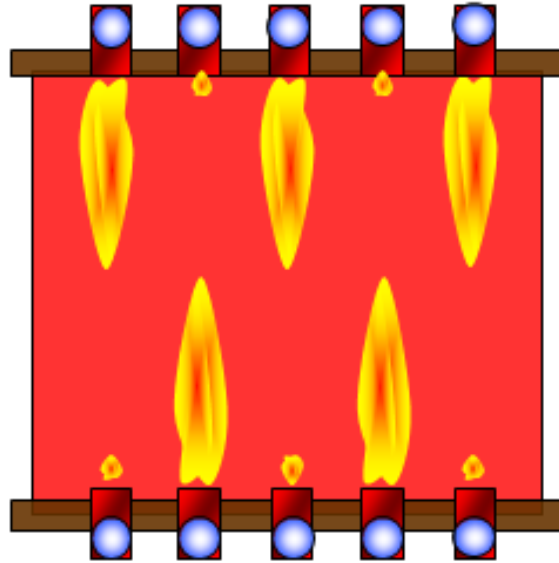


Figura 46 - Modo misto operando a 50% da capacidade da zona

e) Sistema de combustão

A combustão é uma reação química rápida que ocorre entre 2 reagentes (combustível e oxidante), acompanhada pela libertação de calor e emissão de radiação [16]. É um fenómeno que envolve reações químicas bastante complexas, que ocorrerão em maior ou menor extensão dependendo das condições da combustão.

A partir da análise do combustível utilizado, é possível determinar a quantidade necessária de ar de combustão, oxidante, para a obtenção de uma combustão. Desta forma, a combustão pode ser classificada das seguintes maneiras:

- Combustão estequiométrica ou teórica
- Combustão com atmosfera redutora
- Combustão com atmosfera oxidante

A combustão estequiométrica ou teórica é aquela em que a quantidade de ar, oxidante, presente na mistura é a teoricamente necessária e suficiente para queimar completamente todo o combustível num processo de combustão ideal. Nesta condição todo o combustível é queimado e não sobra nem falta nenhuma quantidade de oxidante.

A combustão com atmosfera redutora é aquela em que a quantidade de ar, oxidante, presente na mistura é inferior ao valor estequiométrico, resultando num excesso de combustível na atmosfera do forno.

A combustão com atmosfera oxidante é aquela em que a quantidade de ar, oxidante, presente na mistura é superior ao valor estequiométrico, resultando num excesso de ar na atmosfera do forno.

A melhor condição de eficiência da combustão é obtida com a combustão estequiométrica. Entretanto em termos práticos, é muito difícil trabalhar continuamente na relação estequiométrica de combustão. Os fornos de reaquecimento trabalham, normalmente, com um pequeno excesso de ar de forma a garantir uma queima completa do combustível. Habitualmente o resultado da análise das condições práticas de operação, é utilizado para combustíveis líquidos um excesso de ar de 10% e para combustíveis gasosos 5%. Esta condição de operação irá garantir que todo o combustível presente na combustão será queimado, obtendo a máxima temperatura de chama possível.

Do exposto podemos concluir que um sistema de combustão é composto por 2 circuitos, o circuito de ar de combustão e o circuito de combustível. Neste trabalho e por se enquadrar com o objeto de estudo, é apresentado o circuito de combustível a gás natural.

i) Circuito de ar de combustão

O oxidante normalmente utilizado nos fornos de reaquecimento é o ar atmosférico sendo este, basicamente, composto, em termos volumétricos, por 21% de oxigénio e 79 % de gases inertes (azoto + gases raros). Como o azoto representa, cerca de 99% de todos os gases inertes passaremos a considerar apenas o azoto.

No processo de combustão ideal, todo o oxigénio é consumido, enquanto o azoto, sendo inerte, não participa quimicamente na mesma. A presença do azoto apenas retira calor da combustão, reduzindo a eficiência da mesma. Ele é também um dos responsáveis pela redução da temperatura teórica de chama.

O circuito do ar de combustão de um forno de reaquecimento é composto pelos seguintes equipamentos principais:

- Seção comum
 - Ventilador de ar de combustão
 - Recuperador de Calor

- Por zona
 - Placa de orifício
 - Válvula automática de controlo de caudal
 - Válvula automática de bloqueio do queimador (sistema misto)
 - Válvula manual (1 por queimador)

ii) Circuito de combustível

Como referido anteriormente o combustível utilizado pelo forno de reaquecimento em análise neste estudo é o gás natural. Assim sendo será este o combustível objeto desta explanação.

O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos leves e pequenas quantidades de inertes, que permanece no estado gasoso à temperatura ambiente e pressão atmosférica. A mistura resulta da decomposição da matéria orgânica fóssil no interior da terra, encontrando-se acumulada em rochas porosas no subsolo, sendo isoladas do exterior por rochas impermeáveis. É um gás inodoro e incolor, não é tóxico e é mais leve que o ar. Os principais hidrocarbonetos existentes no gás natural são predominantemente o metano e, em menores quantidades, etano, propano, butano e pentano [14]. A composição do gás natural varia em função da sua origem. Na tabela 1 estão representadas as diferenças nas composições químicas entre algumas das regiões produtoras [15], sendo os valores apresentados em percentagem volumétrica.

<i>Constituent gas</i>	<i>Algeria</i>	<i>Canada (western)</i>	<i>Denmark</i>	<i>Thailand</i>	<i>USA (Penna.)</i>
Methane	83.0	95.2	87.2	72.4	88.2
Ethane	7.2	2.5	6.8	3.5	11.0
Propane	2.3	0.2	3.1	1.1	1.9
Butanes	1.0	0.06	1.0	0.5	0.79
Pentanes	0.3	0.02	0.17	0.1	0.26
Hexanes+	NR	0.01	0.05	0.07	0.11
Helium	0.2	NR	NR	NR	0.10
Hydrogen	NR	Trace	—	NR	0.003
Nitrogen	5.8	1.3	0.3	16.0	3.04
Carbon dioxide	0.2	0.7	1.4	6.3	0.02

Tabela 1 - Composição do gás natural em função da sua origem

O poder calorífico é uma característica inerente a cada combustível e permite estabelecer um grau de comparação entre combustíveis. Por poder calorífico entendesse como sendo o calor libertado durante a combustão completa de um quilograma de

combustível, no caso de combustíveis sólidos ou líquidos, ou de um metro cúbico em condições normais de pressão e temperatura, no caso de um gás.

Nos combustíveis que contêm hidrogénio na sua composição, definem-se os poder calorífico superior (PCS) e o poder calorífico inferior (PCI). Na queima deste tipo de combustível, forma-se uma pequena quantidade de água que se transforma em vapor, consumindo uma parte do calor gerado.

Assim, o poder calorífico superior (PCS) é a quantidade de calor libertado considerando-se que todo o vapor de água condensa e passa ao estado líquido.

O poder calorífico inferior (PCI) é a quantidade de calor libertado, considerando-se a água no estado gasoso.

Do acima exposto, o poder calorífico superior é sempre maior que o poder calorífico inferior pois o poder calorífico superior considera o aproveitamento da entalpia de condensação da água.

No caso de combustíveis que não contenham hidrogénio na sua composição, os valores de poder calorífico superior e inferior são iguais visto não existir a formação de água e consequentemente não existe energia gasta na sua vaporização.

O circuito de combustível, no caso em estudo o gás natural, é composto dos seguintes equipamentos principais:

Seção comum

- Filtro cesto
- Válvulas de by-pass
- Válvula redutora de pressão
- Válvulas de bloqueio geral com válvula de venting
- Borbulhador
- Válvulas solenoide e pressostato para teste de estanqueidade

Por zona

- Placa de orifício com transmissor de caudal
- Válvula automática de controlo de caudal
- Válvula automática de bloqueio de zona
- Válvula automática de bloqueio em cada queimador (sistema misto)
- Válvula manual (1 por queimador)

f) Transferência de calor

O forno de reaquecimento de biletos tem por objetivo elevar a temperatura dos biletos desde a temperatura de enformamento até à temperatura desejada de desenformamento. A transmissão de calor é a transferência de energia térmica de um corpo a uma temperatura mais alta para outro corpo a uma temperatura mais baixa. Esta transmissão de calor pode ocorrer por efeito de radiação, convecção ou condução e é função do tempo de permanência dos biletos no forno, o qual vai permitir que a energia resultante da queima do combustível seja transmitida aos biletos. Num forno de reaquecimento de biletos a transmissão de energia para o bilote ocorre essencialmente por radiação e, em menor parte, por convecção. A transmissão de calor por condução ocorre essencialmente no interior do bilote e permite uma uniformização da sua temperatura. Do acima exposto podemos concluir que existem 3 formas de transmissão de calor, a saber:

- Condução
- Convecção
- Radiação

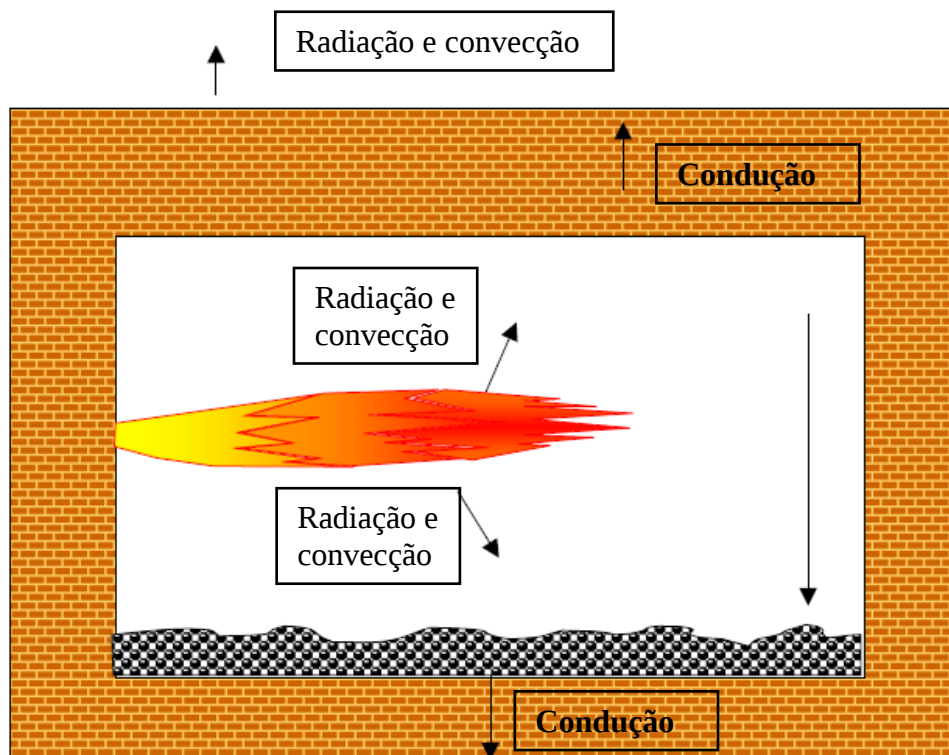


Figura 47 - Formas de transmissão de energia num forno de reaquecimento

A condução é um modo de transferência no qual a energia flui da região de mais alta para a região de mais baixa temperatura através do movimento cinético ou de impacto direto das moléculas, no caso de fluidos, ou através da deriva de eletrões no caso de metais [17]. A maior ou menor capacidade de um corpo transferir calor, taxa de transferência de calor, depende da sua condutividade térmica, ou seja, a condutividade térmica é uma propriedade do material. A taxa de transferência de calor, qx , é definida através da lei de Fourier [18], sendo k a condutividade térmica, A a área e $\frac{\partial T}{\partial x}$ o gradiente de temperaturas ao longo do material.

$$qx = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (10)$$

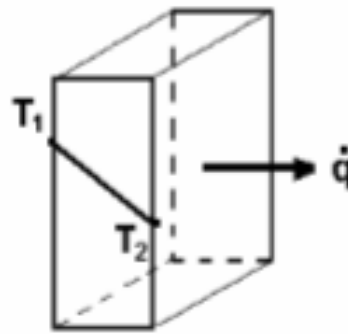


Figura 48 - Representação gráfica da transmissão de calor por condução

A transferência de calor por convecção ocorre quando um fluido circula ao longo de um corpo sólido com diferente temperatura e resulta do movimento do fluido relativamente ao sólido [17]. A taxa de transferência de calor, q , é definida através da lei de arrefecimento de Newton [18], sendo h o coeficiente de transferência de calor por convecção, A a área e $(Tq - Tf)$ a diferença de temperaturas entre o fluido e o corpo sólido.

$$q = hA(Tq - Tf) \quad (11)$$

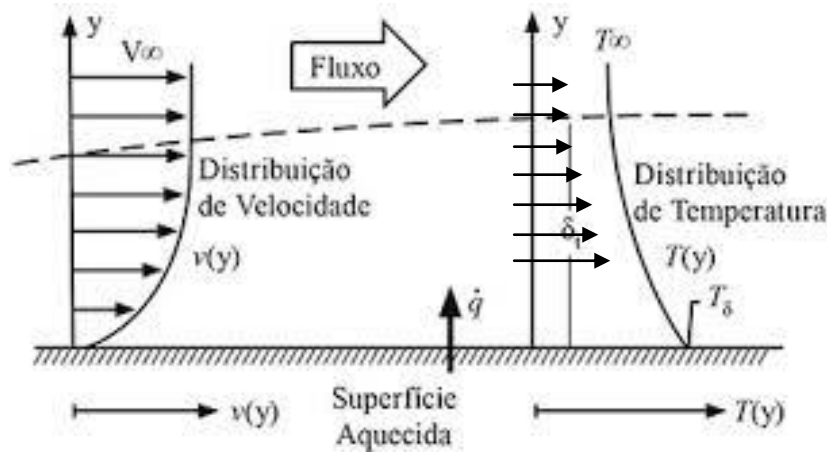


Figura 49 - Representação gráfica da transferência de calor por convecção

Todos os corpos emitem energia resultante da sua temperatura. Esta energia emitida é chamada de radiação térmica. De acordo com a teoria das ondas eletromagnéticas de Maxwell, a energia de radiação emitida por um corpo é transmitida ao espaço através da forma de ondas eletromagnéticas. De acordo com a hipótese de Plank a energia de radiação é transmitida através de fótons. Ambas as teorias admitem que a energia originada no interior de um corpo é transmitida através da superfície. Da mesma forma a radiação incidente sobre a superfície de um corpo é transmitida ao interior do mesmo [17]. De acordo com a lei de Stefan-Boltzmann o fluxo máximo de radiação é definido pela equação abaixo, sendo E_b a potência emissiva de um corpo negro, σ a constante de Stefan-Boltzmann e T a temperatura absoluta.

$$E_b = \sigma T^4 \quad (12)$$

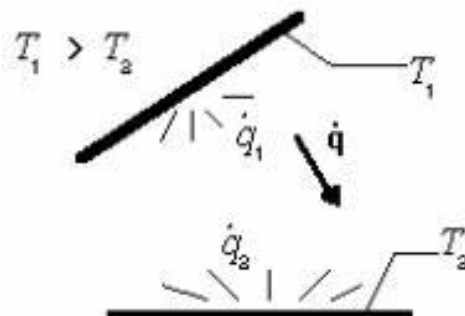


Figura 50 - Representação gráfica da transferência de calor por radiação

A equação acima define o fluxo máximo de radiação para um corpo negro. No caso de corpos reais este fluxo de radiação é inferior ao de um corpo negro sendo necessário considerar a emissividade do corpo [17]. A emissividade é uma característica de cada corpo. Desta forma o fluxo de radiação emitido por um corpo real, cinzento, é definido através da fórmula abaixo, sendo q o fluxo de radiação emitido por um corpo real e ε a sua emissividade.

$$q = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (13)$$

Capítulo 3 - Caracterização do objeto de estudo

a) Introdução

As indústrias siderúrgicas modernas procuram cada vez mais otimizar os seus processos de forma a manterem-se competitivas no mercado global. De uma forma geral, independentemente do tipo de indústria, os esforços de gestão incidem sobre três fatores básicos: aumento da segurança e estabilidade do processo produtivo, redução de custos e redução dos impactos ambientais.

O consumo de energia, o controlo da atmosfera ideal para o aquecimento e a temperatura de saída dos billetes estão diretamente ligados à qualidade do produto final. Por outro lado, a economia de energia está relacionada com a competitividade da empresa no mercado pois afeta diretamente o preço do produto final.

Num forno de reaquecimento, os termos economia e eficiência estão interligados devendo ser analisados como sendo o custo de aquecimento por unidade de massa de produto acabado disponível para venda [6]. O custo de aquecimento não deverá incluir apenas o custo de combustível mas deverá considerar, também, os custos de manutenção, operação e produtos não conformes. Os produtos não conformes poderão não ter como origem o forno de reaquecimento mas os seus custos afetam diretamente o desempenho económico do forno.

Num processo de laminagem, o consumo específico de energia é uma das principais variáveis utilizadas na comparação da eficiência do processo entre siderurgias, sendo objeto de análise permanente por parte das administrações e gestores técnicos. A economia de energia tem por base os critérios de máxima produtividade do processo, tempo mínimo de permanência dos billetes dentro do forno e a melhor homogeneização do material a ser laminado.

A atmosfera protetora é baseada, principalmente, no teor de oxigénio presente nos produtos da combustão no interior do forno afetando as reações de oxidação no material. Estas reações de oxidação afetam a formação e a tipologia da calamina gerada, bem como, a descarburização do billete. A descarburização é a redução do teor de carbono no exterior do billete afetando diretamente a qualidade do produto acabado.

A temperatura de saída dos billetes influencia diretamente diversos aspetos do processo de laminagem, tais como: resistência do material à deformação, carga, binário e potência consumida durante a laminagem; defeitos superficiais; microestrutura e

propriedades físicas dos materiais, afectando directamente a qualidade de acabamento do produto final.

A laminagem é um processo de deformação plástica onde a secção do bilete é reduzida, através de caixas de laminar, até à sua forma final.

b) Tipo

O tipo de forno de reaquecimento de biletos aqui considerado é do tipo “walking hearth”, soleira móvel, utilizando o gás natural como combustível e sendo operado através de software específico. O projeto inicial foi da autoria da ITALIMPIANTI tratando-se de um forno contínuo onde a carga caminha espaçada e onde o espaço livre entre um bilete e o seguinte permitindo um aquecimento mais rápido e uniforme. O forno, como atualmente se encontra em operação, resulta de uma alteração profunda realizada no ano de 2004 tendo esta alteração sido executada pela STEIN HUERTHEY BILBAO S.A, atual FIVES. Neste ano foi acrescentado, em aproximadamente 8,5 metros, com o objetivo de incrementar a capacidade de aquecimento de biletos. Este acrescento foi realizado recorrendo à tecnologia “walking beam”, vigas móveis e fixas refrigeradas a água por meio de circulação forçada, tendo como objetivo um pré-aquecimento dos biletos através da circulação dos gases resultantes da combustão. Estes gases circulam em sentido contrário ao deslocamento dos biletos. Estas vigas, representadas na figura 51, são fabricadas em tubos sem costura, de aço carbono de baixa liga revestidos externamente com fibra cerâmica e cimento refratário.

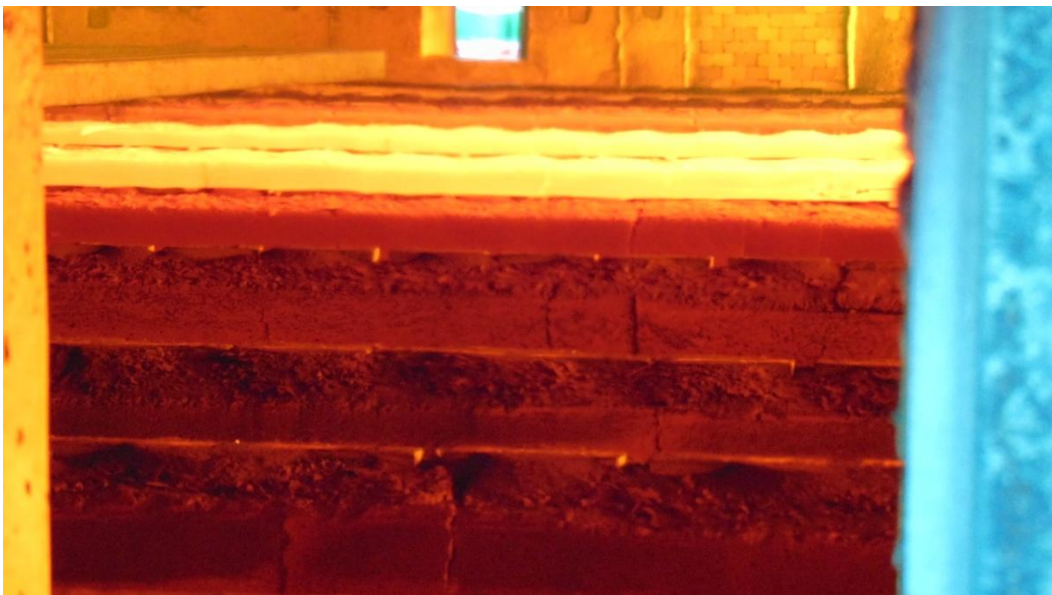


Figura 51 - Zona de enformamento tipo walking beam (acrescento 2004)

O forno é dividido em quatro zonas distintas, ou seja, recuperação de calor onde o processo de aquecimento dos billetes é maioritariamente convectivo, pré-aquecimento com queimadores de parede de chama longa, aquecimento com queimadores de teto de chama curta e uma zona de equalização com queimadores de teto de chama curta.

Zona de Queimador 6 Zonas	Capacidade instalada		
	Gás natural (Nm ³ /h)	Ar (Nm ³ /h)	Potência instalada (kW)
Pré-aquecimento (zona 0)	1 816	18 760	19 118
Aquecimento (zona 1)	1 760	18 180	14 952
Aquecimento (zona 2)	1 420	14 761	14 952
Equalização (zona 3)	250	2 582	2 631
Equalização (zona 4)	384	3 970	4 041
Equalização (zona 5)	250	2 582	2 631
TOTAL	5880	60835	58 325

Tabela 2 - Resumo de caudais e potências por zonas

c) Produção

A produção máxima prevista é de 150 ton/h com biletos enforados a frio (20 °C) e 180 ton/h com bilhetes enforados a quente (300 °C). A temperatura de desenforamento prevista é de 1170 °C, +/- 10 °C na superfície do bilote. A temperatura do bilote deve estar uniformizada ao longo de todo o seu comprimento e secção, especialmente entre a superfície e o centro. Variações de temperatura ao longo da sua secção ou comprimento podem provocar variações dimensionais e microestruturais do aço. O bilote tem como comprimento máximo 14,30 m e secção habitual de produção de 140x140 mm ou 160x160 mm. Embora não seja habitualmente utilizado na produção da empresa, os biletos poderão ter como secção 120x120 mm e 130x130 mm. A composição química dos biletos, em função do tipo de produção a realizar, está actualmente compreendida numa gama de 0,05% a 0,84% de carbono.

d) Dimensões

As dimensões principais são 25 171 mm entre eixos dos rolos de enforamento e desenforamento e 15 400 mm de largura.

Na figura 52 está a representação esquemática do forno com o registo das principais dimensões.

e) Passagem

O movimento dos biletos no forno é do tipo soleira móvel com distância ao eixo do bilote seguinte de 250 mm. O movimento ocorre em ciclos regulares de “sobe-avança-desce-recua” proporcionando o avanço da carga no forno. O acionamento é realizado através de um sistema hidráulico. O enforamento é do tipo lateral em fila singular com rolos motorizados refrigerados a água.

Na figura 53 está a representação esquemática do movimento dos biletos no interior do forno.

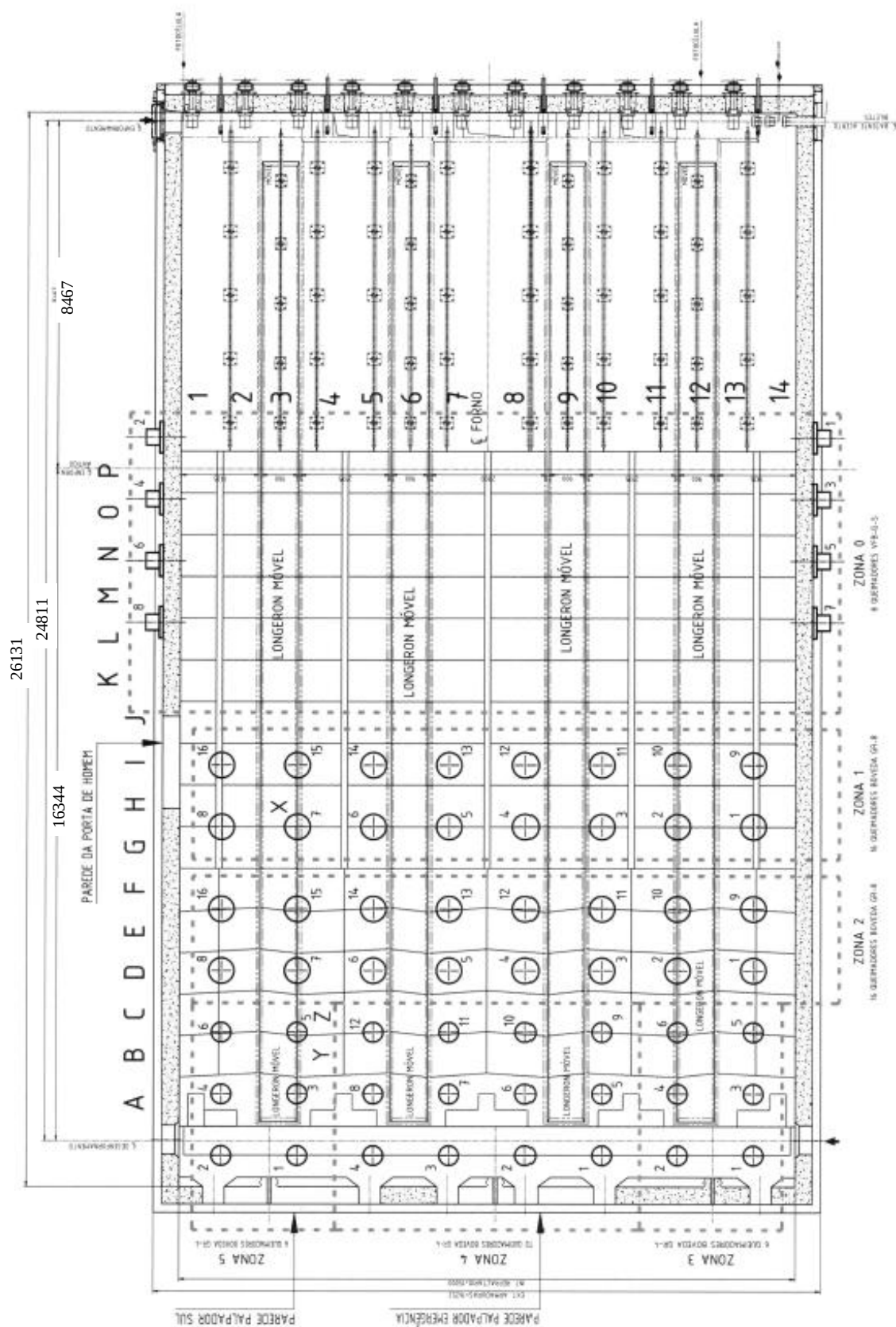


Figura 52 - Croqui dimensional do forno

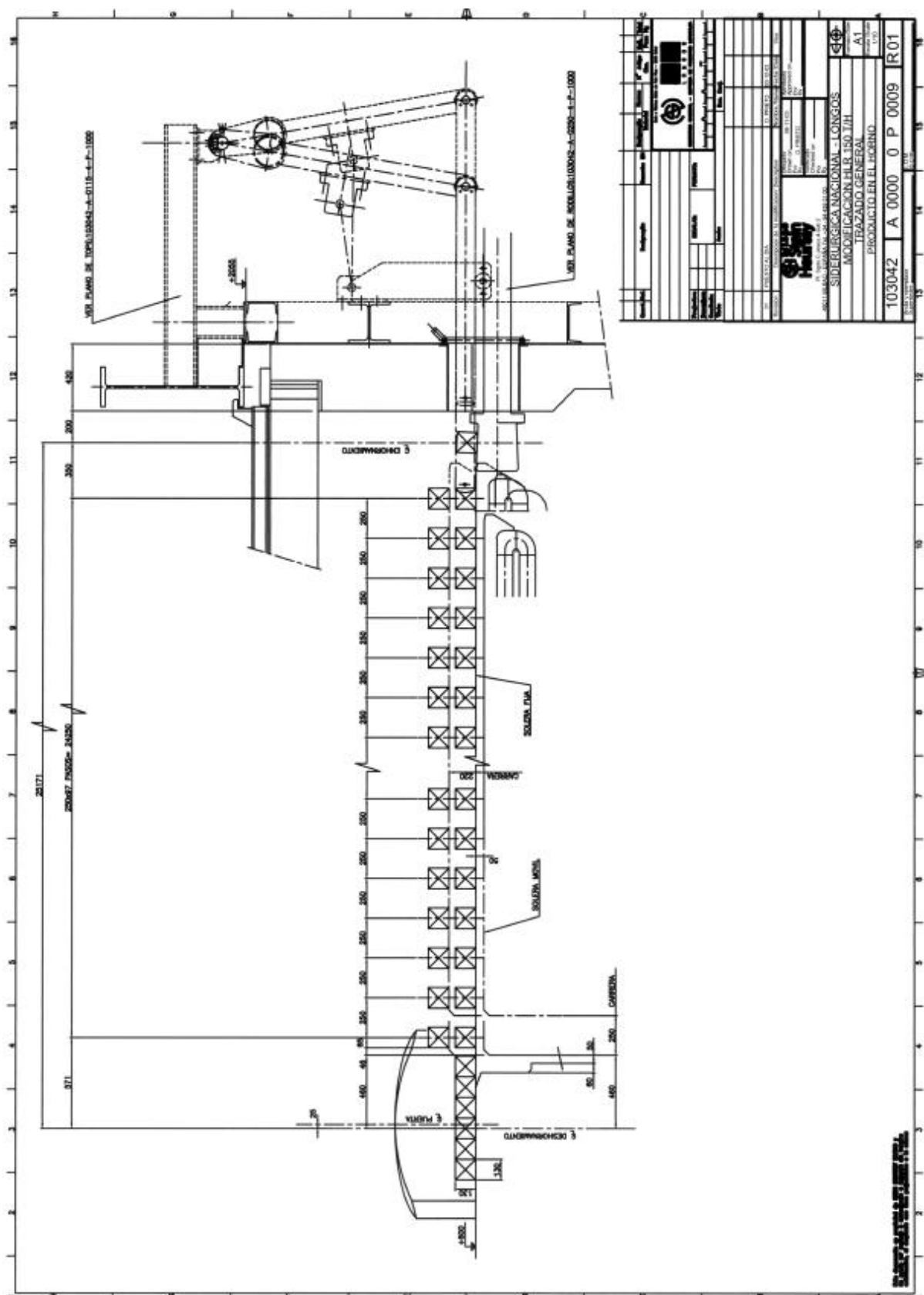


Figura 53 - Desenho esquemático do posicionamento dos billetes no interior do forno

f) Combustível

O combustível utilizado é gás natural fornecido a 7 bar de pressão sendo posteriormente reduzida para a pressão de trabalho de 2,5 bar. As propriedades químicas e físicas do gás natural estão regulamentadas no documento europeu M-00000-SPC-MI-0002. No anexo nº 1 encontrasse o registo da documentação anteriormente referida.

O fornecedor de combustível emite mensalmente uma análise química com o resumo das propriedades físicas e químicas do combustível.

g) Zonas de aquecimento

Como anteriormente referido, o forno é dividido em quatro zonas de aquecimento distintas, sendo uma a zona de recuperação de calor, uma zona de pré-aquecimento com queimadores de parede de chama longa, uma zona de aquecimento com queimadores de teto de chama curta e uma zona de equalização com queimadores de teto de chama curta. Na zona de recuperação de calor o processo de aquecimento dos billetes é maioritariamente convectivo, nas restantes zonas o processo de aquecimento é maioritariamente radiativo.

i) Zona de recuperação de calor

Esta zona de recuperação de calor resulta da remodelação realizada em 2004 e teve como objetivos o incremento da capacidade produtiva e a economia de combustível. Esta zona não está equipada com queimadores permitindo a recuperação de parte da energia existente nos gases de combustão. O pré-aquecimento dos billetes é um processo maioritariamente convectivo em que os gases da combustão, resultantes da queima de combustível nas zonas com queimadores, circulam em sentido contrário aos billetes.



Figura 54 - Zona de recuperação de calor

Nos últimos 5 metros da zona de recuperação verificasse uma redução em altura da abóboda com o objectivo de forçar a passagem de todos os gases de evacuação pelos biletos. Na figura 55 é visível a redução em altura da abóboda.

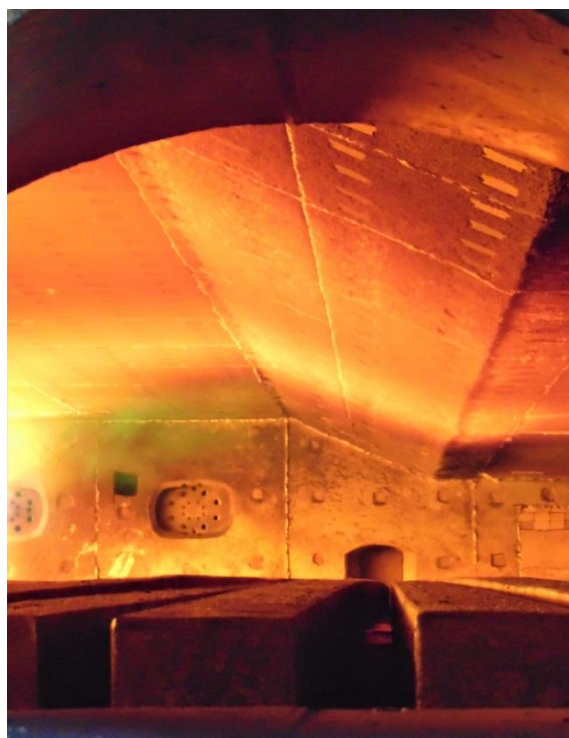


Figura 55 - Pormenor da redução em altura da abóboda

ii) Zona de pré-aquecimento (Zona 0)

Esta zona está equipada com 8 queimadores laterais de chama longa, 4 queimadores na fachada norte e 4 na fachada sul, permitindo apagar ou acender os queimadores por fila de acordo com as cadências de produção. Cada um dos queimadores possui uma potência de 2 390 kW perfazendo um potência total da zona de 19 120 kW.



Figura 56 - Queimadores de parede da fachada sul



Figura 57 - Condutas de ar de combustão zona 0



Figura 58 - Queimadores de parede



Figura 59 - Queimadores de parede

iii) Zona de aquecimento (Zonas 1 e 2)

Esta zona de aquecimento é composta por 2 zonas distintas de queimadores, zona 1 e zona 2, localizando-se imediatamente a seguir à zona de pré-aquecimento e estão, cada uma delas, equipadas com 16 queimadores de chama plana em abóboda. Nestas 2 zonas quase se consegue atingir a temperatura de desenformamento. A aportação de calor deve ser bem repartida de forma a ir eliminando heterogeneidades na temperatura dos billetes. Cada queimador possui uma potência de 934 kW perfazendo uma potência, por zona, de 14 944 kW. As 2 zonas têm uma potência disponível total de 29 888 kW.



Figura 60 - Queimador de teto das zonas 1 e 2



Figura 61 - Queimador de teto (interior do forno)



Figura 62 - Distribuição dos queimadores de teto das zonas 1 e 2

iv) Zona de equalização (Zonas 3, 4 e 5)

Esta zona de equalização da temperatura do bilete é composta por 3 zonas distintas de queimadores e têm como objetivo homogeneizar a temperatura dos biletos antes do desenformamento. Considerando o aquecimento do bilete por áreas, a zona 3 aquece o ultimo $\frac{1}{4}$ de bilete e a zona 5 aquece o primeiro $\frac{1}{4}$ de bilete.

A zona 3 está equipada com 6 queimadores de chama plana em abóboda. Cada queimador possui uma potência de 438 kW perfazendo uma potência total de 2 628 kW.

A zona 4 está equipada com 12 queimadores de chama plana em abóboda aquecendo a área de bilete compreendida entre o primeiro e ultimo $\frac{1}{4}$ de bilete. Cada queimador possui uma potência de 394 kW perfazendo uma potência total de 4 728 kW.

A zona 5 está equipada com 6 queimadores de chama plana em abóboda. Cada queimador possui uma potência de 438 kW perfazendo uma potência total de 2 628 kW.



Figura 63 - Condutas do ar de combustão da zona 5

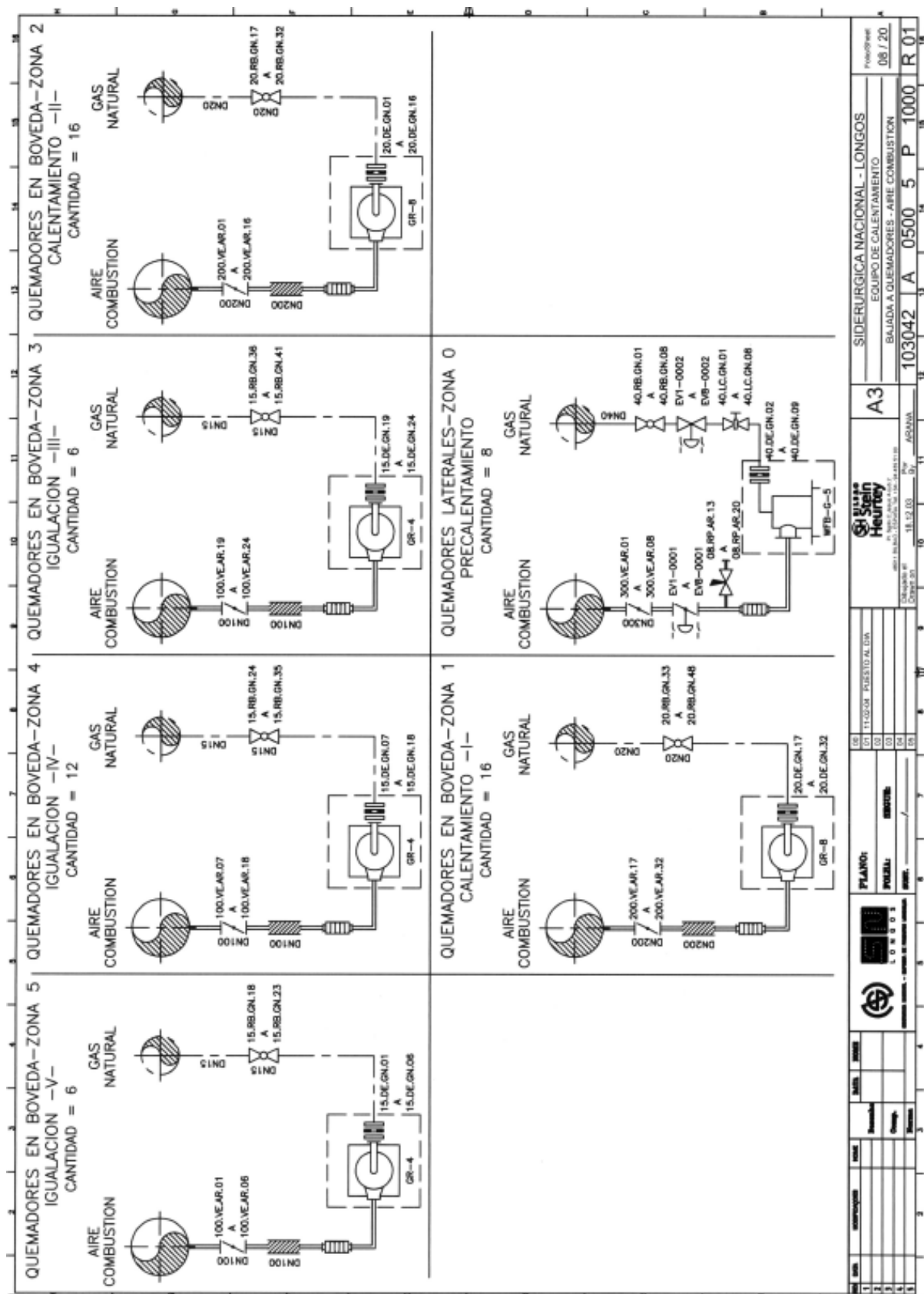


Figura 64 - Tipologia e quantidade de queimadores por zona

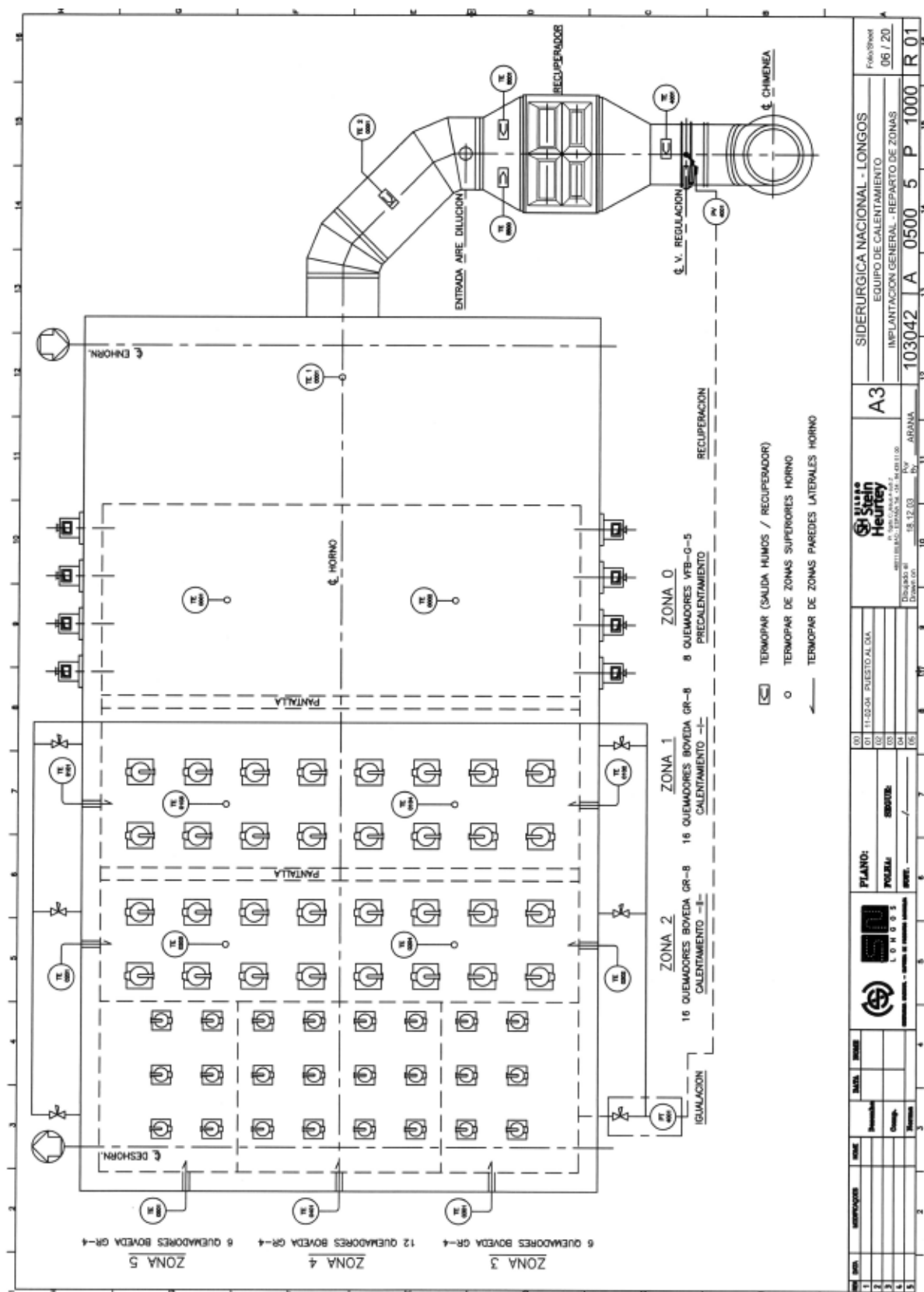


Figura 65 - Distribuição esquemática dos queimadores

h) Sistema de controlo da temperatura

O sistema baseia-se em atingir e manter um setpoint de temperatura para cada zona, calculado pelo modelo matemático HOT ou introduzido pelo operador. O valor de setpoint é introduzido num controlador PID, regulador de temperatura, sendo este realimentado com a temperatura real da zona, medida por termopares.



Figura 66 – Encapsulamento do termopar no interior do forno



Figura 67 - Termopar

Desta comparação entre a temperatura real medida e o valor de setpoint resulta uma ação de controlo a qual vai permitir manter a temperatura pedida, introduzindo mais ou menos caudal de gás.

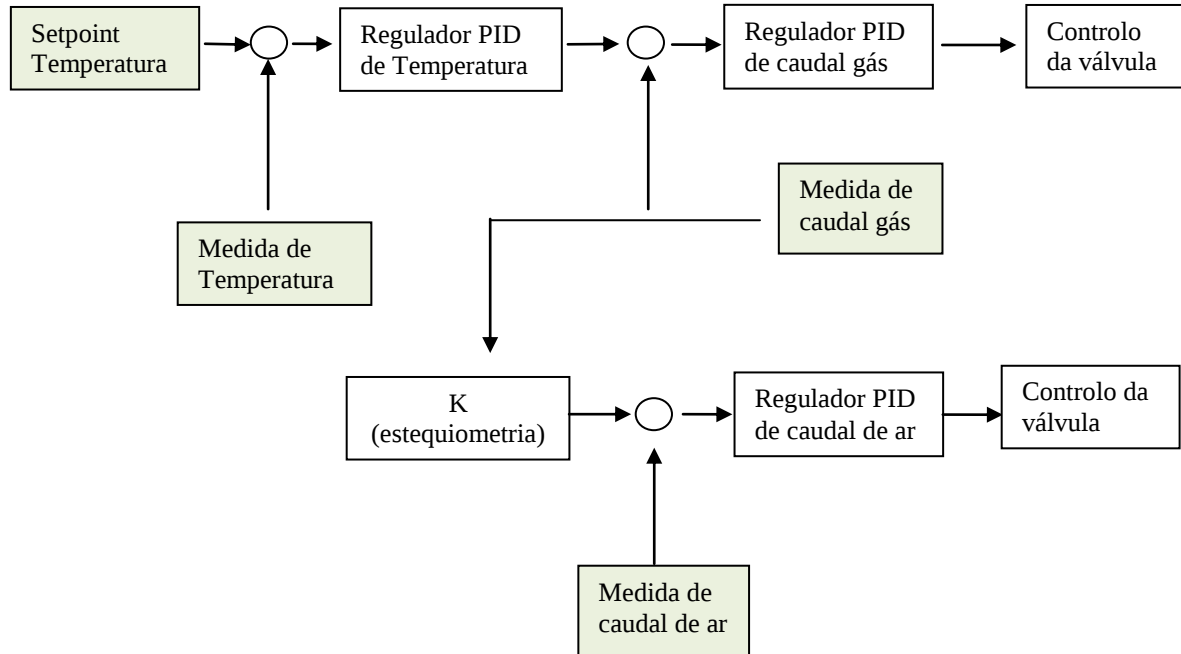


Figura 68 - Representação do sistema de controlo de temperatura

Por questões de segurança, o sistema privilegia o excesso de ar nos regimes transitórios, ou seja, no caso do pedido de aumento do consumo de gás este segue o ar de combustão e no caso da diminuição ocorre o inverso. Este sistema, conhecido como limites cruzados, garante que no caso do pedido de aumento do consumo do gás a primeira ação de controlo é aumentar o caudal de ar de combustão e de seguida ocorre o aumento do caudal de gás. Quando ocorre um pedido de diminuição do caudal de gás o sistema garante que a primeira ação de controlo é a diminuição do caudal de gás seguido da diminuição do caudal de ar de combustão.

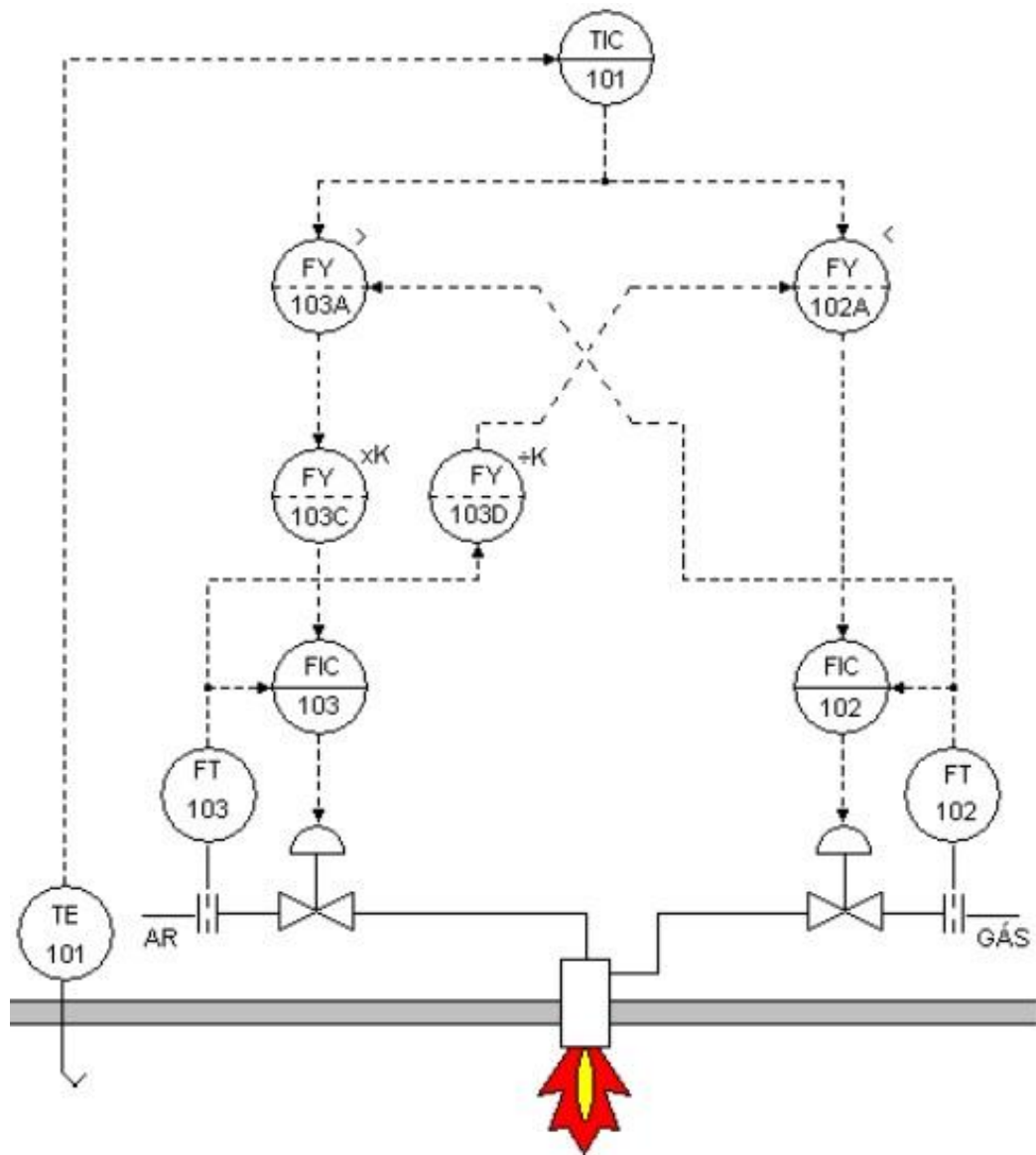


Figura 69 - Sistema de combustão em limites cruzados

À saída do controlador de temperatura é aplicada, como consigna, outro controlador PID, o qual vai regular o caudal de gás. Este controlador vai regular a abertura da válvula proporcional de gás, comparando o caudal de gás pedido pelo regulador de temperatura com o caudal de gás real medido, filtrando-o a partir do duplo controlo cruzado em função do caudal medido do ar de combustão. O caudal de ar de combustão resulta da relação estequiométrica acrescida do excesso de ar. A relação estequiométrica é um parâmetro de controlo, sendo comum para todas as zonas. O excesso de ar é, também, um parâmetro de controlo sendo independente para cada zona. Este parâmetro funciona como excesso de ar mínimo podendo o operador aumentar este valor em

função da leitura do aparelho de medição dos gases de combustão. Portanto, o caudal real de gás medido é multiplicado pela razão estequiométrica acrescido do excesso de ar da zona em função das tabelas internas do controlador, e filtrando-o pelo duplo controlo cruzado, gera-se a consigna de outro controlador PID, o regulador do caudal de ar. Este controlador regula uma válvula que permite a passagem de mais ou menos ar para conseguir o caudal desejado comparando o valor pedido com o caudal real de ar medido em cada instante [23].

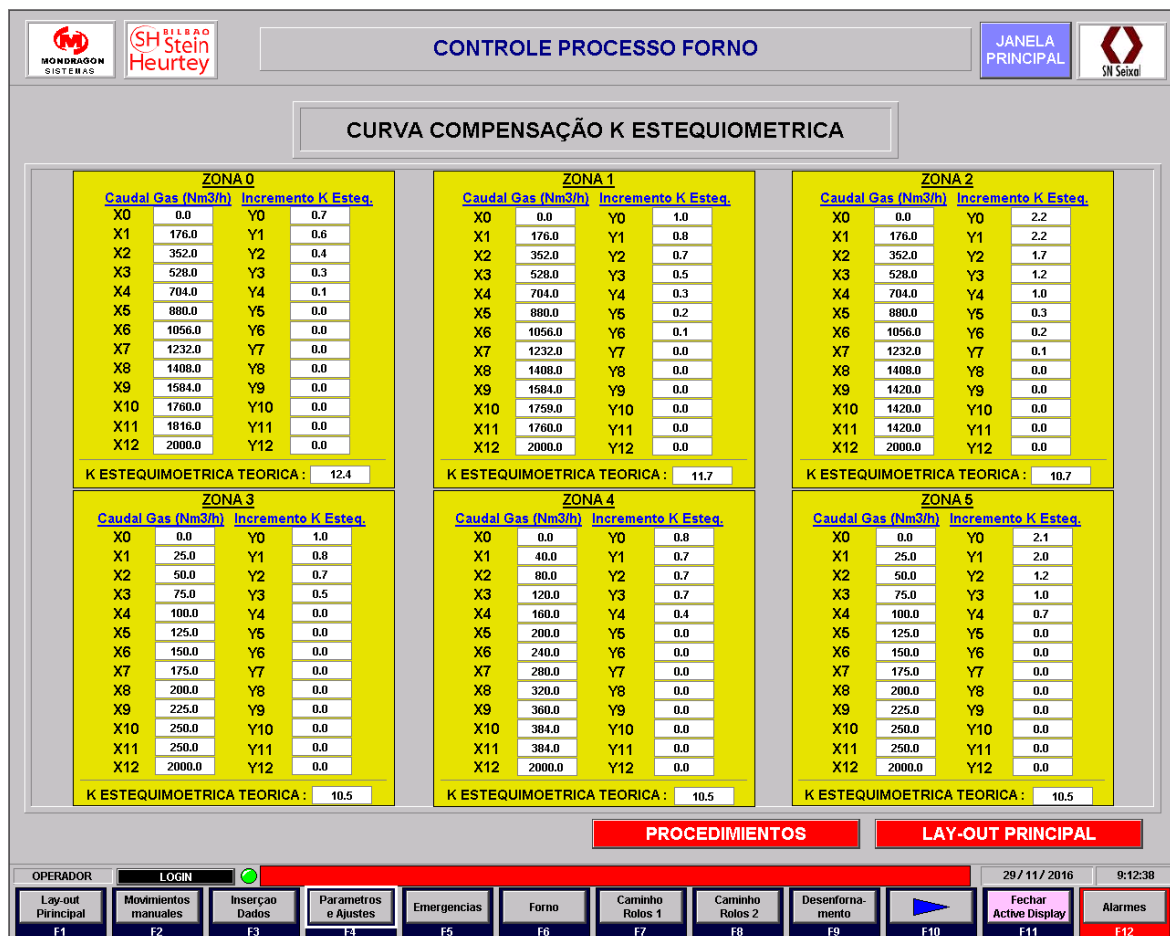


Figura 70 - Curva de compensação estequiométrica

Por questões de segurança o sistema de controlo tem de garantir a relação ar/gás em detrimento de qualquer outro requisito. Em caso de falha de algum deles, ar de combustão ou gás, o sistema bloqueia a operação do forno cortando o fornecimento do gás e de seguida do ar de combustão. Este tipo de controlo é conhecido como duplos limites cruzados.

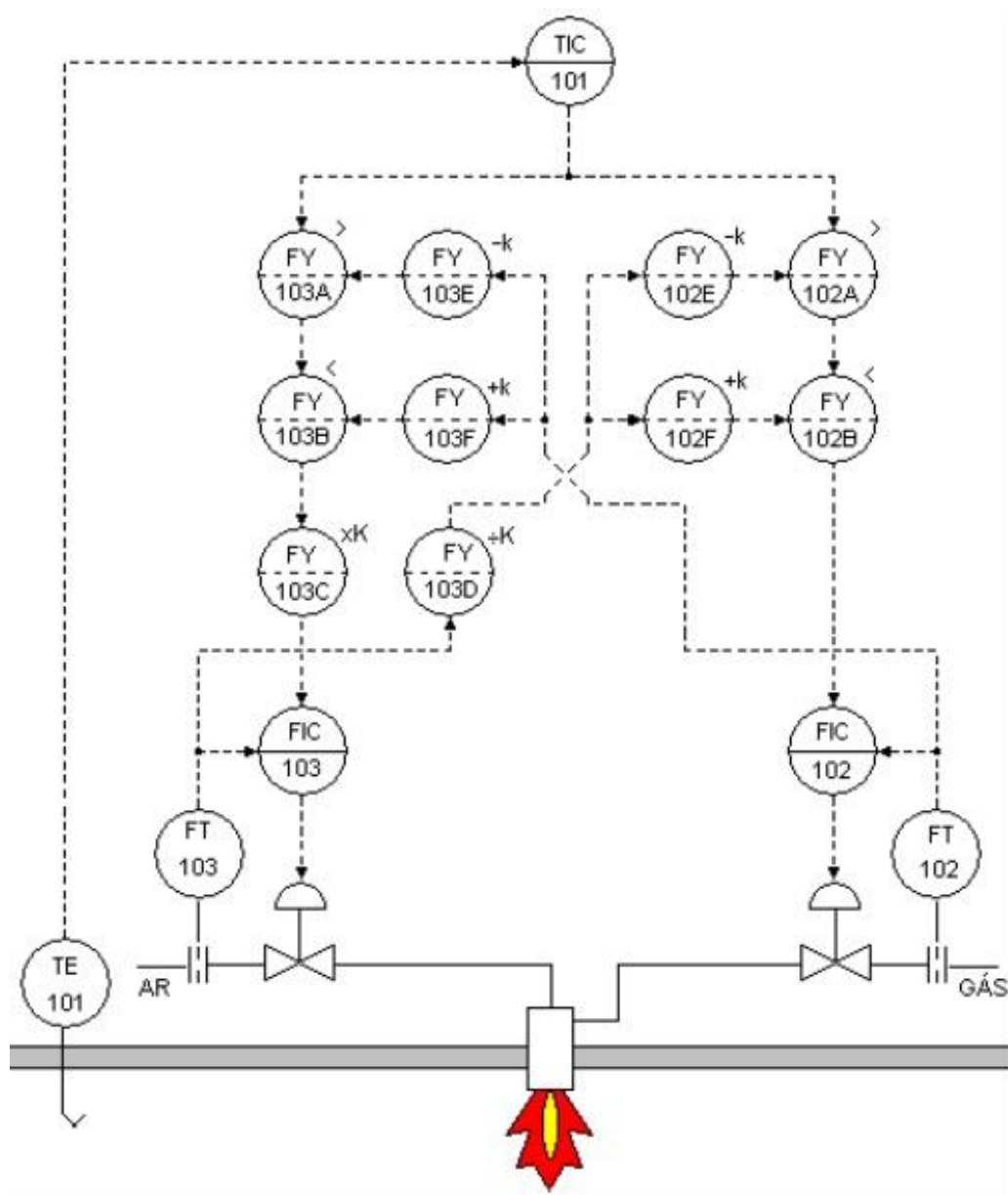


Figura 71 - Sistema de combustão em duplos limites cruzados

i) Recuperador de calor

O forno está equipado com um recuperador de calor multitubular com o objetivo de aquecer o ar de combustão utilizando os gases de evacuação. O recuperador de calor permite recuperar parte da energia contida nos gases de evacuação. O caudal máximo admitido é de 56 500 Nm³/h. Na figura 75 está representado esquema construtivo do recuperador de calor. Na figura 74 está representado o circuito de ar de combustão.

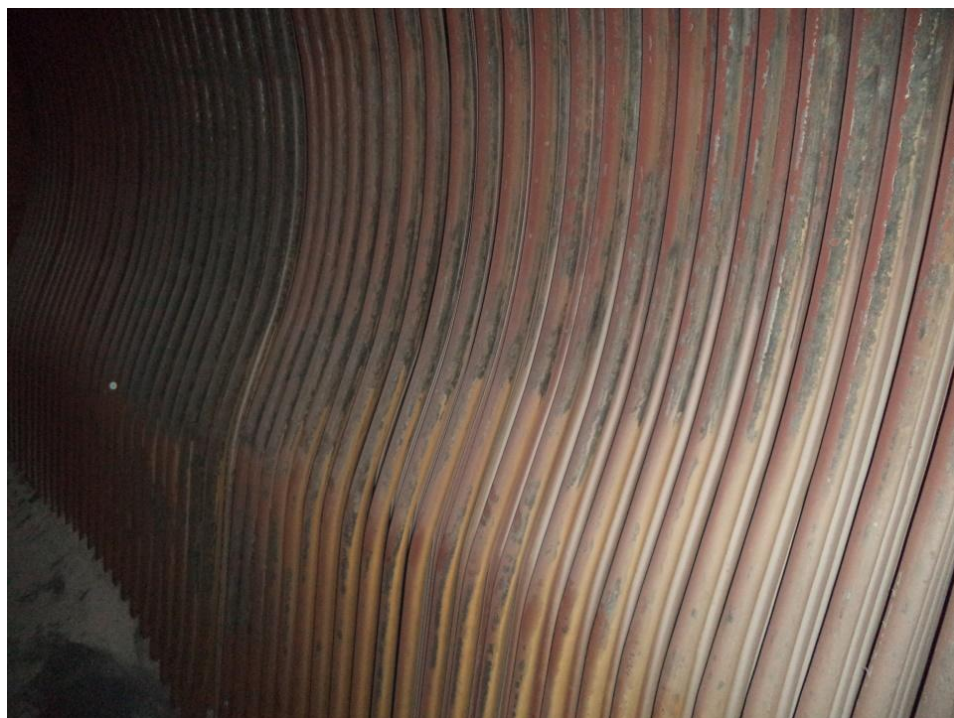


Figura 72 - Pormenor do tubular do recuperador



Figura 73 - Vista exterior do recuperador de calor

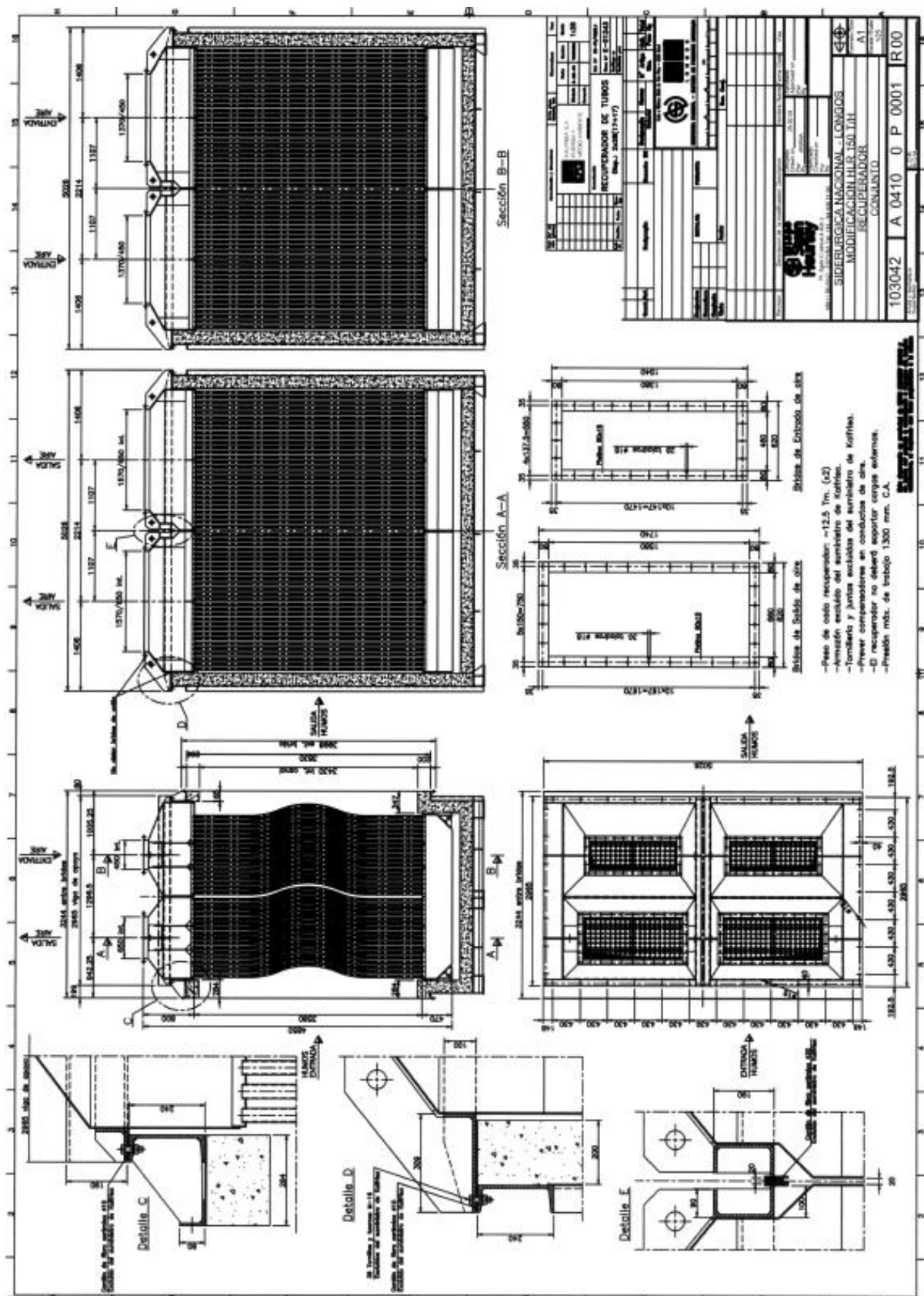


Figura 74 - Representação esquemática do recuperador de calor

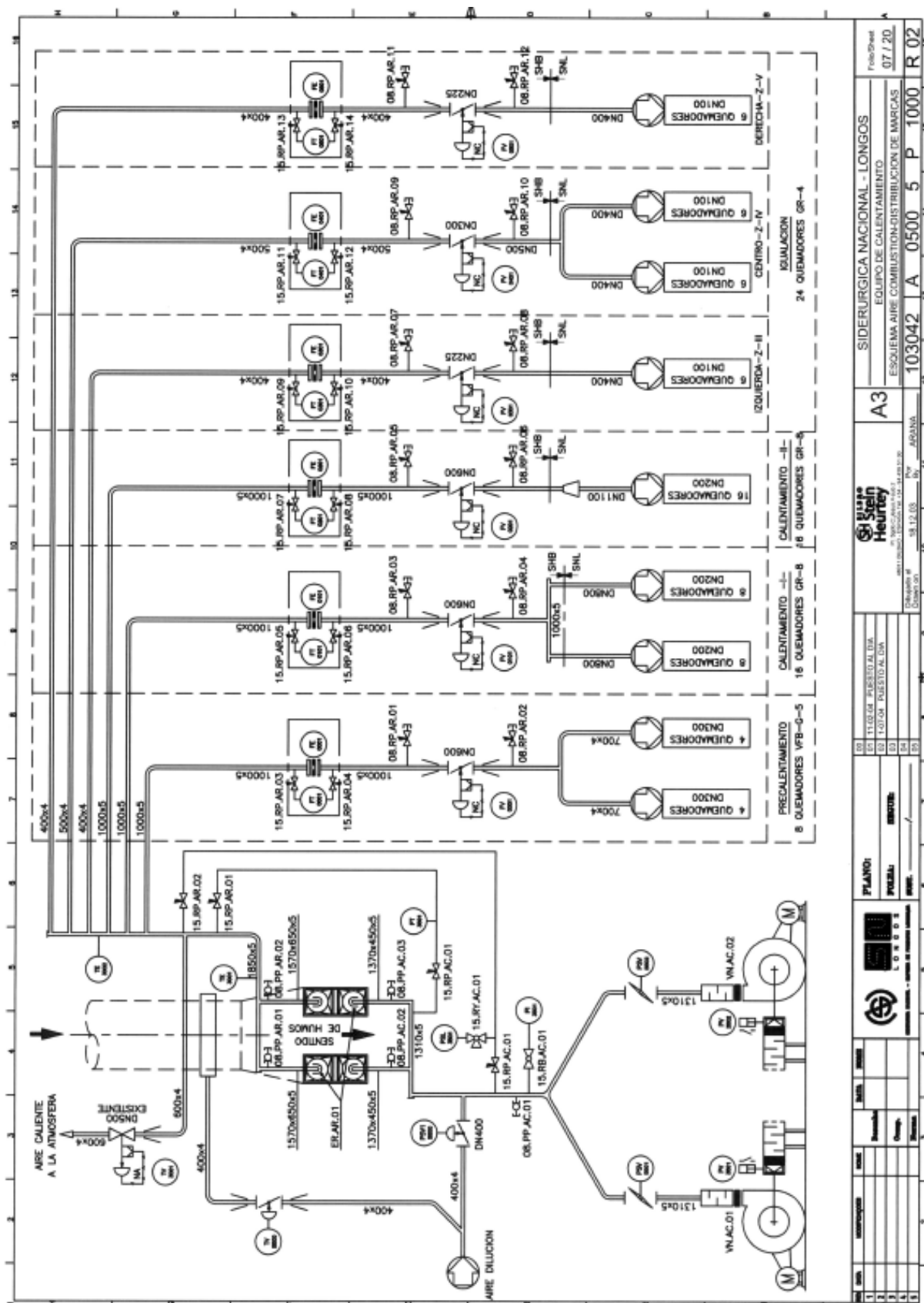


Figura 75 – Circuito do ar de combustão

j) Monitorização dos gases de combustão

A monitorização dos gases de combustão é realizada em modo contínuo por um analisador de marca SERVOMEX, modelo SERVOPRO 4900. Os gases analisados são o CO₂(%), O₂(%) e o CO(ppm). A análise é do tipo volumétrica seca.

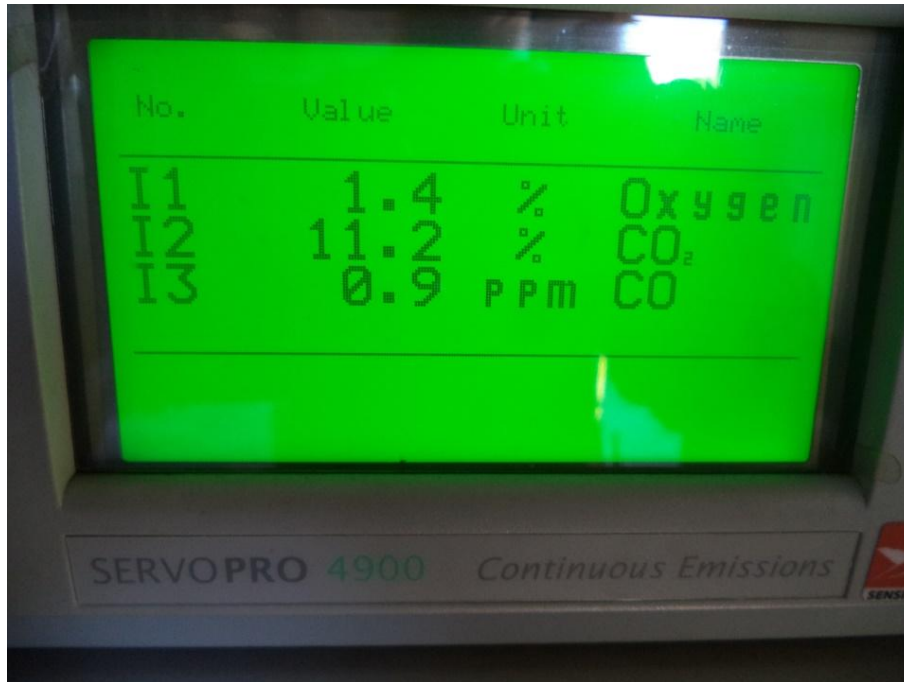


Figura 76 - Analisador de gases de evacuação

k) Refrigeração por água

Os diversos equipamentos metálicos que se encontram no interior do forno necessitam de ser refrigerados por água de forma a manterem a sua integridade estrutural e não deformarem. Desta forma os rolos de enformamento, o tope de centragem, as molduras das portas de enformamento e desenformamento, os langerons fixos e móveis necessitam de ser arrefecidos. Esta necessidade de refrigeração por água dos diversos equipamentos auxiliares representa uma das formas de perdas de energia presentes neste forno de reaquecimento de billetes.



Figura 77 - Pormenor da refrigeração de um langeron móvel



Figura 78 - Cabeça de um langeron móvel

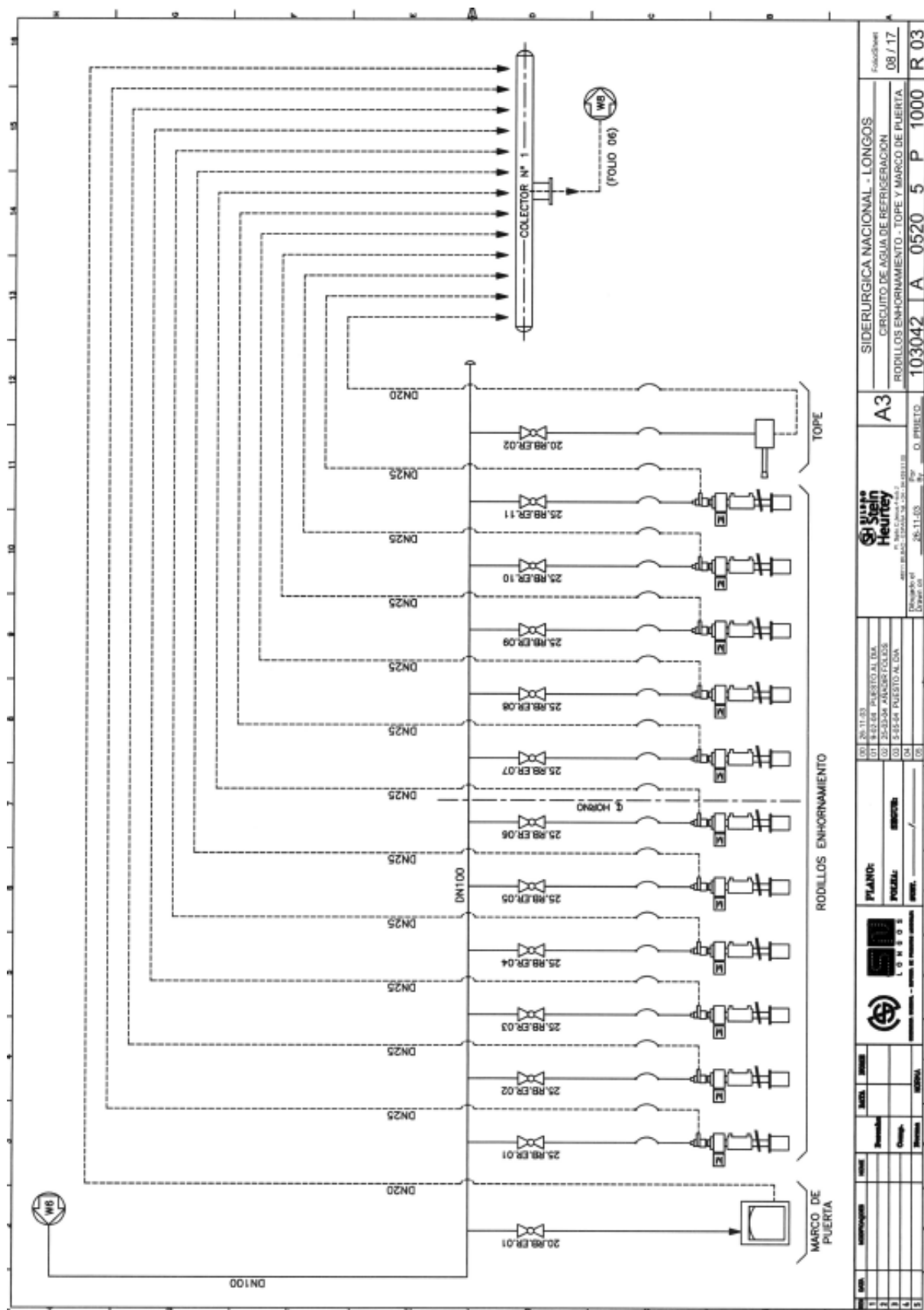


Figura 79 – Circuito água de refrigeração dos rolos no interior do forno

l) Isolamento do forno

O isolamento do forno tem como objetivo isolar e conservar a temperatura no interior do forno. No caso em estudo o isolamento do forno é feito recorrendo à aplicação de material de isolamento e betão refratário. O tipo de material aplicado, bem como o método de aplicação, são adaptados à zona de operação. Os diferentes tipos de isolamento usados utilizados na soleira serão apresentados na alínea iii) que servem como referencial. A composição dos materiais que constituem as diversas camadas de isolamento tem evoluído muito ao longo do tempo, permitindo a redução das perdas energéticas para o exterior. Atualmente, ainda não aplicado no forno em estudo, existem tintas que aplicadas em áreas específicas da soleira e paredes permitem aumentar a emissividade dos refratários incrementando a capacidade térmica de radiação do refratário. [28] [29] [30]

i) Abóboda

A abóboda suspensa está construída, em módulos, com betão refratário e o isolamento entre eles é realizado recorrendo a material leve e moldável. Os módulos estão suspensos da estrutura metálica por meio de âncoras cerâmicas e estribos metálicos de aço inoxidável.

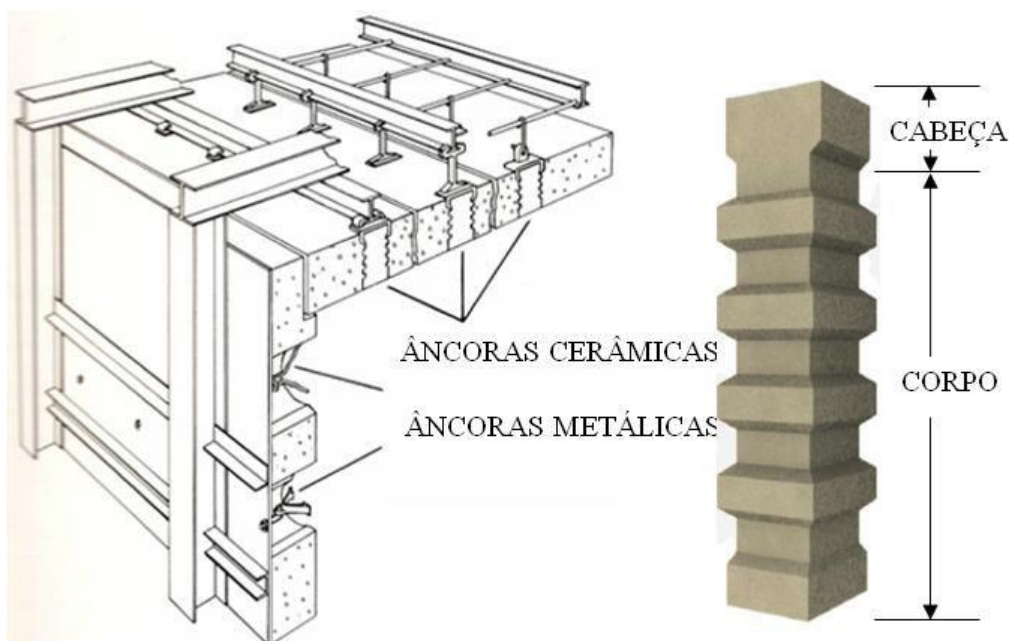


Figura 80 - Sistema de ancoragem



Figura 81 - Módulos suspensos da abóboda

ii) Paredes laterais

O isolamento das paredes laterais é composto por várias camadas de material isolante e betão refratário. As aberturas para as portas, que facilitam a limpeza e a inspeção, estão revestidas de betão refratário. O isolamento das paredes laterais é composto por:

1ª capa de 75 mm de PLACA DE SILICATO

2ª capa de 114 mm de TIJOLO JM23

3ª capa de 230 mm de betão isolante CALDE PLASTSUPERAL X AB

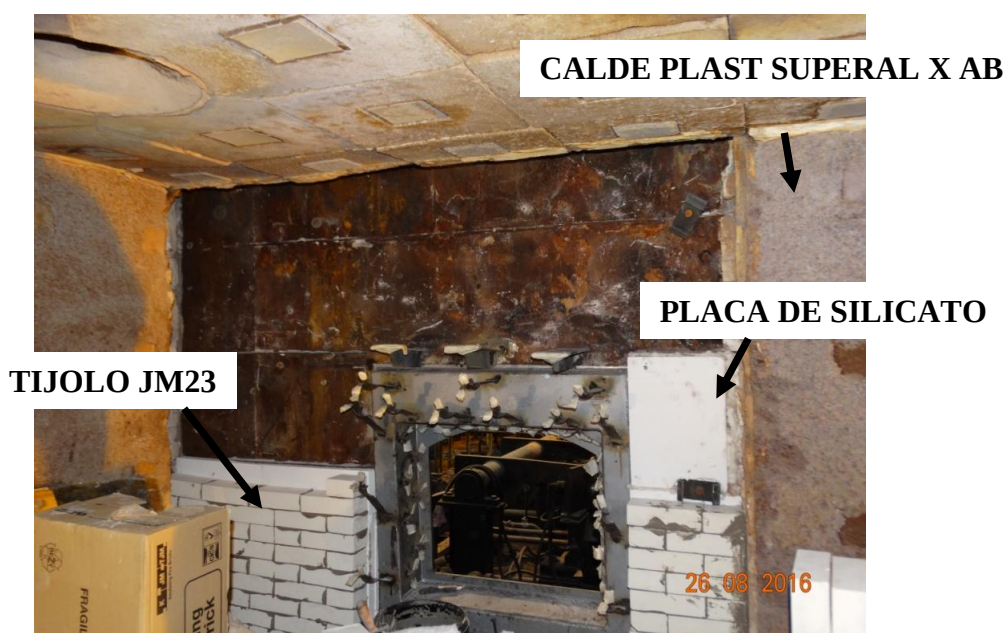


Figura 82 – Pormenor da construção do sistema de isolamento das paredes

A porta de enformamento está revestida de uma capa de fibra e outra de betão refratário. As portas de desenformamento existentes estão revestidas de uma capa de painéis isolantes e outra de betão refratário isolante.

iii) Soleira

O isolamento da soleira fixa e da soleira móvel nas zonas de pré-aquecimento e aquecimento é composto por:

1ª capa de 75 mm de PLACA DE SILICATO

2ª capa de 130 mm de betão isolante CALDE CAST LW MIX 124 C/G

3ª capa de 100 mm de betão isolante CALDE CAST 27 E

4ª capa de 220 mm de betão refratário CALDE CAST STRONG MIX 170 E

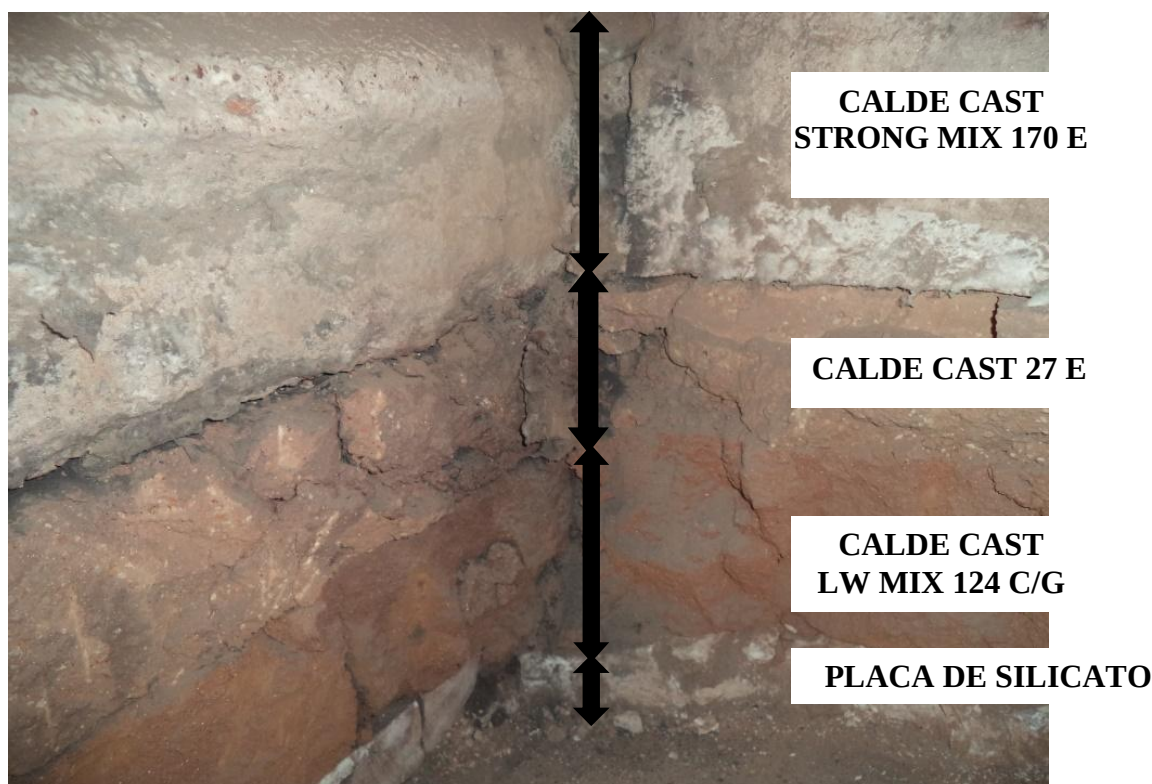


Figura 83 - Pormenor das várias camadas de isolamento



Figura 84 – Pormenor das âncoras do refratário



Figura 85 - Construção dos blocos do refratário da soleira

Capítulo 4 - Trabalho de campo

a) Definição das condições de fronteira

Anteriormente à recolha de dados no campo foi necessário definir as variáveis a considerar. Esta definição teve por base o estudo inicial realizado pelo construtor do equipamento. Desta forma foram consideradas como entradas de energia o ar de combustão (pré-aquecido) e a energia da combustão. Como saída de energia útil foi considerada a energia absorvida pelos biletos. Como perdas de energia foram consideradas as perdas pela água de refrigeração, portas e aberturas, envolvente e aquecimento do ar. Na figura 86 estão representadas as entradas, saídas e utilização da energia.

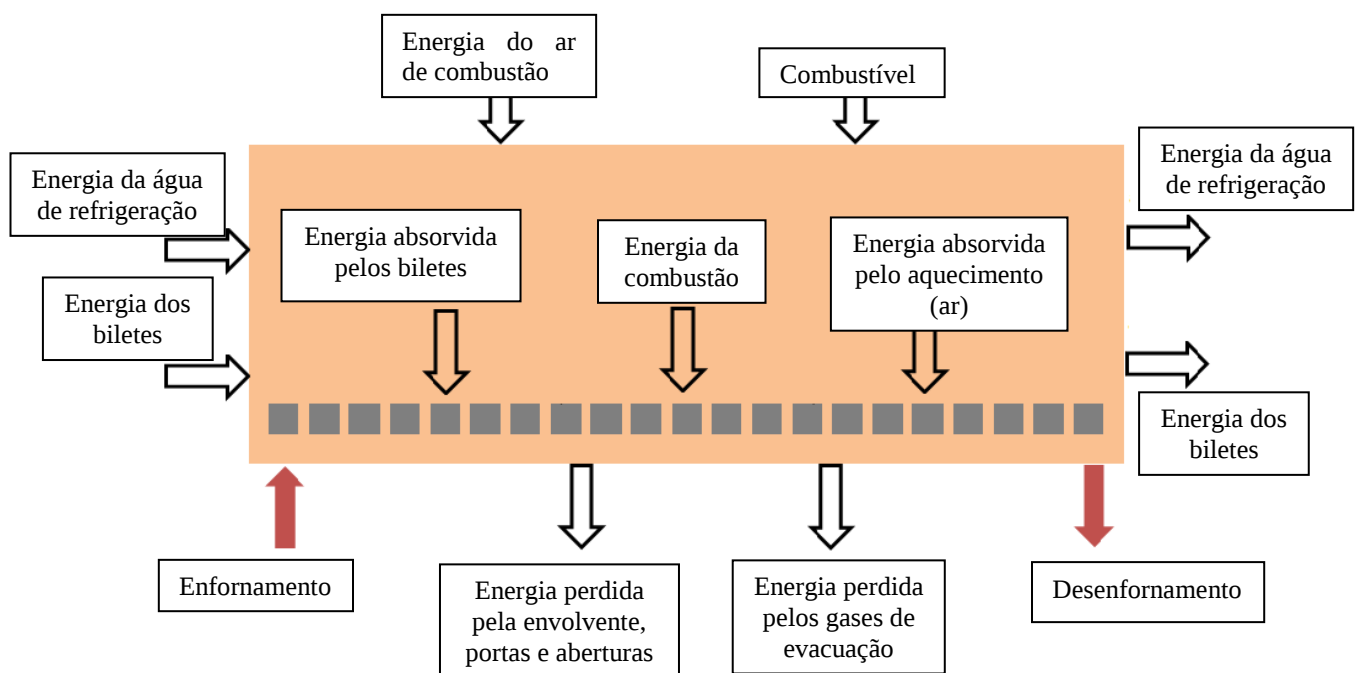


Figura 86 - Principais entradas e saídas de energia do forno

O estudo do construtor do equipamento considerava como entradas de energia a combustão, os biletos, o ar de combustão e o combustível. Relativamente à utilização da energia estava considerado os gases de evacuação, o aquecimento do ar, as portas e aberturas, a envolvente, a água de refrigeração e os biletos conforme está documentado nas figuras 87 e 88.

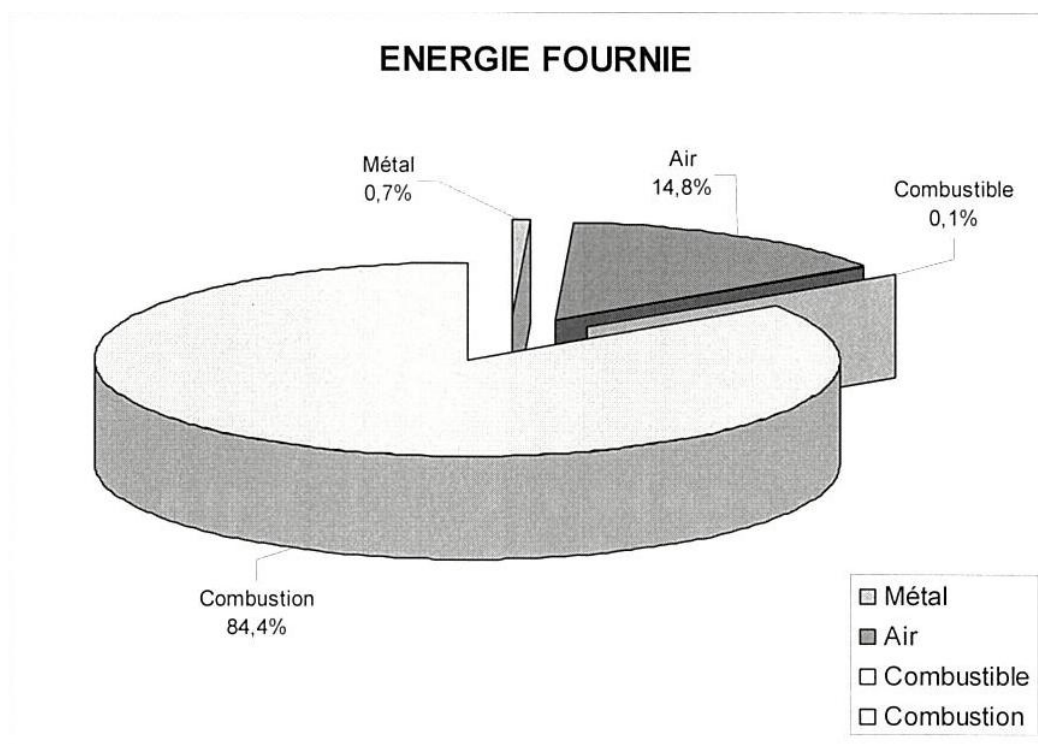


Figura 87 - Energia fornecida (estudo do construtor do equipamento)

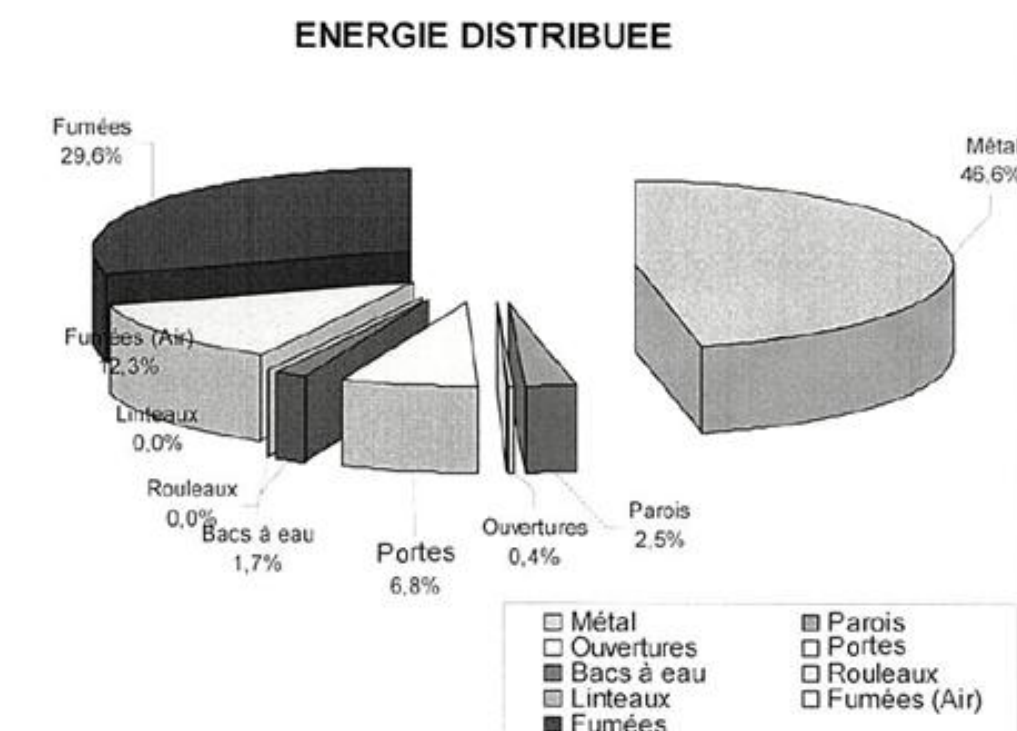


Figura 88 - Distribuição de energia (estudo do construtor do equipamento)

b) Dados da primeira análise energética

i) Caracterização do produto em produção

A primeira recolha de dados foi realizada no dia 27 de Novembro de 2016 pelas 11 horas, com uma temperatura ambiente de 13°C, durante a produção de VND/VNC 16. Os billetes utilizados neste tipo de produto apresentam um teor de carbono de 0,18-0,23%, uma secção de 160x160 mm e um comprimento de 14,3 m, sendo enformados a uma temperatura média de 351 °C e desenformados a uma temperatura média de 1050°C. A cadência de produção é de 193,1 ton/h correspondente a 67 billetes/hora. Os valores das diversas variáveis contempladas neste estudo estão registados no anexo nº 2.

ii) Equação de combustão estequiométrica

Tendo por base a análise química do combustível registada no anexo 2 foi determinada a fórmula estequiométrica de combustão em volume e em massa,

$$0.919(CH_4) + 0.064(C_2H_6) + 0.013(C_3H_8) + 0.004(C_4H_{10}) + 2.153(O_2 + 3.76N_2) = 1.102(CO_2) + 2.102(H_2O) + 8.095(N_2) \quad (14)$$

$$14.744(CH_4) + 1.924(C_2H_6) + 0.573(C_3H_8) + 0.232(C_4H_{10}) + 68.892(O_2) + 226.781(N_2) = 48.498(CO_2) + 37.868(H_2O) + 226.781(N_2) \quad (15)$$

iii) Equação da combustão real

Os caudais de ar, gás e a monitorização dos gases de combustão constam do anexo nº 2. A tabela 4 representa o resumo dos caudais de ar e combustível por zona de aquecimento, bem como, a relação em volume entre o ar e o combustível.

	Zona 0	Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zona 4	Zona 5	Total
Caudal ar (Nm ³ /h)	12 035	13 195	12 205	1 496	2 837	1 841	43 610
Caudal gás (Nm ³ /h)	973	1 079	1 066	153	249	174	3 694
(a/f) _{vol}	12,37	12,22	11,45	9,76	11,41	10,54	11,81
Excesso ar (%)	20,75	19,29	11,77	-4,72	11,37	2,83	15,20

Tabela 4 - Registo dos caudais de ar e gás

Com os resultados dos caudais acima referidos, 15,20 % de excesso de ar, a equação real da combustão, volumica e mássica, fica,

$$0.919(CH_4) + 0.064(C_2H_6) + 0.013(C_3H_8) + 0.004(C_4H_{10}) + 2.483(O_2 + 3.76N_2) = 1.102(CO_2) + 2.102(H_2O) + 0.330(O_2) + 9.335(N_2) \quad (16)$$

$$14.744(CH_4) + 1.924(C_2H_6) + 0.573(C_3H_8) + 0.235(C_4H_{10}) + 79.439(O_2) + 261.501(N_2) = 48.498(CO_2) + 37.868(H_2O) + 10.547(O_2) + 261.501(N_2) \quad (17)$$

iv) Avaliação da análise seca teórica Vs. real dos gases de evacuação

Tendo por base os valores dos caudais do ar de combustão e dos gases, foi realizada uma análise volumétrica seca teórica aos gases de evacuação. Os resultados obtidos estão registados na tabela 5,

CO ₂	O ₂	N ₂
10,24%	3,06%	86,70%

Tabela 5 - Análise volumétrica seca (teórica)

Foi igualmente realizada uma análise volumétrica húmida teórica aos gases de evacuação. Os resultados estão registados na tabela 6,

CO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O
8,57%	2,56%	72,54%	16,33%

Tabela 6 - Análise volumétrica húmida (teórica)

Na tabela 7 estão os resultados dos valores registados pelo analisador contínuo dos gases de evacuação,

CO ₂	O ₂	CO
11,17%	0,97%	0,69ppm

Tabela 7 - Análise volumétrica seca real

A diferença de valores entre a análise volumétrica seca teórica Vs. real não foi, inicialmente compreendida. Como pode ser verificado no anexo nº 3, o aparelho de medição dos gases de evacuação é verificado e calibrado a cada 6 meses. A verificação e calibração anterior a esta recolha de dados tinham sido realizadas no dia 26 de Outubro, ou seja, 1 mês antes da recolha de dados. Internamente possuímos garrafas de amostra com O₂ a 5% e N₂ a 15% que permite realizar ensaios ao analisador de gases de

evacuação. Estes ensaios foram realizados no 14 de Dezembro não tendo sido encontrado desvios significativos entre a concentração dos gases de amostra e o registo do aparelho. Foi igualmente realizado um ensaio com ar ambiente tendo o aparelho registados os valores expectáveis. A fotografia seguinte regista o ensaio com ar ambiente.

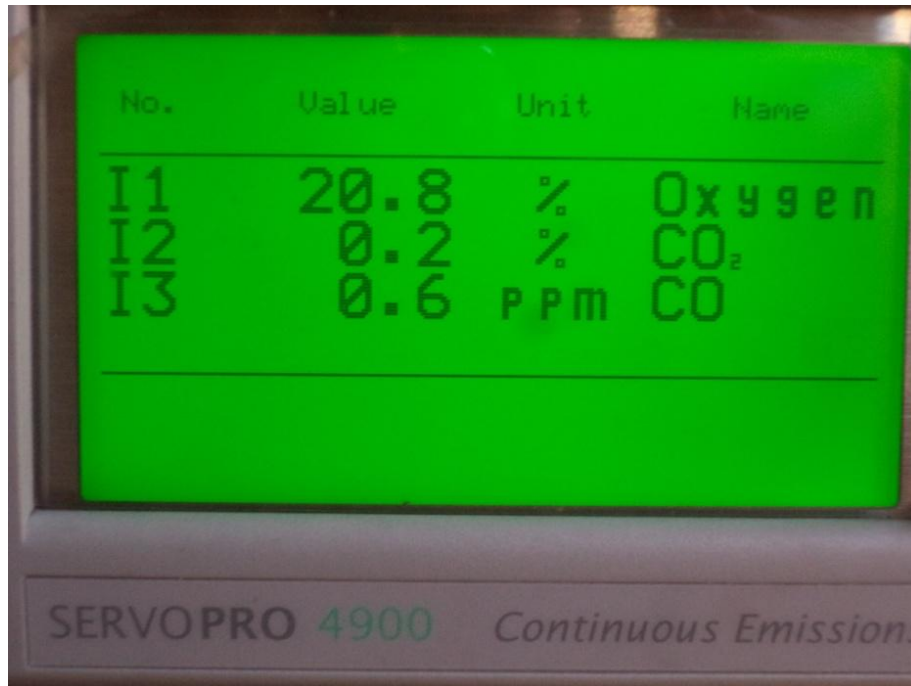


Figura 89 - Medidor de gases de evacuação

Não tendo sido detetado qualquer anomalia no analisador de gases de evacuação procedeu-se à medição do caudal de ar de combustão.

Esta medição foi realizada no dia 4 de Fevereiro pelas 11 horas, durante a recolha de dados necessária á 2ª análise energética, recorrendo a um aparelho da marca TSI-Airflow modelo TA465. O ensaio consistiu na medição da velocidade do ar em diversos pontos na entrada dos ventiladores de ar de combustão. Nas tabelas 8 e 9 estão os registos deste ensaio.

Ventilador nº 1																	
1,5	1,1	1,1	1,4	1,6	1,0	2,1	1,5	1,0	1,7	2,0	0,7	1,9	1,9	1,3	1,6	1,8	0,9

Tabela 8 - Velocidade do ar (m/s) Ventilador nº1

Ventilador nº 2																	
7,6	5,7	5,4	5,5	8,5	6,4	6,1	7,3	7,2	8,3	7,8	6,9	7,9	7,6	6,3	5,7	6,2	5,3

Tabela 9 - Velocidade do ar (m/s) Ventilador nº 2

A área útil de entrada do ar do ventilador nº 1 é de 1,68 m² e do ventilador nº 2 é de 0,96 m². A velocidade média do ar no ventilador nº 1 é de 1,45 m/s e do ventilador nº 2 é de 6,76 m/s. Através da fórmula abaixo foi calculado o caudal de ar, em m³/s

$$Car = v A \quad (18)$$

Sendo, *Car* – Caudal volúmico ar de combustão [m³/s]

v – Velocidade média do ar [m/s]

A – Área útil de aspiração do ar [m²]

Tendo por base os dados acima referidos, velocidade média do ar e área útil, utilizando a equação nº 18 foi determinado o caudal. Os valores estão registados na tabela 10,

	Velocidade média (m/s)	Área útil (m ²)	Caudal volúmico (m ³ /s)	Caudal volúmico (m ³ /h)
Ventilador nº 1	1,45	1,68	2,44	8 770
Ventilador nº 2	6,76	0,96	6,49	23 366
Caudal total			8,93	32 136

Tabela 10 - Caudais de ar medidos nos ventiladores

No anexo nº 4 está registado o caudal de ar total medido pelo software de controlo do forno. O valor registado é de 33 611,53 m³/h. O valor medido no ensaio acima referido foi de 32 136 m³/h. A diferença entre os valores medidos e registados é de 1 476 m³/h, correspondente a um diferencial de 4,59%. Embora em valor absoluto 4,59% seja um diferencial já considerável, atendendo aos caudais registados e às condições de ensaio, não foi, nesta fase do estudo, o resultado do ensaio considerado como válido.

O estudo seguinte teve por base perceber como é que o software de controlo convertia os valores de diferença de pressão registados pelos equipamentos de campo em caudais volúnicos. Através de um programador externo tive acesso á fórmula de cálculo

utilizada pelo sistema para converter o sinal de pressão medido em caudal. A fórmula utilizada é a seguinte,

$$Qn = Qmax * \sqrt{\frac{550+273}{Te+273} * \frac{Ft}{100} * \frac{Pt+1,013}{800+1,013}} \quad (19)$$

Sendo, Qn – Caudal nominal ar de combustão [m^3/h]

$Qmax$ – Caudal máximo de ar de combustão do projeto [$60\,745\,m^3/h$]

550 – Temperatura de projeto do ar de combustão [K]

Te – Temperatura medida pelo termopar do ar de combustão [K]

Ft – Valor lido pelo transmissor de fluxo

100 – Valor máximo possível de ser lido pelo transmissor de fluxo

Pt – Pressão do ar de combustão medido pelo transmissor de pressão [mmH₂O]

800 – Pressão de projeto do ar de combustão [mmH₂O]

As condições de projeto foram alteradas imediatamente após o arranque do forno no ano de 2004. A pressão do ar de combustão foi incrementada de 800 mmH₂O para 900 mmH₂O não tendo sido atualizada a fórmula de cálculo do caudal de ar de combustão.

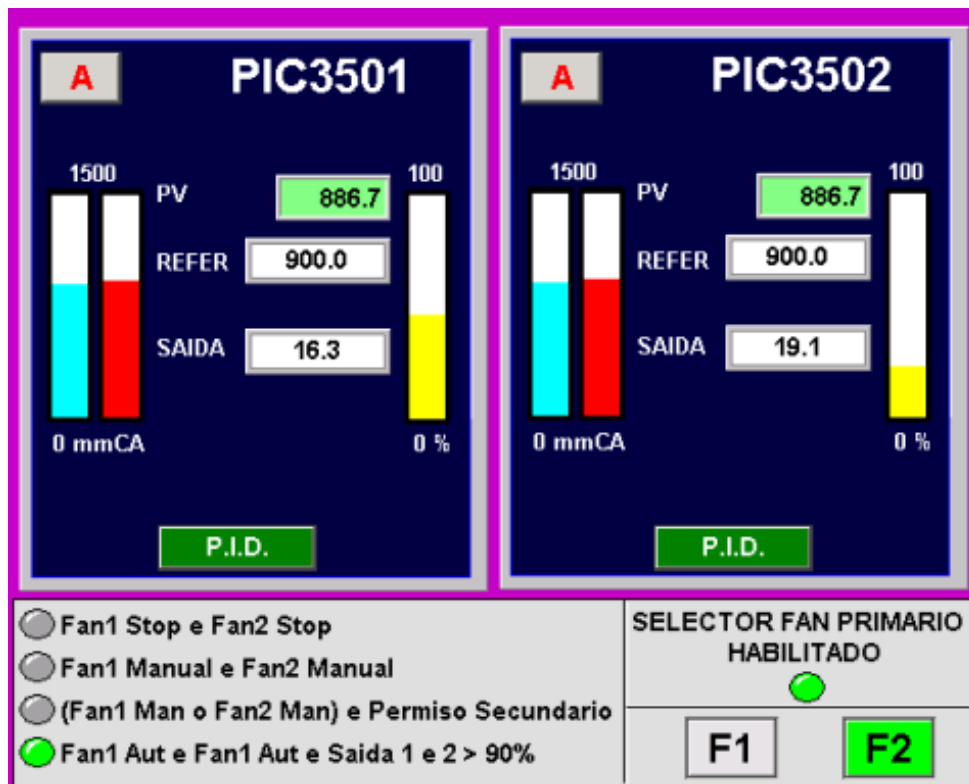


Figura 90 - Set-point da pressão do ar de combustão

Com o objetivo de validar os registos do software procedeu-se á realização dos cálculos tendo por base as atuais condições de operação. Para tal resolveu-se a equação nº 19 em ordem a Ft ,

$$Ft = \frac{Qn^2}{Q_{max}^2} * \frac{Te+273}{550+273} * 100 * \frac{800+1,013}{Pt+1,013} \quad (20)$$

Realizando os cálculos obtive um valor de $Ft = 24,223$. Após a determinação do valor lido pelo transmissor, nas condições referidas no anexo 4, foi corrigida a formula nº 19 para as atuais condições de operação, ou seja, alteração da pressão do ar de combustão para 900 mmH₂O,

$$Qn = Q_{max} * \sqrt{\frac{550+273}{Te+273} * \frac{Ft}{100} * \frac{Pt+1,013}{900+1,013}} \quad (21)$$

Realizando os cálculos obtive um valor de caudal de ar de combustão de 32 032,49 m³/h. Este valor valida os resultados obtidos no ensaio de medição do caudal registado na tabela 10.

Após a descoberta do erro na medição de caudais do ar de combustão e tendo sido possível determinar uma forma analítica de cálculo dos caudais reais, procedeu-se á correcção dos dados registados na tabela 4. Desta forma os caudais de ar reais por zona, referentes à análise energética nº 1, estão registados na tabela 11,

	Zona 0	Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zona 4	Zona 5	Total
Caudal ar (Nm³/h)	11 348	12 442	11 560	1 417	2 687	1 744	41 197
Caudal gás (Nm³/h)	973	1 079	1 066	153	249	174	3 694
(a/f)_{vol}	11,67	11,53	10,85	9,25	10,81	9,98	11,15
Excesso ar (%)	13,85	12,48	5,86	-9,76	5,47	-2,61	8,82

Tabela 11 - Caudal de ar calculado por zona

Todos os cálculos realizados nas análises energéticas objeto deste estudo tiveram por base esta correção dos caudais de ar de combustão.

As figuras 91 e 92 mostram os sistemas de ventilação.



Figura 91 - Sistema de ventilação nº 1



Figura 92 - Sistema de ventilação nº 2

c) Entradas de energia

No forno objeto de estudo, a formação de calamina no bilete é um dos dados mais seguidos e controlados pela administração existindo um leque alargado de registos ao longo de diversos anos. Com base nestes registos podemos assegurar que a calamina

formada no forno é inferior a 0,5% do total da carga reaquescida. Por este motivo foi considerado como desprezável a energia resultante da formação, oxidação, da calamina.

i) Ar de combustão

O ar de combustão é pré-aquecido num recuperador de calor. A temperatura de entrada do ar no recuperador realiza-se a 13°C, temperatura ambiente no momento do ensaio, e a temperatura de entrada do ar no forno ocorre aos 470,5°C. Do lado dos gases de evacuação a temperatura média de entrada ocorre a 674,15°C e a de saída a 406,6°C.

O cálculo da energia recuperada no recuperador foi realizado recorrendo ao método ε -NTU [21] através da aplicação da fórmula seguinte,

$$Q_{rec} = (\dot{m}(ac) * C_{pmin}) * \varepsilon * (T_{in} - t_{in}) \quad (22)$$

Sendo, Q_{rec} - Energia recuperada no recuperador de calor [W]

$\dot{m}(ac)$ - Caudal mássico do ar de combustão [kg/s]

C_{pmin} - Calor específico do fluido a mais baixa temperatura [kJ/(kgK)]

ε - Eficiência

T_{in} - Temperatura de entrada do fluido quente [K]

t_{in} - Temperatura entrada do fluido frio [K]

A eficiência foi calculada recorrendo ao mesmo método,

$$\varepsilon = \frac{(t_{out} - t_{in})}{(T_{in} - t_{in})} \quad (23)$$

Sendo, ε - Eficiência

t_{out} - Temperatura de saída do fluido frio [K]

t_{in} - Temperatura de entrada do fluido frio [K]

T_{in} - Temperatura de entrada do fluido quente [K]

A razão entre as capacidades térmicas foi calculada recorrendo ao método ε -NTU, tendo sido utilizado a fórmula 24,

$$r = \frac{T_{out} - T_{in}}{t_{in} - t_{out}} \quad (24)$$

Sendo, r – Razão entre as capacidades térmicas

T_{out} – Temperatura de saída do fluido quente [K]

T_{in} – Temperatura de entrada do fluido quente [K]

t_{in} – Temperatura de entrada do fluido frio [K]

t_{out} – Temperatura de saída do fluido frio [K]

A partir das equações anteriores é possível representar a variação da temperatura em cada uma das correntes em função das diferenças de temperaturas de entrada dos fluidos. A equação 25 permite, igualmente, validar os cálculos da eficiência e da razão das capacidades térmicas,

$$(T_{in} - T_{out}) = \varepsilon * r * (T_{in} - t_{in}) \quad (25)$$

Sendo, T_{in} – Temperatura de entrada do fluido quente [K]

T_{out} – Temperatura de saída do fluido quente [K]

t_{in} – Temperatura de entrada do fluido frio [K]

r – razão entre as capacidades térmicas

ε - Eficiência

ii) Combustível

A energia da combustão resulta do produto entre o caudal mássico e o PCI do combustível. O PCI do combustível encontra-se registado no anexo nº 2.

$$Q_{comb} = \dot{m}_{comb} * PCI \quad (26)$$

Sendo, Q_{comb} – Potencia da combustão [W]

$\dot{m}_{comb}$ – caudal mássico de combustível [kg/s]

PCI – poder calorifico inferior [kJ/(kgK)]

d) Utilização de energia

i) Perda pelos gases de evacuação

A temperatura dos gases de evacuação representa uma perda significativa de potência calorífica. O cálculo da energia perdida pelos gases de evacuação foi realizado com base na equação do balanço de energia e considerados os seguintes parâmetros:

$$Q(ge) = \dot{m}(ge) C_p \Delta T \quad (27)$$

Sendo, $Q(ge)$ – Energia perdida pelos gases de evacuação [W]

$\dot{m}(ge)$ - Caudal mássico dos gases de evacuação [kg/s]

C_p – Calor específico dos gases de evacuação à temperatura média [kJ/(kgK)]

ΔT – Diferença de temperatura entre os gases de evacuação e o ar ambiente [K]

ii) Perda pela água de refrigeração

O caudal de água em circulação é de 182,3 m³/h, com um diferença de temperatura de 4,7 °C entre a entrada e a saída. O cálculo da energia perdida pela água de refrigeração foi realizado com base na equação do balanço de energia e considerados os seguintes parâmetros:

$$Q_{aref} = \dot{m}(aref) C_p \Delta T \quad (28)$$

Sendo, Q_{aref} – Energia perdida pela água de refrigeração [W]

$\dot{m}(aref)$ - Caudal mássico da água de refrigeração [kg/s]

C_p – Calor específico da água à temperatura média [kJ/(kgK)]

ΔT – Variação da temperatura de saída e de entrada da água de refrigeração [K]

iii) Perda pelas portas de enformamento e desenformamento e aberturas

O forno possui uma porta de enformamento que se encontra permanentemente aberta e duas portas de desenformamento, uma do lado da lança e outra do lado do trem, com ciclos diferenciados de abertura e fecho. O forno possui diversas aberturas para alojar equipamento auxiliar, tais como, fotocélulas, braços empurradores, etc... A fotografia abaixo pretende representar alguns destes equipamentos. O cálculo das perdas pelas aberturas foi calculado considerando uma área equivalente, tendo sido realizado a soma de todas as áreas das diversas aberturas. Esta solução é possível pois todas as aberturas estão localizadas no lado poente do forno.

O cálculo das perdas pelas portas enformamento, desenformamento e aberturas foi realizado recorrendo à fórmula de Tamm [19]

$$Qp = k * t * \rho_i * A * \sqrt{H} * \sqrt{\left(1 - \frac{\rho_e}{\rho_i}\right)} * (h_e - h_i) \quad (29)$$

Sendo, Qp – Energia perdida pelas portas e aberturas

$k = 0,48 + 0.004 * (Te - Ti)$, fator de correção

t - Tempo de abertura [s]

ρ - Massa volumétrica do ar exterior e interior [kg/m³]

A - Secção livre de abertura das portas [m²]

H - Altura da porta em metros [m]

h - Entalpia mássica do ar exterior e interior [kJ/kg]



Figura 93 - Aberturas do forno (lado poente)

iv) Perda pelo aquecimento do ar

De acordo com o Professor Waldir A. Bizzo [20], o calor recebido pelo processo de combustão resulta da diferença entre a entalpia dos gases à temperatura adiabática de chama e a entalpia de saída dos produtos da combustão, ou seja,

$$Q = \dot{m}_{comb} * PCI - \dot{m}(ge) * Cp(ge) * (Ts(ge) - Te(ac)) \quad (30)$$

Considerando como sendo uma perda a diferença de temperatura entre o ar de combustão e os gases de evacuação (ar) à saída do forno podemos simplificar a fórmula acima, ficando

$$Q(\text{aquecimento}(\text{ar})) = \dot{m}(\text{ge}) * Cp(\text{ge}) * (Ts(\text{ge}) - Te(\text{ac})) \quad (31)$$

Sendo, $\dot{m}(\text{ge})$ = Caudal mássico dos gases de evacuação [kg/s]

$Cp(\text{ge})$ = Calor específico gases de evacuação [kJ/kg K]

$Ts(\text{ge})$ = Temperatura saída dos gases de evacuação [K]

$Te(\text{ac})$ = Temperatura de entrada do ar combustão [K]

v) Perda pela envolvente

No início deste projeto pretendi calcular as perdas de calor pela envolvente exterior recorrendo a uma análise termográfica. As imagens abaixo são representativas da recolha destes dados no campo. Após esta recolha verifiquei que a dispersão de valores era de tal forma grande que tornava impossível calcular as perdas pela envolvente (paredes laterais, abóboda e base). O cálculo das perdas pela envolvente, nesta primeira análise energética, foi realizado recorrendo ao método indireto, tendo por base a seguinte fórmula,

$$Q_{env} = Q_{comb} + Q_{rec} - Q(\text{aquecimento}(\text{ar})) - Q_{ge} - Q_{aref} - Q_p - Q_{ab} - Q_{bil} \quad (32)$$

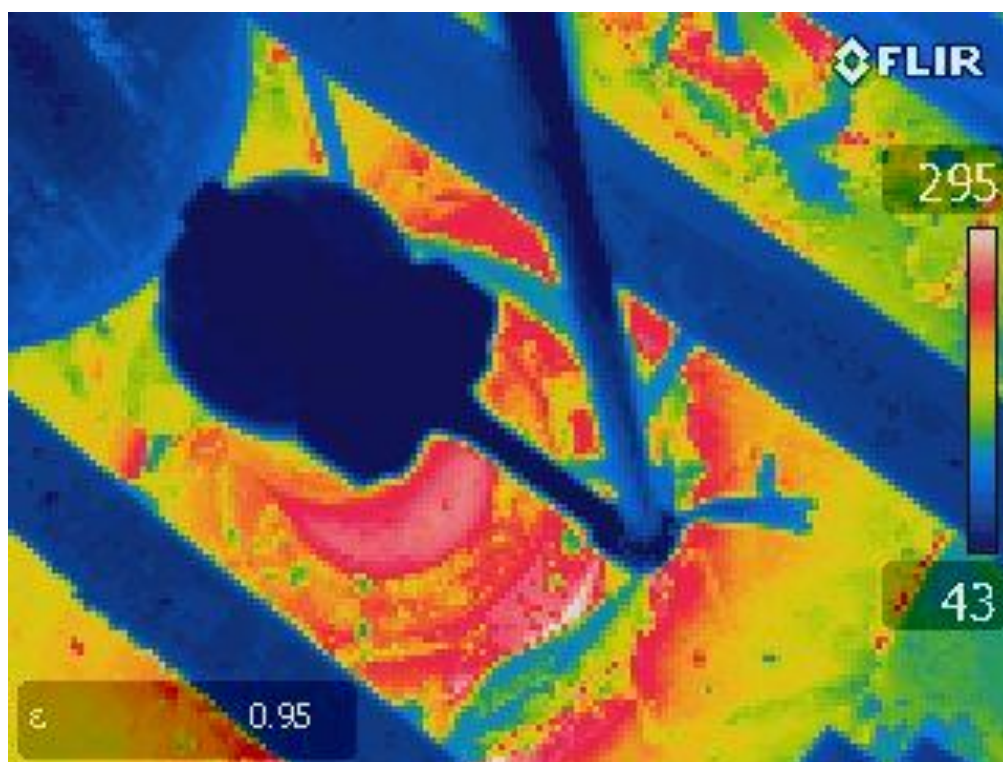


Figura 94 - Análise termográfica exterior a um queimador de abóboda



Figura 95 - Análise termográfica a uma porta de inspeção lateral



Figura 96 - Análise termográfica á fachada lateral Sul

vi) Aquecimento de biletas

A energia útil é aquela que é transmitida aos biletas. Os biletas considerados neste estudo são de médio carbono, 0,18-0,23% de carbono, com um valor de calor específico médio de 510,789 kJ/kgK. Este valor de calor específico é resultante da composição química do bilite e foi discutido e aconselhado pelos Sr. G.Giordani, da empresa Danieli Combustion. O valor exato foi retirado do sítio http://www.engineersedge.com/materials/specific_heat_capacity_of_metals_13259.htm, correspondente à gama de produtos Steel, Mild.

$$Q(bil) = \dot{m}(bil) C_p \Delta T \quad (33)$$

Sendo, $Q(bil)$ – Energia absorvida pelos biletas [W]

$\dot{m}(bil)$ - Caudal mássico dos biletas [kg/s]

C_p – Calor específico á temperatura média dos biletas [kJ/(kgK)]

ΔT – Diferença na temperatura dos biletas entre a saída e a entrada [K]

e) Cálculos realizados

Como referido anteriormente, na avaliação dos resultados obtidos na análise seca dos gases de evacuação, os valores registados pelo sistema relativamente aos caudais do ar de combustão apresentam um erro de, aproximadamente, 4% em virtude da não atualização da fórmula de cálculo para as condições de operação atuais. Os caudais utilizados nos cálculos abaixo foram corrigidos.

i) Recuperador de calor

Dados			
Temperatura entrada ar combustão	$Te(ac)$	13	°C
Temperatura saída ar combustão	$Ts(ac)$	470,5	°C
Temperatura entrada gases evacuação	$Te(ge)$	674,15	°C
Temperatura saída gases evacuação	$Ts(ge)$	406,6	°C
Cálculos			
Temperatura média ar combustão	t_{med}	241,75	°C
Calor específico ar combustão	$C_p T_{med}$	1,0326	kJ/kgK
Eficiência	ε	0,692	
Razão capacidades térmicas	r	0,585	
Potencia recuperada	Q_{rec}	6,666	MW

Tabela 12 - Energia recuperada no recuperador de calor

ii) Energia da combustão

Dados			
Caudal volúmico combustível	C_{comb}	1,026	Nm ³ /s
PCI	PCI	10,7414	kWh/m ³ (n)
Densidade gás natural	d_{com}	0,7812	kg/m ³
Cálculos			
Caudal mássico combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,802	kg/s
Potência de combustão	Q_{comb}	39,678	MW

Tabela 13 - Cálculo da energia da combustão

iii) Perdas pelos gases de evacuação

Dados			
Caudal mássico combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,802	kg/s
Caudal mássico ar de combustão	$\dot{m}_{ac}$	14,110	kg/s
Caudal mássico gases evacuação	$\dot{m}(ge)$	14,912	kg/s
Temperatura saída gases evacuação	$Ts(ge)$	807,8	°C
Temperatura entrada ar combustão	$Te(ac)$	13	°C
Cálculos			
Calor esp. temp média gases evacuação	$CpTm$	1,276	kJ/kgK
Temperatura média gases evacuação	$Tmge$	410,4	°C
Potência perdida gases evacuação	Qge	15,123	MW

Tabela 14 - Cálculo das perdas pelos gases de evacuação

iv) Perdas pela água de refrigeração

Dados			
Temperatura entrada da água	T_{inh_2O}	22,8	°C
Temperatura saída da água	T_{outh_2O}	27,5	°C
Caudal mássico água	$\dot{m}_{h_2O}$	50,639	kg/s
Cálculos			
Temperatura média água	T_{mh_2O}	25,15	°C
Calor específico água	C_{ph_2O}	4,181	kJ/kgK
Potência perdida água refrigeração	Q_{aref}	0,995	MW

Tabela 15 - Perda pela água de refrigeração

v) Perdas pelas portas de enformamento, desenformamento e aberturas

Dados			
Temperatura ar ambiente	T_{aramb}	13	°C
Altura porta	H	0,43	m
Temperatura interior forno	T	807,8	°C
Tempo abertura porta	t	3600	s
Cálculos			
Área porta enformamento	A_{pe}	0,258	m ²
Peso específico ar (13°C)	ρ_{ar}	1,236	kg/m ³
Entalpia ar (13°C)	h_{ar}	-16,317	kJ/kg
Peso específico ar (807,8°C)	ρ_{ar}	0,327	kg/m ³
Entalpia ar (807,8°C)	h_{ar}	835,597	kJ/kg
Potência perdida porta enformamento	Q_{pe}	1,035	MW

Tabela 16 - Perda pela porta de enformamento

Dados			
Temperatura ar ambiente	T_{amb}	13	°C
Altura porta	H	0,52	m
Temperatura interior forno	T	1216	°C
Tempo abertura porta	t	36	s/ciclo
Cálculos			
Área porta enformamento	A_{pe}	0,369	m ²
Peso específico ar (13°C)	ρ_{ar}	1,236	kg/m ³
Entalpia ar (13°C)	h_{ar}	-16,317	kJ/kg
Peso específico ar (1216°C)	ρ_{ar}	0,237	kg/m ³
Entalpia ar (1216°C)	h_{ar}	1318,94	kJ/kg
Potência perdida porta desenformamento	Q_{pd}	1,874	MW

Tabela 17 - Perda pela porta de desenformamento

Dados			
Temperatura ar ambiente	T_{amb}	13	°C
Altura porta	H	0,52	m
Temperatura interior forno	T	1216	°C
Tempo abertura porta	t	16	s/ciclo
Cálculos			
Área porta enformamento	A_{pe}	0,369	m ²
Peso específico ar (13°C)	ρ_{ar}	1,236	kg/m ³
Entalpia ar (13°C)	h_{ar}	-16,317	kJ/kg
Peso específico ar (1216)	ρ_{ar}	0,237	kg/m ³
Entalpia ar (1216°C)	h_{ar}	1318,94	kJ/kg
Potência perdida porta lança	Q_{pl}	0,833	MW

Tabela 18 - Perda pela porta da lança

Dados			
Temperatura ar ambiente	T_{amb}	13	°C
Altura equivalente aberturas	H	0,08	m
Temperatura interior forno	T	807,8	°C
Tempo abertura	t	3600	s
Cálculos			
Área equivalente aberturas	A_{pe}	0,369	m ²
Peso específico ar (13°C)	ρ_{ar}	1,236	kg/m ³
Entalpia ar (13°C)	h_{ar}	-16,317	kJ/kg
Peso específico ar (807,8)	ρ_{ar}	0,327	kg/m ³
Entalpia ar (807,8°C)	h_{ar}	777,116	kJ/kg
Potência perdida pelas aberturas	Q_{ab}	0,185	MW

Tabela 19 - Perda pelas aberturas

vi) Perda pelo aquecimento (ar)

Dados			
Caudal mássico gases evacuação	$\dot{m}_{ge}$	14,911	kg/s
Caudal mássico combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,802	kg/s
Poder calorífico inferior	PCI	10,741	kWh/m ³ (n)
Temperatura entrada ar combustão	$T_e(ac)$	470,5	°C
Temperatura saída gases evacuação	$T_s(ge)$	807,8	°C
Cálculos			
Temperatura média	$T_{méd}$	639	°C
Calor específico	$C_p T_{mge}$	1,282	kJ/kgK
Potência transmitida processo	Q_{proc}	33,232	MW
Potência perdida aquecimento(ar)	$Q_{aquecimento(ar)}$	6,446	MW

Tabela 20 - Perda pelo aquecimento (ar)

vii) Perda pela envolvente

Dados			
Potência perdida gases evacuação	Q_{ge}	15,122	MW
Potência perdida água refrigeração	Q_{aref}	0,995	MW
Potência perdida portas	Q_p	3,743	MW
Potência perdida aberturas	Q_{ab}	0,185	MW
Potência perdida aquecimento(ar)	$Q_{aquecimento(ar)}$	6,446	MW
Potência recebida biletas	Q_{bil}	19,151	MW
Cálculos			
Potência perdida envolvente	Q_{env}	0,700	MW

Tabela 21 - Perda pela envolvente

viii) Potência transmitida aos biletas

Dados			
Caudal mássico biletas	$\dot{m}_{bil}$	53,639	kg/s
Temperatura entrada biletas.	T_{inbil}	351	°C
Temperatura saída biletas	T_{outbil}	1050	°C
Cálculos			
Temperatura média biletas	$T_{médbil}$	700,5	°C
Calor específico	$C_p T_{mbil}$	510,79	kJ/kgK
Potência transmitida biletas	Q_{bil}	19,151	MW

Tabela 22 - Potência transmitida aos biletas

f) Comentários aos resultados obtidos

A primeira análise energética permitiu detetar um erro no registo dos caudais de ar. Este erro tem por base a alteração às condições de pressão do ar de combustão. Calculando os caudais de ar reais foram determinadas as equações de combustão reais, com base nos resultados do medidor de gases Servomex,

$$0.919(CH_4) + 0.064(C_2H_6) + 0.013(C_3H_8) + 0.004(C_4H_{10}) + 2.248(O_2 + 3.76N_2) = 1.102(CO_2) + 2.102(H_2O) + 0.094(O_2) + 8.447(N_2) \quad (34)$$

$$14.744(CH_4) + 1.924(C_2H_6) + 0.573(C_3H_8) + 0.232(C_4H_{10}) + 71.888(O_2) + 236.646(N_2) = 48.498(CO_2) + 37.868(H_2O) + 2.997(O_2) + 236.646(N_2) \quad (35)$$

Os gráficos das figuras 97, 98 e 99 representam as entradas e saídas de energia conforme os cálculos realizados anteriormente. Tal como referido no capítulo 4, alínea c), o valor referente á oxidação da calamina, por ser muito reduzido, não foi considerado. Da análise aos valores obtidos verificamos que estão na mesma ordem de grandeza dos previstos pelo fornecedor do equipamento. As tabelas 23 e 24 mostram a comparação entre os valores medidos neste primeiro trabalho de campo e os valores previstos em fase de projeto. Por não ter sido possível calcular pelo método direto as perdas pela envolvente não nos é possível realizar um estudo comparativo mais profundo entre os valores de projeto e os valores calculados.

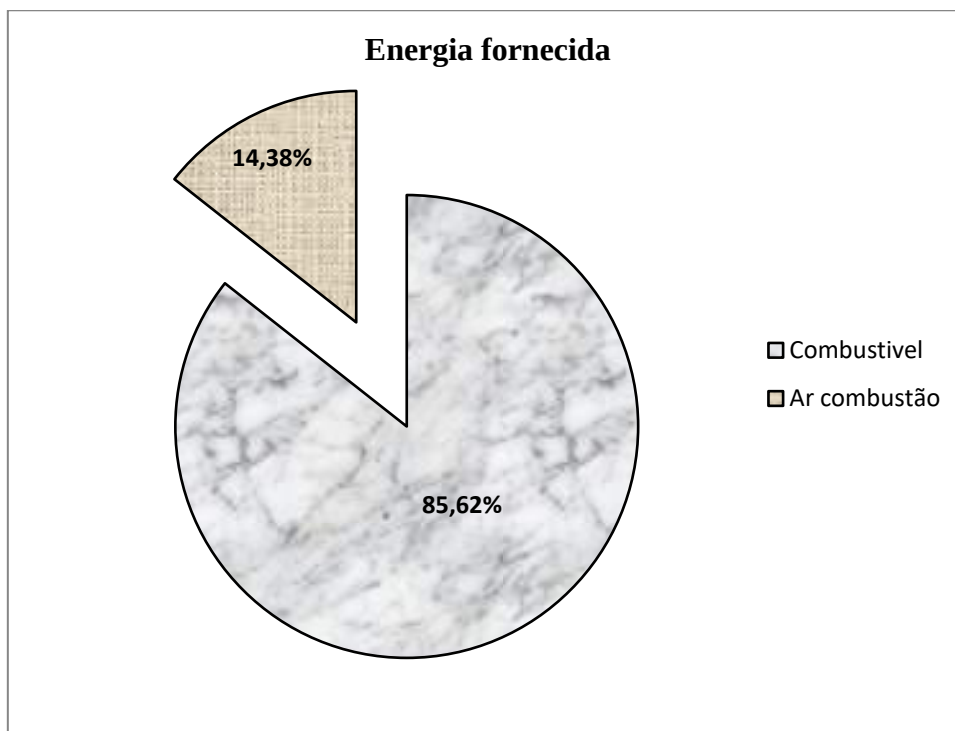


Figura 97 – Representação gráfica da energia fornecida

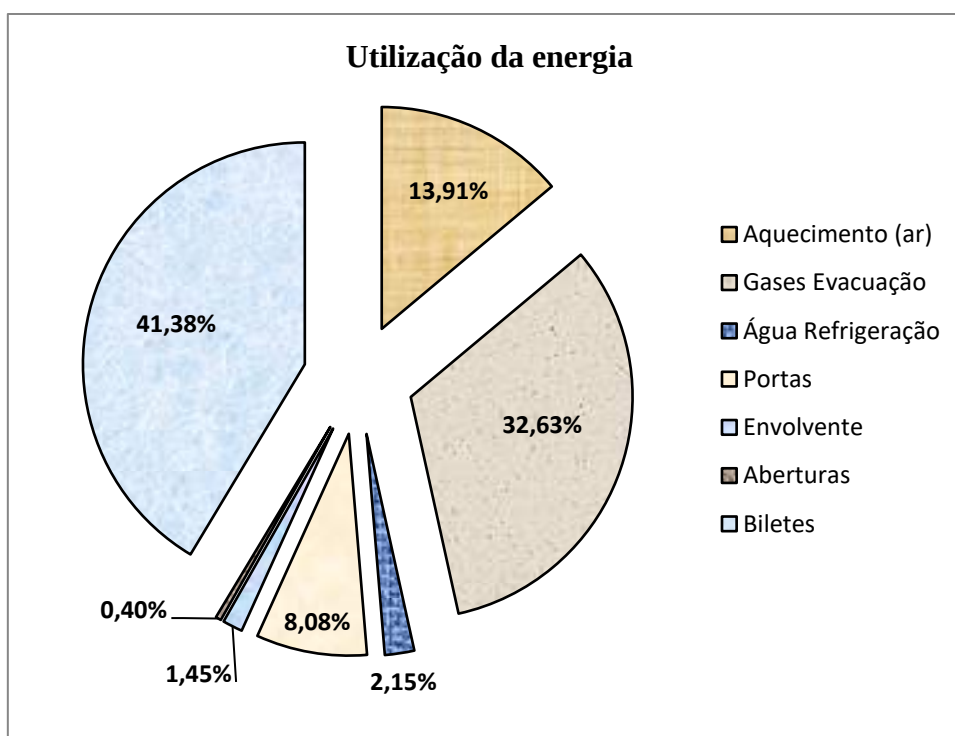


Figura 98 – Representação gráfica da utilização da energia

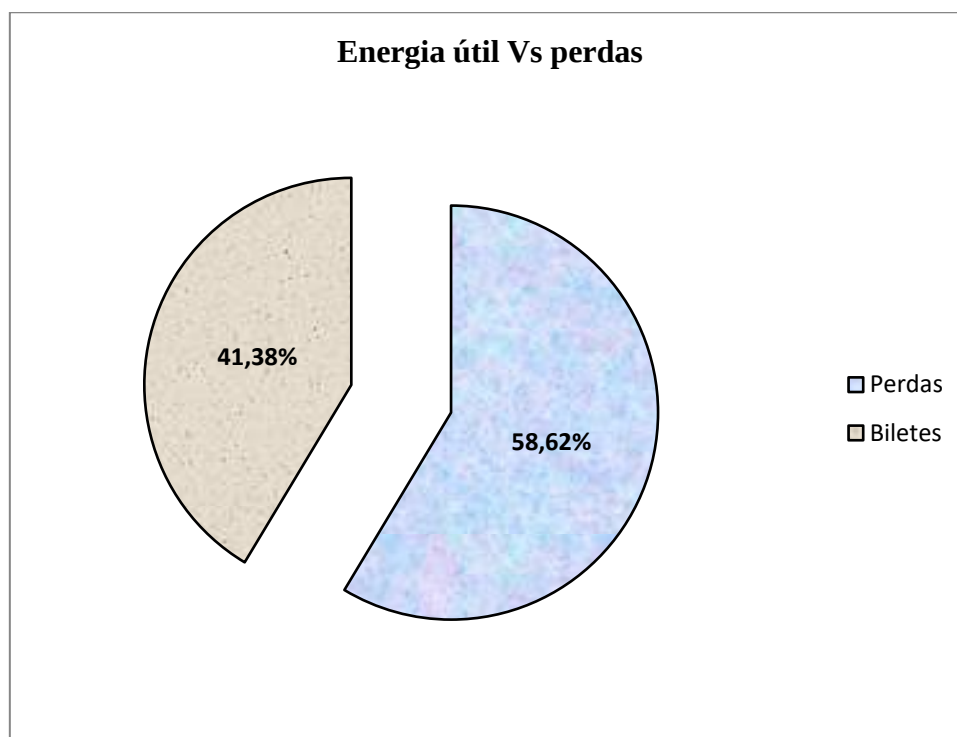


Figura 99 – Representação gráfica da energia útil Vs. perdas

	Ensaio	Projeto
Ar de combustão	14,38%	14,80%
Combustível	-	0,10%
Billetes	-	0,70%
Combustão	85,62%	84,40%

Tabela 23 - Comparativo da energia entrada

	Ensaio	Projeto
Gases de evacuação	32,63%	29,60%
Aquecimento (ar)	13,91%	12,30%
Água de refrigeração	2,15%	1,70%
Portas	8,08%	6,80%
Envolvente	1,51%	2,50%
Aberturas	0,40%	0,40%
Billetes	41,32%	46,60%

Tabela 24 - Comparativo da energia saída

g) Dados da segunda análise energética

O método de cálculo utilizado nesta segunda análise resulta da aprendizagem ocorrida durante a primeira análise energética. Nesta análise, as perdas pela envolvente resultam do cálculo direto através da medição das temperaturas em múltiplos pontos exteriores das diversas fachadas.

i) Caracterização do produto em produção

A segunda recolha de dados foi realizada no dia 04 de Fevereiro de 2017 pelas 11 horas, com uma temperatura ambiente de 18°C, durante a produção de VND/VNC 10. Os billetes utilizados neste tipo de produto apresentam um teor de carbono de 0,18-0,23%, uma secção de 160x160 mm e um comprimento de 14,3 m, sendo enfiados a uma temperatura média de 322 °C e desenfiados a uma temperatura média de 1098 °C. A cadência de produção é de 139,0 ton/h correspondente a 48 billetes/hora. Os valores das diversas variáveis contempladas neste estudo estão registados no anexo nº 5.

ii) Equação de combustão estequiométrica

Tendo por base a análise química do combustível registada no anexo nº 5 foi determinada a fórmula estequiométrica de combustão em volume e em massa,

$$0.922(CH_4) + 0.055(C_2H_6) + 0.018(C_3H_8) + 0.005(C_4H_{10}) + 2.159(O_2 + 3.76N_2) = 1.106(CO_2) + 2.106(H_2O) + 8.118(N_2) \quad (36)$$

$$14.792(CH_4) + 1.654(C_2H_6) + 0.794(C_3H_8) + 0.291(C_4H_{10}) + 69.084(O_2) + 227.413(N_2) = 48.674(CO_2) + 37.940(H_2O) + 227.413(N_2) \quad (37)$$

iii) Equação da combustão real

Os caudais de ar, gás e análise dos gases de combustão constam do anexo nº 5. A tabela 25 representa o resumo dos caudais de ar e combustível por zona de aquecimento, bem como, a relação em volume entre o ar e o combustível. Os valores dos caudais de ar são corrigidos em função do erro de registo detetado na primeira análise energética,

	Zona 0	Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zona 4	Zona 5	Total
Caudal ar (Nm³/h)	7 763	10 904	9 588	1 189	1 563	1 026	32 032
Caudal gás (Nm³/h)	647	952	870	116	142	99	2 826
(a/f)_{vol}	11,99	11,46	11,02	10,27	10,99	10,38	11,33
Excesso ar (%)	16,64	11,47	7,22	-0,08	6,91	1,02	10,28

Tabela 25 - Registo dos caudais de ar e gás

Os resultados dos caudais da tabela 25 conjugados com os valores registados pelo medidor de gases de evacuação, Servomex, foi possível determinar a equação da combustão em volume e em massa,

$$0.922(\text{CH}_4) + 0.055(\text{C}_2\text{H}_6) + 0.018(\text{C}_3\text{H}_8) + 0.005(\text{C}_4\text{H}_{10}) + 2.359(\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2) = 1.106(\text{CO}_2) + 2.106(\text{H}_2\text{O}) + 0.200(\text{O}_2) + 8.870(\text{N}_2) \quad (38)$$

$$14.792(\text{CH}_4) + 1.654(\text{C}_2\text{H}_6) + 0.794(\text{C}_3\text{H}_8) + 0.291(\text{C}_4\text{H}_{10}) + 75.483(\text{O}_2) + 248.480(\text{N}_2) = 48.674(\text{CO}_2) + 37.940(\text{H}_2\text{O}) + 6.400(\text{O}_2) + 248.480(\text{N}_2) \quad (39)$$

iv) Avaliação da análise seca teórica Vs. real dos gases de evacuação

Tendo por base os valores dos caudais do ar de combustão e dos gases, foi realizada uma análise volumétrica seca teórica aos gases de evacuação. Os resultados obtidos estão registados na tabela 26,

CO₂	O₂	N₂
10,87%	1,97%	87,17%

Tabela 26 - Análise volumétrica seca (teórica)

Foi igualmente realizada uma análise volumétrica húmida teórica aos gases de evacuação. Os resultados estão registados na tabela 27,

CO₂	O₂	N₂	H₂O
9,00%	1,63%	72,22%	17,15%

Tabela 27 - Análise volumétrica húmida (teórica)

Na tabela 28 estão registados os valores lidos pelo analisador contínuo dos gases de evacuação,

CO ₂	O ₂	CO
11,32%	1,96%	0,12ppm

Tabela 28 - Análise volumétrica seca real

A diferença de valores entre a análise volumétrica seca teórica Vs. real é muito pouco significativa indiciando que os cálculos apresentados estão conformes.

h) Cálculos realizados

Esta segunda análise energética teve por base todas as equações utilizadas na primeira análise energética. Resultantes da aprendizagem realizada durante a primeira análise energética, as perdas pela envolvente foram calculadas recorrendo à medição da temperatura da zona envolvente às paredes do forno. De acordo com a norma ASHRAE [28] a expressão de cálculo das perdas pela envolvente é a seguinte,

$$Q_{env} = h * A * (Tq - Tf) \quad (40)$$

Sendo, Q_{env} = Perdas pela envolvente [W]

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m²°C]

A = Área da envolvente [m²]

Tq = Temperatura da superfície [°C]

Tf = Temperatura do ar medida a 1 metro da parede [°C]

O valor de h , coeficiente de transferência de calor por convecção, é calculado em função de ser parede lateral (41), abóboda (42) e soleira (43) de acordo com as formulas definidas pela norma ASHRAE,

$$h = 1,31 * (Tq - Tf)^{0,33} \quad (41)$$

$$h = 1,52 * (Tq - Tf)^{0,33} \quad (42)$$

$$h = 0,59 * (Tq - Tf)^{0,33} \quad (43)$$

i) Perdas pela envolvente

O método de medição consistiu em medir a temperatura das superfícies do forno através de um termómetro por infravermelhos da marca Française d'Instrumentation modelo FI622TI. A medição da temperatura do fluido envolvente, ar, foi realizada através do aparelho da marca TSI-Airflow modelo TA465.

Os resultados obtidos estão representados esquematicamente nas figuras seguintes.

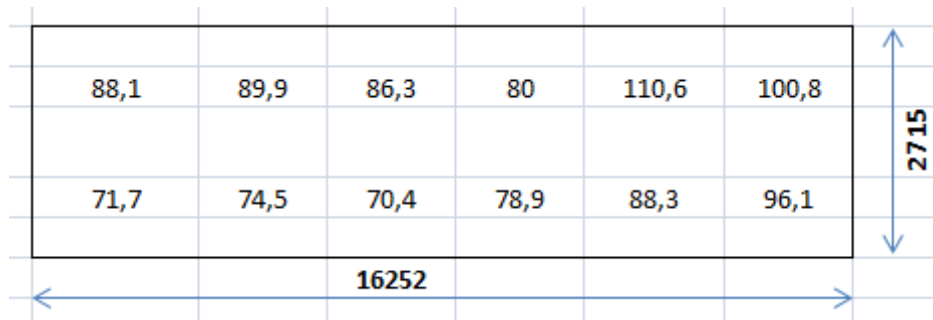


Figura 100 - Temperaturas medidas na fachada nascente

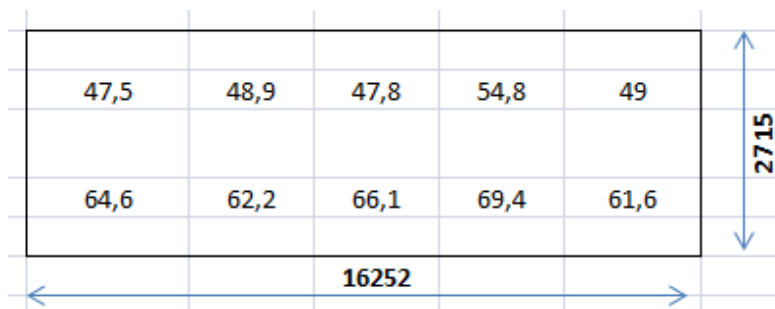


Figura 101 - Temperaturas medidas na fachada poente

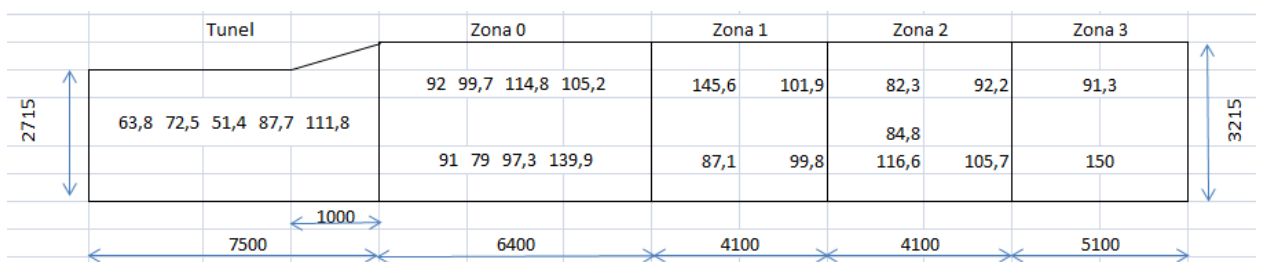


Figura 102 - Temperaturas medidas na fachada norte

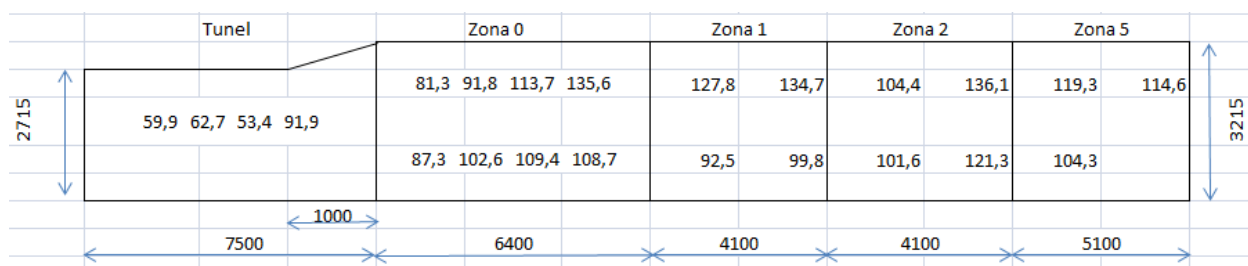


Figura 103 - Temperaturas medidas na fachada sul

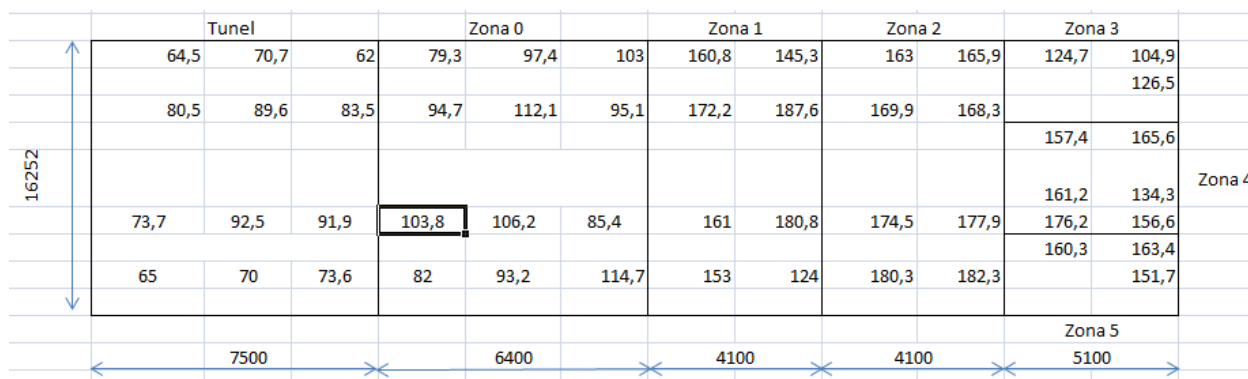


Figura 104 - Temperaturas medidas na abóboda

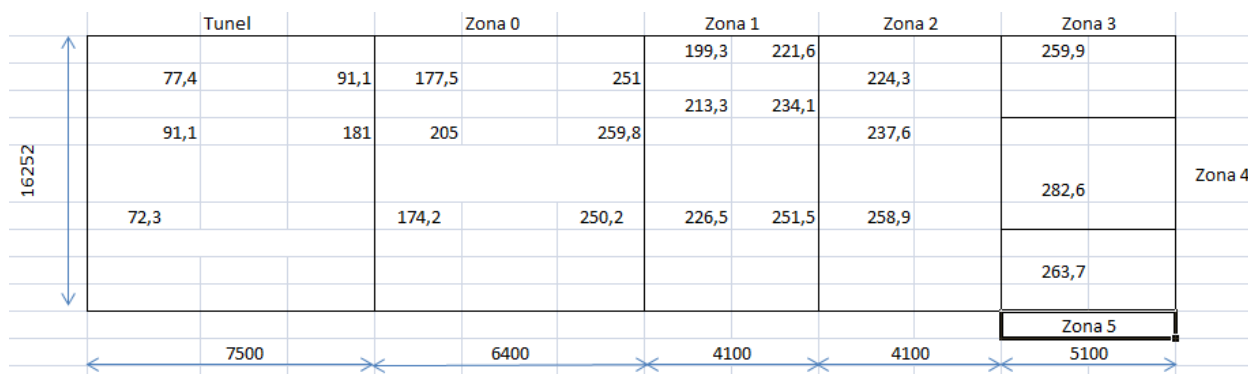


Figura 105 - Temperaturas medidas na soleira

Tendo por base os dados acima, foi calculado o coeficiente de transmissão de calor por convecção, h , e a potência perdida pela envolvente, Q_{env} . As tabelas abaixo apresentam todo o resumo dos cálculos efetuados,

Dados			
Fachada	Nascente	Poente	
Temperatura média superfícies	86,3	57,20	°C
Temperatura fluido (ar)	24,2	23,8	°C
Área	44,124	44,124	m ²
Cálculos			
Coeficiente transmissão calor, h	5,117	4,169	W/m ²
Potência perdida pela envolvente	14,02	6,143	kW

Tabela 29 - Perdas pela envolvente nas fachadas nascente e poente

Dados						
Fachada	Norte					
Zona	Tunel	0	1	2	3	
Temp. média superfícies	77,4	102,36	108,6	96,32	16	°C
Temperatura fluido (ar)	20,1	20,1	20,1	20,1	20,1	°C
Área	20,613	20,576	13,182	13,182	16,397	m ²
Cálculos						
Coef. Transmissão calor, h	4,984	5,164	5,751	5,475	5,999	W/m ²
Potência perdida pela envolvente	5,89	9,50	6,71	5,50	9,89	kW

Tabela 30 - Perdas pela envolvente na fachada Norte

Dados						
Fachada	Sul					
Zona	Tunel	0	1	2	5	
Temp. média superfícies	66,98	103,8	113,7	115,85	112,73	°C
Temperatura fluido (ar)	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	°C
Área	20,613	20,576	13,182	13,182	16,397	m ²
Cálculos						
Coef. Transmissão calor, h	4,517	5,549	5,768	5,814	5,748	W/m ²
Potência perdida pela envolvente	3,964	9,066	6,790	7,008	8,325	kW

Tabela 31 - Perdas pela envolvente na fachada Sul

Dados								
Fachada	Abóboda							
Zona	Túnel	0	1	2	3	4	5	
Temp. média superfícies	76,46	121,2	160,5	172,8	118,7	158,6	158,5	°C
Temp. fluido (ar)	25,2	25,4	25,7	25,7	25,7	25,7	25,7	°C
Área	122,1	104,0	66,63	66,63	20,72	41,44	20,72	m ²
Cálculos								
Coef. Transmissão calor, h	5,573	6,849	7,669	7,891	6,783	7,630	7,629	W/m ²
Potência perdida pela envolvente	34,89	68,23	68,93	77,32	13,07	42,01	20,99	kW

Tabela 32 - Perdas pela envolvente na Abóboda

Dados								
Fachada	Soleira							
Zona	Túnel	0	1	2	3	4	5	
Temp. média superfícies	102,6	219,6	224,4	240,3	259,9	282,6	263,7	°C
Temp. fluido (ar)	46	47	47	47	47	47	47	°C
Área	122,1	104,0	66,63	66,63	20,72	41,44	20,72	m ²
Cálculos								
Coef. Transmissão calor, h	2,235	3,229	3,258	3,352	3,461	3,578	3,481	W/m ²
Potência perdida pela envolvente	15,44	57,98	38,51	43,17	15,27	34,94	15,63	kW

Tabela 33 - Perdas pela envolvente na soleira

A potência total perdida pela envolvente, Q_{env} , é de 639,186 kW.

ii) Recuperador de calor

Dados			
Temperatura entrada ar combustão	$Te(ac)$	18	°C
Temperatura saída ar combustão	$Ts(ac)$	437,6	°C
Temperatura entrada gases evacuação	$Te(ge)$	605,4	°C
Temperatura saída gases evacuação	$Ts(ge)$	361,8	°C
Cálculos			
Temperatura média ar combustão	t_{med}	227,8	°C
Caudal mássico ar combustão	$\dot{m}_{ac}$	11,509	Kg/s
Calor específico ar combustão	CpT_{med}	1,0295	kJ/kgK
Eficiência	ε	0,714	
Razão capacidades térmicas	r	0,581	
Potencia recuperada	Q_{rec}	4,972	MW

Tabela 34 - Cálculos da energia recuperada no recuperador de calor

iii) Energia da combustão

Dados			
Caudal volúmico combustível	C_{comb}	0,785	Nm ³ /s
PCI	PCI	10,7952	kWh/m ³ (n)
Densidade combustível	d_{comb}	0,7847	kg/m ³
Cálculos			
Caudal mássico combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,616	kg/s
Potência de combustão	Q_{comb}	30,511	MW

Tabela 35 - Cálculo da energia da combustão

iv) Perdas pelos gases de evacuação

Dados			
Caudal mássico combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,616	Kg/s
Caudal mássico ar combustão	$\dot{m}_{ac}$	11,509	Kg/s
Caudal mássico gases evacuação	$\dot{m}_{ge}$	12,126	Kg/s
Temperatura saída gases evacuação	$Ts(ge)$	757,2	°C
Temperatura entrada ar combustão	$Te(ac)$	18	°C
Cálculos			
Calor esp. temp média gases evacuação	CpT_m	1,197	kJ/kgK
Temperatura média gases evacuação	T_{mge}	387,6	°C
Potência perdida gases evacuação	Q_{ge}	10,733	MW

Tabela 36 - Cálculo das perdas pelos gases de evacuação

v) Perdas pela água de refrigeração

Dados			
Temp. entrada da água	T_{inh_2O}	23,8	°C
Temp. saída da água	T_{outh_2O}	28,5	°C
Caudal mássico água	$\dot{m}_{h_2O}$	51,167	kg/s
Cálculos			
Temp. média água	T_{mh_2O}	26,15	°C
Calor específico h_2O	C_{ph_2O}	4,181	kJ/kgK
Potência perdida pela água ref.	Q_{h_2O}	1,005	MW

Tabela 37 - Perdas pela água de refrigeração

vi) Perdas pelas portas de enformamento, desenformamento e aberturas

Dados			
Temp. ar ambiente	T_{aramb}	18	°C
Altura porta	H	0,43	m
Temp. interior forno	T	757,2	°C
Tempo abertura porta	t	3600	s
Cálculos			
Área porta enformamento	A_{pe}	0,258	m_2
Peso específico ar (18°C)	ρ_{ar}	1,215	kg/ m_3
Entalpia ar (18°C)	h_{ar}	-11,307	kJ/kg
Peso específico ar (757,2°C)	ρ_{ar}	0,343	kg/ m_3
Entalpia ar (757,2°C)	h_{ar}	777,176	kJ/kg
Potência perdida porta enf.	Q_{pe}	0,929	MW

Tabela 38 - Perdas pela porta de enformamento

Dados			
Temp. ar ambiente	T_{aramb}	18	°C
Altura porta	H	0,52	m
Temp. interior forno	T	1205	°C
Tempo abertura porta	t	34	s/ciclo
Cálculos			
Área porta enformamento	A_{pe}	0,369	m_2
Peso específico ar (18°C)	ρ_{ar}	1,215	kg/ m_3
Entalpia ar (18°C)	h_{ar}	-11,307	kJ/kg
Peso específico ar (1205°C)	ρ_{ar}	0,239	kg/ m_3
Entalpia ar (1216°C)	h_{ar}	1305,645	kJ/kg
Potência perdida porta desenf.	Q_{pd}	1,160	MW

Tabela 39 - Perdas pela porta de desenformamento

Dados			
Temp. ar ambiente	T_{amb}	18	°C
Altura porta	H	0,52	m
Temp. interior forno	T	1205	°C
Tempo abertura porta	t	16	s/ciclo
Cálculos			
Área porta enformamento	A_{pe}	0,369	m ²
Peso específico ar (18°C)	ρ_{ar}	1,215	kg/m ³
Entalpia ar (18°C)	h_{ar}	-11,307	kJ/kg
Peso específico ar (1205)	ρ_{ar}	0,239	kg/m ³
Entalpia ar (1205°C)	h_{ar}	1305,645	kJ/kg
Potência perdida porta lança	Q_{pl}	0,546	MW

Tabela 40 - Perdas pela porta da lança

Dados			
Temp. ar ambiente	T_{amb}	18	°C
Altura equivalente aberturas	H	0,08	m
Temp. interior forno	T	757,2	°C
Tempo abertura	t	3600	s
Cálculos			
Área equivalente aberturas	A_{pe}	0,112	m ²
Peso específico ar (18°C)	ρ_{ar}	1,215	kg/m ³
Entalpia ar (18°C)	h_{ar}	-11,307	kJ/kg
Peso específico ar (757,2)	ρ_{ar}	0,343	kg/m ³
Entalpia ar (757,2°C)	h_{ar}	777,116	kJ/kg
Potência perdida pelas aberturas	Q_{ab}	0,169	MW

Tabela 41 - Perdas pelas aberturas

vii) Perda pelo aquecimento (ar)

Dados			
Caudal mássico gases evacuação	$\dot{m}_{ge}$	12,126	kg/s
Caudal mássico combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,616	kg/s
Poder calorífico inferior	PCI	10,795	kWh/m ³ (n)
Temperatura entrada ar combustão	$T_{e(ac)}$	437,6	°C
Temperatura saída gases evacuação	$T_{s(ge)}$	757,2	°C
Cálculos			
Temperatura média	T_{med}	597,4	°C
Calor específico	C_{pTmge}	1,262	kJ/kgK
Potência transmitida processo	Q_{proc}	25,621	MW
Potência perdida aquecimento(ar)	$Q_{aquecimento(ar)}$	4,890	MW

Tabela 42 - Perdas pelo aquecimento (ar)

viii) Potência transmitida aos biletos

Dados			
Caudal mássico biletos	$\dot{m}_{bil}$	38,611	kg/s
Temperatura entrada biletos	T_{inbil}	322	°C
Temperatura saída biletos	T_{outbil}	1098	°C
Cálculos			
Temperatura média	$T_{médbil}$	710,0	°C
Calor específico	C_{pTmbil}	510,79	kJ/kgK
Potência transmitida biletos	Q_{bil}	15,304	MW

Tabela 43 - Potência transmitida aos biletos**i) Comentários aos resultados obtidos**

Os gráficos e tabelas abaixo representam as entradas e saídas de energia conforme os cálculos realizados anteriormente. Resultantes da aprendizagem realizada com a primeira análise energética, nesta segunda análise energética as perdas pela envolvente foram calculadas pelo método direto. Este cálculo permite uma melhor avaliação dos resultados obtidos, bem como estabelecer uma melhor comparação com os valores previstos em fase de projeto.

Da análise realizada às diferenças encontradas entre os valores obtidos neste trabalho de campo e os valores de projeto, verificamos que as maiores diferenças encontram-se ao nível das perdas pelo aquecimento do ar, água de refrigeração e portas. Estas diferenças são devidas ao aumento da pressão de trabalho do forno. Habitualmente neste tipo de equipamentos a pressão no interior do forno oscila no intervalo 1,10 a 1,15 mmH₂O. No caso do forno em estudo e motivado pela necessidade de aumentar a capacidade de produção para além do valor de projeto, a pressão interior do forno é automaticamente ajustada em função da cadência real de produção traduzida pelo consumo de gás natural. Este aumento da pressão provoca um aumento das perdas pelas portas e aberturas, bem como, um aumento da velocidade de escoamento dos gases pelo recuperador de calor. Este aumento da velocidade de escoamento tem como implicação uma redução de rendimento do recuperador de calor tendo como consequência uma menor temperatura do ar de combustão. Na figura 106 estão os set-point das curvas de pressão do forno em função do consumo de gás natural.

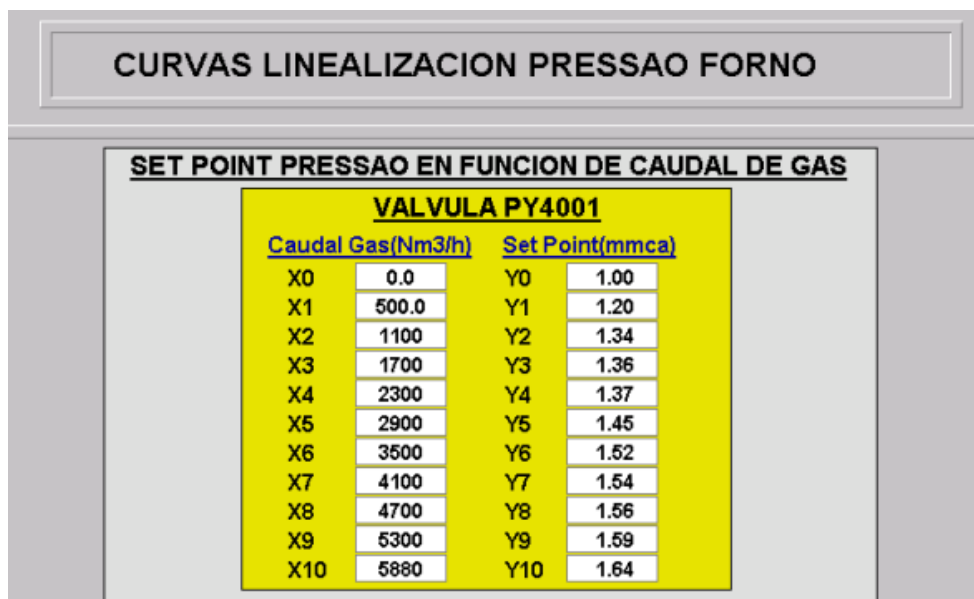


Figura 106 - Curvas de pressão do forno

As melhorias registadas nas perdas pela envolvente devem-se à utilização de produtos isolantes diferentes dos utilizados no projeto inicial. Este tipo de produtos tem sofrido diversas melhorias ao longo dos anos de vida do equipamento.

	Ensaio	Projeto
Ar de combustão	14,01%	14,80%
Combustível	-	0,10%
Biletes	-	0,70%
Combustão	85,99%	84,40%

Tabela 44 - Energia entrada (Ensaio Vs. Projeto)

	Ensaio	Projeto
Gases de evacuação	30,25%	30,60%
Aquecimento (ar)	13,78%	12,30%
Água de refrigeração	2,83%	1,70%
Portas	7,73%	6,80%
Envolvente	1,80%	2,50%
Aberturas	0,48%	0,40%
Biletes	43,13%	46,60%

Tabela 45 - Energia saída (Ensaio Vs. Projeto)

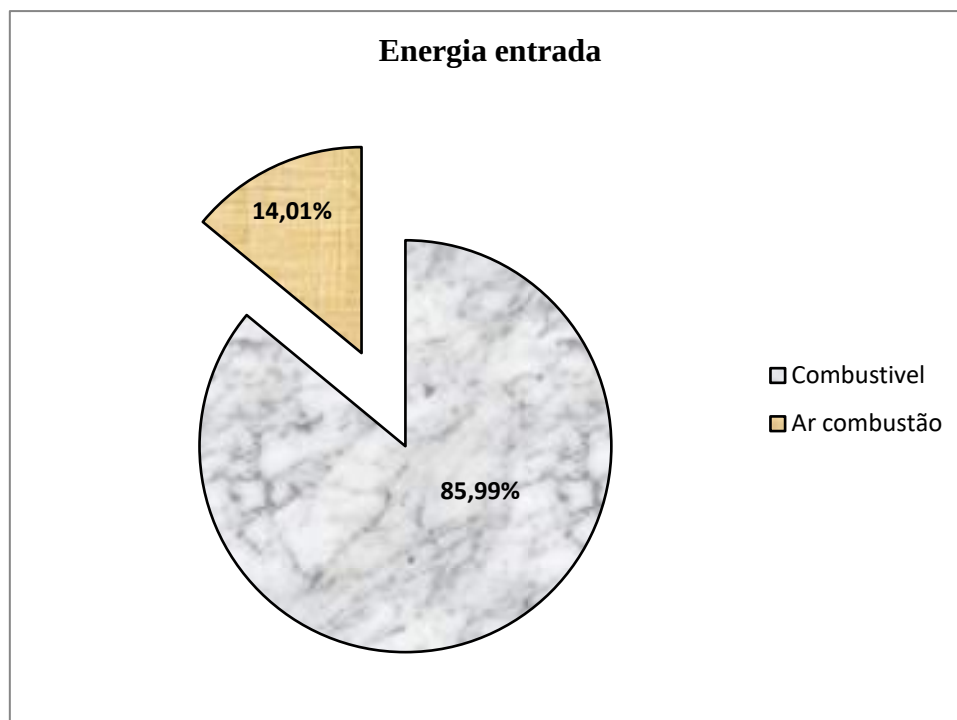


Figura 107 - Representação gráfica da energia entrada (Ensaio)

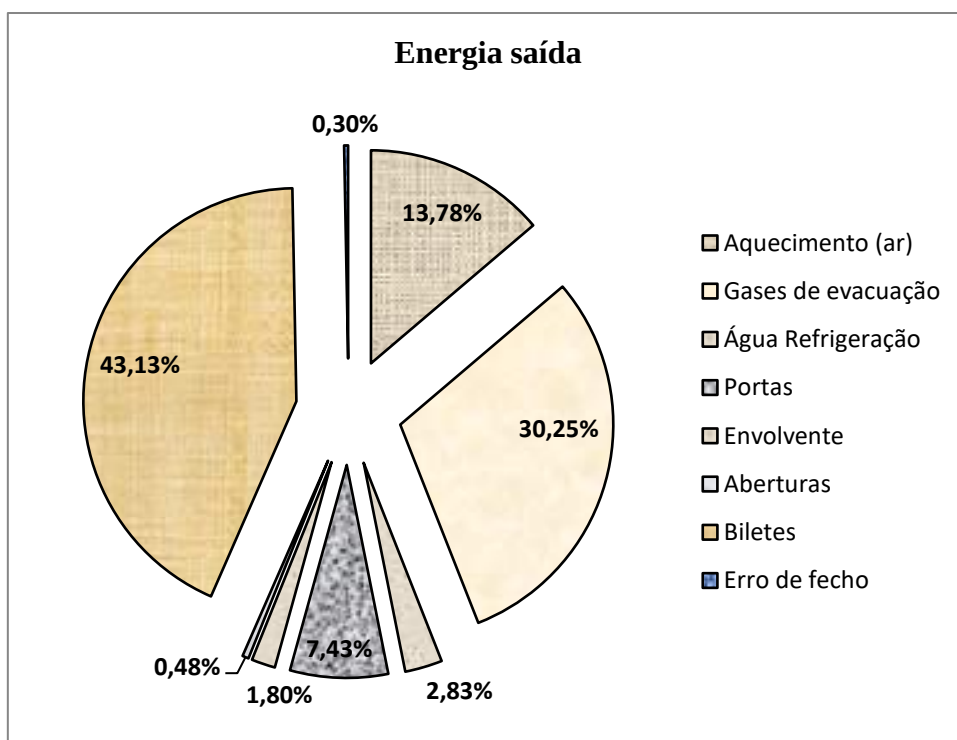


Figura 108 - Representação gráfica da energia saída (Ensaio)

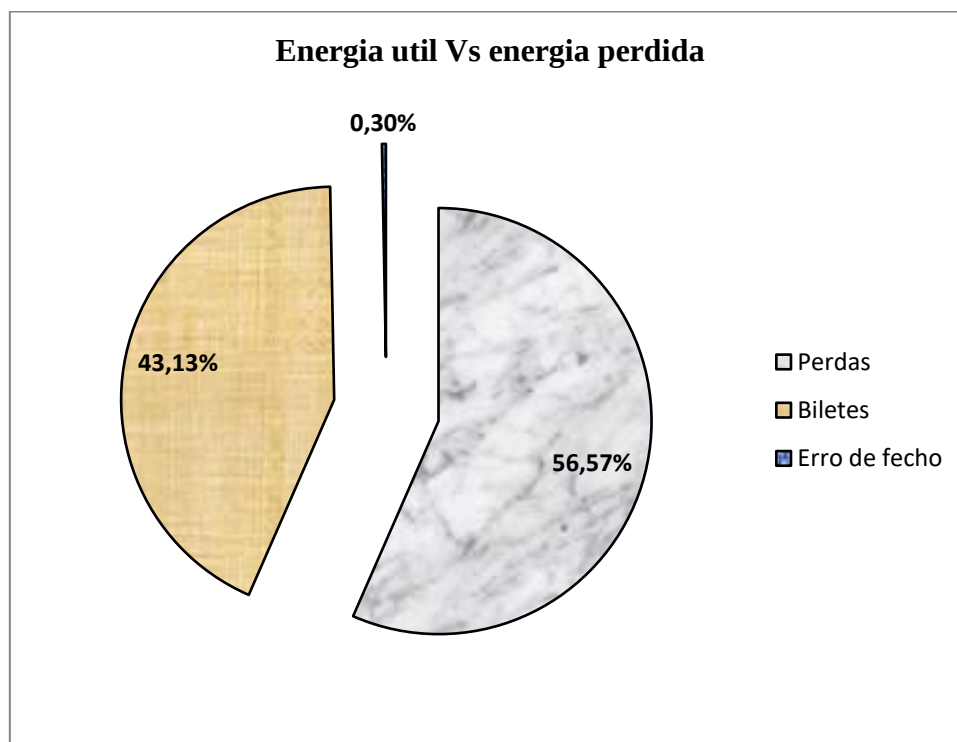


Figura 109 - Representação gráfica da energia útil Vs. perdas

Como resultante desta segunda análise energética podemos verificar que, cerca de, 43% da energia total é energia útil, energia transmitida aos biletes, e 57% é energia perdida.

Capítulo 5 - Trabalhos futuros

a) Enquadramento

A empresa encontra-se num processo de crescimento e instalou uma central para a produção de oxigénio líquido com teor de pureza previsto de 99,9%.

Os principais construtores deste tipo de equipamento consideram que tecnologicamente é possível operar em segurança com ar de combustão enriquecido a 36% de teor de oxigénio, no entanto em termos de aplicação pratica raramente é excedido o teor de 32% de oxigénio. Desta forma considerámos ser pertinente considerar a hipótese de enriquecer a mistura de combustão para 30% de oxigénio [24] [25].

O enriquecimento da mistura do ar de combustão com oxigénio é uma técnica que permite reduzir o teor de azoto no ar de combustão reduzindo as emissões de gases e melhorando a eficiência térmica do forno de reaquecimento. Esta melhoria na eficiência térmica poderá permitir um incremento da capacidade produtiva [26]. A redução da massa e volume dos gases de evacuação permite uma redução das perdas de energia pelos gases de evacuação [27].

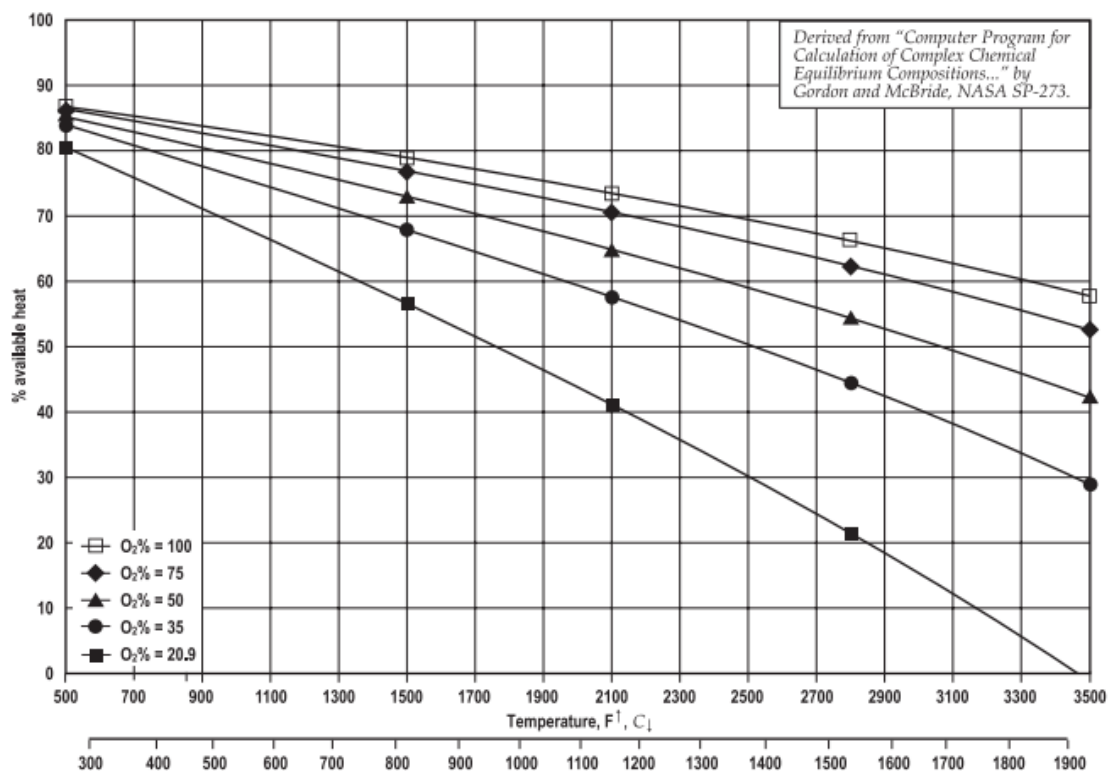


Figura 110 - Energia disponível em função do teor de oxigénio

O enriquecimento do ar de combustão com oxigénio permite reduzir as perdas do calor absorvido pelo azoto (N_2) presente no processo de combustão e desta forma reduzir as perdas pelos gases de evacuação.

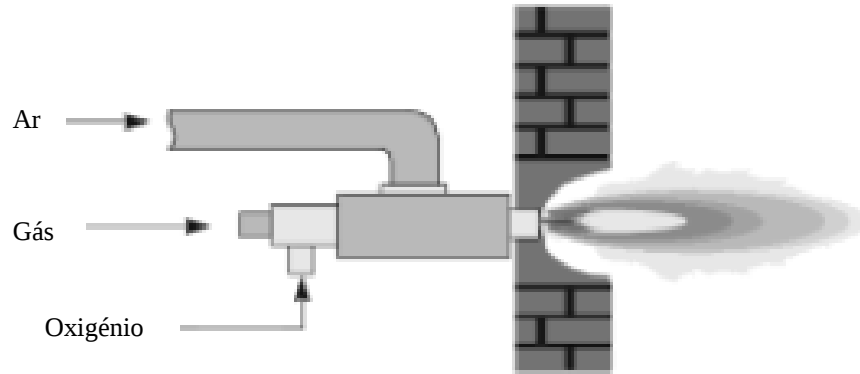
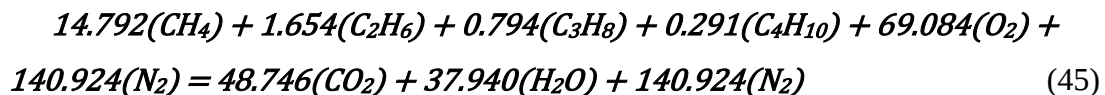
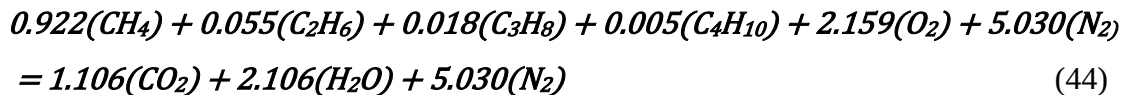


Figura 111 - Processo de mistura entre oxigénio e ar ambiente

b) Relação estequiométrica com ar de combustão enriquecido

Considerando que o combustível teria a mesma composição que o avaliado no segundo trabalho de campo, a análise química do combustível registada no anexo nº 5, foi determinada a fórmula estequiométrica de combustão em volume e em massa,



Da análise comparativa entre a relação estequiométrica mássica com o ar ambiente e enriquecido com oxigénio a 30%, verificamos que o gás inerte, azoto, presente na combustão é reduzido em 86,670 kg, correspondente a uma redução de 38%, para a mesma quantidade de combustível.

c) Fórmula da combustão real

Mantendo o pressuposto que uma boa condução do forno de reaquecimento deve garantir uma presença de 1% de oxigénio nos gases de evacuação a equação de combustão real, volumétrica e mássica, está registada nas equações 46 e 47,

$$0.922(CH_4) + 0.055(C_2H_6) + 0.018(C_3H_8) + 0.005(C_4H_{10}) + 2.223(O_2) + 5.178(N_2) \\ = 1.106(CO_2) + 2.106(H_2O) + 5.178(N_2) + 0.064(O_2) \quad (46)$$

$$14.792(CH_4) + 1.654(C_2H_6) + 0.794(C_3H_8) + 0.291(C_4H_{10}) + 71.116(O_2) + \\ 145.068(N_2) = 48.674(CO_2) + 37.940(H_2O) + 145.068(N_2) + 2.032(O_2) \quad (47)$$

d) Pressupostos da análise energética

A análise aqui realizada tem por base a segunda análise energética tendo por base os dados recolhidos no trabalho de campo. Os pressupostos considerados foram os seguintes:

- Igual caudal de combustível;
- O mesmo valor de perdas pelas portas de enforamento e desenforamento, água de refrigeração, aberturas e envolventes;
- Não são consideradas melhorias no processo de combustão;
- A eficiência do recuperador de calor mantém-se.

e) Cálculos

Os cálculos realizados tiveram como base os pressupostos acima referidos.

i) Recuperador de calor

Dados			
Temperatura entrada ar combustão	$Te(ac)$	18	°C
Temperatura saída ar combustão	$Ts(ac)$	437,6	°C
Temperatura entrada gases evacuação	$Te(ge)$	605,4	°C
Temperatura saída gases evacuação	$Ts(ge)$	361,8	°C
Cálculos			
Temperatura média ar combustão	$tméd$	227,8	°C
Caudal mássico ar combustão	$\dot{m}_{ac}$	7,6	Kg/s
Calor específico ar combustão	$CpTmed$	1,0295	kJ/kgK
Eficiência	ε	0,714	
Razão capacidades térmicas	r	0,581	
Potencia recuperada	Q_{rec}	4,972	MW

Tabela 46 - Cálculos da energia recuperada no recuperador de calor

ii) Perda pelo aquecimento (ar)

Dados			
Caudal mássico gases evacuação	$\dot{m}(ge)$	8,210	kg/s
Caudal mássico combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,616	kg/s
Poder calorífico inferior	PCI	10,795	kWh/m ³ (n)
Temperatura entrada ar combustão	$Te(ac)$	437,6	°C
Temperatura saída gases evacuação	$Ts(ge)$	757,2	°C
Cálculos			
Temperatura média	$T_{méd}$	597,4	°C
Calor específico	$CpTmge$	1,321	kJ/kgK
Potência transmitida processo	Q_{proc}	27,045	MW
Potência perdida aquecimento(ar)	$Q_{aquecimento(ar)}$	3,467	MW

Tabela 47 - Perdas pelo aquecimento (ar)

iii) Energia fornecida

Tendo por base a manutenção do caudal de combustível a energia fornecida está resumida na tabela e gráfico abaixo.

Ar de combustão	10,41%
Combustão	89,59%

Tabela 48 - Energia entrada

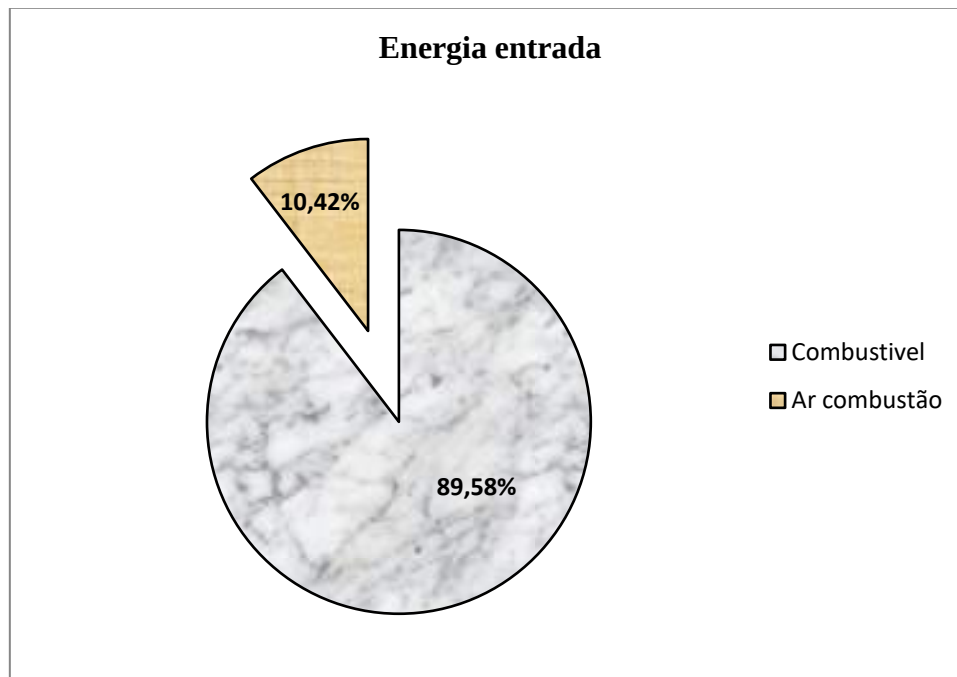


Figura 112 - Representação gráfica da energia entrada

iv) Distribuição da energia

Tendo por base a manutenção das perdas de energia referidas nos pressupostos, a utilização da energia está resumida na tabela e gráfico abaixo.

Gases de evacuação	21,34%	7 266,9 kW
Aquecimento (ar)	10,18%	3 467,0 kW
Água de refrigeração	2,95%	1 005,46 kW
Portas	7,74%	2 635,15 kW
Envolvente	1,88%	639,19 kW
Aberturas	0,50%	168,76 kW
Biletes	44,94%	15 304,39 kW
Total		30 486,86 kW

Tabela 49 – Energia saída

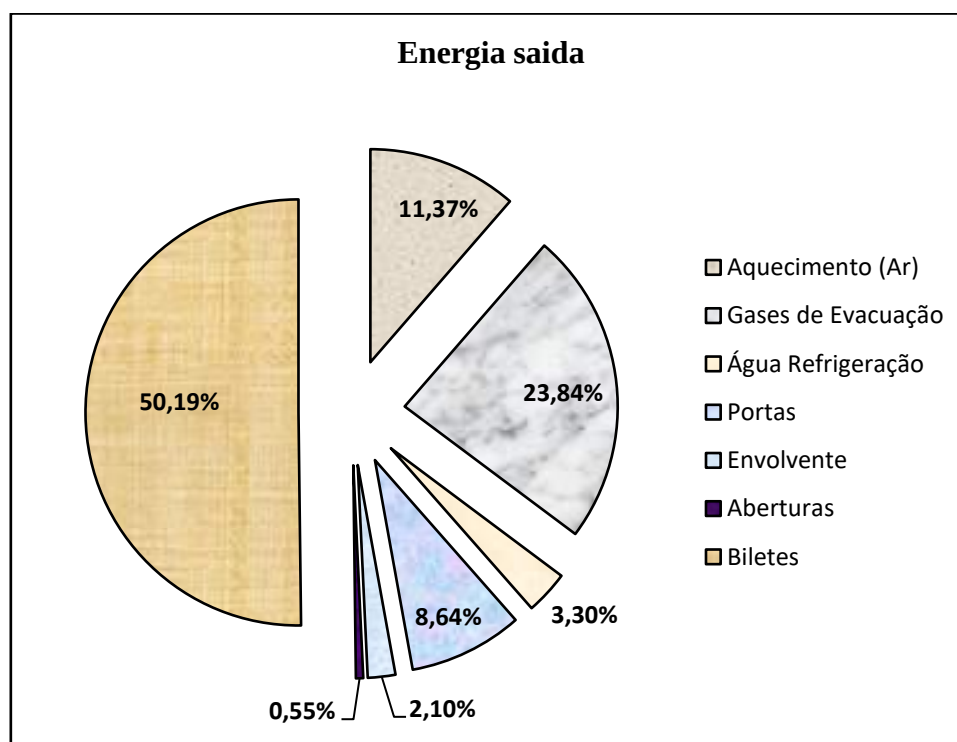


Figura 113 - Representação gráfica da energia saída

v) Ganhos energéticos

A utilização do ar de combustão enriquecido, 30% de oxigénio, permite uma poupança estimada de energia total de 4,899 MW. Esta poupança é distribuída pelo aquecimento do ar de 1,423 MW e 3,466 MW nos gases de evacuação.

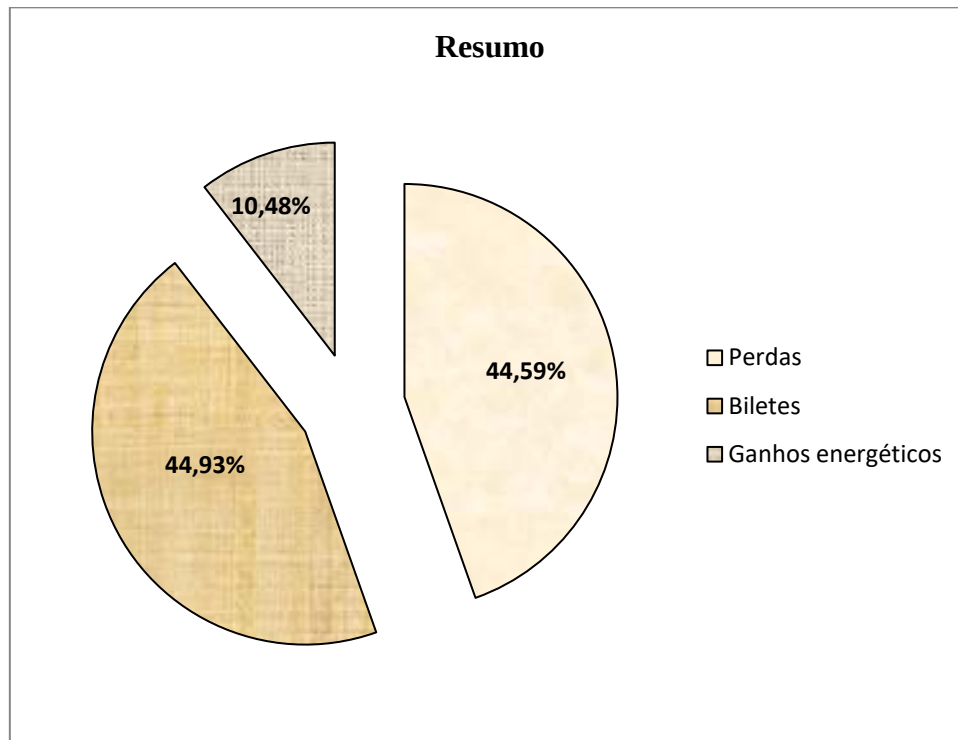


Figura 114 - Representação gráfica da utilização da energia

f) Comentários aos resultados obtidos

O enriquecimento do ar de combustão com oxigénio a 30% permite uma redução das perdas energéticas de, aproximadamente, 25%, bem como, uma significativa redução da emissão de gases com efeito de estufa. Esta redução traduz-se numa economia de 2 528 185 m³(n)/ano de gás natural.

Capítulo 6 - Conclusões

a) Conclusões

Foi efetuada uma primeira análise energética ao forno reaquecimento de biletas, o que permitiu comprovar a escolha das variáveis em análise e a validade de cálculo através do método direto. Desta forma ficou definido que as variáveis a analisar seriam:

- Entradas de energia
 - Ar de combustão
 - Combustível
- Utilização da energia
 - Biletas (energia útil)
 - Aquecimento (ar)
 - Gases de evacuação
 - Água de refrigeração
 - Portas e aberturas
 - Envolvente

Nesta primeira análise foi possível calcular todas as variáveis através do método direto com exceção das perdas pela envolvente. Inicialmente foi pretendido utilizar a termografia como técnica para cálculo desta perda não tendo tal sido possível devido à grande dispersão de valores. Esta variável foi calculada utilizando o método indireto.

Decorrente da realização desta análise energética foi detetado um erro no registo dos caudais de ar. Este erro tem por base a alteração das condições de pressão do ar de combustão e foi detetado recorrendo à medição da velocidade e consequentemente do caudal de ar. Calculando os caudais de ar reais foram determinadas as equações de combustão reais, com base nos resultados do medidor de gases.

A recolha de dados e a posterior realização dos cálculos permitiu quantificar a energia fornecida ao sistema, bem como a utilização dessa energia. A energia fornecida é composta em 14,4% pelo ar de combustão e 85,6% pelo combustível. A utilização da energia fornecida é decomposta em energia útil e perdas. A energia útil, aquecimento dos biletas, representa 41,4% da utilização da energia e as perdas representam 58,6% do total da energia fornecida.

.

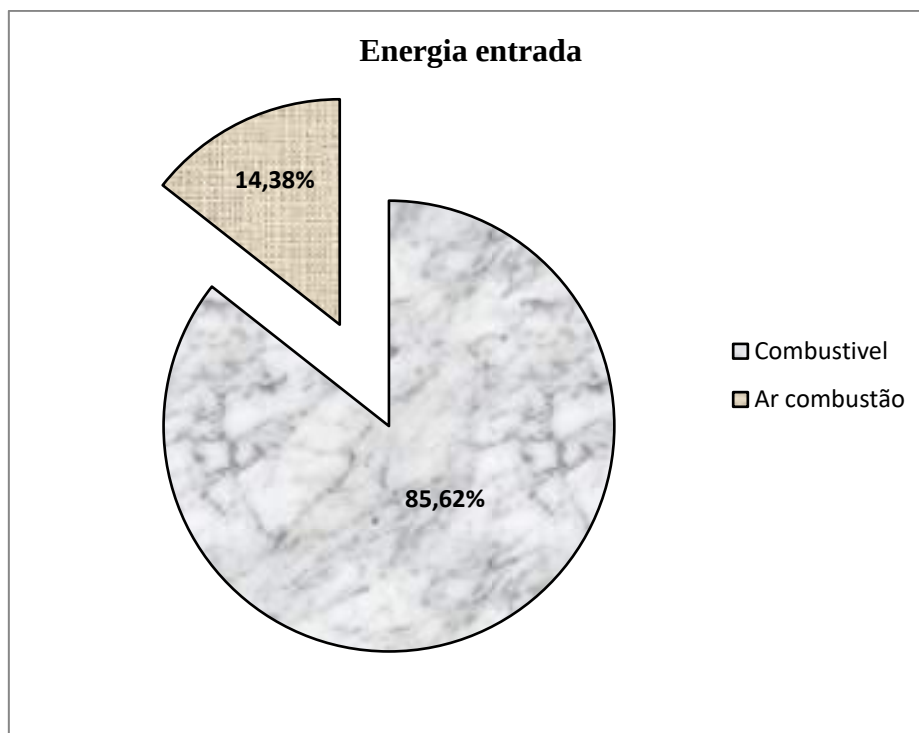


Figura 115 – Representação gráfica da energia entrada (1ª análise)

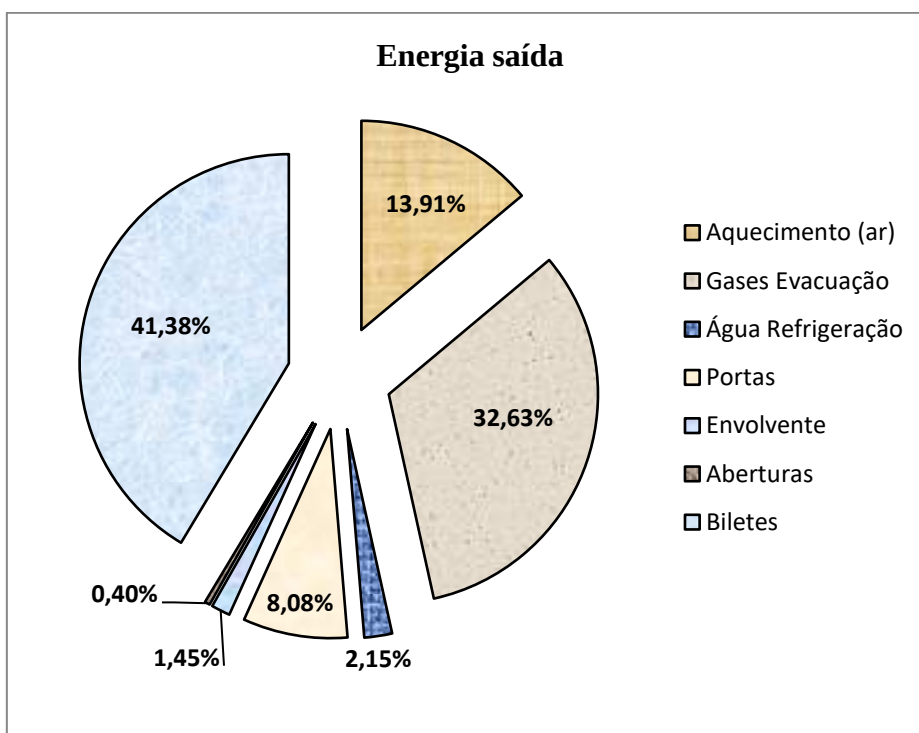


Figura 116 – Representação gráfica da energia saída (1ª análise)

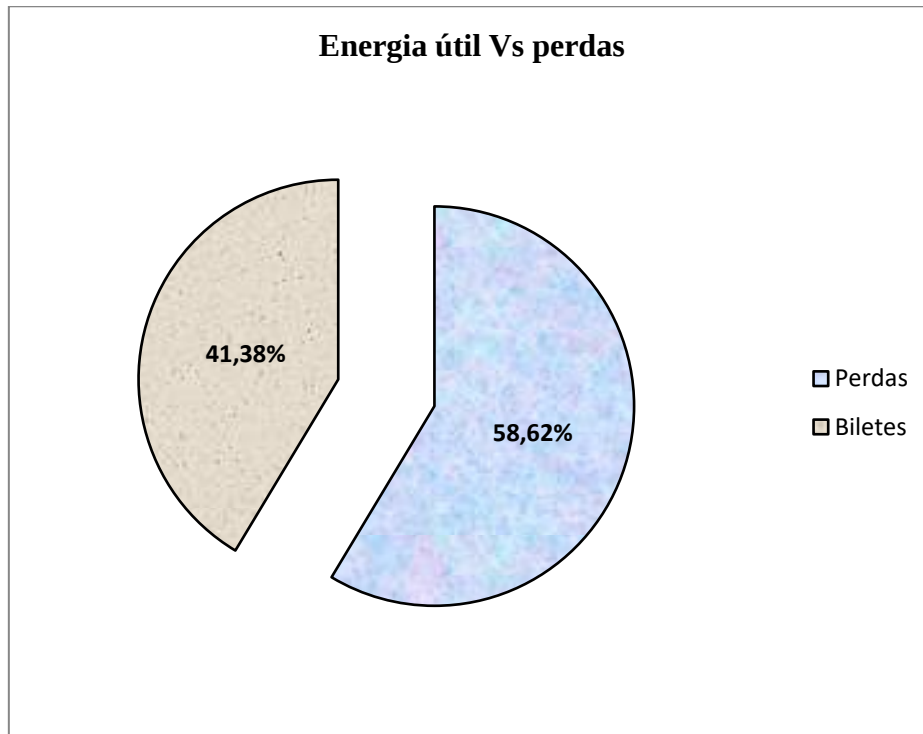


Figura 117 – Representação gráfica da energia útil Vs. perdas (1ª análise)

Resultantes da aprendizagem realizada com a primeira análise energética, na segunda análise as perdas pela envolvente foram calculadas pelo método direto. Este cálculo permite uma melhor avaliação dos resultados obtidos, bem como estabelecer uma melhor comparação com os valores previstos em fase de projeto.

Da análise comparativa entre os resultados obtidos neste trabalho de campo e os valores de projeto, verificamos que as maiores diferenças encontram-se ao nível das perdas pelo aquecimento do ar, água de refrigeração e portas. Habitualmente neste tipo de equipamentos a pressão no interior do forno oscila no intervalo 1,10 a 1,15 mmca. No entanto, motivado pela necessidade de aumentar a capacidade de produção para além do valor de projeto, a pressão de trabalho do forno varia entre 1,35 a 1,60 mmca. Este aumento da pressão é responsável pelo aumento das perdas pelas portas e aberturas, bem como, um aumento da velocidade de escoamento dos gases pelo recuperador de calor diminuindo desta forma a eficiência do mesmo.

Como resultante deste estudo podemos concluir que o forno de reaquecimento de biletos está a funcionar dentro dos parâmetros previstos pelo projetista do equipamento sendo que 43% da energia total fornecida é aproveitada para o aquecimento dos biletos, energia útil, e 57% da energia total fornecida são perdas.

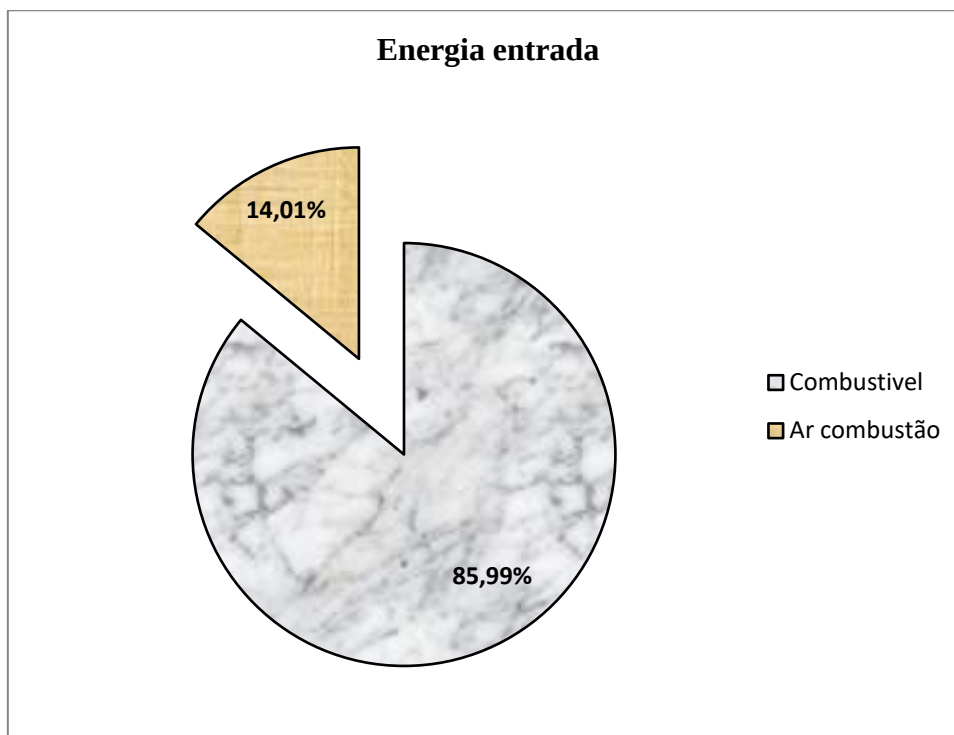


Figura 118 - Gráfico da energia entrada (2º ensaio)

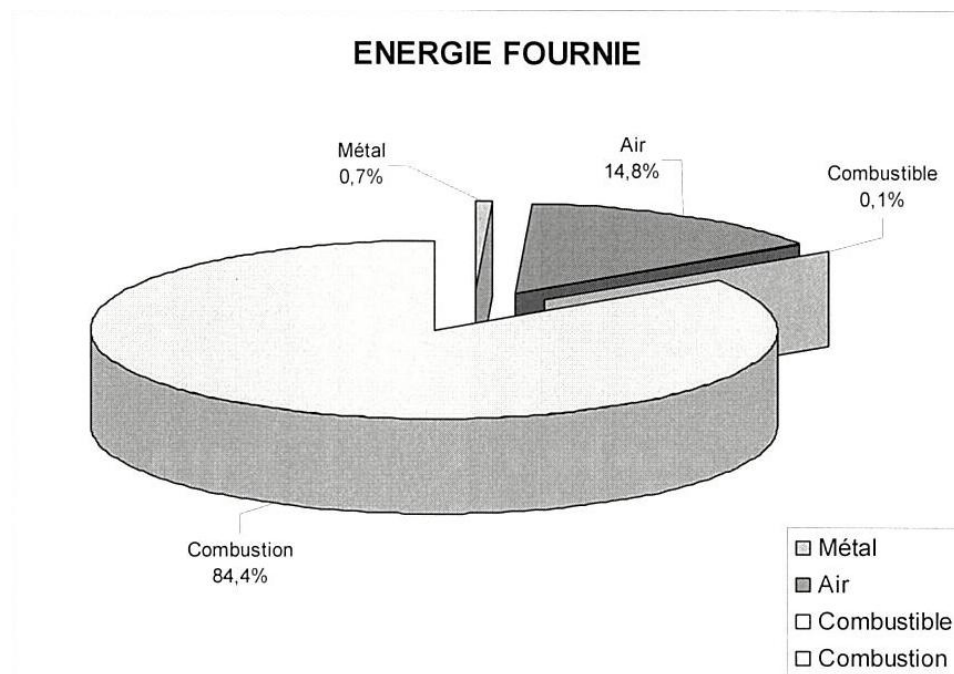


Figura 119 - Gráfico da energia entrada (projeto)

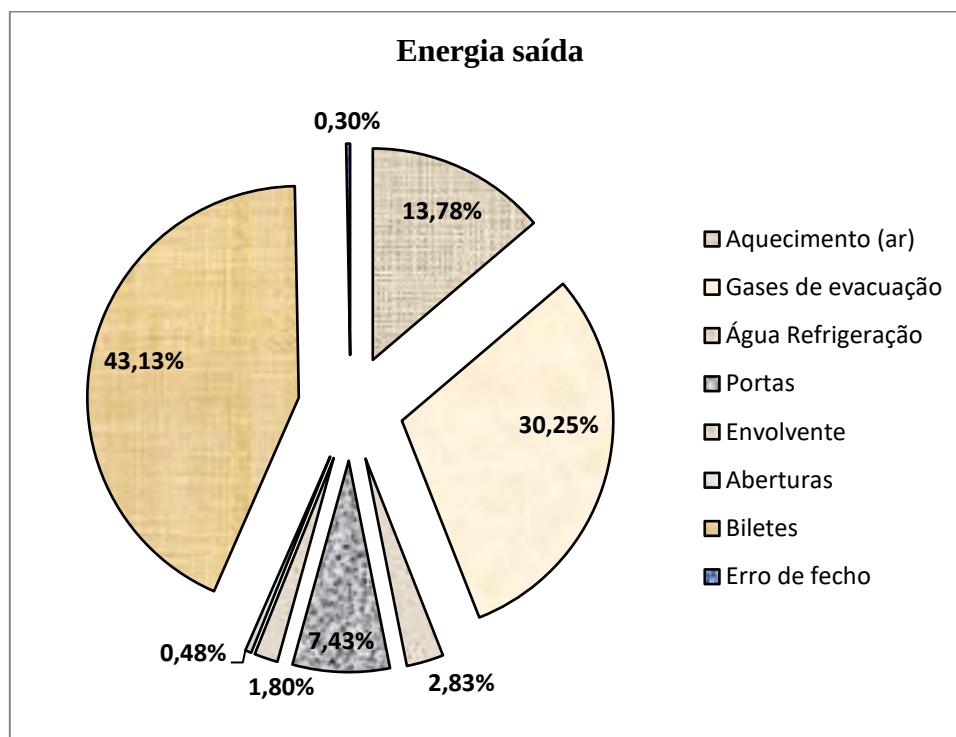


Figura 120 – Gráfico da energia saída (2º ensaio)

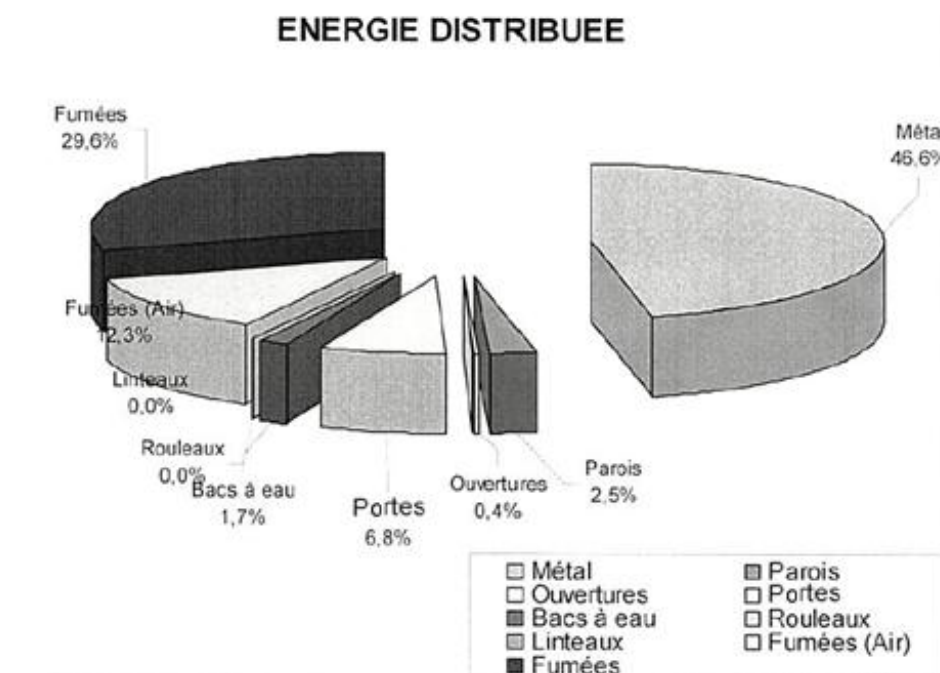


Figura 121 - Gráfico da energia saída (projeto)

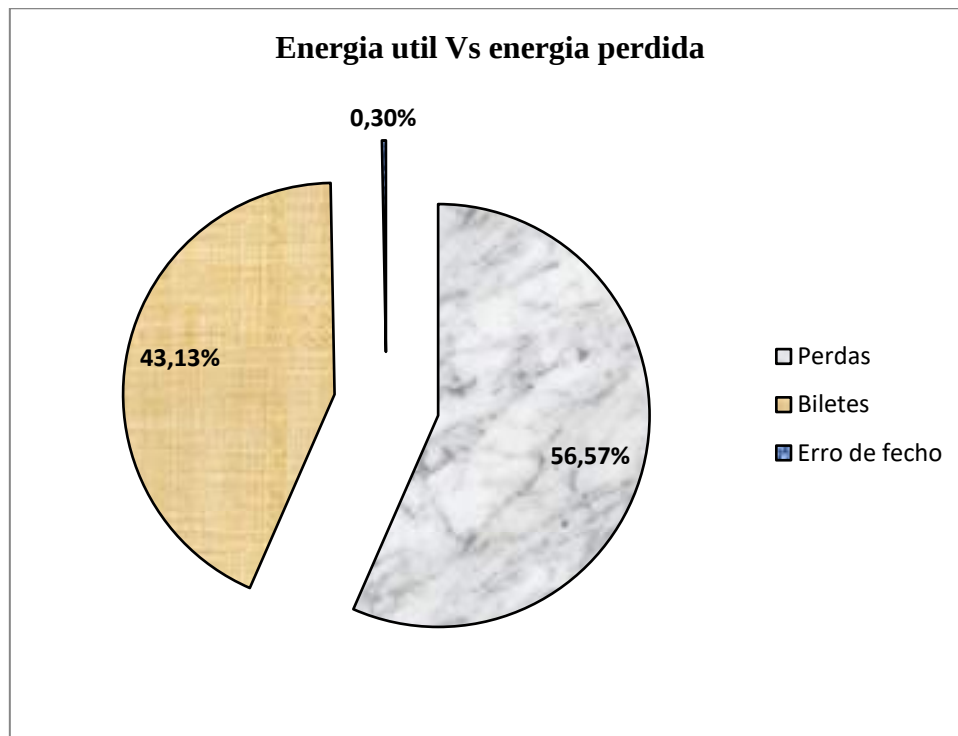


Figura 122 - Gráfico da energia útil Vs. energia perdida

b) Ações de melhoria

Como ações de melhoria sugerimos a alteração da fórmula de cálculo do caudal de ar de combustão, de acordo com as atuais condições de funcionamento, bem como ajuste fino das curvas de compensação estequiométrica, de forma a obter nas diversas cadências de produção um excesso de ar de 5%. Estes 5% de excesso de ar permitem operar em condições ótimas de segurança e com poupanças evidentes de combustível.

Aplicação do recobrimento de áreas específicas da soleira e paredes de forma a aumentar a emissividade dos refratários incrementando a capacidade térmica de radiação dos mesmos.

Estando a empresa está num processo de construção de uma unidade de produção de oxigénio líquido considerámos como sendo de interesse a realização de um pré-estudo de aplicação da técnica de enriquecimento do teor de oxigénio presente no ar de combustão. O enriquecimento do ar combustão para um teor de 30% de oxigénio permite uma redução das perdas energéticas em, aproximadamente, 25%, bem como significativas melhorias na emissão de gases com efeito e estufa. A redução das perdas energéticas poderá permitir uma economia de 2 528 185 m³(n)/ano de gás natural.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Mota M. C.; Os trabalhadores do aço; in *Seminário - Com os Homens do Aço - história, memória e património.*, 2002, pág. nº 7
- [2] Machado A.; Ainda há Siderurgia em Portugal; *Jornal de Negócios*, p. 11, 23-Sep-2012.
- [3] Autoridade da Concorrência (2004). *Acompanhamento do mercado do ferro e aço, Concorrência Inovação e Bem Estar*, Oct-, pág. nº 12
- [4] J. Leite (2012). *Restos de Coleção*. [acedido a 20 de Outubro de 2016].
<http://restosdecoleccion.blogspot.pt/2012/03/siderurgia-nacional.html>
- [5] S. Ferreira (2010). *Comportamento Mecânico e Ambiental de Materiais Granulares. Aplicação às Escórias de Aciaria Nacionais*. Universidade do Minho Escola de Engenharia.
- [6] Trinks W., Mawhinney M. H., Shannon, R. A., Reed, R. J., Garvey, J. A. (2004). *Industrial furnace* (6th edition). John Wiley & Sons.
- [7] Bresciani, Ettore (2011). *Conformação plástica dos materiais* (6^a edição). Universidade de S. Paulo.
- [8] Schaeffer, Lirio (2004). *Conformação mecânica* (2^a edição). Imprensa livre.
- [9] Dieter, George E. (1988). *Mechanical Metallurgy*. McGraw-Hill.
- [10] <http://www.danielicentrocombustion.it/burners>, [acedido por diversas vezes]
- [11] <http://steel.fivesgroup.com/>, [acedido por diversas vezes]
- [12] <https://www.sms-group.com>, [acedido por diversas vezes]
- [13] Trinks, W., Mawhinney, M.H., Hannon, R. A., Reed, R.J., Garvey, J. A. (2000). *Industrial furnaces* (6th edition). John Wiley & Sons, Inc.
- [14] Coelho, Pedro, Costa, Mário (2012). *Combustão* (2^a edição). Edições Orion.
- [15] Schobert, Harold H. (2013). *Chemistry of fossil fuels and biofuels*. Cambridge university press.
- [16] Chomiak, Jerzy (1990). *Combustion. A study in theory, fact and application*. Gordon and Breach science Publisher S.A.
- [17] Osizik, M. Necati (1985). *Heat transfer. A basic Approach*. McGraw-Hill.
- [18] Holman, J.P. (2010). *Heat transfer* (10th edition). McGraw-Hill.
- [19] Pohlmann, Walter (1991). *Le nouveau Pohlmann. Manuel technique du froid* (3th edition). Pyc Edition

- [20] Bizzo, Waldir A.(2003) *Geração, Distribuição e Utilização de Vapor*. Faculdade de Engenharia Mecânica UNICAMP
- [21] Azevedo, João Luis Toste. *Apontamentos de permutadores de calor – Equipamentos Térmicos 2005*. Instituto Superior Técnico
- [22] Baukal, Charles E. (2000) *Heat transfer in industrial combustion*. CRC Press
- [23] Stein Heurtey Bilbao (2004).*Análise funcional de base regulação*. Stein Huertey Bilbao
- [24] Baukal, Charles E. Jr. (2013) *Oxygen-Enhanced Combustion (second edition)*. CRC Press
- [25] *North American Combustion Handbook* (1986). North American Mfg. Co.
- [26] Wang Naishuai; Wen, Zhi; Su, Fuyong (2013) *Optimal Hating and Energy Management for the Reheating Furnace Using Oxygen Enhanced Combustion*. Fundamental Research Funds for the Central Universities (NO. FRF-SD-12-013 A)
- [27] Pavitra, G. Suchitra (2014) *Fuel savings for billet reheating furnace through doc technology in hsl*. Proceedings of 10th IRF International Conference, Chennai, India
- [28] *ASHRAE Handbook Fundamentals* (2013 Ashrae) 1791 Tulie Circle NE/Atlanta, GA 30329-2305 USA
- [28] <http://metalfiltration.co.uk/>
- [29] <http://www.emi-coat.co.uk/>
- [30] <http://www.emisshield.com/>

Anexo 1 – Propriedades do Gás Natural

REN-Gasodutos, S.A.

REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL - PORTUGAL

GAS PROPERTIES

Document Number: **M-00000-SPC-MI-0002**
Document Type: Specification
Page 1 of 13

6	05.03.2008	Approved issue	AC	HL	MV
Rev	Date	Revision	Prepared By	Checked By	DOS Approval

M-00000-SPC-MG-0002-Rev6 - Gas Properties.doc

	Doc. N.:	M-00000-SPC-MG-0002
	Rev. :	6
	Date:	05.03.2008
REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL	Page:	2 of 13

TABLE OF CONTENTS

1.0	SCOPE	3
2.0	DEFINITIONS.....	3
2.1	NATURAL GAS	3
2.2	LIQUEFIED NATURAL GAS.....	3
2.3	REFERENCE CONDITIONS.....	3
2.4	SUPERIOR CALORIFIC VALUE, HS	3
2.5	INFERIOR CALORIFIC VALUE, HI.....	4
2.6	DENSITY	4
2.7	RELATIVE DENSITY	4
2.8	WOBBE INDEX	4
2.9	WATER DEW POINT.....	5
2.10	JOULE-THOMPSON COEFFICIENT.....	5
2.11	SPECIFIC HEAT CAPACITY	5
2.12	VISCOSITY	5
2.13	ISENTROPIC EXPANSION FACTOR	5
2.14	ENTHALPY.....	6
2.15	ENTROPY.....	6
3.0	PARAMETER RANGES AND VALUES	6
4.0	PROJECT GAS	8
4.1	MAGREB EUROPE PIPELINE	8
4.2	LNG TERMINAL	9
5.0	PROPERTIES	10
5.1	JOULE-THOMPSON COEFFICIENT, μ	10
5.2	SPECIFIC HEAT CAPACITY AT CONSTANT PRESSURE, C_p	10
5.3	SPECIFIC HEAT CAPACITY AT CONSTANT VOLUME, C_v	11
5.4	ISENTROPIC EXPANSION FACTOR, γ	11
5.5	VISCOSITY, μ	12
5.6	ENTHALPY, H	12
5.7	ENTROPY, S	13

	Doc. N.:	M-00000-SPC-MG-0002
	Rev. :	6
	Date:	05.03.2008
REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL	Page:	3 of 13

1.0 SCOPE

This document contains the natural gas definition and composition according to *International Standard ISO 13686 / 1998-05-01 Natural gas – Quality designation*, as well as the quality specification published in Portuguese legislation regarding natural gas quality (Despacho n.º19 624-A/2006 de 25 de Setembro – Anexo IV – Regulamento da Qualidade de Serviço).

It also presents the annual average compositions and properties of the natural gas in the Portuguese high pressure transport network – the Algerian natural gas from Magreb Europe Pipeline and the Nigerian natural gas from LNG Terminal.

2.0 DEFINITIONS

2.1 Natural Gas

A gaseous fuel obtained from underground sources. It consists of a complex mixture of hydrocarbons, primarily methane, but generally also including ethane, propane and higher hydrocarbons in much smaller amounts. It generally also includes some inert gases, such as nitrogen and carbon dioxide, plus minor amounts of trace constituents.

2.2 Liquefied Natural Gas

Natural gas which, after processing has been liquefied for storage or transportation purposes. Liquefied natural gas (LNG) is vaporized and introduced into pipelines for transmission and distribution as natural gas.

2.3 Reference Conditions

The preferred reference conditions are referred to as normal conditions and denoted by the subscript "n":

$$\begin{aligned}p_n &= 1,01325 \text{ bar(a)} \\T_n &= 273,15 \text{ K (0 °C)}\end{aligned}$$

2.4 Superior Calorific value, Hs

	Doc. N.: M-00000-SPC-MG-0002
	Rev. : 6
	Date: 05.03.2008
REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL	Page: 4 of 13

The amount of heat which would be released by the complete combustion in air of a specified quantity of gas, in such a way that the pressure at which the reaction takes place remains constant, and all the products of combustion are returned to the same specified temperature as that of the reactants, all of these products being in the gaseous state except for the water formed by the combustion, which is condensed to the liquid state at the above mentioned temperature. The above mentioned pressure and temperature must be specified.

2.5 Inferior Calorific Value, H_i

The amount of heat which would be released by the complete combustion in air of a specified quantity of gas, in such a way that the pressure at which the reaction takes place remains constant, and all the products of combustion are returned to the same specified temperature as that of the reactants, all of these products being in the gaseous state. The above mentioned pressure and temperature must be specified.

Both superior and inferior calorific values, which differ by the heat of condensation of water formed by combustion, can be specified on molar, mass or volumetric basis.

2.6 Density

The mass of gas divided by its volume at specified pressure and temperature.

2.7 Relative Density

Often called specific gravity, it is the mass of natural gas, dry, per unit volume divided by the mass of an equal volume of dry air, both at the same specified pressure and temperature.

2.8 Wobbe Index

The Wobbe Index is the measure of the heat input to gas appliances, derived from the orifice flow equation. It is defined as the specified calorific value, always on volume basis, divided by the square root of the corresponding relative density. The heat input for different natural gas compositions is the same if they have the same Wobbe index and are used under the same gas pressure.

	Doc. N.:	M-00000-SPC-MG-0002
	Rev. :	6
	Date:	05.03.2008
REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL	Page:	5 of 13

2.9 Water Dew Point

The dew point defines the temperature above which no condensation of water occurs at a specified pressure. For any pressure lower than the specified pressure there is no condensation at this temperature.

2.10 Joule-Thompson coefficient

The relationship between temperature, and of a gas is simply described by the . When volume is increased in an irreversible process, the gas laws do not uniquely determine what happens to the pressure and temperature of the gas. Reversible adiabatic expansion, in which the gas does positive work in the process of expansion, always causes a decrease in temperature. The Joule-Thompson coefficient is the quotient between the temperature decrease and pressure decrease.

2.11 Specific Heat Capacity

Specific heat capacity, also known simply as specific heat is the measure of the required to raise the of a specific quantity of a substance (thus, the name "specific" heat) by certain amount, usually one kelvin. A is a unit increment of and is precisely equal to an increment of one degree . Virtually any substance may have its specific heat capacity measured, including pure , , , and .

2.12 Viscosity

Viscosity is a measure of the resistance of a to deform under . It is commonly perceived as "thickness", or resistance to pouring. Viscosity describes a 's internal resistance to flow and may be thought of as a measure of fluid .

2.13 Isentropic Expansion Factor

The adiabatic index of a , is the ratio of its at constant (c_P) to its specific heat capacity at constant (c_V). It is also known as the *isentropic expansion factor*, γ .

	Doc. N.: M-00000-SPC-MG-0002
	Rev. : 6
	Date: 05.03.2008
REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL	Page: 6 of 13

2.14 Enthalpy

In , the quantity enthalpy, symbolized by H , also called *heat content*, is the sum of the of a thermodynamic system plus the associated with work done by the system on the atmosphere which is the product of the times the .

2.15 Entropy

Entropy, symbolized by S , is a of a thermodynamic system defined by the differential quantity, where dQ is the amount of absorbed in a in which the system goes from the one to another, and T is the absolute temperature. Entropy is one of the factors that determines the free energy in the system and appears in the

3.0 PARAMETER RANGES AND VALUES

a) Composition ¹

For information only, this is the range of European market natural gas dried components:

CH ₄ (Methane)	78,2 – 100,0
C ₂ H ₆ (Ethane)	0,2 - 10,7
C ₃ H ₈ (Propane)	< 3,3
C ₄ H ₁₀ (Butane)	< 0,6
C ₅ H ₁₂ (Pentane)	< 0,1
N ₂ (Nitrogen)	< 19,2
CO ₂ (Carbon Dioxide)	< 6,1

¹ According to *International Standard ISO 13686 / 1998-05-01, Natural gas – Quality designation*.

	Doc. N.: M-00000-SPC-MG-0002
	Rev. : 6
	Date: 05.03.2008
REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL	Page: 7 of 13

b) NG Specification

MJ/m ³ (n)	48,17	57,66
-	0,5549	0,7001
mg/m ³ (n)		< 5
mg/m ³ (n)		< 50
°C @ 84 bar(g)		< - 5

The parameter units and reference conditions used are in according to the EASEE-gas, CBP 2003-001/01. This implies that the energy unit is MJ with a combustion reference temperature of 25 °C, and the volume unit is m³ at reference conditions of 0 °C and 1,01325 bar(a).

The natural gas delivered shall not contain other constituents and/or impurities to the extent that it cannot be transported, stored and/or marketed without quality adjustment treatment.

Doc. N.: **M-00000-SPC-MG-0002**

Rev. : 6

Date: 05.03.2008

Page: 8 of 13

REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL

4.0 PROJECT GAS ²

4.1 MAGREB EUROPE PIPELINE

For information only and in case precise values of natural gas are needed for further calculations, the following average properties shall be used.

Methane	87,885
Ethane	8,056
Propane	1,378
i-Butane	0,108
n-Butane	0,158
i-Pentane	0,022
n-Pentane	0,018
n-Hexane	0,020
Nitrogen	1,088
CO ₂	1,266

Molecular Weight (kg/kmol)	18,192
Density (kg/m ³ (n))	0,8141
Specific Gravity (relative density)	0,6297

	MJ/m ³ (n)	kWh/m ³ (n)
Superior Caloric Value [25 °C; (0°C; 1,01325 bar)]	42,47	11,80
Inferior Caloric Value [25 °C; (0°C; 1,01325 bar)]	38,39	10,66
Wobbe Index (on Hs)	53,52	14,87

² The presented physical properties were calculated according to ISO 6976:1995 (E). Second edition 95.12.01. Corrected and reprinted 96.02.01. Natural gas - Calculation of calorific value, density, relative density and Wobbe index from composition.

Doc. N.: **M-00000-SPC-MG-0002**

Rev. : 6

Date: 05.03.2008

REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL

Page: 9 of 13

4.2 LNG TERMINAL

For information only, and in case precise values of the gas are needed for further calculations, the following average properties shall be used.

Methane	92,215
Ethane	4,841
Propane	2,111
i-Butane	0,360
n-Butane	0,381
i-Pentane	0,018
n-Pentane	0,003
n-Hexane	0,000
Nitrogen	0,071
CO ₂	0,000

Molecular Weight (kg/kmol)	17,646
Density (kg/m ³ (n))	0,7897
Specific Gravity (relative density)	0,6107

	MJ/m ³ (n)	kWh/m ³ (n)
Superior Caloric Value [25 °C; (0°C; 1,01325 bar)]	43,21	12,00
Inferior Caloric Value [25 °C; (0°C; 1,01325 bar)]	39,05	10,85
Wobbe Index (on Hs)	55,30	15,36

Doc. N.: **M-00000-SPC-MG-0002**

Rev. : 6

Date: 05.03.2008

REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL

Page: 10 of 13

5.0 PROPERTIES ³

For information only, the following properties were calculated with the two compositions previously presented.

5.1 JOULE-THOMPSON COEFFICIENT, μ

80	0,650	0,633
70	0,659	0,644
60	0,663	0,648
50	0,661	0,647
40	0,655	0,643
30	0,647	0,635
20	0,636	0,626
15	0,630	0,620
10	0,624	0,615
Normal conditions	0,677	0,667

5.2 SPECIFIC HEAT CAPACITY AT CONSTANT PRESSURE, C_p

80	53,82	2,96	53,40	3,03
70	51,22	2,82	50,90	2,88
60	48,69	2,68	48,47	2,75
50	46,31	2,55	46,16	2,62
40	44,10	2,42	44,02	2,49
30	42,10	2,31	42,02	2,38
20	40,30	2,22	40,30	2,28
15	39,47	2,17	39,48	2,24
10	38,68	2,13	38,71	2,19
Normal conditions	36,76	2,02	36,81	2,09

³ All the presented properties were calculated according to Peng-Robinson equation of state. Calculated considering an average gas process temperature of 15 °C (288,15 K).

Doc. N.: **M-00000-SPC-MG-0002**

Rev. : 6

Date: 05.03.2008

REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL

Page: 11 of 13

5.3 SPECIFIC HEAT CAPACITY AT CONSTANT VOLUME, C_v

80	31,53	1,73	31,52	1,79
70	31,17	1,71	31,17	1,77
60	30,82	1,69	30,83	1,75
50	30,48	1,68	30,5	1,73
40	30,15	1,66	30,17	1,71
30	29,83	1,64	29,86	1,69
20	29,52	1,62	29,55	1,67
15	29,37	1,61	29,41	1,67
10	29,22	1,61	29,26	1,66
Normal conditions	28,32	1,56	28,38	1,61

5.4 ISENTROPIC EXPANSION FACTOR, γ

80	1,71	1,69
70	1,64	1,63
60	1,58	1,57
50	1,52	1,51
40	1,46	1,46
30	1,41	1,41
20	1,37	1,36
15	1,34	1,34
10	1,32	1,32
Normal conditions	1,30	1,30

Doc. N.: **M-00000-SPC-MG-0002**

Rev. : 6

Date: 05.03.2008

REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL

Page: 12 of 13

5.5 VISCOSITY, μ

80	1,325	1,304
70	1,272	1,254
60	1,227	1,209
50	1,187	1,171
40	1,154	1,138
30	1,125	1,110
20	1,100	1,086
15	1,090	1,075
10	1,080	1,066
Normal conditions	1,016	1,003

5.6 ENTHALPY, H

80	7946,0	436,8	8011,4	454,0
70	8189,9	450,2	8249,8	467,5
60	8436,3	463,7	8490,8	481,2
50	8683,0	477,3	8732,5	494,9
40	8928,3	490,8	8973,2	508,5
30	9170,8	504,1	9211,6	522,0
20	9409,7	517,2	9446,7	535,3
15	9527,7	523,7	9562,8	541,9
10	9644,5	530,2	9677,9	548,4
Normal conditions	9291,4	510,7	9321,2	528,2

Doc. N.: **M-00000-SPC-MG-0002**

Rev. : 6

Date: 05.03.2008

REDE NACIONAL DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL

Page: 13 of 13

5.7 ENTROPY, S

:

80	79,39	4,36	76,91	4,36
70	80,66	4,43	78,18	4,43
60	82,1	4,51	79,62	4,51
50	83,79	4,61	81,31	4,61
40	85,82	4,72	83,34	4,72
30	88,39	4,86	85,9	4,87
20	91,94	5,05	89,45	5,07
15	94,42	5,19	91,93	5,21
10	97,87	5,38	95,38	5,41
Normal conditions	115,07	6,33	112,57	6,38

Anexo 2 – Dados da 1ª Análise Energética

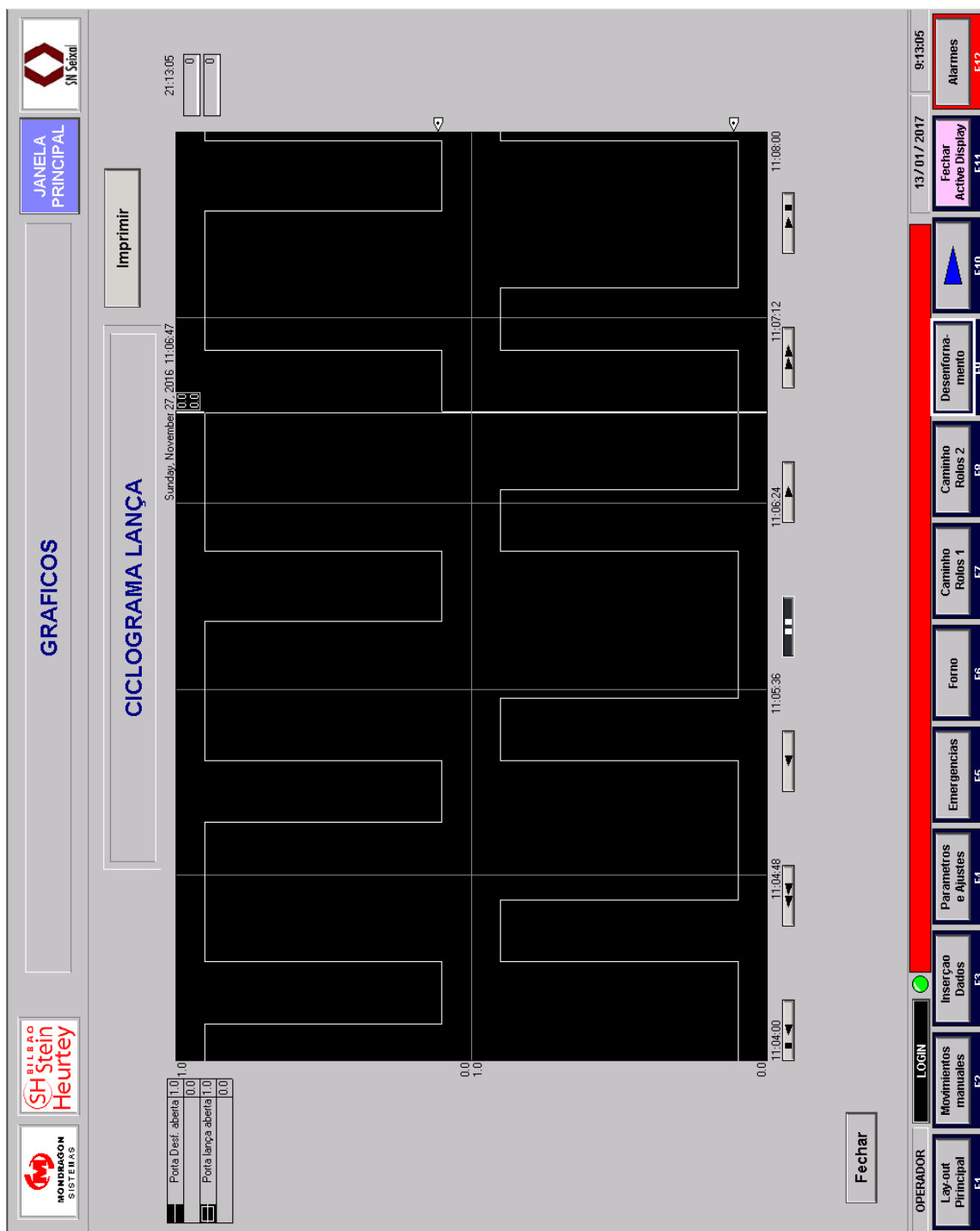


Figura 123 - Ciclograma lança

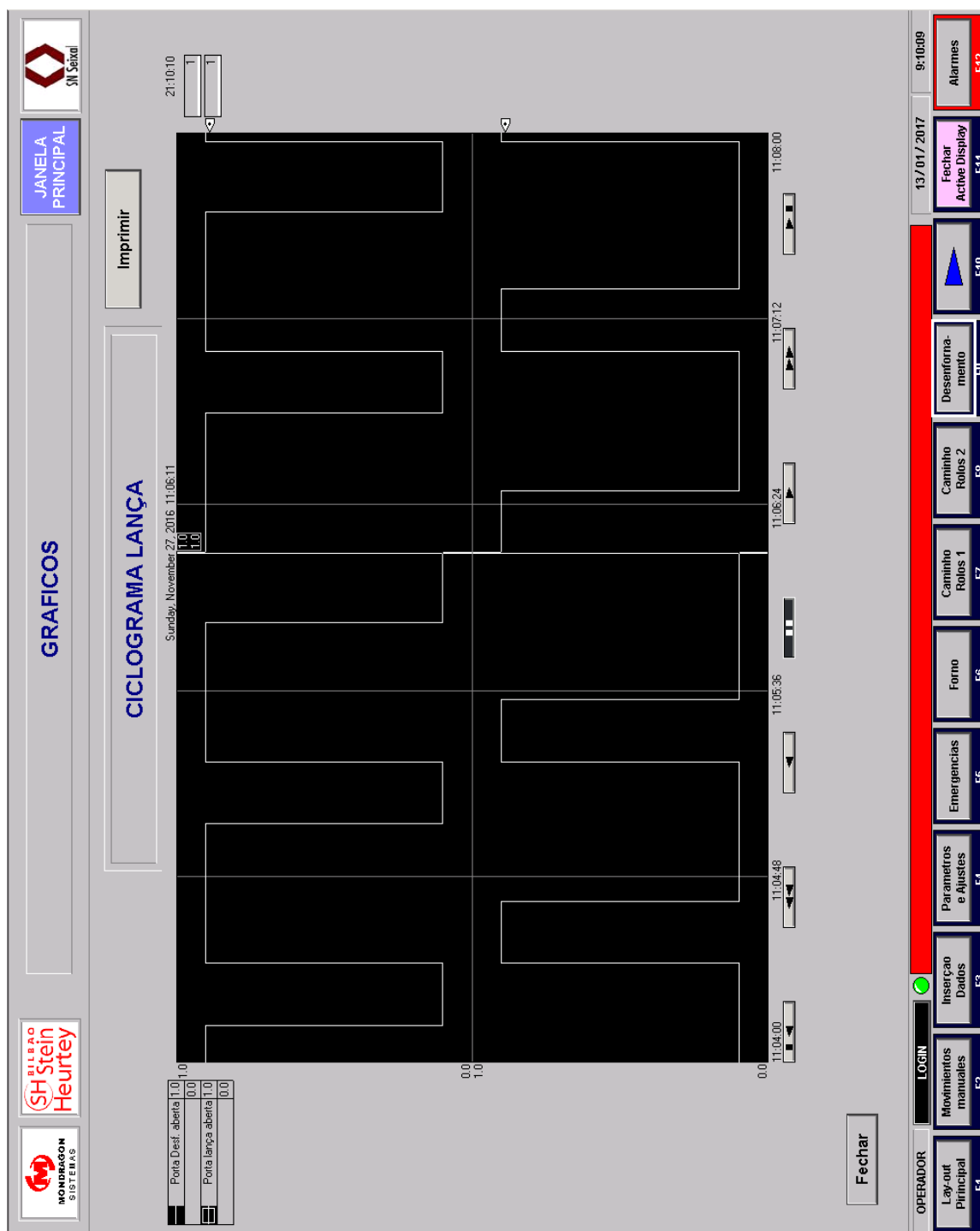


Figura 124 - Ciclograma da lança

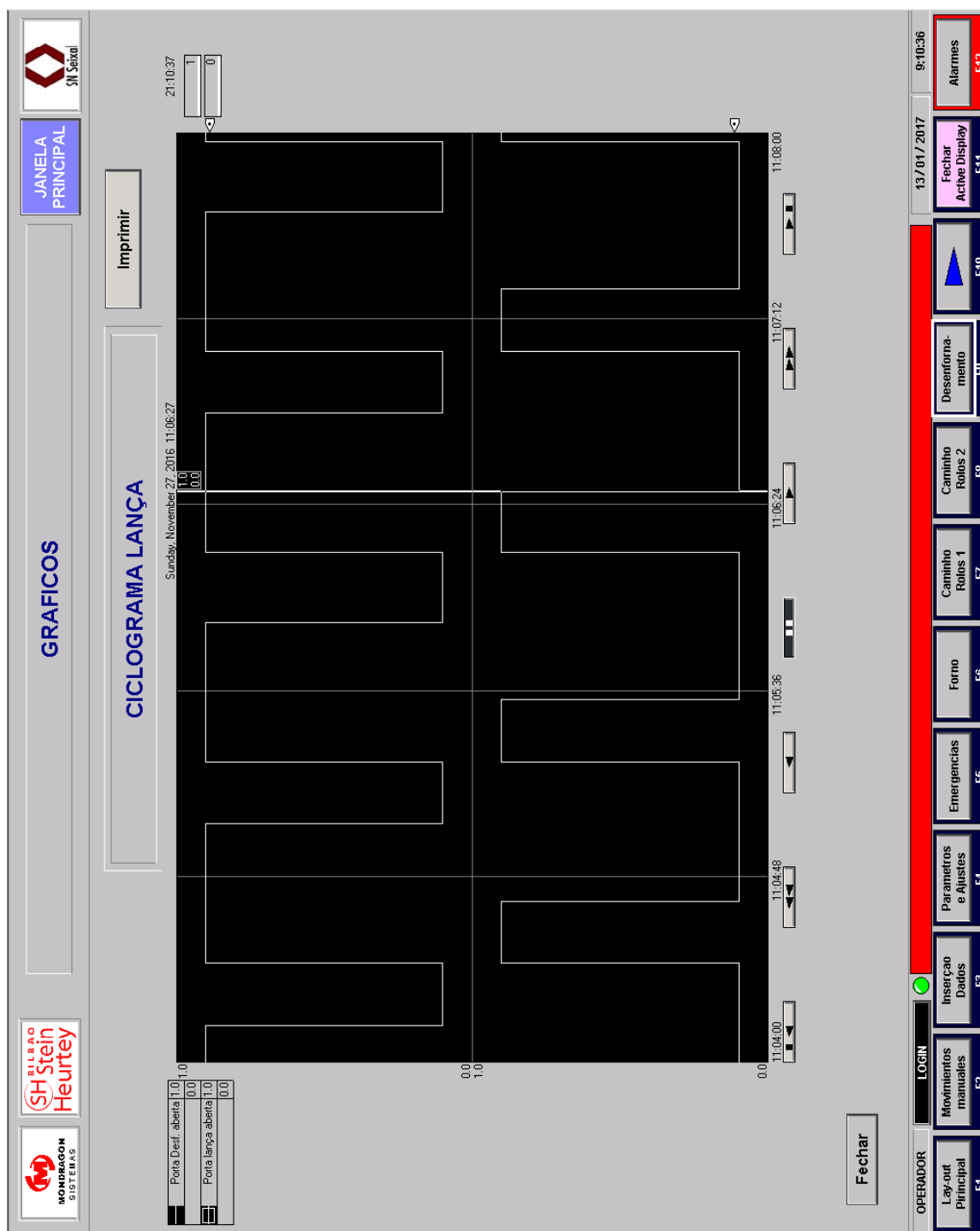


Figura 125 - Ciclograma da lança

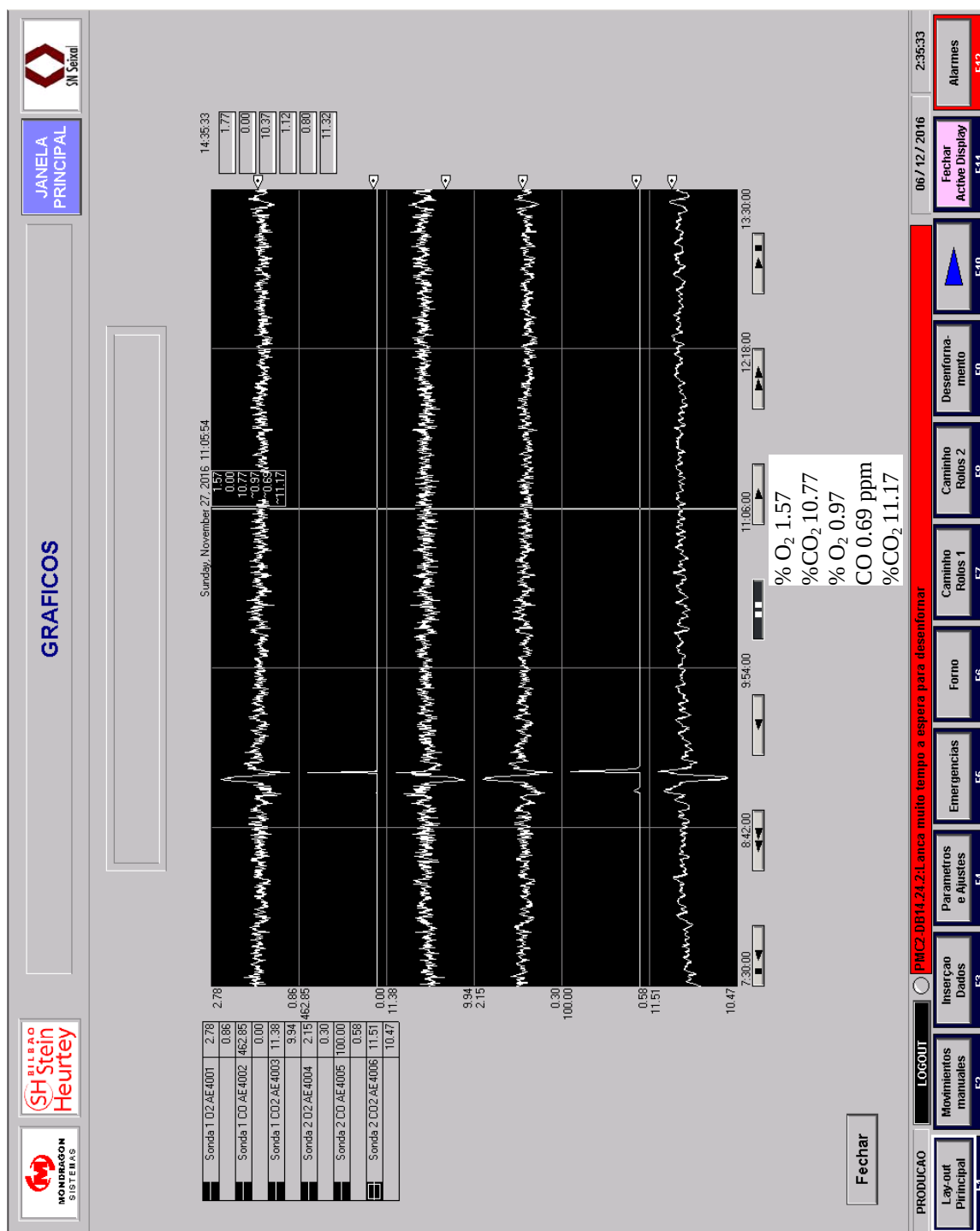


Figura 126 - Analisador dos gases de evacuação

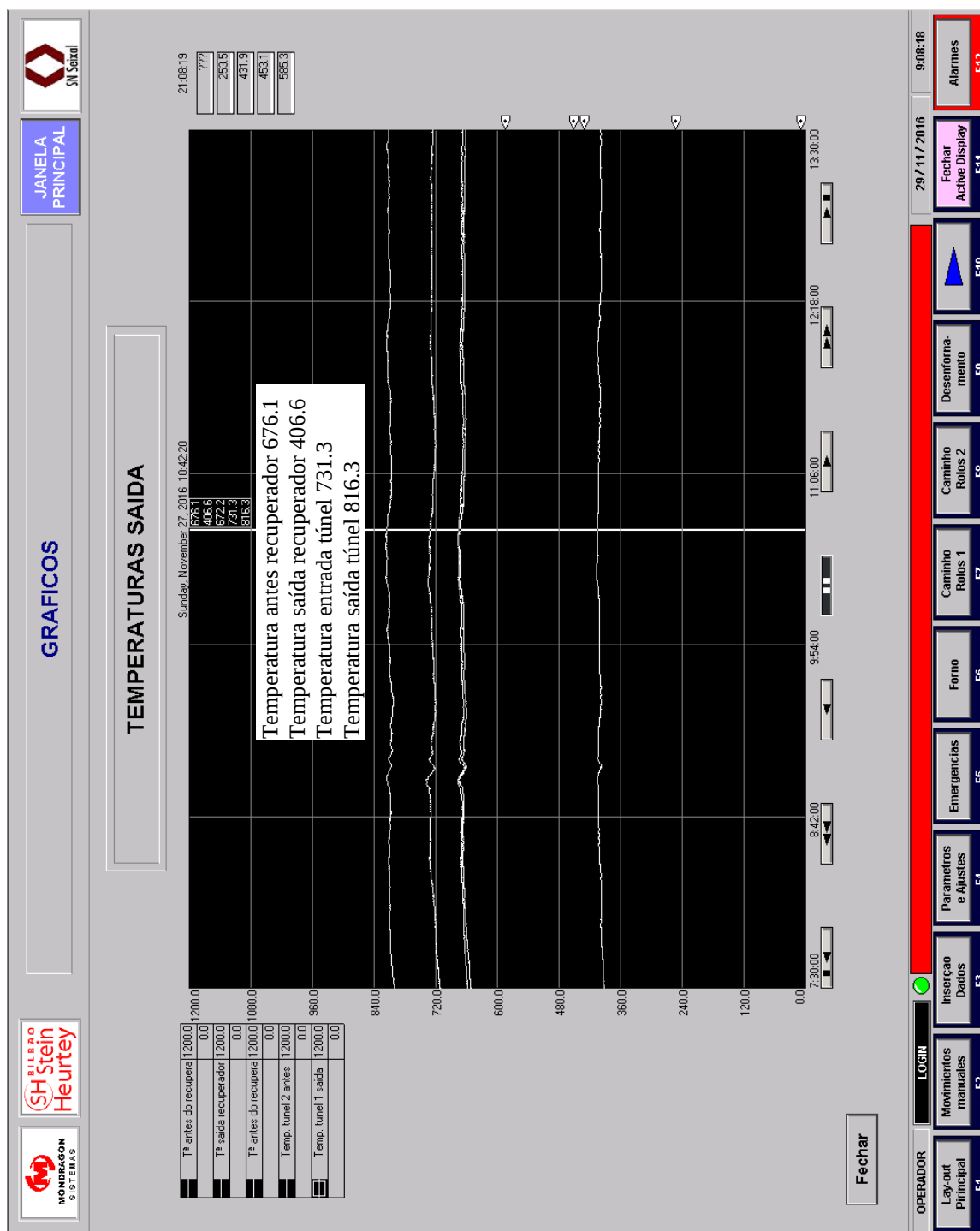


Figura 127 - Recuperador de calor

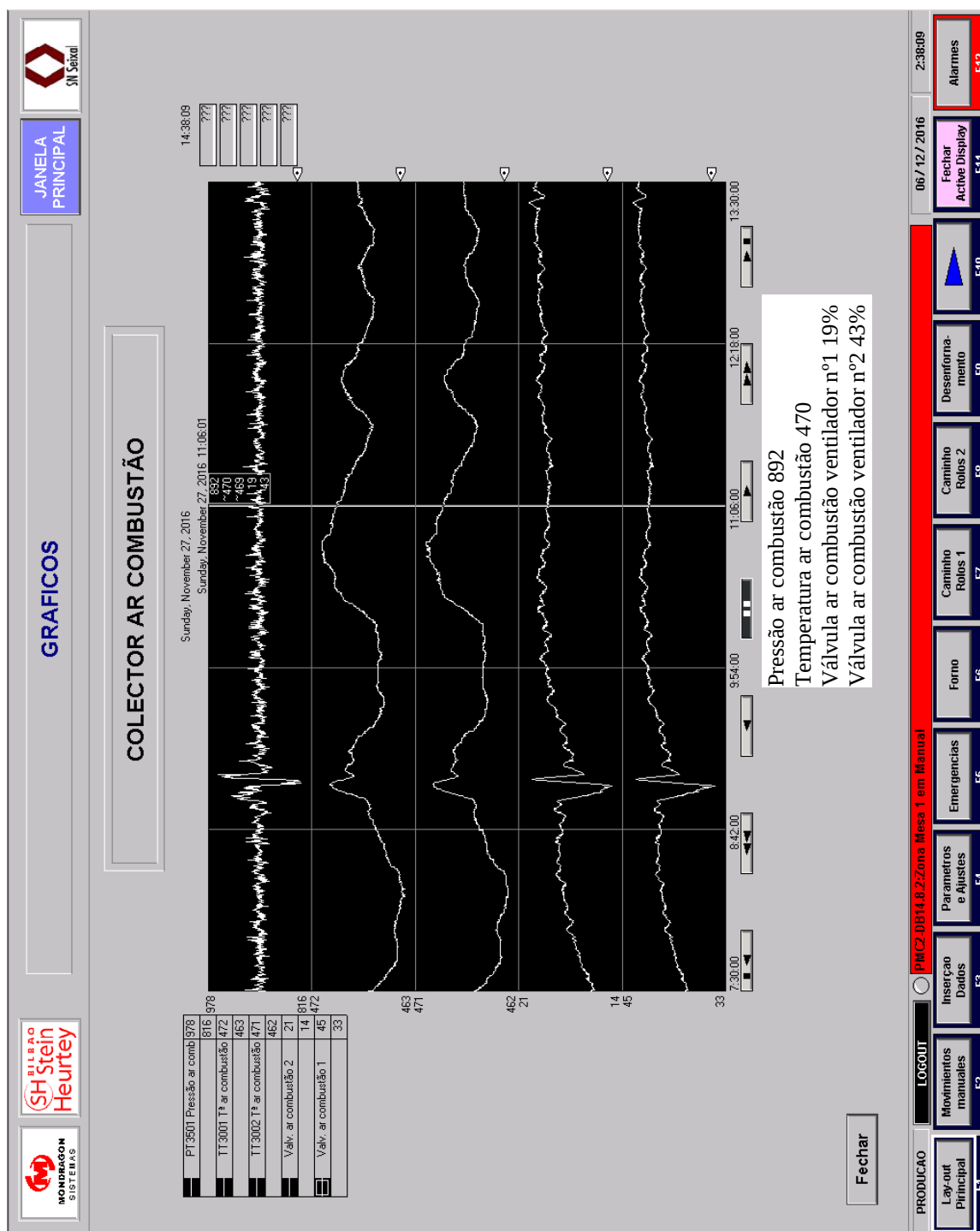


Figura 128 - Coletor de ar de combustão

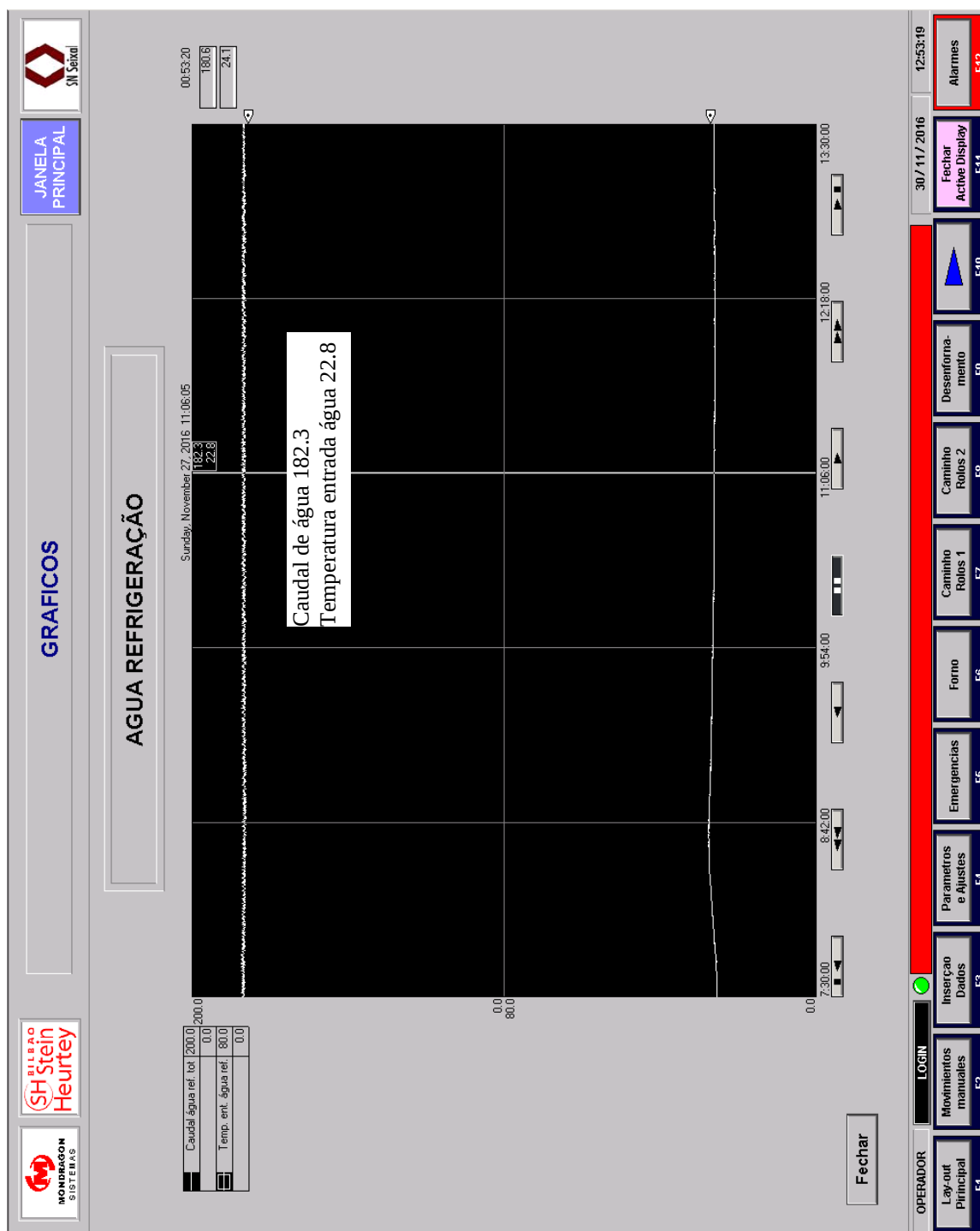


Figura 129 - Água de refrigeração

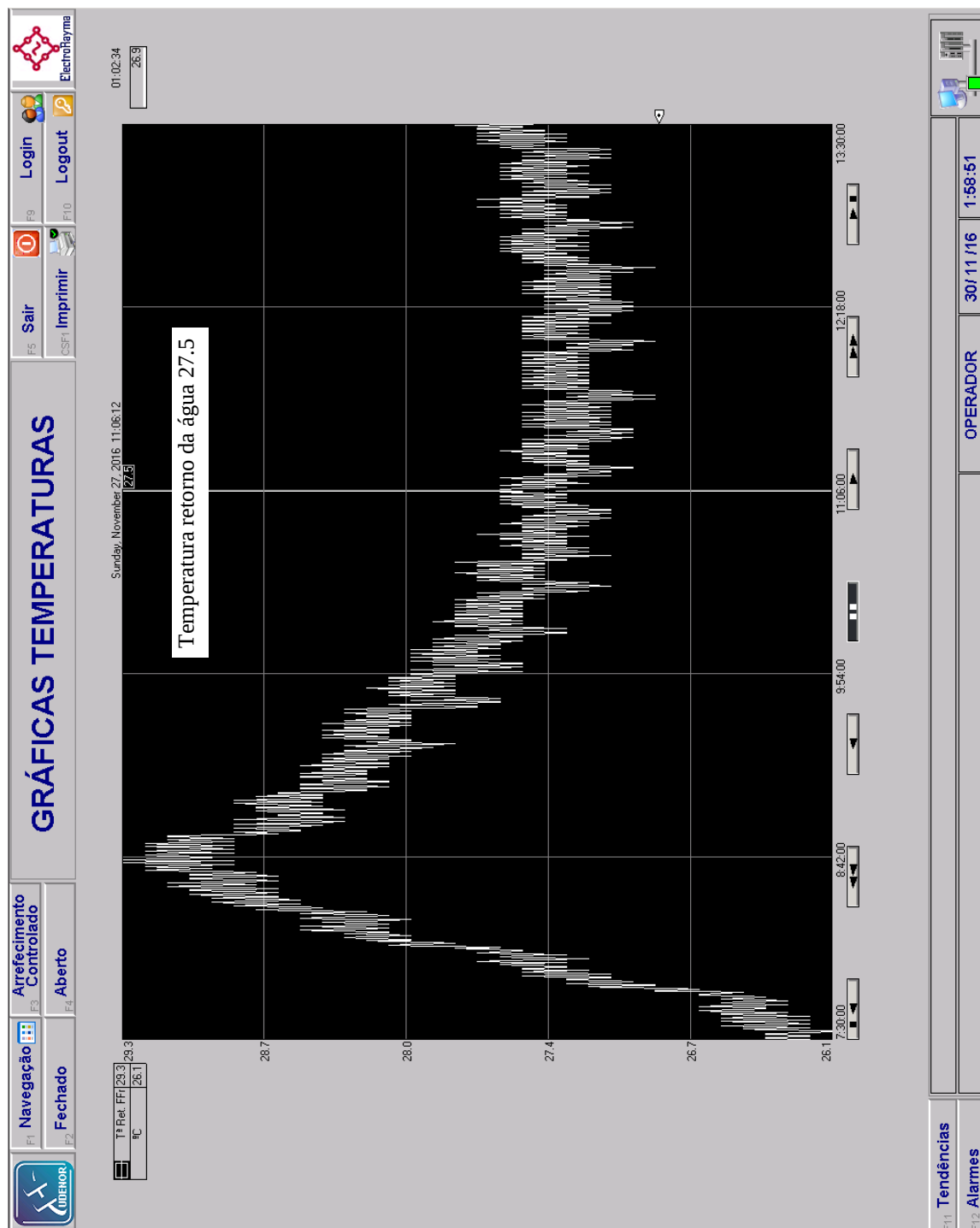


Figura 130 - Água de refrigeração

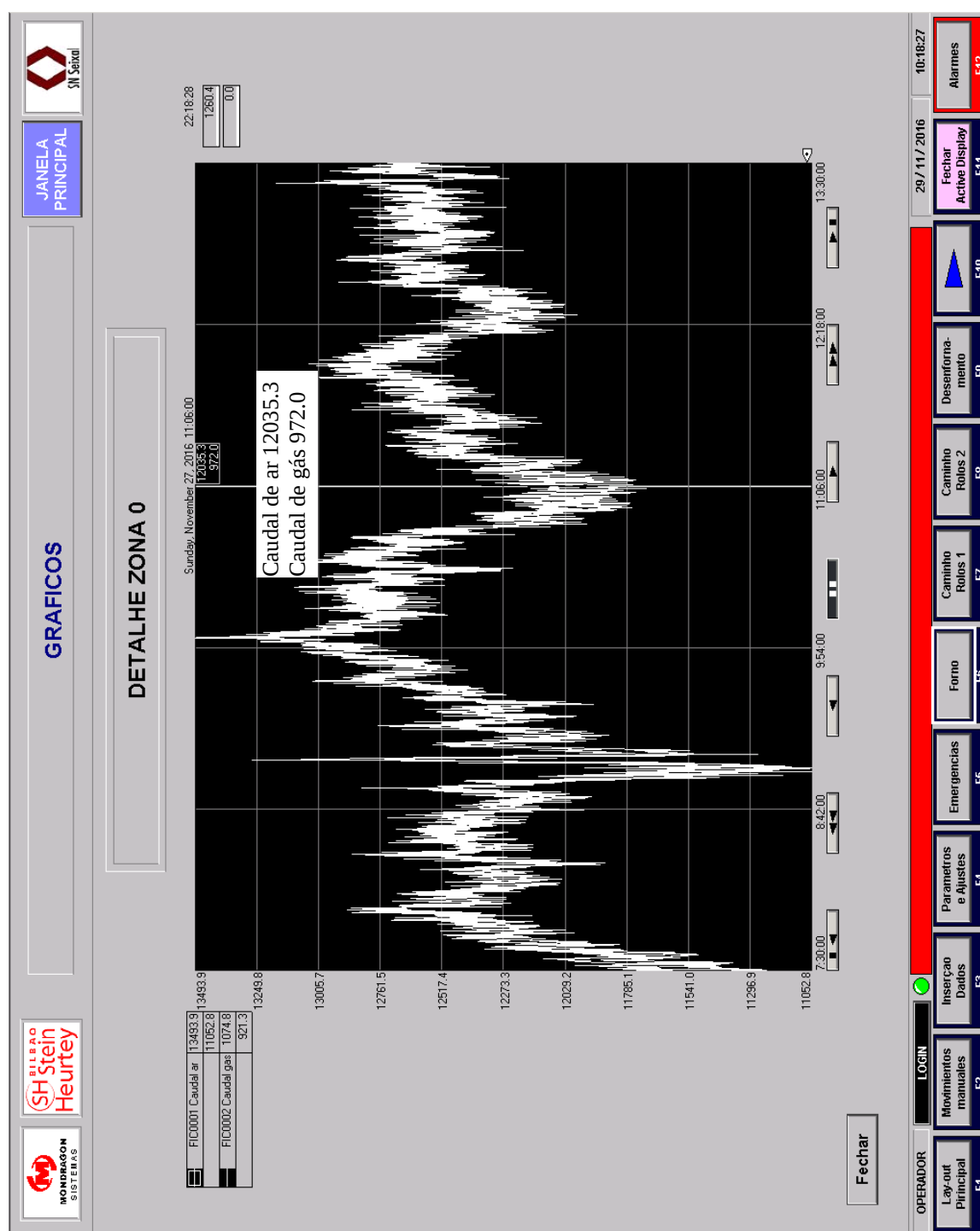


Figura 131 - Caudais ar e gás zona 0

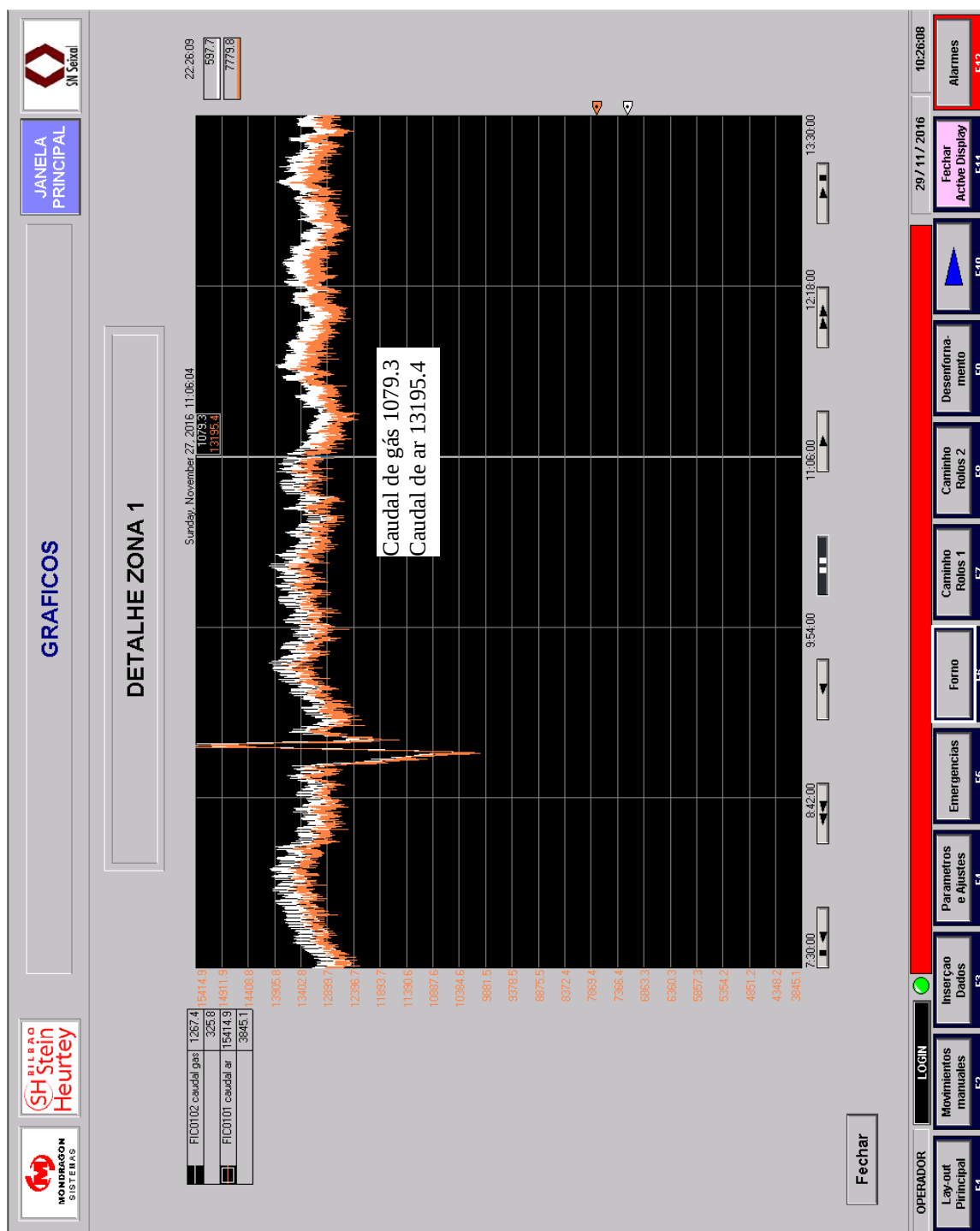


Figura 132 - Caudais ar e gás zona 1

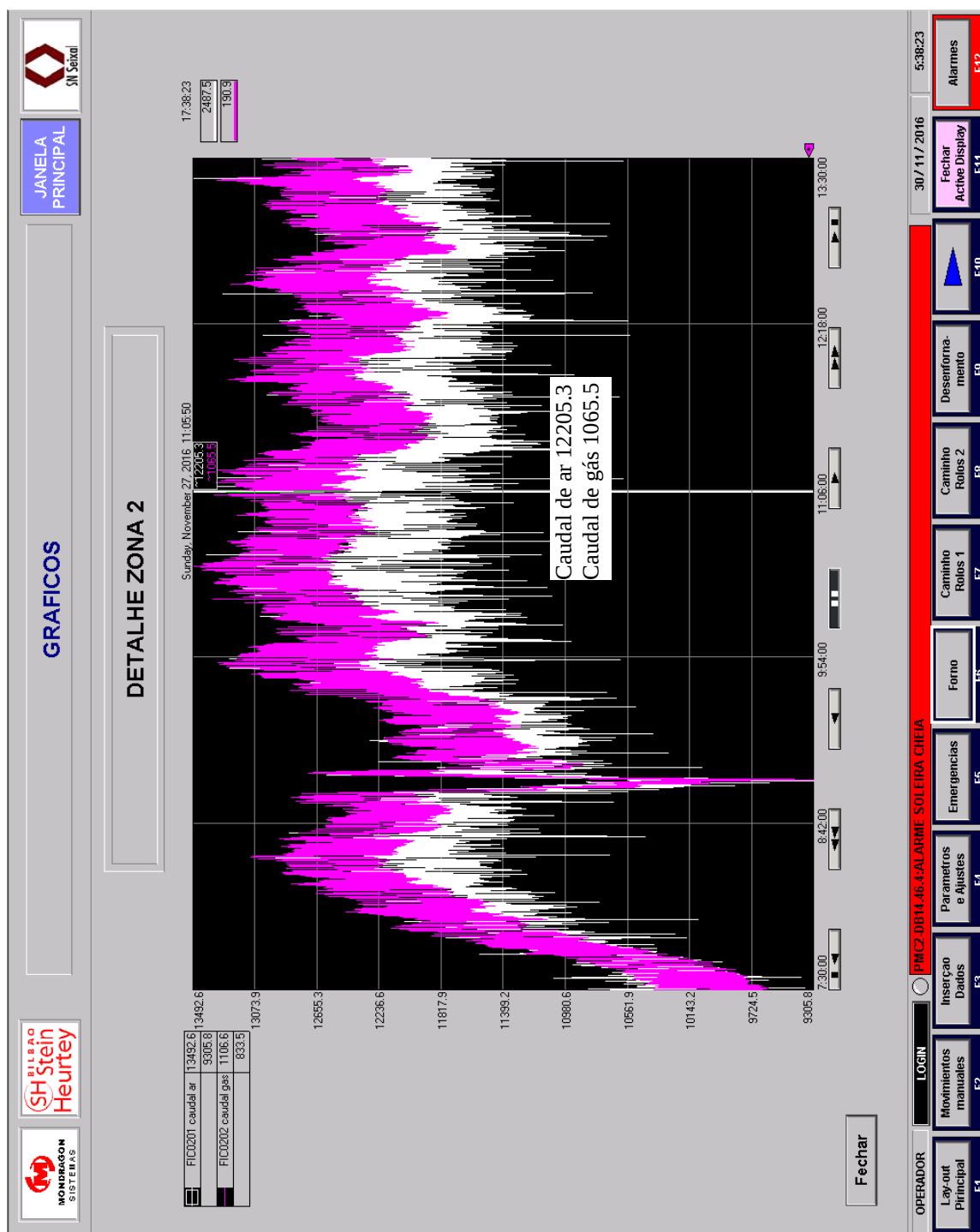


Figura 133 - Caudais de ar e gás zona 2

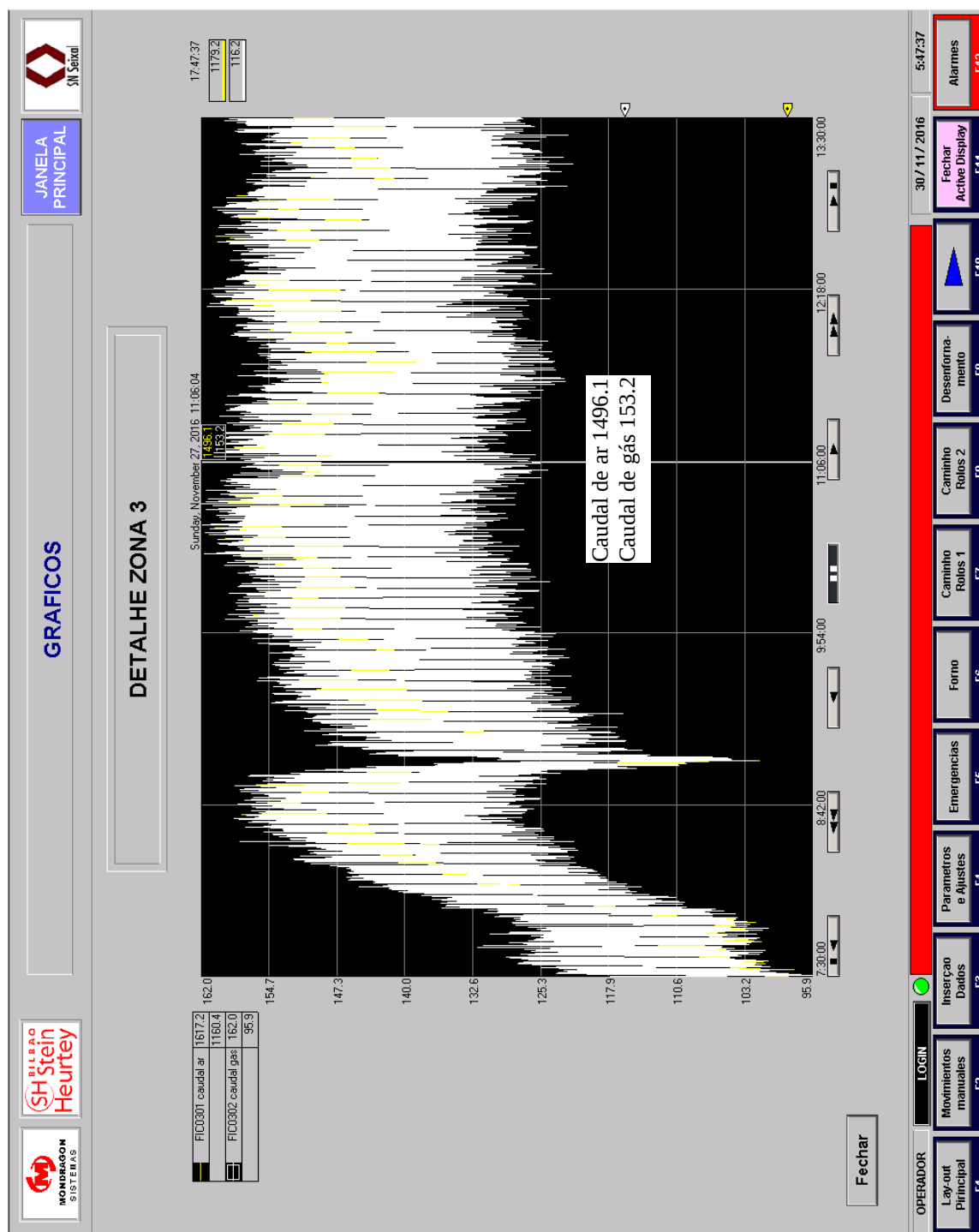


Figura 134 - Caudais ar e gás zona 3

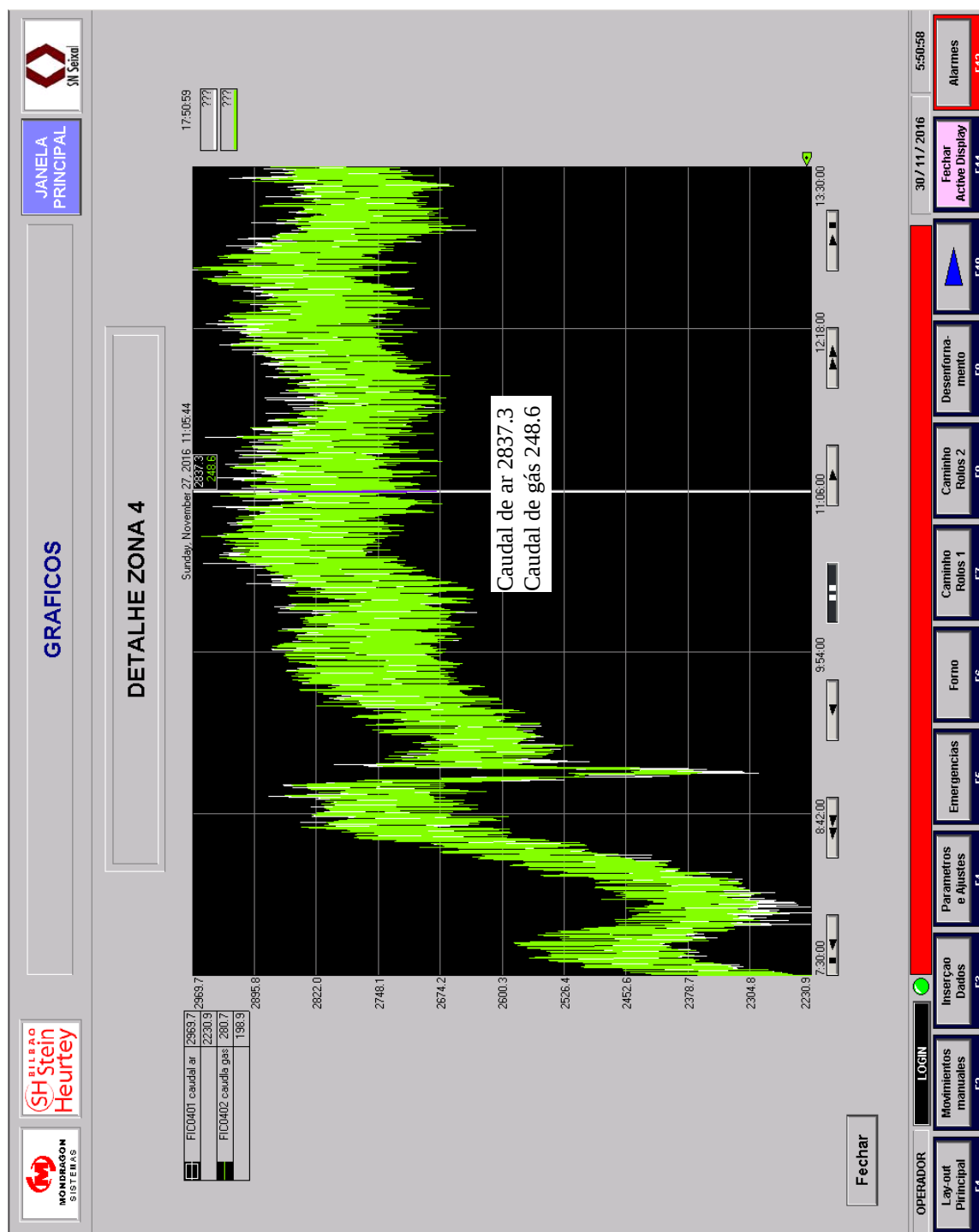


Figura 135 - Caudais de ar e gás zona 4

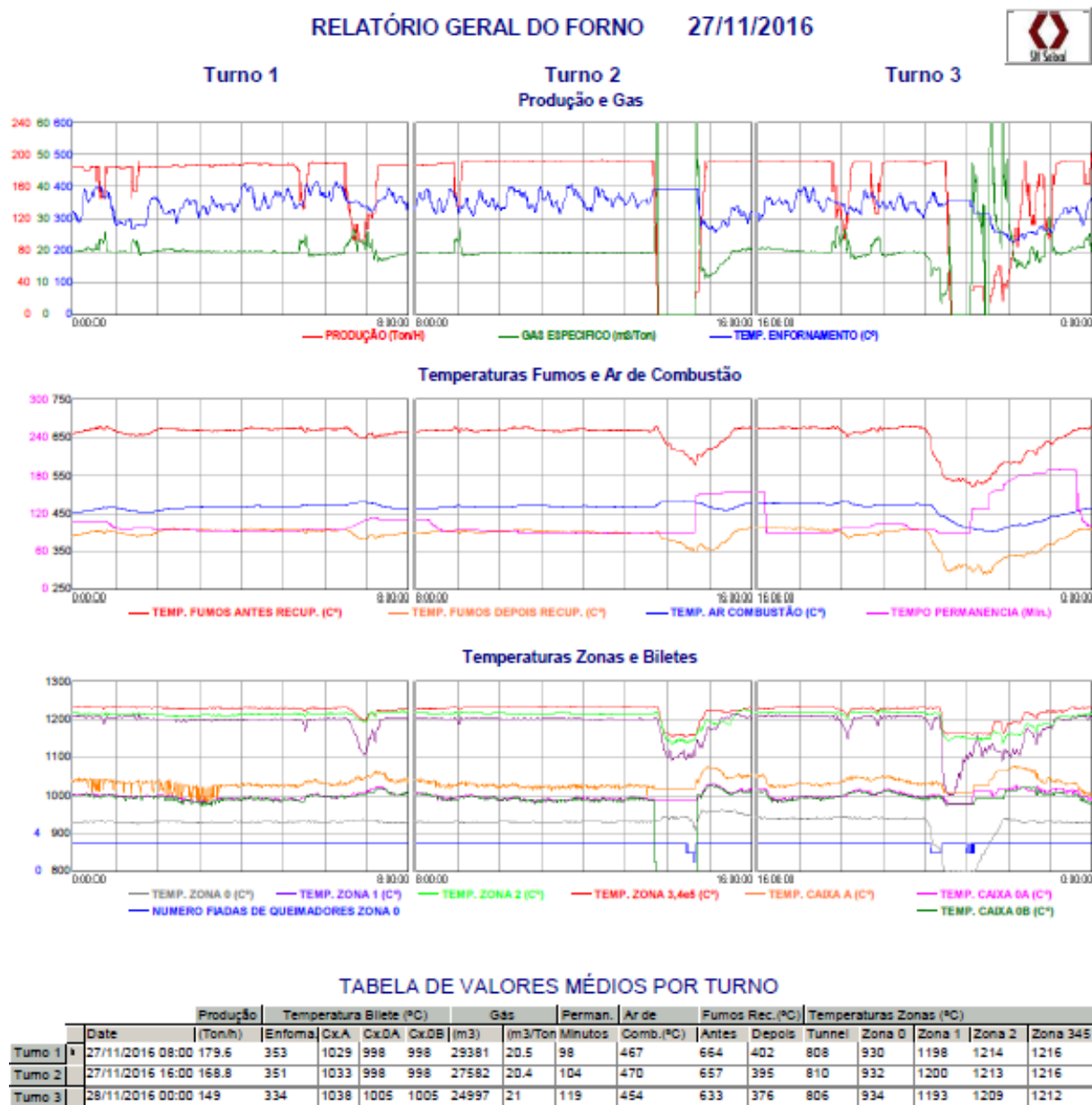


Figura 137 - Relatório diário do forno

	C1	C2	C3	i-C4	n-C4	i-C5	n-C5	C6+	d. normal	PCI	PCS
	Metano %Mol	Etano %Mol	Propano %Mol	i- Butano %Mol	n- Butano %Mol	i- Pentano %Mol	n-Pentano %Mol	%Mol	kg/m3	kWh/m3(n)	kWh/m3(n)
01-nov-16	91,6481	6,4508	1,3213	0,1696	0,1447	0,0198	0,0062	0,0000	0,7828	10,7377	11,8847
02-nov-16	91,4389	6,5942	1,4192	0,1921	0,1903	0,0188	0,0053	0,0000	0,7855	10,7892	11,9403
03-nov-16	91,9025	5,7546	1,7254	0,2787	0,2486	0,0077	0,0021	0,0000	0,7863	10,8062	11,9588
04-nov-16	92,3834	5,7532	1,1413	0,1691	0,1774	0,0057	0,0023	0,0000	0,7770	10,6442	11,7841
05-nov-16	92,4489	5,6320	1,1781	0,1765	0,1598	0,0075	0,0035	0,0000	0,7767	10,6359	11,7751
06-nov-16	92,6084	5,6038	1,0751	0,1595	0,1426	0,0056	0,0026	0,0000	0,7745	10,6085	11,7458
07-nov-16	92,4422	5,8302	1,1095	0,1656	0,1501	0,0053	0,0020	0,0000	0,7760	10,6448	11,7850
08-nov-16	92,3582	5,9305	1,1310	0,1705	0,1546	0,0060	0,0025	0,0000	0,7769	10,6638	11,8056
09-nov-16	92,2664	6,0437	1,1541	0,1727	0,1519	0,0069	0,0027	0,0000	0,7777	10,6808	11,8240
10-nov-16	92,3508	5,9058	1,1309	0,1702	0,1507	0,0071	0,0023	0,0000	0,7769	10,6576	11,7987
11-nov-16	92,1860	5,9705	1,2480	0,1892	0,1805	0,0070	0,0020	0,0000	0,7793	10,6984	11,8428
12-nov-16	92,3397	5,7707	1,2382	0,1881	0,1670	0,0072	0,0025	0,0000	0,7781	10,6711	11,8133
13-nov-16	92,3847	5,7254	1,2291	0,1852	0,1705	0,0056	0,0020	0,0000	0,7776	10,6647	11,8064
14-nov-16	92,2662	5,8645	1,2585	0,1894	0,1690	0,0085	0,0022	0,0000	0,7746	10,6781	11,8260
15-nov-16	92,4196	5,6996	1,2226	0,1848	0,1676	0,0073	0,0026	0,0000	0,7774	10,6616	11,8030
16-nov-16	92,3678	5,7621	1,2372	0,1879	0,1685	0,0069	0,0029	0,0000	0,7779	10,6725	11,8148
17-nov-16	92,0756	6,0756	1,2911	0,1966	0,1751	0,0075	0,0026	0,0000	0,7804	10,7184	11,8642
18-nov-16	92,1847	6,1151	1,1732	0,1711	0,1501	0,0074	0,0028	0,0000	0,7783	10,6895	11,8333
19-nov-16	92,4007	5,9128	1,1106	0,1569	0,1451	0,0091	0,0027	0,0000	0,7763	10,6534	11,7944
20-nov-16	92,4165	5,9110	1,1141	0,1581	0,1409	0,0092	0,0027	0,0000	0,7761	10,6544	11,7955
21-nov-16	92,3917	5,9361	1,1209	0,1626	0,1401	0,0102	0,0033	0,0000	0,7764	10,6602	11,8017
22-nov-16	92,1352	6,1275	1,2191	0,1786	0,1637	0,0088	0,0033	0,0000	0,7792	10,7063	11,8514
23-nov-16	92,1799	6,0612	1,2290	0,1828	0,1614	0,0069	0,0025	0,0000	0,7790	10,7010	11,8456
24-nov-16	92,0341	6,1921	1,2579	0,1857	0,1706	0,0072	0,0024	0,0000	0,7803	10,7211	11,8673
25-nov-16	91,8848	6,3519	1,2831	0,1900	0,1716	0,0077	0,0025	0,0000	0,7814	10,7425	11,8903
26-nov-16	91,9360	6,2658	1,2913	0,1938	0,1828	0,0083	0,0029	0,0000	0,7814	10,7403	11,8879
27-nov-16	91,8976	6,3800	1,2612	0,1838	0,1699	0,0083	0,0020	0,0000	0,7812	10,7414	11,8892
28-nov-16	92,1495	6,1483	1,2088	0,1758	0,1615	0,0085	0,0028	0,0000	0,7790	10,7068	11,8520
29-nov-16	91,8628	6,2356	1,4012	0,2107	0,2009	0,0080	0,0023	0,0000	0,7829	10,7669	11,9166
30-nov-16	92,0936	5,4206	1,8017	0,2917	0,3209	0,0042	0,0014	0,0000	0,7866	10,8118	11,9648
Média	92,1818	5,9808	1,2528	0,1862	0,1716	0,0081	0,0027	0,0000	0,7791	10,6976	11,8421
Máximo	92,6084	6,5942	1,8017	0,2917	0,3209	0,0198	0,0062	0,0000	0,7866	10,8118	11,9648
Mínimo	91,4389	5,4206	1,0751	0,1569	0,1401	0,0042	0,0014	0,0000	0,7745	10,6085	11,7458

Figura 138 - Características do gás natural

Anexo 3 – Relatórios de calibração do servomex



Serviços Técnicos

TECNILAB PORTUGAL, SA

Rua Gregório Lopes Lote 1512 B

1449-041 LISBOA

Telefone: 21 722 08 70

Fax: 21 760 45 50

Email: assistencia@tecnilab.pt

www.tecnilab.pt

RELATÓRIO TÉCNICO

Processo n.º M160003

Cliente	SN Seixal – Siderurgia Nacional SA		
Motivo do serviço	☐ Assistência Técnica ☐ Comissionamento ☒ Outro: Contrato Inspeção e Calibração de analisador Servomex 4900 da combustão do forno zona norte		
Local de instalação	SN Seixal - Laminagem		
Processo n.º	Encomenda nº 2015/9913	Data	25/10/2016

De acordo com contrato de prestação de serviços, referente à encomenda da SN Seixal nº 2015/9913, foi realizado a 25/10/2016, o serviço de Inspeção e calibração ao analisador de gases para análise da qualidade dos fumos de combustão do forno da laminagem com os seguintes resultados:

O analisador foi inspecionado e calibrado com recurso a gases de calibração certificados tendo corrido tudo dentro da normalidade.

Na resposta do analisador à passagem dos gases de calibração e ao diagnóstico das medidas internas dos sensores, e à inspeção visual geral ao circuito de amostragem, não foram evidenciados problemas no funcionamento do analisador.

As saídas de corrente em todos os canais de medida foram verificadas e confirmado os valores no DCS.

O presente relatório é complementado com ficha de Calibração nº M160003_2 e certificados das garrafas.

Tecnilab Portugal S.A.
Serviços Técnicos

O Técnico: Nuno Alexandre

Data: 25/10/2016

Figura 139 - Relatório de calibração do servomex (25/10)

 <b style="font-size: 24px;">Tecnilab DIVISÃO DE SERVIÇOS TÉCNICOS	TECNILAB PORTUGAL, SA Rua Gregório Lopes, Lote 1512 B 1449-041 Lisboa Telefone: 21 7220870 Fax: 21 7264550 Mail: assistencia@tecnilab.pt www.tecnilab.pt
---	---

FICHA DE INSPEÇÃO E CALIBRAÇÃO

Ficha de calibração nº	M160003_2	Data de emissão	25/10/2016
Cliente	SN Seixal, Siderurgia Nacional, SA		
Equipamento	Analisador de gases de combustão do forno zona norte		
Marca	SERVOMEX	Modelo	ServoPro 4900C1
		Nº Série	653113

Composição do analisador

Gás	Tipo Transdutor	Nº Série	Gama de medida
O2	PM - 04000990	16693	0 – 25,00% O2
CO2	IR – 04000950C	4311	0 – 15,00% CO2
CO	Gfx – 01210701A	3118	0 – 100,00ppm CO

Resultados da calibração:

Canal	Gás	ZERO				SPAN			
		Conc.	V. lido	Cal (S/N)	V. atual	Conc.	V. lido	Cal (S/N)	V. atual
I1	O2	0,00	0,1%	S	0,0	4,99%	5,1%	S	5,0
I2	CO2	0,038	0,4%	S	0,038	15,00%	14,7%	S	15,0
I3	CO	0,1	-2,3ppm	S	0,1	501,0ppm	496,8%	S	500,6

Obs: Valores lidos na medida de CO com flutuação < ± 0,5ppm (dentro da especificação do fabricante)

Gases de calibração						
Canal	Calibração de ZERO			Calibração de SPAN		
	Tipo gás	Concentração	Lote garrafa	Tipo gás	Concentração	Lote garrafa
I1	N2	0,00%	62031100069004	O2	4,99%	62031100316909
I2	Ar	0,038%	Ar ambiente	CO2	15,00%	62031100263880
I3	Ar	0,10ppm	Ar ambiente	CO	501,0ppm	62031100263880

Inspeção e teste ao analisador:

Estado geral do analisador:	Tempo resposta:	Ok	Relés:	Ok	mA out:	Ok
Medidas de diagnóstico verificado: Ambas as medidas de diagnóstico verificado no analisador encontram-se dentro dos valores admissíveis						
Resposta dos transdutores:	O2	Ok	CO2	Ok	CO	Ok

Notas: O analisador encontra-se a responder corretamente à passagem dos gases de calibração.
Desvios verificados no período de tempo entre calibrações dentro dos limites expectáveis.

Responsável	Nuno Alexandre	Data de execução	25/10/2016
--------------------	----------------	-------------------------	------------

Figura 140 - Certificado de calibração do servomex (25/10)

QP-151

Certificado Nº.
Data de emissão / Date of issue
Garrafa nº. / Cylinder no.
Página nº. / Page number

1
31/08/2015
62031100069004

Certificado de Conformidade – Conformity Certificate

Azoto 5.3 (Pureza $\geq 99,9993\%$) / Nitrogen 5.3 (Purity $\geq 99,9993\%$)

Garrafa / Cylinder			
Tipo de garrafa / Cylinder type		Válvula / Cylinder connection	Pressão de enchimento / Cylinder pressure (15°C)
10 litros / liter		NF tipo C / NF type C	200 bar
			Volume de Gás / Gas Volume (15°C, 1,013 bar)
			1,9 m ³
Impurezas / Impurities		Limite / Limit	Unidade / Unit
Oxigénio / Oxygen	O ₂	≤ 2	ppm
Humidade / Moisture	H ₂ O	≤ 2	ppm
Hydrocarbonetos / Hydrocarbons	C _n H _m	$\leq 0,1$	ppm
Temperatura de armazenagem e utilização / Recommended storage and usage temperature:			
		de/from 5°C até, up to 25°C	
Pressão mínima utilização / Minimum utilization pressure:			
		5 bar	
Comentários / Comments:			
Local de produção / Production site:		Alenquer, Portugal	

Esta declaração de conformidade foi elaborada por meios informáticos e é válida sem assinaturas. / This conformity certificate was generated by computer resources and is valid without signature.

Responsável / Responsible: Paulo Granadeiro

Linde Portugal, Lda.
Av. Infante D. Henrique, Lt. 21/24, 1800-217 Lisboa
Tel +351 218 310 424, Fax +351 218 599 844
www.linde.pt, comercial@pt.linde-gas.com

Delegação Norte
Unidade J, Loteamento Vilar do Senhor, 4470-777 Vila Nova da Telha
Tel +351 229 998 380, Fax +351 229 964 039

Data da última revisão: 01.04.2014



Certificado HiQ® / HiQ® Certificate

Página 1 de 1

TECNILAB PORTUGAL-SOCIEDADE
PLANEAMENTO CIENTIFICO,SA.
R.GREGÓRIO LOPES, LT 1512 B
P-1449-041 LISBOA

Encomenda número: 103000402466/1
Garrafa número: 62031100316909
Proprietário da garrafa: Garrafa Linde
Volume da garrafa (l): 13,40

CERTIFICADO DE ANÁLISE DIN EN ISO 6141

Componentes	Valor nominal	Valor analítico	Incerteza relativa em % ¹⁾
Oxigenio	5,00 %	4,99 %	± 1
Azoto	Resto		

As indicações em percentagem e ppm devem ser interpretadas como partes ideais em volume. Em todas as indicações de volume consideram-se condições PTN (1013 mbar; 273,15 K)

¹⁾ expresso como Incerteza analítica expandida (factor de expansão $k = 2$)

Pressão (15° C):	aprox. 150 bar	Temperatura mínima de armazenagem:	N/A
Conteúdo:	2.010,00 l	Pressão mínima de utilização:	5 bar
Estabilidade:	24 meses	Temperatura de utilização:	10 °C - 30 °C
Válvula:	DIN 14	Peso líquido (Kg):	2,335
Nossa encomenda:	315589232 / 000020		
Vossa encomenda:	ECF A/2649		

Data de preparação: 04.01.2016 Responsável: Paulo Prazeres
Este certificado foi gerado automaticamente após verificação meticolosa e é válido sem assinatura.
Linde Portugal, Lda. - Av. Infante D. Henrique, Lt. 21/24, 1800-217 Lisboa
Tel +351 218 310 424, Fax +351 218 599 844, www.linde.pt, comercial@pt.linde-gas.com



Certificado HiQ® / HiQ® Certificate

TECNILAB PORTUGAL-SOCIEDADE
PLANEAMENTO CIENTIFICO,SA.
R.GREGÓRIO LOPES, LT 1512 B
P-1449-041 LISBOA

Encomenda número: 103000316184/1
Garrafa número: 62031100263880
Proprietário da garrafa: Garrafa Linde
Volume da garrafa (l): 13.40

Página 1 de 1

CERTIFICADO DE ANÁLISE DIN EN ISO 6141

Componentes	Valor nominal	Valor analítico	incerteza relativa em % 1)
Monóxido de Carbono	500 ppm	501 ppm	± 2
Dióxido de Carbono	15,0 %	15,0 %	± 1
Ar Sintético	Resto		

As indicações em percentagem e ppm devem ser interpretadas como partes ideais em volume. Em todas as indicações de volume consideram-se condições PTN (1013 mbar; 273,15 K)
1) expresso como incerteza analítica expandida (factor de expansão $k = 2$)

Pressão (15° C):	aprox. 150 bar	Temperatura mínima de armazenagem:	N/A
Conteúdo:	2 010,00 l	Pressão mínima de utilização:	5 bar
Estabilidade:	36 meses	Temperatura de utilização:	10 °C - 30 °C
Válvula:	DIN 14	Peso líquido (Kg):	2,755
Nossa encomenda:	315450525 / 000020		
Vossa encomenda:	4500031180		

Data de preparação: 21.01.2014 Responsável: Paulo Prazeres
Este certificado foi gerado automaticamente após verificação meticulosa e é válido sem assinatura.
Linde Portugal, Lda - Av. Infante D. Henrique, Lt. 21/24, 1800-217 Lisboa
Tel +351 218 310 424, Fax +351 218 599 844, www.linde.pt, comercial@pt.linde-gas.com



Serviços Técnicos

TECNILAB PORTUGAL, SA
Rua Gregório Lopes, Lote 1512 b
1449-041 LISBOA
Telefone: 21 7220870
Fax: 21 7264550
Mail: assistencia@tecnilab.pt
www.tecnilab.pt

RELATÓRIO TÉCNICO

Processo n.º M170001

Cliente	SN Seixal – Siderurgia Nacional SA		
Motivo do serviço	☐ Assistência Técnica ☐ Comissionamento ☐ Manutenção ☒ Verificação/Calibração Inspeção e Calibração de analisador Servomex 4900 da combustão do forno zona norte.		
Local de instalação	SN Seixal - Laminagem		
Pedido	Eng. Manuel Baião	Data	
Técnico Executante:	Nuno Alexandre	Data	15/05/2017

Exmo. Sr.,

De acordo com contrato de prestação de serviços, referente à encomenda da SN Seixal nº 2016/8451, foi realizado a 15/05/2017, o serviço de Inspeção e calibração ao analisador de gases para análise da qualidade dos fumos de combustão do forno da laminagem com os seguintes resultados:

Motivo da Intervenção Técnica:

- Calibração de Calibração de analisador Servomex 4900 da combustão do forno zona norte.

Diagnóstico/Resolução:

- O analisador foi inspecionado e calibrado com recurso a gases de calibração certificados tendo corrido tudo dentro da normalidade.
- Na resposta do analisador à passagem dos gases de calibração e ao diagnóstico das medidas internas dos sensores, e à inspeção visual geral ao circuito de amostragem, não foram evidenciados problemas no funcionamento do analisador.

- As saídas de corrente em todos os canais de medida foram verificadas e confirmado os valores no DCS.

- O presente relatório é complementado com ficha de Calibração nº M170001.

Intervenção:

Deslocação:	1	UN	Distância:	52	Km
Estadias:	0	Dias	Serviço Técnico:	3	Horas

Tecnilab Portugal S.A.
Serviços Técnicos

O Técnico: Nuno Alexandre

Data: 15/5/2017

Figura 141 - Relatório de calibração do servomex (15/05)

 Tecnilab DIVISÃO DE SERVIÇOS TÉCNICOS		TECNILAB PORTUGAL, SA Rua Gregório Lopes, Lote 1512 B 1449-041 Lisboa Telefone: 21 7220870 Fax: 21 7264550 Mail: assistencia@tecnilab.pt www.tecnilab.pt	
---	--	---	--

FICHA DE INSPEÇÃO E CALIBRAÇÃO

Ficha de calibração nº		M170001	Data de emissão		15/05/2017
Cliente		SN Seixal, Siderurgia Nacional, SA			
Equipamento		Analisador de gases de combustão do forno zona norte			
Marca	SERVOMEX	Modelo	ServoPro 4900C1	Nº Série	653113

Composição do analisador

Gás	Tipo Transdutor	Nº Série	Gama de medida
O2	PM - 04000990	16693	0 – 25,00% O2
CO2	IR – 04000950C	4311	0 – 15,00% CO2
CO	Gfx – 01210701A	3118	0 – 100,00ppm CO

Resultados da calibração:

Canal	Gás	ZERO				SPAN			
		Conc.	V. lido	Cal (S/N)	V. atual	Conc.	V. lido	Cal (S/N)	V. atual
I1	O2	0,00%	-0,1%	S	0,0%	4,99%	5,0%	S	5,0%
I2	CO2	0,038%	0,3%	S	0,038%	15,00%	15,1%	S	15,0%
I3	CO	0,1ppm	-2,2ppm	S	0,1ppm	501,0ppm	496,9ppm	S	501,0ppm

Obs: Valores lidos na medida de CO com flutuação < ± 0,5ppm (dentro da especificação do fabricante)

Gases de calibração

Canal	Calibração de ZERO			Calibração de SPAN		
	Tipo gás	Concentração	Lote garrafa	Tipo gás	Concentração	Lote garrafa
I1	N2	0,00%	62031100069004	O2	4,99%	62031100316909
I2	Ar	0,038%	Ar ambiente	CO2	15,00%	62031100263880
I3	Ar	0,10ppm	Ar ambiente	CO	501,0ppm	62031100263880

Inspeção e teste ao analisador:

Estado geral do analisador:	Tempo resposta:	Ok	Relés:	Ok	mA out:	Ok
Medidas de diagnóstico verificado: Ambas as medidas de diagnóstico verificado no analisador encontram-se dentro dos valores admissíveis						
Resposta dos transdutores:	O2	Ok	CO2	Ok	CO	Ok

Notas: O analisador encontra-se a responder corretamente à passagem dos gases de calibração.
Desvios verificados no período de tempo entre calibrações dentro dos limites expectáveis.

Responsável	Nuno Alexandre	Data de execução	15/05/2017
--------------------	----------------	-------------------------	------------

Figura 142 - Certificado de calibração do servomex (15/05)

Anexo 4 – Sistema de ventilação

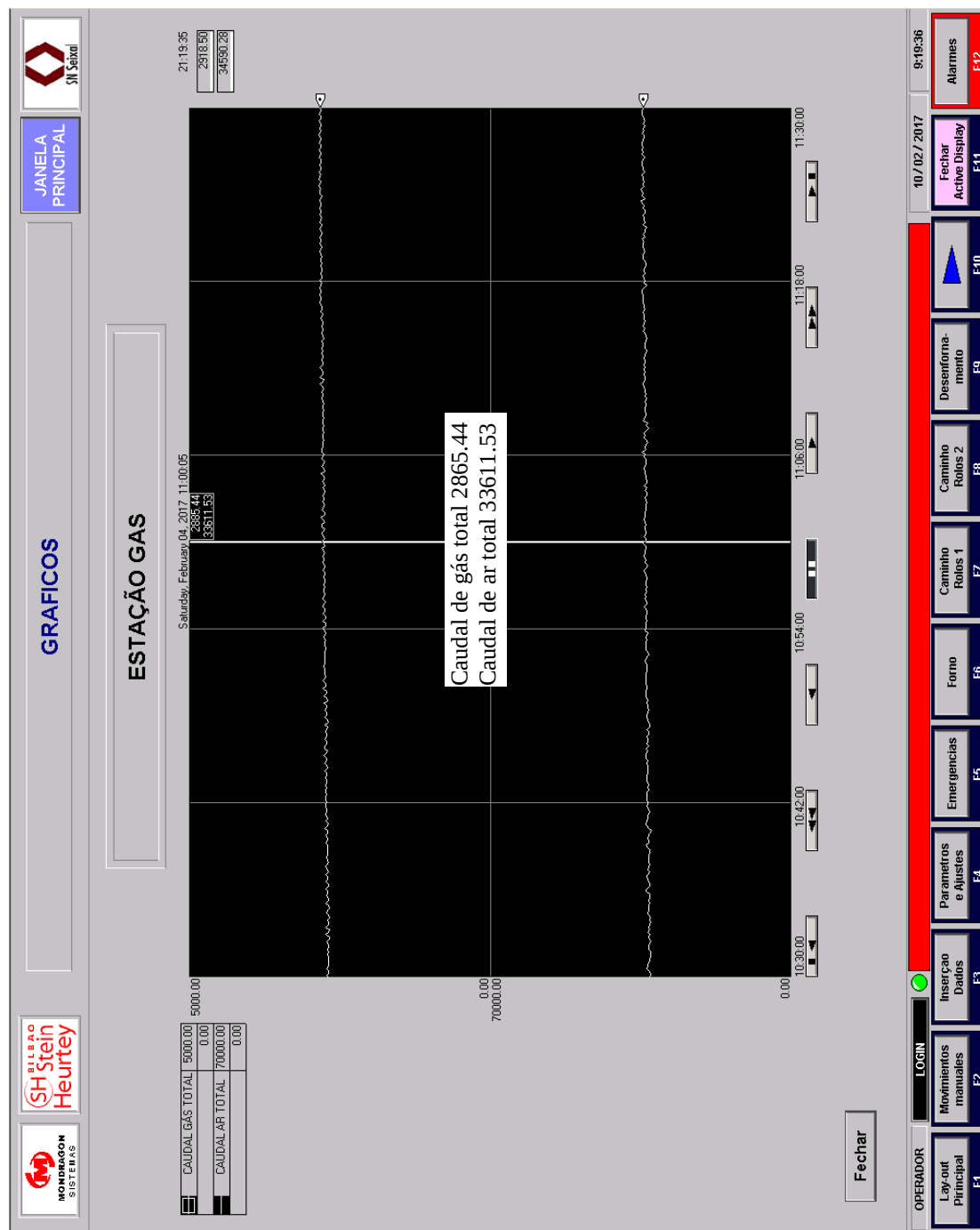


Figura 143 - Cauda de ar e gás

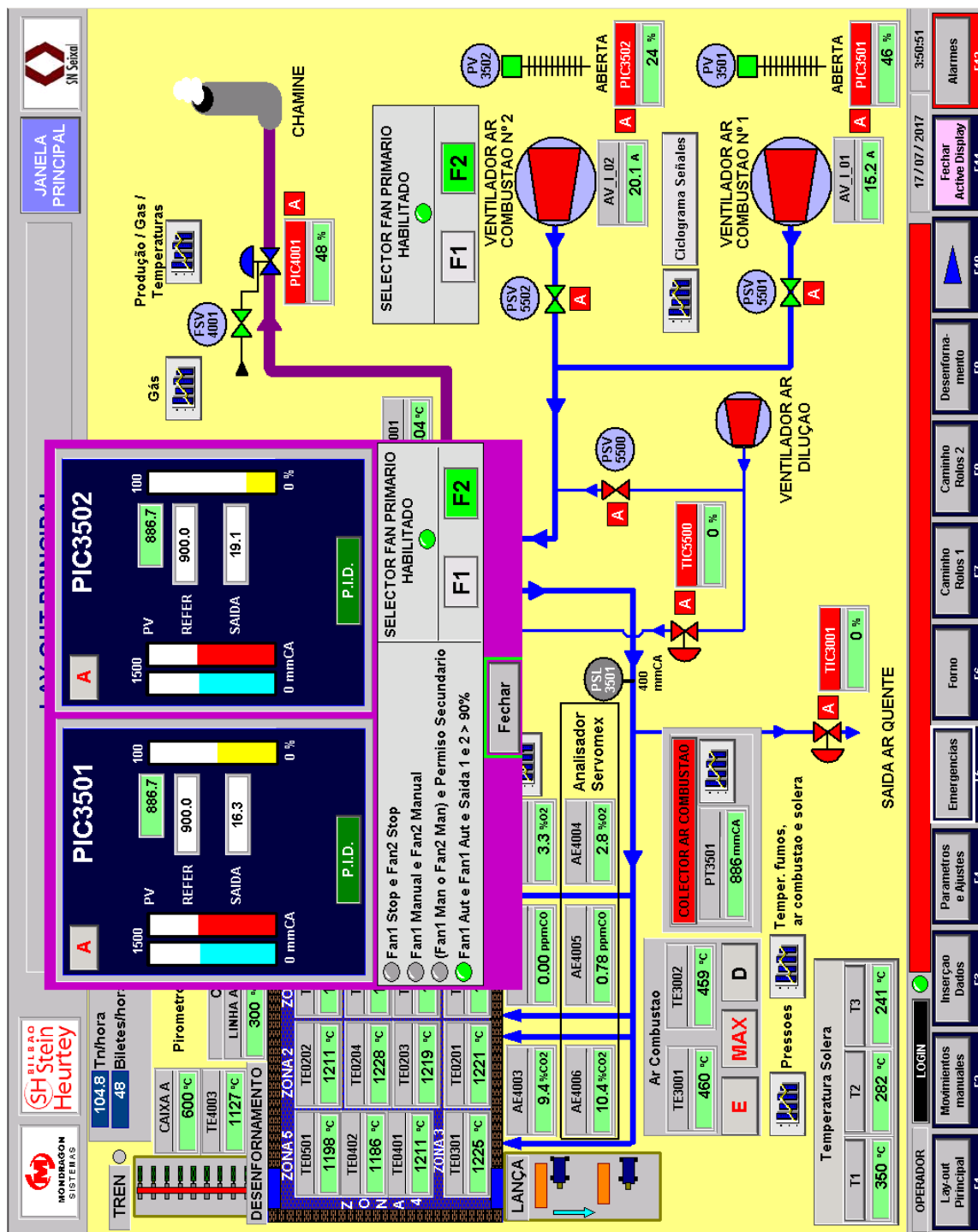


Figura 144 - Lay-out do sistema de ar de combustão

Anexo 5 – Dados da 2ª Análise Energética

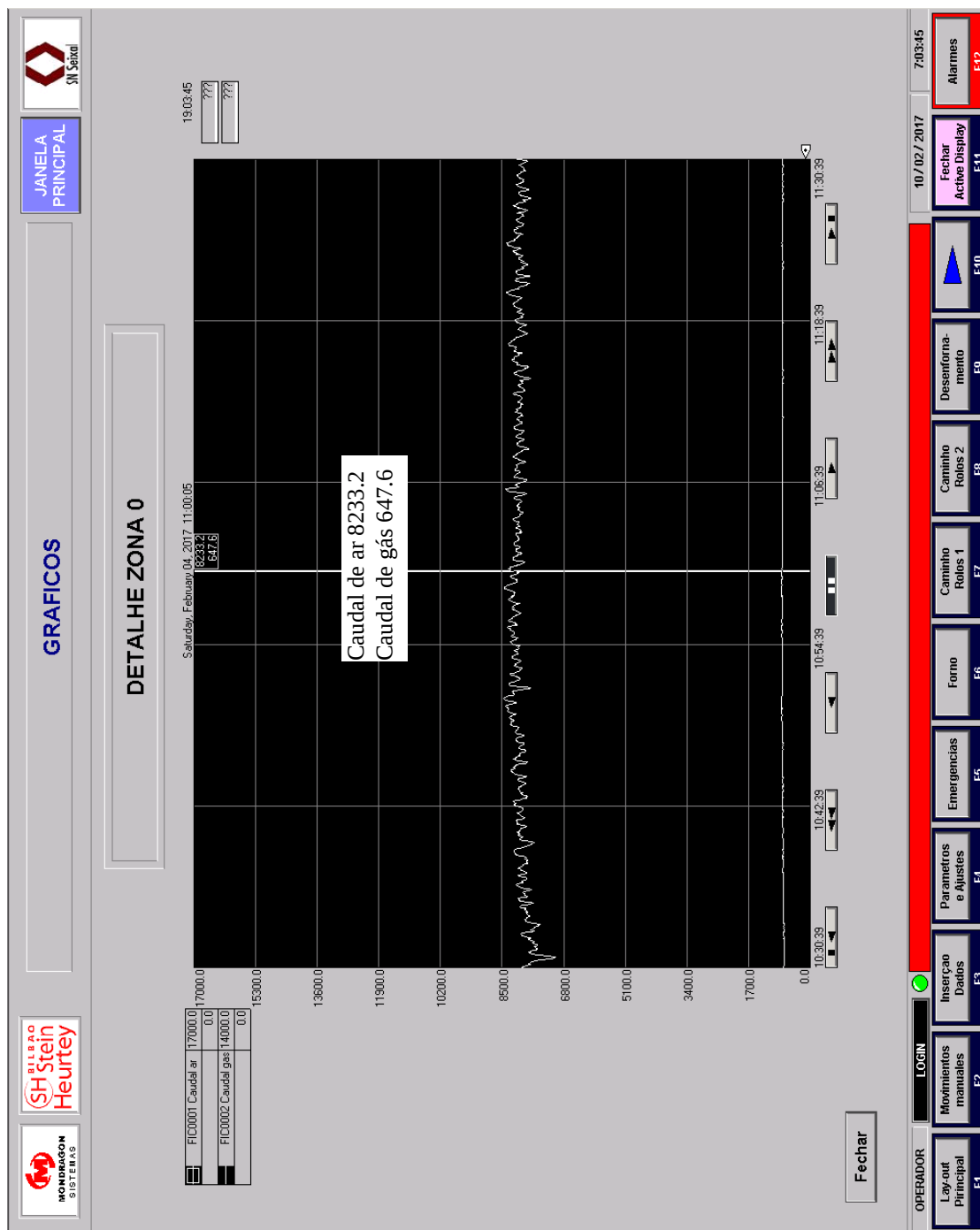


Figura 145 - Caudal de ar e gás da zona 0

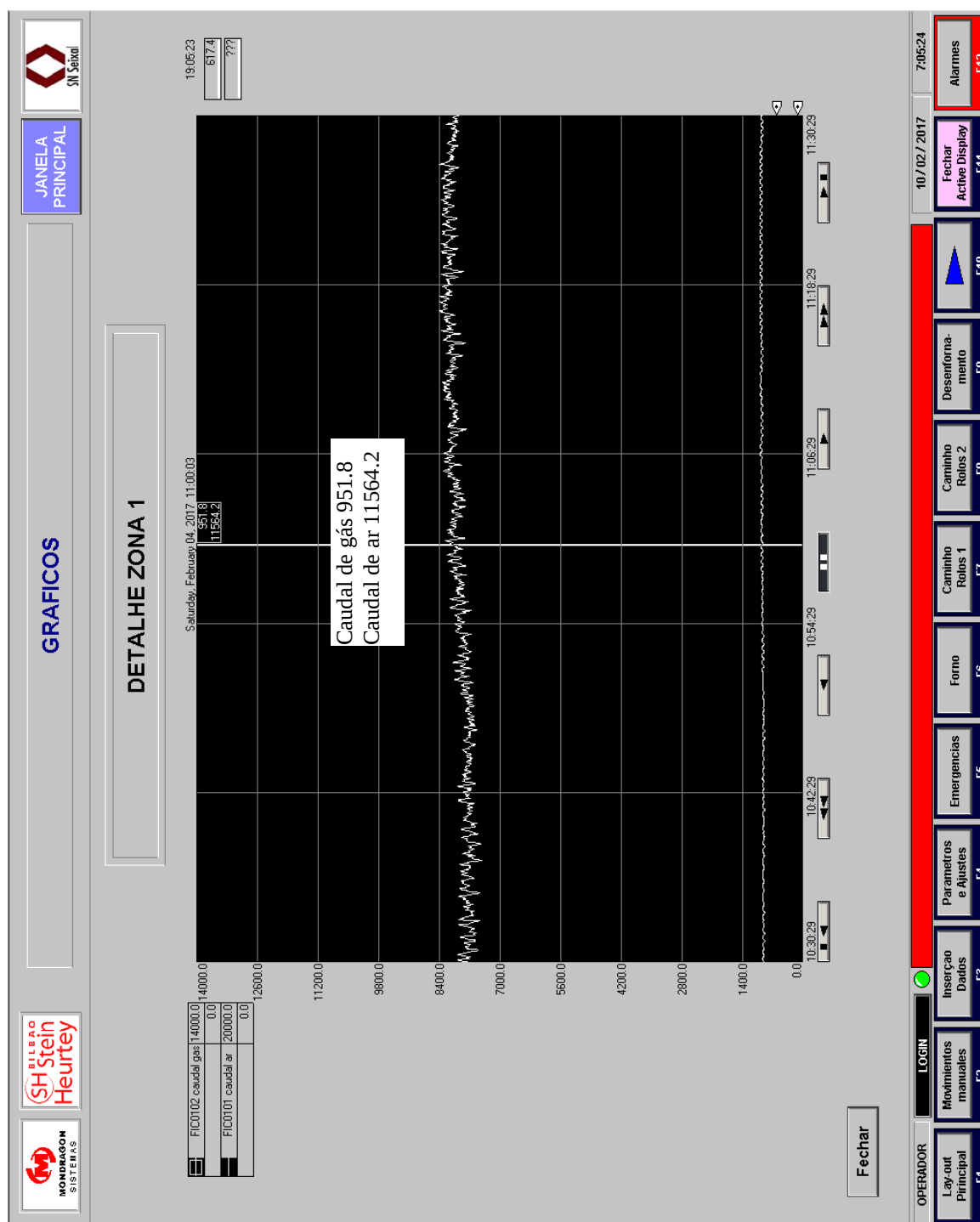


Figura 146 - Caudal de ar e gás zona 1

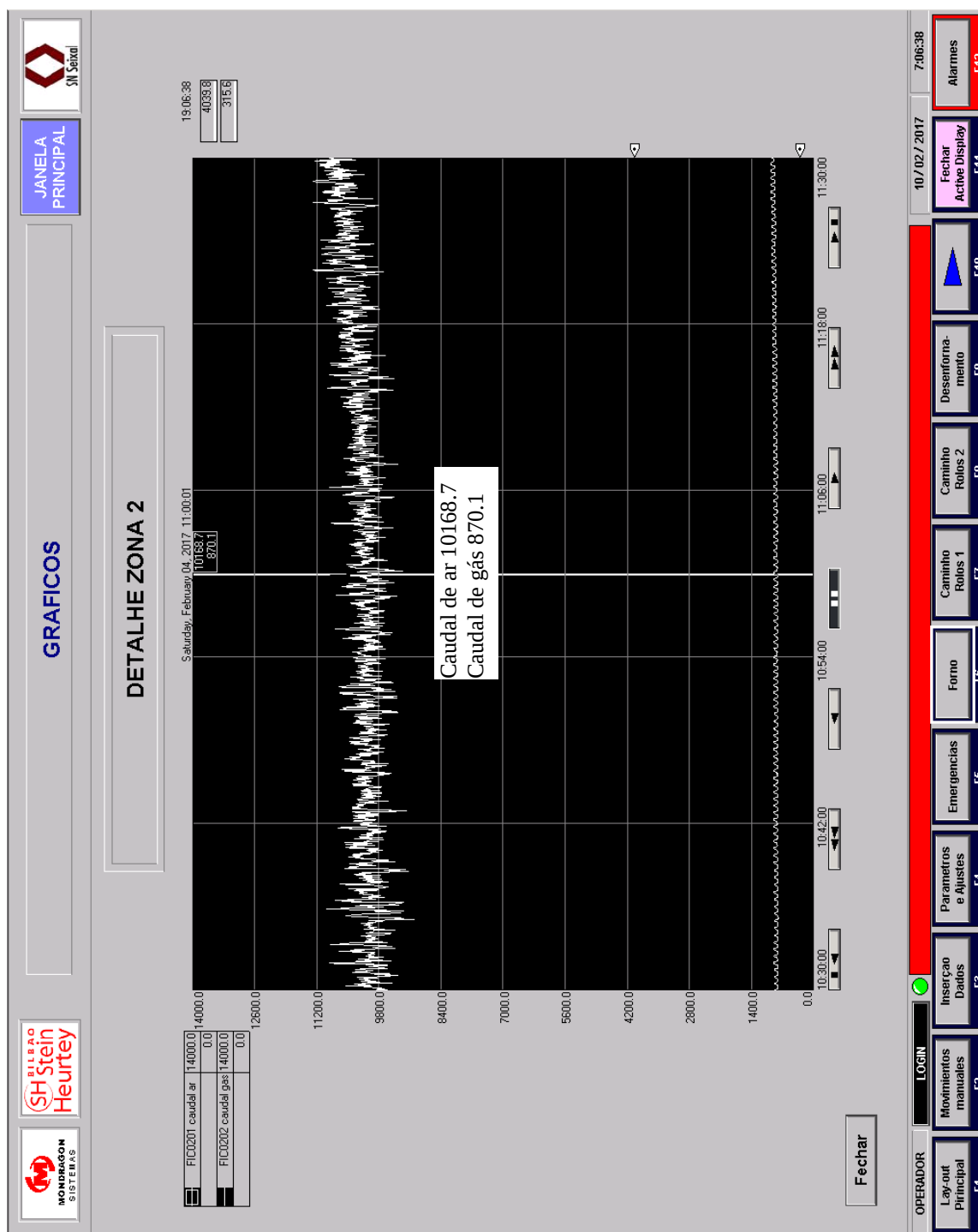


Figura 147 - Caudal de ar e gás zona 2

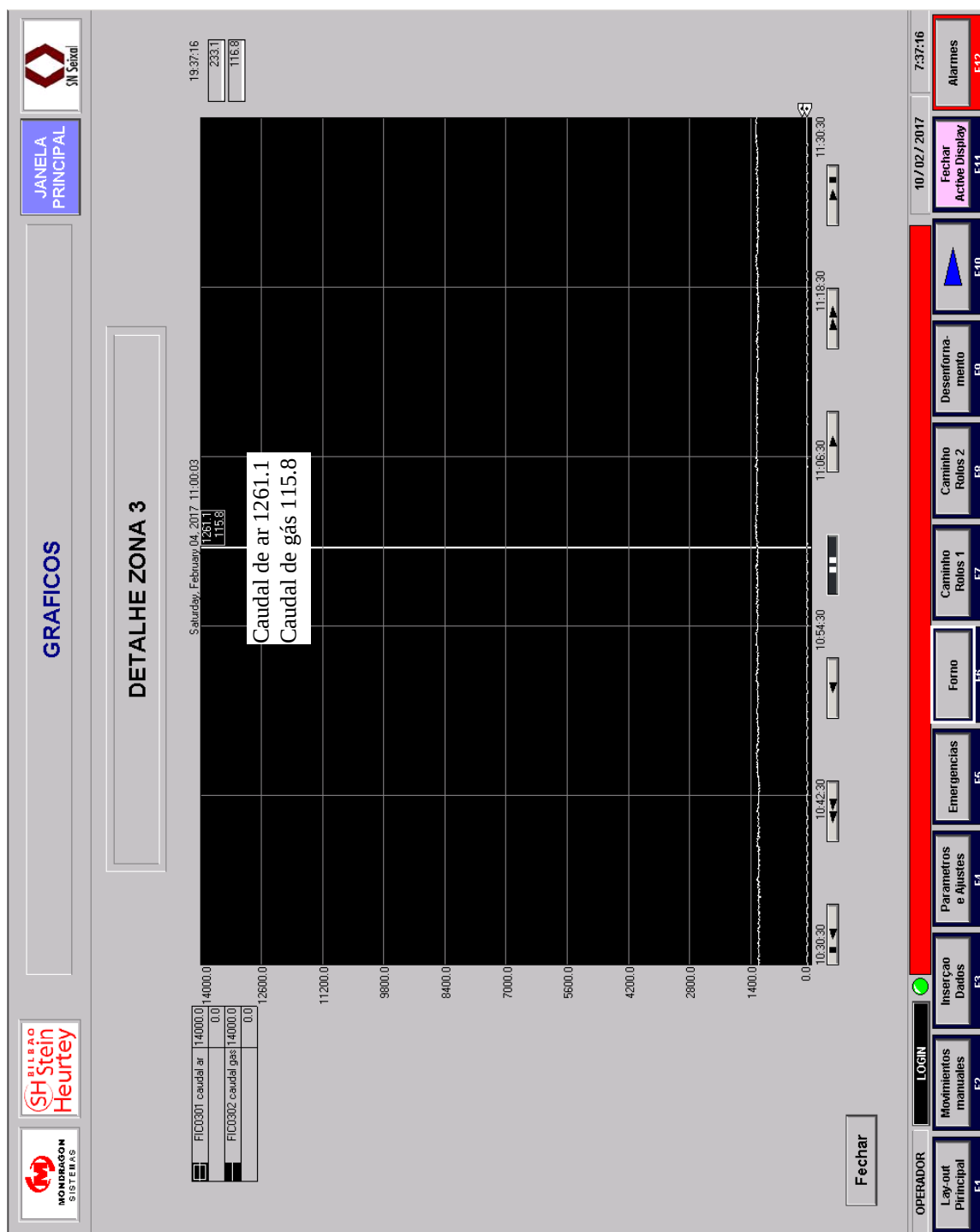


Figura 148 -Caudal de ar e gás zona 3

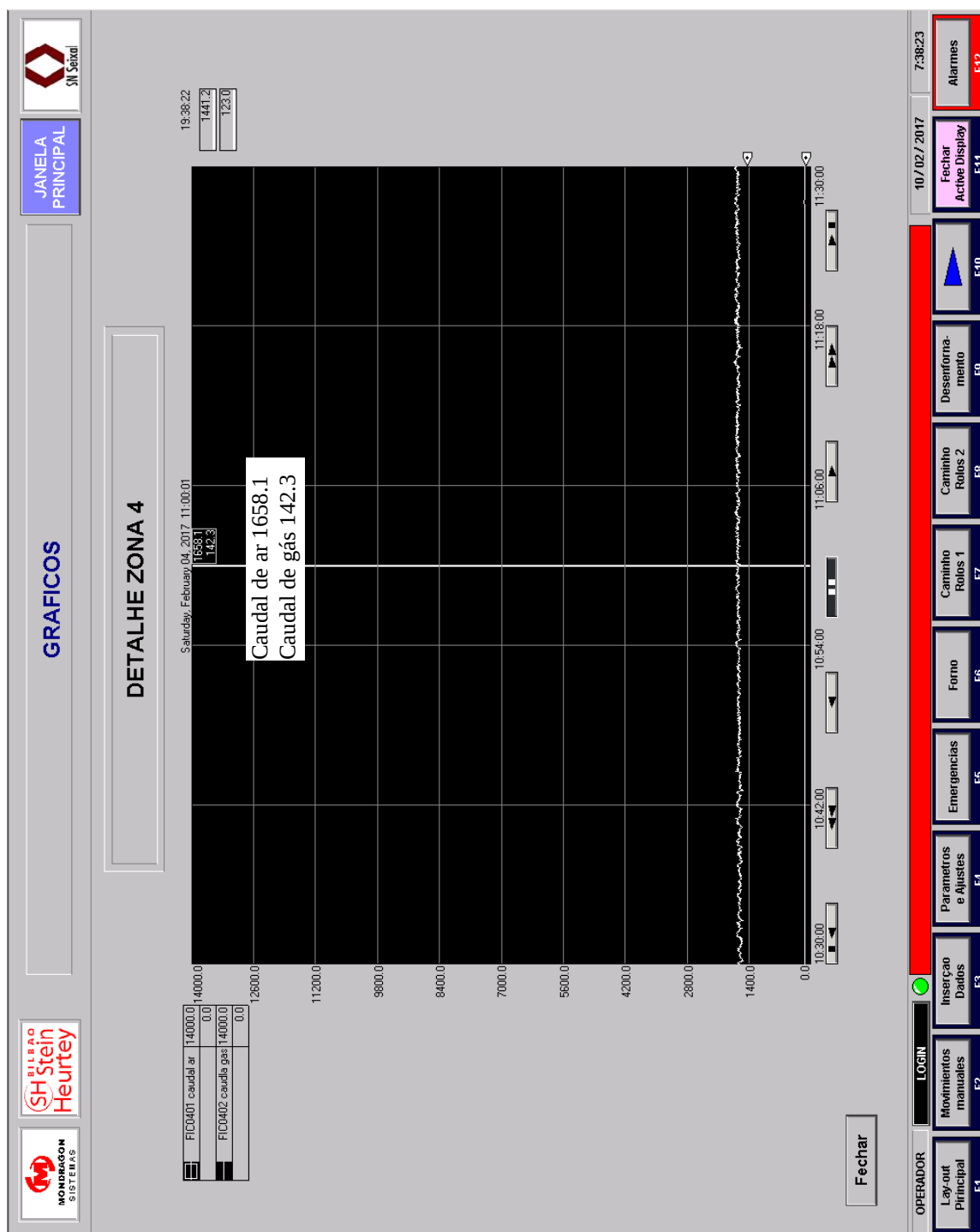


Figura 149 - Caudal de ar e gás da zona 4

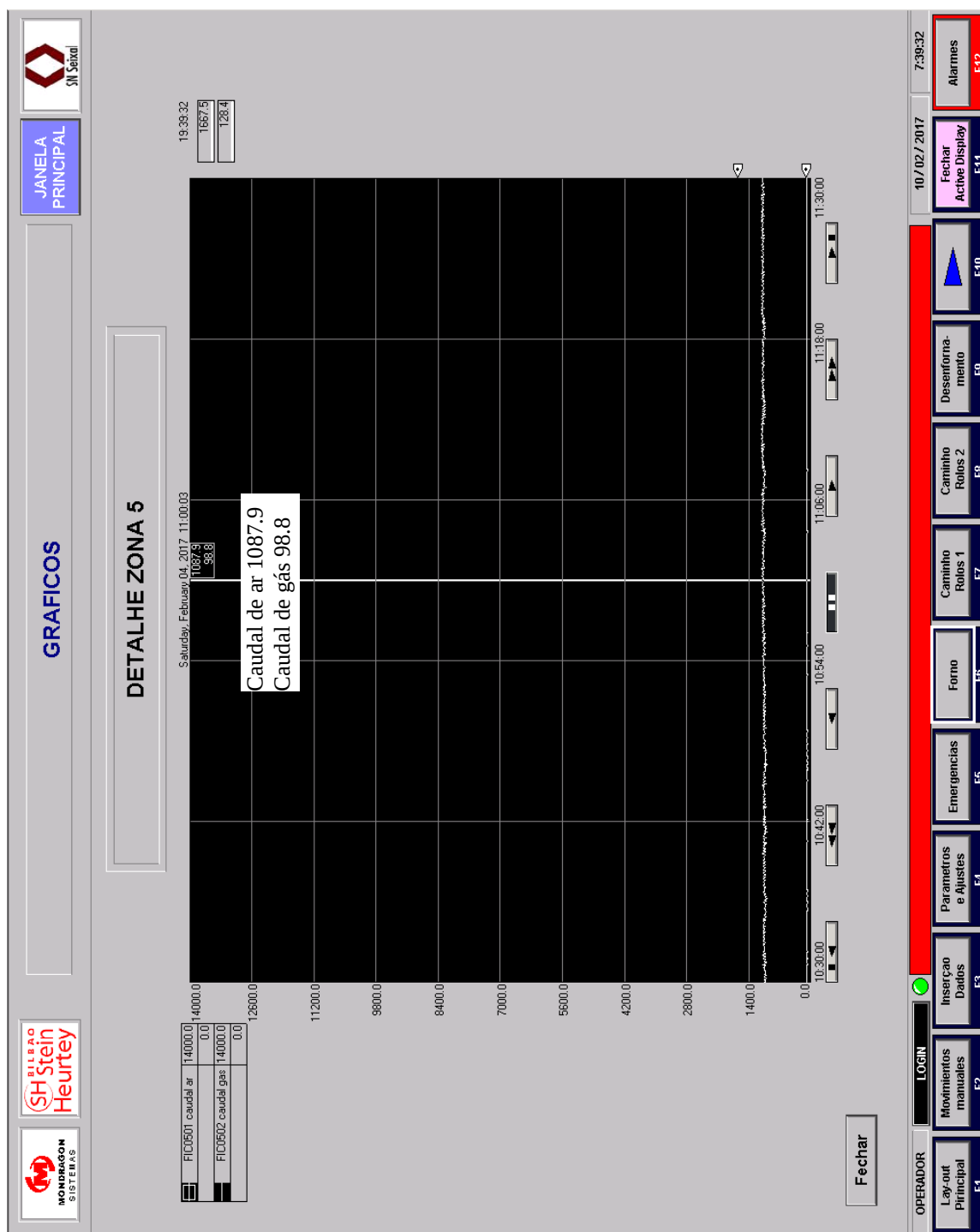


Figura 150 - Caudal de ar e gás da zona 5

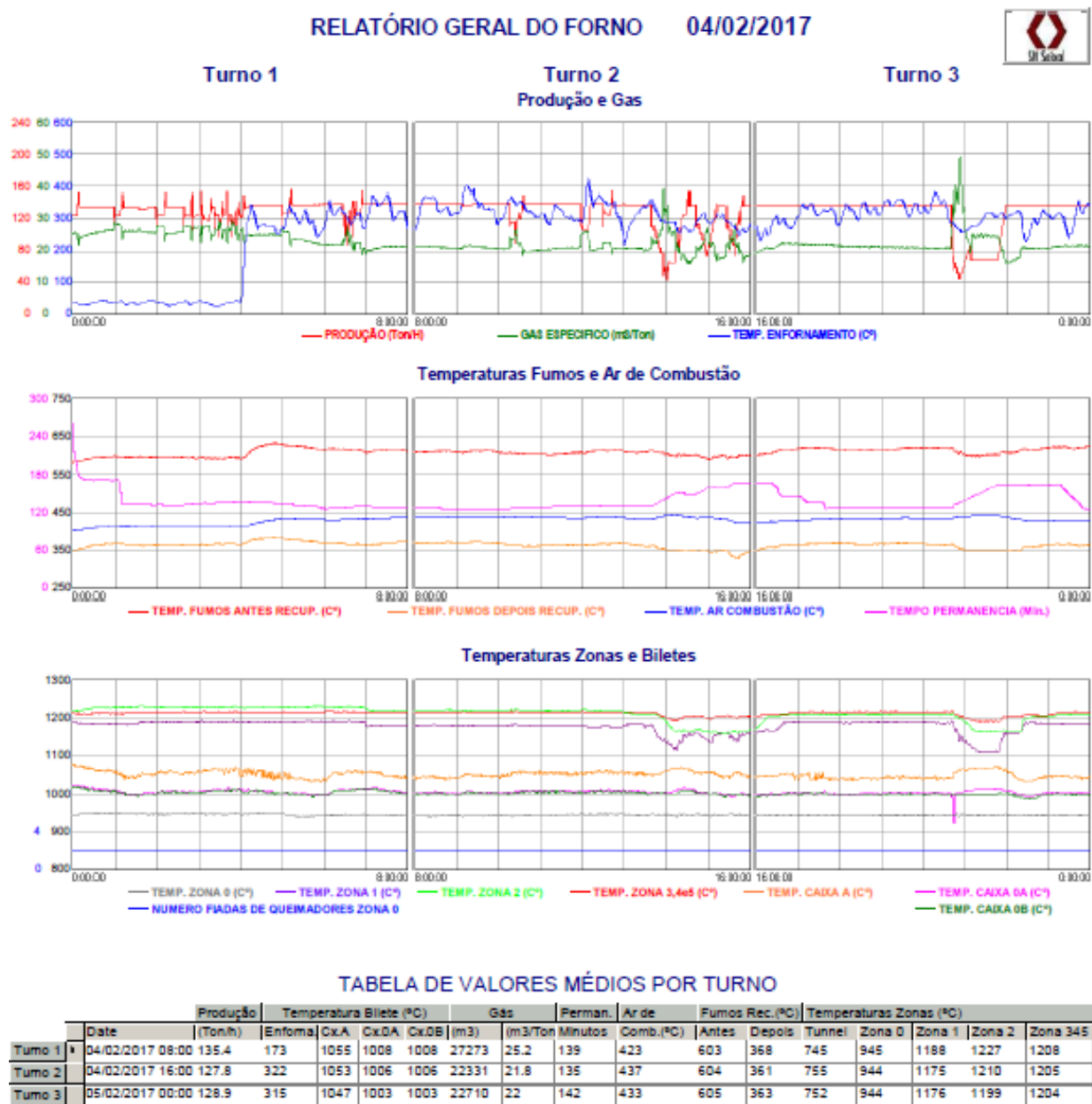


Figura 151 - Relatório diário do forno

	C1	C2	C3	i-C4	n-C4	i-C5	n-C5	C6+	d.	PCI	PCS
	Metano	Etano	Propano	i-Butano	n-Butano	i-Pentano	n-Pentano		normal		
	%Mol	%Mol	%Mol	%Mol	%Mol	%Mol	%Mol	%Mol	kg/m3	kWh/m3(n)	kWh/m3(n)
01-fev-17	92,230	6,220	1,210	0,157	0,149	0,005	0,002	0,000	0,778	10,716	11,862
02-fev-17	92,245	5,446	1,775	0,265	0,234	0,004	0,002	0,000	0,784	10,787	11,939
03-fev-17	92,259	5,431	1,769	0,262	0,243	0,003	0,002	0,000	0,784	10,786	11,937
04-fev-17	92,235	5,401	1,781	0,264	0,284	0,003	0,001	0,000	0,785	10,795	11,947
05-fev-17	92,238	5,401	1,818	0,276	0,235	0,003	0,002	0,000	0,784	10,793	11,945
06-fev-17	92,323	5,289	1,816	0,287	0,253	0,003	0,002	0,000	0,784	10,791	11,942
07-fev-17	93,574	4,677	1,309	0,197	0,200	0,003	0,002	0,000	0,771	10,629	11,770
08-fev-17	93,695	4,627	1,269	0,192	0,171	0,002	0,002	0,000	0,770	10,611	11,750
09-fev-17	93,801	4,592	1,217	0,181	0,165	0,003	0,002	0,000	0,769	10,596	11,734
10-fev-17	93,970	4,495	1,153	0,172	0,167	0,002	0,002	0,000	0,767	10,577	11,713
11-fev-17	93,870	4,524	1,199	0,178	0,178	0,003	0,002	0,000	0,768	10,590	11,728
12-fev-17	94,081	4,390	1,144	0,171	0,151	0,003	0,002	0,000	0,766	10,562	11,697
13-fev-17	93,973	4,512	1,155	0,171	0,149	0,003	0,002	0,000	0,767	10,575	11,711
14-fev-17	94,463	4,264	0,971	0,140	0,113	0,003	0,002	0,000	0,762	10,511	11,642
15-fev-17	94,588	4,215	0,913	0,130	0,108	0,004	0,002	0,000	0,760	10,495	11,625
16-fev-17	94,710	4,161	0,868	0,122	0,098	0,003	0,002	0,000	0,759	10,480	11,609
17-fev-17	94,642	4,179	0,903	0,128	0,103	0,002	0,002	0,000	0,760	10,488	11,619
18-fev-17	94,583	4,204	0,928	0,133	0,105	0,003	0,002	0,000	0,761	10,496	11,626
19-fev-17	94,443	4,279	0,974	0,139	0,114	0,003	0,002	0,000	0,762	10,512	11,644
20-fev-17	94,053	4,425	1,148	0,171	0,157	0,003	0,002	0,000	0,766	10,568	11,704
21-fev-17	93,266	4,783	1,473	0,227	0,209	0,003	0,002	0,000	0,775	10,673	11,816
22-fev-17	93,243	4,831	1,453	0,225	0,213	0,003	0,002	0,000	0,775	10,674	11,818
23-fev-17	93,304	4,792	1,425	0,219	0,225	0,003	0,002	0,000	0,774	10,668	11,811
24-fev-17	93,312	4,792	1,424	0,219	0,219	0,003	0,002	0,000	0,774	10,666	11,809
25-fev-17	93,337	4,763	1,421	0,218	0,226	0,003	0,001	0,000	0,774	10,665	11,808
26-fev-17	93,369	4,739	1,414	0,216	0,222	0,003	0,002	0,000	0,774	10,660	11,803
27-fev-17	93,003	4,936	1,556	0,229	0,241	0,003	0,002	0,000	0,777	10,706	11,852
28-fev-17	92,671	5,071	1,707	0,246	0,264	0,003	0,002	0,000	0,781	10,749	11,897
Média	93,481	4,766	1,328	0,198	0,186	0,003	0,002	0,000	0,772	10,636	11,777
Máximo	94,710	6,220	1,818	0,287	0,284	0,005	0,002	0,000	0,785	10,795	11,947
Mínimo	92,230	4,161	0,868	0,122	0,098	0,002	0,001	0,000	0,759	10,480	11,609

Figura 152 - Características do gás natural