

Projeto Térmico de um Gerador de Vapor

Dados de projeto:

Vazão de vapor = 50 ton/h

Pressão = 2 Mpa (manométrica)

Vapor superaquecido, $T = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Condições de processo:

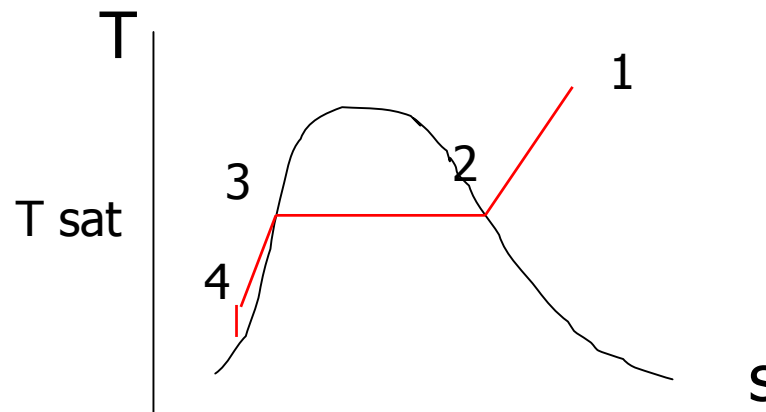
Temperatura ambiente: $T = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Gerador de Vapor Aquatubular

Com superaquecedor, economizador e pré-aquecedor

Das tabelas de vapor

1-Entalpia do vapor superaquecido	3135	kJ/kg
2-Entalpia do vapor saturado	2800	kJ/kg
3-Entalpia do líquido saturado	920,1	kJ/kg
4-Entalpia do líquido	106,8	kJ/kg
Temperatura de saturação	214,9	°C



Combustível



Carvão do RS

Composição %			Composição corrigida	
Carbono	C	46		41,44%
Hidrogênio	H2	4,05		3,65%
Nitrogênio	N2	0,29		0,26%
Enxofre	S	12,99		11,70%
Oxigênio	O2	9,27		8,35%
Cinzas	CZ	27,4		24,68%
			Água	9,91%
Somatório		100		100,00%
Água	H2O	11		

Poder Calorífico

$$P_{ci} = 33900 C + 141800 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 9200 S - 2440 (W + 9H)$$

$$P_{cs} = 18819 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{ci} = 17776 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Cálculo da combustão

Volume de ar teórico

$$V_{ar}^t = 8,876 C + 28,238 H + 3,324 S - 3,56 O$$

$$V_{ar}^t = 4,75 \frac{Nm^3 \text{ de ar}}{Kg \text{ de combustível}}$$

Massa de ar teórico

$$m_{ar}^t = 11,51 C + 34,298 H + 14,36 S - 4,32 O$$

$$m_{ar}^t = 7,34 \frac{\text{Kg de ar}}{\text{Kg de combustível}}$$

Excesso de ar

$$e = \frac{V_{ar}^r}{V_{ar}^t} = \frac{m_{ar}^r}{m_{ar}^t} = 1,5$$

Volume de ar Real

$$V_{ar}^r = 7,13 \frac{Nm^3 \text{ de ar}}{Kg \text{ de combustível}}$$

Massa de ar Real

$$m_{ar}^r = 11,01 \frac{Kg \text{ de ar}}{Kg \text{ de combustível}}$$

Volume de gás teórico

$$V_g^t = 1,853 C + 0,683 S + 0,8 N + 0,79 V_{ar}^t + (9H + W)1,24$$

$$V_g^t = 5,14 \frac{Nm^3 \text{ de gás}}{Kg \text{ de combustível}}$$

Massa de gás teórico

$$m_g^t = 3,664 C + 8,94 H + 1,998 S + N + 0,77 m_{ar}^t + W$$

$$m_g^t = 7,83 \frac{Kg \text{ de gás}}{Kg \text{ de combustível}}$$

Gás real


$$V_g^r = V_g^t + (e - 1) V_{ar}^t = 7,51 \frac{\text{Nm}^3 \text{ de gás}}{\text{kg de combustível}}$$

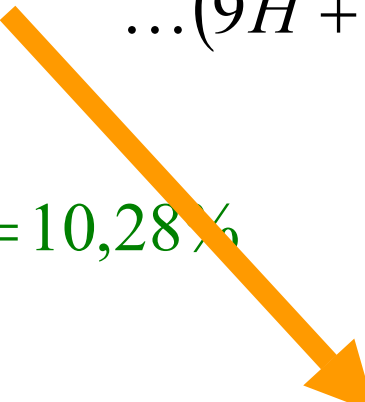
$$m_g^r = m_g^t + (e - 1) m_{ar}^t = 11,50 \frac{\text{kg de gás}}{\text{kg de combustível}}$$

Composição dos gases da combustão (% em volume)

$$V_g^r = 1,864 C + 0,683 S + 0,8 N + 0,79 V_{ar}^t + \dots$$

$\dots (9H + W)1,24 + (e - 1)V_{ar}^t$


$$\text{Teor de } CO_2 = \frac{1,864 C}{V_g^r} = 10,28\%$$


$$\text{Teor de } SO_2 = \frac{0,683 S}{V_g^r} = 1,06\%$$

$$V_g^r = 1,864 C + 0,683 S + 0,8 N + 0,79 V_{ar}^t + \dots$$

$$\dots (9H + W)1,24 + (e - 1)V_{ar}^t$$

$$\text{Teor de } N_2 = \frac{0,8 N + 0,79 V_{ar}^t}{V_g^r} = 50,01\%$$


$$\text{Teor de } H_2O = \frac{(9H + W)1,24}{V_g^r} = 7,06\%$$


$$\text{Teor de } Ar = \frac{(e - 1)V_{ar}^t}{V_g^r} = 31,63\%$$

Composição dos gases da combustão (% em massa)

$$m_g^r = 3,664 C + 8,94 H + W + 1,998 S + \dots$$

$\dots 0,77 m_{ar}^t + N + (e - 1) m_{ar}^t$


$$\text{Teor de } CO_2 = \frac{3,664 C}{m_g^r} = 13,20\%$$


$$\text{Teor de } H_2O = \frac{8,94 H + W}{m_g^r} = 3,70\%$$

$$m_g^r = 3,664 C + 8,94 H + W + 1,998 S + \dots$$

$$\dots 0,77 m_{ar}^t + N + (e-1) m_{ar}^t$$

$$\text{Teor de } SO_2 = \frac{1,998 S}{m_g^r} = 2,03\%$$

$$\text{Teor de } N_2 = \frac{0,77 m_{ar}^t + N}{m_g^r} = 49,16\%$$

$$\text{Teor de } Ar = \frac{(e-1) m_{ar}^t}{m_g^r} = 31,91\%$$

Peso específico dos gases da combustão

$$\rho_g = \frac{m_g^r}{V_g^r} = \frac{11,50}{7,51} = 1,53 \text{ kg} / \text{Nm}^3 \quad 0 \text{ }^\circ\text{C e 1 atm}$$

a 500 °C

$$\rho_g = 1,53 \cdot \left(\frac{273}{273 + 500} \right) = 0,54 \text{ kg} / \text{m}^3$$

ou

$$\rho_g = V(\text{CO}_2) \cdot \rho_{\text{CO}_2} + V(\text{H}_2\text{O}) \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} + \dots$$

$$\dots V(\text{N}_2) \cdot \rho_{\text{N}_2} + V(\text{O}_2) \cdot \rho_{\text{O}_2} + V(\text{SO}_2) \cdot \rho_{\text{SO}_2}$$

Peso específico dos gases da combustão

$$\rho_g = \frac{1}{\sum_i \frac{m_i(\%)}{\rho_i}}$$

$$\rho_g = \frac{1}{\frac{m(\text{CO}_2)}{\rho_{\text{CO}_2}} + \frac{m(\text{H}_2\text{O})}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{m(\text{N}_2)}{\rho_{\text{N}_2}} + \frac{m(\text{O}_2)}{\rho_{\text{O}_2}} + \frac{m(\text{SO}_2)}{\rho_{\text{SO}_2}}}$$

Calor específico dos gases da combustão

$$Cp_g = \sum_i m_i(\%).Cp_i \quad Cp_i \text{ em } \frac{kJ}{kg.^{\circ}C}$$

$$Cp_g = \sum_i V_i(\%).Cp_i \quad Cp_i \text{ em } \frac{kJ}{Nm^3.^{\circ}C}$$

Equações para determinação das propriedades em "Geradores de Vapor, Edson Bazzo"

Viscosidade do SO₂ em "Perry & Chilton, Manual de Engenharia Química"

Condutividade térmica do SO₂:

$$k_g = \mu_g \left(C_{p_g} + \frac{10,39}{M_g} \right) \times 1000$$

31/1/2003 10:38



k em $W/m \cdot ^\circ C$
 μ em $Pa \cdot s$
 C_p em $kJ/kg \cdot ^\circ C$

Condutividade térmica dos gases da combustão

$$k_g = \frac{\sum_i y_i k_i (M_i)^{1/3}}{\sum_i y_i (M_i)^{1/3}}$$

y_i = fração molar do componente i

k_i = condutividade térmica do componente i

M_i = massa molecular

Equação de Eucken (alternativa)

$$k_g = \mu_g \left(C_{p_g} + \frac{2,48}{M_g} \right)$$

k em $BTU/h.ft.^{\circ}F$
 μ em $lb/h.ft$
 C_p em $BTU/lb.^{\circ}F$

Viscosidade dos gases da combustão

Viscosidade dinâmica para uma mistura de gases:

$$\mu_g = \frac{\sum_i y_i \mu_i (M_i)^{1/2}}{\sum_i y_i (M_i)^{1/2}}$$

y_i = fração molar do componente i

μ_i = viscosidade dinâmica do componente i

M_i = massa molecular

Determinação das perdas

P1 – Calor do combustível caído no cinzeiro

Estimada 1,0 %

P2 – Calor sensível nas cinzas

$$P2 = \frac{Z.Cp.\Delta T}{Pci} \times 100 = 1,96\%$$

Z = porcentagem de cinzas no combustível = 24,68 %

Cp = calor específico das cinzas $\Rightarrow Cp = 0,3$ kcal/kg.°C

ΔT = diferença de temperatura entre o combustível na entrada da fornalha e as cinzas no cinzeiro

$$Tf - Ta \Rightarrow 1150 - 25 = 1025 \text{ } ^\circ\text{C}$$

P3 – Perdas de fuligem

Estimada 1,0 %

P4 – Perdas de combustão incompleta

Estimada 0,0 %

P5 – Perdas por irradiação

Estimada 1,0 %

P6 – Perdas de calor sensível

$$P6 = \frac{m_g^r \cdot C_{p_m} \cdot \Delta T}{P_{ci}} \times 100 = 16,97\%$$

m_g^r = massa real dos gases por unidade de massa do combustível = 11,5 kg gás/kg comb

C_{p_m} = calor específico médio dos gases = 1,028 kJ/kg.°C

ΔT = diferença de temperatura entre os gases na saída da chaminé e o ar (T ambiente)

Temperatura na chaminé = 280 °C (arbitrada)

Perda total

$$p_t = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 = 21,93\%$$

Rendimento

$$\eta = 1 - p_t = 78,07\%$$

Calor útil

$$\dot{Q}_u = D(h_v - h_a) = 42058 \text{ kW}$$

h_v = entalpia do vapor = 3135 kJ/kg

h_a = entalpia da água = 106,8 kJ/kg

31/1/2003 10:38 D = produção de vapor = 13,9 kg/s

Pré-aquecimento de ar

Temperatura do ar pré- aquecido = 140 °C (valor recomendado Hildo Pera)

$T_m = 82,5 \text{ °C} \Rightarrow C_{p_{ar}} = 0,996 \text{ kJ/kg.°C}$

Consumo de combustível

$$B = \frac{\dot{Q}_u}{\eta \cdot [P_{ci} + m_{ar}^r \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{ar} - T_{amb})]}$$

$$B = 2,83 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 10187,57 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Calor total fornecido

$$\dot{Q}_t = B.Pci + B.m_{ar}^r.Cp_{ar}.(T_{ar} - T_{amb})$$

$$\dot{Q}_t = 53872,80 \text{ kW}$$

Dimensionamento da fornalha

Área do suporte

$$K_g = \frac{B}{S_g} \quad S_g = \frac{B}{K_g} = 25,47 \text{ m}^2$$

K_g = carga da grelha (kg/m².h) = 400

B = consumo de combustível (kg/h) = 10187,57

S_g = área do suporte (m²)

Volume da fornalha

$$K_f = \frac{B \cdot Pci}{V} \quad V = 226,36 \text{ m}^3$$

K_f = carga da fornalha (kJ/m³.h) = 800 000

B = consumo de combustível (kg/h) = 10187,57

Pci = poder calorífico inferior (KJ/kg) = 17 776

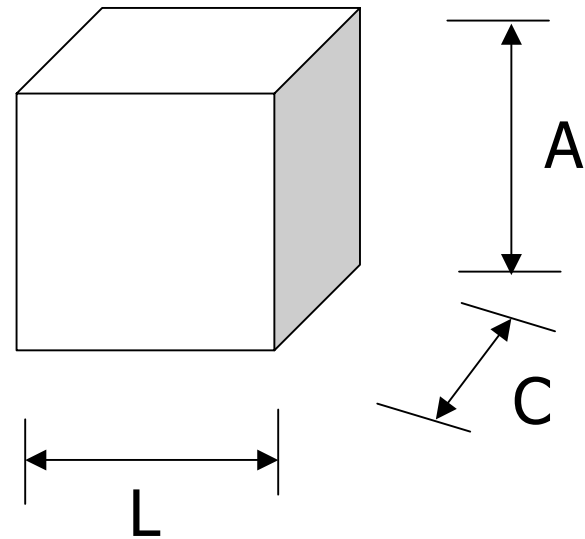
V = volume da câmara (m³)

Dimensões da câmara de combustão

$$S_g = 25,47 \text{ m}^2 < L \times C = 32,2 \text{ m}^2$$

$$V = 226,36 \text{ m}^3 < A \times L \times C = 241,5 \text{ m}^3$$

Altura - $A = 7,5 \text{ m}$
Largura - $L = 4,6 \text{ m}$
Comprimento - $C = 7,0 \text{ m}$



Temperatura dos gases na câmara de combustão

- Temperatura adiabática (teórica)

$$T_f = T_{amb} + \frac{Pci + V_{ar}^r \cdot Cp_{ar} (T_{ar} - T_{amb})}{V_g^r \cdot Cp_g + [Cz] \cdot Cp_{cz}}$$

$$T_f = 1523 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- A temperatura dos gases na câmara de combustão é determinada por processo iterativo

$$T_f = T_{amb} + \frac{B.Pci + B.V_{ar}^r.Cp_{ar}(T_{ar} - T_{amb}) - \dot{Q}_r - \dot{Q}_p}{B.V_g^r.Cp_g + B.[Cz].Cp_{cz}}$$

$$T_p = T_v + \frac{\dot{Q}_r}{2.\pi.L.N_t} \left[\frac{1}{k_t} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{1}{h_i.d_i} \right]$$

$$\dot{Q}_r \cong \sigma.\varepsilon.S_i.(T_f^4 - T_p^4)$$

Passo dos tubos na parede d'água, $s=2x$ de

Número de tubos

$$N_t = INT\left(\frac{2L + 2C}{s}\right) = 158$$

h_i estimado 5000 W/m².°C

Tubos:

DN = 2½ "

de = 73,2 mm

di = 62,7 mm

Calor perdido na fornalha

$$Q_t = (p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5) \times Q_t = 2673,27 \text{ kW}$$

Superfície irradiada

Comprimento dos tubos da parede d'água = 6 m

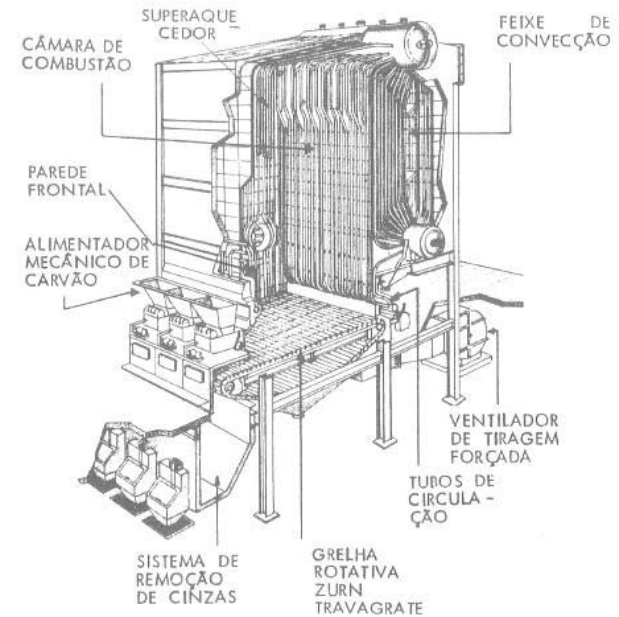
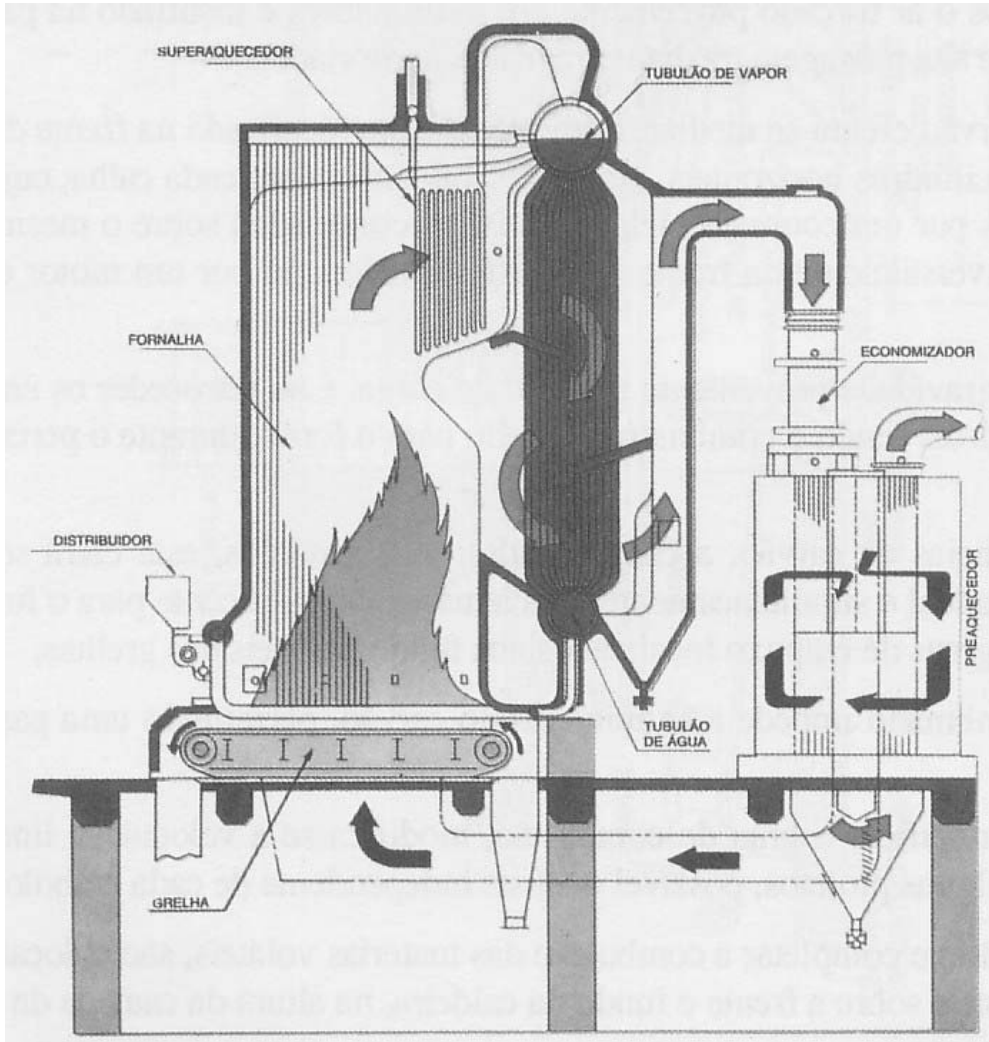
$$S_i = f \cdot L_t \cdot de \cdot N_t = 62,41 \text{ m}^2$$

Resolvendo o sistema de equações

$$T_f = 1161,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

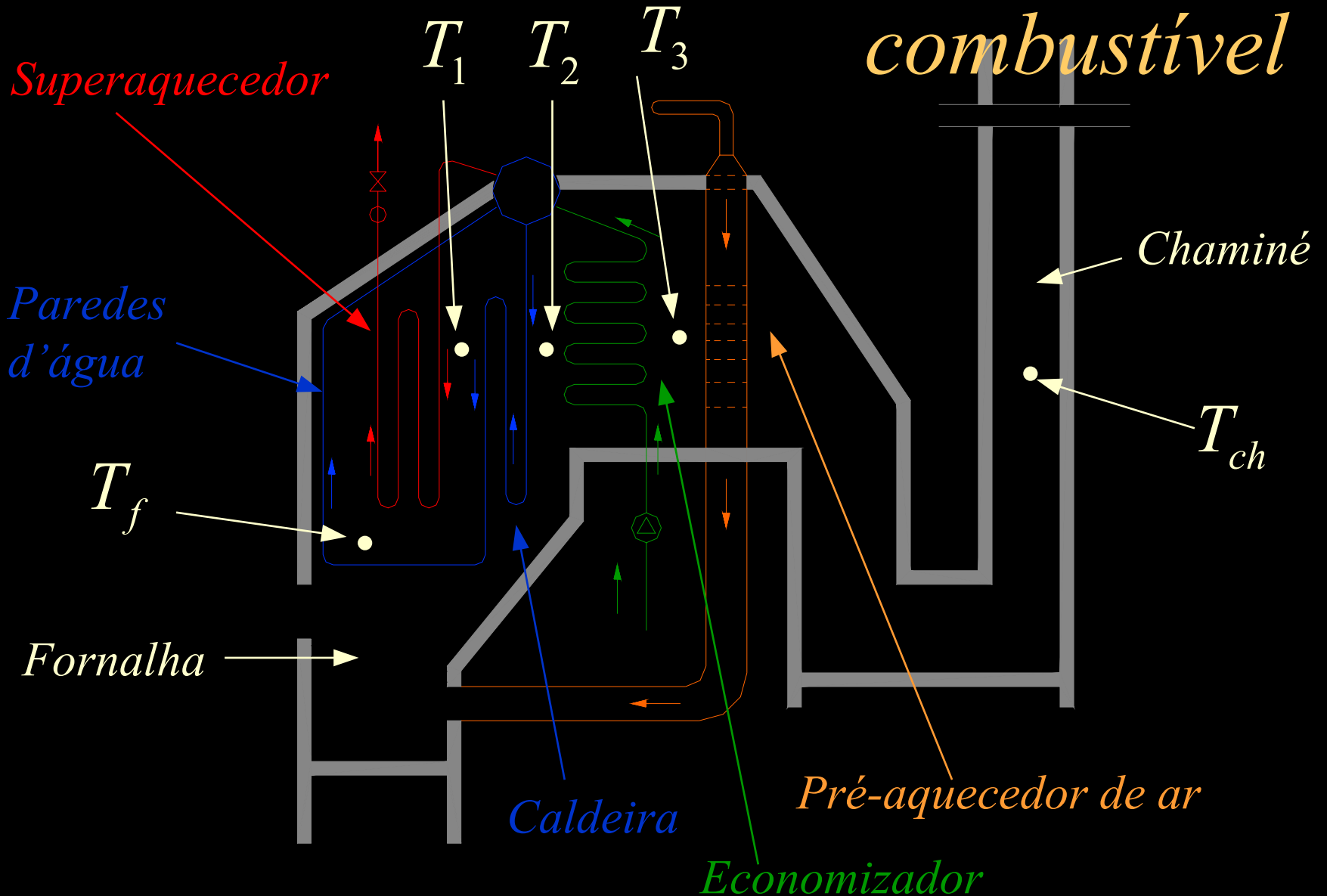
$$T_p = 226,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_r = 10328,93 \text{ kW}$$



31/1/2005 10:30

Aproveitamento da energia do combustível



Superaquecedor $D.(h_{vsa} - h_v) = B.V_g^r . Cp_g (T_f - T_1)$

$$T_m = 1097,9 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow Cp_g = 1,128 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$Q_s = 4652,8 \text{ kW}$$

$$T_1 = 1034,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Caldeira $D.(h_v - h_{la}) - \dot{Q}_r = B.V_g^r . Cp_g (T_1 - T_2)$

A água sai do economizador e entra na caldeira a 179,9°C, recomendação Hildo Pera

$$h_{la} = 763,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad T_m = 783,3 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow Cp_g = 1,097 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$Q_c = 17951,6 \text{ kW} \quad T_2 = 532,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Economizador $D.(h_{la} - h_l) = B.V_g^r . Cp_g (T_2 - T_3)$

$$h_{la} = 763,8 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \Rightarrow T_{la} = 179,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_l = 334,9 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \Rightarrow T_l = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_m = 445,9 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow Cp_g = 1,063 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q_e = 5956,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 359,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pré-aquecedor de ar

$$B.V_{ar}^r.Cp_{at}.(T_{ar} - T_{amb}) = B.V_g^r.Cp_g (T_3 - T_{ch})$$

Temperatura de pré-aquecimento do ar $\Rightarrow T_{ar} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_m = 306,5 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow Cp_g = 1,047 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$Q_e = 3630,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ch} = 253,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura estimada no rendimento $T_{ch} = 280 \text{ }^\circ\text{C}$

Área de transferência de calor

Superaquecedor

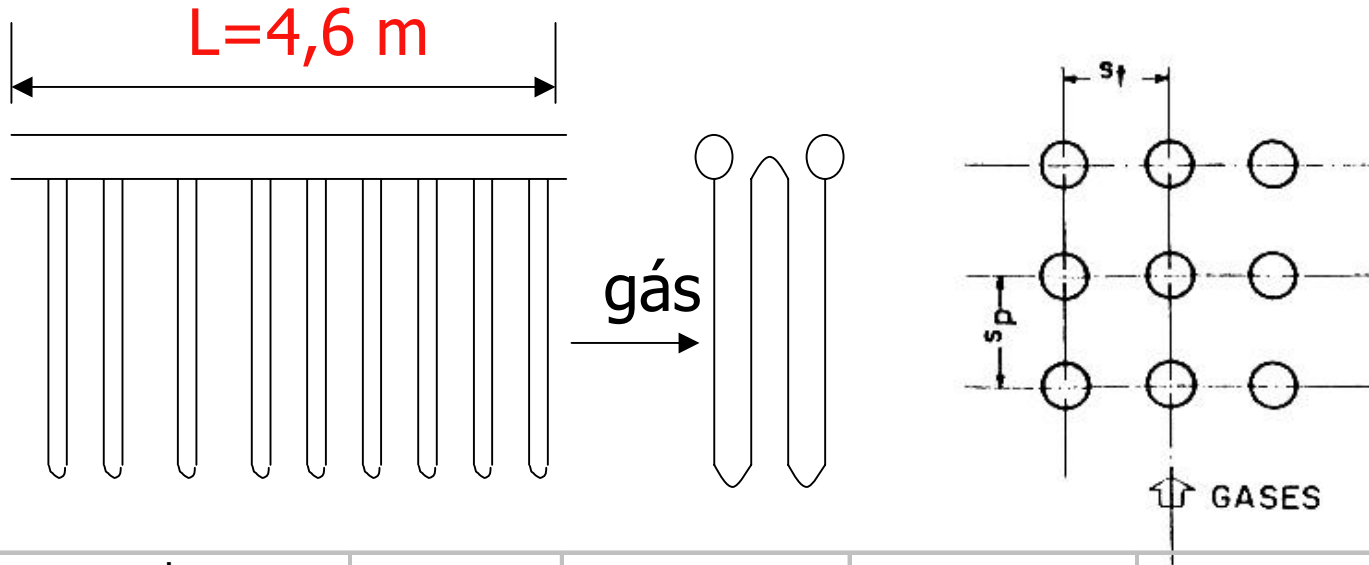
Lado do vapor

Calor trocado =	4652,8	kW
Temp de entrada do vapor =	214,9	C
Temp de saída do vapor =	350	C
Vazão de vapor =	13,9	kg/s
Temp média do vapor =	282,45	C
Massa específica vapor =	8,74	kg/m ³
Calor específico vapor =	1,997	kJ/kg.K
Viscosidade dinâmica =	1,88E-05	Pa.s
Condutividade térmica =	3,79E-02	W/m.C

Lado do gás

Temp de entrada do gás =	1161,3	C
Temp de saída do gás =	1034,6	C
Vazão de gás =	32,6	kg/s
Temp média do gás =	1097,9	C
Massa específica gás =	0,305	kg/m ³
Calor específico gás =	1,128	kJ/kg.K
Viscosidade dinâmica gás =	5,082E-05	Pa.s
Condutividade térmica gás =	0,087	W/m.C

Largura máxima do superaquecedor é a largura da fornalha



Fluxo cruzado				
comprimento do superaquecedor			2 m	
tubos DN=	1,5 pol	=		
de =	1,9 pol	=	48,26 mm	
di =	1,61 pol	=	40,89 mm	
e =	0,145 pol	=	3,68 mm	
passo paralelo sp =		2 x de =	96,52 mm	
passo transvesal st =		2 x de =	96,52 mm	
disposição em linha				
número de fileiras paralelas ao escoamento =			46	Máx=47
número de fileiras transversais ao escoamento =			4	

Para fluxos cruzados

$$\Delta T_1 = Tq_e - Tf_s = 1161,3 - 350 = 811,3$$

$$\Delta T_2 = Tq_s - Tf_e = 1034,6 - 214,9 = 819,7$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = 815,5^\circ C$$

$$\dot{Q} = U.A.\Delta T_{ml}$$

$$U.A = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3}$$

$$R_1 = \frac{1}{\pi.d_i.L.h_i}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2.\pi.L.k_t}$$

$$R_3 = \frac{1}{\pi.d_e.L.h_e}$$

$$Nu = 0,027.Re^{0,8}.Pr^{1/3}.\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

Coeficiente de película do vapor - hi			
Área de escoamento=		0,06	m2
Velocidade do vapor =		26,30	m/s
Reynolds =	Re =	4,99E+05	
Prandtl =	Pr =	9,93E-01	
Nusselt =	Nu =	9,74E+02	Sieder-Tate
Coeficiente de película - hi =		903,1	W/m2.C

$$Nu = 0,27 \cdot f_1 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36}$$

Coeficiente de película do gás - he			
Área de escoamento=		4,44	m2
Velocidade do gás =		24,05	m/s
Reynolds =	Re =	6,96E+03	
Prandtl =	Pr =	6,56E-01	
Fator de fileiras	f1 =	0,96	
Nusselt =	Nu =	5,87E+01	Zukauskas
Coeficiente de película - hec =		106,3	W/m2.C

$$p_w = \frac{\%H_2O}{100} \times p_t$$

$$p_c = \frac{\%CO_2}{100} \times p_t$$

$$L_e \cong 0,85 \cdot \left[\frac{4}{\pi} \left[\frac{s_p \cdot s_t}{d_e^2} \right] - 1 \right] \cdot d_e$$

$$\dot{Q}_c = 9,3 \cdot A \cdot (p_c \cdot L_e)^{0,4} \cdot \left\{ \left[\frac{T}{100} \right]^{3,2} - \left[\frac{T_p}{100} \right]^{3,2} \left[\frac{T}{T_p} \right]^{0,65} \right\}$$

$$\dot{Q}_w = (42 - 76 \cdot p_w \cdot L_e) \cdot A \cdot (p_w \cdot L_e)^{0,6} \cdot \left\{ \left[\frac{T}{100} \right]^m - \left[\frac{T_p}{100} \right]^m \right\}$$

RADIAÇÃO GASOSA		
pressão total =		1 atm
pressão parcial CO2 =		0,10 atm
pressão parcial H2O =		0,07 atm
espessura efetiva do gás =		0,17 m
Temperatura da parede =		374,79 C =
Temperatura do gás =		1370,9 K
	m =	2,63
	Qc r =	6796,71 W/m2
	Qw r =	2431,90 W/m2
	Q r =	9228,61 W/m2
Coeficiente de película - her =		11,32 W/m2.C

Coeficiente de película - hec =		106,3 W/m2.C
Coeficiente de película - he =		117,6 W/m2.C

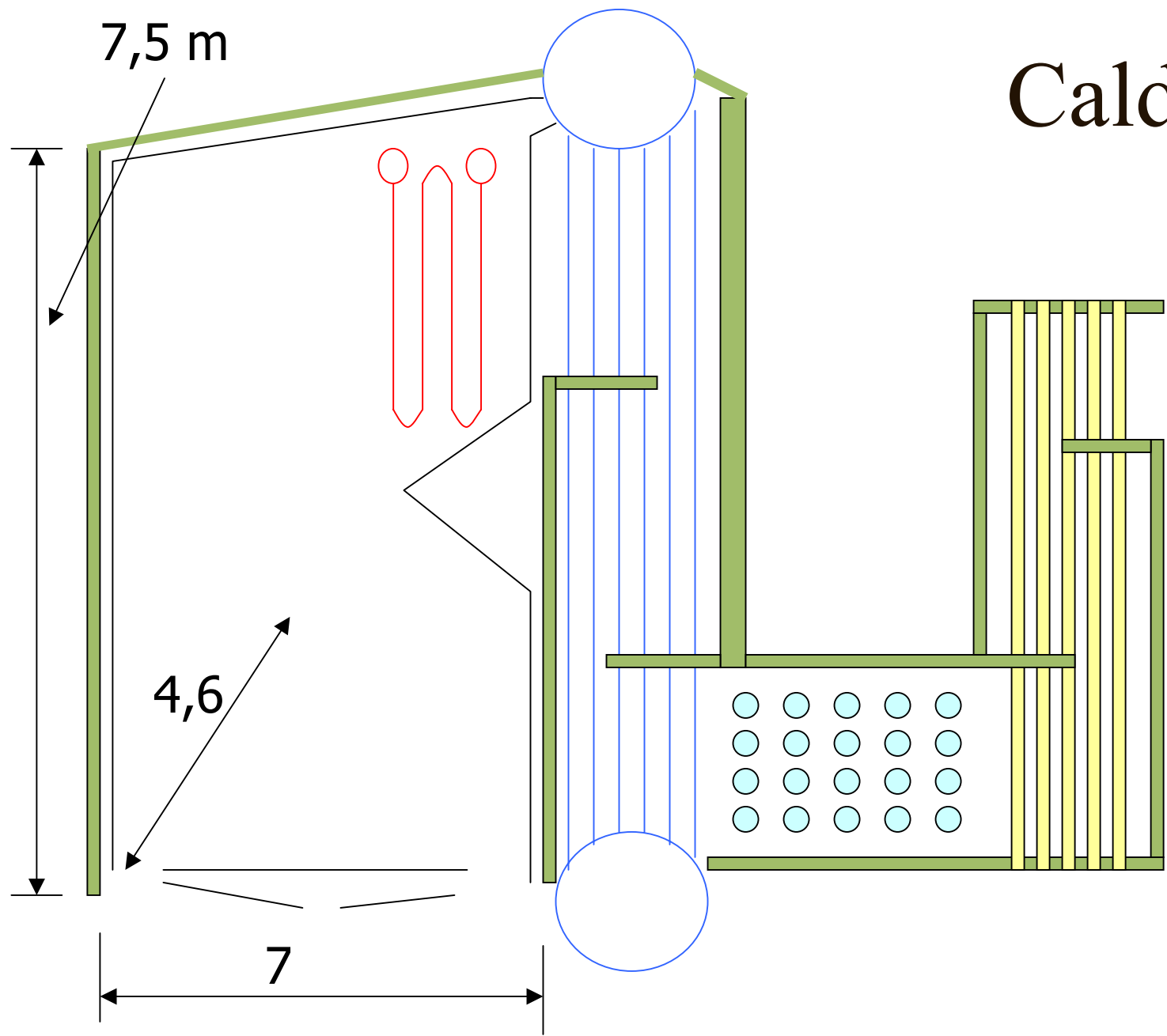
$$U = 101,05 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$$

$$A_{nec} = \frac{\dot{Q}_s}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{4652,8}{101,5 \times 815,5} = 56,5 \text{ m}^2$$

$$A_{disp} = \pi \cdot de \cdot L \cdot N_t = \pi \cdot 0,04826 \cdot 2 \cdot (46 \times 4) = 55,8 \text{ m}^2$$

$$\text{Erro} = -1,2\%$$

Caldeira

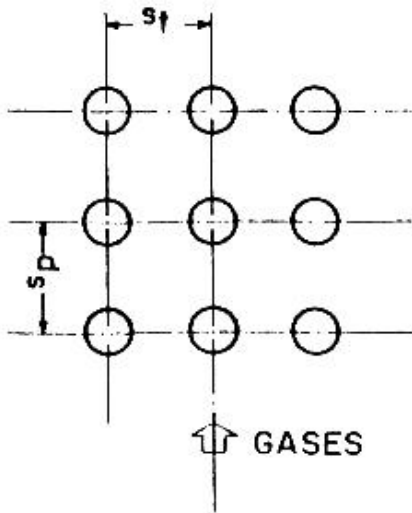


ÁREA DE TROCA TÉRMICA - CALDEIRA

Calor trocado =	17951,6 kW
Temp de saturação do vapor =	214,9 C

Lado do gás

Temp de entrada do gás =	1034,6 C
Temp de saída do gás =	532,0 C
Vazão de gás =	32,6 kg/s
Temp média do gás =	783,3 C
Massa específica gás =	0,396 kg/m ³
Calor específico gás =	1,097 kJ/kg.K
Viscosidade dinâmica gás =	4,333E-05 Pa.s
Condutividade térmica gás =	0,070 W/m.C



Fluxo cruzado				
comprimento da caldeira =			5	m
número passes dos gases =			3	
comprimento por passe =			1,67	m
tubos DN=	1,5	pol =		
de =	1,9	pol =	48,26	mm
di =	1,61	pol =	40,89	mm
e =	0,145	pol =	3,68	mm
passo paralelo sp=		2 x de =		96,52 mm
passo transversal st=		2 x de =		96,52 mm
disposição em linha				
número de fileiras paralelas ao escoamento =			47	Máx = 47
número de fileiras transversais ao escoamento =			8	

Diferença média logarítmica de temperatura				
DT1=	819,7	C	MLDT =	529,2 C
DT2=	317,1	C		

Coeficiente de película - hi = 5000,0 W/m².C

				RADIAÇÃO GASOSA			
Coeficiente de película do gás - he				pressão total =		1	atm
Área de escoamento=			3,78 m ²	pressão parcial CO ₂ =		0,10	atm
Velocidade do gás =			21,76 m/s	pressão parcial H ₂ O =		0,07	atm
Reynolds =	Re =		9,59E+03	espessura efetiva do gás =		0,17	m
Prandtl =	Pr =		6,78E-01	Temperatura da parede =		227,50	C =
Fator de fileiras	f ₁ =		1	Temperatura do gás =		1056,3	K
Nusselt =	Nu =		7,57E+01	Zukauskas		m =	2,63
Coeficiente de película - hec =			110,0 W/m ² .C			Q _{c r} =	2947,12 W/m ²
Coeficiente de película - he =			117,85			Q _{w r} =	1222,79 W/m ²
						Q _r =	4169,91 W/m ²
				Coeficiente de película - her =		7,88	W/m ² .C

Coeficiente global de troca térmica			U =	113,51	W/m ² .C
Área necessária =		298,87	m ²		

Área disponível = 285,0 m²

Área necessária = 298,9 m²

Erro = -4,6%

Economizador

Calor trocado =	5956,9	kW				
Temp de entrada da água =	80,0	C		Temp de entrada do gás =	532,0	C
Temp de saída da água =	179,9	C		Temp de saída do gás =	359,8	C
Vazão de água =	13,9	kg/s		Vazão de gás =	32,6	kg/s
Temp média da água =	129,95	C		Temp média do gás =	445,9	C
Massa específica da água =	937,2	kg/m ³		Massa específica gás =	0,581	kg/m ³
Calor específico da água =	4,66	kJ/kg.K		Calor específico gás =	1,063	kJ/kg.K
Viscosidade dinâmica =	1,18E-04	Pa.s		Viscosidade dinâmica gás =	3,291E-05	Pa.s
Condutividade térmica =	0,64	W/m.C		Condutividade térmica gás =	0,051	W/m.C

Fluxo cruzado				
comprimento do economizador	3	m		largura = 2 m
número de passes nos gases =	1			
tubos DN=	1	pol =		
de =	1,32	pol =	33,53	mm
di =	1,049	pol =	26,64	mm
e =	0,1355	pol =	3,44	mm
passo paralelo sp=	2	x de =	67,056	mm
passo transversal st=	2	x de =	67,056	mm
disposição em linha				
número de fileiras paralelas ao escoamento =			24	
número de fileiras transversais ao escoamento =			20	
número de passes nos tubos =	1			

Diferença média logarítmica de temperatura			
DT1=	352,1	C	MLDT = 314,5
DT2=	279,8	C	

$$Nu = 0,027.Re^{0,8}.Pr^{1/3}.\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

Coeficiente de película do vapor - hi			
Área de escoamento=		0,27	m2
Velocidade da água =		0,06	m/s
Reynolds =	Re =	1,17E+04	
Prandtl =	Pr =	8,57E-01	
Nusselt =	Nu =	4,61E+01	Sieder-Tate
Coeficiente de película - hi =		1111,6	W/m2.C

$$Nu = 0,27 \cdot f_1 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36}$$

				RADIAÇÃO GASOSA			
Coeficiente de película do gás - he				pressão total =		1	atm
Área de escoamento=		2,41	m ²	pressão parcial CO ₂ =		0,10	atm
Velocidade do gás =		23,19	m/s	pressão parcial H ₂ O =		0,07	atm
Reynolds =	Re =	1,37E+04		espessura efetiva do gás =		0,12	m
Prandtl =	Pr =	6,84E-01		Temperatura da parede =		165,28	C =
Fator de fileiras	f ₁ =	1		Temperatura do gás =		718,9	K
Nusselt =	Nu =	9,52E+01	Zukauskas		m =	2,60	
Coeficiente de película - hec =		145,3	W/m ² .C		Q _{c r} =	626,22	W/m ²
Coeficiente de película - he =		148,22	W/m ² .C		Q _{w r} =	281,59	W/m ²
					Q _r =	907,81	W/m ²
				Coeficiente de película - her =		2,89	W/m ² .C

$$U = 125,56 \text{ W/m}^2.\text{C}$$

$$\text{Área necessária} = 150,85 \text{ m}^2$$

$$\text{Área disponível} = 151,7 \text{ m}^2$$

$$\text{Erro} = 0,6\%$$

Pré-aquecedor de ar

ÁREA DE TROCA TÉRMICA - PRÉ-AQUECEDOR DE AR					
Calor trocado =		3630,9	kW		
Temp de entrada do ar =		25,0	C	Temp de entrada do gás =	359,8 C
Temp de saída do ar =		140	C	Temp de saída do gás =	253,3 C
Vazão de ar =		31,2	kg/s	Vazão de gás =	32,6 kg/s
Temp média do ar =		82,5	C	Temp média do gás =	306,5 C
Massa específica do ar =		1,186	kg/m ³	Massa específica gás =	0,721 kg/m ³
Calor específico do ar =		0,996	kJ/kg.K	Calor específico gás =	1,047 kJ/kg.K
Viscosidade dinâmica =		2,01E-05	Pa.s	Viscosidade dinâmica gás =	2,790E-05 Pa.s
Condutividade térmica =		0,03	W/m.C	Condutividade térmica gás =	0,043 W/m.C

Fluxo cruzado					
comprimento do pré-aquecedor		4,5	m	largura =	3 m
número de passes nos gases =		3			
tubos DN=	2	pol =			
de =	2,38	pol =	60,45	mm	
di =	2,067	pol =	52,50	mm	
e =	0,1565	pol =	3,98	mm	
passo paralelo sp=	2	x de =	120,904	mm	
passo transversal st=	2	x de =	120,904	mm	
disposição em linha					
número de fileiras paralelas ao escoamento =		20		Máx=	24
número de fileiras transversais ao escoamento =		14			
número de passes nos tubos =		1			

$$Nu = 0,027.Re^{0,8}.Pr^{1/3}.\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

Coeficiente de película do vapor - hi			
Área de escoamento=		0,61	m2
Velocidade do ar =		43,35	m/s
Reynolds =	Re =	1,34E+05	
Prandtl =	Pr =	6,72E-01	
Nusselt =	Nu =	2,99E+02	Sieder-Tate
Coeficiente de película - hi =		170,0	W/m2.C

$$Nu = 0,27 \cdot f_1 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36}$$

				RADIÇÃO GASOSA	
Coeficiente de película do gás - he				pressão total =	1 atm
Área de escoamento=		1,81 m ²		pressão parcial CO2 =	0,10 atm
Velocidade do gás =		24,89 m/s		pressão parcial H2O =	0,07 atm
Reynolds =	Re =	3,89E+04		espessura efetiva do gás =	0,21 m
Prandtl =	Pr =	6,84E-01		Temperatura da parede =	171,76 C =
Fator de fileiras	f1 =	1		Temperatura do gás =	579,5 K
Nusselt =	Nu =	1,83E+02	Zukauskas	m =	2,66
Coeficiente de película - hec =		129,7 W/m ² .C		Qc r =	272,34 W/m ²
Coeficiente de película - hec =		131,70 W/m ² .C		Qw r =	175,66 W/m ²
				Q r =	448,00 W/m ²
				Coeficiente de película - her =	2,00 W/m ² .C

$$U = 69,15 \text{ W/m}^2.\text{C}$$

$$\text{Área necessária} = 234,43 \text{ m}^2$$

$$\text{Área disponível} = 239,3 \text{ m}^2$$

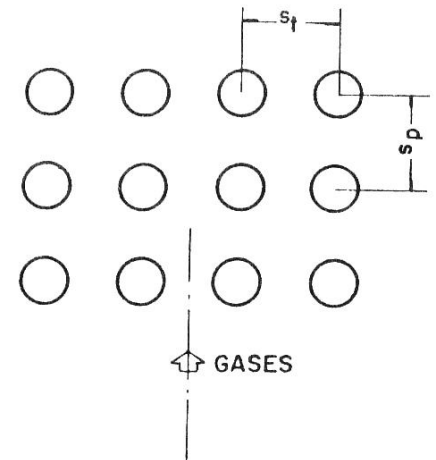
$$\text{Erro} = 2,1\%$$

Tiragem

$$\Delta p = K \left[\rho \cdot \frac{V^2}{2} \right]$$

$$K = 4 \cdot f \cdot N_f \left(\frac{\mu_p}{\mu_m} \right)^{0,14}$$

$$f = \left[0,044 + \frac{0,08 \frac{s_p}{d_e}}{\left(\frac{s_t - d_e}{d_e} \right)^{[0,43 + 1,13 \cdot (d_e/s_p)]}} \right] \cdot Re_{\max}^{-0,15}$$



Perda de carga no superaquecedor			
rho =	0,305	kg/m ³	
V =	24,05	m/s	f = 0,0541
de =	48,26	mm	K = 8,056E-01
sp =	96,52	mm	
st =	96,52	mm	Dp = 71,02 Pa
Re máx =	6,96E+03		
T =	1097,9	C	7,1 mm C. A
Tp =	374,79	C	
Visc m =	5,082E-05	Pa.s	
Visc p =	3,041E-05	Pa.s	
Nf =	4	número de fileiras	

Perda de carga na caldeira			
rho =	0,396	kg/m ³	
V =	21,76	m/s	f = 0,0516
de =	48,26	mm	K = 4,580E+00
sp =	96,52	mm	
st =	96,52	mm	Dp = 429,11 Pa
Re máx =	9,59E+03		
T =	783,3	C	42,9 mm C. A
Tp =	227,50	C	
Visc m =	4,333E-05	Pa.s	
Visc p =	2,487E-05	Pa.s	
Nf =	8	número de fileiras	
Np =	3	Número de passagens	

Perda de carga no economizador			
rho =	0,581	kg/m ³	
V =	23,19	m/s	f = 0,0489
de =	33,53	mm	K = 3,704E+00
sp =	67,056	mm	
st =	67,056	mm	Dp = 579,12 Pa
Re máx =	1,37E+04		
T =	445,9	C	57,9 mm C. A
Tp =	165,28	C	
Visc m =	3,291E-05	Pa.s	
Visc p =	2,239E-05	Pa.s	
Nf =	20	número de fileiras	
Np =	1	Número de passagens	

Perda de carga no pré-aquecedor de ar / lado do gás			
rho =	0,721	kg/m ³	
V =	24,89	m/s	f = 0,0418
de =	60,45	mm	K = 6,820E+00
sp =	120,904	mm	
st =	120,904	mm	Dp = 1523,27 Pa -
Re máx =	3,89E+04		
T =	306,5	C	152,3 mm C. A
Tp =	171,76	C	
Visc m =	2,790E-05	Pa.s	
Visc p =	2,265E-05	Pa.s	
Nf =	14	número de fileiras	
Np =	3	Número de passagens	

Perda de carga no interior dos tubos

$$\Delta p = K \left[\rho \cdot \frac{V^2}{2} \right]$$

$$K = f \cdot \frac{L}{d_h}$$

$$f = (1,82 \log_{10} Re - 1,63)^{-2}$$

Perda de carga no pré-aquecedor de ar / lado do ar			
rho ar =	1,186	kg/m ³	
V =	43,35	m/s	f = 0,0169
di =	52,50	mm	K = 1,445E+00
L =	4,5	m	
Np =	1		Dp = 1609,79 Pa
Re máx =	1,34E+05		
T =	82,5	C	161,0 mm C. A

RESUMO PERDA DE CARGA			
Superaquecedor =		7,1	mm C. A
Caldeira =		42,9	mm C. A
Economizador =		57,9	mm C. A
Pré-aquecedor / lado gás =		152,3	mm C. A
Pré-aquecedor / lado ar =		161,0	mm C. A
Somatório perda de carga =		421,2	mm C. A =

Chaminé

- Tiragem natural

$$H_u = \frac{\Delta p}{(\rho_a - \rho_g) \cdot g}$$

Somatório perda de carga = 421,2 mm C. A = 4212,31 Pa

T ar =	25	C
T gás ch =	253,3	C
rho ar =	1,415	kg/m ³
rho gás =	0,794	kg/m ³

$$H_u = \frac{\Delta p}{(\rho_a - \rho_g) \cdot g} = 692 \text{ m}$$

Utilizar tiragem forçada – tipo balanceada

Dimensionamento da chaminé

- Diâmetro da chaminé

$$d = \sqrt{\frac{4.\dot{m}_g}{\pi.\rho_g.\vec{V}}}$$

Dimensionamento da chaminé		
	Altura =	15 m
	Velocidade do gás na chaminé =	10 m/s
	Diâmetro calculado =	2,28 m

Perda de carga na chaminé

$$\Delta p = K \left[\rho \cdot \frac{V^2}{2} \right]$$

$$K = f \cdot \frac{L}{d_h}$$

$$f = (1,82 \log_{10} Re - 1,63)^{-2}$$

Perda de carga na chaminé			
rho gás =	0,794	kg/m ³	
V =	10,00	m/s	f = 0,0123
di =	2,28	m	K = 8,089E-02
L =	15	m	
			Dp = 3,21 Pa -
Re máx =	7,01E+05		
T =	253,3	C	0,3 mm C. A

Tiragem da chaminé

$$\Delta p_c = H_u \cdot (\rho_a - \rho_g) \cdot g$$

Ft chaminé=	91,32	Pa =	9,1	mm C. A
-------------	-------	------	-----	---------

Potência dos ventiladores

$$N = \frac{\dot{m}_a \cdot \Delta p_v}{\rho_a \cdot \eta}$$

$$N = \frac{\dot{m}_g \cdot \Delta p_v}{\rho_g \cdot \eta}$$

Acrescentar 20,0% às perdas, para compensar depósitos e perdas localizadas

INSUFLAMENTO									
Vence as perdas no circuito de ar									
	Pré-aquecedor / lado ar	Dp =	161,0	mm C. A	+ Acréscimo=	193,18	mm C. A	=	1931,75 Pa
		Vazão de ar =	31,2	kg/s					
		T ar =	82,5	C					
		rho ar =	1,186	kg/m ³					
		Rendimento do ventilador =	60,0%						
Potência=	84594,53	W =	113	HP =	85	kW			

EXAUSTÃO

Vence as perdas no circuito de gás

Superaquecedor =		7,1 mm C. A						
Caldeira =		42,9 mm C. A						
Economizador =		57,9 mm C. A						
Pré-aquecedor / lado gás =		152,3 mm C. A						
Chaminé		0,3 mm C. A						
Somatório das perdas de carga Dp		260,6 mm C. A	+ Acréscimo=	260,57 mm C. A	=	2605,73 Pa		
Vazão de gás =		32,6 kg/s						
T gás =	707,3 C							
rho gás =	0,426 kg/m3							
Rendimento do ventilador =		60,0%						
Potência=	331556,4 W =	444 HP =		332 kW				

POTÊNCIA DA BOMBA D'ÁGUA

Vazão =	13,9 Kg/s							
T =	129,95 C	Pot Bomba =	51868,4498 W =	70 HP =	52 kW			
rho água=	937,2 kg/m3							
Dp =	2,1 Mpa							
rendimento	60,0%							

POTÊNCIA DO GERADOR DE VAPOR						
P =	42058333	W	56378	HP =	42058	kW
Os ventiladores representam			0,99%	da potência gerada		
A bomba representa			0,12%	da potência gerada		