

UTILIZAÇÃO DE COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS
EM CALDEIRAS

Paulo César da Costa Pinheiro

DEZEMBRO / 1982

UTILIZAÇÃO DE COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS EM CALDEIRAS.

PAULO CÉSAR DA COSTA PINHEIRO

TESE SUBMETIDA À BANCA EXAMINADORA DESIGNADA PELO COLEGIADO DO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA TÉRMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS À OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA TÉRMICA.

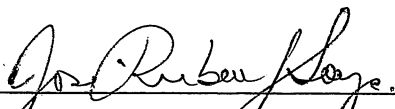
TESE APROVADA EM 17 DE DEZEMBRO DE 1982

POR:



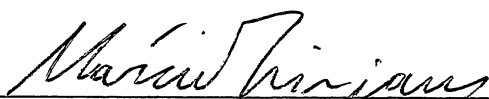
PROF. BORISAS CIMBLÉRIS

ORIENTADOR - ESCOLA DE ENGENHARIA - UFMG



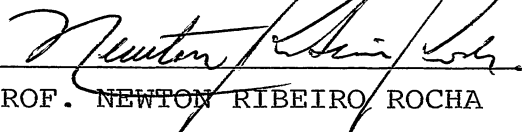
PROF. JOSÉ RUBENS GONÇALVES DE SOUZA

EXAMINADOR - ESCOLA DE ENGENHARIA - UFMG



PROF. MÁRCIO ZIVIANI

EXAMINADOR - ESCOLA DE ENGENHARIA - UFMG



PROF. NEWTON RIBEIRO ROCHA

EXAMINADOR - ESCOLA DE ENGENHARIA - UFMG

Aos meus pais...

Agradecimentos

*Agradeço sinceramente ao meu orientador Dr. Borisas Cím-
bleris, e a todos que direta ou indiretamente contribuíram pa-
ra o desenvolvimento deste trabalho.*

Belo Horizonte, 17/12/1982.

** * **

"Vaidade de vaidades! diz o pregador: vaidade de vaidades! Tudo é vaidade. Que proveito tem o homem de todo o seu trabalho, com que se afadiga debaixo do sol?

Geração vai, e geração vem; mas a terra permanece para sempre. Levanta-se o sol, e põe-se o sol, e volta ao seu lugar onde nasce de novo... Todas as cousas são canseiras, tais que ninguém as pode exprimir; os olhos não se fartam de ver, nem se enchem os ouvidos de ouvir. O que se foi, é o que há de ser; e o que se fez, isso se tornará a fazer; NADA HÁ, POIS, NOVO DEBAIXO DO SOL. Há alguma cousa de que se possa dizer: Vê, isto é novo? Já foi nos séculos que foram antes de nós. Já não há lembranças das cousas que precederam; e das cousas posteriores também não haverá memória entre os que hão de vir depois delas.

Apliquei o coração a esquadrinhar, e a informar-me com sabedoria de tudo quanto sucede debaixo do céu; este enfado trabalho impôs Deus aos filhos dos homens, para nele os aflingir. Ateentei para todas as obras que se fazem debaixo do sol, e eis que tudo era vaidade e correr atrás do vento. Aquilo que é torto não se pode indireitar; e o que falta não se pode calcular. Disse comigo: Eis que me engrandeci e sobrepujei em sabedoria a todos os que antes de mim existiram em Jerusalém; com efeito o meu coração tem tido larga experiência da sabedoria e do conhecimento. Apliquei coração a conhecer a sabedoria e a saber o que é loucura e o que é estultícia; e vim a saber que também isto é correr atrás do vento. PORQUE NA MUITA SABEDORIA HÁ MUITO ENFADO; E QUEM AUMENTA A CIÊNCIA, AUMENTA TRISTEZA.

.... Como acontece ao estulto, assim me suceda a mim; porque, pois, busquei eu mais a sabedoria? Então disse a mim mesmo que também isto é vaidade. Pois assim do sábio como do estulto, a memória não durará para sempre; pois, passados alguns dias tudo cai no esquecimento. Ah! morre o sábio e da mesma sorte o estulto !"

SUMÁRIO

Sumário.....	v
Resumo, Abstract, Résumé, Zusammenfassungen, РЕФЕРАТИ, 文摘	vii
Simbologia.....	x
Introdução.....	1
1 - Combustão	
1.1 - Prolegômenos.....	3
1.2 - Composição do ar.....	5
1.3 - Umidade do ar.....	6
1.4 - Relações estequiométricas.....	7
1.5 - Ar necessário a combustão.....	9
1.6 - Volume dos produtos da combustão.....	10
1.7 - Cálculos baseados na análise do fluxo de gases....	11
1.8 - Coeficiente característico do combustível.....	17
1.9 - Determinação da entalpia dos produtos da combustão	18
2 - Balanço térmico da caldeira	
2.1 - A equação de balanço térmico.....	20
2.2 - Energia absorvida pela caldeira.....	24
2.3 - Perda de energia pelos gases da chaminé.....	27
2.4 - Perda de energia devido a combustão incompleta....	30
2.5 - Perda de energia devido ao carbono não queimado presente nas cinzas e escórias.....	31
2.6 - Perda de energia devido à dissipação de externa da caldeira.....	32
2.7 - Perda de energia devido ao calor sensível das es- córias.....	34
3. - Características gerais da fornalha	
3.1 - Cálculos fundamentais.....	35
3.2 - Principais estágios do processo de combustão.....	40
3.3 - Temperaturas desenvolvidas durante a combustão....	41
3.4 - A transmissão de calor na fornalha.....	42

4	- O Método CKTI.....	45
5	- O Método Isotérmico.....	61
6	- O Método Adimensional.....	71
7	- Metodologia da pesquisa.....	76
8	- Apresentação e discussão dos resultados	
8.1	- Verificação dos métodos de cálculo com dados operacionais.....	82
8.2	- Análise de algumas variáveis da fornalha.....	82
8.2.1	- Influências geométricas.....	84
8.2.2	- Influência da temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão.....	85
8.2.3	- Influência do coeficiente de excesso de ar.....	85
8.2.4	- Influência do conteúdo de oxigênio no ar de combustão.....	85
8.2.5	- Influência da taxa de liberação de calor.....	86
8.3	- Análise comparativa dos métodos de cálculo do calor transferido na fornalha.....	86
8.4	- Análise da utilização dos combustíveis alternativos.....	88
9	- Conclusões e recomendações finais.....	91
10	- Anexos	
10.1	- Anexo 1.....	93
10.2	- Anexo 2.....	102
10.3	- Anexo 3.....	112
10.4	- Anexo 4.....	117
11	- Referências bibliográficas.....	121

UTILIZAÇÃO DE COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS EM CALDEIRASRESUMO

A influência da utilização dos combustíveis alternativos ao Óleo Combustível BPF em caldeiras é estudada através de aspectos termodinâmicos e de transmissão de calor à luz do Método do CKTI (URSS). São analisadas também as seguintes variáveis do ar de combustão: temperatura, excesso de ar, e teor de Oxigênio. O Método CKTI é verificado através de dados operacionais e comparado com os Métodos Adimensional e Isotérmico.

THE UTILIZATION OF ALTERNATIVE FUELS IN BOILERABSTRACT

The influence of the use of alternative fuels (with respect to fuel oil) in boilers is studied concerning its thermodynamic and heat transfer aspects, by using the CKTI (Russian All-Union Boiler and Turbine Institute) Method. The following variables for the combustion air are analyzed: temperature, excess air and oxygen content. The CKTI Method is checked by using operational data and compared with the Adimensional Method and the Isothermal Method.

L'UTILISATION DES COMBUSTIBLES ALTERNATIFS DANS LES CHAUDIÈRESRÉSUMÉ

L'influence de l'utilisation des combustibles alternatifs par rapport au mazout dans les chaudières est étudiée dans ses aspects thermodynamique et de transmission de chaleur, par la méthode CKTI (URSS). On analyse aussi les variables relatives à l'air de combustion: température, excès d'air et la teneur en oxygène. La méthode CKTI est vérifiée par rapport aux données opérationnelles et comparée aux résultats obtenus par les méthodes Adimensionnelle et Isothermique.

DAS VERBRAUCH VON WECHSELWEISE BRENNSTOFFE IN DAMPFKESSELNZUSAMMENFASSUNGEN

Das einfluß von wechselweise brennstoffe (in vergleich zur den fuel oil schwerem Erdölruckstände) wird untersucht von den thermodynamischen und den Wärmeübergangs Standpunkte, mit Verwendung der CKTI methode (des Russischen Institut für Dampfkesseln und Turbinenwesen). Man untersucht auch die folgende Veränderlichen des Verbrennungslufts: Temperatur, Luftüberschuß und Sauerstoffgehalt. Der CKTI method ist erprüft durch den Ggebrauch von wirksamen Arbeitsdaten und vergleicht mit den Dimensionslosen methode und den Isotermischem methode.

УПОТРЕБЛЕНИЕ ЗАМЕСТИТЕЛЬНЫХ ГОРЮЧИ В КОТЛАХ РЕФЕРНТЫ

Кзучается влияние употребления заместительных (альтернативных) горючих (по отношению и мазуту), особенно их термодинамический и теплопередаточный аспект, применением методик цкти. Рассмотрены также и следующие параметры воздуха употребляемого в горении: температура, избыток и доля кислорода. Способ расчета цкти проверен по опытным и промышленным данным и сравнен со способами безразмерный и изотермический.

ボイラー用代替燃料の使用について

大略

ボイラー用燃料 BPF 油の代替燃料への
関心は、熱力学的又は、光線に依る熱伝導
学的 (CKTI メソッド - URSS) に検討されている。
又、燃焼用 air に影響する温度、超過、酸素量
に因いても解析済み。

CKTI メソッドは現在操業データ, dimension less
method 並に isothermic method と比較している。

SIMBOLOGIA

- A - Fração mássica de cinzas presentes no combustível (kg cinzas/ kg de combustível) (1.25).
- A - Taxa de combustão (5.17).
- a_{vol} - Fração de cinzas volantes que são carregadas pelo fluxo de gases. (adimensional) (1.25).
- B - Consumo de combustível (kg/s ou m^3/s) (2.16).
- B_o - Número de Boltzmann (Adimensional) (4.2).
- C - Fração ponderal de Carbono no combustível (kg C/kg comb) (1.1).
- $C(\tau)$ - Concentração relativa de combustível não queimado em relação ao combustível admitido inicialmente na fornalha ($C = \exp(-A\tau)$) (5.6)
- CP_{atm} - Calor específico do ar de combustão nas condições atmosféricas ($kJ/m^3.K$) (2.22).
- CP_g - Calor específico médio dos produtos da combustão ($kJ/m^3.K$) (1.44).
- CP_{seco} - Calor específico dos combustíveis sólidos secos ($kJ/kg.^{\circ}C$) (2.6).
- d - Diâmetro das partículas de cinzas volantes (μm) (4.23).
- d_o - Diâmetro inicial das partículas de combustível (μm) (5.14).
- D - Quantidade de vapor produzido pela caldeira (kg) (2.21).
- F_{ij} - Fator de forma. (adimensional) (6.2).
- F_a - Fator de forma entre o plano radiante e o feixe de tubos situado paralelamente acima deste (adimensional) (fig. 4.2).
- g - Aceleração da gravidade (m/s^2) (2.1).
- G_{ar}^o - Massa do ar teórico da combustão (kg/kg comb) (1.2, 1.3).
- G_g - Massa total dos produtos da combustão (kg/kg comb) (1.26).
- G_{H_2O} - Massa de vapor d'agua presente nos produtos da combustão (kg/ kg comb) (1.15).
- $G_{O_2}^o$ - Massa de Oxigênio no ar teórico de combustão (kg/kg comb) (1.1).
- h - Altura (m).
- H_2 - Fração ponderal de Hidrogênio no combustível (kg/kg comb) (1.1).
- H_{af} - Entalpia da agua de alimentação da caldeira (kJ/kg comb) (2.14).
- H_{ar} - Entalpia do ar de combustão (kJ/kg comb) (1.45).
- H_{ar}^1 - Entalpia do ar que realmente entra no corpo da caldeira ($kJ/m^3 ar$) (2.9).
- H_{atm} - Entalpia do ar frio teórico (atmosférico) ($kJ/m^3 ar$) (2.9).
- H_g - Entalpia dos produtos da combustão (kJ/kg comb) (1.44).

- H_{vol} - Entalpia das cinzas volantes do combustível (kJ/kg comb) (1.46).
- $K_1, K_2, K_3 \dots$ - Coeficientes empíricos.
- K - Coeficiente de atenuação da radiação pelo meio que preenche o volume da fornalha (adimensional) (4.21).
- K_C - Coeficiente de atenuação da radiação pelas partículas de cinzas (4.28).
- K_g - Coeficiente de atenuação da radiação pelos gases triatômicos (adimensional) (4.22).
- k_k - Coeficiente de atenuação da radiação pelas partículas de coque em combustão (adimensional) (4.21).
- K_{vol} - Coeficiente de atenuação da radiação pelas partículas de cinzas volantes (adimensional) (4.23).
- m - Grau de enchimento da fornalha (adimensional) (tab. 4.2).
- m - Vazão dos produtos da combustão (2.1).
- M - Coeficiente empírico (adimensional) (4.5, 4.6, 4.7).
- O_2 - Fração ponderal de Oxigênio no combustível (kg/kg comb) (1.1).
- P - Pressão total dos produtos da combustão (MPa) (1.23).
- PCI - Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg) (tab. 1.2).
- P_{H_2O} - Pressão parcial do vapor d'água presente nos produtos da combustão (MPa) (1.24).
- P_{RO_2} - Pressão parcial dos gases triatômicos presentes nos produtos da combustão (MPa) (1.23).
- Q - Capacidade térmica da fornalha (kW) (3.9).
- $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$ - $q_i = Q_i / Q_d$ (2.13).
- Q_1 - Calor total absorvido na unidade da caldeira (kJ/kg comb) (2.1).
- Q_2 - Entalpia dos gases na saída da unidade da caldeira (kJ/kg comb) (2.1).
- Q_3 - Perda de energia devido a combustão incompleta do combustível (kJ/kg comb) (2.1).
- Q_4 - Perda de energia devido a presença de carbono não queimado presente nas cinzas (kJ/kg comb) (2.1).
- Q_5 - Perda de energia devido a dissipação externa de calor do corpo da caldeira (kJ/kg comb) (2.1).
- Q_6 - Perda de energia devido ao calor sensível das cinzas e à dissipação de calor de painéis e vigas não incluídas no sistema de circulação da caldeira (kJ/kg comb) (2.1).
- Q_{abs} - Energia absorvida na fornalha (kJ/kg comb) (3.17).
- Q_{ar} - Energia introduzida na fornalha com o ar de combustão (kJ/kg comb) (3.2).
- Q_{ar}^1 - Energia introduzida com o ar pré-aquecido fora do agregado da caldeira, através de calor de rejeito, vapor de extração etc. (kJ/kg comb) (2.8).
- Q_b - Potência térmica liberada por cada queimador na fornalha (MW) (4.30).
- $Q_{carbonatos}$ - Perda de energia devido à decomposição dos carbonatos presente nos Xistos. (kJ/kg comb) (2.11).
- Q_{comb} - Calor sensível do combustível (kJ/kg comb) (2.5).
- Q_d - Calor disponível na caldeira (kJ/kg comb) (2.1).
- Q_{ext} - Consumo de vapor fora do agregado da caldeira, para pré-aquecimento do ar, da água de alimentação, do combustível ou outros usos externos (kW) (2.14).

- q_f - Tensão térmica média das superfícies de aquecimento dos anteparos da fornalha (kW/m^2) (4.34).
 Q_f - Calor total envolvido na fornalha (kJ/kg comb) (3.2).
 Q_{rec} - Calor introduzido na fornalha com os gases recirculados do poço convectivo ou do duto dos gases (kJ/kg comb) (3.4).
 q_s - Taxa de liberação de calor na secção transversal (kW/m^2) (3.12).
 Q_u - Calor útil. Quantidade de energia absorvida na caldeira por unidade de tempo (kW) (2.14).
 q_v - Taxa de liberação de calor (kW/m^3) (3.11).
 Q_{vapor} - Energia introduzida na caldeira com o vapor de atomização do combustível (kJ/kg comb) (2.10).
 r - Coeficiente de recirculação dos gases (Adimensional) (3.5).
 R_{CH_4} - Fração volumétrica de CH_4 presente nos produtos da combustão (1.43).
 R_{CO} - Fração volumétrica de CO presente nos produtos da combustão (1.36).
 R_{H_2O} - Fração volumétrica de vapor d'água presente nos produtos da combustão (1.22).
 R_{N_2} - Fração volumétrica de N_2 presente nos produtos da combustão (1.39).
 R_{O_2} - Fração volumétrica de O_2 presente nos produtos da combustão (1.39).
 R_{RO_2} - Fração volumétrica dos gases triatômicos presentes nos produtos da combustão (1.21).
 s - Espessura efetiva da camada irradiante da câmara da fornalha (m) (4.20).
 S - Fração ponderal de enxofre do combustível (kg/kg comb) (1.1).
 S_3 - Área da superfície das paredes da fornalha (m^2) (4.4).
 S_{ag} - Área ativa da grelha da fornalha (m^2) (3.10).
 S_{rad} - Área da superfície absorvedora de radiação (m^2) (4.12).
 T_3 - Temperatura superficial das paredes absorvedoras de radiação (K) (6.17).
 T_4 - Temperatura do vapor produzido (K)
 t_{comb} - Temperatura do combustível ($^{\circ}\text{C}$) (2.7).
 T_o - Temperatura adiabática da combustão (K) (3.14).
 T_{ar} - Temperatura do ar de combustão (K) (3.7).
 T_{atm} - Temperatura atmosférica (K) (2.22).
 T_{ch} - Temperatura da real da chama (K) (3.15).
 T_f - Temperatura dos gases na saída da fornalha (K) (4.1).
 T_g - Temperatura dos produtos da combustão (K) (2.22).
 U - Resistência térmica entre as paredes e o fluido aquecido ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$) (6.18).
 U_{mid} - Vapor d'água introduzido com o ar de combustão (kg/kg comb) (1.15).
 v - velocidade dos produtos da combustão (m/s) (2.1).
 V_3 - Volume da fornalha (m^3).
 V_{ar} - Volume do ar de combustão real ($\text{m}^3/\text{kg comb}$) (1.5).
 V_{ar}^o - Volume do ar de combustão teórico ($\text{m}^3/\text{kg comb}$) (1.4).
 V_{CO_2} - Volume de CO_2 presente nos produtos da combustão ($\text{m}^3/\text{kg comb}$) (1.6).
 V_g - Volume total dos produtos da combustão ($\text{m}^3/\text{kg comb}$) (1.7).
 V_g^o - Volume total dos produtos da combustão completa do combustível com ar teórico ($\text{m}^3/\text{kg comb}$) (1.8).

- V_{gs} - Volume real dos produtos da combustão secos (m^3/kg comb) (1.6).
 V_{H_2O} - Volume do vapor d'água presente nos produtos da combustão (m^3/kg comb) (1.7).
 V_{N_2} - Volume de N_2 presente nos produtos da combustão (m^3/kg comb) (1.6).
 V_{O_2} - Volume de O_2 presente nos produtos da combustão (m^3/kg comb) (1.6).
 V_{RO_2} - Volume dos gases triatômicos (CO_2+SO_2) presentes nos produtos da combustão (m^3/kg comb) (1.9).
 V_{SO_2} - Volume de SO_2 presente nos produtos da combustão (m^3/kg comb) (1.6).
 W - Fração mássica de umidade presente no combustível (kg/kg comb) (1.15).
 X - Grau de proteção dos anteparos da fornalha (Adimensional) (4.11).
 X - Coeficiente empírico (Adimensional) (tabelas 1.3 e 1.4).
 X_f - Altura relativa da região de temperatura máxima no interior da fornalha (Adimensional) (4.8).
 Y - Coeficiente empírico (Adimensional) (Tabelas 1.3 e 1.4).
 Z - Coeficiente empírico (Adimensional) (Tabelas 1.3 e 1.4).
 α - Coeficiente de excesso de ar (Adimensional) (1.5).
 α_f - Coeficiente de excesso de ar na saída da fornalha (Adimensional) (3.3).
 β - Coeficiente característico do combustível (Adimensional) (1.38).
 ΔT - Intervalo de temperaturas ($^{\circ}C$ ou K) (1.44).
 ϵ_c - Emissividade efetiva da combustão (Adimensional) (4.19).
 ϵ_{ch} - Emissividade da zona luminosa da chama (Adimensional) (4.25).
 ϵ_f - Emissividade da fornalha (Adimensional) (4.16).
 ϵ_g - Emissividade dos gases que preenchem o volume da fornalha (Adimensional) (4.25).
 ϵ_3 - Emissividade das superfícies absorvedoras de radiação (Adimensional) (5.6).
 η_f - Rendimento da fornalha (Adimensional) (3.1).
 η_l - Rendimento líquido da caldeira (Adimensional) (2.20).
 η_q - Rendimento da combustão (Adimensional) (5.9).
 θ_f - Temperatura dos gases na saída da fornalha (Adimensional) (4.1).
 μ_{vol} - Concentração de cinzas volantes nos produtos da combustão (g/m^3 gas) (1.25).
 ξ - Coeficiente de deposição de fuligem (Adimensional) (4.13).
 ρ_g - Densidade dos produtos da combustão na CNTP (kg/m^3).
 ρ_{H_2O} - Densidade do vapor d'água ($0,804 kg/m^3$, CNTP) (1.16).
 σ_o - Constante de Stefan-Boltzmann ($5,66967 \cdot 10^{-11} kW/m^2 \cdot K^4$).
 τ - Tempo (s).
 τ_o - Tempo médio de permanência (s) (5.1).
 τ_c - Tempo de combustão (s) (5.14).
 ψ - Coeficiente de efetividade térmica dos anteparos da fornalha (Adimensional) (4.13 e 4.14).
 Ω - Coeficiente empírico (Adimensional) (tabelas 1.3 e 1.4).

INTRODUÇÃO

Falar sobre a crise do petróleo e da necessidade de economizar ou substituir os derivados do petróleo, é um modo eficaz de fazer o leitor abandonar a leitura deste trabalho prontamente. O assunto está completamente esgotado na literatura, e a sua redundância seria enfastiosa. Portanto, para ter-se alguma originalidade, não se divagará neste assunto.

É fato, que no Brasil existem centenas de caldeiras funcionando com óleo combustível, cujo funcionamento vai ficando economicamente inviável, pois o óleo a cada dia torna-se mais caro e escasso. Uma vez que o petróleo não vai abaixar de preço, e que a conservação de energia não é resposta completa, visto que possui limites demarcados pela 1^a lei da termodinâmica, o problema, a princípio admite três soluções:

- 1 - modificação da tecnologia dos processos, eliminando-se a necessidade de vapor e/ou de caldeiras;
- 2 - modificação da tecnologia das caldeiras, sucataando as que se encontram em funcionamento, e projetando-se outras para a utilização dos combustíveis alternativos;
- 3 - substituição do combustível nas caldeiras existentes, com um mínimo de modificações.

As duas primeiras soluções só serão tecnicamente viáveis dentro de 10 a 25 anos, e a transformação será onerosa. Portanto, na premência do tempo, a solução possível é a terceira.

Entretanto, a literatura não apresenta nenhuma metodologia para o cálculo das influências dos combustíveis alternativos nas fornalhas, mas somente os resultados operacionais de algumas tentativas realizadas empiricamente [32,38,73,75,91].

O grande número de variáveis envolvidas no processo de combustão e de transmissão de calor nas fornalhas, torna difícil a análise dos resultados apresentados, ocultando a influência de cada uma das variáveis no contexto global.

Na tentativa de sanar o vazio da literatura, é apresentado este trabalho, que tem como objetivos:

- 1 - Analisar os seguintes modelos matemáticos do cálculo do calor transferidos na fornalha:
 - 1.1 - Método CKTI do Instituto Central de Construção de Caldeiras e Turbinas
 - 1.2 - Método Isotérmico
 - 1.3 - Método Adimensional

- 2 - Aplicar estes métodos em uma fornalha cujos parâmetros são conhecidos, comparando os resultados teóricos com os obtidos na prática.

- 3 - Analisar a influência de alguns parâmetros no processo de combustão e de transmissão de calor.

- 4 - Verificar a influência dos combustíveis alternativos.

* * *

1 - A COMBUSTÃO

1.1 - Prolegômenos

A combustão é uma reação química de oxidação, exotérmica (com liberação intensiva de calor), entre uma substância que se queima, o combustível, e o oxigênio, o comburente; acompanhada pela transformação da energia química em energia molecular e por um substancial aumento da temperatura das substâncias em reação, atingindo-se até 2.000 °C.

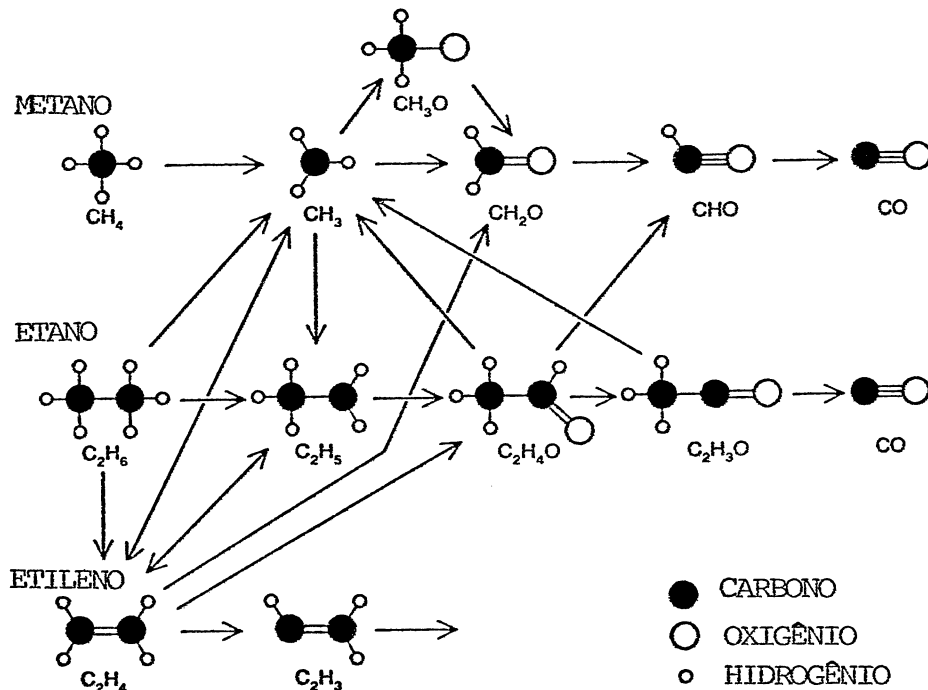
Esta reação se caracteriza principalmente pelo fato de se realizar com despreendimento de luz e, porque os produtos da mesma são gasosos.

O processo da combustão é bastante complexo e sobre ele influem fatores químicos, térmicos e mecânicos, em importantes variáveis. Apesar da grande quantidade de investigações realizadas até o presente, este fenômeno não é ainda completamente elucidado, nem existe atualmente uma teoria que o explique em toda a sua amplitude.

Podemos considerar a combustão inicialmente como um processo de decomposição térmica dos compostos dos combustíveis mais complexos. Os compostos daí resultantes podem então queimar-se diretamente ou submeter-se a um craqueamento secundário, produzindo compostos ainda mais simples antes de serem oxidados na forma de água ou de anidrido carbônico (CO₂).

A combustão é uma complexa malha envolvendo várias reações elementares, conforme mostra a figura 1.1. Ela apresenta uma visão global deste mecanismo, mostrando somente as transformações mais importantes da combustão do metano (CH₄), etano (C₂H₆) e etileno (C₂H₄). Para simplificar o diagrama de fluxo foram omitidos os produtos intermediários O, H, H₂ e os produtos da combustão CO₂ e H₂O. Também não são apresentadas as reações intermediárias do C₂H, C₂H₃ e CH₂, algumas das quais levam à formação de grandes cadeias de hidrocarbonetos e de fuligem |41|.

Figura 1.1.



De fato, apesar de reconhecermos que durante as combustões se processa um conjunto de reações químicas rápidas e complicadas, passa-se por cima destas complexidades, omitindo-se do mecanismo da combustão, os estágios intermediários e a cinética do processo; considerando-se somente os estados iniciais e finais do sistema combustível-oxidante. Estas simplificações que se efetuam durante os cálculos permitem obter resultados que se ajustam às necessidades da prática com suficiente precisão.

Chama-se combustão completa quando todos os componentes do combustível, ao reagirem, se oxidam ao máximo; ou seja, quando o combustível se queima totalmente.

Uma combustão é considerada incompleta quando parte do combustível que entra na reação, não se oxida ao máximo. Isto ocorre devido a um deficit de oxigênio na reação; porque o combustível não se acha completamente misturado com o oxigênio, escapando assim parcialmente da reação; porque a reação não se pode completar por falta de tempo; porque as temperaturas são demasiadamente baixas; por causa de um volume de câmara

ra de combustão reduzido, etc.

A generalização para o caso de falta ou excesso de ar é fácil. Menos simples é a introdução dos outros fatores, além dos efeitos das altas temperaturas (dissociação) e do resfriamento dos gases de combustão.

Na prática, o oxigênio necessário para a combustão se obtém do ar atmosférico; por isto, a ela, além do oxigênio chegará também o nitrogênio, pequenas quantidades de outros gases e umidade.

1.2 - Composição do ar

Na tabela 1.1 tem-se a composição do ar seco, ao nível do mar, de acordo com a "International Critical Tables" | 82 |.

TABELA 1.1

Componente	Símbolo	Peso molecular	Composição volumétrica	Composição volumétrica aproximada	Volume relativo	Composição ponderal	Composição ponderal aproximada	Peso relativo aproximado
Oxigênio	O ₂	31,9988	0,2099	0,21	1,00	6,717	0,232	1,00
Nitrogênio	N ₂	28,0134	0,7803	0,79		21,858	0,768	3,31
Argônio	A _r	39,948	0,0094			0,376		
Gás Carbônico	CO ₂	44,00995	0,0003			0,013		
Outros gases	--	--	0,0001			0,004		
Total (ar)	--	--	1,0000	1,00	4,76	28,968	1,00	4,31

Os gases não estão quimicamente combinados entre si no ar, é simplesmente uma mistura de componentes gasosos.

O nitrogênio, o argônio, o CO₂, o neônio, o helio, o criptônio e o xenônio são assimilados na denominação comum de gases inertes, ou ainda englobados no "nitrogênio atmosférico", e não participam da reação de combustão, mas devem figurar, pois fazem parte dos produtos resultantes. Atuam como diluente do oxigênio, tendem a diminuir a velocidade da reação; absorvem parte do calor liberado, reduzindo assim a temperatura

máxima da combustão e, conseqüentemente o seu rendimento.

Também são válidas as seguintes relações:

$$\text{Mols ar/Mols oxigênio} = \frac{100,00}{20,99} = 4,76 \text{ (m}^3\text{ ar/m}^3\text{O}_2\text{)}$$

$$\text{Mols nitrogênio/Mols oxigênio} = \frac{79,01}{20,99} = 3,76 \text{ (m}^3\text{N}_2\text{/m}^3\text{O}_2\text{)}$$

$$\text{Kg ar seco/kg O}_2 = \frac{100,00}{23,2} = 4,31$$

$$\text{kg N}_2\text{/kg O}_2 = \frac{76,8}{23,2} = 3,31$$

O peso específico do ar atmosférico é 1,293 kg/m³, a 0°C (273.15 K) e à pressão de 760 mm Hg (0,10133 Mpa) (CNTP).

Não é teoricamente correto falar em "peso molecular do ar"; mas para propósito de cálculos o valor de 28,968 pode ser utilizado com precisão matemática.

1.3 - Umidade do ar

Todas as discussões anteriores se aplicam somente ao ar puro e seco. Entretanto, o ar normalmente obtido da atmosfera para os processos de combustão, não é seco. A quantidade de umidade contida no ar varia em diferentes localidades, e em diferentes dias na mesma localidade. É normalmente mais alta no verão do que no inverno. É em geral menor que 2%, podendo atingir 5% nos climas quentes e úmidos.

A umidade pode ser expressa em forma de porcentual ou em gramas de H₂O por m³ de ar. Deve-se entretanto, tomar o cuidado de notar se refere-se a quantidade de vapor incluída no ar úmido, ou da quantidade transportada por uma unidade de ar seco.

Outra maneira muito comum de expressar a umidade contida no ar é em função das pressões parciais que é uma aplicação da lei de Dalton. Os gases componentes da atmosfera, dividem a pressão barométrica total exercida por ela em proporção à percentagem volumétrica de cada um presente. Assim, se

o ar contém 2% de H_2O , 20,6% de O_2 e 77,4% de N_2 a pressão parcial da umidade será $0,02 \times 760 \text{ mmHg} = 15,2 \text{ mmHg}$, do oxigênio 156,6 mmHg e a do nitrogênio 588,2 mmHg.

A quantidade de umidade que pode existir sob a forma de vapor em qualquer mistura gasosa é limitada. Existe uma pressão parcial máxima, chamada "pressão de saturação", que é função da temperatura da mistura.

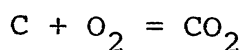
Ao tentar adicionar vapor de água a uma mistura gasosa já saturada, o excesso de vapor condensa. Iguamente, se a temperatura da mistura saturada diminui, algum vapor d'água aí contido condensa. Isto é o que acontece quando o orvalho cai à noite. Quanto maior a temperatura, maior o percentual de vapor que a mistura pode conter.

A quantidade real, ou a pressão da umidade presente pode ser menor do que a pressão de saturação. A percentagem da pressão de saturação encontrada, é frequentemente chamada nos dados atmosféricos de "umidade relativa". Se a temperatura do ar e a umidade relativa são conhecidas, a pressão de vapor e a quantidade de vapor por m^3 de ar podem ser obtidas pelo uso de tabelas ou cartas psicrométricas.

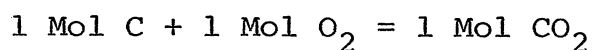
1.4 - Relações Estequiométricas

Dependendo de como o processo de combustão é efetuado, a queima do carbono pode produzir diretamente o gás carbônico (CO_2), ou primeiro se transformar em monóxido de carbono (CO) e depois em CO_2 .

Reação de oxidação do carbono em gás carbônico (CO_2)



$$12 \text{ kg C} + 32 \text{ kg } O_2 = 44 \text{ kg } CO_2$$

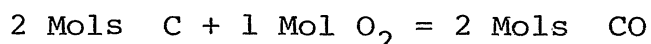
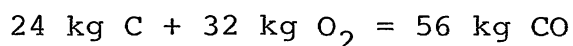
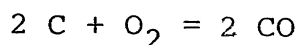


Esta reação libera 8050 kcal (33.700kJ) de calor para cada kg de carbono queimado.

$$\text{Peso específico do } CO_2 = 1,977 \text{ kg/m}^3 \text{ (CNTP)}$$

$$\text{Peso específico do } O_2 = 1,429 \text{ kg/m}^3 \text{ (CNTP)}$$

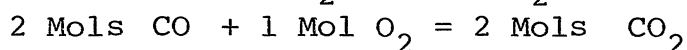
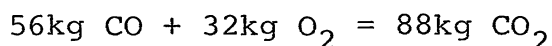
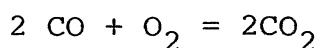
Reação de combustão do carbono em monóxido de carbono (CO)



Esta reação libera 2370 kcal (9920kJ) de calor para cada kg de carbono queimado, 3,4 vezes menos do que na formação do CO₂.

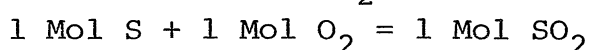
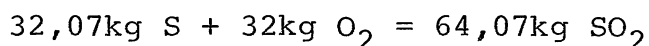
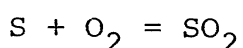
Peso específico CO = 1,25 kg/m³ (CNTP)

Reação de combustão do CO em CO₂



Esta reação libera 2430 kcal (10170kJ) de calor para cada kg ou 3050 kcal (12630 kJ) para cada m³ de monóxido de carbono queimado.

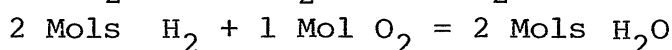
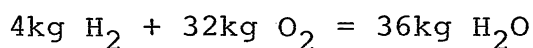
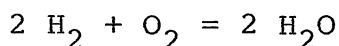
Reação de oxidação do enxôfre em anidrido sulfídrico (SO₂)



Esta reação libera 2160 kcal (9040kJ) de calor para cada kg de enxôfre queimado.

Peso específico do SO₂ = 2,927 kg/m³ (CNTP)

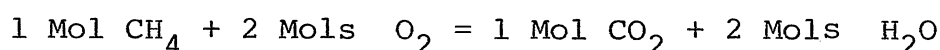
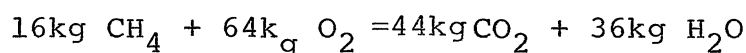
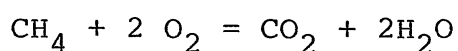
Reação de oxidação do hidrogênio em vapor d'água (H₂O)



Esta reação libera 33920 kcal (142000kJ) ou 28560 kcal (119600kJ) de calor para cada kg de hidrogênio queimado, respectivamente em função dos poderes caloríficos superior e inferior.

Embora não exista na CNTP, considera-se para efeitos de calculos, o peso específico do vapor d'agua como sendo $0,804 \text{ kg/m}^3$.

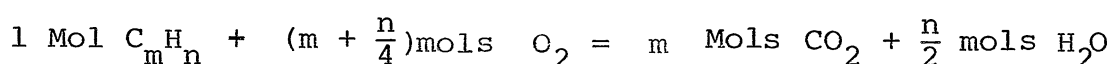
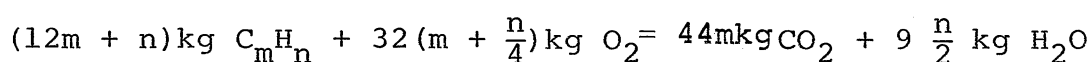
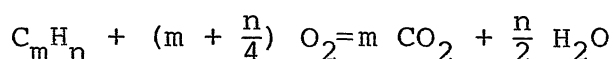
Reação de oxidação do metano (CH_4) em CO_2 e H_2O



Esta reação libera 13400kcal (56000kJ) ou 12060kcal (50480kJ) de calor para cada kg de metano queimado, respectivamente em função dos poderes caloríficos superior e inferior.

Peso específico do metano = $0,72 \text{ kg/m}^3$ (CNTP)

Reação geral de oxidação dos hidrocarbonetos (C_mH_n)



1.5 - Ar necessário à combustão

A quantidade mínima de ar necessário para realizar a combustão completa do combustível é chamado Ar Teórico e pode ser expresso em m^3/kg de combustível (V_{ar}^{O}) ou em kg/kg (G_{ar}^{O}).

Utilizando as relações estequiométricas, podemos facilmente determinar a massa teórica de oxigênio, afim de assegurar a combustão completa de 1 kg de combustível.

$$G_{\text{O}_2}^{\text{O}} = \frac{8}{3} C + S + 7,94 \text{ H}_2 - \text{O}_2 \text{ kg O}_2/\text{kg combustível} \quad (1.1)$$

onde C, S, H_2 e O_2 são as frações ponderais de cada um destes elementos no combustível.

Tomando-se a proporção de oxigênio existente no ar como sendo igual a $0,231$, temos

$$G_{\text{ar}}^{\text{O}} = G_{\text{O}_2}^{\text{O}} / 0,231 \quad (1.2)$$

$$G_{\text{ar}}^{\text{O}} = 11,5 \cdot (C + 0,375 S) + 34,23 \cdot H_2 - 4,31 \cdot O_2 \text{ (kg ar/kg comb.)} \quad (1.3)$$

Sendo a densidade do ar sêco $1,293 \text{ kg/m}^3$ (CNTTP), temos:

$$V_{\text{ar}}^{\text{O}} = 8,89 (C + 0,375 S) + 26,47 H_2 - 33,5 O_2 \text{ (m}^3 \text{ ar/kg comb)} \quad (1.4)$$

(CNTTP)

Injetando-se na fornalha mais ar do que o teoricamente necessário para a combustão, facilita-se a combustão, pois é mantido um nível suficiente de oxigênio até o final da chama, assegurando uma combustão completa. Quanto maiores forem as partículas do combustível queimado, mais deficiente é o contato entre as moléculas do combustível e do oxigênio, e maior deve ser o coeficiente de excesso de ar para uma perfeita combustão. Entretanto o aumento do excesso de ar diminui o comprimento e a temperatura da chama, aumentando as perdas de calor. O equilíbrio destas influências determina o excesso de ar ideal.

O coeficiente de excesso de ar (α) é a razão do volume de ar realmente introduzido na fornalha (V_{ar}) para o volume de ar teórico (V_{ar}^{O}).

$$\alpha = \frac{V_{\text{ar}}}{V_{\text{ar}}^{\text{O}}} = \frac{G_{\text{ar}}}{G_{\text{ar}}^{\text{O}}} \quad (1.5)$$

1.6 - Volumes dos produtos da combustão

Nas caldeiras modernas de grande capacidade a combustão é praticamente completa. Assim, os cálculos dos produtos são realizados considerando-se que a combustão é completa, produzindo somente o gás carbônico (CO_2), o anidrido sulfídrico (SO_2), o nitrogênio não consumido (N_2), o excesso de oxigênio (O_2) e o vapor d'água (H_2O)

O volume dos gases sêcos é:

$$V_{\text{gs}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} \quad (1.6)$$

O volume total dos produtos da combustão é

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \quad (1.7)$$

Numa combustão incompleta, além dos componentes acima citados, os produtos podem conter monóxido de carbono (CO), hidrogênio (H₂), metano (CH₄) e outros gases combustíveis.

Para deduzir-se fórmulas convenientes é introduzido o conceito de volume teórico dos produtos da combustão V_g^o , isto é, o volume resultante da combustão completa do combustível com ar teórico.

$$V_g^o = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o \quad (1.8)$$

Por serem os volumes dos gases triatômicos independentes do coeficiente de excesso de ar, é de praxe englobá-los num único fator V_{RO_2} :

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} \quad (1.9)$$

Das relações estequiométricas já citadas, tem-se que a combustão de 1 mol (≈ 12 kg) de carbono forma 1 mol de anidrido carbônico. O volume molar do CO₂ é 22,26 m³ (CNTP). Assim:

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12} C = 1,86C \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.10)$$

Por analogia, sendo o volume molar do SO₂ = 21,89 m³ (CNTP)

$$V_{SO_2} = 0,68 S \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.11)$$

$$V_{RO_2} = 1,86 (C + 0,375 S) \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.12)$$

O volume teórico do nitrogênio $V_{N_2}^o$ consiste do volume de nitrogênio existente no ar teórico ($0,79 V_{ar}^o$), e do volume de nitrogênio existente no combustível. Sendo o volume específico 0,8 m³/kg (CNTP) temos:

$$V_{N_2}^O = 0,79 V_{ar}^O + 0,8N_2 \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.13)$$

O volume teórico dos gases secos

$$V_{gs}^O = 1,86C + 0,68S + 0,79 V_{ar}^O + 0,8N_2 \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.14)$$

O vapor d'água existente nos produtos resulta da queima do hidrogênio, da evaporação da umidade do combustível e do vapor d'água contido no ar de combustão

$$G_{H_2O}^O = 8,94H_2 + W + \text{umid.} \cdot G_{ar}^O \quad \text{kg H}_2\text{O/kg comb.} \quad (1.15)$$

Na equação acima o termo $8,94H_2 = \frac{36,03}{4,03} H_2$ representa a quantidade de vapor d'água (H_2O) resultante da combustão do hidrogênio, W é a quantidade de umidade presente no combustível que passa para os produtos da combustão; e umid. representa o vapor d'água introduzido com o ar atmosférico. Caso não existam dados confiáveis da umidade atmosférica adotar o valor médio recomendado pela American Boilers Manufacturers Association (ABMA): $0,013 \text{ kg H}_2\text{O/kg de ar seco (CNTP)}$ |82|.

$$\text{O volume teórico do vapor d'água } V_{H_2O} = G_{H_2O} / \rho_{H_2O} \quad (1.16)$$

O vapor contido nos produtos da combustão é altamente superaquecido, devido a pequena pressão parcial e alta temperatura. Considerando que o vapor d'água obedece a Lei de Avogadro, o seu peso específico é

$$\rho_{H_2O} = \frac{18,016}{22,4} = 0,804 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{CNTP})$$

Embora considerado como admissível para efeitos de cálculos, o vapor d'água não existe na CNTP.

$$V_{H_2O}^O = 11,1H_2 + 1,24W + 1,24 \cdot \text{umid.} \cdot G_{ar}^O \quad \text{m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.17)$$

Com um excesso de ar $\alpha > 1$ o volume dos gases secos torna-se

$$V_{gs} = V_{gs}^o + (\alpha - 1) V_{ar}^o \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.18)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 1,24 \text{ umid} (\alpha - 1) G_{ar}^o \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.19)$$

$$V_g = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1) V_{ar}^o \text{ m}^3/\text{kg de combustível} \quad (1.20)$$

A fração volumétrica dos gases triatômicos e do vapor d'água são respectivamente iguais a

$$R_{RO_2} = \frac{V_{CO_2} + V_{SO_2}}{V_g} \quad (1.21)$$

$$R_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g} \quad (1.22)$$

e suas pressões parciais

$$P_{RO_2} = \frac{V_{CO_2} + V_{SO_2}}{V_g} * P \quad (1.23)$$

$$P_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g} * P \quad (1.24)$$

onde P é a pressão dos produtos da combustão.

A concentração das cinzas volantes nos produtos da combustão é

$$\mu_{vol} = \frac{A \cdot a_{vol}}{V_g} \text{ g/m}^3 \text{ de gas} \quad (1.25)$$

Onde a_{vol} é a fração de cinzas volantes que são carregadas pelo fluxo de gases, "A" a fração de cinzas no combustível.

O peso do fluxo de gases

$$G_{g} = 1 - A + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_{ar}^o \text{ kg/kg comb} \quad (1.26)$$

Quando é utilizado vapor d'água para sopragem ou para atomizar o combustível líquido, principalmente nas pequenas caldeiras, este vapor deve ser levado em consideração na determinação do volume e peso do fluxo de gases.

Quando são queimados combustíveis gasosos o volume do ar e dos produtos da combustão são determinados de modo similar, baseado nas relações estequiométricas.

$$V_{ar}^o = \left[0,5 + CO + 0,5H_2 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n + 1,5H_2S - O_2 \right] m^3/m^3 \quad (1.27)$$

$$V_{RO_2}^o = CO_2 + CO + \sum m C_m H_n + H_2S \quad m^3/m^3 \quad (1.28)$$

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V_{ar}^o + N_2 \quad (1.29)$$

$$V_{H_2O}^o = H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2S + H_2O + 1,61 \cdot V_{ar}^o \quad m^3/m^3 \quad (1.30)$$

Nas fórmulas acima CO , H_2 , N_2 etc são as frações volumétricas dos constituintes gasosos do combustível.

Caso não seja disponível uma análise elementar do combustível, podem ser utilizadas as seguintes fórmulas empíricas que apresentam um erro inferior a $\pm 1,5\%$; sendo que na maioria dos casos se situa entre $\pm 0,5$ e $\pm 1,0\%$.

Tabela 1.2 - CÁLCULO DOS VOLUMES TEÓRICOS DO AR E DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO

	Combust. Gasoso	Combustíveis sólidos ou líquidos
V_{ar}^o	$0,265 \cdot PCI$	$0,238 \cdot X \cdot (PCI + 2,5 \cdot W)$
$V_{RO_2}^o$	$0,028 \cdot PCI$	$0,238 \cdot X \cdot \Omega \cdot (PCI + 2,5 \cdot W)$
$V_{H_2O}^o$	$0,061 \cdot PCI$	$0,238 \cdot [Z + 0,01 \cdot (22,6 - \Omega) \cdot X] \cdot (PCI + 2,5 \cdot W) + 1,24 \cdot W$
V_g^o	$0,299 \cdot PCI$	$0,238 \cdot Y \cdot (PCI + 2,5 \cdot W) + 1,24 \cdot W$

*Obs. O PCI é dado em kJ/m^3 ou kJ/kg .

Os volumes são dados em m^3/m^3 ou em m^3/kg de combustível.

TABELA 1.3 - VALORES DOS COEFICIENTES REDUZIDOS | 74 | :

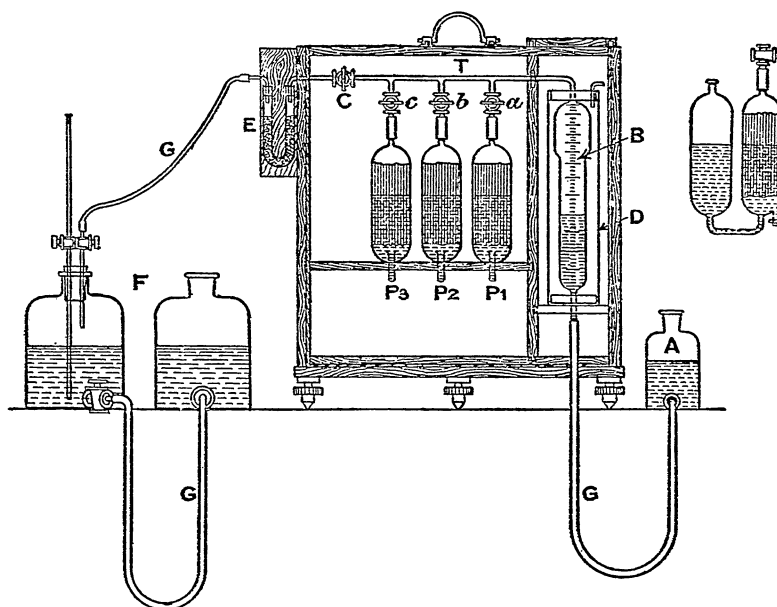
COMBUSTÍVEL	X	Y	Z	Ω
Antracito	1,1	1,14	0,016	20,1
Carvão magro	1,1	1,15	0,03	18,8
Carvão mineral	1,1	1,17	0,05	18,2
Linhito voláteis $\leq 45\%$	1,1	1,18	0,06	19,4
voláteis $> 45\%$	1,1	1,19	0,07	19,0
Xisto voláteis = 80%	1,1	1,23	0,11	19,5
voláteis = 90%	1,07	1,19	0,11	19,0
Turfa	1,07	1,2	0,11	19,1
Óleo combustível	1,1	1,18	0,06	15,6
Gás natural	1,11	1,25	0,12	10,6

1.7 - Cálculos Baseados na Análise do Fluxo de Gases

A análise do fluxo de gases pode ser realizada com a ajuda de um analisador químico de gases do tipo Orsat fig.1.2. Este aparelho possui normalmente três pipetas de absorção; uma é carregada com solução aquosa de hidróxido de potássio (KOH) a 40%, que absorve o CO_2 e o SO_2 ; outra com solução de hidróxido de potássio em ácido pirogálico, que absorve o oxigênio, e a outra com cloreto cuproso que absorve o CO. O vapor d'água dos produtos da combustão condensa-se no Orsat, assim os

cálculos são baseados nos produtos secos. A percentagem volumétrica do RO_2 e O_2 no fluxo de gases secos são determinados passando a amostra de gás sucessivamente pelas tres pipetas. Os dados obtidos são utilizados para determinar V_g , o coeficiente característico do combustível, e o coeficiente de excesso de ar α .

Figura 1.2 - Aparelho de Análise de gases ORSAT |106|.



A composição dos produtos secos da combustão completa do combustível é determinada pela fórmula

$$V_{gs} = V_{RO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad (1.31)$$

ou em frações volumétricas

$$R_{RO_2} + R_{O_2} + R_{N_2} = 1,00 \quad (1.32)$$

Onde R_{RO_2} é a fração volumétrica de RO_2 presente no fluxo de gases secos.

Assim,

$$V_{gs} = \frac{V_{RO_2}}{R_{RO_2}} \quad (1.33)$$

$$V_{RO_2} = 1,86 (C + 0,375.S) \text{ m}^3/\text{kg} \quad (1.34)$$

Donde

$$V_{gs} = 1,86 \frac{C + 0,375.S}{R_{RO_2}} \quad (1.35)$$

Por analogia, se existe CO nos produtos da combustão:

$$V_{gs} = 1,86 \frac{C + 0,375.S}{R_{RO_2} + R_{CO}} \text{ m}^3/\text{kg} \quad (1.36)$$

1.8 - Coefficiente característico do combustível

Eliminando o R_{N_2} da equação $R_{RO_2} + R_{O_2} + R_{N_2} = 1,00$, utilizando a razão de volumes normal do ar atmosférico (79/21), após alguns arranjos:

$$0,21 - \beta \cdot R_{RO_2} - (R_{RO_2} + R_{O_2}) = 0 \quad (1.37)$$

Onde

$$\beta = 2,37 \frac{H_2 - 0,126 O_2}{C + 0,375 S} + 0,0605 \quad (1.38)$$

O fator adimensional β caracteriza a composição do combustível, e é independente do conteúdo de cinzas A, umidade W e do coeficiente de excesso de ar α . O fator β é chamado coeficiente característico do combustível e é constante para cada combustível.

No caso da combustão incompleta, o fluxo de gases contém além do RO_2 , O_2 e N_2 os produtos da oxidação incompleta (CO) e gases combustíveis livres (H_2 , CH_4 , C_mH_n). Entretanto em fornalhas devidamente operadas os produtos contêm somente alguns traços de H_2 , CH_4 , etc. Deste modo, pode-se considerar nos casos práticos, somente a presença de CO. Assim, a composição do fluxo de gases será:

$$R_{RO_2} + R_{CO} + R_{O_2} + R_{N_2} = 1,00 \quad (1.39)$$

De onde:

$$0,21 - R_{RO_2} - (R_{RO_2} + R_{O_2}) = (0,605 + \beta) \cdot R_{CO} \quad (1.40)$$

$$e \quad R_{CO} = \frac{0,21 - \beta \cdot R_{RO_2} - (R_{RO_2} - R_{O_2})}{0,605 + \beta} \quad (1.41)$$

Assim, a análise dos produtos da combustão pode ser reduzida à determinação de R_{O_2} e R_{RO_2} . Isto é muito conveniente, pois o reagente utilizado no Orsat para absorver o CO satura-se muito antes que o utilizado para RO_2 e O_2 . Os valores de CO calculados pela equação acima são confiáveis quando a quantidade de R_{CO} no fluxo de gases é da ordem de poucos décimos. Com combustão consideravelmente incompleta, uma análise total deve ser realizada.

Conhecendo-se a composição dos produtos da combustão, é possível determinar o valor do coeficiente de excesso de ar em qualquer ponto ao longo do fluxo de gases.

Para combustão completa:

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \cdot R_{O_2} / R_{N_2}} \quad (1.42)$$

Para combustão incompleta:

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \cdot (R_{O_2} - 0,5 \cdot R_{CO} - 0,5 \cdot R_{H_2} - 2 \cdot R_{CH_4}) / R_{N_2}} \quad (1.43)$$

1.9 - Determinação da Entalpia dos Produtos da Combustão

Os resultados da análise permite calcular a entalpia (H_g) dos produtos da combustão. Ela é determinada através de fórmulas gerais do tipo $H_g = V_g \cdot CP_g \cdot \Delta T_g$ ou $H_g = \Delta T_g \cdot \Sigma (V_g \cdot CP_g)$ e é expressa em kJ/kg de combustível sólido ou líquido, ou em kJ/m³ de combustível gasoso.

$$H_g = V_{RO_2} \cdot (CP \cdot \Delta T)_{RO_2} + V_{N_2}^O \cdot (CP \cdot \Delta T)_{N_2} + V_{H_2O}^O \cdot (CP \cdot \Delta T)_{H_2O} \quad (1.44)$$

A entalpia do ar teórico é então:

$$H_{ar}^O = V_{ar}^O \cdot (CP \cdot \Delta T)_{ar} \quad (1.45)$$

Com um coeficiente de excesso de ar $\alpha > 1$ a entalpia dos produtos da combustão torna-se:

$$H_g = H_g^O + (\alpha - 1) \cdot H_{ar}^O + H_{vol} \quad (1.46)$$

A entalpia das cinzas volantes H_{vol} em relação aos outros componentes do fluxo de gases, é pequena, sendo na maioria das vezes desprezada. Só é calculada quando

$$\frac{a_{vol} \cdot A}{PCI} > 0,014 \quad (\text{kg/MJ})$$

$$\text{Assim, } H_{vol} = a_{vol} \cdot A \cdot CP_{vol} \cdot t$$

Caso não seja disponível a composição dos produtos da combustão podem ser utilizadas as seguintes fórmulas empíricas:

$$H_g = (X + Y) \cdot (PCI + 2,5 \cdot W) + Z \cdot W \quad \text{kJ/kg ou kJ/m}^3 \quad (1.47)$$

Para $a_{vol} \cdot A / PCI > 0,014$ kg/MJ:

$$H_g = (X + Y) \cdot (PCI + 2,5 \cdot W) + Z \cdot W + \Omega \cdot a_{vol} \cdot A \quad \text{kJ/kg ou kJ/m}^3 \quad (1.48)$$

TABELA 1.4- COEFICIENTES REDUZIDOS PARA DETERMINAÇÃO DA ENTALPIA DOS GASES [74]

t °C	ANTRACITOS OU SEMI ANTRACITOS		CARVÃO PEDRA (BETUMINOSO)				LINHITO		ÓLEO COMBUSTÍVEL		GÁS NATURAL		TODOS OS COMBUSTÍVEIS	
	X	Y	$V_g < 20\%$		$V_g > 20\%$		X	Y	X	Y	X	Y	Z	Ω
			X	Y	X	Y								
100	3	35	3	35	4	35	4	34	4	35	6	35	170	85
300	10	105	11	105	13	105	15	104	14	105	21	107	590	250
500	19	179	21	179	24	179	28	177	26	178	37	182	1000	460
700	29	257	33	257	36	256	41	254	38	255	55	261	1420	670
900	39	338	44	338	50	336	56	333	52	335	74	342	1880	880
1100	51	419	56	419	64	418	72	414	66	416	94	426	2400	1130
1300	63	503	70	503	80	501	88	497	82	499	115	510	2900	1380
1500	75	588	84	588	95	586	105	582	98	584	137	596	3450	1630
1700	88	675	98	675	109	672	122	667	114	670	161	684	4000	1880
1900	101	762	112	762	125	759	140	752	132	756	185	773	4550	2170
2100	114	850	126	850	141	846	158	839	149	843	209	862	5150	2470
2300	127	939	141	939	158	935	176	926	167	931	235	953	5700	2800

TABELA 1.5- CALOR SENSÍVEL DAS CINZAS VOLANTES kJ/kg.°C

t °C	300	500	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
CP _{vol}	0,88	0,92	0,95	0,97	1,00	1,04	1,16	1,21	1,23	1,26

2 - BALANÇO TÉRMICO DA CALDEIRA

- A equação do balanço térmico

A caldeira é um tipo de máquina térmica, e, como tal, o bedece as Leis Fundamentais da Termodinâmica. A quantidade de calor introduzido na caldeira com o combustível e o comburente, é igual à soma do calor utilizado e do calor perdido. Esta equação de balanço térmico é geralmente expressa em função da quantidade dos combustíveis (kg dos sólidos e líquidos, e m^3 dos gasosos) queimados em regime permanente na caldeira. Isto corresponde a uma operação contínua da unidade da caldeira sob condições de operação (pressão, consumo de vapor, qualidade do combustível, coeficiente de excesso de ar, etc.) constantes.

A equação de balanço térmico para a unidade da caldeira é:

$$Q_d = Q_1 + \dot{m} \cdot H_g + \dot{m} \Delta \frac{v^2}{2} + \dot{m} h_g + (Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6) \quad (\text{kJ/kg comb}) \quad (2.1)$$

onde

Q_d = Energia disponível na caldeira, energia total fornecida à caldeira;

Q_1 = Energia total absorvida na unidade da caldeira;

$Q_2 = m \cdot H_g$ = entalpia dos produtos da combustão na saída da unidade da caldeira;

$m \Delta \frac{v^2}{2}$ = variação da energia cinética dos produtos da combustão;

$m h_g$ = variação da energia potencial dos produtos da combustão;

Q_3 = Energia perdida devido a combustão incompleta do carvão;

Q_4 = Energia perdida devido ao combustível não consumido presente nas cinzas;

Q_5 = Energia perdida devido à dissipação externa do corpo da caldeira;

Q_6 = Energia perdida devido ao calor sensível das cinzas e à dissipação de calor nos painéis e vigas não incluídas no sistema de circulação da caldeira.

Desprezando-se a variação da energia potencial dos gases, que é pequena em relação às outras grandezas, e da energia cinética que, nas clássicas fornalhas utilizando o ar de combustão sob pressão constante, é suprida pelos sistemas de tiragem forçada ou induzida, obtemos:

$$Q_d = Q_1 + \dot{m} H_g + (Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6) \quad (\text{kJ/kg ou kJ/m}^3) \quad (2.2)$$

onde H_g é a entalpia dos gases na saída da caldeira; ou seja, $\dot{m} H_g$ é a perda de energia pelos gases quentes que saem pela chaminé (Q_2).

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (\text{kJ/kg ou kJ/m}^3) \quad (2.3)$$

Na equação acima Q_d representa a energia disponível na caldeira, que para a maioria dos combustíveis sólidos é aproximadamente igual ao seu poder calorífico inferior (PCI):

$$Q_d = \text{PCI} \quad (\text{kJ/kg ou kJ/m}^3) \quad (2.4)$$

Para os combustíveis sólidos com umidade (%) $> 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot \text{PCI}$; e para os líquidos e gasosos, devemos levar em consideração o calor sensível do combustível.

$$Q_d = \text{PCI} + Q_{\text{comb}} \quad (\text{kJ/kg ou kJ/m}^3) \quad (2.5)$$

onde

$$Q_{\text{comb}} = (\text{CP} \cdot T)_{\text{comb}} = \text{calor sensível do combustível (kJ/kg ou kJ/m}^3);$$

CP = calor específico do combustível;

T = temperatura do combustível (K ou °C).

Para os combustíveis sólidos, a uma temperatura de 20°C (293K):

$$\text{CP} = 4,2 \cdot W + \text{CP}_{\text{seco}} (1 - W) \quad (\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.6)$$

onde

CP_{seco} = calor específico dos combustíveis sólidos secos
(kJ/kg 20°C)

W = Fração ponderal de umidade no combustível (kg/kg).

TABELA 2.1

Calor específico dos combustíveis sólidos secos a 20°C kJ/kg 20°C 74	
Lignito	1,13
Hulha	1,09
Antracito	0,92
Semi-antracito	

Para o óleo combustível, numa faixa de temperaturas en
tre 90 e 130°C (360 e 400 K):

$$CP = 1,74 + 0,0025 \cdot t_{\text{comb}} \quad (\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.7)$$

onde t_{comb} é a temperatura do óleo combustível em °C.

Utilizando-se um pré-aquecimento do ar de combustão:

$$Q_d = PCI + Q_{\text{comb}} + Q_{\text{ar}1} \quad (2.8)$$

onde

$Q_{\text{ar}1}$ = Calor introduzido com o ar pré-aquecido fora do
agregado da caldeira, através de calor de regeito,
vapor de extração, etc.

$$Q_{\text{ar}1} = V_{\text{ar}} \cdot (H_{\text{ar}1} - H_{\text{atm}}) \quad (\text{kJ/kg comb}) \quad (2.9)$$

onde H_{atm} é a entalpia do ar frio teórico (atmosférico), e $H_{\text{ar}1}$
a entalpia do ar que realmente entra na caldeira. Na ausência
de indicações especiais, pode-se considerar para a realidade
brasileira, o ar frio a 30 °C.

Existindo ventiladores de alta pressão, com um salto de pressão $\Delta P > 0,01$ MPa, é necessário considerar o calor introduzido no ar pelo ventilador [127] :

$$\Delta T_{\text{ar}} = 10^3 \cdot \Delta P \quad (\text{K}) \quad (2.10)$$

Quando for utilizado vapor para atomizar o combustível líquido:

$$Q_d = \text{PCI} + Q_{\text{comb}} + Q_{\text{ar}} + Q_{\text{vapor}} \quad (2.11)$$

Quando é utilizado xisto como combustível, e suas cinzas possuem uma considerável quantidade de carbonatos, parte do calor é gasto para decompor estes carbonatos:

$$Q_d = \text{PCI} + Q_{\text{comb}} + Q_{\text{ar}} + Q_{\text{vapor}} - Q_{\text{carbonatos}} \quad (2.12)$$

O calor gasto para decompor os carbonatos dos xistos é:

$$Q_{\text{carbonatos}} = 41,0 \cdot K \cdot (\text{CO}_2)_{\text{carb.}} \text{ kJ/kg} \quad (2.13)$$

onde K é o coeficiente de decomposição dos carbonatos ($K=0,77$ para combustão em camada e $K = 1,0$ para combustão pulverizada) e $(\text{CO}_2)_{\text{carb}}$ é a percentagem de anidrido carbônico nos carbonatos dos xistos utilizados.

A equação do balanço térmico também pode ser expressa em termos de fração, fazendo $Q_d = 1,00$.

$$1,00 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad (2.14)$$

onde

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_d}$$

2.2 - Energia absorvida pela caldeira

O calor útil Q_u é a quantidade de energia utilizada para aquecer a água até o ponto de ebulição, para convertê-la em vapor saturado e para superaquecê-lo até à temperatura requerida.

De modo geral, a quantidade de energia absorvida na caldeira por unidade de tempo é:

$$Q_u = D_{\text{sup}}(H_{\text{sup}} - H_{\text{af}}) + D_{\text{sat}}(H_{\text{sat}} - H_{\text{af}}) + D_{\text{purg}}(H_{\text{aq}} - H_{\text{af}}) + D_{\text{reaq}}(H_{\text{s.reaq}} - H_{\text{e.reaq}}) + Q_{\text{ext}} \quad (\text{kW}) \quad (2.15)$$

onde

D_{sup} = vazão de vapor superaquecido gerado (kg/s)

D_{sat} = vazão de vapor saturado retirado da caldeira sem passar pelo superaquecedor (kg/s)

D_{purg} = vazão de água, à temperatura de ebulição retirada da caldeira para purga (kg/s)

D_{reaq} = vazão de vapor reaquecido retirado da caldeira (kg/s)

H_{sup} = entalpia do vapor superaquecido,

H_{sat} = entalpia do vapor saturado,

H_{aq} = entalpia da água em ebulição,

H_{af} = entalpia da água de alimentação da caldeira,

$H_{\text{s.reaq}}$ = entalpia do vapor na saída do reaquecedor,

$H_{\text{e.reaq}}$ = entalpia do vapor na entrada do reaquecedor,

Q_{ext} = consumo de vapor fora do agregado da caldeira.

Quando a caldeira não possui uma estação de desmineralização, a água de alimentação normalmente possui uma grande quantidade de sais dissolvidos (100 mg/l ou mais), que não são carregados pelo vapor gerado, acumulando assim no circuito da caldeira. A concentração de sais dissolvidos nas caldeiras aquitubulares não deve exceder 2000 a 3000 mg/l.

Para reduzir a concentração dos sais dissolvidos e remover a bôrra salina formada, parte da água do circuito da caldeira é substituída pela água de alimentação. Esta purga pode ser periódica, efetuada a cada 6 ou 8 horas de serviço nas caldeiras de pequena capacidade, quando não é necessária uma grande qualidade do vapor. Nas caldeiras de médio e grande porte, tanto a purga contínua quanto a periódica são utilizadas. A purga contínua é efetuada nos tambores superiores da caldeira onde a concentração salina é considerada máxima, e a purga periódica é efetuada nos inferiores onde acumula uma maior quantidade da lama.

Como é perdida uma considerável quantidade de energia com a água de purga, a quantidade de água rejeitada deve ser cuidadosamente controlada.

Nas caldeiras com purga contínua o consumo de água é menor do que 2%, equivalentes a um consumo de calor útil menor do que 0,5%. Este valor se situa numa faixa de 0,5 a 2,0% nas caldeiras de passe único das centrais térmicas com condensação, podendo entretanto atingir 3% nas caldeiras com co-geração.

Para se determinar Q_1 , divide-se o calor útil Q_u , pelo consumo de combustível B:

$$Q_1 = \frac{Q_u}{B} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.16)$$

A razão entre a quantidade de energia absorvida na caldeira pela quantidade de energia disponível é chamada rendimento (eficiência) bruto da caldeira η :

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_d} = \frac{Q_u}{B \cdot Q_d} \quad (2.17)$$

A eficiência (bruta) das caldeiras de grande capacidade é bem alta, entre 0,88 e 0,94; sendo que nas de pequena capacidade é consideravelmente menor, podendo atingir a faixa de 0,6 a 0,7. A eficiência da caldeira varia com a sua carga,

sendo que o máximo corresponde normalmente a uma carga entre 0,75 e 0,85 da nominal.

Quando a caldeira é testada a eficiência é determinada medindo-se o consumo de combustível, vapor e água; a pressão e temperaturas do vapor e água, o poder calorífico inferior do combustível, e utilizando a equação acima. Este valor também pode ser encontrado pela diferença entre a unidade e o somatório de todas as perdas de calor, determinadas pela composição e temperatura dos gases secos da chaminé, das cinzas, etc.

Quando se projeta uma caldeira a eficiência é prevista ou calculada com base na temperatura de saída dos gases pela chaminé, com valores recomendados para cada perda de calor, no coeficiente de excesso de ar nos gases da chaminé ($\alpha_{g\ ch}$) utilizando-se a seguinte equação:

$$\eta = 1 - \sum_{i=2}^6 q_i \quad (2.18)$$

o consumo de combustível é determinado por:

$$B = \frac{Q_u}{\eta Q_d} \quad (\text{kg/s}) \quad (2.19)$$

O rendimento (bruto) da caldeira é calculada sem se levar em consideração a energia gasta pelos equipamentos auxiliares (bombas de alimentação, equipamentos de tiragem, equipamentos de sopragem de fuligem, etc.). Levando-se em conta a energia térmica e elétrica consumida pelos equipamentos auxiliares da caldeira, tem-se a chamada eficiência líquida (η_ℓ):

$$\eta_\ell = \eta - \Delta\eta_{\text{aux}} \quad (2.20)$$

onde $\Delta\eta_{\text{aux}}$ é o consumo total de energia pelos equipamentos auxiliares, relacionado com o calor disponível e expresso em frações da unidade; entretanto o conceito de eficiência líquida não é tão utilizado quanto o da eficiência bruta.

A razão entre a quantidade de vapor gerado na caldeira e a quantidade de combustível consumido para produzir este va-

por chama-se coeficiente de vaporização do combustível "E", e mostra a quantidade de vapor produzido para cada quilograma e combustível queimado.

$$E = \frac{D}{B} = \frac{PCI \cdot \eta}{H_{\text{vapor}} - H_{\text{af}}} \quad (\text{kg vapor/kg comb}) \quad (2.21)$$

2.3 - Energia perdida pelos gases da chaminé

Pelos gases que saem pela chaminé existe a maior das perdas de energia (Q_2) a que a caldeira está sujeita, atingindo 4 a 8 por cento nas grandes instalações e até 10 a 20 por cento nas de pequena capacidade. Esta perda de energia varia diretamente com coeficiente de excesso de ar e com a temperatura de saída dos gases pela chaminé. Quanto maior o excesso de ar e a temperatura de saída dos gases, maior é a perda de energia existente. Esta temperatura depende de vários fatores de projeto e de operação, sendo que nas caldeiras com capacidade superior a 10 toneladas de vapor por hora, situa na faixa de 115 a 180°C.

A perda de energia Q_2 é a diferença entre a entalpia dos produtos da combustão na chaminé e a entalpia do ar frio entregue a caldeira. Este cálculo baseado nas Leis de Hess e Kirchhoff para as reações químicas:

$$Q_2 = \sum V_g CP_g (T_{g \text{ ch}} - T_c) - V_{\text{ar}} CP_{\text{atm}} (T_{\text{atm}} - T_c) \quad (2.22)$$

onde:

V_g = volume de cada composto presente nos produtos da combustão;

CP_g = calor específico de cada composto presente nos produtos da combustão;

V_{ar} = volume de ar correspondente a um coeficiente de excesso de ar $\alpha_{g.ch}$ nos gases da chaminé;

CP_{atm} = calor específico do ar frio;

T_{atm} = temperatura do ar frio que entra na caldeira;

$T_{g \text{ ch}}$ = temperatura dos gases na chaminé;

T_c = temperatura na qual o poder calorífico do combustível foi tomado.

ou

$$Q_2 = H_{g \text{ ch}} - \alpha_{g \text{ ch}} H_{atm}^O \quad (2.23)$$

onde:

$H_{g \text{ ch}}$ = entalpia dos gases na chaminé, com um coeficiente de excesso de ar $\alpha_{g \text{ ch}}$, e temperatura $T_{g \text{ ch}}$

H_{atm}^O = entalpia do ar frio teoricamente necessário à combustão ($\alpha = 1$, $T = T_{atm}$)

$$H_{atm}^O \approx 39,5 \times V_{ar}^O \text{ (kJ/kg comb)}$$

em termos de fração fica:

$$q_2 = \frac{H_{g.ch} - \alpha_{g.ch} H_{atm}^O}{Q_d} \quad (2.24)$$

Como pode ser visto pelas equações acima, os fatores principais da perda de energia Q_2 são o volume e temperatura de saída dos gases de exaustão. O volume dos gases depende do coeficiente de excesso de ar na saída da caldeira ($\alpha_{g.ch} = \alpha_f + \Delta\alpha$), onde α_f é o coeficiente de excesso de ar na fornalha, e $\Delta\alpha$ é o fator de infiltração de ar através dos elementos das caldeiras com tiragem induzida.

As caldeiras devem ser operadas com um α_f mínimo que as segure a queima completa do combustível; e um mínimo de in-filtrações de ar.

Para se reduzir a perda de energia Q_2 e, assim, aumentar a eficiência da caldeira, os gases devem ser resfriados pelos elementos convectivos da caldeira até a mais baixa temperatura possível, para ser aproveitado ao máximo o seu calor sensível. Esta temperatura é determinada pela engenharia e por um levantamento econômico, pois para um grande resfriamento dos gases necessita-se de um considerável aumento das superfícies de aquecimento da caldeira. A temperatura de saída dos gases da chaminé recomendada, tende a ser menor com a elevação do preço dos combustíveis e de uma maior vida útil desejável para a caldeira.

TABELA 2.2-TEMPERATURAS DE SAÍDA DOS GASES RECOMENDADAS (°C) [74]

a) combustíveis sólidos

COMBUSTÍVEIS	PRESSÃO MÉDIA	ALTA PRESSÃO		PRESSÃO SUPER-CRÍTICA
	P = 4-6 MPa $t_4 = 150^\circ\text{C}$	P = 8-12 MPa $t_4 = 215^\circ\text{C}$	P = 14-18MPa $t_4 = 235^\circ\text{C}$	P = 24 MPa $t_4 = 265^\circ\text{C}$
Seco $\text{H}_2\text{O} \leq 0,7\% \text{ kg/MJ}$	110 - 120 110	120 - 130 110	120 - 130 110	130 - 140 110
Úmido $\text{H}_2\text{O} = 1 \rightarrow 5\% \text{ kg/MJ}$	120 - 130 110 - 120	140 - 150 120 - 130	140 - 150 120 - 130	150 - 160 130 - 140
Bastante úmido $\text{H}_2\text{O} \geq 5\% \text{ kg/MJ}$	130 - 140	160 - 140	160 - 170	170 - 180

b) combustíveis líquidos e gasosos

COMBUSTÍVEL	$t_{\text{gás}}$ °C
Óleo combustível c/alto teor de enxofre $S^P > 2,0\%$	150 - 160
Óleo combustível com enxofre $0,5 \leq S^P \leq 2,0\%$	130 - 140
Óleo combustível com baixo teor de enxofre $S^P < 0,5\%$	110 - 120
Gás natural	110 - 120

2.4 - Perda de energia devido à Combustão incompleta do Combustível

Esta perda de energia é causada pela combustão incompleta dos gases termicamente estáveis, como o CO, H₂, CH₄ e C_nH_m. Normalmente só o monóxido de carbono se apresenta em quantidade significativa na combustão incompleta do carbono, e por isto, a perda de calor Q₃ é calculada com base neste gás.

$$V_{CO} = V_g \cdot CO = 1,866 \frac{(C + 0,375 S)CO}{CO_2 + SO_2 + CO} \text{ m}^3/\text{kg comb} \quad (2.26)$$

$$Q_{CO} = 12630 \text{ kJ/m}^3$$

$$Q_3 = V_{CO} \cdot Q_{CO}$$

$$Q_3 = \frac{23.570 \cdot (C + 0,375 S)CO}{SO_2 + CO_2 + CO} \text{ kJ/kg comb} \quad (2.27)$$

Se além do CO, o fluxo de gases contiver H₂ e CH₄, o cálculo de Q₃ será realizado pela equação abaixo:

$$Q_3 = (C + 0,375S) \frac{(23600CO + 20000H_2 + 64800 CH_4)}{SO_2 + CO_2 + CO + H_2 + CH_4} \text{ kJ/kg comb} \quad (2.28)$$

A presença de carbono não queimado nas cinzas e escoria introduz o fator de correção devido a Q₄ nas fórmulas acima, analogamente à correção feita na fórmula de Q₂.

O aparecimento da perda de energia Q₃ é geralmente devido a uma quantidade insuficiente de oxigênio ou ar atmosférico suprido, ou de uma má utilização deste comburente, resultado de uma mistura imprópria com o combustível ou de uma imperfeita aerodinâmica da fornalha. Entretanto existem outras razões para o aparecimento de Q₃, tal como uma baixa temperatura na fornalha.

Nas caldeiras criteriosamente projetadas e operadas, a perda de energia Q₃ pode ser inferior a 1%. Em fornalhas alimentadas manualmente, mal operadas, onde são queimados carvões com alta umidade, esta perda pode ser superior a 5%.

Sob condições semelhantes, Q_3 diminui e Q_2 aumenta com o acréscimo do coeficiente de excesso de ar. Se a soma $Q_2 + Q_3$ pode ser determinada experimentalmente como uma função de α_f , existe um valor de α_f tal que esta soma seja mínima, e é este o valor ótimo para operação da caldeira.

2.5 - Perda de energia devido ao carbono não consumido presente nas cinzas e escórias.

Quando um combustível sólido é queimado, as escórias e cinzas retiradas da fornalha, bem como as cinzas volantes carregadas pelos gases através dos elementos da caldeira, podem conter uma certa quantidade de combustível não consumido. A perda Q_4 é a soma das perdas de combustível através das escórias e cinzas retiradas e cinzas volantes. Nas fornalhas a combustível pulverizado, não existe perda de combustível através da grade, neste caso $Q_4 = Q_4^{\text{escórias}} + Q_4^{\text{cinzas volantes}}$.

Na fase de testes e operação, Q_4 é calculado pela seguinte equação:

$$Q_4 = \left(a_{(\text{esc.}+\text{cinz.})} \frac{C_{(\text{esc.}+\text{cinz.})}}{100-C_{(\text{esc.}+\text{cinz.})}} + a_{(\text{vol})} \frac{C_{(\text{vol.})}}{100-C_{(\text{vol})}} \right) \cdot 32100 \cdot A \quad \begin{matrix} (\text{kJ/kg}) \\ (2.29) \end{matrix}$$

onde:

$a_{(\text{esc}+\text{cinz})}$ e $a_{(\text{vol})}$ = são respectivamente as frações da cinza do combustível presente na escoria e no cinzeiro, e nas cinzas volantes carregadas;

$C_{(\text{esc}+\text{cinz})}$ e $C_{(\text{vol})}$ = são as percentagens de matéria combustível presente na escoria e no cinzeiro, e nas cinzas volantes, determinadas em laboratório;

A = fração de cinzas presente no combustível.

A magnitude da perda de energia Q_4 depende das características do combustível (percentagem de cinzas, presença de fi-

nos, matéria volátil, craqueamento), do tipo de fornalha, das condições de combustão, etc.; e varia dentro de uma ampla faixa, de 1 a 2 por cento para as grandes fornalhas com grelha, a até 10 a 15 por cento para as pequenas.

Na presença de Q_4 o valor ótimo do coeficiente de excesso de ar na fornalha α_f corresponde a um mínimo das somas de $Q_2 + Q_3 + Q_4$.

No cálculo da entalpia e do volume dos produtos da combustão, não é feita correção para a perda de calor devido ao combustível não queimado. Para determinar o volume real dos produtos da combustão, o conceito de consumo de combustível calculado é introduzido.

$$B_c = B \cdot (1 - q_4) \quad (\text{kg/s}) \quad (2.30)$$

onde B é o consumo real de combustível, determinado pela equação (2.19).

2.6 - Perda de calor devido à dissipação externa da caldeira (Q_5)

Estando os revestimentos e isolantes térmicos da caldeira a uma temperatura superior à do ar ambiente e das paredes da casa de caldeiras, existe aí uma transferência de calor Q_5 . Esta perda de calor é tanto menor, quanto maior for a capacidade de produção de vapor da caldeira. Para uma determinada caldeira, Q_5 é inversamente proporcional à sua carga. Para caldeiras operando sob carga inferior à sua capacidade nominal, Q_5 pode ser determinada por interpolação linear.

Para caldeiras de grande capacidade, Q_5 é geralmente muito pequena, mas pode entretanto, atingir 3 a 4 por cento. A ordem de grandeza desta perda de energia pode ser estimada, para as modernas caldeiras aquatubulares, pela tabela 2.3, e figura 2.1, e para as caldeiras mais antigas, de estrutura em alvenaria, pela figura 2.2.

TABELA 2.3 | 74 |

Prod.nom.caldeira D	80	100	200	300	400	600	>900	ton/hr
Perda de calor	0,75	0,70	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	%

Figura 2.1 - Perda de energia devido a dissipação térmica externa (%) |127|

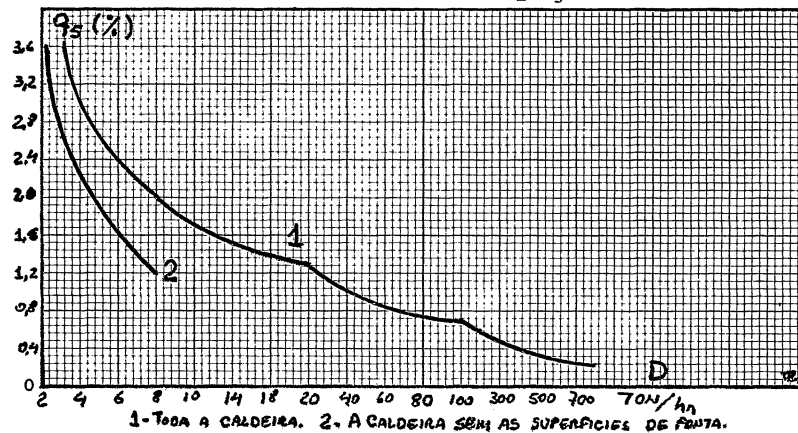
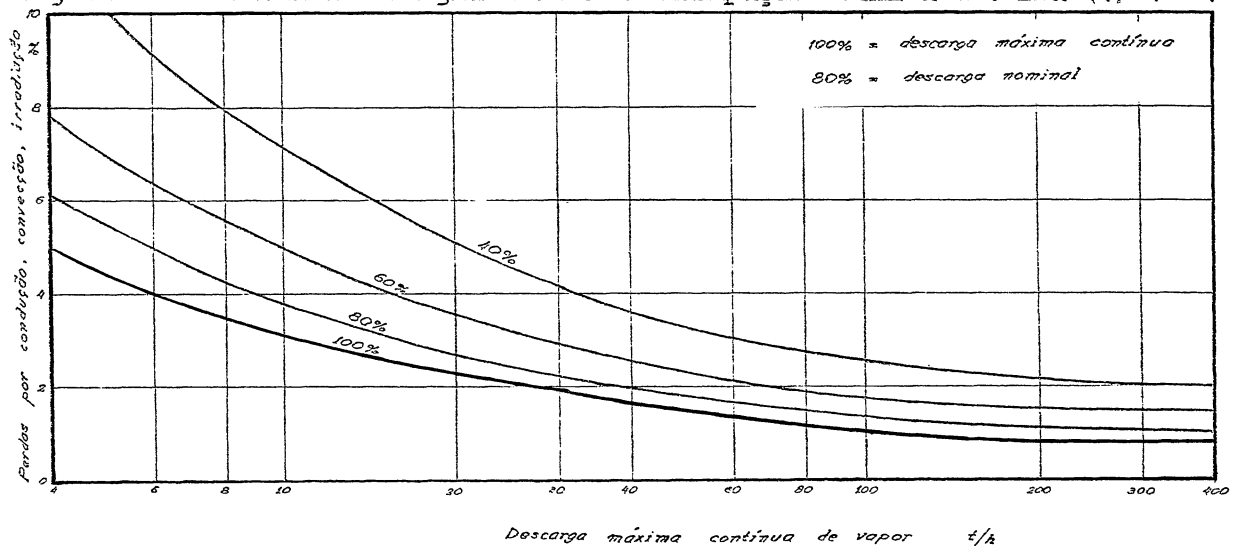


Figura 2.2 - Perda de energia devido a dissipação térmica externa (%) |104|



A energia perdida Q_5 também pode ser expressa em termos do fator de conservação de calor Φ :

$$\Phi = 1 - q_5 \quad (2.31)$$

A perda de energia devido ao resfriamento dos painéis e vigas que não estão incluídas no sistema de circulação da caldeira, raramente são levadas em consideração.

2.7 - Perda de energia devido ao calor sensível das escórias.

A perda de energia devido ao calor sensível das escórias retiradas é normalmente pequena, e pode ser desprezada; a não ser que o combustível utilizado possua uma fração de cinzas $A > 2,5 \cdot 10^{-5} \cdot \text{PCI}$ (Sendo o PCI dado em kJ/kg), e que haja retirada de escoria fundida.

$$q_6 = \frac{a_{\text{escória}} \cdot H_{\text{escória}} \cdot A}{Q_d} \quad (2.32)$$

onde:

- $a_{\text{escória}}$ = Fração de escória retirada;
- $H_{\text{escória}}$ = Entalpia da escória (kJ/kg);
- A = Fração de cinzas no combustível;
- $a_{\text{escória}} = 1 - a_{\text{vol}}$
- a_{vol} = Fração de cinzas volantes.

TABELA 2.4-Entalpia aproximada das escórias dos combustíveis sólidos | 74 |

t	600	1300	1400	1500	1600	°C
H_{escorias}	560	1360	1580	1760	1870	kJ/kg

A temperatura da retirada da escoria líquida deve ser no mínimo 100°C superior à temperatura do início de fusão das cinzas.

3 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DAS FORNALHAS

3.1 - Cálculos fundamentais

A equação do balanço térmico (2.01) mostra que as seguintes perdas de energia são originárias na fornalha: perda devido à combustão incompleta do carbono Q_3 ; perda devido ao carbono não queimado presente nas cinzas Q_4 ; perda devido à dissipação de calor para o ambiente Q_5 ; e a perda devido ao calor sensível das escórias. Assim, o rendimento da fornalha é:

$$\eta_f = 1 - \frac{(Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6)}{Q_d} \quad (3.1)$$

A equação acima não leva em consideração o coeficiente de excesso de ar com que a fornalha é operada e por isto não é satisfatória para comparar diferentes modelos de fornalhas. Para tal comparação faz-se uso do rendimento padrão da combustão que considera a perda de energia pelos gases da chaminé (Q_2) padronizando as temperaturas de saída dos gases pela chaminé e a temperatura do ar.

O calor total envolvido na fornalha é:

$$Q_f = Q_d - Q_3 - Q_6 + Q_{ar} + Q_{rec} \quad (\text{kJ/kg}_{\text{comb}}) \quad (3.2)$$

onde:

Q_{ar} = Energia introduzida na fornalha com o ar de combustão, pré-aquecido ou não.

$$Q_{ar} = (\alpha_f - \Delta\alpha_f - \Delta\alpha_{pul})H_{ar} + (\Delta\alpha_f + \Delta\alpha_{pul})H_{atm} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.3)$$

onde:

α_f = coeficientes de excesso de ar na saída da fornalha;

$\Delta\alpha_f$ e $\Delta\alpha_{pul}$ = coeficientes de infiltração de ar na fornalha e no equipamento de pulverização do combustível;

H_{ar} e H_{atm} = entalpia do ar quente, na saída do pré-aquecedor de ar, e do ar frio. ($\text{kJ/kg}_{\text{comb}}$)

TABELA 3.1		
QUANTIDADES DE AR SUCCIONADO NOS DUTOS DE GÁS DOS AGREGADOS DE CALDEIRA COM CARGA NOMINAL		
GASODUTOS		$\Delta\alpha$
CAMARAS DE FORNALHA DE CALDEIRAS DE CARVÃO PULVERTIZADO, ÓLEO COMBUSTÍVEL OU GÁS	-Dutos de camara com retirada de escória sólida e tubos de anteparo c/revest.metálico	0,05
	-Idem com revestimento refratário e metálico	0,07
	-Idem sem revestimento metálico	0,1
	-Dutos de camara com retirada líquida ou nos de óleo e gás com revestimento metálico	0,05
	-Idem sem revestimento metálico	0,08
	-Ciclones com rarefação	0,03
CAMARAS DE FORNALHA COM GRELHA	-Grelha mecânica ou semi-mecânica	0,1
	-Manuais	0,03
DUTOS DE GÁS DAS SUPERFÍCIES CONVECTIVAS DE AQUECIMENTO	-Anteparo convectivo, superaquecido de anteparo, primeiro feixe da caldeira $D > 50 \text{ ton/hr}$	0
	Primeiro feixe da caldeira $D \leq 50 \text{ ton/hr}$	0,05
	Segundo feixe da caldeira $D \leq 50 \text{ ton/hr}$	0,01
	Superaquecedor primário	0,03
	Superaquecedor intermediário	0,03
	-Zona de transição da caldeira de trajeto direto	0,03
	-Economizadores das caldeiras $D > 50 \text{ ton/hr}$ para cada estágio	0,02
	-Economizadores das caldeiras $D \leq 50 \text{ ton/hr}$ de aço, de ferro fundido com revestimento de ferro fundido sem revestimento	0,08 0,1 0,2
PRÉ-AQUECEDORES DE AR	-Pré-aquecedores de ar de tubos para caldeiras c/ $D > 50 \text{ ton/hr}$ p.estágio	0,03
	" " c/ $D < 50 \text{ ton/hr}$ " "	0,06
	-Pré-aquecedores de ar regenerativos para caldeiras c/ $D > 50 \text{ ton/hr}$	0,2
	" " c/ $D \leq 50 \text{ ton/hr}$	0,25
	-De placas para cada estágio	0,1
	-Ferro Fundido de tubos aletados, para cada estágio de placas aletadas, para cada estágio	0,1 0,2
CAPTADORES DE CINZAS	-Filtros-eletrostáticos, p/cald. $c/D > 50 \text{ ton/hr}$	0,1
	p/cald. $c/D \leq 50 \text{ ton/hr}$	0,15
	-Scrubber de ciclone e de bateria	0,05
DUTOS DE GÁS ATRÁS DO AGREGADO	-De aço, para cada 10m de comprimento	0,01
	-De alvenaria, para cada 10m de comprimento	0,05

TABELA 3.2 VALORES MÉDIOS $\Delta\alpha_{pp}$ PARA O SISTEMA DE PREPARAÇÃO DE PÓ

CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE PREPARAÇÃO DO PÓ	$\Delta\alpha_{pp}$
MOINHOS DE TAMBOR COM ESFERAS	
c/briter intermediário c/secagem pelo ar quente	0,1
c/briter intermediário c/secagem por ar quente e gases de chaminê	0,12
com injeção direta	0,04
MOINHOS DE MARTELOS	
trabalhando a vácuo	0,04
trabalhando sob pressão de ar quente	0
MOINHOS DE VELOCIDADE MÉDIA TRABALHANDO A VÁCUO	0,04
MOINHOS VENTILADORES COM TUBO DE SECAGEM	0,2-0,25

Q_{rec} = calor introduzido na fornalha com os gases recirculados do poço convectivo ou do duto de gases.

$$Q_{rec} = V_{rec} \cdot CP_g \cdot T_{rec} \quad (\text{kJ/kg}_{comb}) \quad (3.4)$$

Com a utilização de combustíveis sólidos pobres, a recirculação tem a finalidade de diminuir a temperatura de saída dos gases da fornalha, e assim, evitar o depósito de escórias nas partes altas da fornalha e nos elementos convectivos. Com a utilização de combustíveis sólidos ricos, líquidos e gasosos a recirculação tem as finalidades de diminuir os fluxos térmicos locais, uniformizar a taxa média de liberação de calor por todo o volume da fornalha; diminuir a velocidade da chama; e regular o superaquecimento das paredes inferiores. Representando o coeficiente de recirculação dos gases por r , temos:

$$r = \frac{V_{rec}}{V_g} \quad (3.5)$$

onde:

V_{rec} = volume dos gases recirculados;

V_g = volume dos produtos da combustão;

$$V_{g.f} = V_g + V_{rec} = (1 + r)V_g \quad (3.6)$$

$V_{g.f}$ = volume dos gases na saída da fornalha.

A temperatura dos gases no local da retirada é cerca de 30 a 50 K superior à temperatura do ar quente.

$$T_{rec} = T_{ar} + (30 \text{ a } 50 \text{ K}) \quad (\text{K}) \quad (3.7)$$

$$H_{g.f} = H_g + r \cdot H_{rec} \quad (\text{kJ/m}^3) \quad (3.8)$$

A capacidade de uma fornalha Q , expressa a quantidade de calor envolvida dentro da fornalha, por unidade de tempo, como resultado da queima de B (kg/s ou m^3/s) de combustível.

$$Q = Q_f \cdot B \quad (\text{kW}) \quad (3.9)$$

As fornalhas com grelhas são caracterizadas pela área de sua grelha S_g (m^3), e pela área ativa da grelha S_{ag} (m^2), área da camada de combustível sobre a grelha, que pode ser, ou não, igual à superfície total da grelha. A capacidade específica de uma fornalha com grelha, ou taxa de liberação de calor, é igual ao calor liberado por unidade de área ativa da grelha.

$$\frac{Q}{S_{ag}} = \frac{B \cdot Q_f}{S_{ag}} \quad (\text{kW}/\text{m}^2) \quad (3.10)$$

O valor de Q/S_{ag} situa-se na faixa de 800 a 2.300 kW/m^2 , com valor médio normal de 1200 kW/m^2 .

A dimensão característica de uma fornalha de câmara é o volume do espaço da fornalha V_3 (m^3). A capacidade específica desta fornalha, ou taxa de liberação de calor, é caracterizada pela quantidade de calor liberado por unidade de volume:

$$q_v = \frac{Q}{V_3} = \frac{B \cdot Q_f}{V_3} \quad (\text{kW}/\text{m}^3) \quad (3.11)$$

O conceito de taxa de liberação de calor também pode ser estabelecido para outras máquinas térmicas, além das fornalhas; onde algumas vezes é apresentado em unidades diferentes; como HP/LITRO, no caso dos motores de combustão interna; ou em $\text{kWh}/\text{m}^3 \cdot \text{h}$, no caso de reatores nucleares. Entretanto, a taxa de liberação de calor depende de muitos fatores, tais como a qualidade e preparação dada ao combustível, tamanho e tipo de fornalha, tipo de queimador utilizado, etc., e é por isto um conceito bastante elástico; como mostram os limites dados na tabela a seguir.

TABELA 3.3 TAXAS DE LIBERAÇÃO DE CALOR.

TIPO DE MÁQUINA TÉRMICA	q_v (kW/m ³)
Fornalhas com grelhas para hulhas	230 - 260
Fornalhas com grelhas de escada dupla para linhito	115 - 175
Fornalha para combustível pulverizado	100 - 230
Fornalha para combustível pulverizado com extração de escoria	600 -1200
Fornalhas a óleo	200 -2300
Fornalhas ciclones horizontais	3500 -6000
Fornalhas para gases	200 -1500
Vasos de combustão pulsativa	11500
Motores de automóveis	7000 -35000
Jatos	21000 -46000
Foguetes	72000
Geradores MHD	80000
Motores de automóveis de dragsters	110000
Reator atômico FBR	460000-1000000

Nas fornalhas de pequeno volume com altas taxas de liberação de calor, como ocorre nas fornalhas ciclones, a liberação de calor se distribui praticamente uniforme dentro de todo o volume da fornalha; assim, a taxa média de liberação de calor também expressa os valores locais. Por outro lado, nas fornalhas de grande volume, onde há um processo de combustão menos concentrado, a energia liberada varia muito em diferentes pontos da fornalha. É maior nas proximidades dos queimadores, e declina continuamente ao longo do caminho da chama. Quanto maior a taxa de liberação de calor máxima, menor é o caminho percorrido pela chama.

Do mesmo modo, o conceito de taxa de liberação de calor na seção transversal é aplicado às fornalhas:

$$q_s = \frac{Q_f \cdot B}{S_f} \quad (\text{kW/m}^2) \quad (3.12)$$

onde S_f é a área da secção transversal da fornalha. Sujeita a certas restrições, esta expressão pode ser considerada como um indicador da velocidade do fluxo de gases através da fornalha, desde que a ela seja totalmente preenchida pela chama, e que não ocorra o retorno dos gases dentro da fornalha; o que é difícil de realizar na prática.

3.2 - Principais estágios do processo de combustão.

O processo de combustão de uma partícula combustível pode ser caracterizado pelo tempo de preparação (τ_p), o tempo de combustão das matérias voláteis (τ_v) e o tempo de combustão do carbono residual (τ_c).

Durante o estágio de preparação o combustível inicialmente é aquecido, a umidade evapora e há então a destilação das matérias voláteis. Se as matérias voláteis são misturadas com o ar e aquecidas até cerca de 600°C inicia-se abruptamente a combustão. No terceiro estágio o carbono queima. Não existe uma linha clara de separação entre estes estágios, sendo que cada estágio sobrepõe e é sobreposto pelos outros.

O primeiro estágio absorve calor do meio ambiente; a evaporação da umidade requer cerca de 2442 kJ/kg , enquanto a destilação cerca de 460 kJ/kg de matéria volátil. Nos dois outros ocorre a liberação de energia e o desenvolvimento de altas temperaturas. A medida que ocorre o último estágio o processo perde intensidade e a taxa de liberação de calor diminui consideravelmente. A perda de calor devido à combustão incompleta é determinada por este estágio.

Os valores de τ_p , τ_v e τ_c podem ser determinados com precisão suficiente em laboratório, como função, principalmente, do tamanho da partícula, da temperatura e composição do meio de combustão. Assim pode-se calcular a variação de concentração do combustível, como função do tempo, nas reais condições de operação das fornalhas.

Com a ajuda do método termogravimétrico também podem ser determinadas as taxas de combustão $\omega = -dC(\tau)/d\tau$ das partículas

combustíveis

Chamando de " $C(\tau)$ " a concentração relativa de combustível não queimado em relação ao combustível admitido inicialmente na fornalha; a forma da função $C(\tau)$ varia de um combustível para outro, dependendo das condições de combustão.

Entretanto, $C(\tau)$ é geralmente uma função exponencial. Assim, podemos considerar $C(\tau) = e^{-A\tau}$, onde o valor A é função dos fatores acima indicados e pode ser determinado experimentalmente. Podemos observar que a função na forma considerada acima supõe que as reações de combustão existentes na fornalha são de ordem 1, isto é, a combustão é considerada completa, o que é bem próximo do processo real.

3.3 - Temperaturas desenvolvidas durante a combustão.

Se realizarmos a combustão num espaço fechado e adiabático, será possível atingir a temperatura adiabática de combustão, cujo cálculo, não se levando em consideração a dissociação é dado por:

$$T_o = \frac{Q_f}{\sum V_i CP_i} \quad (K) \quad (3.13)$$

onde:

V_i = volume de cada um dos produtos da combustão,

CP_i = calor específico médio, entre T_{atm} e T_o , de cada um dos produtos da combustão, (kJ/kg.K).

Nas fornalhas das caldeiras reais existe um complexo campo de distribuição de temperaturas e a das taxas de liberação de calor. As fornalhas com grelhas são caracterizadas pelo campo de temperaturas do leito de combustão e do volume da fornalha logo acima deste. A distribuição da temperatura nas fornalhas do tipo câmara é também bastante complicado e caracterizado por isotermas. A temperatura é máxima no núcleo da chama, que é ajustado ao centro da fornalha, a altura dos queimadores. A temperatura do núcleo da chama T_{ch} , se aproxima da temperatura adiabática da chama, mas é inferior a ela devido a transmis

são de calor. A temperatura dos produtos da combustão diminui com a distância do núcleo da chama, e atinge um mínimo na saída da fornalha, próximo aos tubos do anteparo de escórias e do banco de tubos convectivos.

$$T_{ch} \approx T_o = \frac{Q_f}{\sum V_i CP_i} \quad (3.14)$$

No caso de recirculação dos gases:

$$T_{ch} \approx \frac{Q_f}{(1 + R) \sum V_i CP_i} \quad (3.15)$$

No caso dos gases recirculados não atingirem a zona de combustão:

$$T_{ch} \approx \frac{Q_f - Q_{rec}}{\sum V_i CP_i} \quad (3.16)$$

3.4 - A transmissão de calor na fornalha.

Uma das mais importantes aplicações comerciais dos cálculos de transmissão de calor por radiação é o projeto dos geradores de vapor. Por que a tecnologia de construção destas unidades se desenvolveu antes da teoria; diversos métodos empíricos para o cálculo do calor transferido na fornalha por radiação foram desenvolvidos, e hoje são disponíveis.

Mas, a necessidade de se aumentar a potência das fornalhas, e de se estabelecer condições de operação mais precisas, entre outras, tem recentemente levado ao desenvolvimento de numerosos modelos físicos e matemáticos para prever o processo existente nas modernas camaras de combustão. Estes modelos matemáticos nos dão as informações necessárias para o projeto das fornalhas de uma maneira fácil e rápida.

Os métodos aqui adotados para se computar o calor transferido por radiação na fornalha das caldeiras são o modelo matemático adimensional, o modelo matemático isotérmico, e

o método CKTI proposto por A. M. Gurvich. Estes modelos são muito simples, porque se limitam à determinação da transmissão de calor e de alguns parâmetros mais significativos do processo; não determinando a distribuição de calor através das paredes da fornalha.

A transmissão de calor por condução nas paredes dos tubos também é indiretamente considerada nestes modelos. Isto é muito importante no estudo do processo de impregnação de cinzas volantes nas superfícies protegidas e da deposição de escórias.

A fornalha é projetada para acomodar a chama, mantendo-a a uma alta temperatura o tempo suficiente para que a combustão se processe completamente, sem produzir fuligem ou fumaça. Alí há uma intensa transmissão do calor oriundo da chama dos produtos da combustão e das partículas sólidas incandescentes, para as superfícies de aquecimento localizadas no seu interior. Quase todo o calor trocado no interior da fornalha é por radiação, enquanto a troca por convecção é geralmente desprezada.

É chamada de radiação direta aquela oriunda da chama luminosa, do leito de combustão e dos produtos de combustão não incandescentes. De radiação indireta aquela oriunda do revestimento da parede da fornalha. A quantidade de calor recebida pelas superfícies de aquecimento da fornalha de uma caldeira é simbolizada por Q_{abs} (kJ/kg).

A fração do calor transferido na fornalha é chamada de eficiência de absorção da fornalha, e é expressa da seguinte forma adimensional

$$\mu = \frac{Q_{abs}}{Q_f} = \frac{(Q_f - V_g \cdot CP_g \cdot T_f)}{Q_f} \quad (3.17)$$

onde:

Q_f = é o calor total envolvido na fornalha, baseado na temperatura teórica da chama.

$$Q_f = (V_g \cdot CP_g \cdot T_{ch}) \quad (\text{kJ/kg}_{\text{comb}}) \quad (3.18)$$

O propósito dos cálculos da fornalha não é somente conseguir uma combustão completa e de alta eficiência; mas também encontrar as dimensões da superfície de aquecimento por radiação (S_{rad}) que deve ser instalada na fornalha, para assegurar uma transferência de calor que produza um arrefecimento suficiente dos produtos da combustão até a uma temperatura T_f na saída. Esta temperatura é o principal parâmetro da energia transferida na fornalha, mostrando a sua confiabilidade e eficiência. A desejável queda de temperatura ao longo do caminho percorrido pelos gases, depende das propriedades do combustível, particularmente do seu teor de cinzas; das reais condições de fluxo dentro da fornalha, da localização, número e orientação dos queimadores, das características do vapor etc.

Com uma alta temperatura de saída, as cinzas mais leves dos combustíveis sólidos são carregadas pelos gases, e sedimentam-se sobre as superfícies dos tubos de água, que se encontram frios relativamente aos produtos da combustão, cobrindo-os com uma sólida camada de escória, diminuindo assim a capacidade de absorção de calor deste elemento da caldeira. Com uma temperatura T_f baixa, as perdas de calor devido a uma combustão incompleta, mecânica e quimicamente, aumentam sensivelmente. Dados experimentais permitiram estabelecer temperaturas ótimas de saída dos gases da fornalha, para diferentes tipos de combustíveis e fornalhas. Esta faixa de temperaturas possui um máximo a 1250°C e um mínimo a 950°C para ampla faixa de tipos de combustíveis. Para cada combustível estas temperaturas devem estar cerca de 50 a 100°C abaixo da temperatura de fusão das cinzas do combustível.

4 - O MÉTODO "CKTI"

O método CKTI para calcular o calor transferido na fornalha das caldeiras é baseado na aplicação do princípio da similaridade a dados experimentais obtidos na investigação da performance das fornalhas e na equação adimensional sugerida por A.M.Gurvich [74, 121, 127].

As fórmulas analíticas usadas por este método relacionam o calor transferido na fornalha por radiação (Q_{abs}) e a temperatura adimensional θ_f aos critérios básicos de similaridade do processo da fornalha, isto é, o número de Boltzmann (B_o), a emissividade da fornalha (ϵ_f) e as constantes geométricas Ψ e ρ .

A fórmula básica para o cálculo do processo de transmissão de calor na fornalha, calcula a temperatura dos gases na saída da fornalha T_f :

$$\theta_f = \frac{T_f}{T_o} = \frac{B_o^{0,6}}{M \cdot \epsilon_f^{0,6} + B_o^{0,6}} \quad (4.1)$$

Sendo o número de Boltzmann dado por

$$B_o = \frac{B \cdot (1-q_4) \cdot \bar{C}P_g \cdot V_g}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \Psi \cdot S_3 \cdot T_o^3} \quad (4.2)$$

A fórmula (4.1) torna-se

$$T_f = \frac{T_o}{M \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot S_3 \cdot \Psi \cdot \epsilon_f \cdot T_o^3}{B \cdot (1-q_4) \cdot \bar{C}P_g \cdot V_g} \right)^{0,6} + 1} \quad (K) \quad (4.3)$$

e a sua fórmula de recorrência

$$S_3 = \frac{10^{11} \cdot B \cdot (1-q_4) \cdot Q_{abs}}{5,67 \cdot M \cdot \Psi \cdot \epsilon_f \cdot T_f \cdot T_o^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_o}{T_f} - 1 \right)^2} \quad (m^2) \quad (4.4)$$

onde T_o é a temperatura adiabática da chama (K), T_f temperatura dos gases no fim da fornalha (K), M coeficiente adimensional que leva em consideração a posição relativa do núcleo da chama em relação à altura total da câmara da fornalha, ψ fração fria da câmara da fornalha, razão entre a superfície de aquecimento S_{rad} e a soma de todas as superfícies que limitam o volume ativo da fornalha S_3 , ϵ_f emissividade da câmara da fornalha.

O coeficiente empírico M apresenta a influência da posição relativa dos queimadores na fornalha e do comprimento do facho sobre a dimensão necessária dos anteparos da fornalha. A posição dos queimadores influi sensivelmente também na temperatura do tampo da fornalha.

Para combustíveis líquidos e gasosos:

$$M = 0,54 - 0,20 \cdot X_f \quad (4.5)$$

Para combustíveis sólidos altamente reativos, como os carvões de pedra, lignitos, turfa, xistos pulverizados:

$$M = 0,59 - 0,50 X_f \quad (4.6)$$

Para a queima de combustíveis sólidos pouco reativos e também carvões com alto teor de cinzas, com $X_f \geq 0,18$:

$$M = 0,56 - 0,50 X_f \quad (4.7)$$

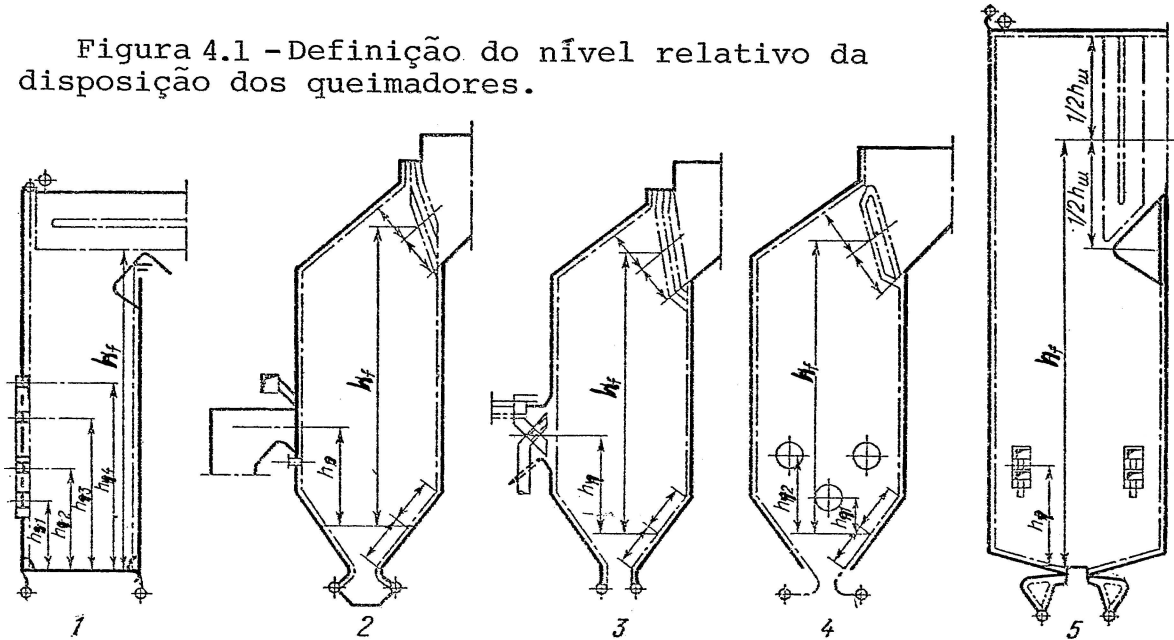
Em todas as fórmulas acima o valor máximo de M é 0,50. A grandeza X_f caracteriza a posição relativa da região de temperatura máxima no interior da fornalha. Para a maioria dos combustíveis esta altura coincide praticamente com o nível dos queimadores.

$$X_f = \frac{h_q}{h_f} \quad (4.8)$$

onde h_q é a altura de colocação dos queimadores, h_f altura desde a soleira da fornalha até à metade da janela de saída dos gases.

Quando os queimadores estiverem dispostos em níveis de diferentes alturas, toma-se como h_q a altura média ponderada em função da produção térmica de cada queimador.

Figura 4.1 - Definição do nível relativo da disposição dos queimadores.



Utilizando-se queimadores angulares diretos ou de queimadores com turbilhonamento em alguns andares, dá-se um retardamento da ignição do combustível, e o nível de temperatura máxima desloca-se um pouco acima da zona dos queimadores. Neste caso

$$X_f = \frac{h_q}{h_f} + \Delta X \quad (4.9)$$

onde a correção $\Delta X = 0,1$ para $D \leq 420$ Ton/h, e $\Delta X = 0,05$ para $D > 420$ Ton/h.

Na queima de óleo combustível com coeficiente de excesso de ar ($\alpha_q < 1,0$), a altura do núcleo da chama é dada por

$$X_f = \frac{h_q}{h_f} + 2 (1,0 - \alpha_q) \quad (4.10)$$

A área real da parede aquatubular aquecida pela radiação, é encontrada com ajuda do coeficiente angular " F_a ", que é o fator de forma entre um plano radiante e o feixe de tubos situado paralelamente acima deste. O valor de F_a depende do passo relativo dos tubos $\tau = s/d$ e da distância do anteparo até a parede refratária " e ".

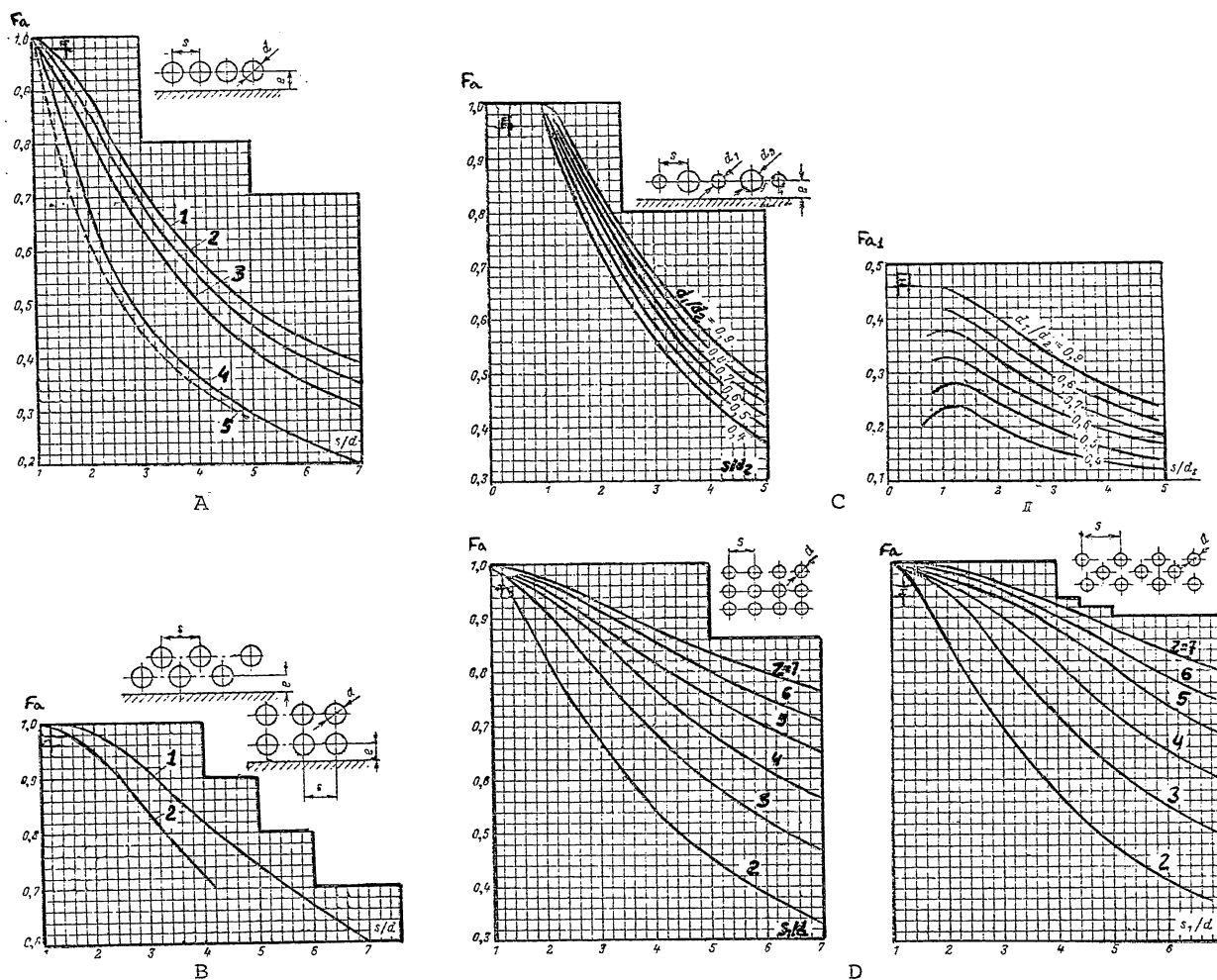


FIGURA 4.2 - Fator de forma angular " F_a ".

A - Anteparo de 1 fileira de tubos lisos: 1-Levando em conta a irradiação do revestimento, para $e > 1,4d$. 2-Idem para $e = 0,8d$. 3-Idem para $e = 0,5d$. 4-Idem para $e = 0$. 5-Sem levar em conta a irradiação do refratário, para $e > 0,5d$.

B - Anteparo de 2 fileiras de tubos lisos. 1-Levando em conta a irradiação do refratário, para $e > 1,4d$. Idem para $e = 0$.

C - Anteparo de 1 fileira de tubos lisos de diâmetros variados
1-Para o anteparo todo. 2-Para os tubos de pequeno diâmetro.

D - Feixe de "Z" fileiras de tubos. Z=2,3,4,5,6,7, quantidade de fileiras no feixe. 1-Feixe paralelo. 2-Feixe em quincôncio.

É necessário neste ponto, introduzir o conceito de grau de proteção dos anteparos "X". Nas caldeiras modernas os únicos trechos das paredes das fornalhas normalmente não protegidos, são as superfícies ocupadas pelos queimadores, janelas de inspeção, zonas de distribuição das entradas de tubos etc. Este conjunto de trechos abertos correspondem aproximadamente a 2 a 3% da superfície total das paredes S_3 .

Para fornalhas com trechos abertos o grau de proteção será:

$$X = \left(1 - \frac{S_{abt}}{S_3}\right) \cdot F_a \quad (4.11)$$

onde S_{abt} é a área dos trechos não anteparizados nas paredes da fornalha.

As paredes aquatubulares são normalmente construídas de tubos comuns com diâmetros entre 50 e 80mm, espaçados entre 1,1 e 1,8 diâmetros. Estas relações geométricas dão um passo relativo $\tau > 1$, o que implica num coeficiente angular $F_a < 1$. Assim, a área da superfície absorvedora de radiação é sempre menor que a área da parede da fornalha S_3 .

$$S_{rad} = X \cdot S_3 \quad (4.12)$$

Para valores comuns de $\tau = 1,07$ a $1,1$, com os tubos juntos à parede da fornalha $F_a = 0,99$. Assim, para fornalhas totalmente anteparizadas pode-se tomar $X = 0,96$ a $0,97$.

A receptividade térmica da fornalha de camada é avaliada pelo coeficiente de efetividade térmica dos anteparos.

$$\Psi = \xi \cdot X \quad (4.13)$$

onde ξ é o coeficiente de deposição de fuligem.

Se as paredes da fornalha são fechados por anteparos com diferentes graus de proteção ou de coeficientes de fuligem, determina-se o valor médio do coeficiente de efetividade térmica dos anteparos.

$$\bar{\Psi} = \frac{\sum_{i=1}^n \Psi_i S_{3i}}{\sum S_{3i}} \quad (4.14)$$

onde a soma se estende por todos os trechos das paredes da fornalha para trechos sem anteparos $\Psi = 0$.

O coeficiente de deposição de fuligem ξ caracteriza a emissividade da superfície de aquecimento, em função da impregnação de fuligem sobre ela. Com o aumento da sujeira dos tubos dos anteparos, a grandesa do coeficiente ξ diminui. O valor do coeficiente de fuligem em função das características

do anteparo e do combustível é dado na tabela 12.

TABELA 4.1 - COEFICIENTE DE DEPOSIÇÃO NA SUPERFÍCIE DAS FORNALHAS

TIPO DE ANTEPARO		ξ
Anteparos abertos de tubos lisos	Combustível gasoso em fornalhas para gases e óleos	0,65
	Óleo combustível em fornalhas para gases e óleos	0,55
	Carvões magros	0,45-0,5*
	Carvões de pedra, lignitos e turfa	0,45-0,5*
	Carvões com alto teor de cinzas	0,35 - 0,40**
	Xisto	0,25
Anteparos calafetados com massa refratária, com retirada de escórias sólidas***	Todos os tipos de combustível	0,2
Fornalhas fechadas por tijolos refratários	Todos os tipos de combustível	0,1

* O maior valor refere-se a fornalhas dotadas de sopragem sistemática dos anteparos.

** O valor menor para $q_f < 3,5 \text{ MW/m}^2$.

*** Nas fornalhas com retirada de escória líquida, $\xi = b(0,53 - 0,00025 \cdot t_{esc})$ onde $b=1$ para câmara fechada, e $b=1,2$ para câmara semi-aberta. $t_{esc} = t_3 - 50^\circ\text{C}$.

Para anteparos bi-irradiados o coeficiente ξ é 0,1 menor do que para os anteparos sobrepostos à parede. Para o plano que separa a fornalha dos anteparos o coeficiente de fuligem é determinado por

$$\xi_2 = \xi \cdot \beta \quad (4.15)$$

onde β é um coeficiente que leva em conta a troca de calor recíproca entre a fornalha e o anteparo.

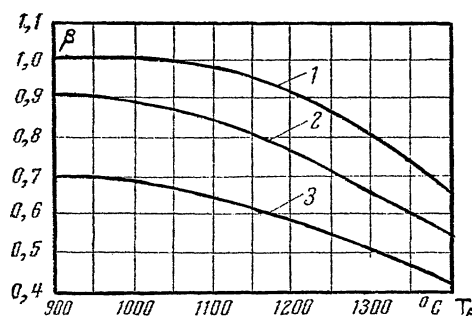


Figura 4.3- Determinação do coeficiente β que leva em conta a troca de calor entre a fornalha e o superaquecedor de anteparos.

1=Combustível sólido; 2 Óleo combustível; 3=Gas natural.

A emissividade da fornalha ϵ_f , que é função da emissividade efetiva da combustão ϵ_c e da efetividade térmica ψ , exerce uma grande influência no cálculo das dimensões da superfície absorvedora de radiação.

Para a queima de combustíveis pulverizados:

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_c + (1 - \varepsilon_c)\Psi} \quad (4.16)$$

Para a combustão em grelha:

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_c + (1 - \varepsilon_c)\rho}{1 - (1 - \varepsilon_c)(1 - \Psi)(1 - \rho)} \quad (4.17)$$

onde ρ é a razão da área efetiva da grelha (S_g) para a área total da fornalha (S_3).

$$\rho = \frac{S_g}{S_3} \quad (4.18)$$

Na queima de combustíveis sólidos a emissividade efetiva da combustão ε_c é igual à emissividade do meio não luminoso que preenche a fornalha:

$$\varepsilon_c = 1 - e^{-KPs} \quad (4.19)$$

onde K é o coeficiente de atenuação da radiação pelo meio da fornalha (1./m.Mpa), P é a pressão na câmara da fornalha (Mpa). Para as caldeiras que funcionam com tiragem natural $P=0,1$ Mpa. S é a espessura efetiva da camada irradiante na câmara da fornalha:

$$s = 3,6 \frac{V_3}{S_3} \quad (\text{m}) \quad (4.20)$$

O coeficiente de atenuação da radiação pelo meio da fornalha K depende do coeficiente de atenuação da radiação pelos gases K_g , pelas partículas de cinzas volantes K_{vol} e pelas partículas de coque em combustão K_k , bem como da fração volumétrica dos gases triatômicos $R_{H_2O} + R_{RO_2}$ e da quantidade de cinzas volantes no fluxo gasoso μ_{vol} :

$$K = K_g (R_{H_2O} + R_{RO_2}) + K_{vol} \mu_{vol} + K_k \quad (1/\text{m.Mpa}) \quad (4.21)$$

O coeficiente K_g é calculado pela fórmula empírica:

$$K_g = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot R_{H_2O}}{3,19 \cdot \sqrt{s.p. \cdot (R_{H_2O} + R_{RO_2})}} - 1,0 \right) \cdot (1 - 0,00037 \cdot T_f) \quad (4.22)$$

O coeficiente de atenuação da radiação pelas partículas de cinzas volantes suspensas no meio da fornalha K_{vol} é | 51 |:

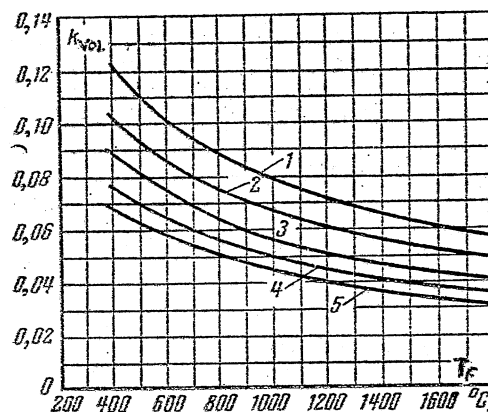
$$K_{vol} = \frac{K_2}{\sqrt[3]{T_f^2 \cdot d^2}} \quad (4.23)$$

onde "d" é o diâmetro das partículas do combustível pulverizado, em μm . Para o combustível triturado em moinhos de martelos lentos $d=13 \mu m$, em moinhos de martelos médios e rápidos $d=16 \mu m$. Para combustão em grelha $d=20 \mu m$. "K₂" é uma constante empírica, para os carvões magros e os lignitos $K_2 = 50$; para o antracito, coque e os outros combustíveis sólidos $K_2 = 37$.

A concentração das cinzas volantes no fluxo gasoso é dada pela equação (1.25).

Também pode ser utilizado para a determinação do coeficiente K_{vol} a figura (4.4)

FIGURA 4.4 - Coeficiente de atenuação da radiação pelas cinzas volantes.



- 1 - Combustão pulverizada em fornalhas ciclones.
- 2 - Combustão de carvões triturados em moinhos de esfera.
- 3 - Combustão de carvões triturados em moinhos ventiladores.
- 4 - Combustão em grelhas de carvões quebrados.
- 5 - Combustão em grelhas de turfa.

O coeficiente de atenuação da radiação pelas partícula de coque é $K_k=1,0$, para os combustíveis com pequena produção de voláteis, tal como antracitos, semi-antracitos e carvões magros. Para carvões de pedra, lignitos, turfa e xistos $K_k=0,5$.

Na queima de combustíveis líquidos ou gasosos, a emissividade efetiva da combustão é dada por:

$$\varepsilon_c = m \cdot \varepsilon_{ch} + (1-m) \cdot \varepsilon_g \quad (4.25)$$

ε_{ch} é a emissividade da zona luminosa da chama e ε_g dos gases não luminosos, determinados pela equação (4.19). A emissividade dos gases ε_g depende ainda do coeficiente de atenuação da radiação devido aos gases triatômicos:

$$K = K_g \cdot (R_{RO_2} + R_{H_2O}) \quad (1/m.MPa) \quad (4.26)$$

A grandeza K_g é determinada pela equação (4.22). A emissividade da chama luminosa ε_{ch} é determinada pela concentração volumétrica dos gases triatômicos na chama e pelas partículas de cinzas incandescentes:

$$K = K_g \cdot (R_{RO_2} + R_{H_2O}) + K_c \quad (1/m.MPa) \quad (4.27)$$

onde K_c é o coeficiente de atenuação pelas partículas de fuligem:

$$K_c = 0,3 \cdot (2 - \alpha_f) \cdot (0,0016 \cdot T_f - 0,5) \cdot (C/H_2) \quad (1/m.MPa) \quad (4.28)$$

onde C e H_2 são os teores de carbono e hidrogênio na massa de serviço do combustível, α_f o coeficiente de excesso de ar na fornalha. Se $\alpha_f > 2$, então $K_c=0$.

"m" é o grau de enchimento da fornalha pela chama luminosa, que é dado em função da taxa de liberação de calor.

TABELA 4.2 - Fração volumétrica da fornalha preenchida pela chama | 74 |

COMBUSTÍVEL	TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR	m
Gasoso	$q_v \leq 400 \text{ kW/m}^3$	0,1
	$q_v \geq 1000 \text{ kW/m}^3$	0,6
Líquido	$q_v \leq 400 \text{ kW/m}^3$	0,55
	$q_v \geq 1000 \text{ kW/m}^3$	1,0

OBS. Valores intermediários são obtidos por interpolação linear.

Pesquisas mais recentes [1,71] mostram que na região de combustão difusa, m é função do número de queimadores n , da potência de cada um Q_b (MW) e do volume da fornalha V_3 (m^3).

Assim para a queima de combustíveis líquidos e gasosos pode ser grosseiramente determinado por:

$$m = \frac{K_6 \cdot n \cdot Q_b^{3/2}}{K_5 \cdot V_3} \quad (4.30)$$

onde $1. \leq K_5 \leq 2$ e $K_6 = 0,30$ para gás natural e $0,55$ para óleo combustível, com coeficientes de excesso de ar α_f normais.

Para combustão de finos de carvão em suspensão pode ser determinado por uma equação similar :

$$m = C_1 \frac{1,6 \times n \times \{\exp[1,45 \cdot (1 - \alpha_f)]\} (Q_b^{1,35} + Q_b^{0,8} \cdot d^2)}{V_3} \quad (4.31)$$

onde $1,0 \leq C_1 \leq 1,4$, d diâmetro da partícula correspondente a 1% dos resíduos da peneira no diagrama granulométrico proposto por Rosin et alii, em milímetros.

A temperatura média dos gases é calculada por

$$\bar{T}_g = 0,925 \sqrt{T_o \cdot T_f} \quad (4.32)$$

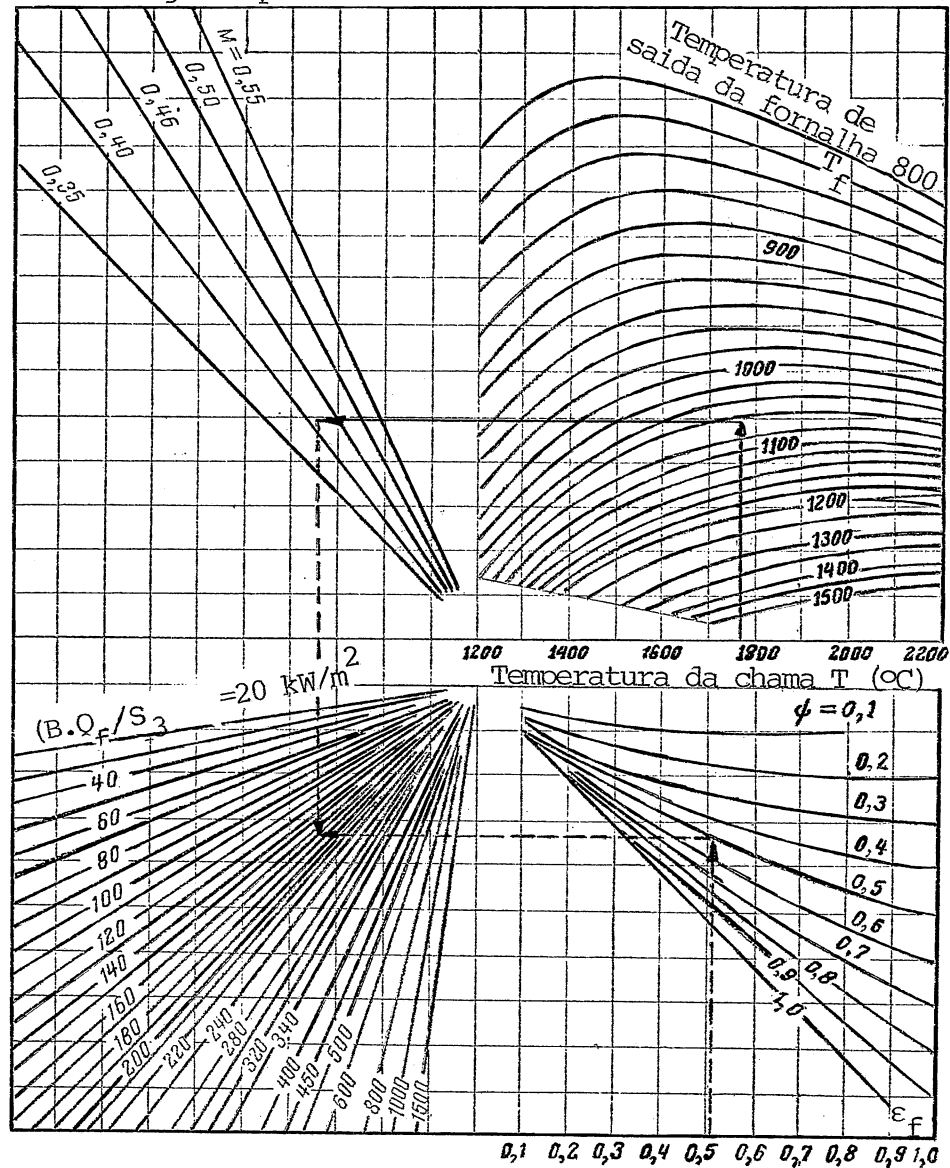
A área da fornalha S_3 determinada pela fórmula (4.4) pode ser rapidamente verificada pela figura 8; dados os parâmetros T_f , T_o , M , ϵ_{ch} e Ψ determina-se $B \cdot Q_f / S_3$ (kW/m^2). Disto determina-se S_3 e $S_{rad} = S_3 \cdot X$. A coincidência ou um pequeno desvio entre os dois valores de S_3 testemunha o cálculo correto.

Este gráfico também permite avaliar a temperatura de saída dos gases T_f em função dos outros parâmetros.

Havendo superfícies cobertas depois da determinação das dimensões reais da fornalha é preciso calcular novamente o

coeficiente de efetividade térmica médio $\bar{\Psi}$ (equação 4.14). Existindo um desvio maior que 5% entre o coeficiente tomado pelo gráfico e o real deve-se refazer o cálculo.

FIGURA 4.5 - Nomograma para o cálculo da troca de calor na fornalha [74]:



Depois determina-se a taxa de liberação térmica da fornalha:

$$q_v = \frac{B \cdot Q_F}{V_3} \quad (\text{kW/m}^3) \quad (4.33)$$

Se q_v é superior ao permissível na tabela 4.3 deve-se aumentar o volume da fornalha e determinar as superfícies correspondentes. Em seguida determinar pela figura 4.5 a temperatura de saída dos gases e o calor absorvido na fornalha.

TABELA 4.3 - CARACTERÍSTICAS DE CÁLCULO DAS FORNALHAS (P/CALDEIRAS D > 75 TON/HORA)
A - COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS ($q_3 = 0$)

TIPO DE INSTALAÇÃO	COMBUSTÍVEL	α_f ***	q_v kW/m ³	Q_4 %	\bar{a}_{vol}
FORNALHA DE CAMARA COM RETIRADA DE ESCÓRIA SÓLIDA	Antracito	1,20-1,25	140	6	0,95
	Semi-antracito	1,20-1,25	160	4	0,95
	Carvão magro	1,20-1,25	160	2	0,95
	Carvão vapor	1,20	175	1,-1,5*	0,95
	Finos de carvão mineral	1,20	160	2 - 3*	0,95
	Lignito	1,20	185	0,5-1*	0,95
	Turfa frezada	1,20	160	0,5-1	0,95
Xisto	1,20	115	0,5-1	0,95	
FORNALHA DE CAMARA ÚNICA COM RETIRADA DE ESCÓRIA LÍQUIDA**	Antracito	1,20-1,25	145	3-4	0,85
	Carvão magro	1,20-1,25	185	1,5	0,8
	Carvão vapor	1,20	185	0,5	0,8
	Lignitos	1,20	210	0,5	0,7-0,8

α_f = Coeficiente de excesso de ar no topo da fornalha.

q_v = Carga térmica admissível (kW/m³).

\bar{a}_{vol} = Parcela de cinzas arrastadas pelos produtos da combustão.

*Combustível com formação de cinzas A <kg/MJ.

**Temperatura do início de liquefação da cinza <1450°C.

***O maior valor é aplicado ao transporte de pó com ar quente.

B - Combustíveis líquidos e gasosos.

Combustível	α_f	q_v (kW/m ³)	q_3
Oleo combustível	1,10	290	0,5
Gas natural Gas de petróleo Gas de coqueria	1,10	300 a 400	0,5
Gas de alto-forno	1,10	230	1,5

Obs.

1-Para caldeiras com uma produção de vapor (D) entre 120 e 440 Ton/hora é admissível uma carga térmica q_v de até 350kW/m³.

2-Em caldeiras trabalhando com pressões subcríticas, com regulação automática e $\Delta\alpha_f < 0,05$, pode-se admitir um excesso de ar na saída da fornalha entre 1,02 e 1,03.

3-Em caldeiras com pressões supercríticas operadas com óleo combustível, o excesso de ar nos queimadores deve ser $\geq 1,0$, $\alpha_f = \Delta\alpha_f + \alpha_{queimador}$; com α_f situando-se na faixa de $1,02 < \alpha_f < 1,03$, sem entradas de ar falso ($\Delta\alpha_f = 0$).

4-Utilizando-se combustível gasoso em caldeiras com anteparos estanques $\alpha_f = 1,05$.

5-A perda de calor q_3 é considerada constante num intervalo de carga de 50 até 100%; e as perdas de calor devido à não combustão q_4 são insignificantes.

A tensão térmica média das superfícies de aquecimento dos anteparos é

$$q_f = \frac{B \cdot Q_{abs}}{S_3} \quad \text{kW/m}^2 \quad (4.34)$$

A variação da tensão térmica com a altura depende do coeficiente de sujeira e da variação da temperatura da chama. I_s

to é levando em conta pelo coeficiente de irregularidade na recepção de calor η_b (Tabela 4.4), segundo a altura da câmara da fornalha. Assim, a tensão térmica de um ponto a uma determinada altura é dada por

$$q_f = \bar{q}_f \cdot \eta_b \quad \text{kW/m}^2 \quad (4.35)$$

TABELA 4.4 - COEFICIENTES DE IRREGULARIDADE DA DISTRIBUIÇÃO DO CALOR RADIANTE SEGUNDO A ALTURA DA FORNALHA | 74 |:

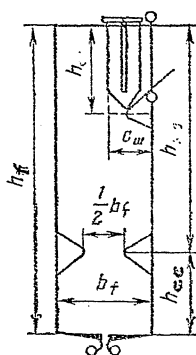
TIPO DE FORNALHA	TRECHOS	η_b
Fornalha para carvão pulverizado com retirada de escórias líquidas	Parte aletada	1,0
	Parte não aletada (1/3 médio da fornalha)	1,3
	Terço superior da fornalha	0,7
	Abóboda da fornalha	0,6
Ídem com retirada de escórias sólidas sem um cinto de ignição	Terço inferior	1,0
	Terço médio	1,2-1,3*
	Terço superior	0,8
	Abóboda	0,6-0,7*
Ídem com cinto de ignição	Cinto de ignição	1,0
	Acima do cinto, terço médio da fornalha	1,2
	Terço superior	0,8
	Abóboda	0,6
Fornalha para óleo combustível	2/3 inferiores da fornalha	1,3
	Terço superior da fornalha	0,7
	Abóboda	0,5
Fornalhas para gases	2/3 inferiores da fornalha	1,1
	Terço superior da fornalha	0,8
	Abóboda	0,6

*Valor menor para lignito

**Valor menor para carvão de pedra e antracito

Fornalhas com Pré-Câmara de Combustão

Este tipo de fornalha tem como característica um estreitamento na parte inferior, que a divide em pré-câmara de combustão e câmara de resfriamento (Figura 4.6). Este estreitamento é criado por uma dobra dos anteparos de tubos, em direção ao interior da fornalha, formando aproximadamente triângulos equiláteros com 1/4 desta dimensão.



A pré-câmara de combustão tem as paredes inferiores recobertas de tijolos refratários e os anteparos revestidos. O seu tamanho é calculado em função da tensão térmica da zona de combustão (Tabela 4.5), sendo tomado os valores para o caso de cinzas com baixo ponto de fusão ($t \leq 1200^{\circ}\text{C}$), e os maiores para cinza de fusão difícil ($t > 1350^{\circ}\text{C}$).

TABELA 4.5 - CARACTERÍSTICAS DAS FORNALHAS SEMI-ABERTAS COM RETIRADA DE ESCÓRIAS LÍQUIDAS | 74 |

	Antracitos Semi-Antracitos	Carvões de Pedra Carvões magros	Lignitos
Coefficiente de excesso de ar na saída da fornalha α_f	1,2 - 1,25*	1,2 - 1,25*	1,2
Tensão térmica média da câmara da fornalha \bar{q}_f (kW/m ³)	170	200	230
Tensão térmica da câmara de combustão q_{comb} (kW/m ³)	600 - 700	600 - 900**	700-930
Perdas de calor devido a combustão incompleta q_4 (%)	3,0 - 4,0	0,5 - 1,0	0,5
Fração de recuperação das escórias	0,15	0,2	0,3 - 0,4

* O valor maior refere-se ao pó transportado por ar quente.

** O valor menor refere-se aos carvões magros.

O cálculo da superfície da câmara da fornalha é calculado por meio da equação 4.4, tomando $M = 0,48$ para os combustíveis sólidos altamente reativos líquidos e gasosos, e $M = 0,46$ para os combustíveis sólidos pouco reativos. O coeficiente médio de eficiência térmica é determinado pela equação 4.14. O coeficiente convencional de incrustação ou fuligem é determinado pela Tabela 4.1 .

Na queima de combustíveis sólidos, o cálculo da pré-câmara de combustão é baseado na fórmula do CKTI [74], lembrando-se que o fator de forma F_a é igual a 1,0 para os anteparos de pinos:

$$T''_{CC} = \frac{T_o}{1 + \frac{0,4}{Bo^{0,6}}} \quad (K) \quad (4.36)$$

onde Bo é o critério de Boltzmann para a pré-câmara de combustão:

$$Bo = \frac{\phi \cdot B \cdot V_g \cdot \overline{CP}_g}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \xi \cdot S_{CC} \cdot T_o^3} \quad (4.37)$$

onde S_{CC} é a área da soleira e paredes da pré-câmara de combustão (m^2), \overline{CP}_g é o calor específico médio dos produtos da combustão ($W/m^3 \cdot K$) entre a temperatura da chama T_o e a temperatura de saída da pré-câmara T''_{CC} , e ϕ o fator de conservação de calor (equação 2.31) .

Para estimar o valor de \overline{CP}_g pode-se tomar preliminarmente

$$T''_{CC} = (0,8 \text{ a } 0,85) T_o \quad (K) \quad (4.38)$$

Devido à pequena dependência do \overline{CP}_g em relação à temperatura não é necessário recalculá-lo se a temperatura adotada T''_{CC} difere de menos de $50^\circ C$ da calculada.

No caso da utilização de um circuito semi-fechado para a preparação do combustível pulverizado, e com a injeção do ar secante na câmara de resfriamento, o cálculo da câmara de combustão é baseado no combustível seco:

$$B_{cc} = \eta_c B \cdot \frac{1 - W}{1 - W_{cp}} \quad \text{kJ/s} \quad (4.39)$$

onde η_c é o rendimento do ciclone de pó, aproximadamente 0,9, W e W_{cp} as umidades do combustível úmido e a do pó.

Neste caso o calor disponível e a temperatura da chama na pré-câmara de combustão devem ser determinados pelo calor de combustão do pó seco de carvão

Na queima de combustíveis líquidos ou gasosos a temperatura dos produtos na saída da pré-câmara deve ser determinada pela equação | 74 |:

$$T''_{cc} = \frac{\beta_{cc} \cdot PCI + Q_{ar}}{V_g \cdot CP''_g} - \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \epsilon_{cc} (T''_{cc})^4 \cdot \Psi \cdot S_{cc}}{B V_g \cdot CP''_g} \quad (K) \quad (4.40)$$

onde β_{cc} é a fração do combustível queimado na pré-câmara, para $\alpha \geq 1,05$ $\beta_{cc} = 0,96$ a $0,98$; para $\alpha = 1,0$ a $1,2$ $\beta = 0,9$; CP''_g o calor específico dos produtos da combustão à temperatura T''_{cc} , ΨS_{cc} o produto do coeficiente de efetividade térmica Ψ pela superfície da pré-câmara de combustão S_{cc} (m^2).

$$\Psi S_{cc} = \Psi_{cc} S_{cc} + \Psi_j S_j \quad (m^2) \quad (4.41)$$

onde Ψ_{cc} é o coeficiente médio de efetividade térmica da pré-câmara, equação 4.16, S_{cc} área da soleira e paredes (m^2), Ψ_j coeficiente que caracteriza a transmissão de calor por radiação para a câmara de resfriamento através da secção da janela S_j (m^2); $\Psi_j \sim 0,2$ para óleo combustível e $\Psi_j \sim 0,1$ para gás natural.

ϵ_{cc} é a emissividade da pré-câmara, equações 4.16 e 4.25, sendo $m = 1$ na queima de óleo combustível e $m = 0,6$ na de gás natural. A espessura da camada radiante, equação 4.20, é calculada baseada nas dimensões da pré-câmara.

5 - MODELO MATEMÁTICO ISOTÉRMICO

Os modelamentos dos processos de fluxo são realizados em modelos de escala reduzida das fornalhas, o que possibilita a mudança da posição e orientação dos queimadores, levando em conta os critérios de Thring-Newby no projeto da secção de saída dos queimadores. A escolha da escala de redução e da taxa de fluxo de fluido devem levar em conta as condições específicas de cada modelo.

O modelamento isotérmico permite a medida dos campos de velocidade e da distribuição dos tempos de permanência (RTD - Residence Time Distribution), em diferentes pontos da secção da fornalha.

Para determinar a curva RTD podem ser utilizadas duas técnicas:

- a - A introdução de um traço de impulso na entrada (no queimador do modelo), com o registro da resposta do sistema, obtendo assim a curva $E(\tau)$, que representa a curva RTD no caso de normalização $\int_0^{\infty} E(\tau) \cdot d\tau = 1$.
- b - Com a introdução de um sinal em degrau, a resposta $F(\tau)$ sendo registrada leva à relação $F(\tau) = \int_0^{\tau} E(\tau) \cdot d\tau$.

O tempo médio de permanência τ_0 é definido pela relação $\tau_0 = V_3/\dot{m}$, onde V_3 é o volume do modelo, e \dot{m} a taxa de vazão de fluido.

O tempo de permanência calculado τ_x é definido pela relação $\tau_x = \int_0^{\infty} \tau \cdot E(\tau) \cdot d\tau$.

Pela análise da forma das curvas $E(\tau)$ e $F(\tau)$, função de sua posição com relação a τ_0 e τ_x , pode-se obter informações importantes sobre a característica do fluxo na fornalha, sobre a existência de zonas de estagnação e de recirculação e de by-passes do fluido em direção à saída.

Assim, calculando a média $\mu = \left(\int \tau \cdot E(\tau) \cdot d\tau \right) - \tau_0$, e a dispersão $\sigma^2 = \int_0^{\infty} (\mu - \tau)^2 \cdot E(\tau) \cdot d\tau$ pode-se determinar quanto o fluxo se aproxima do fluxo com mistura perfeita ($\sigma^2 = 0$)

ou do fluxo do tipo bolsões com segregação total ($\sigma^2 = 1$).

O grau de recirculação, definido como a fração da fornalha ocupada pelas zonas de recirculação, pode ser determinado pela seguinte relação:

$$r = 1 - \frac{\int_0^{\tau_0} (1-F(\tau)) \cdot d\tau}{\tau_0} \quad (5.1)$$

Pode-se observar que quando n queimadores estão localizados em vários níveis na parede da fornalha, a curva $E(\tau)$ num ponto da fornalha é

$$E_N(\tau) = \frac{\sum_1^n \dot{m}_i E_i(\tau)}{\dot{m} \sum_1^N \int_0^\infty E_i(\tau) d\tau} \quad (5.2)$$

onde:

\dot{m}_i e E_i é a taxa de vazão de fluido e a curva RTD correspondente a um queimador (i), e \dot{m} é a taxa de vazão de fluido total introduzido pelos queimadores.

A curva $E_N(\tau)$ também pode ser obtida simplesmente introduzindo simultaneamente em todos os modelos de queimador o traço.

De qualquer grandeza escalar S , que define uma propriedade do fluido, cuja evolução na fornalha em função do tempo é conhecida, pode-se calcular o valor médio para a distribuição do tempo de permanência $E(\tau)$ do fluido na fornalha, dado pela relação:

$$S_n = \int_0^\infty S(\tau) \cdot \bar{E}_N(\tau) \cdot d\tau \quad (5.3)$$

A grandeza S pode representar em particular a temperatura dos produtos da combustão $T_g(\tau)$ ou a concentração do combustível não queimado nos produtos da combustão $C(\tau)$.

Se a curva $E_N(\tau)$ traçada para vários pontos da secção de saída varia muito, e se o campo de velocidade é uniforme, é necessário dividir a secção de saída em m zonas iguais. Pa

ra cada uma mede-se a curva RTD $E_{Ni}(\tau)$, e então tem-se a média de acordo com a relação

$$\bar{E}_N(\tau) = \frac{\sum_1^m E_{Ni}(\tau)}{\sum_i \int_0^\infty E_{Ni}(\tau) \cdot d\tau} \quad (5.4)$$

a grandeza \bar{E}_N será usada na relação (5.3).

Quando a velocidade nos vários pontos da secção de saída não é uniforme é recomendável usar a relação abaixo, no lugar da relação (5.3).

$$S = \frac{\sum_1^m \int_0^\infty S(\tau) \cdot E_{Ni}(\tau) \cdot v_i \cdot d\tau}{\sum v_i} \quad (5.5)$$

onde v_i representa a velocidade média do fluido na zona i da secção de saída da fornalha.

Se a evolução da temperatura de um volume elementar de gás na fornalha $T_g(\tau)$ é conhecida, determinando-se a curva RTD em modelos experimentais com várias localizações de queimadores, as relações (5.3) ou (5.5) permitem maior precisão na determinação da temperatura do gás na saída da fornalha.

- Determinação da função $T_g(\tau)$ no caso de um fluxo tipo Plug ideal

Para determinar a evolução do campo de temperatura através da fornalha, pode-se escrever a equação de conservação de energia no caso de um fluxo ideal uniforme, desprezando-se a troca de calor por convecção.

$$\Delta [B(1 - q_4)V_g \cdot CP_g \cdot T_g] = -B(1 - q_4) \cdot Q_d \cdot \Delta C - \sigma_0 \cdot \epsilon_3 \cdot \epsilon_f \cdot (T_g^4 - T_3^4) \cdot \psi \cdot \Pi \cdot \Delta x \quad (5.6)$$

onde B é o consumo de combustível na fornalha, V_g é o volume de gás resultante da queima de 1kg ou 1m^3 de combustível, Q_d é a Energia disponível na caldeira, C concentração

de combustível não queimado nos produtos da combustão, σ_0 constante de Stefan-Boltzmann, ϵ_f emissividade total da fornalha, ϵ_3 emissividade das paredes da fornalha, ψ coeficiente de efetividade térmica, Π perímetro da seção da fornalha, T_3 temperatura exterior da superfície de transmissão de calor, T_g temperatura dos produtos da combustão, CP_g calor específico médio dos gases, q_4 perda de calor devido ao combustível não queimado na fornalha.

Se for considerado um fluxo diferente do tipo Plug, pode-se expressar a variação da temperatura de um volume elementar de gás em função do tempo pela equação:

$$B \cdot (1 - q_4) \cdot V_g \cdot CP_g \cdot dT_g = -B \cdot (1 - q_4) \cdot Q_d \cdot \frac{dC}{d\tau} \cdot d\tau - \sigma_0 \cdot \epsilon_3 \cdot \epsilon_f \cdot \psi \cdot T_g^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{T_3}{T_g} \right)^4 \right] \cdot \Pi \cdot \frac{dx}{d\tau} \cdot d\tau \quad (5.7)$$

O termo $\left[1 - \left(\frac{T_3}{T_g} \right)^4 \right]$ depende do grau de sujeira das superfícies de transmissão de calor e sua influência pode ser incluída nos cálculos escolhendo o coeficiente ϵ_3 nos limites prescritos na literatura.

Sendo a velocidade média de deslocamento do volume elementar de gás $v = dx/d\tau$, que é considerada imutável independente da direção de deslocamento, tem-se

$$\frac{B(1 - q_4) V_g \cdot CP_g \cdot dT_g}{\sigma_0 \cdot \epsilon_3 \cdot \epsilon_f \cdot \psi \cdot \Pi \cdot v \cdot T_g^4} = - \left[\frac{B(1 - q_4) Q_d \frac{dC}{d\tau}}{\sigma_0 \epsilon_3 \cdot \epsilon_f \cdot \Pi \cdot \psi \cdot T_g^4 \cdot v} + 1 \right] d\tau \quad (5.8)$$

Tendo em vista as relações:

$$B \cdot Q_d = B \cdot V_g \cdot CP_g \cdot T_0 - \alpha \cdot B \cdot V_{ar} (CP \cdot T)_{atm}$$

onde T_0 é a temperatura adiabática de combustão para o coeficiente de excesso de ar prescrito, α o coeficiente de excesso de ar, T_{atm} a temperatura do ar na entrada da fornalha, CP_{ar} calor específico médio do ar;

$$V_3 \approx S_f \cdot L$$

onde V_3 é o volume da fornalha, L comprimento da fornalha e S_f área da secção transversal da fornalha,

$$S_{\text{rad}} = \Psi \cdot \Pi \cdot L$$

onde S_{rad} é a superfície de absorção de calor,

$$\tau_o \approx L/v$$

onde τ_o é o tempo médio de permanência na fornalha, a equação (5.8) pode ser escrita da seguinte forma

$$\frac{B \cdot (1-q_4) \cdot V_g \cdot CP_g \cdot dT_g}{\sigma_o \cdot \varepsilon_3 \cdot \varepsilon_f \cdot \Psi \cdot S_{\text{rad}} \cdot \frac{v}{L} \cdot T_g^4} = - \left[\frac{B \cdot (1-q_4) \cdot V_g \cdot CP_g \cdot T_o \cdot \left(1 - \frac{273}{T_o}\right) \cdot \eta_q \cdot \frac{dC}{dT}}{\sigma_o \cdot \varepsilon_3 \cdot \varepsilon_f \cdot \Psi \cdot S_{\text{rad}} \cdot \frac{v}{L} \cdot T_g^4} + 1 \right] \cdot d\tau \quad (5.9)$$

onde

$$\eta_q = 1 - \frac{V_{\text{ar}} \cdot \alpha \cdot (CP \cdot T)_{\text{atm}}}{V_g \cdot CP_g \cdot T_o}$$

Com suficiente precisão pode ser utilizada a seguinte relação

$$\left(1 - \frac{273}{T_o}\right) \cdot \eta_q \approx 1 - \frac{T_{\text{ar}}}{T_o} \quad (5.10)$$

Utilizando o critério adimensional de Boltzmann B_o

$$B_o = \frac{B(1 - q_4) CP_g \cdot V_g}{\sigma_o \cdot \varepsilon_3 \cdot \Psi \cdot S_{\text{rad}} T_o^3}$$

e a relação $\theta = T_g/T_o$, obtemos finalmente a equação

$$-d\tau = \frac{\tau_o \cdot \frac{B_o \cdot d\theta}{\varepsilon_f \cdot \theta^4}}{1 + \frac{\frac{B_o}{\varepsilon_f} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{ar}}}{T_o}\right) \cdot \tau_o \cdot \frac{dC}{dT}}{\theta^4}} \quad (5.11)$$

Considerando $C = e^{-A\tau}$ a equação acima torna-se

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{-\theta^4 + \frac{B_o}{\varepsilon_f} \left(1 - \frac{T_{\text{ar}}}{T_o}\right) \tau_o \cdot A \cdot e^{-A\tau}}{\tau_o \cdot \frac{B_o}{\varepsilon_f}} \quad (5.12)$$

que pode ser integrada nas condições iniciais $\tau(0) = 0$, $\theta(0) = \theta_0$. θ_0 é a temperatura inicial da mistura combustível ar, e corresponde aproximadamente à temperatura de pré-aquecimento do ar.

$$\theta_0 \cong T_{\text{ar}}/T_0$$

Esta equação pode ser facilmente integrada com a ajuda do método Runge-Kutta.

Uma partícula combustível movimentando-se com o fluxo de gases tem disponível para processo de combustão o tempo de permanência

$$\tau_0 = \frac{V_3}{B \cdot V_g}$$

onde V_3 é o volume da fornalha em m^3 , $B \cdot V_g$ a vazão dos produtos da combustão em m^3/s . Com a introdução da taxa de liberação de calor q_v e outras transformações, o tempo de permanência torna-se |68|:

$$\tau_0 = \frac{V_3 \cdot 273 \cdot m \cdot K_3 \cdot P \cdot 9,869}{B \cdot V_g \cdot T_0 \cdot 1,03} \quad (5.13)$$

onde P é a pressão absoluta na fornalha (MPa), K_3 coeficiente que considera a velocidade relativa entre a partícula e a chama (para fluxo ascendente $K_3 \cong 0,96$, para descendente $K_3 \cong 1.04$), m coeficiente que considera o grau de enchimento da câmara de combustão pelo corpo da chama (varia entre 0,5 e 1,0), V_g volume dos produtos da combustão por kg ou Nm^3 de combustível, T_0 temperatura da chama (K), B o consumo de combustível (kg ou m^3/s).

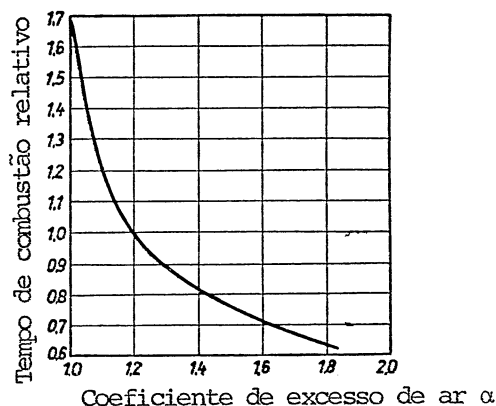
A determinação do tempo de combustão do carvão pulverizado normalmente segue as leis da difusão, por isto é função somente da velocidade com que o oxigênio ou o meio portador de oxigênio pode misturar-se com os produtos da combustão |68|. Assim:

$$\tau_c = \frac{9,2 \cdot 10^6 \cdot d_o^2 \cdot \gamma \cdot K_4}{T_o [0,14 + (V_{O_2}/V_g)]} \quad (5.14)$$

onde d_o é o diâmetro inicial da partícula de carvão (m), γ densidade do carvão (kg/m^3), T_o temperatura média da chama (K), V_{O_2} volume de oxigênio presente nos produtos da combustão (Nm^3/kg), K_4 fator de volatilidade (para 10% de voláteis $K_4 = 1.7$, para 45% $K_4 = 1.0$, para 60% $K_4 = 0.7$).

Esta fórmula só é válida para partículas esféricas, como é o caso do carvão betuminoso. Para o lignito que possui uma textura flocular, esta fórmula não deve ser aplicada.

FIGURA 5.1 - Influência do coeficiente de excesso de ar no tempo de combustão



O diâmetro inicial da partícula d_o é bem menor nas fornalhas ciclones do que nas fornalhas de fundo seco, correspondendo a uma menor taxa de liberação de calor para este último tipo de fornalha. Assim, para as fornalhas de fundo seco o diâmetro inicial se situa numa faixa de 100 a 200 μm para o carvão betuminoso e de 250 a 330 μm para o linhito, dependendo da quantidade de matéria volátil, enquanto nos ciclones varia de 60 a 90 μm .

O processo de combustão do carvão pulverizado deve ser separado em tempo de ignição e tempo de combustão.

O tempo de ignição não é mais que 5 ou 10% do tempo de processo de combustão numa fornalha corretamente dimensionada.

Por definição o processo de combustão termina quando o tamanho da partícula se aproxima de zero. Considerando o tempo de ignição, o tempo de combustão τ_c deve ser aproximadamente 0,8 do τ_o , o que introduzido na equação acima dá o diâmetro máximo da partícula que poderá ser queimado antes da saída da fornalha. As partículas pequenas são consumidas completamente antes de atingirem a saída, enquanto as grandes podem resultar em combustível não queimado arrastado para fora da fornalha. Nas fornalhas de fundo úmido e fornalhas ciclones, o tempo de ignição é desprezível, e o tempo disponível para a combustão do material é o tempo normal de permanência.

As condições para a queima de óleo diferem um pouco do carvão, porque as gotas de óleo evaporam rapidamente devido a absorção de calor radiante da atmosfera circundante. Durante este processo a gota é envolvida pelo óleo vaporizado que queima com o oxigênio da vizinhança. A velocidade de combustão do vapor do óleo é diretamente dependente da turbulência de queima. A gota diminui de diâmetro com uma velocidade aproximada de 300 $\mu\text{m/s}$, o que significa que uma gota com o diâmetro de 100 μm evapora em aproximadamente 0,17 segundos. O tempo necessário para a combustão do vapor de óleo remanescente é praticamente o tempo gasto para misturar o vapor com o oxigênio. Em condições reais o tempo de reação é desprezível. O tamanho médio da gota de óleo varia entre 100 e 300 μm , dependendo do tipo de atomização.

O tempo de combustão para o óleo não é definido pelo tempo necessário para a gota desaparecer, mas sim pelo tempo necessário para queimar completamente o vapor de óleo. Eckert apresenta a seguinte fórmula | 27 |:

$$\tau_c = \frac{\xi \cdot \exp(T_{ar}/Z)}{\rho \cdot 0,8} \quad (5.15)$$

onde T_{ar} é a temperatura do ar de combustão (K), Z uma constante empírica ($z \cong 300$), ρ_g densidade do gás em kg/m^3 , ξ fator de perda ($\xi = 2\Delta P/P \cdot v_{ar}^2$) ΔP queda de pressão na fornalha (MPa), v_{ar} velocidade axial de entrada (m/s).

No caso de combustão de gases não há o tempo de evaporação e o tempo de combustão é somente uma função da mistura do gás e do ar.

Para determinar a emissividade da fornalha pode-se fazer uso da bem conhecida relação (vêr método CKTI).

$$\varepsilon_f = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right) \cdot X} \quad (5.16)$$

onde ε_c emissividade efetiva da combustão e ε_3 emissividade das paredes da fornalha, e X o grau de anteparização da fornalha.

Para o caso de combustíveis sólidos e gasosos, onde a emissividade da chama não varia sensivelmente através da fornalha o valor ε_f calculado pela relação acima pode ser considerado constante na equação (5.12).

Para a combustão de combustíveis líquidos onde existe uma alta emissividade na região da chama ($\varepsilon_c \cong 1$) e uma grande diminuição do valor da emissividade após o fim da combustão (região de radiação dos gases triatômicos)

$$\varepsilon_c = \varepsilon_{f_{ch}} \cdot e^{-A_1 \tau} + \varepsilon_{f_g} \cdot (1 - e^{-A_1 \tau}) \quad (5.17)$$

onde as grandezas $\varepsilon_{f_{ch}}$ e ε_{f_g} são determinadas de acordo com a relação (5.16)

$\varepsilon_{f_{ch}}$ = Emissividade da fornalha na zona de combustão do combustível líquido.

ε_{f_g} = Emissividade da fornalha na zona de pos-combustão (radiação dos gases triatômicos).

O expoente A_1 depende da taxa de combustão (A) e do volume ocupado pelas partículas luminescentes de cinzas no volume total da fornalha. Como a concentração de partículas de cinzas permanece na chama com uma tendência de decrescimento diferente da taxa de combustão, o valor A_1 será aproximadamente 2,5 a 3,5 vezes menor que o expoente A :

$$A_1 \approx \frac{A}{K}$$

onde $2,5 < K < 3,5$.

Neste caso a equação (5.12) toma a seguinte forma

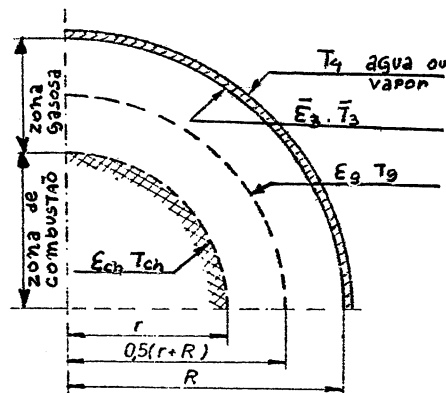
$$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{-\theta^4 + \frac{Bo \cdot \tau_0 \cdot A \cdot e^{-A \cdot \tau} \cdot \left(1 - \frac{T_{ar}}{T_0}\right)}{\epsilon_{ch} \cdot e^{-A_1 \cdot \tau} + \epsilon_g \cdot (1 - e^{-A_1 \cdot \tau})}}{\frac{Bo \cdot \tau_0}{\epsilon_{ch} \cdot e^{-A_1 \cdot \tau} + \epsilon_g \cdot (1 - e^{-A_1 \cdot \tau})}} \quad (5.18)$$

A taxa de combustão A varia de 0,8 a 1,2 para os combustíveis sólidos, de 1,5 a 2,0 para os combustíveis líquidos pesados e de 2,0 a 3,0 para os gasosos. Particularmente para os combustíveis sólidos e líquidos é recomendável que os valores de A seja uma correlação de resultados experimentais em função do tamanho da partícula e das características do combustível para uma instalação de combustão real.

$$\frac{d\theta}{d\tau} = e^{A \cdot \tau} \cdot \left(1 - \frac{T_{ar}}{T_0}\right) - \frac{\theta^4 (\epsilon_{ch} \cdot e^{-A_1 \cdot \tau} + \epsilon_g \cdot (1 - e^{-A_1 \cdot \tau}))}{Bo \cdot \tau_0}$$

6 - MODELO MATEMÁTICO ADIMENSIONAL

Imagine-se uma fornalha esférica, onde a chama também es-
férica, está concentricamente colocada. Esta disposição imagi-
nária fornece valores constantes para os fatores de forma en-
tre a chama e as paredes da fornalha. Na zona de combustão, es-
féricas concêntricas representam superfícies isocólicas (mesmo
grau de combustão); enquanto na zona gasosa, situada entre a
chama e as paredes, representam regiões isotérmicas. Conside-
ra-se que os produtos da combustão teem uma direção radial, e
deixam a fornalha esférica através das paredes circundantes.



Admite-se que as radiações da chama e da zona gasosa são
cinzas, e que a emissividade e absortividade são constantes
e fixas à uma pré-determinada temperatura.

Das suposições acima, a radiação efetiva da chama para a
zona gasosa pode ser representada por:

$$Q_{12} = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \epsilon_{ch} \cdot \sigma_0 \cdot T_{ch}^4 + Q_{21} \cdot (1 - \epsilon_{ch}) \quad (6.1)$$

$$Q_{21} = F_{21} \cdot \pi \cdot (R + r)^2 \cdot \epsilon_g \cdot \sigma_0 \cdot T_g^4 + Q_{12} \cdot F_{21} (1 - \epsilon_g) \quad (6.2)$$

onde

Q é o fluxo de calor na direção assinalada (W),

r é o raio da zona de combustão (m),

R é o raio da fornalha (m),

T_{ch} é a temperatura da zona de combustão (K),

T_g é a temperatura da zona gasosa (K),

ϵ_{ch} é a emissividade da zona de combustão,

ϵ_g é a emissividade da zona gasosa,
 σ_0 é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,66967 \times 10^{-8}$ kW/
 m^2K^4),
 F_{21} é o fator de forma.

$$F_{21} = \left(\frac{2r}{R+r}\right)^2 \quad (6.3)$$

Da mesma forma é possível determinar a transmissão efetiva de radiação da camada gasosa para as paredes da fornalha:

$$Q_{23} = \Pi \cdot (R+r)^2 \cdot \epsilon_g \cdot \sigma_0 \cdot T_g^4 + Q_{32} (1 - \epsilon_g) \quad (6.4)$$

$$Q_{32} = F_{32} \cdot 4 \cdot \Pi \cdot R^2 \cdot \overline{\sigma_0} \cdot \overline{\epsilon_3} \cdot \overline{T_3}^4 + Q_{23} \cdot F_{32} (1 - \overline{\epsilon_3}) \quad (6.5)$$

$$F_{32} = \left(\frac{R+r}{2R}\right)^2 \quad (6.6)$$

Onde $\overline{\epsilon_3}$ e $\overline{T_3}$ são os valores médios da emissividade e da temperatura das superfícies das paredes da fornalha. Estes valores são introduzidos devido à incompleta anteparização das paredes da fornalha. Sendo o grau de anteparização médio \overline{X} dado por:

$$\overline{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i \cdot S_{3i}}{S_3} \quad (6.7)$$

e considerado que as paredes da fornalha com tijolos isolantes à mostra possuem propriedades adiabáticas tem-se:

$$\overline{\epsilon_3} = (1 - \overline{X}) \cdot \epsilon_g + \overline{X} \cdot \epsilon_3 \quad (6.8)$$

$$\overline{\sigma_0} \cdot \overline{T_3}^4 = (1 - \overline{X}) \epsilon_g \cdot T_g^4 + \overline{X} \cdot \epsilon_3 \cdot T_3^4 \quad (6.9)$$

Estabelecendo-se o regime permanente, o calor transferido da chama para a camada gasosa é:

$$Q_{ch} = Q_{12} - Q_{21}$$

$$Q_{ch} = m^{2/3} \cdot s_3 \cdot \sigma_o \cdot \epsilon_{ch} \cdot \frac{\left[1 - (1 - \epsilon_g) \cdot \left(\frac{2}{1+m-1/3} \right)^2 \right] \cdot T_{ch}^4 - \epsilon_g \cdot T_g^4}{1 - \left(\frac{2}{1+m-1/3} \right)^2 \cdot (1 - \epsilon_{ch}) \cdot (1 - \epsilon_g)} \quad (6.10)$$

onde s_3 é a área das paredes da camada de combustão, "m" o grau de enchimento da fornalha pela chama, isto é, a razão do volume da chama para o volume total da fornalha (tabela 4.2), (eq. 4.30 e 4.31):

$$m = \left(\frac{r}{R} \right)^3 \quad (6.11)$$

O calor transferido dos gases para as paredes da fornalha é

$$Q_g = Q_{23} - Q_{32} \quad (6.12)$$

$$Q_g = \left(\frac{1+m-1/3}{2} \right)^2 \cdot s_3 \cdot \sigma_o \cdot \epsilon_g \cdot \frac{\left\{ 1 - \left(\frac{1+m-1/3}{2} \right)^2 \cdot [1 - X \cdot \epsilon_3 - (1-X) \cdot \epsilon_g] - \epsilon_g \cdot (1-X) \right\} \cdot T_g^4 - X \cdot \epsilon_3 \cdot T_3^4}{1 - \left(\frac{1+m-1/3}{2} \right)^2 \cdot (1 - \epsilon_g) \cdot \{1 - X \cdot \epsilon_3 - (1-X) \cdot \epsilon_g\}} \quad (6.13)$$

O calor transferido na fornalha também pode ser determinado pela queda de entalpia dos produtos da combustão:

$$Q_{abs} = B(Q_f - H_g'') \quad (6.14)$$

onde Q_f é o calor envolvido na fornalha (2.3) (kJ/kg comb.), B o consumo de combustível (kg/s), H_g'' a entalpia específica dos produtos de combustão na saída da fornalha (kJ/kg comb.) Para um dado combustível e excesso de ar, a entalpia H_g'' pode ser descrita por uma equação do terceiro grau, na qual os coeficientes a, b, c, d são determinados pelo método dos mínimos quadrados.

$$H_g'' = aT + bT^2 + c/T - d \quad (6.15)$$

Com o regime permanente tem-se:

$$Q_{ch} = Q_g = Q_{abs} \quad (6.16)$$

A equação acima define a principal condição deste modelo matemático.

A temperatura superficial das paredes absorvedoras de calor (T_3) é determinada em função da troca de calor com o fluido aquecido, pela equação de condução de calor de Fourier:

$$T_3 = \frac{Q_{abs} \cdot U}{S_3} + T_4 \quad (6.17)$$

Onde T_4 é a temperatura do fluido, e "U" a resistência térmica entre a superfície das paredes e o fluido aquecido:

$$U = \frac{1}{h_c} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{L}{Ak} \right)_i \quad (6.18)$$

No cálculo da temperatura da superfície suja, o coeficiente médio de transmissão de calor da parede para o fluido h_c , só será levado em conta nos superaquecedores de radiação de parâmetros subcríticos. L é a espessura, A área e k a condutividade térmica da camada incrustante ou resistiva. A resistência térmica total U das paredes das fornalhas é dada pela tabela abaixo

TABELA 6.1 - RESISTÊNCIA TÉRMICA DAS PAREDES DE FORNALHAS AQUATUBULARES

TIPO DE PAREDE	COMBUSTÍVEL	U (m ² .K/W)
Tubos lisos ou aletados descobertos	Gasosos*	0
	Óleo combustível	0,0017
	Sólido Pulverizado**	0,0035-0,0045
	Xistos	0,006
Tubos com pinos cobertos com massa refratária	Todos	0,007
Pré-fornalha fechada com tijolos de xamote	Todos	0,0086

* Se for efetuada a combustão do combustível gasoso, após a combustão de um sólido, sem limpeza da fornalha, tomam-se os valores de "U" tal como se tratasse de combustível sólido. Na queima de combustível gasoso após o óleo combustível, toma-se o valor de $U=0,0017$, e depois diminui-se gradativamente.

** Este valor só é válido com sopragem regular das superfícies da fornalha. Na ausência de sopragem, "U" pode atingir um valor de $0,0086 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

O calor absorvido na fornalha , é encontrado resolvendo o sistema de equações (6.8), (6.10), (6.11) e (6.14). Este sistema pode ser resolvido iterativamente, considerado inicialmente T_{ch} como sendo a temperatura adiabática da chama e admitindo-se um valor para T_f , temperatura de saída dos produtos da combustão.

7 - METODOLOGIA DA PESQUISA

Introdução

Afim de minimizar o trabalho de análise e facilitar a posterior utilização dos modelos matemáticos para o cálculo da transmissão de calor nas fornalhas, foi montado um programa na linguagem FORTRAN IV, compatível com o Computador Burroughs B-6700.

A tentativa inicial de construir o programa compatível com o IBM-1130 tornou-se frustrada, em virtude das limitações do seu compilador FORTRAN. O programa ficou de difícil confecção e análise. A tentativa de estruturar a programação também mostrou-se inviável com esta linguagem.

O programa montado modularmente, constou de 10 sub-rotinas, com um total de 825 cartões e de um programa principal, com aproximadamente 75 cartões. A listagem das sub-rotinas encontra-se no anexo 1 e um exemplo de programa principal no anexo 2.

A compilação das sub-rotinas foi separada da compilação e execução do programa principal, tanto para economizar o repetitivo custo de compilação destas sub-rotinas, como para diminuir o manuseio da grande massa de cartões. As sub-rotinas foram compiladas e armazenadas no disco de serviço do computador (PACK), onde ficaram disponíveis às chamadas do programa principal.

Para compilação, listagem e armazenamento das sub-rotinas no disco foram gastos em média 19,0 segundos de CPU, 23,5 segundos de I/O, 1,8 segundos de compilação, dando um tempo ativo médio de 35,8 segundos e um custo de Cr\$ 1.180,00 (US\$7,50) no Centro de Computação da UFMG (CECOM).

Para compilação e execução de um programa principal que faça somente 1 iteração são gastos em média 19,2 segundos de CPU, 8,4 segundos de I/O, 25,8 de tempo ativo, 3,8 segundos de compilação e 9,3 segundos do processador de bindagem a um custo de Cr\$ 810,00 (US\$ 5,15).

Ao programa principal coube a tarefa de aquisição dos dados relativos ao combustível e fornalha utilizados, bem como chamar as sub-rotinas em sua ordem de execução. No programa principal também foram lançadas todas as variáveis estudadas, como por exemplo, influência do volume da fornalha, influência do coeficiente de excesso de ar, etc.

As sub-rotinas foram as seguintes:

1 - Sub-rotina REACAO

Esta sub-rotina calcula as reações estequiométricas de combustão e imprime em forma de tabelas os dados relativos a análise imediata do combustível, ar de combustão e dos produtos da combustão. Ela necessita para sua execução da sub-rotina UMIDAD. Podem ser utilizados combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos, sendo que para os 2 primeiros necessita-se da análise elementar (gravimétrica) do combustível e para o último da análise volumétrica (molar).

2 - Sub-rotina UMIDAD

Esta sub-rotina simula a carta psicrométrica, calculando a umidade absoluta e relativa, uma em função da outra, ou ambas em função das temperaturas de bulbo seco e úmido.

3 - Função HAIR(TAIR)

Esta sub-rotina calcula a entalpia do ar pré-aquecido, com referência à temperatura de 298,15K. Para maior precisão no cálculo, admite-se que o nitrogênio atmosférico possui 1,717% de argônio.

4 - Função HGAZ(T)

Esta sub-rotina calcula a entalpia (kJ/kg comb) e o calor específico (kJ/K.kg comb) dos produtos da combustão com referência à temperatura de 298,15K.

5 - FUNÇÃO TGAZ(QDISP,QABS,T)

Esta sub-rotina calcula a temperatura adiabática da chama, em função do calor envolvido Q_f , e a temperatura de saí-

da dos gases em função do calor absorvido na fornalha Q_{abs} . As perdas de calor Q_3 , Q_4 , Q_5 e Q_6 foram previamente descon_utadas do valor de Q_f .

A determinação destas temperaturas é realizada através de um balanço térmico:

$$Q_f = H_g$$

onde H_g é a entalpia dos produtos da combustão à temperatura da chama

$$Q_f = H_g'' + Q_{abs}$$

onde H_g'' é a entalpia dos produtos da combustão à temperatura de saída da fornalha.

O método de convergência utilizado para determinar o valor das raízes (temperatura a ser calculada) é o método das tangentes de Newton. Foram desprezados os efeitos da dissociação dos produtos da combustão.

6 - Sub-rotina ISO

Esta sub-rotina calcula o calor transferido na fornalha das caldeiras pelo método isotérmico. O grau de enchimento da fornalha é calculado segundo os dados da Tabela (4.2). A temperatura da chama, pela função TGAZ.

O tempo de residência dos produtos da combustão na fornalha pela equação 5.13 e o de combustão pelas equações 5.14 e 5.15.

O número de Boltzmann BO é dado pela equação (4.2). A emissividade da chama, dos gases e das fornalhas pelas equações (4.19 - 28).

A equação fundamental deste método (5.18), que é um caso geral da equação (5.12) é montada e integrada a partir destes dados na sub-rotina INTEGR(TF), e encontrado a temperatura de saída dos gases da fornalha. Como as emissividades são calculadas em função de uma temperatura T_f inicialmente suposta, são realizadas iterações até que esta tem

peratura seja determinada com uma precisão melhor do que 3K.

O calor absorvido na fornalha é calculado com o auxílio da Função HGAZ.

7 - Sub-rotina INTEGR(TF)

Esta sub-rotina monta e integra pelo método Runge-Kutta de 1ª. ordem a equação diferencial do modelo isotérmico, a partir dos dados fornecidos pela sub-rotina ISO.

A temperatura de saída dos gases é determinada no instante em que atingem o tempo de permanência na fornalha. É traçado um gráfico que mostra a evolução da temperatura dos gases no percurso da fornalha. (Figuras A2.4 e A2.9).

8 - Sub-rotina ADM

Esta sub-rotina calcula o calor absorvido na fornalha das caldeiras pelo Método Adimensional.

O grau de enchimento m , a temperatura da chama T_o , a temperatura de saída dos gases T_f e as emissividades são calculadas da mesma forma que na sub-rotina ISO.

A temperatura média dos gases é calculada pela equação recomendada pelo método CKTI (4.32).

A temperatura da zona de combustão é determinada iterativamente através da equação (6.8).

Este método funciona iterativamente até que a condição (6.16) seja satisfeita com uma precisão melhor que 5K na determinação de T_f .

9 - Sub-rotina CKTI

Esta sub-rotina calcula o calor absorvido na fornalha das caldeiras pelo método CKTI. O grau de enchimento m , a temperatura da chama T_o , o número de Boltzmann B_o , e as emissividades da chama e dos gases são determinadas da mesma maneira das sub-rotinas ISO e ADM.

A temperatura de saída dos gases é determinada iterativamente através da equação (4.1), até que a precisão seja me

lhor do que 3 K.

10 - Sub-rotina TABELA (IFLAG)

Esta sub-rotina monta e imprime uma tabela com os resultados do cálculo do calor absorvido na fornalha pelos métodos isotérmico (IFLAG=0), Adimensional (IFLAG=1) e CKTI (IFLAG=2). As figuras A2.2-A2.4, mostram exemplos da tabela impressa.

O anexo 1 mostra a listagem das sub-rotinas e um exemplo do programa principal.

O trabalho foi dividido em três fases:

- 1a - Verificação do funcionamento dos métodos de cálculo, através do re-cálculo de fornalhas conhecidas.
- 2a - Análise da influência das seguintes variáveis:
 - forma de caldeira,
 - tamanho da caldeira,
 - temperatura de pré-aquecimento do ar,
 - coeficiente de excesso de ar,
 - grau de enriquecimento do ar,
 - temperatura de vaporização.
- 3a - Análise da influência dos diversos combustíveis alternativos na transmissão de calor na fornalha. A tabela (8.1) mostra os combustíveis estudados e as suas principais características.

TABELA 7.1 - A- COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS E LÍQUIDOS

Combustível	PCI*	q _v **	T _o ***	C****	H ₂	H ₂ O	N ₂	S ₂	O ₂	C ₂ H ₆ O	C ₁ H ₅ O	Cinzas
Óleo Combustível	38225	290	2359	0,830	0,104	0,030	0,003	0,028	0,004			0,001
Óleo Diesel	42700	290	2384	0,860	0,132		0,001	0,006	0,001			
Alcool Etílico	24780	290	2251			0,068				0,932		
Metanol	18826	290	2208			0,050					0,950	
Carvão RS	11850	175	2469	0,266	0,018	0,060	0,075	0,004	0,050			0,527
Carvão SC	18300	175	2395	0,431	0,029	0,060	0,009	0,024	0,060			0,387
Carvão Vegetal	27100	175	1868	0,795	0,100	0,070		0,003	0,032			
Mucilagem (Sisal)	19300	175	2488	0,405	0,057	0,120	0,013	0,002	0,335			0,068
Pó de Serra	16940	175	2239	0,426	0,055	0,134	0,032		0,340			0,013

*kJ/kg **kW/m³ ***K **** Análise gravimétrica.

B - COMBUSTÍVEIS GASOSOS.

Combustível	PCI*	q _v **	T _o ***	CO**	CO ₂	H ₂	H ₂ O	N ₂	S ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈
Gás Natural	37000	350	2247					0,019		0,870	0,076	0,035
Bio-gás	22372	350	2208	0,001			0,01	0,003	0,005	0,618	0,001	0,001
Gás de Coqueria	17288	350	2397	0,062	0,021	0,533		0,113		0,250	0,014	0,007
Gás Pobre	5086	230	2014	0,285	0,059	0,128		0,525		0,003		
Gás de Alto-forno	3977	230	1841	0,290	0,075	0,025		0,610				
Hidrogênio	12000	350	2699			1,000						

*kJ/m³ **kW/m³ ***K **** Análise Volumétrica.

8 - APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os resultados dos cálculos da transmissão de calor nas fornalhas foram impressos pela sub-rotina de saída chamada TABELA (IFLAG), onde IFLAG = 0 para o Método Isotérmico, IFLAG = 1 para o Método CKTI e IFLAG = 2 para o Método Adimensional.

Os resultados impressos em forma de tabelas, conforme as figuras A2.3, 4, 5, 8, 9 e 10 do anexo 2.

8.1 - Verificação dos métodos de cálculo com dados operacionais

A primeira parte deste trabalho consistiu em verificar a precisão de cálculo dos diversos métodos. Para tal foram recalculados os parâmetros de duas caldeiras cujos dados operacionais eram conhecidos.

A primeira caldeira produz 50 ton/hora de vapor, consome 1,064 kg/s de óleo combustível. O calor absorvido na fornalha é 21 420 kW. A segunda produz 220 Ton/hora, consome 3,694 kg/s de óleo combustível e absorve 82 000 kW na fornalha.

Os diversos parâmetros das duas caldeiras, bem como o resultado do cálculo do calor transferido na fornalha pelos diversos métodos encontram-se no anexo 2.

Os métodos CKTI e Isotérmico deram valores bem próximos dos observados na prática, enquanto o método Adimensional deu valores bem inferiores.

8.2 - ANÁLISE DE ALGUMAS VARIÁVEIS DA FORNALHA

Salvo especificação em contrário, todas todas as análises foram realizadas sobre o seguinte tipo de fornalha tomado como modelo:

FORNALHA MODELO

Tipo - Aquitubular

Forma	- Paralelepipedica
Dimensões	- 5,35 x 5,35 x 16,05m
Volume	- 458,16m ³
Área de Absorção de Calor	- 400m ²
Grau. de Anteparisação	- 0,95

Queimadores

Número	- 1
Posição	- A 5,35m da Soleira

Combustível - Óleo Combustível BPF

Poder Calorífico	- 38.225 kJ/kg
Temperatura	- 330 K
Consumo	- 3,94 kg/s
Taxa de Liberação de Calor	- 330 kW/m ³

Comburente - Ar Atmosférico

Temperatura Ambiente	- 300 K
Temperatura de pré-aquec.	- 594 K
Umidade	- 13 g/kg ar
Coefficiente de Excesso	- 1,13

Vapor d'água Industrial

Temperatura	- 500 K
-------------	---------

Considerando que o método CKTI é o mais estudado e difundido no mundo oriental, e que desde 1940 quando foi proposto tem sido estudado, analisado e melhorado; enquanto os outros dois métodos somente foram apresentados à literatura, sem possuírem ainda maiores comprovações, foi por isto tomado como padrão. Para este tipo de caldeira, funcionando com óleo Combustível, $M = 0,47$ (Método CKTI). Para os cálculos efetuados com o Método Isotérmico considerou-se a taxa de combustão A e o Fator A_1 para o óleo constantes ($A = 1,70$ e $A_1 = 0,57$).

As variáveis da fornalha analisadas são: formato, tamanho,

temperatura de pré-aquecimento do ar, coeficiente de excesso de ar, teor de oxigênio no ar de combustão, taxa de liberação de calor. Os gráficos que mostram estas análises estão no anexo 3, e todos apresentam o rendimento da fornalha, levando em consideração o primeiro princípio da termodinâmica; em relação à variável analisada.

8.2.1 - Influências Geométricas

As influências devido a variação da área de absorção de calor e da geometria da fornalha são apresentadas na figura A3.1, para uma caldeira de formato esférico com o queimador situado num ponto do seu equador ($m = 0,44$), na figura A3.2, para uma caldeira de formato cúbico com o queimador situado no centro de um de seus lados verticais ($m = 0,44$); e na figura A3.3, para a caldeira de formato paralelepipedico padrão.

Apesar de normalmente não existirem fornalhas esféricas, este formato foi estudado devido as suas características geométricas singulares.

Os cálculos do calor absorvido na fornalha foram realizados por todos os três métodos, com o objetivo de compará-los sob a influência destas variáveis

A comparação destas formas geométricas é apresentada nas figuras A3.4 e A3.5, mantendo-se a taxa de liberação de calor constante. Pode-se notar que para o mesmo calor liberado na fornalha ($V_3 q_v$), o rendimento térmico é diretamente proporcional à área absorvedora de calor. Assim, o formato esférico que possui a menor superfície absorvedora, por volume interno, obtém o menor rendimento térmico.

A influência do tamanho da superfície de absorção de calor é confirmada pela figura A3.6; onde, mantendo-se constante a taxa de liberação de calor por área de absorção ($q_s = 280 \text{ kW/m}^2$), o rendimento térmico praticamente independe do formato da fornalha.

Entretanto deve ser lembrado que estes métodos de cálculo desprezam a transmissão de calor por convecção dentro das fornalhas, só levando em conta a transmissão por radiação. Assim,

estas conclusões sô são válidas em fornalhas que não possuem regiões sombreadas.

Ao aumentar o tamanho da fornalha, mantendo-se constante q_v (figura A3.1, A3.2, A3.3, A3.4 e A3.5), há uma queda no rendimento térmico. Isto é explicado pelo fato que o volume destas formas geométricas ($V = [L^3]$), cresce muito mais rápido que a área ($S = [L^2]$). Assim, existe uma dependência entre o rendimento térmico e a taxa de liberação de calor superficial.

Uma vez que Hottel [55] para cada tipo de envoltório apresenta uma fórmula para o cálculo da espessura efetiva da camada radiante "s", pareceu-nos estranho que o método CKTI apresentasse a fórmula 4.20 como válida para qualquer tipo de fornalha. Calculando o calor transferido na fornalha de formato cúbico tanto pela fórmula proposta por Hottel, como pela proposta pelo método CKTI (figura A3.2), verificamos que somente no trecho pontilhado, calculado pelo método Adimensional, é que a fórmula apresentada por Hottel divergiu dos valores calculados pela outra.

8.2.2 - Influência da temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão.

É apresentada na figura A3.7. Pode-se notar uma razão direta entre a temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão e o calor absorvido na fornalha. Entretanto, esta figura mostra indiretamente a dependência entre a temperatura da chama e o calor absorvido. Uma vez que a emissividade da chama se manteve constante na faixa analisada, existe uma correlação linear do tipo $\eta = a + b.T_0$ entre a temperatura adiabática da chama e o rendimento da fornalha; sendo o coeficiente de correlação $r = 0,9998$.

8.2.3 - Influência do coeficiente de excesso de ar.

É apresentada na figura A3.8. Apesar da emissividade da chama variar cerca de 25% dentro da faixa analisada, ainda e-

xiste uma correlação linear com $r = 0,996$ entre a temperatura adiabática da chama (T_0) e o rendimento da fornalha (η).

8.2.4 - Influência do conteúdo de oxigênio no ar de combustão.

É apresentada na figura A3.9. A faixa analisada vai do ar atmosférico padrão, até a uma injeção de $0,276 \text{ kg}$ ($0,194 \text{ Nm}^3$) de Oxigênio por kg de óleo combustível, de zero a 8% , ou $0,2310 \leq (G_{O_2}/G_{ar}) \leq 0,2495$. Estes valores são típicos da injeção de oxigênio nos fornos siderúrgicos. Apresentou uma correlação linear com $r = 0,9997$ entre a temperatura adiabática da chama e o rendimento da fornalha.

8.2.5 - Influência da taxa de liberação de calor q_v

É apresentada na figura A3.10. Pode-se notar notar que existe uma grande divergência entre os métodos de cálculo quanto a influência da taxa de liberação de calor. A divergência entre o Método CKTI e o Método Isotérmico são explicada pelo fato da taxa de combustão A e o fator A_1 serem admitidos constantes ($A = 1,70$ e $A_1 = 0,57$ para o óleo combustível). Na verdade estas grandezas são funções do tipo e tamanho da partícula combustível, da temperatura do ar de combustão, do oxigênio disponível para a combustão, da taxa de liberação de calor.

8.3 - Análise comparativa dos métodos de cálculo do calor transferido na fornalha.

O estudo da influência de algumas variáveis envolvidas na fornalha das caldeiras é apresentando no item 8.2. Foi realizado simultaneamente com os três métodos de cálculo: Método CKTI, Método Isotérmico e Método Adimensional.

Pode-se notar que, com taxas de liberação de calor q_v entre 150 e 500 kW/m^3 e áreas de absorção de calor inferiores a 400 m^2 (para fornalhas esféricas ou cúbicas) ou inferiores a 800 m^2 (para fornalhas paralelepipedicas) existe uma grande paridade entre os resultados obtidos pelo Método CKTI e o Método Isotérmico. As divergências entre estes métodos é explica-

da no ítem 8.2.5.

Em fornalhas com taxas de liberação de calor superiores a 500 kW/m^2 e em fornalhas ciclones, onde o Método CKTI não se aplica, o método Isotérmico pode dar bons resultados. O problema de se trabalhar com este Método está na dificuldade de se obter os dados necessários da cinética da combustão, uma vez que eles não foram encontrados na literatura. Testes adicionais são necessários para determinar o tempo de combustão da partícula combustível em função do diâmetro e da temperatura. Quando dados operacionais são disponíveis com certo combustível tomado como padrão, fatores de correção podem ser obtidos por comparação. A determinação da curva RTD na fornalha $E(\tau)$ e a evolução da temperatura no tempo $\theta = f(\tau)$ será obtida através de maquetes em escala reduzida.

O Método Adimensional apresentou sistematicamente resultados inferiores aos demais métodos. Apesar do seu modelamento matemático, a primeira vista, descrever bem o processo físico de transmissão de calor na fornalha; ele ignora o calor transferido diretamente da chama para as paredes, sem ser absorvido e ré-irradiado pelos gases na fornalha. A suposição de um formato esférico da fornalha para facilitar os cálculos dos fatores de forma foge bastante da realidade. Não foi possível, com o Método Adimensional, reproduzir os resultados apresentados no artigo original[51].

O Método CKTI, apesar de ser comprovadamente eficiente, pelo longo espaço de tempo em que tem sido utilizado, onde lhe foram acrescentadas diversas correções, possui raríssimas publicações no ocidente. A sua desvantagem reside no fato de utilizar 15 coeficientes empíricos, dos quais 12 são função do combustível utilizado. Em certos limites a variação destes parâmetros pode levar a resultados que contradizem a lei de conservação de energia. Dá bons resultados, principalmente no cálculo das fornalhas das grandes centrais térmicas (até 1000 MW).

8.4 - ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS

Esta análise foi realizada com o mesmo modelo de fornalha descrito no item 8.2, e os resultados calculados encontram-se no anexo 4. A simulação computacional foi realizada com a ajuda do Método CKTI.

As características químicas dos combustíveis analisados são apresentadas na tabela 8.1. As características de cálculo foram determinadas pela tabela 4.3. A temperatura da chama foi calculada pela função TGAZ, com estes dados apresentados.

A queda do calor absorvido nas fornalhas de diversos tamanhos, ao substituir o Óleo Combustível BPF pelos vários combustíveis alternativos é apresentada na figura A4.1. Pode-se notar que os diversos combustíveis se agrupam em faixas bem definidas, segundo o seu estado físico. Os líquidos ocupam a faixa de maior produção térmica, enquanto os gasosos a de menor.

Comparando combustíveis de mesmo estado físico, existe uma clara dependência entre a temperatura da chama (tabela 8.1), e o calor absorvido na fornalha.

Assim, nas condições admitidas nesta análise, sendo permissível uma queda na produção térmica de até 7%, o Óleo BPF poderá ser substituído tanto pelo álcool etílico como pelo metanol. As únicas modificações necessárias seriam a adaptação dos queimadores e das linhas de bombeamento de combustível.

Se os álcoois não são economicamente competitivos com o Óleo BPF, o são com o Óleo Diesel e o Querosene, muito utilizados como combustível de partida nas grandes caldeiras, e como combustível de trabalho em algumas caldeiras de pequeno porte. A substituição do Diesel e do Querosene pelos álcoois é bastante simples.

A utilização de combustíveis sólido leva a uma perda térmica maior, cerca de 50%, devido a uma emissividade da chama menor, e a uma maior atenuação da radiação devido as partículas de cinzas volantes, e das partículas de coque incandescentes. Esta queda de potência já havia sido afirmada pela literatura [91,119]. Esta queda de potência, na verdade é um pou

co atenuada numa caldeira real, por uma maior absorção de calor devido a uma maior temperatura e volume dos gases nos elementos convectivos.

Deve ser lembrado, entretanto, que estes combustíveis possuem grandes quantidades de cinzas, estas são arrastadas pelo fluxo de gases e depositadas sobre os elementos convectivos, diminuindo o calor absorvido nestes equipamentos. Torna-se, assim, necessário a sopragem sistemática das superfícies absorvedoras de calor.

Caso esta perda de potência seja admissível, a adaptação da caldeira para a utilização dos combustíveis sólidos é complicada, e nem sempre é economicamente viável, principalmente caso seja necessário a combustão em grelha. Muitas vezes torna-se mais econômico a substituição total da caldeira por uma projetada para o combustível desejado. As referências [38,119] mostram as modificações necessárias para que uma caldeira projetada para uso com combustível líquido, possa funcionar com combustível sólido.

A incoerência dos combustíveis sólidos com menor poder calorífico possuírem uma temperatura de chama maior (tabela 7.1), pode ser explicada pelo fato de que no seu cálculo não foram descontadas as perdas de energia Q_3 , Q_4 e Q_6 , por falta de dados na literatura. Caso estas perdas sejam levadas em consideração, as curvas de produção térmica dos combustíveis que possuem cinzas tenderão em direção à curva do carvão vegetal.

Os combustíveis gasosos, de modo geral, produzem uma chama de emissividade muito baixa, e uma pequena transmissão de calor na fornalha. Entretanto, a sua combustão gera uma razoável quantidade de produtos, o que viabiliza o seu uso em fornalhas onde a convecção térmica predomina. Em fornalhas projetadas para o uso do óleo combustível, os combustíveis gasosos não são recomendados. A queima simultânea dos combustíveis gasosos de baixa temperatura de chama, simultaneamente com o óleo também não é recomendada, pois abaixa a sua temperatura de combustão, provocando o craqueamento e o aparecimento de fuligem (combustível não queimado). Neste caso é necessário uma fornalha com câmaras de combustão independentes [63].

O anexo 4 apresenta ainda o rendimento térmico, baseado no primeiro princípio da termodinâmica (figura 4.2), e a produção térmica total (figura 4.3) da fornalha operando com diversos combustíveis alternativos.

9 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FINAIS

Os métodos CKTI e Isotérmico mostraram-se satisfatórios para o cálculo do calor transferido nas fornalhas usuais. Entretanto, para se viabilizar o uso do método Isotérmico, é necessário uma maior quantidade de dados sobre a dinâmica da combustão, dos diversos combustíveis. Estes dados poderiam ser obtidos em um laboratório que estudasse a reatividade dos combustíveis [130].

Apesar do Método Adimensional não ter funcionado perfeitamente, merece estudos posteriores para verificar e sanar sua falha. Tal como o Método Isotérmico, mostrou-se bastante promissor, e ambos merecem um desenvolvimento maior de sua teoria.

Outros métodos, como o Método Zonal de Hottel [55], o método de Spalding [60], e o método VDI-ENIN [74], entre outros, também poderiam ser utilizados na simulação do comportamento das caldeiras, como ferramentas para o desenvolvimento de sua teoria e tecnologia.

O enriquecimento do ar de combustão (10%) levou a um acréscimo na produção térmica ($\leq 8\%$). Entretanto o alto custo do oxigênio não o torna viável como alternativa para aumentar a produção térmica das caldeiras, com qualquer combustível. Seu uso fica assim restrito às aplicações onde seja indispensável uma alta temperatura de chama.

O pré-aquecimento do ar de combustão com calor de rejeito é sempre apreciável. Com vapor de extração merece um estudo econômico mais aprofundado.

Os álcoois (Etanol e Metanol) mostraram-se soluções tecnicamente viáveis à substituição direta do Óleo Combustível BPF; e técnica e economicamente viáveis à substituição do Óleo Diesel e Querosene nas caldeiras. Desde que seja admitido uma razoável queda na produção térmica, os combustíveis sólidos poderiam ser uma solução viável à substituição do Óleo BPF.

Os combustíveis gasosos não mostraram ser substitutos diretos do óleo. Seu uso fica, portanto, restrito à caldeiras especialmente projetadas para eles.

ANEXOS

ANEXO 1

Listagem do programa de computador

```

DECN JOB SUBROTINAS/597 USER=ALTERNATIVOS/PAULOCESAR
* NAWNDOTIME=149 NAXIDOTIME=747
* PRATLIMIT=6000
* OPTIONS=(MFLIST)
* COMPILE SUBROTINAS/PAULOCESAR FORTRAN LIBRARY;
* COMPILER DATA
* SET SEQ 1 * 1 LINEINFO
* SET LIBRARY
SUBROUTINE REACPO
*****
* ESTE SUB-ROTIMA CALCULA OS PRODUTOS DA COMBUSTAO DE UM
* DADO COMBUSTIVEL. NECESSITA-SE PARA ESTE CALCULO DA ANALISE ELE
* MENTAR (EM NG/RC PARA OS COMBUSTIVELIS SOLIDOS E LIQUIDOS OU EM
* M3/M3 PARA OS GASOSOS), OU DA SUA COMPOSICAO QUIMICA, PARA O CA
* SO DOS ALCOGIS E HIDROCARBONETOS.
*
* PC=FRACAO DE CARBONO NO COMBUSTIVEL (KG C /KGCOMB)*
* PH2=FRACAO DE HIDROGENIO NO COMBUSTIVEL (KG H2/KGCOMB)*
* LAIR=PESO DO AR REAL NECESSARIO A COMBUSTAO (KG AR/KGCOMB)*
* VAIR=VOLUME DO AR NECESSARIO A COMBUSTAO (M3 AR/KGCOMB)*
* EXCESS=COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR (MOLS/KGCOMB)*
* O2INC=QUANTIDADE DE OXIGENIO NECESSARIO A COMBUSTAO INCOMPLETA
* (MOLS/KGCOMB)*
* R =FRACAO PONDERAL DE OXIGENIO NO AR DE COMBUSTAO (KG O2/KG AR)*
* VXXX=VOLUME DO PRODUTO XXX DA COMBUSTAO (M3XXX/KGCOMB)*
* GXXX=NUMERO DE MOLS DO PRODUTO XXX DA COMBUSTAO (MOLS/KGCOMB)*
* VGAZ=VOLUME TOTAL DOS PRODUTOS DA COMBUSTAO (M3 /KGCOMB)*
* PGAZ=PESE TOTAL DOS PRODUTOS DA COMBUSTAO (KG /KGCOMB)*
* GGAZ=NUMERO DE MOLS TOTAL DOS PRODUTOS DA COMBUSTAO (MOLS/KGCOMB)*
*****
REAL LAIR,H2,H2O,H2O2,NAME
DIMENSION CH(12,38),CHO(12,38),XCH(12,38),XCHO(12,38),
NAME(20),STATE(8,4)
COMMON/AR/TORY,THET,THOT,EXCESS,UABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHOT
COMMON/COMBUS/ASH,AVOL,DASH,TCOMB,OCAL,DENS,DELTAP,VELOC
COMMON/FUEL/NAME,H2,S2,C,CO,CH,CHO,O2,N2,CO2,H2O,PC,PH2,NSTAT,PCI
COMMON/GAZ/GH2O,GSO2,GC02,GC0,GO2,GN2,VGAZ,GGAZ,PGAZ,CPGAZ
DATA STATE/1HS,1HO,1HL,1HI,1HO,1HO,1H,1H,1HL,1HI,1HO,1HU,1HI,1HD
1,1HO,1H,1HG,1HA,1HS,1HO,1HS,1HO,1H,1H,1HC,1HO,1HL,1HO,1HI,1HO
2,1HA,1HL/
DATA F1,F2,F3,F4,F5,F6,F7,F8,F9/3HH2,3HS2,3HC,3HCO,3HC02,3HO2
3,3HH2O,3HN2,3HSO2/
C.....CALCULO DO NUMERO DE MOLS DO COMBUSTIVEL.....
IF(NSTAT-3) 1,2,1
1 FS=2HKG
XC=C*1000./12.01115
XC0=C0*1000./28.01055
XC02=C02*1000./44.00995
XH2=H2*1000./2.01594
XH2O=H2O*1000./18.01534
XN2=N2*1000./28.0134
XO2=O2*1000./31.9988
XS2=S2*1000./64.132
GO TO 3
2 FS=2HH3
XC=C/0.0224
XC0=C0/0.0224
XC02=C02/0.0224
XH2=H2/0.0224
XH2O=H2O/0.0224
XN2=N2/0.0224
XO2=O2/0.0224
XS2=S2/0.0224
3 XCMB=C*XC+XC0+XC02+XH2+XH2O+XN2+XO2+XS2
PCOMB=C*CO+CO2+H2+H2O+N2+O2+S2
C.....IMPRESSAO DAS CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL.....
WRITE(6,4) NAME,(STATE(J,NSTAT),J=1,3),FS,F3,F5,F7,H2,XH2,F2,S2,
*XS2,F3,C,XC,F4,CO,XC0,F5,CO2,XC02,F6,O2,XO2,F7,H2O,XH2O,F8,N2,PN2
4 FORMATE(1H2,20X,1H/,2H,4X,40CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL =
UTILIZADO=20X,1H/,2H,4X,14HESTADO FISICO=8A1,39X,1H/,2(2H,68X,1H=
22QA,1,26X,1H/,2H,4X,14HESTADO FISICO=8A1,39X,1H/,2(2H,68X,1H=
37),2H,4X,14HCOMPOSICAO=5X,A2,1H/,A2,4HCOMB=4X,5HNOLS/,A2,4HCOMB,2
41X,1H,4X/,2H,4X,A3,12X,1H/,F6,4,7X,F8,4,23X,1H*))
XC=XC+XC0
XO2=XO2+O.5*XCO
DO 16 N=1,12
C.....CALCULO DAS CARACTERISTICAS DOS HIDROCARBONETOS.....
ITMAX=2*3*H
DO 16 N=H,ITMAX
IF(CH(N,H)) 10,10,5
9 IF(NSTAT-3) 8,7,6
6 XCH(N,H)=CH(N,H)*1000./((H*12.01115+H*1.00797)
GO TO 8
7 XCH(N,H)=CH(N,H)/0.0224
8 WRITE(6,9) N,H,CH(N,H),XCH(N,H)
9 FORMATE(2H,4X,1HC,I2,1HH,I2,9X,1H/,F6,4,7X,F8,4,23X,1H*)
PCOMB=PCOMB+XCH(N,H)
XCOMB=XCOMB+XCH(N,H)
XC=XC+XCH(N,H)
XH2=XH2+(H/2)*XCH(N,H)

```

```

C.....CALCULO DAS CARACTERISTICAS DOS ALCOOIS.....
10 IF(CHU(M,N)) 10,10,11
11 IF(NSTAT=3) 12,13,12
12 XCHD(M,N)=CHU(M,N)*1000./(M*12.01115+N*1.00797+15.9994)
GO TO 14

13 XCHO(M,N)=CHO(M,N)/0.0224
14 WRITE(6,15) N,N,CHO(M,N),XCHO(M,N)
15 FORMAT(2H *8X,1HC,12,1HH,12,1HD,8X,1H=>F6.4,7X,F8.4,23X,1H*)
PCOMB=PCOMB+CHO(M,N)
XCOMB=XCOMB+XCHO(M,N)
XC=XCOMB/XCHO(M,N)
XH2=XH2+(N/2)*XCHO(M,N)
XO2=XO2+0.5*XCHO(M,N)
16 CONTINUE

PC=(XC+XCO2)*12.01115E-03
PH2=(XH2+XH2O)*2.01594E-03

PCOMB=PCOMB+ASH
WRITE(6,17) ASH,PCOMB,XCOMB
17 FORMAT(2H *8X,6HC,12,59X,1H=>F6.4,38X,1H=>2H *8X,SHTOTAL,10X,
*1H=>F6.4,7X,F8.4,23X,1H=>2(2H *8X,1H=>71(1H*))

C.....CALCULO DO AR NECESSARIO A COMBUSTAO.....
O2INC=0.5*XH2+2.*XS2+0.5*XC-XO2
O2STEC=0.5*XH2+2.*XS2+XC-XO2
18 R=0.23188

19 IF(LAIR) 20,20,21
20 LAIR=EXCESS*O2STEC*31.9988/(R*1000.)
VAIR=(1.+(1.-R)*1.14216/R)*O2STEC*EXCESS*0.0224

C
21 IF(EXCESS) 22,22,23
22 EXCESS=LAIR*R*1000./(O2STEC*31.9988)
VAIR=(1.+(1.-R)*1.14216/R)*O2STEC*EXCESS*0.0224
23 CONTINUE

CALL UMIDAD

C.....IMPRESSAO DAS CARACTERISTICAS DO AR.....
WRITE(6,24) EXCESS,VAIR,SUBEL,R,LAIR,FS,VAIR,FS,TDRY
24 FORMAT(1H *70(1H*),2H *8X,21HCARACTERISTICAS DO AR,39X,1H=>F7.4
2,24X,1H=>2H *8X,16HUMIDADE ABSOLUTA,12X,1H=>F7.4,10H GR /KGAR,14
3X,1H=>2H *8X,16HUMIDADE RELATIVA,12X,1H=>F7.4,2H Z,22X,1H=>2H *8
4X,19HCOMPOSICAO PONDERAL,9X,1H=>F7.4,10H KGDZ/KGAR,14X,1H=>2H *8X
55HMASSA,23X,1H=>F7.4,4H KJ/A2,4HCOMB,14X,1H=>2H *8X,6HVOLUME,22X
61H=>F7.4,4H M3/A2,4HCOMB,14X,1H=>2H *8X,1HTEMPERATURA,17X,1H=>
7F7.1,7H KELVIN,17X,1H=>2H *68X,1H=>71(1H*))

C.....CALCULO DOS PRODUTOS DA COMBUSTAO.....
IF(EXCESS=O2INC/O2STEC) 26,28,28
26 WRITE(6,27)
27 FORMAT(///,10(1H*),74HCOMBUSTAO NAQ PREVISTA**QUANTIDADE DE AR INS
*UFICIENTE**COMPILACAO ABURTADA*9(1H*))
STOP

28 GH2O=XH2+XH2O+(UABS*LAIR/18.01534)
VH2O=GH2O*0.0224
GSO2=2.*XS2
VSO2=GSO2*0.0224
GN2=(EXCESS*O2STEC*(1.-R)*1.14216/R)+XN2
VN2=GN2*0.0224

IF(EXCESS=1.) 29,31,31
29 WRITE(6,30)
30 FORMAT(///,20(1H*),31HCOMBUSTAO INCOMPLETA DO CARBONO,20(1H*))
GCO2=((EXCESS*O2STEC)-O2INC)+XCO2
VCO2=GCO2*0.02226
GCO=0.5*(XC-GCO2)
VCO=GCO*0.0224
GO TO 33

31 WRITE(6,32)
32 FORMAT(///,27(1H*),18HCOMBUSTAO COMPLETA,26(1H*))
GCO2=XCOMB/XCHO
VCO2=GCO2*0.02226
GO2=(EXCESS-1.)*O2STEC
VO2=GO2*0.02239
33 VGAZ=VH2O+VSO2+VCO2+VCO+VO2+VN2
GGAZ=GH2O+GSO2+GCO2+GCO+GO2+GN2
PGAZ=GH2O*18.01534+GSO2*64.0648+GCO2*44.00995+GCO*28.01055+
+GO2*31.9988+GN2*28.0134

C.....IMPRESSAO DAS CARACTERISTICAS DOS PRODUTOS DA COMBUSTAO.....
WRITE(6,34) FS,FS,F7,F7,H2O,GH2O,F9,VSO2,GSO2,F5,VCO2,GCO2,F4,VCO,
*GCO,F5,VO2,GO2,F5,VN2,G2,VGAZ
34 FORMAT(///,71(1H*),2H *4X,21HPRODUTOS DA COMBUSTAO,39X,1H=>71(1
1H*)/2H *68X,1H=>2H *8X,10HCOMPOSICAO,5X,3HM3/A2,4HCOMB,4X,5HMDL
2S/A2,4HCOMB,21X,1H=>6(1/2H *8X,A3,11X,1H=>F8.4,7X,F8.4,22X,1H*)/2
32H *8X,15HVOLUME TOTAL =F8.4,37X,1H=>2H *68X,1H=>71(1H*))

RETURN
END

```

```

SUBROUTINE UNIDAO
** *****
** ESTA SUB-ROTINA CALCULA A UMIDADE ABSOLUTA (GR/KG AR) E
** RELATIVA (%) DO AR ATMOSFERICO, DADAS AS TEMPERATURAS DE BULBO
** SECO E UNIDO, CASO SEJA DADA A UMIDADE RELATIVA E A TEMPERATURA
** ELA CALCULA A UMIDADE ABSOLUTA, CASO NAO HAJAM DADOS SUFICIENTES
** ELA ADOTA O VALOR RECOMENDADO PELA "ABMA".
**
** P = PRESSAO TOTAL DA MISTURA (ATM)
** PW = PRESSAO DE EQUILIBRIO DO VAPOR D'AGUA (ATM)
** PWS = PRESSAO DE SATURACAO DO VAPOR D'AGUA (ATM)
** TETA = TEMPERATURA (ADM)
** TDRY = TEMPERATURA DO BULBO SECO (KELVIN)
** TWET = TEMPERATURA DO BULBO UNIDO (KELVIN)
** UREL = UMIDADE RELATIVA DO AR
** UABS = UMIDADE ABSOLUTA DO AR (GR H2O/KG AR)
** UABSS = UMIDADE ABSOLUTA DO AR SATURADO (GR H2O/KG AR)
** SAT = GRAU DE SATURACAO
** *****
DIMENSION TETA(2),PWS(2),UABSS(2)
COMMON AIR,TDRY,TWET,THOT,EXCESS,UREL,UABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHOT

P=1.
TETA(1)=273.15/TDRY
J=1
IF(TWET) 14,2,1
1 TETA(2)=273.15/TWET
J=2
2 DO 3 N=1,J
PWS(N)=10.**((10.79586*(1.-TETA(N))+9.02308*ALOG(TETA(N))/ALOG(10.)
+1.50474E-04*(1.-10.**(-8.29892*((1./TETA(N))-1.))) +0.42873E-03
2*(10.**(-4.78999*(1.-TETA(N)))-1.))-2.2195983)
UABSS(N)=0.62198*(PWS(N)/(P-PWS(N)))
3 CONTINUE
4 IF(TWET) 14,4,9
4 IF(UREL) 14,5,7
5 UABS=0.
WRITE(6,4)
6 FORMAT(//,11(1H*),49DADOS INSUFICIENTES PARA CALCULO DA UMIDADE
100 AR,11(1H*),17(1H*),39DADOADO O VALOR RECOMENDADO PELA
216(1H*),14(1H*),44H"AMERICAN BOILERS MANUFACTURERS ASSOCIATION",
313(1H*),16(1H*),39HUMIDADE ABSOLUTA DO AR = 13.0 GR/KG AR,16(1H*
4)
GO TO 10
7 PW =UREL*PWS(1)
UABS=0.62198*PW/(P-PW)
GO TO 13
8 UABS=(1093.-0.556*TWET)*UABSS(2)-0.24*(TDRY-TWET)/(1093.+0.444*
(TDRY-TWET))
10 PW =UABS*P/(0.62198+UABS)
UREL=PW/PWS(1)
11 SAT =UABS/UABSS(1)
RETURN
14 WRITE(6,15)
14 FORMAT(//,8(1H*),55HUMIDADE RELATIVA OU TEMPERATURA DE BULBO UNID
O NEGATIVA,8(1H*),25(1H*),22HPROCESSAMENTO ABORTADO,24(1H*)
STOP
END

```

260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365

```

FUNCTION HAIR(TAIR)
*****
* ESTA FUNCAO CALCULA A VARIACAO DE ENTALPIA DO AR ATMOSFE-
* RICO A UMA DADA TEMPERATURA COM REFERENCIA A 298.15 KELVIN.
* ADMITINDO-SE QUE O NITROGENIO ATMOSFERICO POSSUI 1.717% DE ARGO
* NIO
* HAIR=ENTALPIA TOTAL DO AR NA TEMPERATURA DADA (KJ/KG COMB)
* LAIR=MASSA DE AR DA COMBUSTAO (KG/KG COMB)
* P#2 =MASSA DE NITROGENIO NA COMBUSTAO
* PO2 =MASSA DE OXIGENIO NA COMBUSTAO
* UABS=UMIDADE ABSOLUTA DO AR (GR/KG AR )
* HAR =ENTALPIA DO ARGONIO (KJ/KG COMB)
*****
REAL HAIR,LAIR,HCOLD,HHOT,H02,HN2,HAR,HN2O
COMMON/ AIR,TDRY,TWET,THOT,EXCESS,UREL,UABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHOT
IF (TAIR.LE.298.15) TAIR=298.15
T=TAIR
PO2=R
PN2=0.9828246*(1.-R)*LAIR*1000.
PAR=0.0171734*(1.-R)*LAIR*1000.
H02=(7.16 *T+0.30E-03*T**2+0.40E-05/T-2313.)*PO2 /31.9988
HN2=(6.83 *T+0.49E-03*T**2+0.12E-05/T-2117.)*PN2 /28.0134
HAR=(4.968 *T
      +7.30 *T**2+1.23E-03*T**2
      +1481.)*PAR /39.948
      -2286.)*UABS /18.01534/1000.
RETURN
END

```

66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97

```

FUNCTION HGAZ(T)
*****
* ESTA FUNCAO CALCULA A ENTALPIA TOTAL DOS PRODUTOS DA
* COMBUSTAO "HGAZ" (KJ/KG COMB), SEM COMO O CALOR ESPECIFICO
* "CPGAZ" (KJ/KG COMB) NA TEMPERATURA DADA (KELVIN), EM RELA-
* CAO A 298.15 KELVINS.
*****
COMMON/GAZ,GH2O,GSO2,GCO2,GCO,G02,GN2,VGAZ,GGAZ,PGAZ,CPGAZ
A= 6.79*GCO+10.57*GCO2+ 7.30*GH2O+ 6.83*GN2+ 7.16*G02+11.04*GSO2
B= 0.49*GCO+ 1.09*GCO2+ 1.23*GH2O+ 0.45*GN2+ 0.50*G02+ 0.94*GSO2
C= 0.11*GCO+ 2.06*GCO2 + 0.12*GN2+ 0.40*G02+ 1.84*GSO2
D= 2105.*GCO+3936.*GCO2+2286.*GH2O+2117.*GN2+2313.*G02+3992.*GSO2
B=B*1.E-3
C=C*1.E3
HGAZ=(A*T+B*T**2+C/T-D)*4.186/1000.
CPGAZ=(A+2.*B*T+C/T**2)*4.186/1000.
RETURN
END

```

98
99
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120

```

FUNCTION TGAZ(ODISP,QABS,T)
*****
* ESTA SUB-ROFINA CALCULA A TEMPERATURA DA CHAMA EM FUNCAO
* DO CALOR DISPONIVEL PARA A COMBUSTAO, E A TEMPERATURA DOS GASES
* EM FUNCAO DO CALOR ABSORVIDO. O METODO DE CONVERGENCIA UTILIZA
* DO E O DA TANGENTE DE NEWTON. SAO DESPREZADOS OS EFEITOS DA DIS
* SOCIACAO DOS GASES.
*****
COMMON/GAZ,GH2O,GSO2,GCO2,GCO,G02,GN2,VGAZ,GGAZ,PGAZ,CPGAZ
EQUAC(T)=ODISP-QABS-(A*T+B*T**2+C/T-D)*4.186/1000.
DERIV(T)=-((A+2.*B*T+C/T**2)*4.186/1000.
A= 6.79*GCO+10.57*GCO2+ 7.30*GH2O+ 6.83*GN2+ 7.16*G02+11.04*GSO2
B= 0.49*GCO+ 1.09*GCO2+ 1.23*GH2O+ 0.45*GN2+ 0.50*G02+ 0.94*GSO2
C= 0.11*GCO+ 2.06*GCO2 + 0.12*GN2+ 0.40*G02+ 1.84*GSO2
D= 2105.*GCO+3936.*GCO2+2286.*GH2O+2117.*GN2+2313.*G02+3992.*GSO2
B=B*1.E-3
C=C*1.E3
EPS=0.1
TGAZ=T
DO 2 J=1,30
TAUX=TGAZ-EQUAC(TGAZ)/DERIV(TGAZ)
IF(ABS(TGAZ-TAUX)-EPS) 3,3,1
1 TGAZ=TAUX
2 CONTINUE
3 TGAZ=TAUX
RETURN
END

```

121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153

```
C *****SUBROUTINE ISJ *****
C
C *          ESTA SUB-ROTIINA CALCULA A TRANSMISSAO DE CALOR NA FORNA *
C *          LHA DOS GRADUADORES DE VAPOR PELO MODELO MATEMATICO ISOTERMICO *
C *          PROPOSTO POR DAMIAN GRECOVA. *
C *****
      REAL KC,KG,KK,KVOL,LAIR,H2,H20,N2,NAME,M,K6,K2
      DIMENSION NAME(20),CH(12,30),CHO(12,30)
      COMMON/AIR/IDRY,TWET,THOT,LXCESS,UREL,QABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHOT
      COMMON/CHAMB/OP,V3,A3,X,NBURN,P,C1,C2,C3,C4,CK,K6,T4,U,K2
      COMMON/COMBUS/ASH*AVOL,DASH,TCOMB,DCOAL,DENS,DELTAP,VVELO
      COMMON/FUEL/NAME,H2,S2,CU,CH,CO,GO2,A2,CO2,H2O,PC,PH2,NSTAT,PCI
      COMMON/GAZ/GH2O,GSO2,GCO2,GCO,G02,G02,G02,VGAZ,GGAZ,PGAZ,CPGAZ
      COMMON/INTEGR/A,A1,EF1,EF2,B0,TAIR,TFLAME,TRESID,TFUEL
      COMMON/REND/REND1,REND2
      COMMON/TABELA/T1,T2,T3,TF,E1,E2,E3,QABS,QV,ENCH,M,EFIC,BFUEL
      KC(T) =0.3*(2.-EXCESS)*(1.6E-03*T-0.5)*PC/PH2
      KVOL(T)=(K2/(T**2*DASH**2)**(1./3.))*(ASH*AVOL/VGAZ)
      * KG(T,S)=(7.8+16.*RH20)/(3.16*SQR(T)*P*(RH20+RR02))-1.)*
      *(RH20+RR02)**(1.-3.7E-04*T)

C.....CALCULO DA TAXA DE LIBERACAO DE CALOR "QV".....
      QV=QF*BFUEL/V3

C.....CALCULO DO GRAU DE ENCHIMENTO DA FORNALHA "ENCH".....
      QB=QF*BFUEL/(NBURN*1000.)
      IF(NSTAT.EQ.1) ENCH=C1*1.5*NBURN*EXP(1.45*(1.-EXCESS))*
      *(QB**1.35+QB**0.8*DCOAL**2)/V3
      * IF(NSTAT.EQ.2) ENCH=0.25 +0.00075 *QV
      IF(NSTAT.EQ.2.AND.ENCH.LE.0.55) ENCH=0.55
      IF(NSTAT.EQ.3) ENCH=-0.2333+0.000833*QV
      IF(NSTAT.EQ.3.AND.ENCH.LT.0.10) ENCH=0.10
      IF(NSTAT.EQ.3.AND.ENCH.GT.0.60) ENCH=0.60
      IF(NSTAT.EQ.3.AND.ENCH.GT.1.00) ENCH=1.00

C.....CALCULO DA TEMPERATURA TEORICA DA CHAMA.....
      CALL=HGAZ(290.15)
      TFLAME=TGAZ(QF*0.*2000.)
      TF2=0.5*TFLAME
      TAIR=THOT

C.....CALCULO DO TEMPO DE RESIDENCIA DOS GASES.....
      TRESID=V3*273.*ENCH*C3*P/(BFUEL*VGAZ+TFLAME*0.1044)

C.....CALCULO DO TEMPO DE COMBUSTAO "TCOMB".....
      IF(NSTAT.EQ.1) TCOB=9.2E06*DCOAL**2*DENS*C4/TFLAME
      *(0.14+(GO2*0.0224/VGAZ))
      * S SET OMIT
      IF(NSTAT.EQ.2) TCOB=2.*DELTAP*EXP(TAIR/300.)/((PGAZ/VGAZ)**1.8*
      * VVELO**2)
      * DCOAL=SQR(0.8*TRESID*TFLAME*(0.14+(GO2*0.0224/VGAZ))
      * *(DENS*C4*9.2E06))

      * S POP OMIT

C.....CALCULO DO NUMERO DE BOLTZMANN "BO".....
      SIGMA=5.6697E-11
      IF(NSTAT.EQ.1) E3=0.75
      IF(NSTAT.EQ.2) E3=0.75
      IF(NSTAT.EQ.3) E3=0.8
      * E3=0.82*E3
      * S=3.6*V3/A3
      RH20=(GH20)/GGAZ
      RR02=(GSO2+GCO2)/GGAZ
      * 1 IF=TF2
      * QABS=(QF-HGAZ(TF))*BFUEL
      * I3=I4+QABS*U/A3
      * T2=0.925*SQR(TFLAME*TF)
      * CALL=HGAZ(T2)
      * BO=BFUEL*(1.-Q4)*CPGAZ/(SIGMA*E3*X*A3*TFLAME**3)

C.....CALCULO DO COEFICIENTE DE RADIACAO DA FORNALHA "EF".....
      IF(NSTAT.NE.1) GO TO 2
      E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)*KVOL(TF)+KK)*P*S)
      E2=E1
      * 2 IF(NSTAT.NE.2) GO TO 3
      * E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KC(TF))*P*S)
      * E2=1.-EXP(-(KG(TF,S))*P*S)
      * 3 IF(NSTAT.NE.3) GO TO 4
      * E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KC(TF))*P*S)
      * E2=E1
      * 4 CONTINUE

      * S SET OMIT
      * IF(NSTAT.EQ.1) A=1.
      * IF(NSTAT.EQ.2) A=1.7
      * IF(NSTAT.EQ.3) A=2.5
      * S POP OMIT
      * A1=A/3.0
      * EF1=1./((1./E1)+(1./E3)-1.)
      * EF2=0.
      * IF(NSTAT.EQ.2) EF2=1./((1./E2)+(1./E3)-1.)
      * CALL INTEGR(TF2)
      * IF(ABS(IF-TF2).GT.3.0) GO TO 1
      * IF(PRECISION OF IF.LT.3.0 KELVIN) CONTINUE
      * IF=TF2

      * REND1=QABS/(BFUEL*QF)
      * REND2=1.-IF/TFLAME
      * RETURN
      * END
```

354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468

```

SUBROUTINE INTEGR(TF)
*****
*
*   ESTA SUB-ROTIMA MONTA E INTEGRA PELO METODO RUNGE-KUTTA
*   DE PRIMEIRA ORDEM A EQUACAO DIFERENCIAL DO METODO ISOTERMICO.
*
*****
REAL K1,K2,KRAO
COMMON/INTEGR/A,A1,AT1,AT2,B0,TAIR,TFLAME,TRESID,TFUEL

KRAD(TIME)=AT1*EXP(-A1*TIME)+AT2*(1.-EXP(-A1*TIME))
FUNC(TIME,TEMP)=(-TEMP**9*(B0*(1.-TAIR/TFLAME)+TRESID*A)*EXP(-A*
TIME)/KRAD(TIME))/(TRESID*B0/KRAD(TIME))

TEMP=TAIR/TFLAME
IF(TFUEL.GT.TAIR) TEMP=TFUEL/TFLAME
STEP=0.09
IF(TRESID.LE.9.0) STEP=0.0125
IF(TRESID.LE.1.0) STEP=0.005

WRITE(6,1)
1  FORMAT(1H2,15X,90HDETERMINACAO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA DA
1  CALDEIRA COM A AJUDA DO MODELO ISOTERMICO,/,39X,2H,2,8X,2H,3,8X,
22H,4,8X,2H,5,8X,2H,6,8X,2H,7,8X,2H,8,8X,2H,9,/,39X,8(1H,9X))
WRITE(6,2)  TIME,TEMP,TEMP*100,920
2  FORMAT(1H,12G(1H,)/,2X,5HTIME=F8.5,4X,5HTEMP=F8.5,2X,1H,T*,1H
1*)

C.....INTEGRACAO DA EQUACAO DIFERENCIAL PELO METODO RUNGE-KUTTA.....
DO 13 NSTEP=1,700
K1=STEP*FUNC(TIME,TEMP)
K2=STEP*FUNC(TIME+STEP*TEMP,K1)
TEMP=TEMP+0.5*(K1+K2)
TIME=TIME+STEP

C.....GRAFICO DA EQUACAO TEMPERATURA=FUNC(TEMPO).....
IPRINT=IPRINT+1
IF(IPRINT=10) 10,8,8
IPRINT=0
IAUX=100+TEMP*20
WRITE(6,9)  TIME,TEMP,IAUX
9  FORMAT(2X,5HTIME=F8.5,4X,5HTEMP=F8.5,2X,1H,T*,1H*)
10 IF(ABS(TRESID-TIME)*STEP/2.) 11,13,13
11 T=TFLAME+TEMP
WRITE(6,12) TRESID,IAUX,TF
12 FORMAT(1H,18X,15HRESIDENCE TIME=F7.4,T*,4X,12HOUTLET TEMP=F6.1,
*
13 CONTINUE
RETURN
END

```

470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520


```

SUBROUTINE ADH
*****
*
*   ESTA SUB-ROTIINA CALCULA A TRANSMISSAO DE CALOR NA FORNA
*   LHA DOS GERADORES DE VAPOR, PELO MODELO MATEMATICO ADHENSIONAL
*   PROPOSTO POR JULIO E GUZDINAC
*   SIGMA=CONSTANTE DE STEFAN-HOLTZMANN (5.6697E-11 KW/M2.K4)
*   I1=TEMPERATURA MEDIA DA ZONA DE COMBUSTAO (KELVIN)
*   I2=TEMPERATURA MEDIA DA ZONA GASOSA (KELVIN)
*   I3=TEMPERATURA DAS PAREDES DA CAMARA DE COMBUSTAO (KELVIN)
*   T3=TEMPERATURA DO FLUIDO AQUECIDO (KELVIN)
*   TF=TEMPERATURA DE SAIDA DOS PRODUTOS DA COMBUSTAO (KELVIN)
*   Q =CALOR ABSORVIDO NA FORNALHA (KWATTS)
*   ENCH=GRAU DE ENCHIMENTO DA CAMARA DE COMBUSTAO PELA CHAMA
*****
REAL KC,KG,KK,KVOL,LAIR,H2,H2O,N2,NAME,M,K6,K2
DIMENSION NAME(20),CH(12,38),CH9(12,38)
COMMON/AIR/TORY,FM,I,THOT,EXCESS,UABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHOT
COMMON/CHAMB/QF,V3,A3,X,ABURN,PC1,C2,C3,C4,KK,KG,T4,U,K2
COMMON/COMBUS/ASH,AVOL,DASH,ICOMB,DCAL,DENS,DELTA,P,V,ELDE
COMMON/FUEL/NAME,H2,S2,C,CU,CH,CO,02,N2,CO2,H2O,PC,PH2,NSTAT
COMMON/GAZ/GH2O,GSO2,GCO2,GCU,G02,GN2,VGAZ,GGAZ,PGAZ,CPGAZ
COMMON/INTEGR/A,A1,A11,A12,BU,TAIR,TFLAME,TRESID,TFUEL
COMMON/REND/REND1,REND2
COMMON/TABELA/I1,I2,I3,TF,E1,E2,E3,QABS,QV,ENCH,H,EFIC,BFUEL

KC(T) =0.3*(2.-EXCESS)*(1.6E-03*T-0.5)*PC/PH2
KVOL(T)=(K2/(T**2*DASH**2)**(1./3.))*(ASH*AVOL/VGAZ)
KG(T,S)=(7.8+16.*RH2O)/(3.16*SQRT(S*P*(RH2O+RR02))-1.)*
      *(RH2O+RR02)*(1.-3.7E-04*T)

RR02=(GSO2+GCO2)/GGAZ
RH2O=(GH2O)/GGAZ
SIGMA=5.6697E-11

C.....CALCULO DA TAXA DE LIBERACAO DE CALOR "QV".....
QV=QF*BFUEL/V3

C.....CALCULO DO GRAU DE ENCHIMENTO.....
IF(NSTAT.EQ.1) ENCH=C1*1.5*NBURN*EXP(1.45*(1.-EXCESS))*
      *(QB**1.35+QB**0.6*DCAL**2)/V3
IF(NSTAT.EQ.2) ENCH=V25 +0.00075 *QV
IF(NSTAT.EQ.2.AND.ENCH.LE.0.55) ENCH=0.55
IF(NSTAT.EQ.3) ENCH=0.2333+0.000833*QV
IF(NSTAT.EQ.3.AND.ENCH.LI.0.10) ENCH=0.10
IF(NSTAT.EQ.3.AND.ENCH.GI.0.60) ENCH=0.60
IF( ENCH.GI.1.00) ENCH=1.00
F1ENCH=((1.+ENCH**(-1./3.))/2.)*2
F2ENCH=(2./ENCH**(-1./3.) +1.)*2

C.....CALCULO DA ESPESURA DAS CAMADAS.....
S1=0.339*SQRT(A3)*ENCH**(1./3.)
S2=0.339*SQRT(A3)*(1.-ENCH)/(1.+ENCH**(2./3.))
S3=3.6*V3/A3

C.....CALCULO DA TEMPERATURA ADIABATICA DA CHAMA.....
G=HGAZ(298.15)
TFLAME=TGAZ(QF,0.,2000.)
I1=TFLAME
IF(TF.EQ.0.) TF=0.5*TFLAME
Q=(QF-HGAZ(TF))*BFUEL

C.....CALCULO DA TEMPERATURA DE SAIDA DOS GASES.....
4 TF=TGAZ(QF,Q/BFUEL,TF)
I3=I4+Q*U/A3

C.....CALCULO DA TEMPERATURA DA ZONA GASOSA.....
T2=0.925*SQRT(TFLAME*TF)

C.....CALCULO DAS EMISSIVIDADES.....
IF(NSTAT.NE.1) GO TO 5
E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KVOL(TF)+KK)*P*S)
E2=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KVOL(TF)+KK)*P*S)

5 IF(NSTAT.NE.2) GO TO 6
E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KC(TF))*P*S)
E2=1.-EXP(-(KG(TF,S)))*P*S)

6 IF(NSTAT.NE.3) GO TO 7
E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KC(TF))*P*S)
E2=1.-EXP(-(KG(TF,S)))*P*S)
7 CONTINUE

IF(NSTAT.EQ.1) E3=0.75
IF(NSTAT.EQ.2) E3=0.75
IF(NSTAT.EQ.3) E3=0.
E3=0.82*E3

C.....CALCULO DA TEMPERATURA DA ZONA DE COMBUSTAO.....
Z1=F1ENCH*A3*SIGMA*E2
Z2=(1.-F1ENCH*(1.-X*E3-(1.-X)*E2))-(1.-X)*E2*T2**4-X*E3*T3**4
Z3=1.-F1ENCH*(1.-E2)*(1.-X*E3-(1.-X)*E2)
QABS=Z1*Z2/Z3
Q=QABS

8 FOI=QABS*(1.-F2ENCH*(1.-E1)*(1.-E2))/(ENCH**(2./3.)*A3*SIGMA*E1)
T1=SQRT(SQRT((FOI+E2**2)**4)/(1.-F2ENCH))
IF(ABS(T1-T1X)-1.0) 12,12,9
9 T1X=T1
GO TO 3
12 IF(ABS(T1-FLAG)-5.0) 14,14,13
13 FLAG=T1
GO TO 4

C.....CALCULO DA EFICIENCIA TERMICA DAS PARTDES.....
14 EFIC=(1.-F1ENCH*(1.-X*E3-(1.-X)*E2)-E2*(1.-X)*T2**4-X*E3*(1.-X)*T3**4)
      /EFIC*(1.-F2ENCH*(1.-X)*T2**4+X*E3*(1.-X)*T3**4)

REND1=QABS/(BFUEL*QF)
REND2=1.-TF/TFLAME
CALL HGAZ(I2)
BO=BFUEL*(1.-04)*CPGAZ/(SIGMA*E3*X*A3)*TFLAME**3)
15 CONTINUE

RETURN
END

```

520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638

```

C ***** SUBROUTINE CKTI ***** 640
C ***** 641
C ***** 642
C ***** 643
C ***** 644
C ***** 645
C ***** 646
C ***** 647
C ***** 648
C ***** 649
C ***** 650
C ***** 651
C ***** 652
C ***** 653
C ***** 654
C ***** 655
C ***** 656
C ***** 657
C ***** 658
C ***** 659
C ***** 660
C ***** 661
C ***** 662
C ***** 663
C ***** 664
C ***** 665
C ***** 666
C ***** 667
C ***** 668
C ***** 669
C ***** 670
C ***** 671
C ***** 672
C ***** 673
C ***** 674
C ***** 675
C ***** 676
C ***** 677
C ***** 678
C ***** 679
C ***** 680
C ***** 681
C ***** 682
C ***** 683
C ***** 684
C ***** 685
C ***** 686
C ***** 687
C ***** 688
C ***** 689
C ***** 690
C ***** 691
C ***** 692
C ***** 693
C ***** 694
C ***** 695
C ***** 696
C ***** 697
C ***** 698
C ***** 699
C ***** 700
C ***** 701
C ***** 702
C ***** 703
C ***** 704
C ***** 705
C ***** 706
C ***** 707
C ***** 708
C ***** 709
C ***** 710
C ***** 711
C ***** 712
C ***** 713
C ***** 714
C ***** 715
C ***** 716
C ***** 717
C ***** 718
C ***** 719
C ***** 720
C ***** 721
C ***** 722
C ***** 723
C ***** 724
C ***** 725
C ***** 726
C ***** 727
C ***** 728
C ***** 729
C ***** 730
SUBROUTINE CKTI
*****
*
*   ESTA SUB-ROTINA CALCULA A TRANSMISSAO DE CALOR NA FORNA-
*   LHA DOS GERADORES DE VAPOR PELO METODO DO INSTITUTO CENTRAL
*   DE CONSTRUCAO DE CALDEIRAS E DE TURBINAS (CKTI).
*
*****
REAL KC,KG,KK,KVOL,LAIR,H2,H2O,N2,NAME,H,K6,K2
DIMENSION NAME(20),CH(12,30),CHD(12,30)
COMMON/AIR/TO,VT,WE,T,HOT,EXCESS,UNEL,UABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHOT
COMMON/CHAMB/ QF ,V3,A3,X,NBURN,P,C1,C2,C3,C4,KG,T4,U,K2
COMMON/FUEL/NAME,H2,S2,C,CU,CH,CHO,O2,N2,CO2,H2O,PC,PH2,NSTAT,PCI
COMMON/GAZ/GH2O,GSO2,GCO2,GCO,G02,GN2,VGAZ,GGAZ,PGAZ,CPGAZ
COMMON/INTEGR/A,A1,A11,A12,BD,TAIR,TFLAME,TRESID,TFUEL
COMMON/REND/REND1,REND2
COMMON/TABELA/T1,T2,T3,TF,E1,E2,E3,QABS,QV,ENCH,H,EFIC,BFUEL

KC(T) = 0.3*(2.-EXCESS)*(1.6E-03*T-0.5)*PC/PH2
KVOL(T)=(K2/(T**2*DASH**2)**(1./3.))*(ASH*AVOL/VGAZ)
KG(T,S)=(7.8+16.*RH2O)/(3.16*SQRT(S*P*(RH2O*RR02))-1.)*
*(RH2O*RR02)*(1.-3.7E-04*T)

C.....CALCULO DA TAXA DE LIBERACAO DE CALOR "QV".....
QV=QF*BFUEL/V3

C.....CALCULO DA TEMPERATURA TEORICA DA CHAMA.....
CALL=HGAZ(298.15)
TFLAME=TGAZ(QF*0.,2000.)
TF2=0.5*TFLAME
IF(TF.NE.0.) TF2=TF

C.....CALCULO DO GRAU DE ENCHIMENTO.....
QB=QF*BFUEL/(NBURN*1000.)
IF(NSTAT.EQ.1) ENCH=C1*1.5*NBURN*EXP(1.45*(1.-EXCESS))*
*(QB**1.35+QB**0.8*DCBAL**2)/V3
IF(NSTAT.EQ.2) ENCH=0.25 +0.00075 *QV
IF(NSTAT.EQ.2.AND.ENCH.LE.0.55) ENCH=0.55
IF(NSTAT.EQ.3) ENCH=0.2333+0.000833*QV
IF(NSTAT.EQ.3.AND.ENCH.LT.0.10) ENCH=0.10
IF(NSTAT.EQ.3.AND.ENCH.GT.0.60) ENCH=0.60
IF( ENCH.GT.1.00) ENCH=1.00

S=3.6*V3/A3
SIGMA=5.6697E-11
RH2O=(GH2O )/GGAZ
RR02=(GSO2+GCO2)/GGAZ

C.....CALCULO DO NUMERO DE BOLTZMANN "B0".....
IF(NSTAT.EQ.1) E3=0.75
IF(NSTAT.EQ.2) E3=0.75
IF(NSTAT.EQ.3) E3=0.8
E3=0.82*E3

1 IF=TF2
QABS=(QF-HGAZ(TF))*BFUEL
T3=T4+QABS*U/A3
T2=0.925*SQRT(TFLAME*TF)
CALL=HGAZ(T2)
BD=BFUEL*(1.-Q4)*CPGAZ/(SIGMA*E3*X*A3*TFLAME**3)

C.....CALCULO DO COEFICIENTE DE RADIACAO DA FORNALHA "EF".....
IF(NSTAT.NE.1) GO TO 2
E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KVOL(TF)+KK)*P*S)
EC=E1

2 IF(NSTAT.NE.2) GO TO 3
E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KC(TF))*P*S)
E2=1.-EXP(-(KG(TF,S) )*P*S)
EC=ENCH*E1+(1.-ENCH)*E2

3 IF(NSTAT.NE.3) GO TO 4
E1=1.-EXP(-(KG(TF,S)+KC(TF))*P*S)
EC=ENCH*E1+(1.-ENCH)*E2
4 CONTINUE

EF=EC/(EC+(1.-EC)*X)

C.....CALCULO DA TEMPERATURA DE SAIDA DOS GASES "TF".....
TF2=(BU**0.6/(M*EF**0.6+BD**0.6))*TFLAME
IF(ABS(TF-TF2).GT.3.0) GO TO 1
TF=TF2
QABS=(QF-HGAZ(TF))*BFUEL

REND1=QABS/(BFUEL*QF)
REND2=1.-TF/TFLAME
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE TABELA(IFLAG)
*****
*
*   ESTA SUB-ROTINA IMPRIME A TABELA DE SAIDA DE DADOS DO
*   CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA DA CALDEIRA PELO MODE-
*   LO MATEMATICO ISOTERMICO (FLAG=0), PELO MODELO MATEMATICO AD-
*   MENSIONAL (FLAG=1), E PELO METODO CKTI (FLAG=2).
*****
REAL KC,AG,AK,KVOL,LAIR,H2,H2O,H2,NAME,M,K6,K2
DIMENSION NAME(20),CHK(12,30),CHOT(12,30)
COMMON/AIR/IDRY,TWLT,THOT,EXCESS,UEL,UAUS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHOT
COMMON/CHANB/QF,VCHAMB,A3,X,NDURN,P,C1,C2,C3,C4,KK,K6,T4,U,K2
COMMON/FUEL/NAME,H2,S2,C,CQ,CH,CHO,Q2,N2,CU2,H2O,PC,PH2,NSTAT,PCI
COMMON/INTEGR/A,A1,A11,A12,BU,IAIR,TFLAME,IRCSID,TFUEL
COMMON/REND/REND1,REND2
COMMON/TABELA/T1,T2,T3,TF,E1,E2,E3,QABS,QV,ENCH,M,EFIC,BFUEL

IF(IFLAG) 3,5,1
1 IF(IFLAG=1) 5,5,2
2 IF(IFLAG=2) 7,7,25
3 WRITE(6,4)
4 FORMAT(1H2,70(1H*))//2H *68X,1H*//2H *8X,40HCALCULO DO CALOR TRAN
1SFERIDO NA FORNALHA,20X,1H*//2H *8X,26HMODELO MATEMATICO ISOTERMI
2CO,32X,1H*//2H *68X,1H*//71(1H*)//2H *68X,1H*)
GO TO 9
5 WRITE(6,6)
6 FORMAT(1H2,70(1H*))//2H *68X,1H*//2H *8X,40HCALCULO DO CALOR TRAN
1SFERIDO NA FORNALHA,20X,1H*//2H *8X,29HMODELO MATEMATICO ADMENSIO
2NAL,31X,1H*//2H *68X,1H*//71(1H*)//2H *60X,1H*)
GO TO 9
7 WRITE(6,8)
8 FORMAT(1H2,70(1H*))//2H *68X,1H*//2H *8X,40HCALCULO DO CALOR TRAN
1SFERIDO NA FORNALHA,20X,1H*//2H *8X,16HPELO METODO CKTI,44X,1H*//
22H *68X,1H*//71(1H*)//2H *68X,1H*)
9 WRITE(6,10) NAME,NSTAT,BFULL,QF,IFLAME
10 FORMAT(2H *8X,11HCOMBUSTIVEL,18X,2H=,20A1, 9X,1H*//2H *8X,13HES
1TADO FISICO,16X,1H=,5X,1,24X,1H*//2H *8X,7HCONSUMO,22X,1H=,4X,
2F5,2,2X,10HKG/SEGUNDO,9X,1H*//2H *8X,27HCALOR ENVOLVIDO NA FORNAL
3HA,2X,2H=,F7,1,3X,5HKJ/KG,14X,1H*//2H *8X,20HTEMPERATURA DA CHAM
4A,9X,2H=,F7,1,3X,6HAEUVIN,13X,1H*//2H *68X,1H*)
WRITE(6,12) THOT,EXCESS,R
12 FORMAT(2H *8X,17HTEMPERATURA DO AR,12X,2H=,F7,1, 3X,6HKELVIN,13X
11H*//2H *8X,30HCOEFICIENTE DE EXCESSO DE AR,4X,F5,2,2X,3HADM,16
32X,1H*//2H *8X,25HCOMPOSICAO PONDERAL DO AR,4X,1H=,5X,F5,3,10H KG
32/KGAR,10X,1H*//2H *68X,1H*)
WRITE(6,14) VCHAMB,A3,NDURN,ENCH,X,FD,P
14 FORMAT(2H *8X,16HVOLUME DA FORNALHA,11X,1H=,F9,2,2X,2HMM3,17X,1H*//
12H *8X,18HAREA JA FORNALHA,11X,1H=,F9,2,2X,2H2,17X,1H*//2H *8
2X,21HNUMERO DE QUEIMADORES,8X,1H=,4X,12,24X,1H*//2H *8X,20HGRAU
3 DE ENCHIMENTO,9X,1H=,5X,F5,3,20X,1H*//2H *8X,23HGRAU DE ANTEPA
4RISACAO,6X,1H=,5X,F5,3,20X,1H*//2H *8X,17HGRAU DE SUJEIRA,12X,
51H=,5X,F5,3,20X,1H*//2H *8X,16HPRESSAO ESTATICA,13X,1H=,5X,F5,3,
64H MPA,10X,1H*//2H *60X,1H*)
IF(IFLAG) 17,17,15
15 IF(IFLAG=1) 19,19,16
16 IF(IFLAG=2) 21,21,25
17 WRITE(6,18) QV,IRCSID,TCOMB,BQ
18 FORMAT(2H *8X,26HTAXA DE LIBERACAO DE CALOR,3X,1H=,F10,3,6H KW/M3
114X,1H*//2H *8X,19HTEMPO DE RESIDENCIA,10X,1H=,3X,F7,3, 9H SEGU
20S,11X,1H*//2H *8X,13HTEMPO DE COMBUSTAO,11X,1H=,3X,F7,3, 9H SEGU
3NDUS,11X,1H*//2H *8X,19HNUMERO DE BOLZMANN,10X,1H=,F10,3,4H ADM,
416X,1H*)
GO TO 23
19 WRITE(6,20) QV,T1,T2,BQ
20 FORMAT(2H *8X,26HTAXA DE LIBERACAO DE CALOR,3X,1H=,F10,3,6H KW/M314X
11H*//2H *8X,25HTEMPERATURA DA COMBUSTAO,4X,2H=,F7,1,3X,6HKELVIN
2,13X,1H*//2H *8X,21HTEMPERATURA DOS GASES,8X,2H=,F7,1,3X,6HKELVI
3N,13X,1H*//2H *8X,19HNUMERO DE BOLZMANN,10X,1H=,F10,3,4H ADM,16X
41H*)
GO TO 23
21 WRITE(6,22) QV,M,T2,BQ
22 FORMAT(2H *8X,26HTAXA DE LIBERACAO DE CALOR,3X,1H=,F10,3,6H KW/M314X
11H*//2H *8X,15HCOEFICIENTE M,16X,1H=,F10,3,4H ADM,16X,1H*//2H *8
2X,21HTEMPERATURA DOS GASES,8X,2H=,F7,1,3X,6HKELVIN,13X,1H*//2H *8
38X,17HNUMERO DE BOLZMANN,10X,1H=,F10,3,4H ADM,16X,1H*)
23 WRITE(6,24) F5,E1,E2,E3,TF,GABS,EFIC,REND1,REND2
24 FORMAT(2H *8X,22HTEMPERATURA DA PAREDE,7X,2H=,F7,1,3X,6HKELVIN,
113X,1H*//2H *8X,22HEMISSIVIDADE DA CHAMA,7X,1H=,5X,F5,3,4H ADM,
216X,1H*//2H *8X,22HEMISSIVIDADE DOS GASES,7X,1H=,5X,F5,3,4H ADM,
316X,1H*//2H *8X,23HEMISSIVIDADE DA PAREDE,6X,1H=,5X,F5,3,4H ADM,
416X,1H*//2H *8X,22HTEMPERATURA DE SAIDA,7X,2H=,F7,1,3X,6HKELVI
5N,13X,1H*//2H *8X,15HCALOR ABSORVIDO,14X,1H=,F8,1,3X,6HKWATTS13X
6,1H*//2H *8X,30HEFICIENCIA TERMICA DA PAREDE,=2X,F8,3,4H ADM,16X
7,1H*//2H *8X,30HRENDIMENTO (1ST PRINCIPIO),=2X,F8,3,4H ADM,16X
8,1H*//2H *8X,30HRENDIMENTO (2ND PRINCIPIO),=2X,F8,3,4H ADM,16X
9,1H*//2H *68X,1H*//71(1H*))
25 CONTINUE
IF(IFLAG.EQ.0) WRITE(6,27) A,A1
27 FORMAT(/,*** D9S.: A=,F4.2, * A1=,F4.2)
RETURN
END

```

2 DATA
2 END JOB

731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826

ANEXO 2:

Figura A2.1 - Caldeira de 50 Ton/hora.

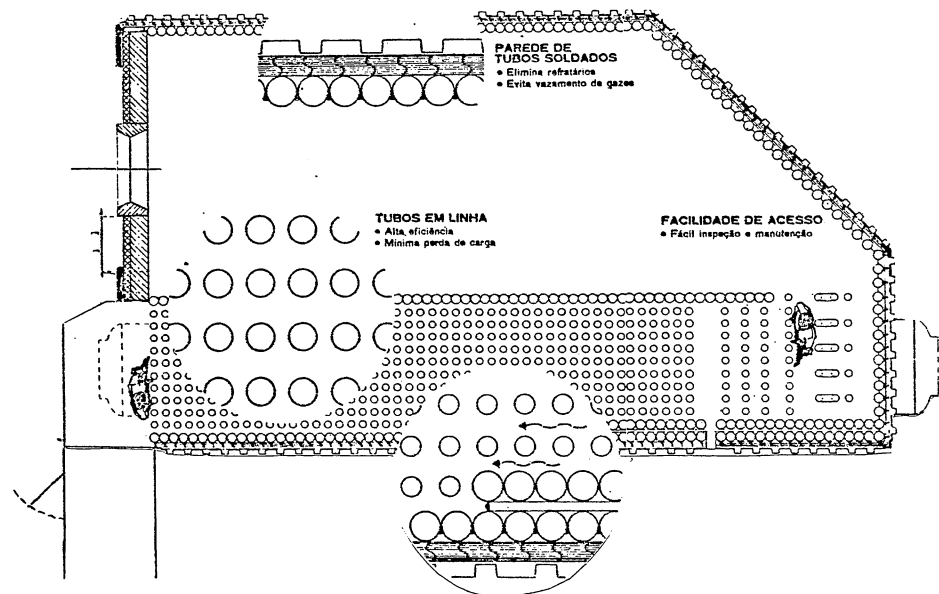
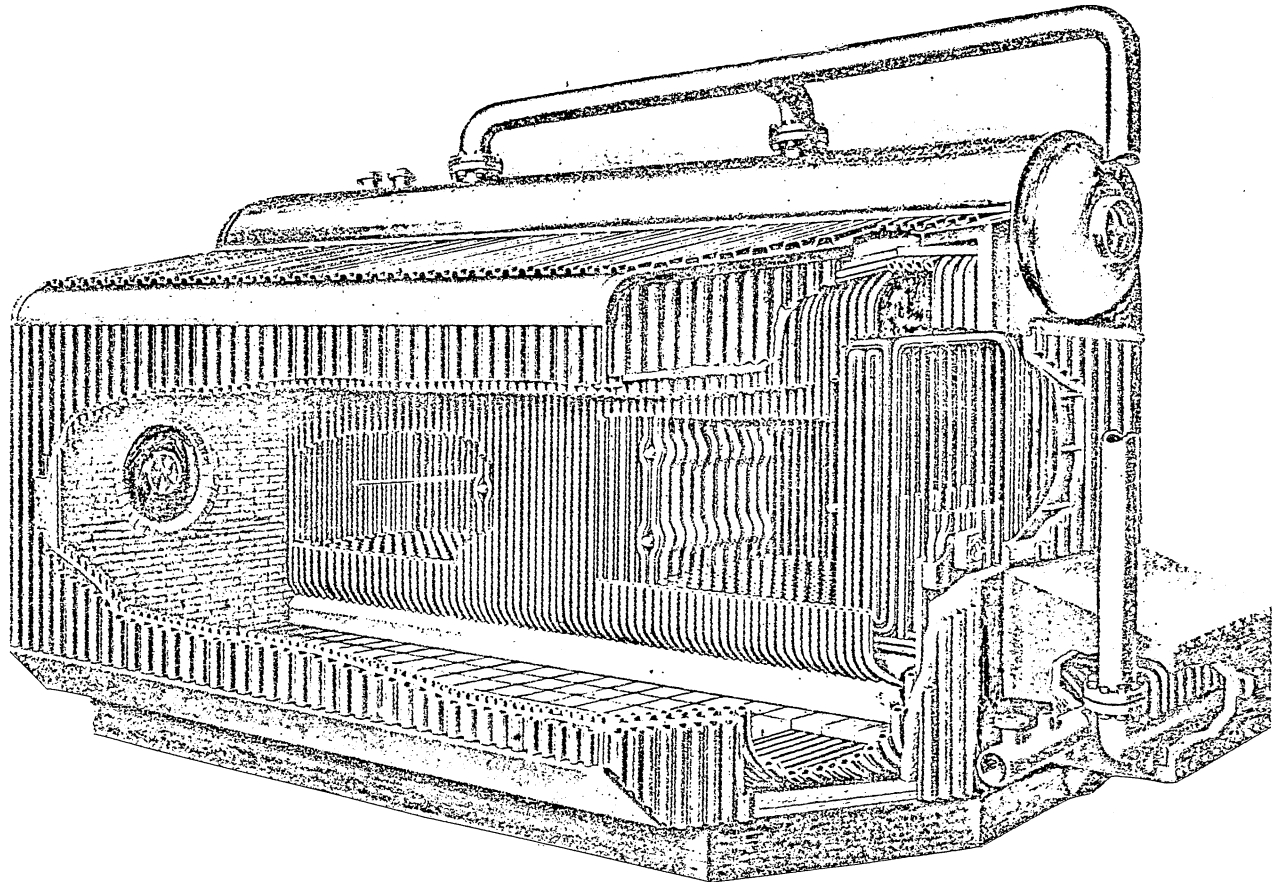


FIGURA A2.2 - Programa principal do cálculo do calor absorvido na fornalha da caldeira de 50 Ton/h.

```

2 BEGIN JOB CALDEIRA-50/59; USER=ALTERNATIVOS/PAULCESAR
2 MAXPRDCTIME=30
2 PRINTLIMIT=1000
2 OPTIONS=(WFLLIST)
2 COMPILE PROGRAMA/PRINCIPAL FORTRAN
2 COMPILER DATA
$ SET AUTOBIND
$ BIND=FROM SUBROTINAS/PAULCESAR
$ SET SEQ 1 * 1 LINEINFD
REAL KC,KG,KK,KVOL,LAIR,H2,H2O,N2,NAME,H,K6
DIMENSION NAME(20),CH(12,38),EHC(12,38)
COMMON/AIR/TDRY,TWEI,THDI,EXCESS,UREL,UABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,HHDT
COMMON/CHAMB/QDISP,V3,A3,X,NBURN,P,C1,C2,C3,C4,KK,K6,T4,U
COMMON/COMBUS/ASH,AVOL,DASH,TCOMB,DCAL,DENS,DELTA,VELOC
COMMON/FUEL/NAME,H2,S2,C,CO,CH,CO2,N2,CO2,H2O,PC,PH2,NSTAT,PCI
COMMON/HGAZ/AUX1,AUX2,AUX3,AUX4,CPGAZ
COMMON/INTEGR/A,A1,AT1,AT2,BU,FAIR,TFLAME,TRESID,TFUEL
COMMON/TABELA/T1,T2,T3,TF,E1,E2,E3,QABS,QV,ENCH,M,EFIC,BFUEL

READ(5,1) (NAME(I),I=1,20)
1 FORMAT(20A1)

C.....ENTRADA DAS VARIAVEIS.....
THDI = 59.
A = 1.85
R = 0.2312
EXCESS = 1.13
TDRY = 300.

C.....ENTRADA DE DADOS DO COMBUSTIVEL.....
C NAME = DLEO COMBUSTIVEL BPF
C = 0.83
H2 = 0.104
S2 = 0.028
O2 = 0.004
N2 = 0.003
H2O = 0.03
ASH = 0.091
NSTAT = 2
PCI = 38225.
TFUEL = 380.
QFUEL = 168.

CALL REACAO

C.....ENTRADA DE DADOS DA FORNALHA.....
BFUEL = 1.064
V3 = 67.9
A3 = 132.
X = 0.66
H = 0.45
U = 1.72
NBURN = 1
T4 = 553.
P = 0.107
K6 = 0.55
KK = 0.04
C1 = 1.2
C2 = 1.7
C3 = 0.96
C4 = 1.

QDISP=PCI+QFUEL+HAIR(THDI)

CALL ISO
CALL TABELA(0)
CALL ADM
CALL TABELA(1)
CALL CKTI
CALL TABELA(2)

10 CONTINUE
STDP
END
2 DATA
DLEO COMBUSTIVEL BPF
2 END JOB
    
```

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80

FIGURA A2.3 - Resultados dos cálculos estequiométricos.

```

*****
* CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL UTILIZADO
*****
*
* COMBUSTIVEL =OLEO COMBUSTIVEL BPF
* ESTADO FISICO=LIQUIDO
*
*
* COMPOSICAO      KG/KGCOMB      MOLS/KGCOMB
* H2              =0.1040      51.5888
* S2              =0.0280      0.4366
* C               =0.8300      69.1025
* CO              =0.0000      0.0000
* CO2             =0.0000      0.0000
* O2              =0.0040      0.1250
* H2O             =0.0300      1.6652
* N2              =0.0030      0.1071
* CINZAS         =0.0010
* TOTAL           =1.0000      123.0252
*
*****

```

```

*****DADOS INSUFICIENTES PARA CALCULO DA UMIDADE DO AR*****
*****ADITADO O VALOR MEDIO RECOMENDADO PELA*****
*****"AMERICAN BOILERS MANUFACTURERS ASSOCIATION"*****
*****UMIDADE ABSOLUTA DO AR = 13.0 GR/KG AR*****

```

```

*****
* CARACTERISTICAS DO AR
*****
*
* COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR= 1.1300
* UMIDADE ABSOLUTA           =13.0000 GR /KGAR
* UMIDADE RELATIVA           =27.3509 %
* COMPOSICAO PONDERAL       = 0.2312 KG02/KGAR
* MASSA                      =14.9585 KG/KGCOMB
* VOLUME                     =11.6158 M3/KGCOMB
* TEMPERATURA                = 300.0 KELVIN
*
*****

```

```

*****COMBUSTAO COMPLETA*****

```

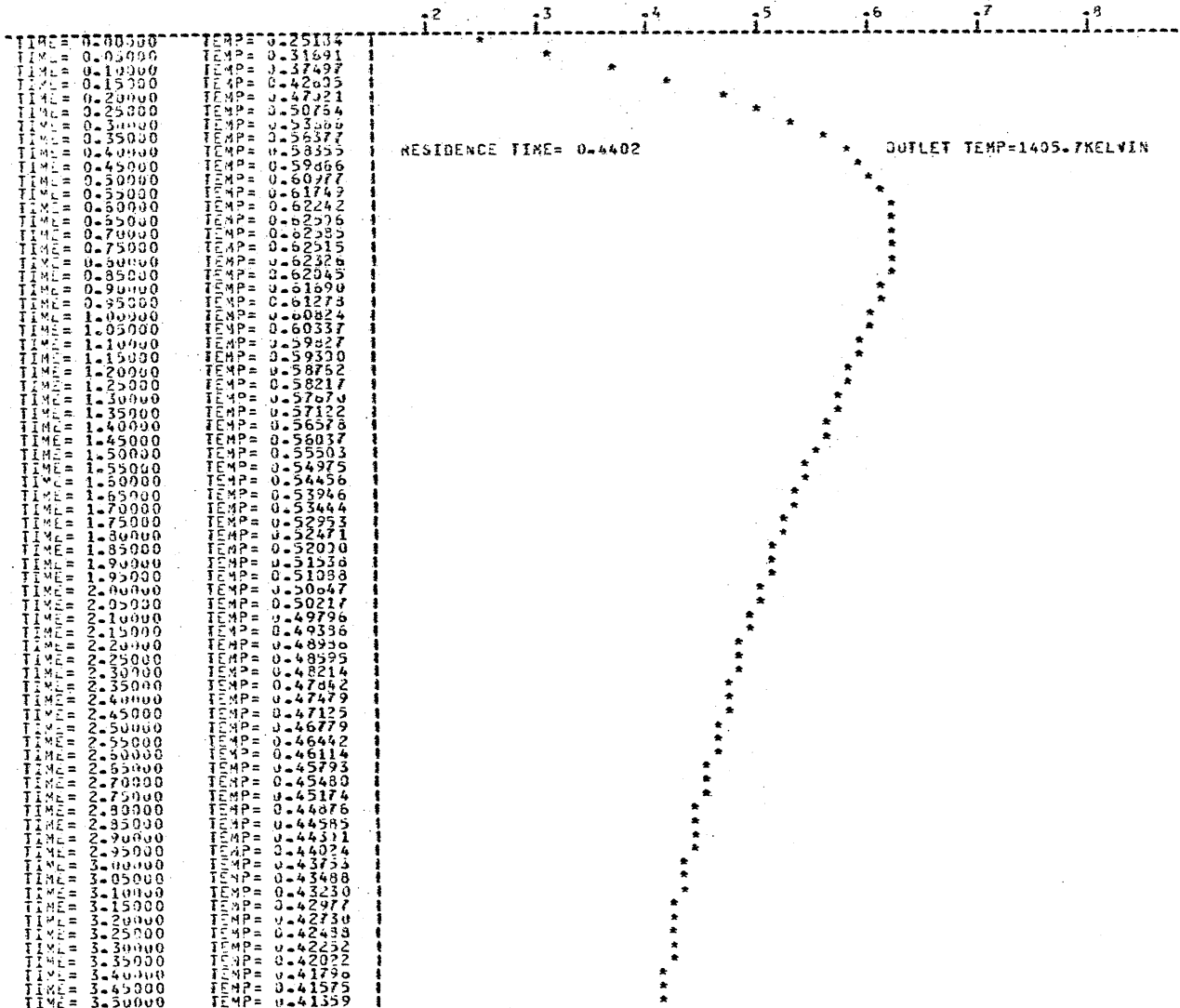
```

*****
* PRODUTOS DA COMBUSTAO
*****
*
* COMPOSICAO      M3/KGCOMB      MOLS/KGCOMB
* H2O              = 1.4347      64.0482
* SO2              = 0.0196      0.8732
* CO2              = 1.5382      69.1025
* CO               = 0.0000      0.0000
* O2               = 0.2784      12.4339
* N2               = 9.1972      410.5385
* VOLUME TOTAL    = 12.4680
*
*****

```

FIGURA A2.4

DETERMINAÇÃO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA DA CALDEIRA COM A AJUDA DO MODELO ISOTERMICO



```

*****
*
*          CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA
*          MODELO MATEMATICO ISOTERMICO
*
*****
*
*          COMBUSTIVEL                = DLEO COMBUSTIVEL 8PF
*          ESTADO FISICO                = 2
*          CONSUMO                      = 1.06   KG/SEGUNDO
*          CALOR DISPONIVEL              = 42990.2  KJ/KG
*          TEMPERATURA DA CHAMA          = 2358.6   KELVIN
*
*          TEMPERATURA DO AR             = 394.0   KELVIN
*          COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR = 1.13   ADM
*          COMPOSICAO PONDERAL DO AR    = 0.231  KGG2/KGAR
*
*          VOLUME DA FORNALHA           = 67.90   M3
*          AREA DA FORNALHA              = 132.00  M2
*          NUMERJ DE QUEIMADORES         = 1
*          GRAU DE ENCHIMENTO            = 0.755
*          GRAU DE ANTEPARISACAO        = 0.660
*          GRAU DE SUJEIRA                = 0.000
*          PRESSAO ESTATICA              = 0.107  MPA
*
*          TAXA DE LIBERACAO DE CALOR    = 673.662 KW/M3
*          TEMPO DE RESIDENCIA            = 0.440  SEGUNDOS
*          TEMPO DE COMBUSTAO            = 0.000  SEGUNDOS
*          NUMERO DE BOLTZMANN           = 0.420  ADM
*          TEMPERATURA DA PAREDE         = 851.0   KELVIN
*          EMISSIVIDADE DA CHAMA         = 0.631  ADM
*          EMISSIVIDADE DOS GASES        = 0.257  ADM
*          EMISSIVIDADE DA PAREDE        = 0.859  ADM
*          TEMPERATURA DE SAIDA           = 1405.7 KELVIN
*          CALOR ABSORVIDO                = 22370.1 KWATTS
*          EFICIENCIA TERMICA DA PAREDE  = 0.000  ADM
*          RENDIMENTO (1ST PRINCIPIO)    = 0.590  ADM
*          RENDIMENTO (2ND PRINCIPIO)    = 0.404  ADM
*
*****

```

* OBS.: A=1.85 , A1=0.62

FIGURA A2.5

```

*****
*
*          CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA
*          MODELO MATEMATICO ADMENSIONAL
*
*****
*
*          COMBUSTIVEL           = OLEO COMBUSTIVEL BPF
*          ESTADO FISICO         = 2
*          CONSUMO                = 1.06   KG/SEGUNDO
*          CALOR DISPONIVEL       = 42990.2  KJ/KG
*          TEMPERATURA DA CHAMA   = 2358.6   KELVIN
*
*          TEMPERATURA DO AR      = 594.0   KELVIN
*          COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR = 1.13   ADM
*          COMPOSICAO PONDERAL DO AR = 0.231  KGO2/KGAR
*
*          VOLUME DA FORNALHA     = 67.90   M3
*          AREA DA FORNALHA       = 132.00  M2
*          NUMERO DE QUEIMADORES  = 1
*          GRAU DE ENCHIMENTO     = 0.755
*          GRAU DE ANTEPARISACAO = 0.660
*          GRAU DE SUJEIRA        = 0.000
*          PRESSAO ESTATICA       = 0.107  MPA
*
*          TAXA DE LIBERACAO DE CALOR = 673.662  KW/M3
*          TEMPERATURA DA COMBUSTAO = 2986.0  KELVIN
*          TEMPERATURA DOS GASES   = 1904.3  KELVIN
*          NUMERO DE BOLTZMANN     = 0.410  ADM
*          TEMPERATURA DA PAREDE   = 733.0   KELVIN
*          EMISSIVIDADE DA CHAMA   = 0.686  ADM
*          EMISSIVIDADE DOS GASES = 0.187  ADM
*          EMISSIVIDADE DA PAREDE = 0.908  ADM
*          TEMPERATURA DE SAIDA    = 1796.9  KELVIN
*          CALOR ABSORVIDO         = 13791.0  KWATTS
*          EFICIENCIA TERMICA DA PAREDE = 0.461  ADM
*          RENDIMENTO (1ST PRINCIPIO) = 0.301  ADM
*          RENDIMENTO (2ND PRINCIPIO) = 0.238  ADM
*
*****

```

```

*****
*
*          CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA
*          PELO METODO CKTI
*
*****
*
*          COMBUSTIVEL           = OLEO COMBUSTIVEL BPF
*          ESTADO FISICO         = 2
*          CONSUMO                = 1.06   KG/SEGUNDO
*          CALOR DISPONIVEL       = 42990.2  KJ/KG
*          TEMPERATURA DA CHAMA   = 2358.6   KELVIN
*
*          TEMPERATURA DO AR      = 594.0   KELVIN
*          COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR = 1.13   ADM
*          COMPOSICAO PONDERAL DO AR = 0.231  KGO2/KGAR
*
*          VOLUME DA FORNALHA     = 67.90   M3
*          AREA DA FORNALHA       = 132.00  M2
*          NUMERO DE QUEIMADORES  = 1
*          GRAU DE ENCHIMENTO     = 0.755
*          GRAU DE ANTEPARISACAO = 0.660
*          GRAU DE SUJEIRA        = 0.000
*          PRESSAO ESTATICA       = 0.107  MPA
*
*          TAXA DE LIBERACAO DE CALOR = 673.662  KW/M3
*          COEFICIENTE M          = 0.450  ADM
*          TEMPERATURA DOS GASES   = 1734.2  KELVIN
*          NUMERO DE BOLTZMANN     = 0.418  ADM
*          TEMPERATURA DA PAREDE   = 826.0   KELVIN
*          EMISSIVIDADE DA CHAMA   = 0.643  ADM
*          EMISSIVIDADE DOS GASES = 0.242  ADM
*          EMISSIVIDADE DA PAREDE = 0.869  ADM
*          TEMPERATURA DE SAIDA    = 1489.4  KELVIN
*          CALOR ABSORVIDO         = 20966.9  KWATTS
*          EFICIENCIA TERMICA DA PAREDE = 0.461  ADM
*          RENDIMENTO (1ST PRINCIPIO) = 0.458  ADM
*          RENDIMENTO (2ND PRINCIPIO) = 0.369  ADM
*
*****

```


Figura A2.6 - Caldeira de 220 Ton/hora.

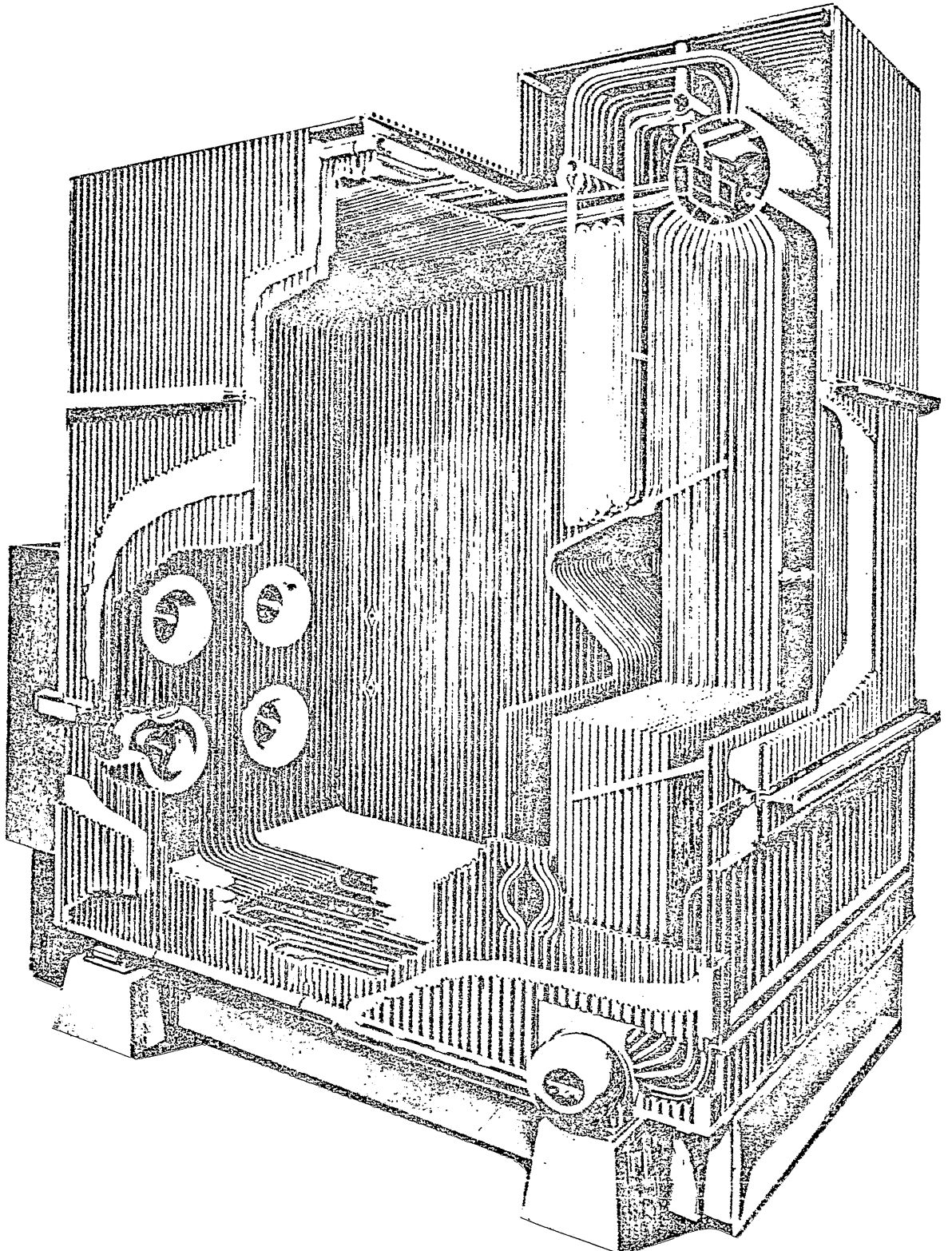


FIGURA A2.7 - Programa principal do cálculo do calor absorvido na fornalha da caldeira de 200 Ton/h.

```

3 BEGIN JOB CALDEIRA-200/59; USER=ALTERNATIVDS/PAULCESAR
3 MAXPROCTIME=30
3 PRINTLIMIT=100
3 OPTIONS=(NFLLIST)
3 COMPILE PROGRAMS/PRINCIPAL FORTRAN
3 COMPILER DATA
3 SET AUTOBIND
3 BIND=FROM SUBROUTINAS/PAULCESAR
3 SET SEQ 1 + 1 LINEINFO
REAL KC,KG,KK,KVDL,LAIR,H2,H2O,N2,NAME,M,K6
DIMENSION NAME(20),CH(12,38),CHO(12,38)
COMMON/AIR/TDRY,TWET,THDT,EXCESS,UREL,UABS,R,LAIR,VAIR,HCOLD,MHDT
COMMON/CHAMB/QDISP,V3,A3,X,NBURN,P,C1,C2,C3,C4,KK,K6,T4,U
COMMON/COMBUS/ASH,AVOL,DASH,TCOMB,DEBAL,DENS,DELTA,VELOC
COMMON/FUEL/NAME,H2,S2,C,CO,CH,CHO,O2,N2,CO2,H2O,PC,PH2,NSTAT,PCI
COMMON/HGAZ/AUX1,AUX2,AUX3,AUX4,CPGAZ
COMMON/INTEGR/A,A1,A11,A12,BG,TAIR,TFLAME,TRESID,TFUEL
COMMON/TABELA/T1,T2,T3,TF,E1,E2,E3,QABS,QV,ENCH,M,EFIC,BFUEL

READ(5,1) (NAME(I),I=1,20)
1 FORMAT(20A1)

C-----ENTRADA DAS VARIAVEIS-----
THDT=564.
A = 1.85
R = 0.2312
EXCESS= 1.13
TDRY = 300.

C-----ENTRADA DE DADOS DO COMBUSTIVEL-----
C NAME = OLEO COMBUSTIVEL BPF
C = 0.83
H2 = 0.104
S2 = 0.028
O2 = 0.004
N2 = 0.003
H2O = 0.03
ASH = 0.001
NSTAT= 2
PCI = 38225.
TFUEL= 380.
QFUEL=184.

CALL REACAO

C-----ENTRADA DE DADOS DA FORNALHA-----
BFUEL=3.69
V3=534.
A3=530.
X=0.96
M=0.483
NBURN=6
T4=723.
P=0.105395
U = 1.72
K6 = 0.55
KK = 0.04
C1 = 1.2
C2 = 1.7
C3 = 0.96
C4 = 1.

QDISP=PCI+QFUEL+HAIR(THDT)

CALL ISO
CALL TABELA(0)
CALL ADM
CALL TABELA(1)
CALL CRT1
CALL TABELA(2)

10 CONTINUE
STOP
END

2 DATA
OLEO COMBUSTIVEL BPF
2 END JOB
    
```

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80

FIGURA A2.8 - Resultado dos cálculos estequiométricos.

```

*****
* CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL UTILIZADO *
*****
*
* COMBUSTIVEL =OLEO COMBUSTIVEL BPF *
* ESTADO FISICO=LIQUIDO *
*
*
* COMPOSICAO      KG/KGCOMB      MOLS/KGCOMB *
* H2              =0.1040        51.5888 *
* S2              =0.0280        0.4366 *
* C               =0.8300        69.1025 *
* CO              =0.0000        0.0000 *
* CO2             =0.0000        0.0000 *
* O2              =0.0040        0.1250 *
* H2O             =0.0330        1.5652 *
* N2              =0.0030        0.1071 *
* CINZAS         =0.0010 *
* TOTAL          =1.0000        123.0252 *
*
*****

```

```

*****
* DADOS INSUFICIENTES PARA CALCULO DA UMIDADE DO AR *****
* ADOTADO O VALOR MEDIO RECOMENDADO PELA *****
* "AMERICAN BOILERS MANUFACTURERS ASSOCIATION" *****
* UMIDADE ABSOLUTA DO AR = 13.0 GR/KG AR *****

```

```

*****
* CARACTERISTICAS DO AR *
*****
*
* COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR= 1.1300 *
* UMIDADE ABSOLUTA           =13.0000 GR /KGAR *
* UMIDADE RELATIVA          =27.3509 % *
* COMPOSICAO PONDERAL      = 0.2312 KG O2 /KGAR *
* MASSA                    =14.9585 KG/KGCOMB *
* VOLUME                   =11.6158 M3/KGCOMB *
* TEMPERATURA              = 300.0 KELVIN *
*
*****

```

```

*****
* COMBUSTAO COMPLETA *****

```

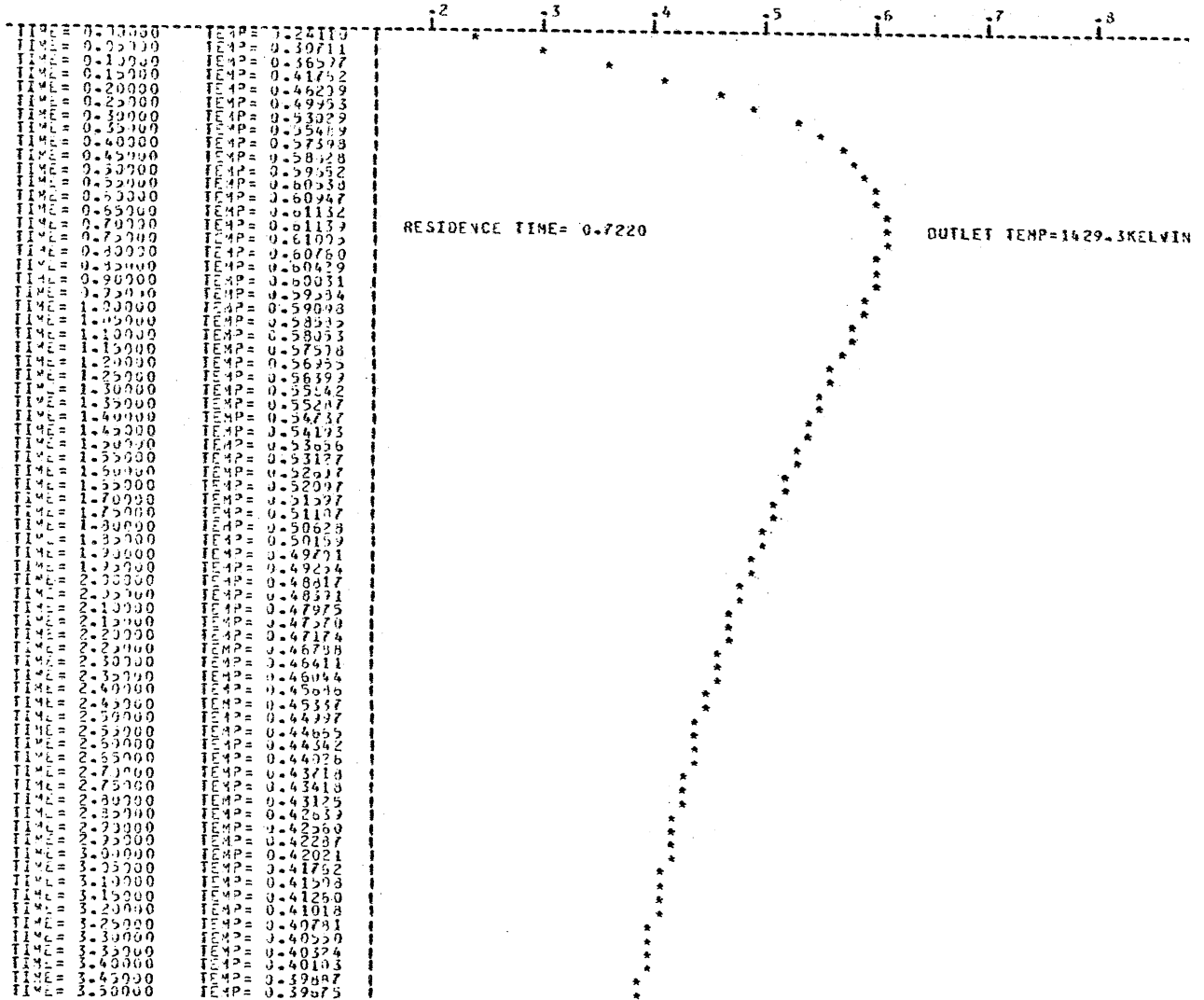
```

*****
* PRODUTOS DA COMBUSTAO *
*****
*
* COMPOSICAO      M3/KGCOMB      MOLS/KGCOMB *
* H2O             = 1.4347        64.0482 *
* SO2             = 0.0196        0.3732 *
* CO2             = 1.5382        69.1025 *
* CO              = 0.0000        0.0000 *
* O2              = 0.2784        12.4339 *
* N2              = 9.1972        410.5885 *
* VOLUME TOTAL   = 12.4680 *
*
*****

```

FIGURA A2.9

DETERMINAÇÃO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA DA CALDEIRA COM A AJUDA DO MODELO ISOTERMICO



```

*****
*
*          CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO NA FORNALHA
*          MODELO MATEMATICO ISOTERMICO
*
*****
*
* COMBUSTIVEL                = OLEO COMBUSTIVEL BPF
* ESTADO FISICO              = 2
* CONSUMO                    = 3.69 KG/SEGUNDO
* CALOR DISPONIVEL          = 42529.1 KJ/KG
* TEMPERATURA DA CHAMA      = 2339.3 KELVIN
*
* TEMPERATURA DO AR         = 564.0 KELVIN
* COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR = 1.13 ADM
* COMPOSICAO PONDERAL DO AR = 0.231 KGJ2/KGAR
*
* VOLUME DA FORNALHA        = 534.00 M3
* AREA DA FORNALHA         = 530.00 M2
* NUMERO DE QUEIMADORES    = 6
* GRAU DE ENCHIMENTO       = 0.550
* GRAU DE ANTEPARISACAO   = 0.260
* GRAU DE SUJEIRA          = 0.000
* PRESSAO ESTATICA         = 0.105 MPA
*
* TAXA DE LIBERACAO DE CALOR = 293.881 KW/M3
* TEMPO DE RESIDENCIA       = 0.722 SEGUNDOS
* TEMPO DE COMBUSTAO       = 0.000 SEGUNDOS
* NUMERO DE BOLTZMANN      = 0.271 ADM
* TEMPERATURA JA PAREDE    = 769.0 KELVIN
* EMISSIVIDADE DA CHAMA    = 0.830 ADM
* EMISSIVIDADE DOS GASES   = 0.325 ADM
* EMISSIVIDADE JA PAREDE   = 0.011 ADM
* TEMPERATURA DE SAIDA     = 1429.3 KELVIN
* CALOR ABSORVIDO          = 75792.0 KWATTS
* EFICIENCIA TERMICA DA PAREDE = 0.000 ADM
* RENDIMENTO (1ST PRINCIPIO) = 0.483 ADM
* RENDIMENTO (2ND PRINCIPIO) = 0.389 ADM
*
*****

```

* OBS.: A=1.85 , A1=0.62

FIGURA A2.10

```

*****
*
*          CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO NA FURNALHA
*          PELO METODO CKTI
*
*****
*
*          COMBUSTIVEL = OLEO COMBUSTIVEL BPF
*          ESTADO FISICO = 2
*          CONSUMO = 3.69 KG/SEGUNDO
*          CALOR DISPONIVEL = 42529.1 KJ/KG
*          TEMPERATURA DA CHAMA = 2339.3 KELVIN
*
*          TEMPERATURA DO AR = 564.0 KELVIN
*          COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR = 1.13 ADM
*          COMPOSICAO PONDERAL DO AR = 0.231 KGO2/KGAR
*
*          VOLUME DA FURNALHA = 534.00 M3
*          AREA DA FURNALHA = 530.00 M2
*          NUMERO DE QUEIMADORES = 6
*          GRAU DE ENCHIMENTO = 0.550
*          GRAU DE ANTEPARISACAO = 0.960
*          GRAU DE SUJEIRA = 0.000
*          PRESSAO ESTATICA = 0.105 MPA
*
*          TAXA DE LIBERACAO DE CALOR = 293.881 KW/M3
*          COEFICIENTE M = 0.483 ADM
*          TEMPERATURA DOS GASES = 1619.5 KELVIN
*          NUMERO DE BOLTZMANN = 0.272 ADM
*          TEMPERATURA DA PAREDE = 998.8 KELVIN
*          EMISSIVIDADE DA CHAMA = 0.810 ADM
*          EMISSIVIDADE DOS GASES = 0.349 ADM
*          EMISSIVIDADE DA PAREDE = 0.799 ADM
*          TEMPERATURA DE SAIDA = 1310.2 KELVIN
*          CALOR ABSORVIDO = 84989.3 KWATTS
*          EFICIENCIA TERMICA DA PAREDE = 0.656 ADM
*          RENDIMENTO (1ST PRINCIPIO) = 0.542 ADM
*          RENDIMENTO (2ND PRINCIPIO) = 0.440 ADM
*
*****

```

```

*****
*
*          CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO NA FURNALHA
*          MODELO MATEMATICO ADMENSIONAL
*
*****
*
*          COMBUSTIVEL = OLEO COMBUSTIVEL BPF
*          ESTADO FISICO = 2
*          CONSUMO = 3.69 KG/SEGUNDO
*          CALOR DISPONIVEL = 42529.1 KJ/KG
*          TEMPERATURA DA CHAMA = 2339.3 KELVIN
*
*          TEMPERATURA DO AR = 564.0 KELVIN
*          COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR = 1.13 ADM
*          COMPOSICAO PONDERAL DO AR = 0.231 KGO2/KGAR
*
*          VOLUME DA FURNALHA = 534.00 M3
*          AREA DA FURNALHA = 530.00 M2
*          NUMERO DE QUEIMADORES = 6
*          GRAU DE ENCHIMENTO = 0.550
*          GRAU DE ANTEPARISACAO = 0.960
*          GRAU DE SUJEIRA = 0.000
*          PRESSAO ESTATICA = 0.105 MPA
*
*          TAXA DE LIBERACAO DE CALOR = 293.881 KW/M3
*          TEMPERATURA DA COMBUSTAO = 1961.0 KELVIN
*          TEMPERATURA DOS GASES = 1779.9 KELVIN
*          NUMERO DE BOLTZMANN = 0.269 ADM
*          TEMPERATURA DA PAREDE = 929.4 KELVIN
*          EMISSIVIDADE DA CHAMA = 0.852 ADM
*          EMISSIVIDADE DOS GASES = 0.292 ADM
*          EMISSIVIDADE DA PAREDE = 0.827 ADM
*          TEMPERATURA DE SAIDA = 1582.7 KELVIN
*          CALOR ABSORVIDO = 63189.7 KWATTS
*          EFICIENCIA TERMICA DA PAREDE = 0.656 ADM
*          RENDIMENTO (1ST PRINCIPIO) = 0.403 ADM
*          RENDIMENTO (2ND PRINCIPIO) = 0.323 ADM
*
*****

```

ANEXO 3:

Figura A3.1 - Rendimento térmico de uma caldeira esférica ($q_v=330\text{kW/m}^3$)

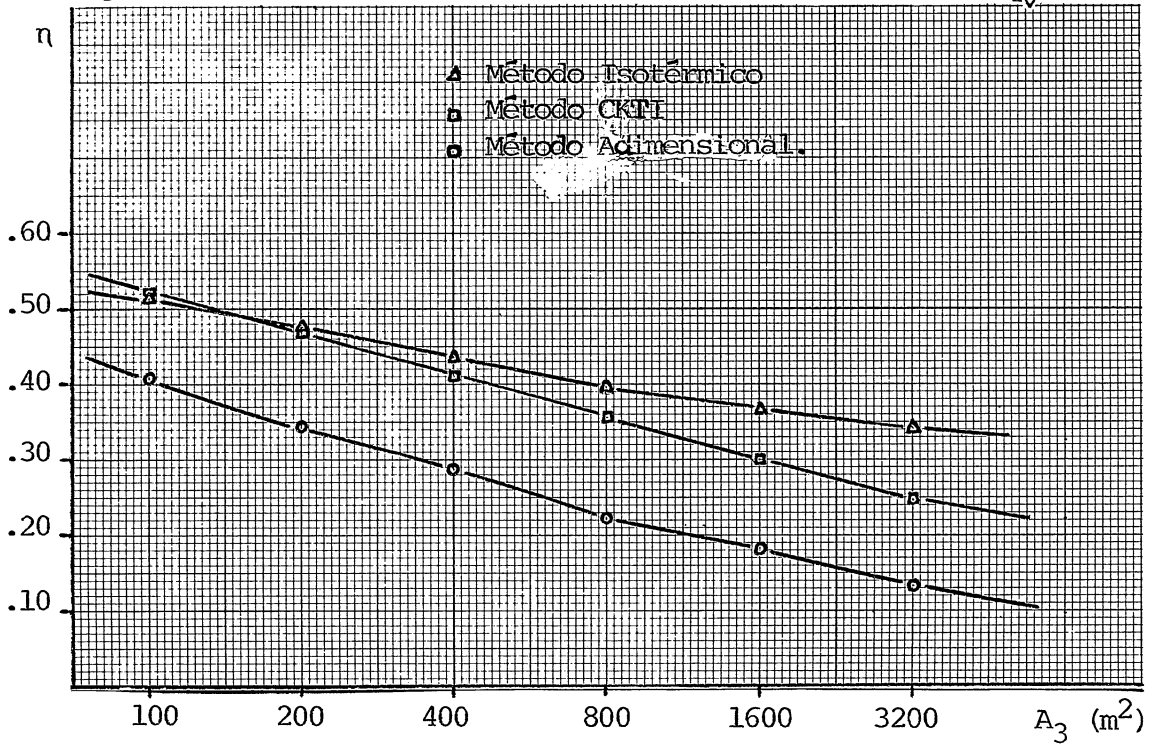


Figura A3.2 - Rendimento Térmico de uma caldeira cúbica ($q_v=330\text{kW/m}^3$)

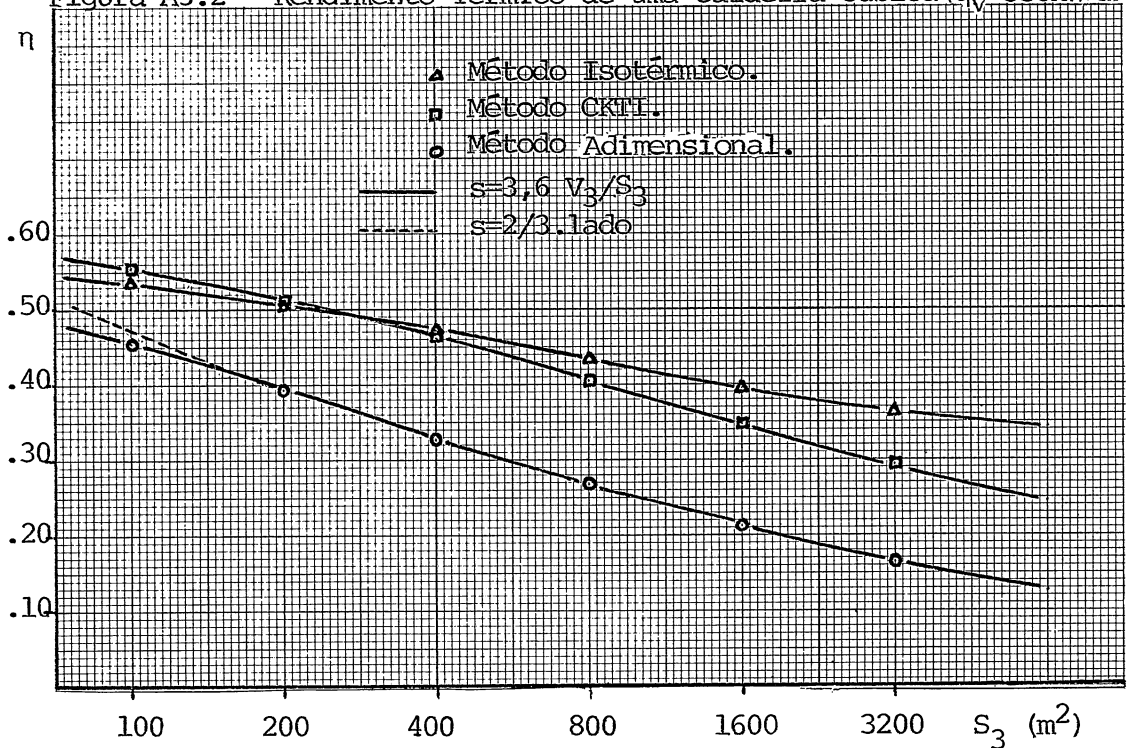


Figura A3.3 - Rendimento Térmico de uma Caldeira paralelepipedica

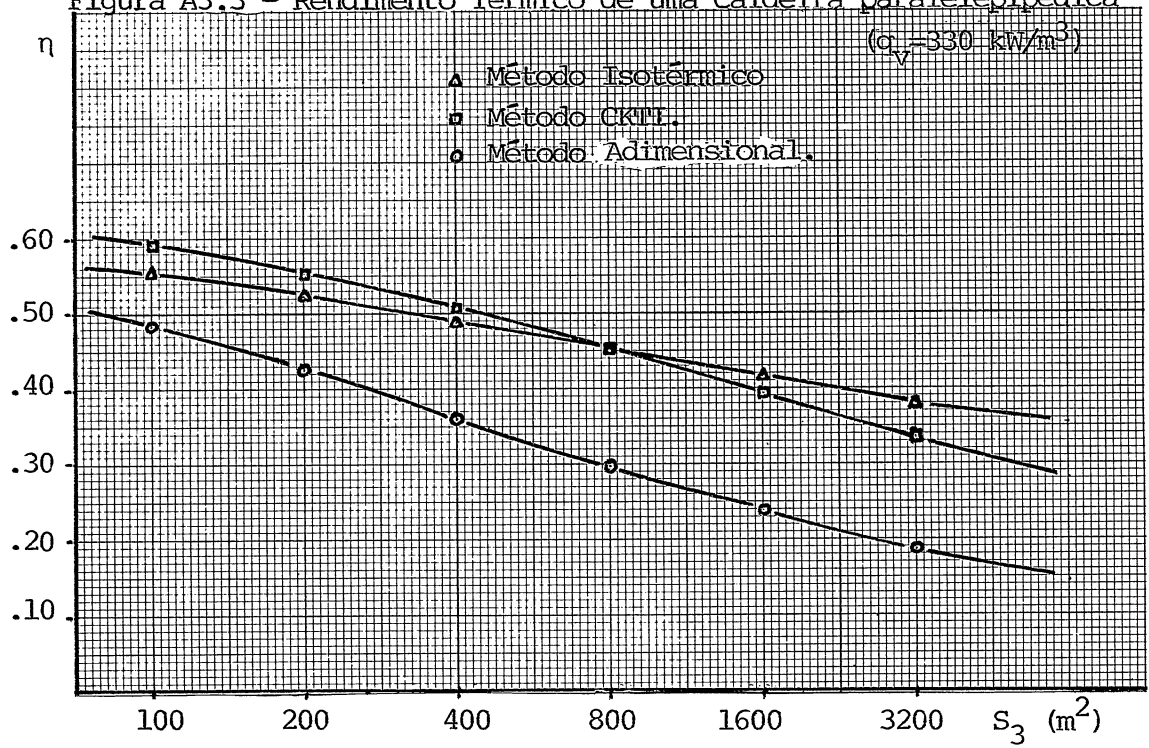
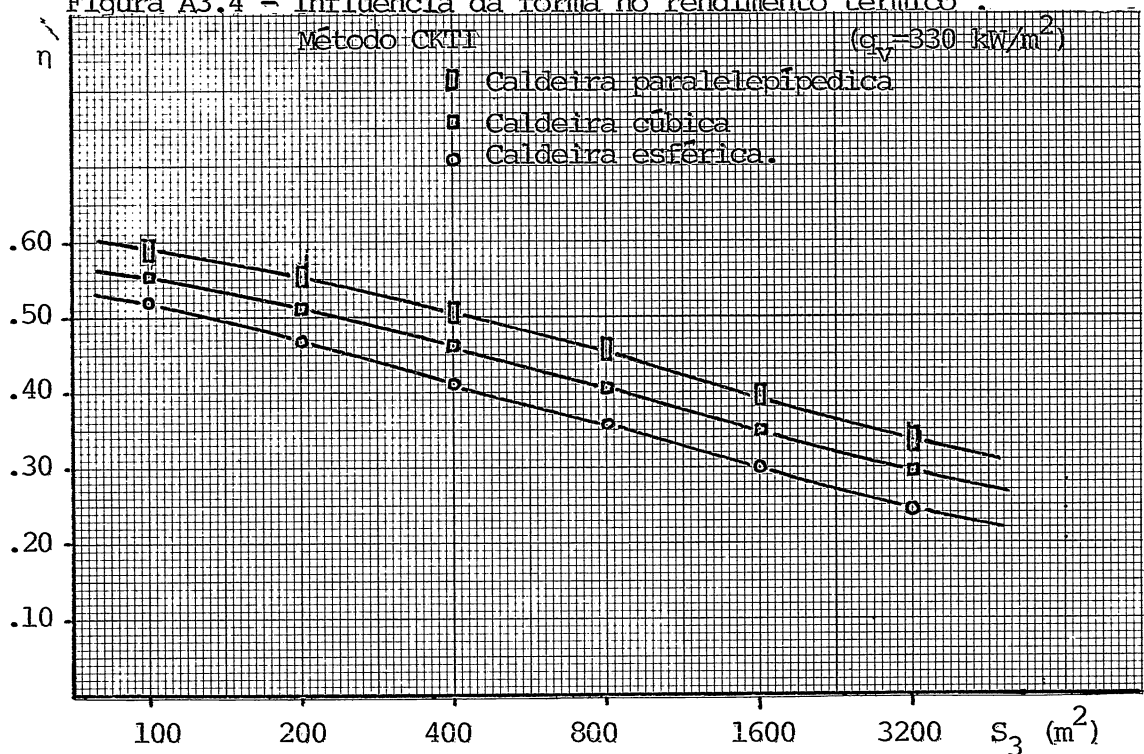


Figura A3.4 - Influência da forma no rendimento térmico .



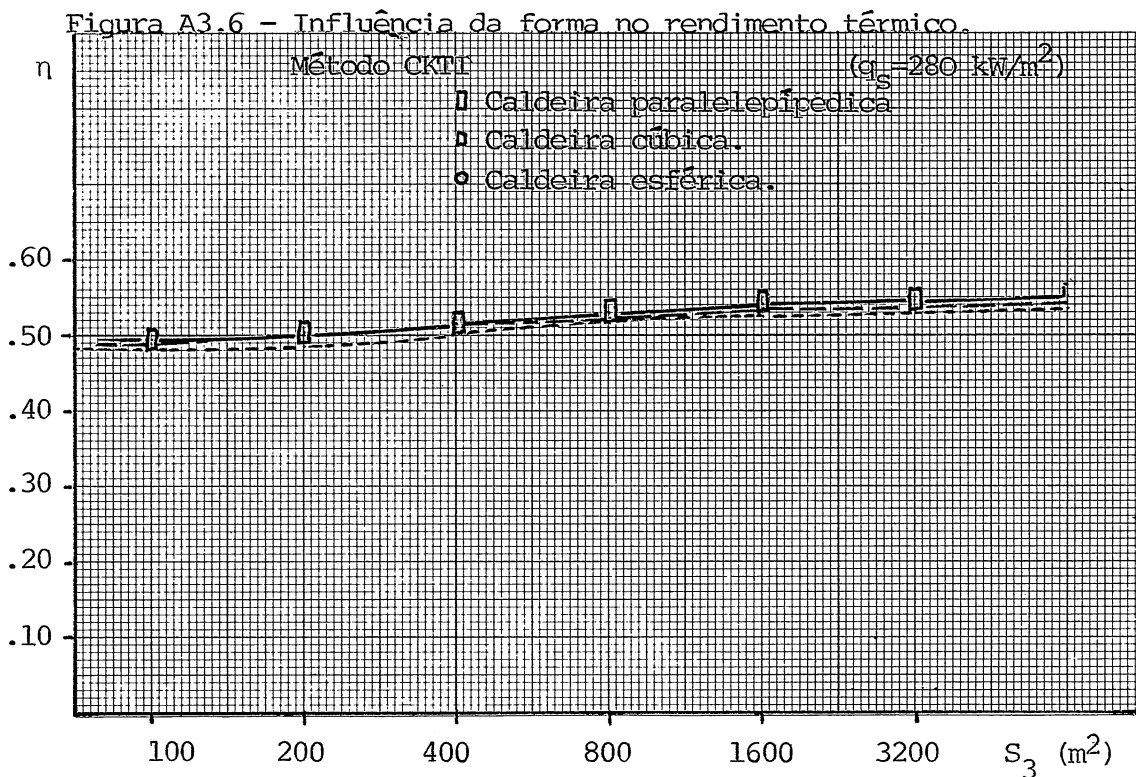
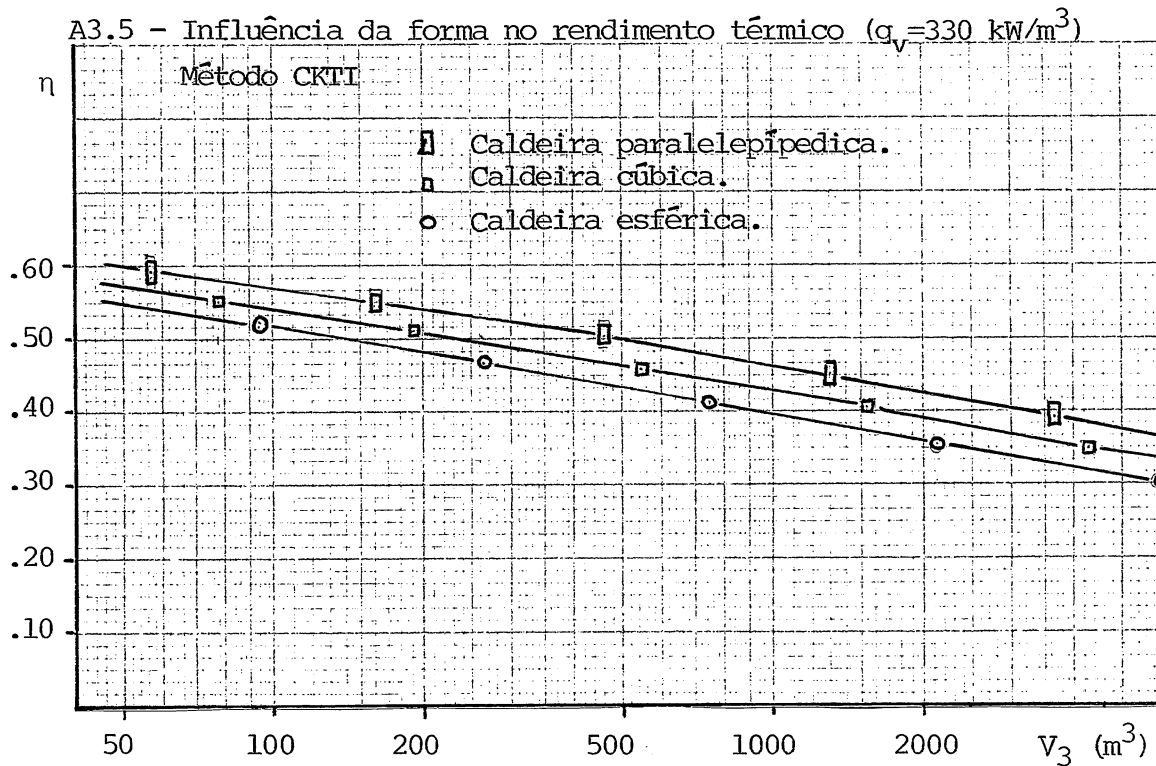


Figura A3.7 - Influência da Temperatura de pré-aquecimento do ar.

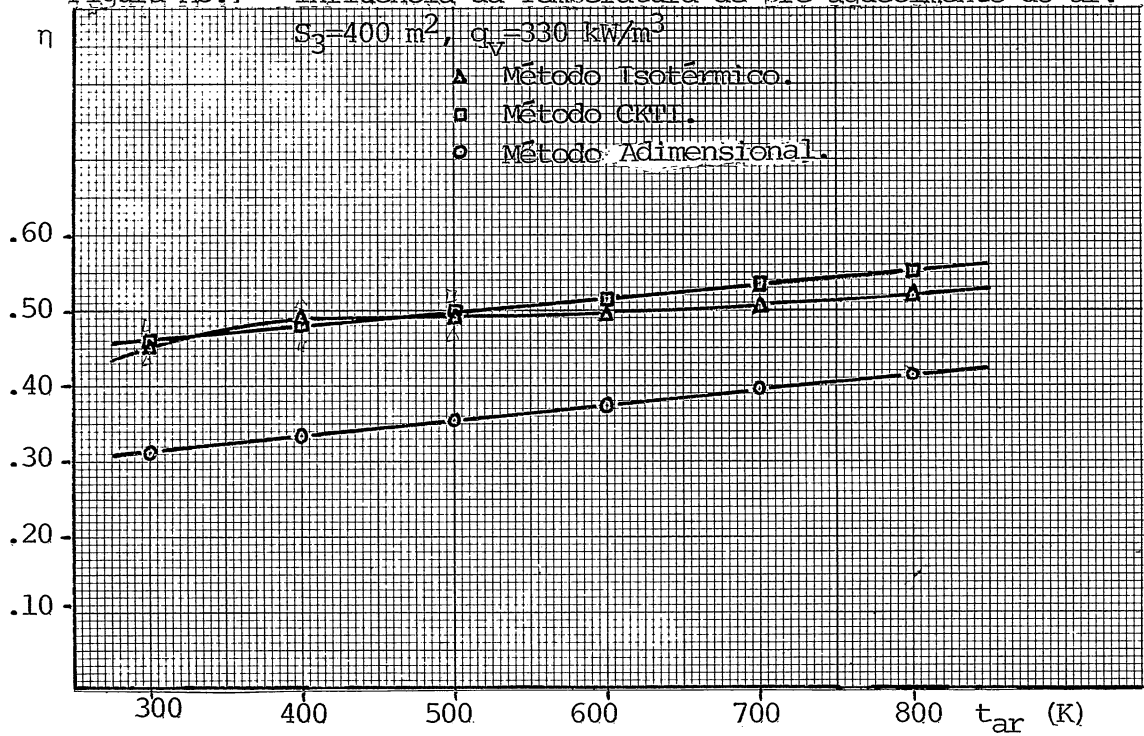


Figura A3.8 - Influência do coeficiente de excesso de ar

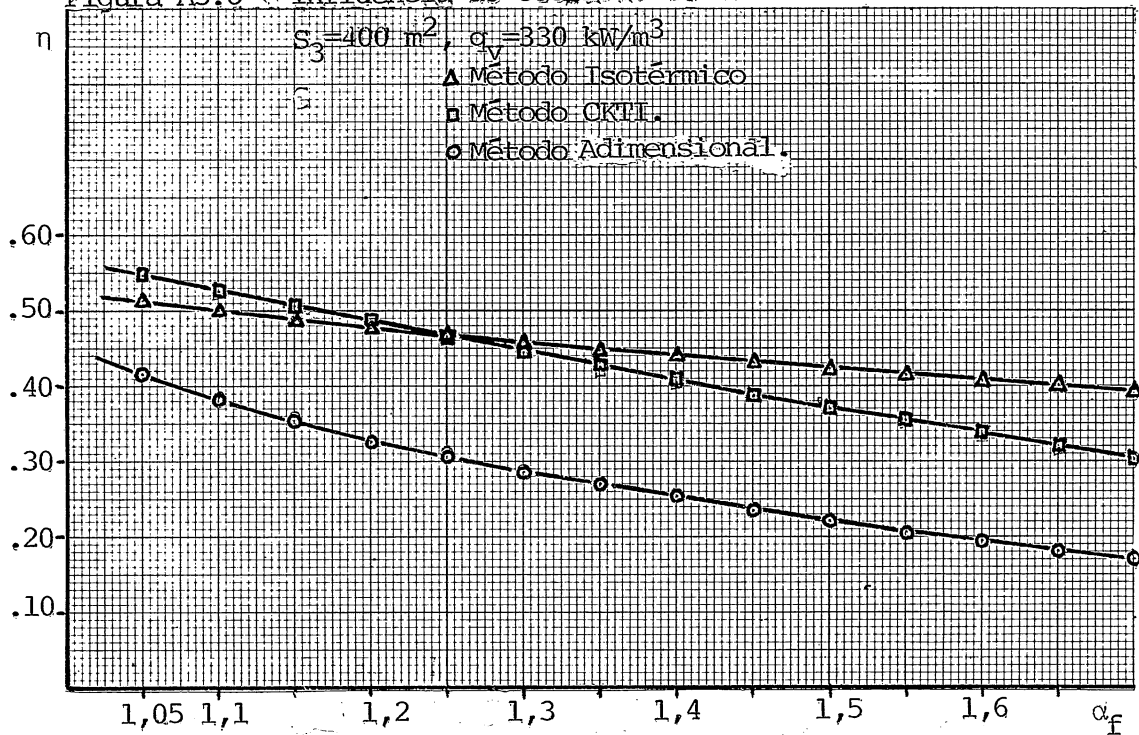


Figura A3.9 - Influência do enriquecimento do ar

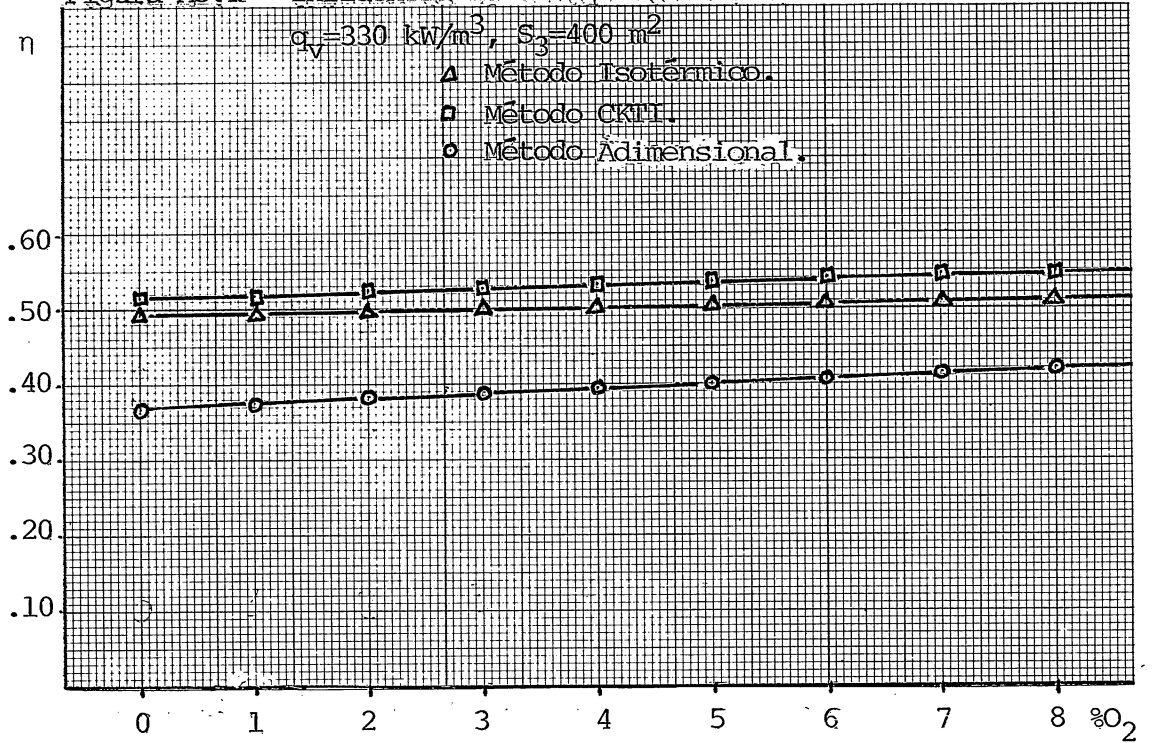
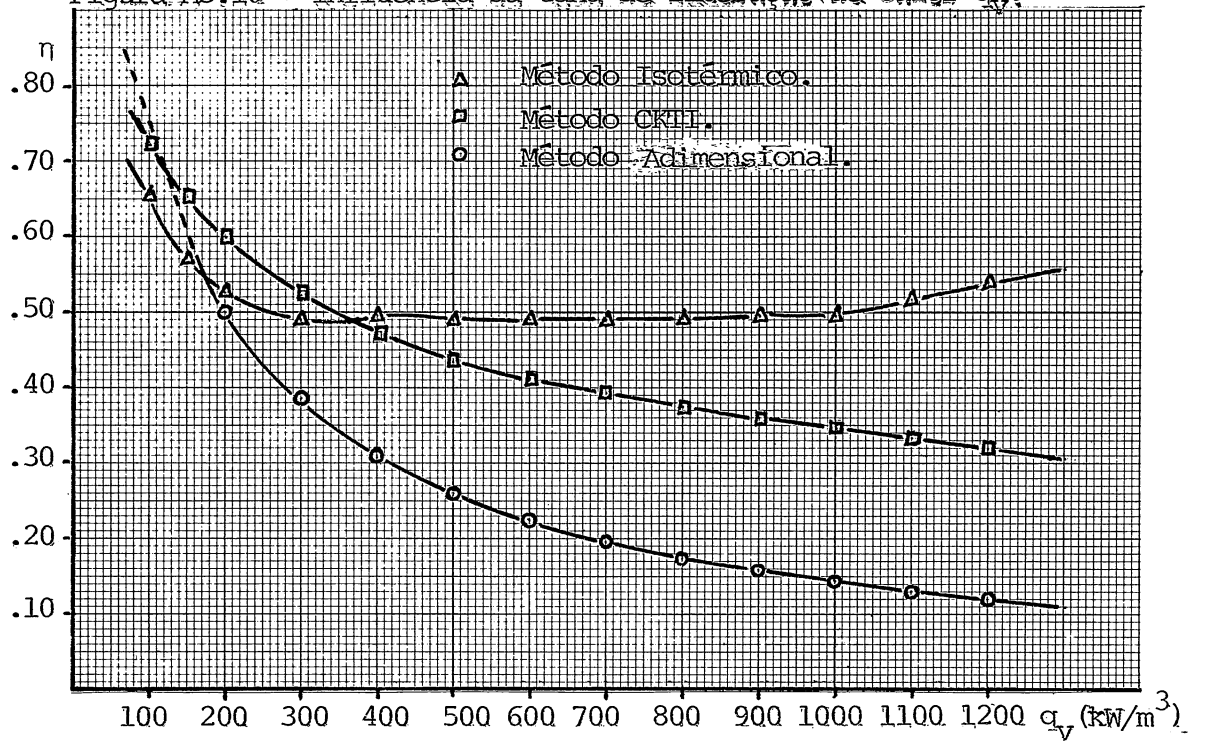


Figura A3.10 - Influência da taxa de liberação de calor α_v :



ANEXO 4 :

LEGENDA:

-----	Óleo Combustível BPF.
▲-----▲	Alcool Etílico.
■-----■	Metanol.
x-----x	Óleo Diesel.
—————	Mucilagem de Sisal.
x-----x-----x	Carvão do Rio Grande do Sul.
▲-----▲-----▲	Carvão de Santa Catarina
■-----■-----■	Pó de Serra (Eucalipto).
●-----●-----●	Carvão Vegetal.
.....	Gás de Coqueria e Biogás.
x.....x.....x	Gás Natural.
●.....●.....●	Gás Pobre.
▲.....▲.....▲	Gás de Alto-forno.
■.....■.....■	Hidrogênio.

Figura A4.1

Comparação da produção térmica com os diversos combustíveis alternativos (Óleo combustível BPF = 100%).

Q_{abs}/Q_{abs} Óleo BPF

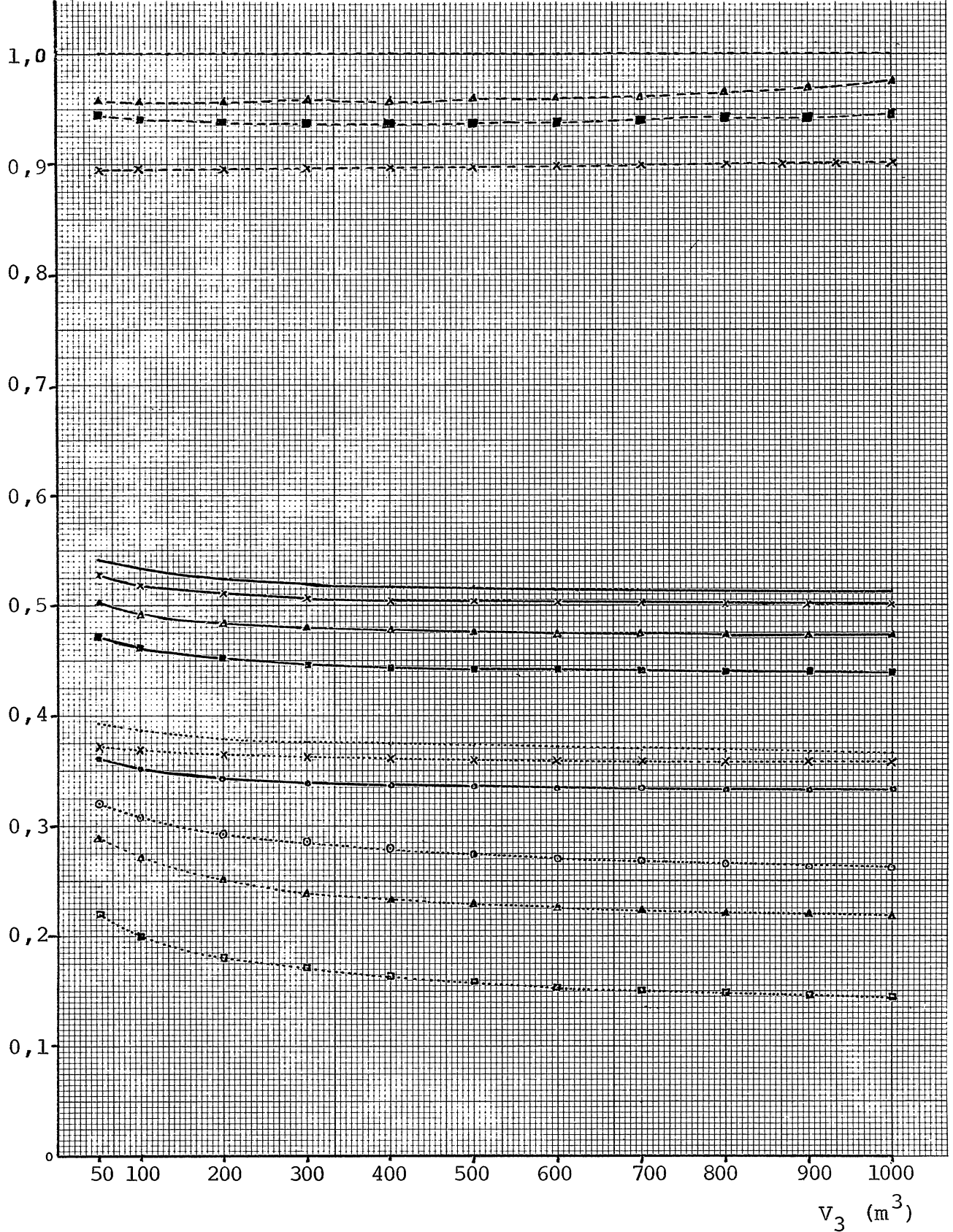


Figura A4.2

Rendimento térmico da fornalha funcionando com diversos combustíveis alternativos.

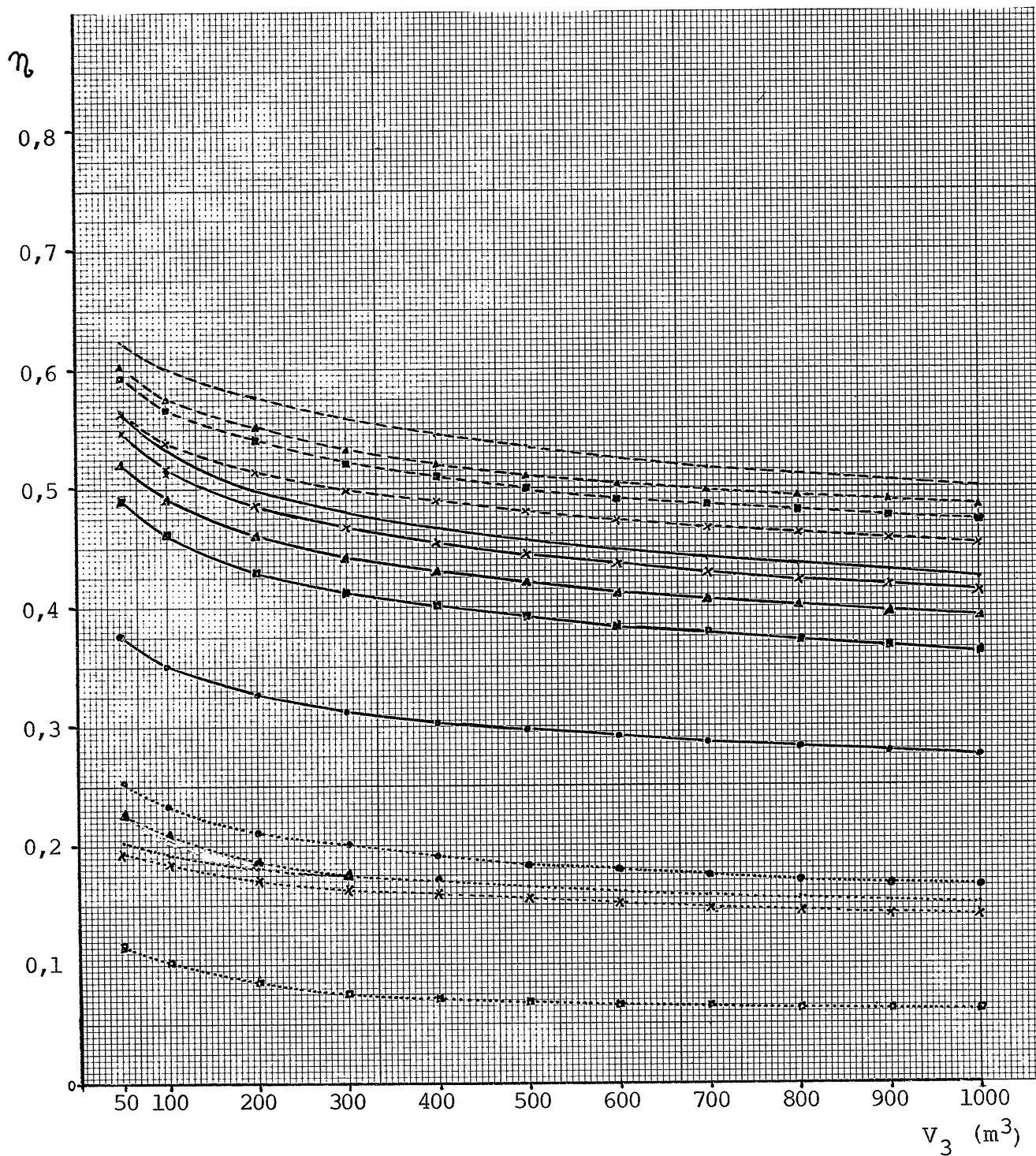
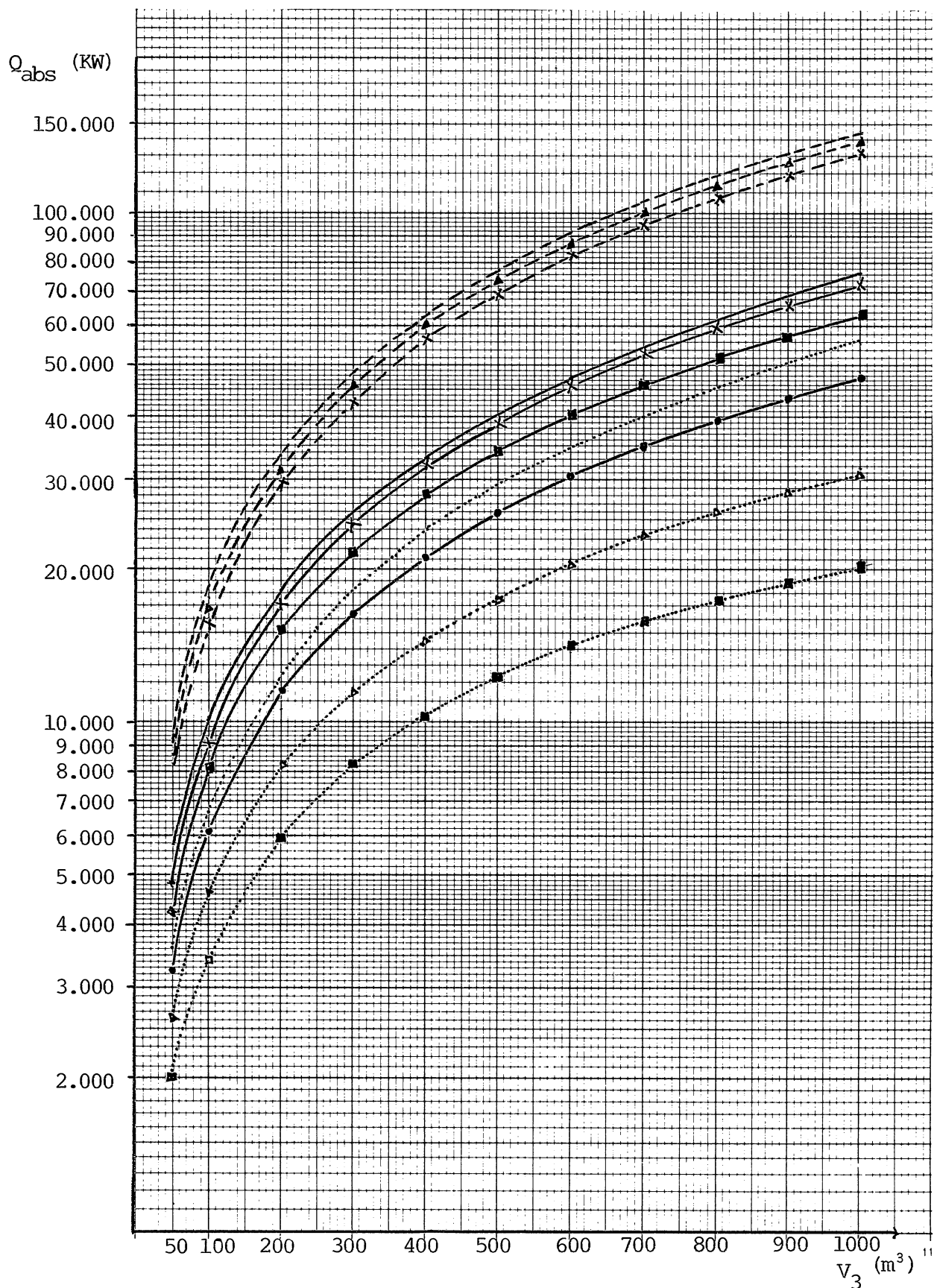


Figura A4.3

Produção térmica da fornalha funcionando com diversos combustíveis alternativos.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 - ALTMANN, W. et alii. Strömungsvorsänge in feuerrungssystemen von Braun kohle Dampferzeugern. EnergieTechnik, 26(6), 1976.
- 2 - ANTONESCU, N.& GRECOV, D. Recherches concernant la stabilité des processus de combustion des combustibles gaseaux. Rev.Roum. des Sci. Tech., Electrotechnique et énergétique, 11(4): 529-45, 1966.
- 3 - BARRERE, M. Modeles de combustion turbulente. Rev.Gén.Therm., 13(148): 295-308, abril 1974.
- 4 - BEAUSIGNER, G. Combustbles et produits de combustion. Température de combustión. Pertes par chaleur sensible. Rev.Gén.Therm., 56(71) : 1435-44, nov. 1967.
- 5 - BELL, F.P. Some aspects of efficiency in the use of fuel. J.Soc. Dairy Tech., 6: 165-72, 1953.
- 6 - BLOCK, F. Designing a boiler for waste fuels. Power, 121(5):73-5, maio 1977.
- 7 - BOLL, P.H.& PATEL, H.C. The role chemical thermodynamics in analyzing gas-side problems in boilers. J.Eng.Power, 83(4): 451-67, out. 1961.
- 8 - BÖSNAJAKOVIC, F. Importance of the second law of thermodynamics for the heat balance of furnaces. Glastech.Ber., 32:41-7, 1957; Forsh. Gabiete. Ingenieurw., 22(1):36-7, 1956.
- 9 - BOVICS, R. et alii. Reglage de la direction des flammes de fours Martin chauffés au gas pauvre. Rev.Metallurgie, 55(10), 1958.
- 10- BRAGA, J.P. Interação pelo método Runge-Kutta de 4^a ordem. 1982. (Comunicação Pessoal)
- 11- BRITO, J.Q.; BARRICHELO, L.E.G.; SALMERON, A. Programa de pesquisa sobre briquetagem de resíduos florestais e outros combustíveis. In: SEMINÁRIO SOBRE COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS SÓLIDOS, abril, 1979. São Paulo, Associação Nacional dos fabricantes de Papel e Celulose, 1979.
- 12- BRUNO, L.- Construction rationnelle et conduite des fours Martin Chauffés au méthane et mazout. Rev.Metallurgie, 55(12), 1958.
- 13- BUCHET, E. Analize énergetique de la combustion et de la transmission calorifique. Rev. Gén. Therm., 15(174-5):471-84, jun.jul.1976.
- 14- BURBACH, H.E. et alii. Compatibility between furnaces and fuels conducive to high Boiler availability. Power, 121(12): 44-6, dez. 1977.
- 15- CARABOGDAN, I. Beziehungen zwischen der verbrennungsgeschwindigkeit von brennstoffpartikeln und den merkmalen der entsprechenden bren

- nstoff. Rev.Roum. des Sci.Techi., Electrotechnique et énérgétique, 11 (3): 389-402, 1966.
- 16- CHAUVIN, R.. Mesure de la réactivité des combustibles solides par le méthode du point de croisement. Rev.Gén.Therm., 3(26):159-77, fev. 1964.
- 17- CHESTER, J.H. The aerodynamic approach to furnace design. J.Eng. Power, 81(4): 361-70, out. 1959.
- 18- CIMBLERIS, Borisas. Estequiometria da combustão. 23 p.(não publicado).
- 19- CIMBLERIS, Borisas. Energética da combustão. 17 p.(não publicado).
- 20- CURTIS, R.W.& JOHNSON, L.E. Use of flow models for boiler-furnace design. J.Eng.Power, 81(4): 371-9, out. 1959.
- 21- DE SOETE, G. Influence des parois sur certains phénomènes de combustion. Rev.Gén.Therm., 11(130): 965-77, out. 1972.
- 22- DILLIO, C.C.& NYE, E.P. Thermal Engineering. Scranton, International Textbook, 1959. 589 p.
- 23- DOLEZAL, Richard. Large Boiler Furnace. Amsterdam, Elsevier, 1967, 394 p.
- 24- DOSTATNI, M. Calcul numérique des propriétés thermodynamiques des gaz de combustion oxydants. Rev.Gén.Therm., 6(72): 1557-63, dez. 1967.
- 25- DOWE, E.D.&JOHNSON, H.G. The characteristic of atmosféric-type burners when used with natural gas. Trans ASME, 61(8): 673-78, nov. 1939.
- 26- DWYER, J.B. Cálculos para fornos. In: KERN, D.Q. Processos de transmissão de calor. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980. cap.19 p. 524-54.
- 27-ECKERT, B. The status of development of highly loaded combustion chambers for gas turbines B.W.K., 1964, p. 565.
- 28- ECKHARDT, Jr, C.J. Lignite-a grate fired fuel of the future in southwest. Trans.ASME, 61(8): 657:64, nov. 1939.
- 29- É HORA de racionalizar e pensar em alternativas. Máquinas e Metais, 17 (181): 33-8, 40-2, jul. 1980.
- 30- EL-SAYED, Y.M.& EVANS, R.B. Thermoeconomics and the design of heat systems. J.Eng.Power, 92(1): 27-35, jan. 1970.
- 31- ELY, T. Variation in heat absorption as shown by measurement of surface temperature of exposed side of furnace tubes. Trans.ASME, 73 (4): 433, 56,57,60. maio. 1951.
- 32- EM Projeto a troca do óleo combustível pelo metanol. Dirigente Industrial, 19(11): 44-5, dez. 1978.
- 33- ENGLAND, C. Radiation configuration factor using light in furnace models. Trans.ASME, 64(7): 691-702, out. 1942.
- 34- ESSENHIGH, R.H. Predicted Burning times of solid Particles in an idealized dust flame. J.Inst.Fuel. 34: 239-44, jun. 1961.

- 35- ESSENHIGH, R.H; FROBERG, R; HOWARD, J.B. Combustion behaviour of small particles. Ind.Eng.Chem., 57(9): 33-43, set. 1965.
- 36- FAIRES, V.M. Termodinâmica, Rio de Janeiro, Livro Técnico, 1966.879p.
- 37- FERRARI, A.T. Metodologia da pesquisa científica. São Paulo, McGraw-Hill, 1982. 318 p.
- 38- FONTENELLE, P. Carvão Nacional. Adaptação recíproca para utilização em caldeiras. Rev.Eng.RGS, 3(10): 46-64, set. 1947.
- 39- FUNDAMENTALS of boiler efficiency. ESSO Oilways International, 24(3/4): 24-31, 1968.
- 40- GARCIA, R.A. Conversion of Oil-fired boilers to producer-gas fired boilers. Sci-Rev.(Manila), 16(4): 28-33, 1975 (Coll.Eng. Univ. Philip).
- 41- GARDINER Jr., W.C. The Chemistry of Flames. Scientific Amer., 246(2): 86-95, fev. 1982.
- 42- GENNA, S.J.& NOLAN, F. Heat transfer in a gas fired furnace. Trans. ASME, 76(4): 527-35, maio 1956.
- 43- GERARD, P.& GALAND, J. Modifications des installations de la Centrale de Beator pour la combustion du fuel-oil lourd nº 2. Rev.Gén. Therm., 13(155): 847-62, nov. 1974.
- 44- GHEORGHIU, S.& ANTONESCU, G. Optimum partition of the heat to be transmitted by radiation and by convection in steam boilers having water tubes. Bull.Inst.Politec. Bucuresti, 19(1-2): 51-71, 1957.
- 45- GHIA, V.V. Bestimmung der Gesamtemissionszahl von arbeitsraumwänden eines im betrieb befindlichers ofens. Rev.Roum. des Sci.Tech., Electrotechnique et énergétique, 15(4): 699-710, 1970.
- 46- GHIA, V & LEMNEANN, N. Influence du comburant sur les temps de combustion des gouttes de Mazout. Rev.Gén.Therm., 8(86): 165-76, fev. 1969.
- 47- GODRIDGE, A.M. Heat transfer in furnace chamber of pulverized- Fuel-fired water tube boiler, J.Inst.Fuel, :300-10, jul. 1967.
- 48- GOLDSTEIN Jr., L., ORLANDO, A.F.; TRINDADE, S.C. Comparação de alter nativas de conversão de energia. Termodinâmica, 14(161): 20-4, dez. 1979.
- 49- GOUFFÉ, A. Considerations sur le rayonnement des flames éclairantes. Rev.Générale de Thermique, (19): 799-808, jul. 1963;(20):925-39, ago. 1963.
- 50- GRECOV, D. Determination of heat transfer in boiler furnaces with aid of isothermal modelling. Rev.Roum.Sci.Tech., Electrotechnique et énergétique, 17(4): 697-710, 1972.
- 51- GULIĆ, M.G.& GVOZDENAC, D.D. A mathematical model for heat transfer in combustion chambers of Steam generators, J.Engineer.Power, 103(7): 545-51, jul. 1981.
- 52- GYNGELL, E.S. Applied Chemistry for Engineers. London, E. Arnold,1940. 328 p.
- 53- HARKER, J.H.& ALLEN, D.A. The calculation of the temperature, and composition of Flame gases. J.Inst.Fuel,: 183-7, maio 1969.

- 54- HOLLIDAY, D.K & THRING, M.W. The radiation from flames in a small scale Oil-fired furnace. J.Inst.Fuel, 30: 127-36, 1957.
- 55- HOTTEL, H.C. & COHEN, E.S. Radiant heat exchange in a gas-filled enclosure: Allowance for nonuniformity of gas temperature. AICHE Journal, 4(1): 3-14, março 1958.
- 56- ISACHENKO, V.P; OSIPOVA, V.A; SUKOMEL, A.S. Heat transfer, Moscou, mir, 1977. 493 p.
- 57- IVANOFF, N. Opções energéticas na indústria química. Energia, 2(7) 31-7, mar-abril, 1980.
- 58- IVERNEL, A & ROUSSEAU, G. Formation du carbone dans les flammes de foyers industriels alimentés en gaz naturel - influence de l'oxygene. Rev.Gén.Therm., 11(122): 117-26, fev. 1972.
- 59- JACKSON, E.G. & KILHAM, J.K. Heat from combustion products by forced convection. Ind.Eng.Chem., 48(11): 2077-9, nov. 1956.
- 60- JAEGLE & LEBLANC, B. Importance relative des differents modes de transmission de chaleur dans un four - Elements de calcul. Int.J.Heat mass transf., 13(11): 1727-36, nov. 1970.
- 61- JANAF Thermochemical tables. Midland, Dow Chemical Co.
- 62- JANNOT, M. Méthodes de visualisation qualitatives et quantitatives utilisées pour les études de la convection naturelle. Rev.Gén.Therm., 11(129): 753-79, set. 1972.
- 63- JUZI, V. & RIOULT, A. Transmissão de calor nas caldeiras que utilizam vários combustíveis. Rev.Térmica SULZER, 11(4): 173-82, 1963.
- 64- KERR, E.W. Bagasse furnace Trans.ASME, 61(8): 685-92, nov. 1939.
- 65- KISSEL, R. Evolution des fours et économie d'énergie. Rev.Gén.Therm., 14(167): 793-800, nov. 1975.
- 66- KREITH, F. Princípios da transmissão de Calor. São Paulo, E. Blücher, 1977. 550 p.
- 67- LEBEAU, P. Les hautes temperatures et leurs utilisations en Chimie, Paris, Masson, 1950, 688 p.
- 68- LEDINEGG, M. Factor for determination of the heat release in pulverised coal and Oil fired furnaces. Combustion, 37: 16-36, março, 1966.
- 69- LEITE, J.A.A. Metodologia de elaboração de teses. São Paulo, MacGraw-Hill, 1978. 122 p.
- 70- LEMOINE, A. et alii. Méthodes de mesure des vitesses de particules solides ou liquides mises en mouvement rapide dans les flammes. Rev. Gén.Therm., 8(85): 33-48, jan. 1969.
- 71- LENTZE, B. & GÜNTHER, R. Ausbrand und wärmeentwicklung in erdgasdiffusionflammen. Brennstoff-Waerme-Kraft, 27(10): 251-4, 1975.
- 72- LÉVY, C. La recuperation de chaleur sur les fumées des chaudières. Rev. Gén.Therm., 14(158): 169-71, fev. 1975.

- 73- LIGHT estuda uso do Etanol na geração de eletricidade. Energia, 2 (8): maio/jun. 1980.
- 74- LIPOV, Iu. M. & SAMAILOV, Iu, F. Kamponovka i Teplovoi Rastchet Parogheneratora, Moscou, Energia, 1975. 176 p.
- 75- LOPES, B.A.D. Queima de carvão vegetal nos geradores de vapor da COPENE. Energia, 2(8): 56-63, maio/jun. 1980.
- 76- LOWES, T.M. & HEAP, M.P. Modéles mathématiques de distribution de flux de Chaleur dans les fours. Rev.Gén.Therm, 11(130): 869-81, out. 1972.
- 77- MAL Operada uma caldeira é uma bomba. Dirigente Industrial, 19(11) : 11-4,16,18, dez. 1978.
- 78- MAYERS, M.A. Temperature and combustion rates in fuel beds. Trans. ASME, 59(4): 279-88, maio 1937.
- 79- McCOY, Daniel. Preparing boiler Specifications. Power, 121(3): 68, mar. 1977.
- 80- McELROY, M.W. & SHORE, D.E. Maintaining high efficiency. Power, 121 (6): 110-5, jun. 1977.
- 81- MEILLER, João L. Energia e combustíveis, nossa situação, nossas perspectivas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E INDÚSTRIA, 2, São Paulo, 1945. São Paulo, Interventoria do Estado de São Paulo, 1945. 63 p.
- 82- MESNY, M. Generation del vapor: Caldeira. Buenos Aires, Marymar, 1976.
- 83- MEYER, C.A; SILVESTRI, G.J; MARTIN, J.A. Aviability balance of steam power plants. J.Eng.Power, 81(1): 35-42, jan. 1959.
- 84- MIKHEYEV, M. Fundamentals of Heat Transfer. Moscow, Peace, s.d.376 p.
- 85- MUNFORD, C. Variation in heat absortion in a natural-gas-fired water-cooled stean boilers. Trans. ASME, 74(7): 1191-1216, out. 1952.
- 86- MULCAHY, M.F.R. Fire deposits and their effect on heat transfer in a pulverized-fuel-fired boiler. J.Inst.Fuel, 34(308): 385-98, set. 1966.
- 87- MULLER, J. Trois cents conseils pour économizer l'énergie. Rev.Gén. Therm., 13(149): 458-9, maio 1974.
- 88- MUYL, G. et alii. Transformation au fuel des tranches 1 e 2 de la centrale Montereau. Rév.Gén.Therm., 15(174-5): 525-45, jun.jul.1976.
- 89- MYERS, C. Furnace heat absortion efficiency as shown by temperature and composition of gases leaving the furnace. Trans.ASME, 73 (4): 419-32, maio 1951.
- 90- NUBER, Friedrich. Cálculo térmico de caldeiras e fornalhas. Porto Alegre, Globo, 1968. v.7, pte. 2, cap. 4. p. 583-824.
- 91- OIL-to-coal conversions still necessary. Power, 87(5): 94-5, 180,182, 184,186, maio 1943.
- 92- ÓLEO combustível: troca dá lucro. Visão, 30(13): 64, março 1981.
- 93- ORNING. Combustion of pulverized fuel-mechanism and rate of combustion of the low-density fractions of certain betuminous coals. Trans.ASME, 64(5): 497-508, jul. 1942

- 94- PANDIU, N; CAZACU, C; BICLESAN, D. O efeito da qualidade dos combustíveis sólidos de baixo grau sobre a construção de caldeiras de vapor de grande capacidade. (alemão). Rév.Roum.Sci.Tech, Electro-technique et énergétique, 24(3): 537-56, 1979.
- 95- PARDOS, A.J.L. Procedimentos para avaliação de investimentos em projetos de conversão de energia e substituição de energéticos importados. Inf. INT, 15(29): 16-24, maio-agosto.
- 96- PARSHIN, A.A. et alii. Efeito do arranjo das superfícies de aquecimento sobre a temperatura permissível dos gases na fornalha(RUSSO). Energoshinostroenie, (8): 36-8, 1979.
- 97- PEARSON, J.D. & FELLINGER, R.C. Thermodynamic properties of combustion products. J.Eng.Power, 88(4): 334-44, out. 1966.
- 98- PERA, Hildo. Geradores de vapor d'água(caldeiras). São Paulo, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1966. 288 p.
- 99- PERRY, R.H. & CHILTON, C.H. Chemical Engineers Handbook. 5.ed. London, McGraw-Hill Kogakusha, 1973.
- 100- PETROV, V.I. Calculation of temperature and flame distributions allows steam generator and type-heating fluid-wall-boiling fluid. Heat transf. Soviet Reserch, 1(4): 57-62, 1969.
- 101- PHILO, F.G. Boiler plant performance with natural-gas firing. Trans. ASME, 61(8): 727-32, nov. 1939.
- 102- PINHEIRO, P.C.C. Noções sobre o funcionamento de caldeiras. Belo Oriente, CENIBRA, 1979. Relatório de estágio.
- 103- PUTNAN, A.A. & UNGAR, E.W. Basic principles of combustion model research. J.Eng.Power, 81(4): 380-8, out. 1959.
- 104- RAVAGLIA, Ennio. Projeto de um gerador de vapor de água. São Paulo, Grêmio Politécnico, da USP, 1960. 144 p.
- 105- RICHARDS, C.L. Effect of coal properties on boiler design. In:INTERNATIONAL COAL UTILITY CONVENTION, 1, Houston, 1978. Coal Technology, 78. Windsor, C.E. Power Syst. Comb.Eng.Inc., 1978.p.283-311.
- 106- ROBINSON, W. & DICKSON, J.M. Applied Thermodynamics. London, Isaac Pitman, 1954. 666 p.
- 107- RODRIGUES, E.C. Crise Energética. Rio de Janeiro, José Olympio 1977. 188 p.
- 108- RUSSOMANO, V.H. Exemplo de casos de redução do consumo de óleo combustível e sua aplicabilidade prática nas indústrias. In: SEMINÁRIO SOBRE COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS SÓLIDOS, abril, 1979. São Paulo, Assoc. Nacional dos Fabricantes de Papel e Celulose,1979.
- 109- RUTZ, P. Instalações de caldeiras para combustão de detritos industriais. Rev.Tech.SULZER, 27(1/2): 17-26, 1979.
- 110- RYAZANTSEV, Yu.P. Heat transfer in a furnace with a thim fluized bed. Int.Chem.Eng., 8(1): 131-4, jan. 1968.
- 111- SARKARI, T.R. The optimal design features of boiler on any fuel. Steam Fuel User's J., 26(3): 9-13, 1976.
- 112- SCHWIEGER, R.G. Power from Coal(pte.1). Power, 118(2, sup): 1-24, fev.. 1974.

- 113- SCHWIEGER, R.G.. Power from Coal (pte 2). Power, 118(3,sup.):1-24, março 1974.
- 114- SCHWIEGER, R.G.. Power from waste. Power, 119(2,sup): 1-24, fev. 1975.
- 115- SCHWIEGER, R.G. Industrial boilers what's happening today. A Special Report. Power, 121(2,supl.): 1-24, fev. 1977.
- 116- SCHWIEGER, Robert.G. High Lighting today's plant desings. Power 121(5): 43-53, nov. 1977.
- 117- SCHWIEGER, R.G. Refuse-derived fuel wins out over oil and coal at new industrial power plant. Power, 122(5): 33-40, maio 1978.
- 118- SHORE, D.E. & McELROY, M.W. Establish excess-air levels. Power, 121(5): 76-9, maio 1977.
- 119- SHOULD you convert to coal ? Power, 120(7): 38-40, jul. 1976.
- 120- SHVETS, Ivan T. et alii. Heat Engineering. Moscow, Mir, 1980. 584p.
- 121- SHVETS, Ivan T. et alii. Thermal Engineering. 2. ed. Moscow, Peace, s.d. 483 p.
- 122- SILVA, Remi Benedito da. Geradores de vapor d'água(caldeiras). São Paulo, Grêmio Politécnico da USP, 1957. 263 p.
- 123- SIMPSON, J.H. Conversion of boilers to dual fuel systems. ASHRAE Journal, 15(5): 46-54, maio 1973.
- 124- SMITH, V.L.. Coal firing and industrial boiler design: the modern approach. J.Eng.Power, 98(3): 297-304, jul. 1976.
- 125- SOUZA, Z. Elementos de Máquinas Térmicas. Rio de Janeiro, Campus, 1980. 198 p.
- 126- TALIEV, V.N. Aproximative méthod of calculation of heat transfer coefficient for furnace instalations. Vodosnabzhenie i sanit.Tekh., (2): 17-21, 1957.
- 127- TEPLOVOY Raschet Katelnykh Agregatov. Normativni Metod. Moscow, Energia, 1973. 295 p.
- 128- TOMORROW'S Energy: progress and problems. ESSO Oilways International, 24(3/4):14-7, 1968.
- 129- WILCOX Jr., J.C. Improving boiler efficiency. Chem. Engineering, 85(22):127-8, 9 out.1978.
- 130- WINEGARTNER, E.C. & LIN, C.J. Laboratory combustibility testing of solid fuel. J. Eng. Power, 102(3):666-71, jul. 1980.