

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

SISTEMA GERADOR DE VAPOR PARA RECUPERAÇÃO DE
POÇOS DE PETRÓLEO

AUTOR : LUIZ PEDRO SIMONI
ORIENTADOR : ENG. HILDO PERA

1983

SUMÁRIO

O presente trabalho não tem a intenção de ser um projeto completo e total do equipamento proposto, dado o / alto grau de complexidade de certas análises feitas quanto ao projeto estrutural e de instrumentação do equipamento. Ele visa antes de tudo colocar o leitor em contato com um tipo de / operação utilizada em engenharia de petróleo e o equipamento / alocado para esta operação.

Esta operação é a recuperação de redes de poços de petróleo através da injeção de agentes que suprem ao poço em questão os elementos necessários para que este volte a tornar-se economicamente produtivo. No nosso caso em questão trata / remos especificamente da injeção de vapor de alta pressão e / alta temperatura.

Na análise do equipamento utilizado nesta operação daremos uma atenção especial ao dimensionamento térmico do mesmo , visto que a industria nacional recorre para a construção destes sistemas à importação de tecnologia , chegando - nos apenas as especificações e cabendo-nos exatamente o cálculo mecânico e especificações de materiais disponíveis no mercado nacional.

É interessante ainda observar as diferenças de concepção entre as caldeiras fixas de circulação natural e o / sistema que utiliza circulação forçada de um único passe.

ÍNDICE DOS CAPÍTULOS E ANEXOS

- I - OBJETIVOS
- II - JUSTIFICATIVA
- III - CAMPO DE APLICAÇÃO
- IV - EXEMPLOS
- V - CRITÉRIOS DE PROJETO
- VI - DADOS TÉCNICOS DO GERADOR
- VII - ESCOPO DE INSTRUMENTAÇÃO
- VIII - CÁLCULO TÉRMICO DO GERADOR
- IX - ANEXOS :
 - 1 - ANÁLISE DO COMBUSTÍVEL
 - 2 - ANÁLISE DO COMBUSTÍVEL
 - 3 - DIAGRAMA DE CALOR ABSORVIDO
 - 4 - DIAGRAMA DE CALOR ABSORVIDO
 - 5 - COEFICIENTE IRRADIAÇÃO GÁS
 - 6 - COEFICIENTE IRRADIAÇÃO ÓLEO
 - 7 - DIAGRAMA TEMPERATURA EQUILÍBRIO
 - 8 - DIAGRAMA RADIAÇÃO GASOSA H_2O
 - 9 - DIAGRAMA RADIAÇÃO GASOSA CO_2
 - 10 - CURVA TRANSFERENCIA CALOR TUBOS
 - 11 - CURVA VISCOSIDADE GÁS QUEIMA
 - 12 - CURVA CONDUTIVIDADE GÁS QUEIMA
- X - DESENHOS
- XI - BIBLIOGRAFIA

I. OBJETIVOS

O projeto do equipamento que ora nos propomos a examinar com o cuidado requerido, e posteriormente desen-/volvê-lo, tem como objetivo a conversão de água em vapor para sua posterior injeção em poços, ou rede de poços petrolíferos.

Este procedimento visa o aumento, a curto prazo, do montante produzido no poço (ou rede de poços), quantidade esta que não pode ser conseguida através da utilização dos métodos de produção primária.

Este trabalho tem ainda o intuito de examinar as condições de utilização deste tipo de equipamento (citando seu sucesso internacional), bem como a adequação do mesmo em determinadas zonas de produção situadas no Brasil e sua /viabilidade econômica em face da situação de dependência externa de grande porcentagem do consumo nacional.

Desta forma este trabalho tem por finalidade não apenas o dimensionamento de um sistema de geração de vapor, como também o tratamento da adoção deste tipo de filosofia de produção como uma das mais efetivas técnicas de aumento na recuperação secundária de campos de petróleo de alta viscosidade.

II JUSTIFICATIVA

GERAL

A injeção de vapor tem provado ser uma das / mais eficientes técnicas para aumento da recuperação secundária de petróleo de alta viscosidade. Ela tem sido aplicada com excelentes resultados em campos petrolíferos onde o nível de produção de óleo não é suficiente para tornar as / operações compensadoras.

Na California, por exemplo, apenas uma média de cerca de 12% do total do óleo do local pode ser recuperada através dos métodos de produção primária. No entanto um / poço equipado através de um programa de injeção de vapor, no mesmo local citado, pode ter sua recuperação de óleo incrementada para uma média de cerca de 35% (segundo dados da / STRUTHERS).

Desta forma um poço planejado através de um / programa de injeção de vapor proporciona uma recuperação de óleo de mais de duas vezes (cerca de 2,9) a produção pelos métodos primários.

Os métodos primários constituem-se naqueles em que utiliza-se a energia natural dos reservatórios, ou seja / a pressão exercida pelo gás natural existente no poço.

Vejamos agora os motivos teóricos e técnicos / pelos quais determinados campos, ou mais especificamente, determinadas condições dos poços e tipo de óleo requerem a uti

lização de métodos secundários de recuperação.

II.1 UMA DEFINIÇÃO DA RECUPERAÇÃO DE ÓLEO .

Como é bem conhecido para todo engenheiro de petróleo, o óleo crú não está disponível para jorrar através de vastas e profundas tubulações de diâmetro relativamente / reduzido na expectativa de ser bombeado para fora e seguir / para a refinaria. Contrariamente o óleo se encontra disperso em incontáveis gotas nas camadas subterrâneas, mais comumente conhecidas como rochas reservatório, e devem fluir para a perfuração do poço, que é um ponto coletor central , para / serem removidas até a superfície.

Deve existir portanto alguma força direcionadora nesta camada subterrânea que force o óleo a fluir desses bolsões de rocha fragmentária (como se fossem uma esponja) para a perfuração central do poço.

Desta explanação podemos deduzir que quanto / maior a viscosidade do óleo considerado maior deverá ser a / pressão requerida para criar condições de fluxo no poço.

Desta forma , em campos onde existem condições severas de retenção do óleo tais como viscosidade, capilaridade, elevada tensão superficial etc..., faz-se juz a adoção de certas medidas a fim de aumentar ou viabilizar a produção assim como permitir a recuperação de uma grande quantidade / de óleo que permaneceria retida , no caso de utilização dos métodos primários.

III CAMPO DE APLICAÇÃO

Em engenharia de Petróleo define-se produção por métodos primários como sendo aquela em que utiliza-se a energia natural dos reservatórios, ou seja a pressão existente no poço exercida pelo gás natural comprimido nas camadas superiores do reservatório.

Quando esta energia potencial não é suficiente quer por motivos de má exploração do poço, onde devido a falta de tecnologia de exploração deixa-se escapar grande quantidade do gás existente, quer por motivos intrínsecos ao campo, ou sejam condições de retenção do óleo, devem ser adotadas providencias para recuperação do petróleo existente no local.

Em muitos casos como método de recuperação adota-se o procedimento de injeção de gás ou água com a finalidade de suplementar as forças naturais de expulsão do óleo das rochas que o contém e criação de condições de fluxo.

As forças de retenção de óleo podem ser relacionadas ou com sua viscosidade, ou tensão interfacial, capilaridade..., e em vista destas características adotam-se métodos especiais (recuperação secundária), nestes métodos além da injeção de água ou gás, injeta-se também calor ou solventes.

O calor ou os solventes injetados reduzirão as forças que retêm o óleo na rocha reservatório, mobilizando grande parte de um petróleo que não seria produzido pelos métodos convencionais, passando dos 33% em média de recuperação para um valor em torno de 45% de volume original de óleo

segundo dados brasileiros fornecidos pela PETROBRÁS.

Os métodos especiais requerem, no entanto, / comparativamente com os métodos convencionais maiores investimentos e custos operacionais mais elevados.

MÉTODOS TÉRMICOS

Os métodos térmicos agem principalmente reduzindo a viscosidade do óleo, sendo às vezes importante os efeitos de destilação e craqueamento.

Esses métodos são os seguintes:

Injeção de Vapor

Combustão "in situ"

Combustão "in situ"- consiste na injeção de ar com ignição em poços injetores, criando-se uma frente de combustão que desloca o óleo na direção dos poços produtores. / No processo é gerado vapor de água de formação que auxilia / a produção de óleo.

Injeção de Vapor (recuperação secundária) - A injeção de vapor à alta pressão tem provado ser a técnica mais efetiva na criação de fluxo de óleos pesados (crús) a - través dos interstícios das rochas reservatórios até os poços coletores.

Os mecanismos pelos quais a injeção de vapor aumenta a recuperação de óleo crú viscoso inclui :

1- O calor transferido à camada subterrânea pelo vapor injetado, reduz significativamente a viscosidade

do óleo, permitindo que ele flua mais eficientemente.

2- A pressão de vapor exercida pela condensação à alta temperatura da água vaporizada, proporciona / uma força de direcionamento que promove o fluxo de óleo.

3- As frações leves do petróleo são vaporizadas pelo calor absorvido e proporcionam uma força de direcionamento adicional que causam o movimento do óleo através das rochas reservatório.

4- A água condensada promove fluxo de óleo por um mecanismo de deslocamento, muito do qual como carregamento pela água.

5- O aquecimento da camada subterrânea e do óleo resulta em uma expansão térmica de ambos. Esta expansão tende a expulsar o óleo para fora dos poros das rochas reservatório.

RESTRICÇÕES À INJEÇÃO DE VAPOR

A espessura das redes de rochas reservatório variam desde três a quatro jardas, como na Pensilvania USA, à algumas dezenas de jardas, como na Venezuela.

As camadas de óleo de pequena espessura pode tornar a recuperação de óleo, via injeção de vapor, economicamente inviável por causa das perdas de calor. Neste / caso as perdas de calor, entre os planos de topo e de base da camada de óleo, são excessivas em relação à quantidade / absorvida na espessura, para a formação do óleo de extração. Em outras palavras, significa que o gerador de vapor vai / consumir uma quantidade de energia, em face àquela produzi

da (o óleo), não recomendável economicamente à sua aplicação.

Em poços com camadas mais espessas a perda / de calor entre os planos de topo e de base são relativamente insignificantes em proporção à quantidade de calor gerada / que está sendo absorvida produtivamente pela camada , e consequentemente a injeção de vapor passa a apresentar uma eficiência térmica satisfatória.

Em localidades onde camadas muito espessas de rochas reservatório estão envolvidas, o tratamento com vapor deve ser aplicado somente em uma porção de total da espessura de cada vez, de forma a manter um controle mais eficiente do fluxo de vapor através da camada.

INJEÇÃO DE VAPOR-DOIS MÉTODOS

Os dois métodos de injeção de vapor são descritos a seguir:

1- Cíclico

Nesse processo o calor é injetado em um poço visando basicamente a reduzir a viscosidade do óleo e obter um aumento imediato de produção.

Esse processo não aumenta substancialmente a recuperação final do óleo e normalmente precede a injeção contínua de vapor.

Na injeção cíclica de vapor, o vapor é injetado no poço de óleo continuamente por um período de alguns dias até algumas semanas. Após a camada subterrânea de óleo que contém a perfuração do poço ter alcançado uma temperatu-

ra determinada, a injeção é interrompida e o poço parte em -
tão para um ciclo de produção de óleo.

A produção prossegue até que a taxa de remo-
ção das gotas de óleo atinja um nível insatisfatório. O poço
é então submetido a um novo ciclo de injeção de vapor.

Existem situações excepcionais em que poços
estiveram submetidos a até 60 injeções cíclicas de vapor.

Esta técnica de injeção pode recuperar o óleo
em um círculo sempre crescente, ao redor da perfuração de po-
ço, em cada injeção sucessiva, até que o diâmetro da camada
alcança uma dimensão onde a injeção de vapor começa a diminu-
ir sua efetividade.

2- Contínuo

O processo em fluxo contínuo (também conhe-
cido por vapor dirigido) é baseado em uma injeção contínua
de vapor em um poço pré-selecionado, com uma produção contí-
nua em poços adjacentes. O vapor é injetado em poços injeto-
res com a finalidade de deslocar o óleo em direção aos poços
produtores promovendo , ao mesmo tempo, uma diminuição da vis-
cosidade, redução de saturação residual de óleo, craqueamen-
to das frações mais leves, com o consequente aumento da recu-
peração final. Este método difere do método cíclico onde a /
injeção de vapor e a recuperação são feitas no mesmo poço.

O processo contínuo é um sistema planejado /
de deslocamento de óleo que utiliza modelos de injeção e pro-
dução em poços similares aos convencionais de recuperação por
injeção de água. O óleo é deslocado através da camada, do pon-
te de injeção de vapor até os poços produtores em uma confi-
guração praticamente uniforme entre os dois pontes.

O efeito de deslocamento da água quente é /

muito mais pronunciado no processo contínuo do que na operação cíclica, porque a fronteira da água quente é pressionada diretamente em direção aos poços produtores pelo vapor.

PERDAS DE CALOR

O sucesso econômico do projeto da injeção de vapor é significativamente influenciado pela percentagem do total de calor gerado que é usado para produzir óleo.

As áreas de perdas térmicas são:

- 1- Perdas por convecção na tubulação de transmissão de vapor entre o gerador e o poço de injeção.
- 2- Perdas por condução na tubulação do poço para a camada subterrânea circunvizinha à esta tubulação.
- 3- Perdas por condução desde o topo até a base da camada de movimentação de óleo e as formações adjacentes.

A figura 1 representa a variação das percentagens de perda de calor na camada que aloja o petróleo, através das formações adjacentes versus a espessura das camadas reservatório. A figura explica porque a injeção de vapor em camadas finas de óleo não é geralmente econômica.

CONSUMO DE ENERGIA DA INJEÇÃO DE VAPOR

Uma instalação de injeção de vapor é responsável por uma alta demanda de energia decorrente da grande quantidade de combustível requerido para queima no gerador /



NOTE: Curves are for different thicknesses of oil bearing strata being streamed.

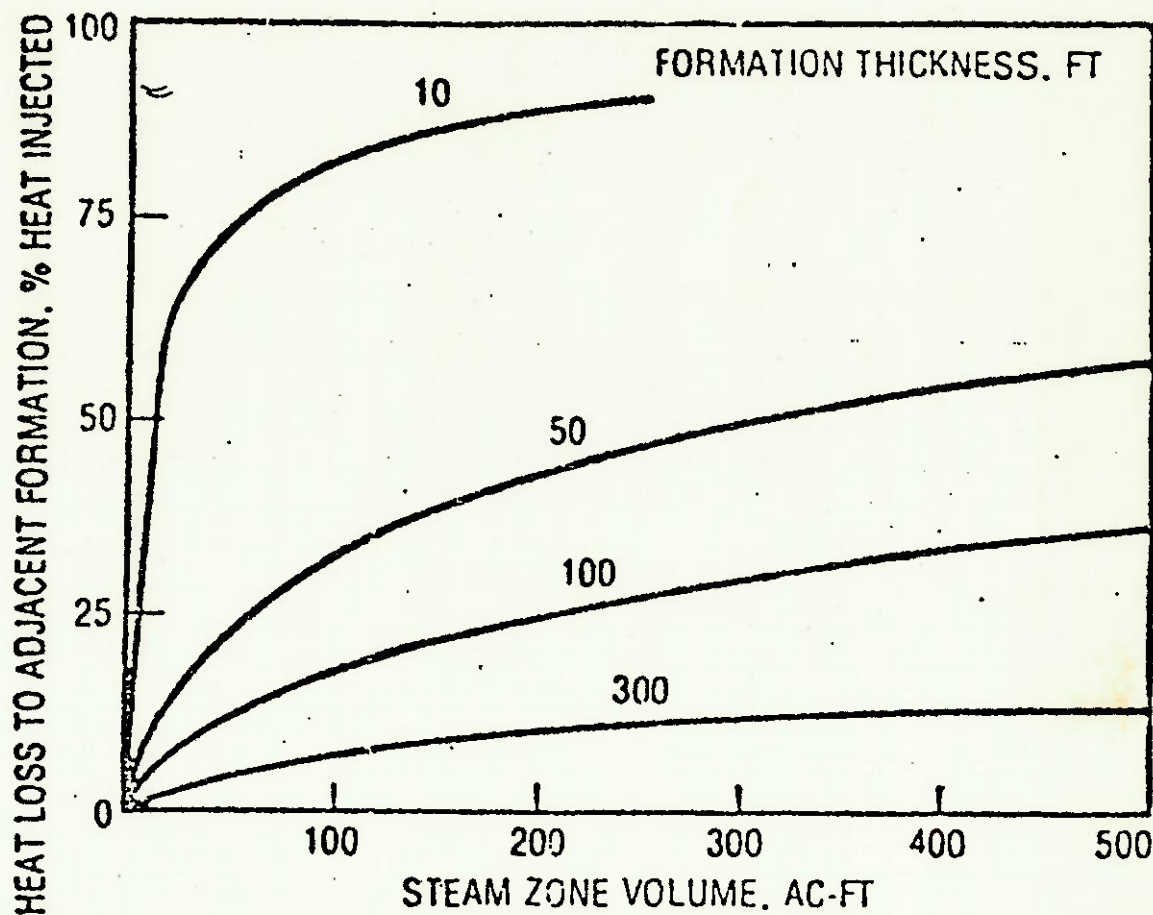


Figure 1-1
HEAT LOSSES FROM OIL BEARING STRATA
DURING STEAM INJECTION OPERATIONS

de vapor.

A relação entre a produção total de óleo e o consumo de combustível pelo gerador de vapor é influenciada por muitos fatores, mas em média a relação estabelecida nos campos petrolíferos da Califórnia é de cerca de 3 para 1. / Isto é para cada 3 barris produzidos por injeção de vapor, um barril de óleo deve ser usado como combustível no gerador de vapor.

Existem instalações onde esta relação chega a valores tão altos como 5 para 1 e outras onde esta vai à 2,5 para 1.

No entanto apesar do alto custo do investimento inicial e da elevada demanda energética de operação, a injeção de vapor implica nos seguintes aspectos econômicos:

O aumento da produção não acarretará em aumento de custos de produção, pois a infraestrutura de produção e escoamento já está implantada.

O consumo do gerador é contrabalanceado pelo aumento ocorrido na recuperação de óleo.

Os poços existentes no Brasil e que requerem a utilização deste equipamento têm tempo de produção deste / 4 chegando ao extremo de 28 anos.

Em média o tempo de retorno do investimento varia de 2 a 3 anos.

Os equipamentos utilizados, quando do término da operação de uma rede de poços é deslocado para outro / local de utilização, tendo assim seu valor residual bastante elevado (existem nos Estados Unidos instalações operando / desde 1962).

Finalmente dados da PETROBRÁS informam o de-

sempenho de determinadas unidades em fase de teste:

A injeção de vapor em Fazenda Belém da Região Produtora do Nordeste (RPNE) está produzindo resultados iniciais acima das expectativas, com seus poços tendo um aumento estimado em até 10 vezes sua produtividade.

Poços em campos terrestres do DIGUAR alcançaram resultados bastante positivos, utilizando um equipamento de 15.000.000 BTU/HR, e envolvendo nove poços produtores com média de produção por dia de $1,2\text{m}^3$ sem a utilização do gerador, alcançaram uma produção de 11m^3 /dia com a utilização do mesmo.

Os métodos especiais tiveram sua aplicação / intensificada principalmente após os aumentos dos preços internacionais do petróleo no início dos anos 70. O Brasil a braços com enorme dívida externa e graves problemas econômicos não pode descartar qualquer possibilidade de aumentar / suas reservas e sua produção.

Embora a aplicação dos métodos especiais importem em investimentos e custos operacionais elevados, os / métodos especiais de recuperação atuam sobre um petróleo nacional extra-produção, que não implica em custo exploratório e existente em campos com infra-estrutura para produção e escoamento deste óleo.

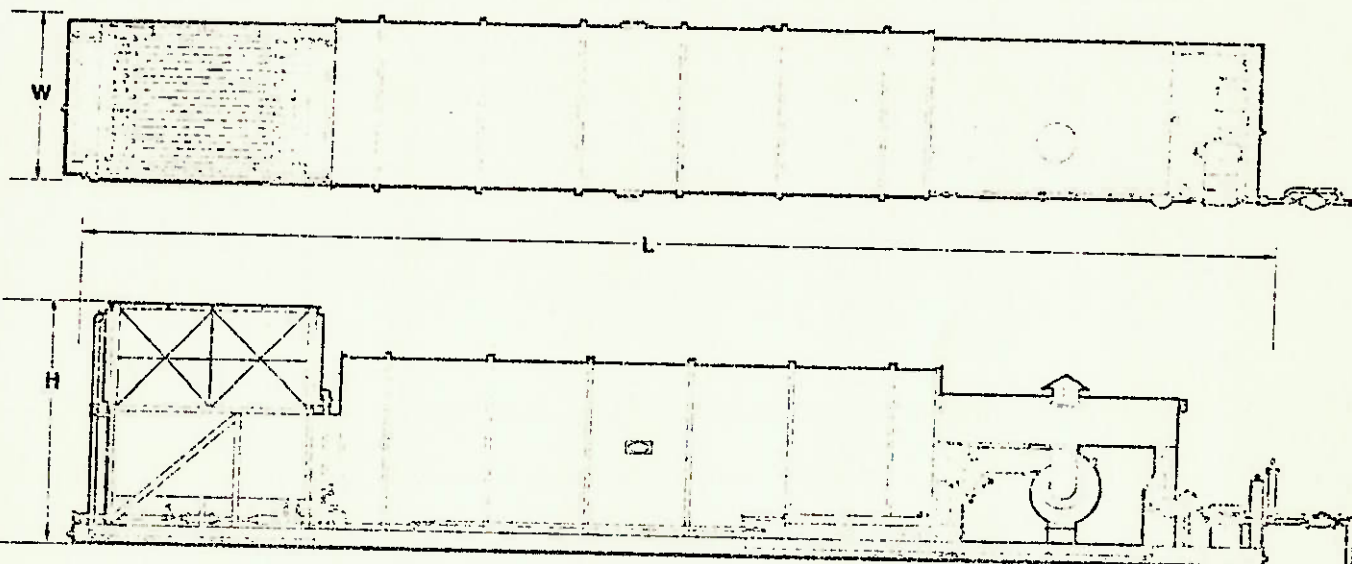
IV EXEMPLOS

Table A

UNIT SIZE	ABSORBED HEAT		APPROXIMATE DIMENSIONS			APPROXIMATE WEIGHT
	BTU/HR	BOILER HP	LENGTH	WIDTH	HEIGHT	
OH-5	5,000,000	150	26'	7'- 0"	9'-6"	40,000 #
OH-7	7,000,000	225	30'	7'- 3"	10'-0"	50,000 #
OH-10	10,000,000	314	42'	8'- 0"	14'-3"	80,000 #
OH-18	18,000,000	553	51'	9'- 2"	14'-0"	105,000 #
OH-22	22,000,000	657	56'	9'- 2"	16'-3"	110,000 #
OH-25	25,000,000	747	57'	9'- 2"	16'-3"	130,000 #
OH-30	30,000,000	896	60'	10'- 8"	12'-4"	140,000 #
OH-40	40,000,000	1195	70'	12'- 0"	15'-6"	170,000 #
OH-50	50,000,000	1494	81'	11'-10"	20'-7"	230,000 #
OH-70	70,000,000	2100	85'	11'-10"	22'-0"	330,000 #
OH-100	100,000,000	3000	69'	24'- 0"	34'-7"	295,000 #
OH-150	150,000,000	4500	80'	27'- 0"	35'-6"	510,000 #

Table B

UNIT SIZE	APPROXIMATE FEEDWATER FLOW RATE From 100°F - Outlet 350° Quality - 1000 Psig.						FUEL OIL Basis 130M BTU/Gal.		GAS FEED Basis 1000 BTU SCF	
	GPM	# H.	BPH	BPD	TONS H.	TONS DAY	GPD	GPD	MSCFH	MSCFD
OH-5	9.6	4,800	13.7	329	2.4	57.6	9.40	22.4	5.63	136.4
OH-7	13.4	6,720	19.2	460	3.3	80.6	1,317	31.4	7.95	190.9
OH-10	19.2	9,600	27.4	657	4.8	115.2	1,691	44.8	11.35	272.7
OH-18	34.5	17,280	49.3	1183	8.6	207.4	3,386	80.6	20.45	480.6
OH-22	42.2	21,120	60.3	1447	10.6	253.4	4,139	98.5	25.00	600.0
OH-25	47.9	24,000	68.5	1644	12.0	288.0	4,702	112.0	28.41	684.8
OH-30	57.5	28,800	80.2	1912	14.4	345.6	5,643	134.4	34.10	815.2
OH-40	76.7	38,400	109.6	2630	19.2	460.8	7,524	179.1	45.45	1080.0
OH-50	95.9	48,000	137.0	3288	24.0	576.0	9,405	223.9	56.82	1363.6
OH-70	134.3	67,200	191.8	4703	33.6	806.4	13,105	313.5	79.55	1909.1
OH-100	191.8	96,000	274.0	6576	48.0	1152.0	18,609	447.8	112.64	2727.3
OH-150	287.7	144,000	411.0	9864	72.0	1728.0	28,213	671.8	170.46	4090.9

V CRITÉRIOS DE PROJETO

Considerações sobre os processos de transmissão de calor.

Na análise da transferência de calor para a água alguns fatores devem ser analisados, no projeto prático de caldeiras o coeficiente de película de convecção para a água no estado líquido através dos economizadores, é tão maior do que aquele verificado no lado do gás que pode ser / negligenciado na determinação da superfície do economizador.

Para o dimensionamento do economizador deste sistema gerador de vapor vamos seguir um roteiro de cálculo desenvolvido pela PETRO-CHEMM.

Coefficientes de transferência para a água em evaporação

Em caldeiras, na prática o coeficiente combinado no lado do gás (convecção mais radiação intertubos) raramente excede $30 \text{ BTU/FT}^2\text{HR } ^\circ\text{F}$. Numa estimativa a resistência ao fluxo de calor, o coeficiente de transferência da água em evaporação é geralmente desprezado desde que seu recíproco (a resistência ao fluxo de calor) é muito pequena comparada com a resistência no lado do gás.

É importante no entanto a favor da segurança uma estimativa da queda da temperatura através do filme de vapor na superfície e cálculo da temperatura externa da parede do tubo.

Na evaporação de líquidos, a circulação forçada não é necessária para a obtenção de coeficientes bastan

te elevados.

No entanto como segurança e devido às flutuações na água de alimentação deve ser adotado um coeficiente conservativo para a água em evaporação como $2.000 \text{ BTU/FT}^2\text{HR}^\circ\text{F}$ para determinação da temperatura do feixe de tubos da fornalha.

Para feixes de fornalhas com fornalhas de alto influxo de calor de 100.000 a $200.000 \text{ BTU/HRFT}^2$, a temperatura correspondente estimada dentro dos tubos, causada pela resistência ao influxo de calor através do filme de água vaporizando apresenta-se de 50 a 100°F mais alta do que a temperatura de saturação da mistura em evaporação.

Transferência de calor na fornalha

Uma solução analítica do problema de transferência de calor em uma unidade geradora de vapor é extremamente complexa, e fica muito difícil de se calcular as temperaturas de saída da fornalha pelos processos teóricos.

Desta forma métodos práticos de resolução foram desenvolvidos.

Na fornalha de um gerador de vapor todos os mecanismos de transferência de calor ocorrem simultaneamente convecção entre os gases e paredes de tubos, condução pelas paredes, radiação gasosa e luminosa. As variações na absorção de calor na fornalha depende de muitos fatores, como geometria da câmara, materiais utilizados, emissividade da chama, queimadores etc... . A taxa de absorção de calor por unidade de área pode alcançar, quando limpa (início de operação), até $175.000 \text{ BTU/HR FT}^2$ ou mais e quando a acumulação de cinzas alcançam um equilíbrio, pode ser reduzida até $50.000 \text{ BTU/HR FT}^2$.

Dentre os métodos aplicados na determinação da Te, o mais prático foi sugerido por Rosin e Pheling, e / consiste na aplicação do ábaco em anexo, com os valores de / excesso de ar, PCI do combustível, conteúdo térmico específico dos gases e de uma variável denominada superfície reduzida.

Paralelamente à utilização deste método utilizamos alguns valores como fluxo de calor médio da radiação e carga volumétrica da mesma e construímos gráficos onde se pode determinar de acordo com a condição energética dos gases a sua correspondente temperatura. Os valores de fluxo / de calor e carga volumétrica foram baseados em projetos de sistemas semelhantes a este realizado por um construtor norte-americano.

O GERADOR DE VAPOR (GV)

O gerador de vapor escolhido para utilização no processo de injeção, apresenta a concepção de um único / passe através de todo o sistema, ou seja a água de alimentação entra e passa pelo circuito convertendo-se em vapor (em um único encaminhamento) que é imediatamente utilizado; não existindo desta forma recirculação de água.

No nosso projeto 80% da água de alimentação será vaporizada em um único passe pela caldeira. Desde que o vapor não consegue absorver o calor dos tubos na mesma taxa que a água consegue, é necessário que o gerador de vapor para um único passe seja projetado com menores taxas de absorção de calor. Essas taxas devem ser menores do que aquelas / utilizadas nas caldeiras de vapor de circulação natural.

O gerador de vapor de um único passe baseia-se no uso de água de alimentação com dureza zero de forma a minimizar a probabilidade de deposição de sólidos na tubulação.

Apenas 80% da água será vaporizada de maneira a proporcionar na saída de vapor água suficiente no estado / líquido para conter os sólidos solúveis.

Esta característica neste projeto permite / que seja usada, nos campos de petróleo, água de alimentação contendo maior concentração de sólidos do que aquela possível em projetos convencionais de caldeiras de circulação natural.

A utilização de um gerador de vapor de passe único se justifica pelos seguintes motivos:

Nesta concepção de projeto fica assegurado / um fluxo de água uniforme através de todos os tubos, e não há possibilidade de má distribuição de fluxo, permite ainda uma alta capacidade de reajustamento entre as cargas térmicas e de água de alimentação de maneira a responder rapidamente às mudanças na demanda de vapor, e na pressão do mesmo.

REQUISITOS DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

O gerador de vapor que vai ser dimensionado deve ser projetado de tal forma que possa operar com água de alimentação que possua uma taxa de conteúdo de sólidos dissolvidos maior que as utilizadas nas caldeiras convencionais / dadas as condições de campo.

Uma pesquisa realizada neste tipo de unidades revelou que água de alimentação contendo acima de 800 mi

ligramas de sólidos dissolvidos por litro, pode ser usada / desde que sejam atendidos os seguintes requisitos:

A água deve conter dureza zero e deve haver líquido suficiente na saída do gerador para manter os sólidos em solução.

Como já especificamos, este projeto gerará / vapor com 80% de qualidade, portanto 20% da água de alimentação estará presente na saída do gerador na forma líquida, e é este resíduo que carregará os sólidos dissolvidos para fora do gerador.

Necessitaremos desta forma um equipamento de tratamento de água para retirar a dureza da água de alimentação.

Alguns aspectos do tratamento da água

DUREZA

A operação com sucesso do gerador de vapor / está intimamente ligada ao nível de dureza da água, o equipamento de tratamento deve reduzir esta dureza para o nível de dureza zero requerido para operação.

A função do equipamento abrandador é forçar a troca de íons de sódio (Na) pelos de cálcio (Ca) ou magnésio (Mg) presentes na água não tratada. Este procedimento é necessário pelo fato de que enquanto os sais de sódio são / largamente solúveis em água, os sais de cálcio e magnésio / precipitam na medida em que a mistura vapor-água vai aquecendo e a concentração do líquido residual aumenta.

Se o sistema abrandador não está funcionando de acordo pode ocorrer a presença dos sais de cálcio e/ou / magnésio na água de alimentação.

Estes sais vão tornando-se cada vez menos so

lúveis na medida que a temperatura vai aumentando através do gerador, e vão precipitando-se e formando depósitos nas paredes internas da tubulação. Estes depósitos irão, em pouco tempo, levar a tubulação a um superaquecimento devido ao aumento da resistência térmica, reduzindo a resistência do material e conduzindo-o até à ruptura.

ALCALINIDADE

O pH da água de alimentação deve ser cuidadosamente ajustado e mantido de forma a manter-se levemente no lado alcalino. Uma faixa de pH de 7 a 7,5 é considerada aceitável.

As vantagens deste procedimento são as seguintes:

Na eventualidade da presença de pequenas quantidades de óxido de silício (SiO_2), a água levemente alcalina serve para prevenir a incrustação de sílica internamente aos tubos.

A operação do gerador utilizando água levemente alcalina nos assegurará que o gerador não estará sujeito a condições de água com características ácidas que resultaria em corrosão das tubulações do gerador.

Não podemos permitir ao mesmo tempo, que o / nesse gerador opere com água altamente alcalina, pois quando quando esta água é aquecida os carbonatos e bicarbonatos presentes tendem a se decompor. Os bicarbonatos decompostos formam dióxido de carbono livre e carbonatos, e os carbonatos / em dióxido de carbono e hidróxido de sódio. Caso a água contenha alguma dureza, o cálcio e o magnésio presentes se combinarão com os carbonatos e formarão depósitos nas paredes / internas dos tubos.

OXIGÊNIO

É essencial que todos os traços de oxigênio livre sejam removidos da água de alimentação antes de entrar no gerador, pois o oxigênio é extremamente corrosivo nas temperaturas de operação e também devido às pressões, e causar uma rápida perda das tubulações do gerador.

Desta forma o nosso sistema de tratamento de água deve ter condições para atender todos estes requisitos de qualidade da água .

VI DADOS TÉCNICOS DO GERADOR

I-Unidade Geradora de Vapor de circulação /
forçada.

I-1 Capacidade : 25.000.000 BTU/HR

I-2 Pressão de trabalho : 2500 psig

I-3 Qualidade do vapor : 80%

I-4 Combustíveis : a) petróleo cru
b) gás natural

I-5 Norma : ASME POWER BOILER CODE

I-6 Base : Tipo SKID, em duas seções para /
facilidade de transporte e com elhais para içamento.

I-7 Características do petróleo cru a ser /
queimado

Densidade API 13,1

Densidade relativa à 20°C 0,9749

Água por destilação % Vol. 12,8

Água e sedimentos por centrifugação % Vol

13,0

Teor de sal MgCl/1 114

Enxofre % peso 0,78

Ponto de fluidez °C 24

Fator de caracterização UOP K 11,7

Viscosidades CST (CP)

à 42,2°C 13,574 (13,036)

à 50,0°C 7,865 (7,513)

à 55,6°C 4,303 (4,095)

POÇO 3-FLB-3-CE

I-8 Características do gás a ser queimado

Pressão : 10 a 20 psig

Poder calorífico 1000 a 1200 BTU/FT³

Vazão : atende às necessidades de queima
der.

Temperatura : 302C

I-9 Eficiência Térmica (mínima) : 87%

I-10 Testes : 3750 lbs/in² (1,5 x pressão
de projeto)

I-11 Água deve ter tratamento e apresentar /
dureza teórica=0.

I-12 Sistema de pré-aquecimento do óleo e a-
tomização deste com vapor (ou ar comprimido)

I-13 Ventilador insuflador tipo premente, ou
seja o sistema trabalha com pressão positiva em todas as suas
partes.

I-14 Bomba de alimentação tipo alternativa /
quintuplex (previsão de amortecedores de pulsação na sucção
e no recalque).

I-15 Sistema de pré-aquecimento da água de /
alimentação que entra no setor de convecção através de um /
trocador de calor que utiliza a água que sai da convecção.

I-16 O economizador (setor de convecção) /
terá uma zona de tubos lisos e uma de tubos aletados.

OBSERVAÇÃO- Como a filosofia de instrumentação para um siste-
ma como este atinge um nível de complexidade relativamente /
alto, foge ao escopo deste trabalho a definição de sistema /
era mencionado, porém no capítulo seguinte será dada uma idéia
geral de funcionamento do mesmo.

VII ESCOPO DE INSTRUMENTAÇÃO

O sistema Gerador de Vapor era apresentado , conta , como nas caldeiras normais, com instrumentação para registro de pressões, vazões e temperaturas nos diversos / pontos de controle básico, ou seja na entrada de água de alimentação, saída do pré-aquecedor de água, saída da convecção, entrada da radiação e no separador de vapor.

Na saída da radiação será instalado um vaso separador de vapor onde serão instalados além dos instrumentos de pressão e temperatura, duas válvulas de segurança que deverão estar projetadas para trabalhar em cascata. Além destas válvulas estará instalado um instrumento sensor e transmissor de pressão, este instrumento será integrado no sistema de controle de carga (vazão de água/combustível) do gerador. Neste vaso será instalado ainda um separador de condensado, cuja função é coletar amostras da parte líquida da mistura.

Uma vez coletada esta amostra ela deverá passar por um instrumento onde será medida sua condutividade elétrica. Como a qualidade de vapor deve ser de 80% , a água coletada deverá ter sua concentração de sais aumentada em / 80%, e correspondentemente a corrente conduzida pela amostra será proporcionalmente maior. A comparação entre esta corrente e aquela que passa por uma amostra da água de alimentação gerará uma informação que realimentará o sistema de controle de carga , de forma a garantir os 80% de qualidade de vapor.

O sistema de controle de carga atua por sua

vez baseado nas informações recebidas na saída do vapor e na alimentação da água (vazão), e agirá sobre a alimentação / da água e sobre a carga do queimador.

O controle sobre a alimentação de água é feita através de um sistema de By-pass da bomba de alimentação feito através de uma válvula de controle de vazão operada a ar comprimido e que recebe sinais do sistema de controle de carga.

Identicamente o controle da carga do queimador é feito por válvulas de controle, solenóides e by-pass / na alimentação do óleo e do gás.

Paralelamente ao sistema de controle de carga atua o sistema de segurança de operação do gerador de vapor. Este sistema deve estar aparelhado para detectar possíveis falhas em pontos chave do equipamento.

Estes pontos seriam basicamente os seguintes:

Falha da chama principal do queimador

Falha da chama piloto do queimador

Pressão baixa do gás de alimentação

Pressão baixa do óleo de alimentação

Temperatura alta dos tubos da radiação

Pressão alta do vapor de injeção

Pressão alta no gás e no óleo de alimentação

Temperatura do vapor de injeção (alta)

Falha do sistema de ignição automática

Em qualquer um destes casos está previsto a caída da produção do gerador desligando seus sistemas de alimentação e a entrada em circuito de uma sirene de alarme.

Para a reentrada em operação o sistema deverá estar com a falha acusada já sanada, do contrário este não / terá condições de partir.

VIII CÁLCULO TÉRMICO

COMBUSTÍVEIS

ÓLEO BPF (comp. peso)		GÁS NATURAL (comp. molar)	
Carbôno	85,89%	N ₂	3,01%
Hidrogênio	11,66%	CO ₂	0,30%
Enxôfre	2,4 %	CH ₄	76,68%
Água	0,05%	C ₂ H ₆	5,12%
		C ₃ H ₈	7,13%
		C ₄ H ₁₀	5,35%
		C ₅ H ₁₂	2,41%

Vamos utilizar um queimador dual, para a queima dos tipos de combustíveis.

Devido ao fato de este tipo de equipamento / precisar operar com água de altas concentrações de sólidos , devemos utilizar uma taxa de absorção de calor relativamente baixa, para que não ocorram problemas de incrustação nas paredes dos tubos. Desta forma uma taxa considerada moderada / para um equipamento como este é da ordem de 12.000-20.000 / BTU/HR FT² , no nosso caso vamos adotar uma taxa na radiação de 15.000 BTU/HR FT² (40.690 KCAL/HR M²)

Nas modernas caldeiras recomenda-se a utilização de uma taxa de absorção de calor na zona de irradiação / entre 60-70% do calor total a ser absorvido na caldeira, o / que se justifica devido à utilização de menor área para a -

bsorcão de uma mesma taxa de calor do que na zona de convecção.

Este tipo de gerador de vapor não justifica a utilização de um sistema de pré-aquecimento de ar, devido desejar-se construções compactas e facilmente transportáveis.

Desta forma o rendimento térmico deste equipamento não poderá alcançar os níveis de uma unidade fixa, / com pré-aquecimento de ar.

Portanto vamos assumir como um valor razoável o valor de 88% para o rendimento térmico da unidade.

No compute da carga térmica total do gerador de vapor deverão ser levados em consideração o vapor designado para a atomização do óleo combustível, assim como o calor necessário ao aquecimento do óleo.

O óleo BPF deve ser aquecido para que atinja o queimador em condições de ser atomizado, devido à sua alta viscosidade.

Segundo informações adquiridas junto à alguns fabricantes de queimadores, deveremos dispor de uma carga / térmica adicional de 1% para a atomização e de 110 BTU/lb de óleo no pré-aquecimento do óleo BPF.

A) Cálculo das Vazões de Combustíveis necessárias para a carga do gerador

Combustível Óleo BPF

A geração de calor para utilização para o / vapor de injeção é de 25.000.000 BTU/HR ou 6.300.403,2 Kcal/HR .

Para a atomização do óleo combustível teremos
 $0,01 \times 25.000.000 = 250.000 \text{ BTU/HR}$

Para esta capacidade deveremos ter um montante de : $B = Q_t / pci \times n = \frac{25.250.000}{18.127 \times 0,88} = 1582,8974 \text{ lb/hr de óleo}$

Devemos no entanto adicionar a parcela relativa ao pré-aquecimento do óleo:

$$Q_{aq}(\text{óleo}) = 1582,8974 \times 110 = 174.118,714 \text{ BTU/HR}$$

Portanto o novo valor de calor total será:

$$Q_t = 25.424.118,71 \text{ BTU/HR}$$

novo valor de B :

$$B = \frac{25.424.118,71}{18.127 \times 0,88} = 1593,81 \text{ lb/hr}$$

$$Q_{aq}(\text{óleo}) = 175.319,40 \text{ BTU/HR}$$

$$Q_t = 25.425.319,4 \text{ BTU/HR}$$

novo valor de B :

$$B = 1593,88 \text{ lb/hr}$$

$$Q_{aq}(\text{óleo}) = 175.327,68 \text{ BTU/HR}$$

$$Q_t = 25.425.327,68 \text{ BTU/HR}$$

Estabilização :

$$B = 1593,8886 \text{ lb/hr}$$

$$Q_{aq}(\text{óleo}) = 175.327,7414 \text{ BTU/HR}$$

$$Q_{atom} = 250.000,00 \text{ BTU/HR}$$

$$Q_{vapor} = 25.000.000,00 \text{ BTU/HR}$$

$$Q_{TOTAL} = 25.425.327,74 \text{ BTU/HR}$$

Vazão de água: Para o caso de óleo o calor / útil utilizado na vaporização da água (para utilização em

injecção) será : $Q_u = 25.250.000 \text{ BTU/HR}$

Sabemos que :

$$D = \frac{Q_u}{(h_v - h_a)} \quad \text{onde as condições de / saída da água são :}$$

Título = 0,8 Pressão 2500 psig (175,77 Kgf/cm²)

Portanto :

$$T_{\text{sat}} = 668,13 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (353,4} ^\circ\text{C)}$$

$$v_l = 0,0287 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$v_v = 0,1307 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$h_l = 730,6 \text{ BTU/lb}$$

$$h_v = 1091,1 \text{ BTU/lb}$$

Para o vapor de qualidade 0,8 :

$$h_{(0,8)} = 0,8 \times (h_v) + (1-0,8) \times (h_l) = 1019 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Considerando a água entrando no circuito à 10°C (50°F) e 2500 psig, temos :

$$h_l = 25,23 \text{ BTU/lb}$$

$$v_l = 0,015895 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$\text{Portanto :} \quad D = \frac{25.250.000}{(1019-25,23)} = 25.408,29 \text{ lb/hr de água .}$$

Combustível Gás Natural

Para este caso devemos ter somente o calor a ser fornecido à água : $Q = 25.000.000 \text{ BTU/HR .}$

$$\text{Portanto :} \quad B = \frac{25.000.000}{(19.982,35 \times 0,88)} = 1421,7092 \text{ lb/hr}$$

Observação : os valores dos PCI para o gás e para o óleo

foram retirados dos anexos 1 e 2 de acordo com a composição dos combustíveis.

$$\text{densidade gás natural} = \frac{2,702 \times SG \times P}{T \times Z}, \text{ onde}$$

$$SG = \frac{M}{29} = \frac{22,8078}{29} = 0,7865 \quad - P = 14,7 \text{ PSIA}$$

$$- T = 520 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$P_c (\text{mistura}) = \sum_{i=1}^n y_i \times P_{ci}$$

$$T_c (\text{mistura}) = \sum_{i=1}^n y_i \times T_{ci}$$

$$P_c (\text{mistura}) = 0,031 \times (492) + 0,003 \times (1071) + 0,7668 \times (673) +$$

$$0,0512 \times (708) + 0,0713 \times (617) + 0,0535 \times (551) +$$

$$0,0241 \times (489) = \underline{655,58} \text{ PSIA}$$

$$T_c (\text{mistura}) = 0,0301 \times (227,1) + 0,003 \times (547,5) + 0,7668 \times (343,9) +$$

$$0,0512 \times (549,8) + 0,0713 \times (665,9) + 0,0535 \times (765,2) +$$

$$0,0241 \times (845,88) = \underline{409,133} \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$P_r = \frac{14,7}{655,58} = 0,022 \quad T_r = \frac{520}{409,133} = 1,2709$$

$$\text{Fator de compressibilidade } Z = 0,996839$$

$$\text{densidade do gás natural} = \frac{2,702 \times 0,7865 \times 14,7}{520 \times 0,996839} = 0,060266 \text{ lb/ft}^3.$$

$$\text{Portanto : Vazão de gás será } \dot{V} = \frac{1421,7092}{0,060266} = 23.590,5 \text{ SCFH}$$

A vazão de água quando estivermos queimando gás será :

$$D = \frac{25.000.000}{(1019-25,23)} = 25.156,726 \text{ lb/hr}$$

B) Verificação do diâmetro da tubulação a ser usada na linha de água e na de vapor

A condição mais crítica é na utilização de óleo combustível onde $\dot{V} = 25.408,29 \text{ lb/hr}$

Na entrada da água de alimentação esta apresenta-se nas seguintes condições : 10°C e 2500 psig $v_1 = 0,015895 \text{ ft}^3/\text{lb}$.

Na saída teremos esta água vaporizada à 80% com $353,4^\circ\text{C}$, 2500 psig e $v_{(0,8)} = 0,1103 \text{ ft}^3/\text{lb}$

Utilizaremos tubulação de $2 \frac{1}{2}''$ (Conforja) SCH 160 , que posteriormente será verificada pelo cálculo mecânico.

Diâmetro interno $2,125 \text{ in}$

Diâmetro externo $2,875 \text{ in}$

Área interna da tubulação $= 3,54656 \text{ in}^2 = 0,0246289 \text{ ft}^2$

Velocidades

$$V_{\text{entrada}} = \frac{25.408,29 \text{ lb/hr} \times 0,015895 \text{ ft}^3/\text{lb}}{0,0246289 \times 3600} = 4,555 \text{ ft/s} \quad (1,388 \text{ m/s})$$

$$V_{\text{saída}} = \frac{25.408,29 \times 0,1103}{0,0246289 \times 3600} = 31,608 \text{ ft/s} \quad (9,6343 \text{ m/s})$$

Estas velocidades estão em uma boa faixa para efeito de perda de carga.

C) Determinação das dimensões básicas da zona de radiação

Baseados em critérios de projetos de equipamentos semelhantes a este construídos nos Estados Unidos, podemos adotar com uma boa margem de segurança uma taxa volumétrica / horária de queima como $15.000 \text{ BTU/HR FT}^3$, e uma de absorção por unidade de área de $15.000 \text{ BTU/HR FT}^2$.

O arranjo dos tubos na radiação será cilíndrico na horizontal, devido à questão de mobilidade do equipamento sobre carretas e sua alocação sobre SKIDs. Ainda devido a este fato, a largura do casco e partes mais externas da seção de convecção não deverá exceder os 3 metros, afim de poder ser / transportada por carretas sem a necessidade de batedores, e / que tornaria o processo de transporte bastante mais caro.

O caso em que existe maior absorção de calor / na radiação é quando se queima óleo onde teremos para uma proporção de absorção de 60% um calor $Q_r = 15.255.196,8 \text{ BTU/HR}$.

Portanto teremos um volume para a câmara de radiação de :

$$\text{Volume} = \frac{15.255.196,8 \text{ BTU/HR}}{15.000 \text{ BTU/HR FT}^3} = 1017,013 \text{ FT}^3$$

Adotando a taxa de $15.000 \text{ BTU/HR FT}^2$, teremos uma estimativa inicial para a área da radiação de :

$$\text{Área} = \frac{15.255.196,8 \text{ BTU/HR}}{15.000 \text{ BTU/HR FT}^2} = 1017,013 \text{ FT}^2$$

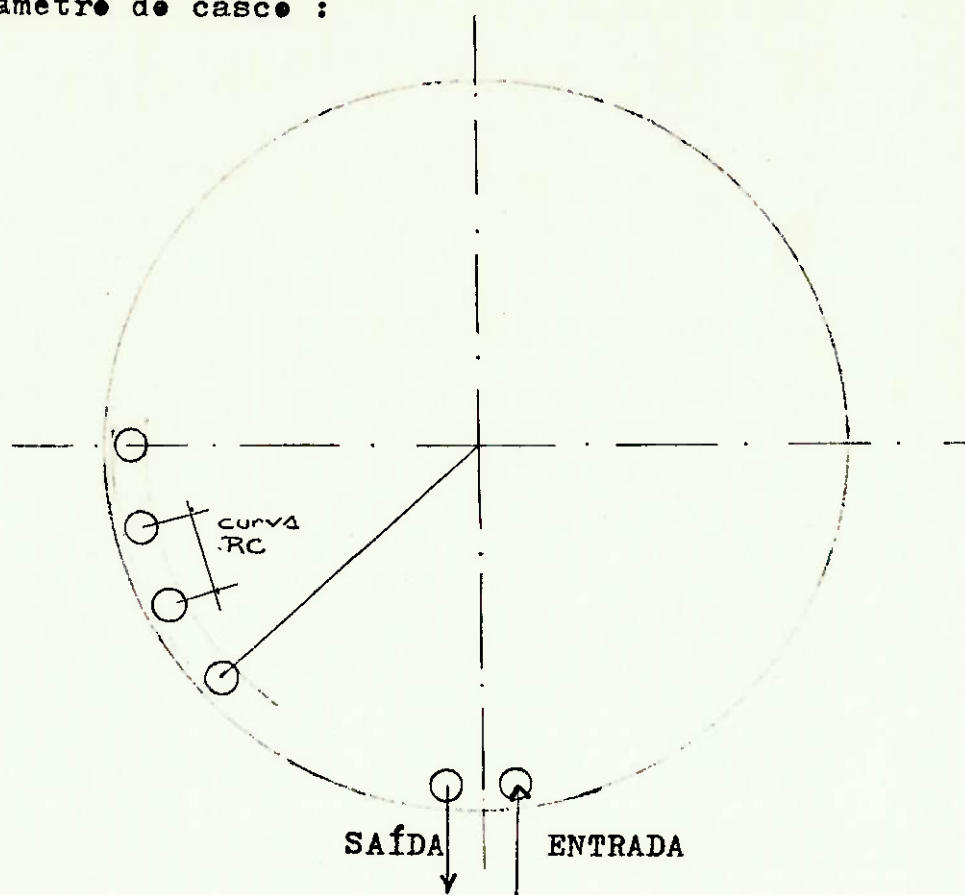
Vamos fixar o comprimento reto dos tubos da radiação em / 25 FT (7,62 metros), e sendo seu diâmetro externo 2,875" /

teremos uma área externa por tubo de $A_{\text{tubo}} = 25 \times \left(\frac{\pi \times 2,875}{12} \right)$
 $= 18,816 \text{ FT}^2 / \text{tubo} \quad (1,74806 \text{ m}^2)$

Portanto o número total de tubos será $N_T = \frac{1017,13}{18,816} = 54,05$

ou seja 54 tubos.

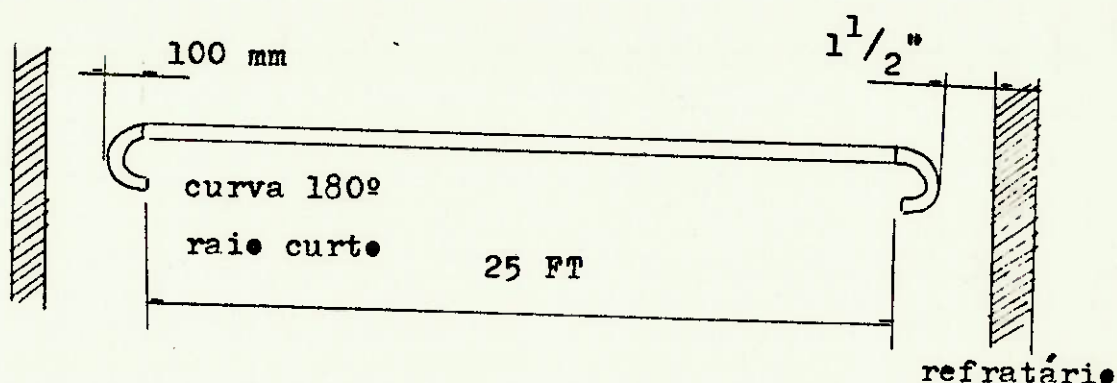
Disposição dos tubos de forma cilíndrica, e determinação do diâmetro de casco :



Como estamos usando curvas de raio curto, o distanciamento entre as linhas de centro dos tubos é de 5". Como teremos 54 / espaçamentos o diâmetro na altura dos centros dos tubos até o centro do casco será :

Comprimento $= 2 \times \pi \times R = 54 \times 5/12$, portanto $2R = D = 7,16197 \text{ FT} \quad (2183 \text{ mm})$.

Como os tubos estarão encostados no isolamento o diâmetro da seção será $D_{\text{seção}} = 2183 + 2,875 \times 25,4 = 2256 \text{ mm}$



Comprimento da câmara de combustão :

$$L = 25 \frac{3}{12} \frac{200}{12} \times 25,4 = 25,906167 \text{ FT}$$

$$\text{Área da secção } A = \left(\frac{2256}{1000} / 0,3048 \right)^2 \times \frac{\pi}{4} = 43,0267 \text{ FT}^2$$

$$\text{Área ocupada pelos tubos } A_t = 54 \times \frac{\pi}{4} \left(\frac{2,875}{12} \right)^2 = 2,434 \text{ FT}^2$$

$$\text{Área livre } A_L = 43,0267 - 2,4344 = 40,63257 \text{ FT}^2$$

$$\text{Volume da câmara de radiação } Vol = 40,63257 \times 25,906167 = 1052,63 \text{ FT}^3.$$

$$\text{Volume requerido} = 1017,013 \text{ FT}^3$$

$$\text{Volume apresentado} = 1052,63 \text{ FT}^3$$

Portanto temos as seguintes dimensões finais /

$$L_{\text{RADIAÇÃO}} = 7897 \text{ mm}$$

$$D_{\text{RADIAÇÃO}} = 2256 \text{ mm}$$

Comprimento dos tubos 25 FT

Quantidade 54 ϕ 2 1/2" SCH 160

Curvas 180° de raio curto, quantidade 53.

D) Cálculo térmico da zona de radiação

Como já dissemos anteriormente o método que / será aplicado nesta etapa de cálculo será aquele sugerido por Rosin e Pheling, através do uso dos ábacos presentes nos anexos 5, 6 e 7.

CASO ÓLEO

Determinação do coeficiente de irradiação $\underline{C}$:

Segundo o ábaco de anexo 6 vamos determinar o coeficiente de irradiação para o óleo em função da relação entre a área da chama e a área de tubos expostos.

O queimador utilizado será de fabricação da North American com as seguintes características de chama : diâmetro 4' e comprimento 18'.

Portanto : Área da chama : 226,1946 FT^2

Área da Superfície Irradiada (180°)

$$54 \times 11 \times 2,875/12 \times 25 = 1016,109 \text{ FT}^2$$

$$\text{Superfície Irradiada} = 508,0544 \text{ FT}^2$$

$$F_1 = 226,1946 \text{ FT}^2$$

$$F_2 = 508,0544 \text{ FT}^2$$

$$F_1/F_2 = 0,4452$$

Do ábaco WD10b temos $\underline{C} = 4,625$

Superfície Reduzida :

$$S_{\text{red}} = \frac{C \times 1000 \times S_{\text{irr}}}{4 \times V_g}$$

Do anexo 2 " Análise dos Gases da Combustão ", temos que a vazão mássica é 17,8096 LB gases/LB combustível.

Do balanço térmico temos o consumo de 1593,888 lb/hr de /

combustível, e portanto : Vazão de gases = 28.386,518 lb/hr .

Devemos agora determinar a vazão de gases em termos volumétricos, e portanto a densidade destes nas condições normais.

Para a mistura vamos ter :

T_c (mistura) = 355,67 °R (de acordo com as proporções molares constantes no anexo 2.)

P_c (mistura) = 825,4763 PSIA (idem)

$$T_R = \frac{492}{355,67} = 1,3833 \quad P_R = \frac{14,7}{825,47} = 0,0178$$

Portanto o fator de compressibilidade será $Z = 0,9967$

$$\text{Densidade} = \frac{2,702 \times \text{SG} \times P}{T \times Z}, \text{ onde } \text{SG} = \frac{M}{29}$$

Do anexo 2 temos $M = 29,1161$ e $\text{SG} = 1,004$

Densidade do gás = 0,0813245 lb/ft³

$$\text{Portanto } \dot{V} = \frac{28.386,518}{0,0813245} = 349.052,475 \text{ SCFT/HR}$$

$$\dot{V} = 9.885,166 \text{ NM}^3 / \text{HR} ,$$

$$\text{Portanto } S_{\text{red}} = \frac{4,625 \times 1000 \times S_{\text{irr}}}{4 \times V_g}$$

$S_{\text{irr}} = 581,325 \times \phi$, os 581,325 correspondem à área plana e $\phi = 0,84$ portanto $S_{\text{irr}} = 488,313 \text{ FT}^2$ (45,366 m²)

$$S_{\text{red}} = \frac{4,625 \times 1000 \times 45,366}{4 \times 9885,166} = 5,306$$

Entalpia dos gases. (Kcal/Nm³)

$$H = \frac{25.425.328 \text{ BTU/HR}}{9885,166 \text{ NM}^3/\text{hr}} = 648,20 \text{ Kcal/Nm}^3$$

Segundo o gráfico WD11 anexo 7 :

Poder calorífico do óleo 18.127 BTU/LB = 10.078,6 $\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$

Excesso de ar 20%, $S_{\text{red}} = 5,306$, $H = 648,2 \text{ Kcal/NM}^3$

Encontramos $T_{\text{saída câmara}} = 865 \text{ °C}$

Checagem da temperatura pelo diagrama do anexo

4 :

Para um calor absorvido de 15.255.196,8 BTU/HR e uma vazão de combustível de 1593,888 lb/hr, teremos um calor absorvido de 9571 BTU/LB combustível.

$$T_{\text{saída câmara}} = 1770^{\circ}\text{F} = 965,55^{\circ}\text{C}$$

Esta discrepância existe devido ao fato de que na realidade a temperatura da parede será mais alta do que 300 °C, uma vez que a água está vaporizando à 353,3°C, e o tubo / estará cerca de 20 a 40 °C acima da temperatura do fluido.

Isto resulta que os gases deixarão a câmara de combustão (radiação) à uma temperatura mais elevada que aquela encontrada pelo gráfico WD11 . Portanto a temperatura de saída dos gases será 965,55°C .

CASO GÁS

Checagem da radiação para a queima de gás natural.

Recomenda-se utilizar para queima de gás natural um coeficiente $C = 3,5$

De anexo 1 temos uma vazão mássica de 20,0196 $\frac{\text{lb gases}}{\text{lb comb.}}$

De balance térmico temos um consumo de 1421,7092 lb/hr.

Vazão de gases = 28.462,0495 lb/hr

Densidade dos gases :

$$T_c (\text{mistura}) = 394,264^{\circ}\text{R} , P_c (\text{mistura}) = 948,54 \text{ PSIA}$$

$$T_R = 492/394,264 = 1,2478 ; P_R = 14,7/948,54 = 0,0155$$

fator de compressibilidade $Z = 0,9964$

$$\text{Densidade dos gases (segundo anexo 1)} = 0,078437 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

Portanto $\dot{V} = \frac{28.462,0495}{0,0784375} = 362.862,78 \text{ SCFT/HR}$

$\dot{V} = 10.275,129 \text{ NM}^3/\text{HR}$

$S_{\text{RED}} = \frac{3,5 \times 1000 \times 45,366}{4 \times 10.275,12} = 3,863$

Entalpia dos gases :

$H = \frac{25.000.000}{10.275,129} = 2433,06 \text{ BTU/FT}^3 = 613,17 \frac{\text{Kcal}}{\text{NM}^3}$

Segundo o gráfico WD11 :

$\text{PCI} = 19.982 \text{ BTU/LB} = 11.109,99 \text{ KCAL/KG}$

Excesso de ar 20%, $S_{\text{RED}} = 3,86$

Entalpia = $613,17 \text{ Kcal/NM}^3$

Encontramos $T_{\text{saída câmara}} = 907,5^\circ\text{C}$

Checagem da temperatura da câmara pelo diagrama do anexo 3 :

Como estamos absorvendo 60% do calor na radiação temos $Q_R = 15.000.000 \text{ BTU/HR}$, e uma taxa de alimentação de 1421,7092 lb/hr de combustível. Portanto um calor absorvido de 10550,68 BTU/LB combustível.

$T_{\text{saída câmara}} = 1700^\circ\text{F} = 926,7^\circ\text{C}$

Desta forma a convecção deverá ser dimensionada atendendo os dois casos, e também atendendo o requisito de não atingir a temperatura de orvalho dos compostos de SO_2 , para evitar o perigo da precipitação de compostos sulfurosos na tubulação mais fria (saída dos gases) e colocação em risco / destes elementos.

E) Checagem das condições da água em todo o sistema .

A quantidade de calor necessária para levar a água do estado de líquido saturado até o de saturação com título de 80% é :

$$T_{\text{sat}} = 668,13 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_1 = 730,6 \text{ BTU/LB}$$

$$h_{0,8} = 1019 \text{ BTU/LB}$$

Para uma vazão de água :

$$\text{Queimando óleo } D = 25.408,29 \text{ LB/HR}$$

$$\text{Queimando gás } D = 25.156,726 \text{ LB/HR}$$

Portanto :

$$\text{Óleo } Q = 25.408,29 \times (1019 - 730,6) = 7.327.750,8 \frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$$

$$\text{Gás } Q = 25.156,726 \times (1019 - 730,6) = 7.255.199,78 \frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$$

Desta forma como para ambos os casos a taxa de absorção de calor na radiação é cerca de duas vezes o valor encontrado, a água entra no circuito da radiação como líquido / comprimido e inicia sua vaporização em determinado ponto da / serpentina de radiação.

Determinação da temperatura da água na entrada da radiação

Caso óleo

$$Q_{\text{RAD}} = 15.255.196 \text{ BTU/HR} ; \dot{m} = 25.408,29 \text{ LB/HR}$$

$$(h_{1 \text{ sat}} - h_{\text{ent}}) = \frac{ (15.255.196,8 - 7.327.446) }{ 25.408,29 }$$

$$(h_{1 \text{ sat}} - h_{\text{ent}}) = 312,002 ; h_1 = 730,6$$

$$\text{Portanto } h_{\text{ent}} = 418,59 \text{ BTU/LB}$$

E portanto $T_{ent} = 437,96 \text{ } ^\circ\text{F}$

Caso gás

$$Q_{rad} = 15.000.000 ; \dot{m} = 25.156,726 \text{ LB/HR}$$

$$(h_{sat} - h_{ent}) = \frac{(15.000.000 - 7.255.199,778)}{25.156,726}$$

$$(h_{sat} - h_{ent}) = 307,86 ; h_{sat} = 730,6$$

$$h_{ent} = 422,73 \text{ BTU/LB portanto } T_{ent} = 441,82 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Condições da água em cada ponto do sistema

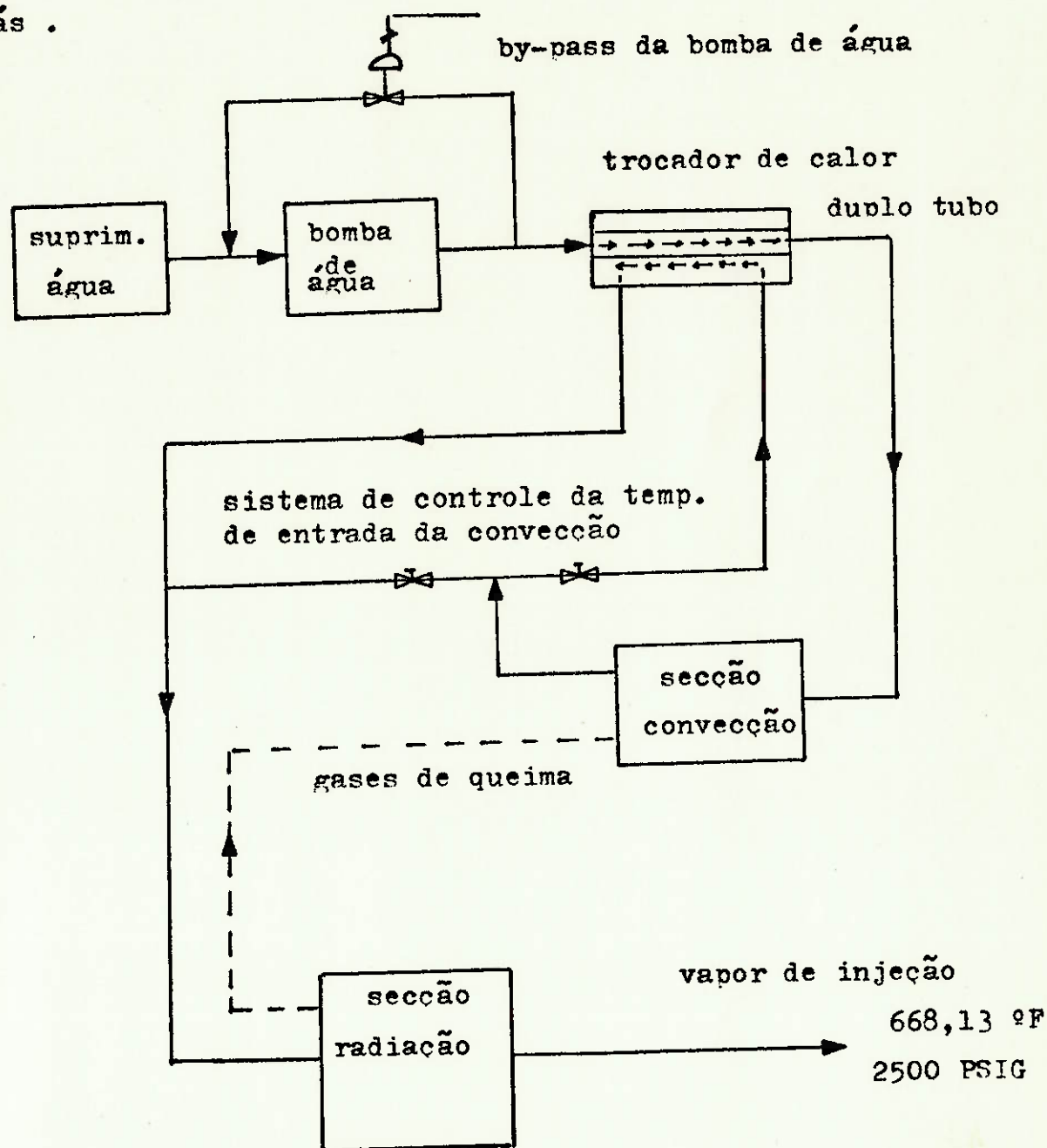
Caso Gás

Segundo o esquema de fluxo mostrado na página seguinte podemos ver que antes de a água dar entrada na zona de convecção, esta é pré-aquecida através de um trocador de calor tipo duplo tubo.

Este trocador é colocado nesta posição por dois motivos principais, o primeiro é para evitar choques térmicos na serpentina da convecção devido à entrada de água fria numa serpentina onde estaremos fixando a temperatura de saída dos gases em 400°F .

O segundo motivo é o fato de que devido à presença de enxofre no óleo combustível, os gases de combustão / apresentarão H_2S , e a presença de água fria no final da serpentina acarretaria o abaixamento da temperatura dos gases de queima e a possível condensação dos compostos sulfurosos devido o alcance da temperatura de orvalho. Aliás este também é o motivo pelo qual fixamos a temperatura de saída dos gases em $400 \text{ } ^\circ\text{F}$ (de acordo com a concentração do enxofre).

Diagrama de fluxo do gerador no caso da queima /
de gás .

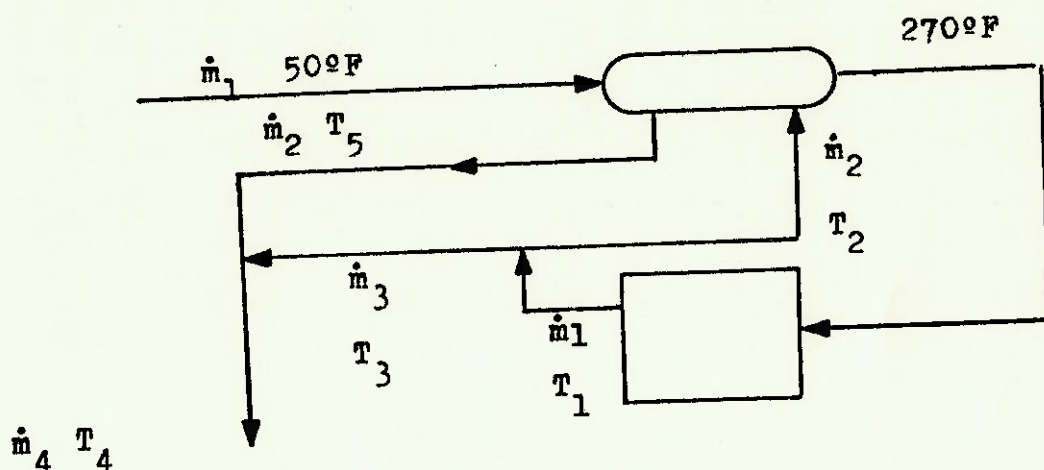


Vamos adotar uma temperatura de entrada da água na convecção de 270 °F.

A água que sai da convecção terá seu fluxo dividido em duas parcelas, uma seguirá para o trocador duplo-tubo, após o que juntar-se-á à outra parcela seguindo juntas /

agora rumo à secção de radiação.

Condições da água antes e depois da zona de convecção



Carga térmica da convecção : $Q_c = 10.000.000 \text{ BTU/HR}$

Variação da entalpia da água na convecção = $\frac{10.000.000}{25.156.726} =$

397,508 BTU/LB

Entrada da convecção $T = 270 \text{ °F}$ $h_{270} = 243,962 \text{ BTU/LB}$

Portanto $h_1 = 243,962 + 397,508 = 641,47 \text{ BTU/LB}$

$h_2 = 641,47 = h_3$

Portanto $T_1 = T_2 = T_3 = 620,494 \text{ °F}$

A bifurcação da linha após a saída da convecção existe para efeito de ajuste da temperatura de entrada na convecção da água de alimentação. As vazões designadas para cada uma das tubulações devem ser alteradas quando a temperatura / da água de alimentação varia (caso inverno), ou quando a vazão desta varia.

A vazão que segue para o trocador estará apenas limitada pela área máxima de troca do trocador para que o calor a ser trocado possa efetivamente o ser.

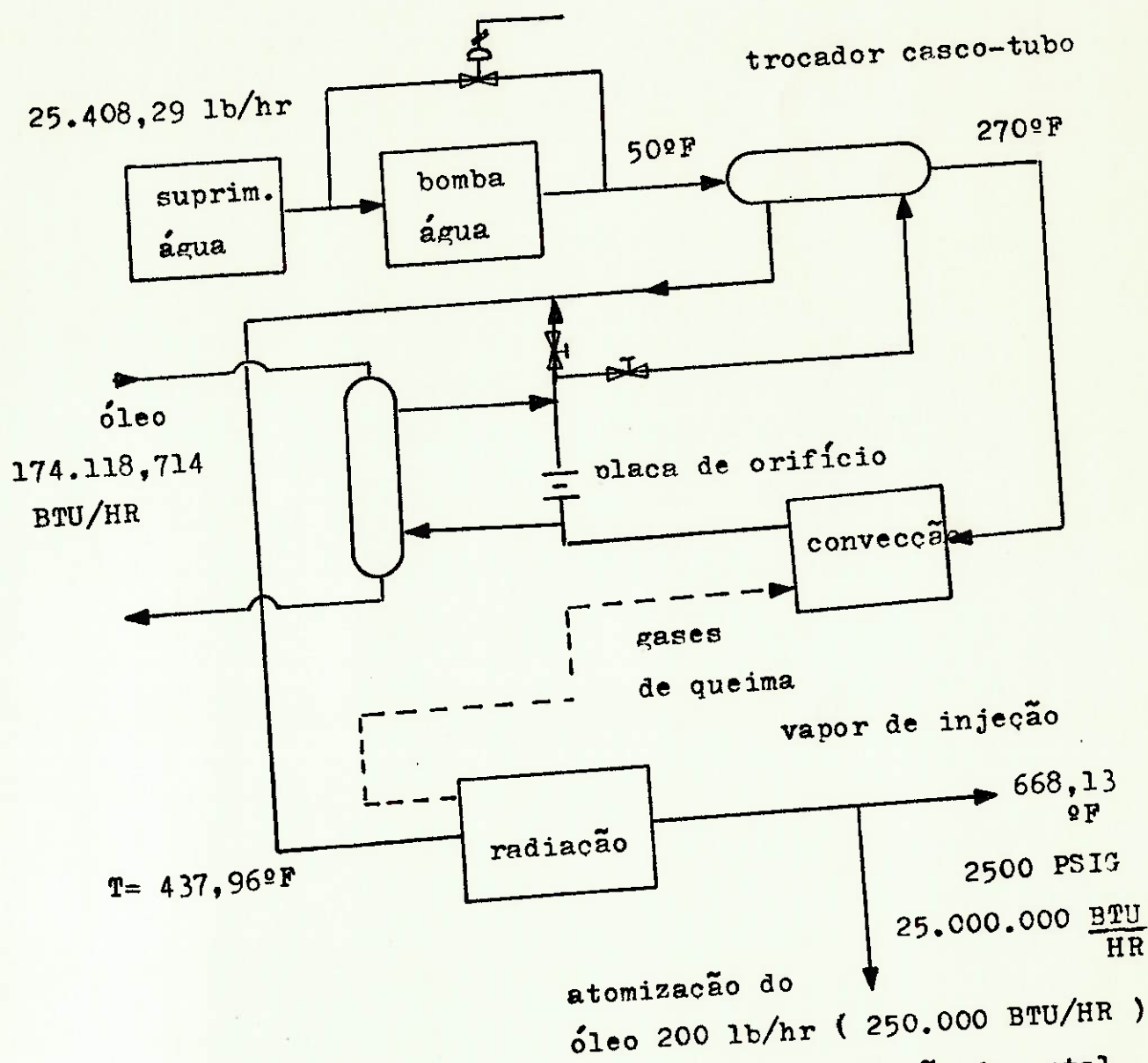
Quaisquer que sejam as vazões $\dot{m}_2$ e $\dot{m}_3$ e consequentemente a temperatura T_5 sabemos que :

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad \text{e sabemos que em 4}$$

$$T_4 = 620,494 \text{ } ^\circ\text{F}.$$

Caso Óleo

Diagrama de fluxo do gerador queimando óleo



Condição da água deixando a convecção : variação da ental-

via da água após a passagem pela zona de convecção =

$$= Q_r / \dot{m}_{\text{água}} = \frac{10.170.131,2 \text{ BTU/HR}}{25.408,29 \text{ LB/HR}} =$$

$$= 400,268 \text{ BTU/LB}$$

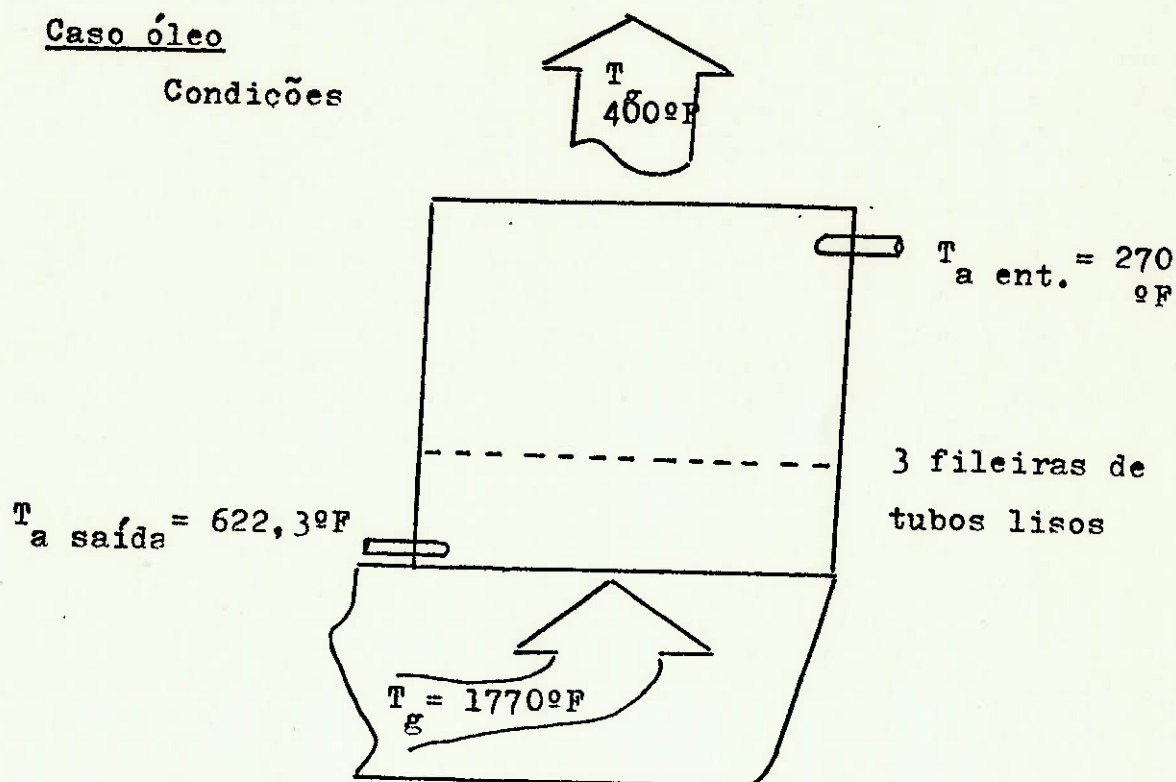
$$\text{Portanto } h_{\text{saída conv.}} = 243,962 \quad 400,268 = 644,23 \text{ BTU/HR}$$

$$T_{\text{saída conv.}} = 622,26 \text{ }^{\circ}\text{F} .$$

F) Cálculo da secção de convecção do GV

Caso óleo

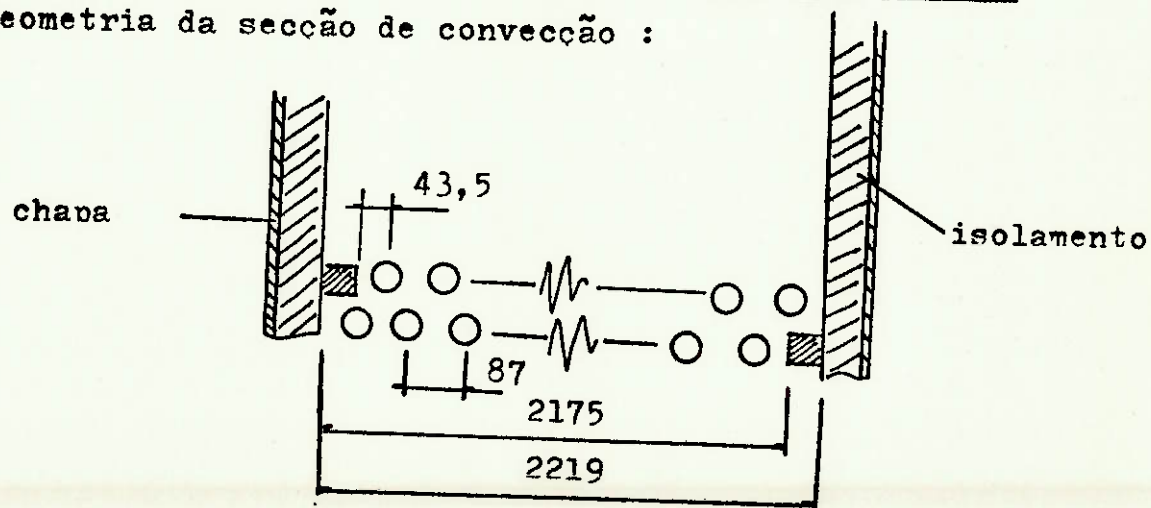
Condições



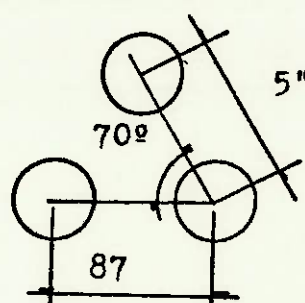
Vamos utilizar 3 fileiras de tubos lisos, que serão os tubos que estarão expostos aos processos de radiação gasosa e de convecção

Cálculo do coeficiente de convecção do gás de queima

Geometria da secção de convecção :



Ø 2 1/2"



5" (curva 180° RC)

Vamos usar tubos em passo / triangular

Usaremos fileiras com 25 tubos cada uma, sendo que cada um dos tubos terá um comprimento de 8' (2438,4 mm).

Área livre de passagem :

$$\text{Área total livre} = 8 \times 7,135826 = 57,0866 \text{ FT}^2$$

$$\text{Área projetada dos tubos} = \frac{2,875}{12} \times 25 \times 8 = 47,91666 \text{ FT}^2$$

$$\text{Área livre} = 9,16994 \text{ FT}^2$$

Vazão mássica dos gases de queima :

$$G = \frac{28.386,518}{9,1699} \text{ lb/hr} = 3095,60 \text{ lb/hr ft}^2$$

Vamos supor uma temperatura de saída dos gases, do trecho de tubos lisos como sendo 1350 °F.

$$\text{Temperatura média } T_m = 1560 \text{ °F}$$

Composição	y_i	C_p
CO ₂	0,1767	0,302
H ₂ O	0,0585	0,568
O ₂	0,0364	0,264
N ₂	0,7257	0,2845

$$\text{Portanto } C_{p \text{ gases}} (1560) = 0,30266 \text{ BTU/HRFT}^2$$

$$\text{Viscosidade dos gases (1560)} = 0,0435 \text{ cp} = 0,10527 \text{ lb/hr ft}$$

$$\text{Condutibilidade térmica dos gases (1560)} = 0,0425 \text{ BTU/FT °F}$$

$$\text{Número de Reynolds} = Re = \frac{D_e \times G}{\text{Visc.}} \quad ; \quad D_e = \frac{4 \times \text{Área livre}}{\text{perímetro molhado}}$$

$$D_e = 4 \times \left(\frac{1}{2} \times (3,42519) \times 0,93951065 \times 5 - (0,5 \times \pi \times 2,875^2 / 4) \right) / (0,5 \times \pi \times 2,875)$$

$$D_e = 0,3542265$$

$$Re = \frac{0,3542265 \times 3095,6}{0,10527} = 10.416,5$$

$$\frac{\bar{h}_c \times D_e}{K_f} = 0,33 \times C_h \times (Re)^{0,6} \times Pr^{0,3}$$

$$\bar{h}_c = 0,33 \times 1,0 \times \frac{0,0425}{0,354226} \times (10.416,5)^{0,6} \times (0,30266 \times 0,10527 / 0,0425)^{0,3}$$

$$\text{Portanto } \bar{h}_c = 9,35 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para tubos em quicôncio em 3 fileiras

$$\bar{h}_{nc} / \bar{h}_c = 0,83 \quad \bar{h}_{cn} = 7,7605 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo do coeficiente de radiação gasosa

Segundo o método de Koch, diagramas do anexo 8 :

temperatura do gás $T_{gM} = 1560 \text{ } ^\circ\text{F} (848,89 \text{ } ^\circ\text{C})$

Pressão parcial do CO_2 e da H_2O

Temperatura da parede do tubo, assumir $T_{MT} = 1000 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$P_{\text{CO}_2} = y_{\text{CO}_2} \times P_T \quad P_{\text{H}_2\text{O}} = y_{\text{H}_2\text{O}} \times P_T$$

Pressão na câmara de radiação 1 kgf/cm^2

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0946 \times 1,0 = 0,0946 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$P_{\text{CO}_2} = 0,1169 \times 1,0 = 0,1169 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\text{H}_2\text{O} - T_{MT} = 1000 \text{ } ^\circ\text{F} (537,78 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$- T_g = 1560 \text{ } ^\circ\text{F} (848,88 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$E = 12 ; P = 0,0946$$

$$\text{Portanto } h_{r \text{ H}_2\text{O}} = 8,5 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ (1,74 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$\text{CO}_2 \quad P = 0,1169 \text{ kgf/cm}^2 ; E = 12,3$$

$$h_r \text{ CO}_2 = 14,25 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2,92 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$H_{\text{TOTAL}} = 12,4205 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo do coeficiente de transmissão de calor da água

$$\text{Na entrada} \quad T = 530 \text{ } ^\circ\text{F} \quad K = 0,3346 \text{ BTU/ FT } ^\circ\text{F}$$

$$C_p = 1,262 \text{ BTU/LB } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Visc} = 0,24048 \text{ LB/FT HR}$$

$$h = \frac{K}{D} \times \left(\frac{C_p \times \text{Visc}}{K} \right)^{1/3} \times \left(\frac{\text{Visc}}{\text{Visc } W} \right) \times \phi \left(\frac{D \times G}{\text{Visc}} \right)$$

$$D_{\text{int}} = 2,125" \quad A_{\text{int}} = 0,0246289 \text{ FT}^2$$

$$G_{\text{int}} = 1031644,767 \text{ lb/hr ft}^2 = 286,567 \text{ lb/ft}^2 \text{ s}$$

$$D G / \text{Visc} = 2,125 \times 286,567 / 0,24048 = 6128,06$$

$$\text{Portanto } \phi D G / \text{Visc} = 20.000 \quad (\text{vide anexo 9})$$

$$h = \frac{0,3346}{2,875} \times \left(\frac{1,262 \times 0,24048}{0,3346} \right)^{1/3} \times 1,0 \times 20.000 =$$

$$h = 1678,2 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F} , \text{ assumindo uma incrustação de } 0,001 \text{ FT}^2 \text{ HR } ^\circ\text{F} / \text{ BTU}$$

$$h_{\text{ent sujo}} = \frac{1}{\frac{1}{1678,2} + 0,001}$$

$$h_{\text{ent sujo}} = 626,62 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Na saída} \quad T = 622,3 \text{ } ^\circ\text{F} \quad C_p = 0,7455 \text{ BTU/LB } ^\circ\text{F}$$

$$K = 0,28157 \text{ BTU/FT } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Visc} = 0,132 \text{ LB/FT HR}$$

$$D G / \text{Visc} = 11.164 \quad \phi (D G / \text{Visc}) = 33.000$$

$$h = \frac{0,28157}{2,875} \times \left(\frac{0,7455 \times \text{Visc}}{0,28157} \right)^{1/3} \times 1,0 \times 33.000 =$$

$$h = 1695,6 \text{ BTU / HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Com uma incrustação de 0,001 teremos :

$$h_{\text{saída sujo}} = \frac{1}{\frac{1}{1695,6} + 0,001} = 629,03 \text{ BTU/HR FT}^2\text{°F}$$

Determinação das temperaturas do metal do tubo na entrada e na saída.

Entrada dos gases (saída da água)

$$T_{\text{gases}} = 1770 \text{ °F} \quad T'_{\text{água}} = 622,3 \text{ °F}$$

Sabemos que :

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{H_{\text{ext}} \times (T_G - T_{MT})}{h_{\text{in}}}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{H_{\text{ext}} \times (T_G - T_{MT}) \times e}{12 \times K_{\text{metal}}} \quad \begin{array}{l} e = 0,375 \\ k = 23 \end{array}$$

Vamos assumir uma $T_{mt} = 662 \text{ °F}$,

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{12,42 \times (1770 - 662)}{629,03} = 21,87 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{12,42 \times (1770 - 662) \times 0,375}{12 \times 23} = 18,697 \text{ °F}$$

$$\text{Portanto } T_{MT} = T_{\text{fluido}} + \Delta T_{\text{filme}} + \Delta T_{\text{metal}}$$

$$T_{MT} = 622,3 + 21,87 + 18,6975 = 662,87$$

Reiterando para $T_{MT} = 662,85 \text{ °F}$ teremos $\Delta T_{\text{filme}} = 21,86 \text{ °F}$

e $\Delta T_{\text{metal}} = 18,683 \text{ °F}$, e portanto $T_{MT} = 662,84 \text{ °F}$ OK.

Saída dos gases (entrada da água)

$$T_{\text{gases}} = 1350 \text{ °F (estimada)}, \quad T'_{\text{água}} = 530 \text{ °F (estimada)}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{12,42 \times (1350 - T_{MT})}{626,62}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{12,42 \times (1350 - T_{\text{MT}}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Para uma $T_{\text{MT}} = 559,0 \text{ } ^\circ\text{F}$ temos $\Delta T_{\text{filme}} = 15,678 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$\Delta T_{\text{metal}} = 13,34 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Logo $T_{\text{MT}} = 530 + 15,678 + 13,34 = 559,026 \text{ } ^\circ\text{F}$ OK .

Portanto teremos :

	Entrada	Saída
Gás	1770 $^\circ\text{F}$	1350 $^\circ\text{F}$
Tubo	<u>662,84 $^\circ\text{F}$</u>	<u>559,0 $^\circ\text{F}$</u>
	$\Delta T_1 = 1107,16 \text{ } ^\circ\text{F}$	$\Delta T_2 = 791,0 \text{ } ^\circ\text{F}$
LMTD	$= (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \text{LN} (\Delta T_1 - \Delta T_2) = 940,23 \text{ } ^\circ\text{F}$	

Portanto a quantidade de calor trocada por fileira será :

$$\text{Carga/fileira} = H \times \text{LMTD} \times A_{\text{fileira}}$$

$$\text{Área fileira} = \frac{2,875}{12} \times \pi \times 8 \times 25 = 150,534 \text{ FT}^2$$

$$\text{Carga/fileira} = 12,42 \times 150,534 \times 940,23 = 1.757.884,359 \text{ BTU/HR}$$

$$\text{Para 3 fileiras : Carga} = 5.273.653,07 \text{ BTU/HR}$$

Checagem da temperatura do gás na saída (assumida 1350 $^\circ\text{F}$)

$$\text{Calor absorvido : Calor radiação Calor tubos lisos} = 15.255.196,8 \quad 5.273.653,07 = 20.528.849,8 \text{ BTU/HR}$$

Com uma vazão de combustível de 1593,888 lb/hr temos :

$$\text{Calor absorvido} = 12.879,72 \text{ BTU/LB combustível}$$

$$\text{entrando no ábaco do anexo 4 tiramos } T_{\text{gases}} = 1160 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Checagem da temperatura da água na entrada (assumida 530 $^\circ\text{F}$)

$$T_{saída} = 622,3 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \text{logo } h = 644,288 \text{ BTU/LB}$$

$$\Delta h = 5.273.653,07 / 25.408,29 = 207,556 \text{ BTU/LB}$$

Logo a temperatura de entrada da água é $T_{en} = 454,67 \text{ } ^\circ\text{F}$

Reiterando o cálculo para as novas temperaturas encontradas teremos :

$$\text{Assumindo } T_{gases} = 1180 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{água} = 467 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Para a água : } C_p = 1,148 \quad \text{Visc} = 0,11365 \text{cp} \quad K = 0,3598$$

$$D G / \text{Visc} = 5358 \quad \text{logo } \phi (D G / \text{Visc}) = 18.500$$

$$\text{e o coeficiente : } h = \frac{0,3598}{2,875} \times \left(\frac{1,148 \times 0,11365}{0,3598} \right)^{1/3} \times 18.500$$

$$h = 1650,99 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad h_{sujo} = \frac{1}{\frac{1}{1650,99} + 0,001}$$

$$h_{sujo} = 622,78 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Saída dos gases (entrada da água)

$$\Delta T_{filme} = \frac{12,42 \times (1180 - T_{MT})}{622,78}$$

$$\Delta T_{metal} = \frac{12,42 \times (1180 - T_{MT}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Para $T_{MT} = 493,4 \text{ } ^\circ\text{F}$ teremos encontrado $T_{MT} = 492,3 \text{ OK}$.

Logo :

	Entrada	Saída
Gás	1770 $^\circ\text{F}$	1180 $^\circ\text{F}$
Tubo	$\frac{662,84^\circ\text{F}}{1107,16^\circ\text{F}}$	$\frac{492,3^\circ\text{F}}{687,7^\circ\text{F}}$

$$\text{LMTD} = 880,84^\circ\text{F}$$

$$\text{Nova Carga será : } 3 \times 150,534 \times 12,42 \times 880,84 = 4.940.579,82 \text{ BTU/HR}$$

Do ábaco do anexo 4 tiramos para um calor absorvido de :

12.670,75 BTU/LB combustível o que corresponde à $T_{\text{gases}} = 1180^{\circ}\text{F OK}$

Condição da água na entrada :

$h = 194,447 \text{ BTU/LB}$ logo $h_{\text{en}} = 449,84 \text{ BTU/LB}$ o que nos dá uma temperatura de $T_{\text{en}} = 466,42^{\circ}\text{F OK}$ (assumido 467°F)

Checagem do coeficiente de troca térmica dos gases de queima .

Temperatura do metal na entrada dos gases $T_{\text{MT}} = 662,84^{\circ}\text{F}$

Temperatura do metal na saída dos gases $T_{\text{MT}} = 492,3^{\circ}\text{F}$

Temperatura média do metal $T_{\text{MT}} (\text{média}) = 577,57^{\circ}\text{F}$

$T_{\text{saída dos gases}} = 1180^{\circ}\text{F}$

$T_{\text{ent. dos gases}} = 1770^{\circ}\text{F}$ $T_{\text{média dos gases}} = 1475^{\circ}\text{F}$

Visc = 0,0425 cp $K = 0,041 \text{ BTU}/^{\circ}\text{F FT}$ $C_p = 0,29998 \frac{\text{BTU}}{\text{LB}^{\circ}\text{F}}$

$Re = 10661,58$ $\bar{h}_c = 9,155 \text{ BTU}/\text{HRFT}^2^{\circ}\text{F}$

Para 3 fileiras teremos $\bar{h}_{\text{cn}} = 0,83 \times 9,155 = 7,599 \frac{\text{BTU}}{\text{HRFT}^2^{\circ}\text{F}}$

Coeficiente de radiação gasosa

Para $T_{\text{MT}} = 577,57^{\circ}\text{F}$ (303°C)

H_2O $T_{\text{gás}} = 1475^{\circ}\text{F}$ ($801,6^{\circ}\text{C}$)

$E = 12$

$h_r = 7,25 \text{ Kcal}/\text{hrm}^2^{\circ}\text{C}$ ($1,484 \text{ BTU}/\text{hrft}^2^{\circ}\text{F}$)

CO_2 $E = 12,4$

$h_r = 10,5 \text{ Kcal}/\text{hrm}^2^{\circ}\text{C}$ ($2,152 \text{ BTU}/\text{hrft}^2^{\circ}\text{F}$)

Portanto $H_{\text{total}} = 11,235 \text{ BTU}/\text{hrft}^2^{\circ}\text{F}$

Entrada dos gases (saída da água)

$$T_{\text{gases}} = 1770 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad T_{\text{água}} = 622,3 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{11,235 \times (1770 - T_{\text{MT}})}{629,03}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{11,235 \times (1770 - T_{\text{MT}}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Para $T_{\text{MT}} = 659 \text{ }^{\circ}\text{F}$ obtemos $T_{\text{MT}} = 659,1 \text{ }^{\circ}\text{F}$ OK .

Saída dos gases (entrada da água)

$$T_{\text{gases}} = 1195 \text{ }^{\circ}\text{F} \text{ (assumida)} \quad T_{\text{água}} = 474 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{11,235 \times (1195 - T_{\text{MT}})}{622,78}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{11,235 \times (1195 - T_{\text{MT}}) \times e}{12 \times 23}$$

Para $T_{\text{MT}} = 497,23$ obtemos $T_{\text{MT}} = 497,23 \text{ }^{\circ}\text{F}$ OK .

Portanto :

	Entrada	Saída
Gás	1770 $^{\circ}\text{F}$	1195 $^{\circ}\text{F}$
Tubo	$\frac{659,1 \text{ }^{\circ}\text{F}}{1110,9 \text{ }^{\circ}\text{F}}$	$\frac{497 \text{ }^{\circ}\text{F}}{697,77 \text{ }^{\circ}\text{F}}$

$$\text{LMTD} = 888,38 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Carga} = 3 \times 150,534 \times 11,235 \times 888,38 = 4.507.428,71 \frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$$

Do anexo 4 tiramos para um calor absorvido de 12.399 $\frac{\text{BTU}}{\text{LB com.}}$

$$T_{\text{gases}} = 1210 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Checagem da temperatura da água :

$$\Delta h = 177,39 \text{ BTU/LB} \quad h_{\text{en}} = 466,888 \quad \text{logo } T_{\text{en}} = 481,7 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Desta forma teríamos os seguintes valores :

$$T_{\text{MT média}} = 578 \text{ }^{\circ}\text{F} \text{ ao invés de } 577 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{gases média}} = 1490 \text{ ao invés de } 1475 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{em água}} = 481 \text{ ao invés de } 474^{\circ}\text{F}$$

Condições estas que praticamente não mudam os coeficientes de radiação gasosa, de convecção do gás e de convecção da água.

Cálculo da secção aletada da zona de radiação

Nesta zona vamos utilizar tubos aletados com / as seguintes características :

Aletas - altura 3/4" espessura 0,105"

36 aletas por pé linear (3 por polegada)

$$\text{Área livre} = 57,1 \text{ FT}^2$$

Vamos usar 17 tubos por fileira, devido agora termos que / acomodar as alturas correspondentes às aletas de cada tubo, e deixaremos um espaçamento triangular equilátero com curvas de raio curto (distancia 5"). Desta forma o espaçamento longitudinal entre os tubos será de 5", e entre a parede de refratário e o tubo será de 2,8" .

$$\text{Área projetada de tubos lisos} = \frac{2,875}{12} \times 17 \times 8 = 32,58 \text{ FT}^2$$

$$\text{Área projetada das aletas} = \frac{0,105 \times 0,75}{144} \times 2 \times 36 \times 8 \times 17 =$$

$$= 5,355 \text{ FT}^2$$

$$\text{Portanto Área livre de passagem} = 19,162 \text{ FT}^2$$

$$G = 28.386,518 / 19,162 = 1481,4 \text{ LB/HR FT}^2.$$

$$T_{\text{en gás}} = 1210 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{saída gás}} = 400^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{média gás}} = 805 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Visc} = 0,0325 \text{ cp} \quad K = 0,02775 \quad C_p = 0,2764 \text{ BTU/LB}^{\circ}\text{F}$$

$$\text{BTU/FT}^2\text{FHR}$$

$$De = \frac{2,875}{12} = 0,23958 \text{ FT} \quad Re = 4512,63$$

$$\bar{h}_c = \frac{0,02775}{0,23958} \times 0,33 \times (4512,63)^{0,6} \times \left(\frac{0,2764 \times 0,07865}{0,02775} \right)^{0,3}$$

$$\bar{h}_c = 5,534 \quad \text{vamos supor a utilização de 9 fileiras.}$$

$$\bar{h}_{cn} = 0,99 \times 5,534 = 5,478$$

Sabemos que :

$$h_{\text{real}} = \bar{h}_{nc} \times \frac{(A_{TL} + A_{AL} \times \text{rend})}{A_{TL}}$$

$$\text{Onde } A_{TL} = 0,753 \text{ FT}^2/\text{FT} \quad (\text{área de tubo liso})$$

$$A_{AL} = 4,3943 \text{ FT}^2/\text{FT} \quad (\text{área de aletas})$$

Eficiência de aleta anular de espessura constante :

$$\text{Segundo o Kreith } (r_e - r_b) \times \sqrt{\frac{h_f}{K \times Y_b}}$$

$$\text{onde } r_e = 2,1875" \quad r_b = 1,4375" \quad h_f = 5,478 \quad K = 23$$

$$Y_b = 0,105/2 \quad r_e/r_b = 1,52$$

De onde encontramos o valor da expressão acima e no / Kreth tiramos rendimento = 0,52

$$h_{\text{real}} = 5,478 \times \left(\frac{0,753 + 4,3943 \times 0,52}{0,753} \right) = 22,10 \text{ BTU/HRFT}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$$

Coeficiente de película da água

$$T_{\text{en}} = 270 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad K = 0,3956 \quad C_p = 1,018 \quad \text{Visc} = 0,52272$$

$$T_{\text{sai}} = 482 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad K = 0,35548 \quad C_p = 1,1648 \quad \text{Visc} = 0,26726$$

$$G = 1.031.644,767 \text{ lb/hrft}^2 = 286,567 \text{ lb/s ft}^2$$

Entrada $D G / Visc = 2819,2 \quad \emptyset (D G / Visc) = 11.000$

Saída $D G / Visc = 5650,6 \quad \emptyset (D G / Visc) = 19.000$

Portanto :

$$h_{en} = 1244,49 \quad \text{com incrustação } 0,001$$

$$h_{en \text{ sujo}} = 554,46 \text{ BTU/HR FT}^2\text{°F}$$

$$h_{saída} = 1674,11 \quad \text{com incrustação de } 0,001$$

$$h_{saída \text{ sujo}} = 626,04 \text{ BTU/HR FT}^2\text{°F}$$

Entrada da água (saída dos gases)

$$T_{\text{água}} = 270 \text{ °F} \quad T_{\text{gases}} = 400 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{22,10 \times (400 - T_{MT})}{554,46}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{22,10 \times (400 - T_{MT}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Para $T_{MT} = 278,0 \text{ °F}$ encontramos $T_{MT} = 278,13 \text{ °F OK}$.

Saída da água (entrada dos gases)

$$T_{\text{água}} = 482 \text{ °F} \quad T_{\text{gases}} = 1210 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{22,10 \times (1210 - T_{MT})}{626,04}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{22,10 \times (1210 - T_{MT}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Para $T_{MT} = 524,0 \text{ °F}$ teremos $T_{MT} = 524,74 \text{ °F}$

Portanto :

	Entrada	Saída
Gás	1210	400
Tubo	<u>524,74</u>	<u>278,13</u>
	686,26 °F	121,87 °F

$$LMTD = 326,25 \text{ °F}$$

Área de tubo liso por fileira :

$$17 \times 8 \times \pi \times 2,875/12 = 102,36 \text{ FT}^2$$

$$\text{Carga por fileira} = 102,36 \times 22,10 \times 326,25 = 704.642,61 \text{ BTU/HR}$$

Calor a ser absorvido :

Total 25.425.327,74

Rad. 15.255.196,64

Liso 4.507.428,71

Tubos aletados 5.662.702,39 ou 5.663.000 BTU/HR

$$\text{Número de fileiras} = \frac{5.663.000}{704.642} = 8,036 \text{ fileiras}$$

OK pois o coeficiente foi calculado para o uso de 9 fileiras.

Caso Gás

Checação da secção de convecção para o caso gás

Para o caso da queima de gás algumas das condições de processo, bem como vazões e composição dos gases de queima serão modificadas. Desta forma é requerida uma verificação do comportamento da convecção em termos da absorção da quantidade designada de calor para este caso.

A temperatura de entrada dos gases de queima / será neste caso 1700 °F, assim como a temperatura da água que sai da convecção será 620,49 °F.

Tubos lisos

$$\text{Área de passagem} = 9,16995 \text{ FT}^2$$

$$\text{Vazão dos gases} = 28.462,0495 \text{ LB/HR}$$

$$G = 3103,84 \text{ LB/ HR FT}^2$$

Vamos assumir uma temperatura dos gases de 1150 °F , por -
tanto $T_{\text{média dos gases}} = 1425 \text{ °F}$

$$C_p = 0,3087 \quad K = 0,0405 \quad \text{Visc} = 0,042 \text{ cp}$$

$$De = 2,875/12 \quad Re = 7316,29$$

$$\bar{h}_c = 0,33 \times 1,0 \times \frac{0,045}{2,875/12} \times (7316,29)^{0,6} \times \left(\frac{0,3087 \times 0,10164}{0,0405} \right)$$

$$\bar{h}_c = 10,76 \text{ BTU/HR FT}^2 \quad \text{para 3 fileiras } \bar{h}_{nc}/\bar{h}_c = 0,83$$

$$\bar{h}_{nc} = 8,93 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ °F}$$

Coeficiente de radiação gasosa

Método de Koch

$$T_{\text{gases média}} = 1425 \text{ °F, assumimos } T_{MT} = 578 \text{ °F (303°C)}$$

$$Y_{H_2O} = 0,1466 \quad Y_{CO_2} = 0,0873$$

$$H_2O \quad E = 12$$

$$h_r = 8,12 \text{ Kcal/hr ft}^2 \text{ °F (1,664 BTU/HRFT}^2 \text{ °F)}$$

$$CO_2 \quad E = 12,3$$

$$h_r = 10,25 \text{ (2,1 BTU/HRFT}^2 \text{ °F)}$$

$$H_{\text{total}} = 12,694 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ °F}$$

Coeficiente de película da água

$$T_{\text{en}} = 470 \text{ °F (assumida)} \quad C_p = 1,162 \quad \text{Visc} = 0,26856 \quad /$$

$$K = 0,3562$$

$$T_{\text{saída}} = 620,49 \text{ °F} \quad C_p = 0,7455 \quad \text{Visc} = 0,132 \quad /$$

$$K = 0,28157$$

$$D \text{ G/Visc} = 5432 \quad \text{portanto } \phi (D \text{ G/Visc}) = 19.000$$

(entrada)

$$D \text{ G/Visc} = 11.053 \quad \text{portanto } \phi (D \text{ G/Visc}) = 33.000$$

(saída)

$$G_{\text{int}} = 25,156,726 / A_{\text{int}} = 283,73 \text{ lb/ft}^2 \text{ s}$$

$$h_{en} = 1677,73 \text{ BTU/HR FT}^2\text{°F para incrustação } 0,001$$

$$h_{en \text{ sujo}} = 626,54 \text{ BTU/HR FT}^2\text{°F}$$

$$h_{saída} = 1695,64 \text{ BTU/HR FT}^2\text{°F incrustação de } 0,001$$

$$h_{saída \text{ sujo}} = 629,03 \text{ BTU/HR FT}^2\text{°F}$$

Entrada dos gases (saída da água)

$$T_{\text{gases}} = 1700 \text{ °F} \quad T_{\text{água}} = 620,49 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{12,694 \times (1700 - T_{MT})}{629,03}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{12,694 \times (1700 - T_{MT}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Para $T_{MT} = 659,0 \text{ °F}$ encontramos $T_{MT} = 659,43 \text{ °F OK.}$

Saída dos gases (entrada da água)

$$T_{\text{gases}} = 1150 \text{ °F} \quad T_{\text{água}} = 470 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{12,694 \times (1150 - T_{MT})}{622,78}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{12,694 \times (1150 - T_{MT}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Para $T_{MT} = 494,0 \text{ °F}$ encontramos $T_{MT} = 494,66 \text{ °F OK.}$

Portanto :

	Entrada	Saída
Gás	1700 °F	1150 °F
Tubo	$\frac{659,43 \text{ °F}}{1040,57 \text{ °F}}$	$\frac{494,66 \text{ °F}}{655,34 \text{ °F}}$

$$LMTD = 833,16 \text{ °F}$$

$$\text{Carga} = 3 \times 150,534 \times 12,694 \times 833,16 = 4.776.202,83 \text{ BTU/HR}$$

Checagem da temperatura de saída do gás :

Segundo o ábaco do anexo 1

Calor absorvido na radiação : 15.000.000

tubos lisos : $\frac{4.776.202,83}{19.776.202,83}$

Total : 19.776.202,83

Para um calor absorvido de 13.910 BTU/LB combustível encontraremos $T_{\text{gases}} = 1130 \text{ }^{\circ}\text{F}$ (assumido 1150 $^{\circ}\text{F}$ OK)

Checagem da temperatura da água na entrada

$$h = \frac{4.776.202.83}{25.156,726} = 189,857 \text{ BTU/LB}$$

$$T = 620,49 \text{ }^{\circ}\text{F} \text{ (saída da água) } \quad h = 641,4644 \text{ BTU/LB}$$

Portanto $h_{\text{en}} = 451,6 \text{ BTU/LB}$ $T_{\text{en}} = 468,0 \text{ }^{\circ}\text{F}$ (assumido / 470 $^{\circ}\text{F}$ OK)

A temperatura média dos gases será agora 1415 $^{\circ}\text{F}$ ao invés / de 1450 $^{\circ}\text{F}$.

O coeficiente de película dos gases não tem / mudança significativa com esta variação de 35 $^{\circ}\text{F}$.

Checagem da nova temperatura de parede na saída dos gases (na entrada permanece inalterada)

$$T_{\text{gases}} = 1130 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad T_{\text{água}} = 468 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{12,694 \times (1130 - T_{\text{MT}})}{622,78}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{12,694 \times (1130 - T_{\text{MT}}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Encontramos a temperatura de parede de $T_{\text{MT}} = 492,0 \text{ }^{\circ}\text{F}$

Portanto :

	Entrada	Saída
Gás	1700 $^{\circ}\text{F}$	1130 $^{\circ}\text{F}$
Tubo	<u>659,43 $^{\circ}\text{F}$</u>	<u>492,0 $^{\circ}\text{F}$</u>
	1040,57 $^{\circ}\text{F}$	638 $^{\circ}\text{F}$

$$\text{LMTD} = 822,94 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Carga} = 4.717.385,99 \text{ BTU/HR}$$

Pelo ábaco (anexo 1) para um calor absorvido de 13.868 BTU/LB combustível temos $T_{\text{gases}} = 1140 \text{ }^{\circ}\text{F}$ OK.

Checagem da temperatura da água

$$h = 187,51 \text{ BTU/LB} \quad \text{portanto} \quad h_{en} = 453,94 \text{ BTU/HR}$$

$$\text{Logo } T_{en} = 470,1 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Portanto teremos as seguintes condições :

$$T_{en \text{ gases}} = 1700 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad T_{saída \text{ gases}} = 1140^{\circ}\text{F}$$

$$T_{en \text{ água}} = 470,1 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad T_{saída \text{ água}} = 620,49^{\circ}\text{F}$$

Cálculo da zona aletada da convecção para gás

Como já havia sido calculado para o caso óleo teremos uma área de passagem de $19,162 \text{ FT}^2$

$$G = 28.462,0495 / 19,162 = 1485,34 \text{ lb/hrft}^2$$

$$T_{en \text{ gás}} = 1140 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{saída \text{ gás}} = 400 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad T_{média \text{ gás}} = 770 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Visc} = 0,032 \text{ cp} \quad K = 0,027 \quad C_p = 0,2833$$

$$De = 0,23958 \text{ ft} \quad Re = 4595,33$$

$$\bar{h}_c = \frac{0,027}{0,23958} \times 0,33 \times (4595,33)^{0,6} \times \left(\frac{0,2833 \times 0,0744}{0,027} \right)^{0,3}$$

$$\bar{h}_c = 5,439 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad \text{para 9 fileiras} \quad \bar{h}_{nc} = 0,99 \bar{h}_c$$

Para o rendimento das aletas o único fator que irá mudar / será o coeficiente de convecção h_f , desta forma encontramos o rendimento como : $\text{rend} = 0,524$

$$h_{real} = \bar{h}_{nc} \times \left(\frac{A_{TL} + A_{AL} \times \text{REND}}{A_{TL}} \right) \quad \text{de onde tiramos :}$$

$$h_{real} = 5,439 \times \left(\frac{0,753 + 4,3943 \times 0,524}{0,753} \right) = 22,08 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Coeficientes de película da água

$$T_{en} = 270 \text{ }^{\circ}\text{F} \quad K = 0,3956 \quad C_p = 1,018 \quad \text{Visc} = 0,52272 \text{ (lb/ft hr)}$$

$$T_{saída} = 470 \text{ } ^\circ\text{F} \quad K = 0,3598 \quad C_p = 1,018 \quad \text{Visc} = 0,11365 \text{ cp}$$

$$G = 283,73 \text{ lb/s ft}^2$$

$$\text{em } D \text{ G} / \text{Visc} = 2791 \quad \phi (D \text{ G} / \text{Visc}) = 11.000$$

$$\text{saída } D \text{ G} / \text{Visc} = 5305 \quad \phi (D \text{ G} / \text{Visc}) = 18.500$$

Portanto :

$$h_{en} = 1244,49 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ incrustação } 0,001$$

$$h_{en \text{ sujo}} = 554,46 \text{ "}$$

$$h_{saída} = 1650,99 \text{ BTU/HR FT}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ incrustação } 0,001$$

$$h_{saída \text{ sujo}} = 622,78 \text{ "}$$

Entrada do gás (saída da água)

$$T_{gases} = 1140 \text{ } ^\circ\text{F} \quad T_{\text{água}} = 470 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{22,08 \times (1140 - T_{MT})}{622,78}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{22,08 \times (1140 - T_{MT}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Onde iterativamente vamos conseguir $T_{MT} = 511,16 \text{ } ^\circ\text{F}$

Saída do gás (entrada da água)

$$T_{gases} = 400 \text{ } ^\circ\text{F} \quad T_{\text{água}} = 270 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{filme}} = \frac{22,08 \times (400 - T_{MT})}{554,46}$$

$$\Delta T_{\text{metal}} = \frac{22,08 \times (400 - T_{MT}) \times 0,375}{12 \times 23}$$

Onde iterativamente vamos encontrar $T_{MT} = 278,48 \text{ } ^\circ\text{F}$

Portanto :

	Entrada	Saída
Gás	1140 $^\circ\text{F}$	400 $^\circ\text{F}$
Tubo	$\frac{511,16 \text{ } ^\circ\text{F}}{628,84 \text{ } ^\circ\text{F}}$	$\frac{278,48 \text{ } ^\circ\text{F}}{121,52 \text{ } ^\circ\text{F}}$

$$\text{LMTD} = 308,626 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Carga por fileira} = 22,08 \times 102,36 \times 308,626 = 697.529,988 \text{ BTU/HR}$$

Calor a ser absorvido

Total	:	25.000.000	
Rad	:	15.000.000	
Liso	:	<u>4.717.385,99</u>	
		5.282.614,01	ou 5.283.000 BTU/HR

Número de fileiras = $\frac{5.283.000}{697.529} = 7,573$ fileiras.

Desta forma vamos utilizar nove (09) fileiras de tubos aletados com 17 tubos cada uma, aletas de 3/4" de altura , espessura de 0,105", densidade de 3 aletas por polegada , e tres fileiras de tubos lisos (radiação e convecção) com 25 tubos por fileira.

Desta forma estaremos em condições de garantir o atendimento das condições do gerador durante a queima de gás ou óleo combustível.

O ajuste das temperaturas será feito pelo sistema de pré-aquecimento da água de alimentação , através do / manuseio das vazões (2 válvulas globo) e das leituras dos / termômetros que existirão nos pontos de ajuste.

G) Checagem da eficiência térmica do gerador de vapor

Óleo

Temperatura ambiente = 25 °C = 77°F

Temperatura de saída dos gases = 400°F

Vazão de gás/Vazão de óleo = 17,8096 LB GÁS/LB COMB.

PCI = 18.127,1 BTU/LB COMB

Assumindo uma temperatura média dos gases entre a ambiente e a de saída, como $T = 238,5$ °F temos $C_p = 0,25455$ BTU/LB°F

Perdas por calor sensível :

$$PCS = \frac{17,8096 \times 0,25455 \times (400 - 77)}{18.127,1} \times 100 = 8,08$$

$$PCS = 8,08 \%$$

$$P \text{ irradiação} = 2\%$$

$$\text{Portanto eficiência} = 100 - (8,08 + 2) = 89,92\%$$

$$\text{Eficiência garantida} = 88\%$$

Gás Natural

Temperatura ambiente = 25 °C = 77°F

Temperatura de saída dos gases = 400°F

Vazão de 20,8096 LB GÁS/LB COMB.

PCI = 19.982,357 BTU/LB COMB.

$C_p = 0,2636157$

Perdas por calor sensível :

$$PCS = \frac{20,8096 \times 0,2636157 \times (400 - 77)}{19.982,357} \times 100 = 8,867$$

$$PCS = 8,867 \%$$

$$P \text{ irradiação} = 2\%$$

$$\text{Portanto eficiência} = 100 - 10,867 = 89,17\%$$

$$\text{Eficiência garantida} = 88\%$$

H) Cálculos referentes ao sistema de Queimador e Ventilador

Queimador:

Capacidade máxima (com um rendimento térmico de 88%)

$$Q = 25.425.328 / 0,88 = 28.892.418 \text{ BTU/HR}$$

Portanto a capacidade do queimador será de 30.000.000 BTU/HR

Cálculo do ventilador

Vazão máxima de ar de combustão é para o caso de queima de gás onde teremos 19,0567 LB AR/LB COMB.

Para uma vazão de 1421,709 LB/HR COMB.

Vazão total de 27.094 LB/HR

Com uma reserva de 25% teremos 33.490,83 LB/HR

Cálculo da perda de carga em todo o percurso dos gases

1 - Perda de carga na radiação

A perda de carga na radiação é praticamente igual a zero porque a velocidade dos gases é relativamente pequena (grande área livre)

2 - Perda de carga nos tubos lisos da convecção

Segundo literatura Petro-Chem

$$\Delta P = \frac{n \times G^2 \times T_{abs}}{27826} \quad G = 0,86217 \text{ lb/s ft}^2$$

$$T = 1880 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$\Delta P = 3 \times (0,862177)^2 \times 1880 / 27826 = 0,1507 \text{ "H}_2\text{O}$$

$$\Delta P = 0,1507 \text{ in H}_2\text{O}$$

3 - Perda de carga nos tubos aletados

Segundo literatura HTRI

$$\frac{\Delta P}{N_r} = 2 \times (f + a) \left(\frac{G_{\max}}{\text{dens} \times g_c} \right)$$

onde $f = f_{is} \times \text{Gama} \times \phi_p$ $\text{Gama} = 1,0$ para N_r maior
do que 4

$$\phi_p = \left((T_{wr} + 460) / (T_b + 460) \right)^{0,3}$$

com $T_{wr} = 394,82 \text{ } ^\circ\text{F}$ e $T_b = 370 \text{ } ^\circ\text{F}$ temos :

$$\phi_p = 1,008878$$

$$f_{is} = K_p \times (0,021 + 27,2 \times (\text{Re}_{ef})^{-1,0} + 0,29 \times (\text{Re}_{ef})^{-0,2})$$

$$K_p = 1 \quad 2 / (1 + \alpha) \times \text{Exp}(-0,25 \times \alpha)$$

$$\alpha = (P_T - d_f) / d_r \quad \text{onde } d_f = 4,375/12$$

$$d_r = 2,875/12 \quad P_T = 5/12$$

Portanto $\alpha = 0,21739$, e $K_p = 2,55595$

$$\text{Re}_{ef} = \text{Re} \times (1/s)^{-b} \quad \text{onde } 1 = 0,75/12$$

$$s = 1/36$$

$$\text{Re} = 4595,33$$

$$b = 1,0 + 0,4 \times \left(\frac{20.000}{\text{Re}} \right)^{0,2} \times \text{Exp}(-(0,125/d_r)^4)$$

$$b = 1,49845 \quad \text{portanto } \text{Re}_{ef} = 1363,29$$

$$f_{is} = 0,27967$$

$$a = \left((1 + \beta) / 4 N_r \right) \times \text{dens} \left(1/\text{dens}_1 - 1/\text{dens}_2 \right)$$

$$\beta = A_{\min}/A_{\max} = 19,162 / 57,1 = 0,3355867$$

$$T_1 = 1440 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \text{dens}_1 = 0,020905 \text{ lb/ft}^3$$

$$T_2 = 400 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \text{dens}_2 = 0,0461853 \text{ lb/ft}^3$$

$$\text{dens}_{\text{média}} = 0,02878217 \text{ lb/ft}^3$$

$$\text{Logo } a = 0,03734165 \quad \text{e } f = 0,2821529$$

$$\frac{\Delta P}{N_r} = 2x (0,2821529 \quad 0,037341) x \frac{(1485,34)^2}{0,02878217 x 4,17x10^8}$$

$$\Delta P = 9 x 0,11745857 = 1,057127 \text{ lbf/ft}^2 =$$

$$\Delta P = 0,2032 \text{ " H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = 0,2032 \quad 0,1507 = 0,354 \text{ " H}_2\text{O}$$

Como temos cerca de 20 metros de comprimento de dutos e mudança de direção e seção vamos tomar a perda total como:

$$\Delta P = 0,5 \text{ " H}_2\text{O}$$

Potência do ventilador :

$$N = \frac{V_g \times \text{Gama} \times h}{75 \times \text{rend}} \quad (\text{hp}) \quad \text{onde} \quad V_g = 12.606,71 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$h = 12,7 \text{ mm C.A.}$$

$$\text{Gama} = 1,205 \text{ Kg/m}^3$$

$$N = 5,93 / \text{rend} \quad \text{rend} = \text{função da máquina}$$

Como o ventilador pode trabalhar com ar mais quente ele deve ter uma reserva de potencia maior .

I) Verificação da tubulação segundo ASME DIV I

Para Tubing teremos :

$$t = \frac{P \times D}{2 S + P} + 0,005 D + e$$

D(in)
P(PSI)
e = 3/16"

Utilizando o A-106 GrB

Temperatura de projeto = 672 °F

Pressão de projeto = 2600 PSIG

No ASME encontramos S = 15.000 PSI

Logo :

$$t = \frac{2600 \times 2,125}{2 \times 15.000 + 2600} + 0,005 \times 2,125 + \frac{3}{16}$$

$$t = 0,3676$$

Como estamos trabalhando com SCH 160

$$e = 0,375 \text{ OK .}$$

IX ANEXOS

FUEL ANALYSIS

Sheet 1 of 2

TYPE OF FUEL: Gas natural

JOB No. _____

EXCESS AIR X =
10% X = 0.1
20% X = 0.2

FUEL COMPONENT	① % MOL FRACT	② MOL. WT.	③ ① x ②	④ WT FRACT	CO ₂		H ₂ O		SO ₂		O ₂		N ₂		⑩ LHV Btu / lb
			① x ②	③/A	⑤	④ x ⑤	⑥	④ x ⑥	⑦	④ x ⑦	⑧	④ x ⑧	⑨	④ x ⑨	④ x ⑩
CARBON , C		12.01			3.664		-		-		2.664		8863		14,093
HYDROGEN , H ₂		2.016			-		8.937		-		7.937		26,407		51,605
OXYGEN , O ₂		32.0			-		-		-		-100		-3,327		-
NITROGEN , N ₂	3.01	28.016	0.8433	0.0370	-		-		-		-		1.00	0.0370	-
CARBON MONOXIDE , CO		28.01			1.571		-		-		0.571		1,900		4,323
CARBON DIOXIDE , CO ₂	0.30	44.01	0.1320	0.0058	1.00	0.0058	-		-		-		-		-
METHANE , CH ₄	76.68	16.042	12.3010	0.5393	2.744	1.4798	2.246	1.2113	-		3.990	2,1518	13,275	7,1592	21,537
ETHANE , C ₂ H ₆	5.12	30.068	1.5395	0.0675	2.927	0.1976	1.798	0.1214	-		3.725	0.2514	12,394	0.8366	20,394
PROPANE , C ₃ H ₈	7.13	44.094	3.1439	0.1378	2.994	0.4126	1.634	0.2252	-		3.629	0.5001	12,074	1.6638	19,807
n-BUTANE , C ₄ H ₁₀	5.35	58.12	3.1074	0.1363	3.029	0.4129	1.530	0.2113	-		3.579	0.4873	11,908	1.6231	19,813
n-PENTANE , C ₅ H ₁₂	2.41	72.146	1.7387	0.0762	3.050	0.2324	1.490	0.1141	-		3.548	0.2704	11,805	0.8114	20,465
ETHYLENE , C ₂ H ₄		28.052			3.138		1.285		-		3.422		11,303		20,290
PROPYLENE , C ₃ H ₆		42.078			3.138		1.285		-		3.422		11,303		20,115
SULFUR , S		32.06			-		-		1.990		0.998		3,287		3,903
HYDROGEN SULFIDE , H ₂ S		34.076			-		0.529		1.880		1.409		4,538		6,545
WATER VAPOR , H ₂ O		18.016			-		1.00		-		-		-		-
TOTAL			22.8078		2.7411		1.8833					3.6615		12,3190	
					FLUE PRODUCTS /						x X	x X	x (10X)		FUEL Btu / LHV
					2.7411		1.8833					0.7323		14,6629	
															19,923

TOTAL = 200196 # FLUE GAS / # FUEL = B

FLUE GAS TEMPERATURE

LHV = C = 19982357 Btu/#		300°F		600°F		900°F		1200°F		1500°F		1800°F		°F	
		(12)	ENTHALPY	(13)	ENTHALPY	(14)	ENTHALPY	(15)	ENTHALPY	(16)	ENTHALPY	(17)	ENTHALPY	(18)	ENTHALPY
FLUE PRODUCTS	#/lb FUEL	Btu/#	(11) x (12)	Btu/#	(11) x (13)	Btu/#	(11) x (14)	Btu/#	(11) x (15)	Btu/#	(11) x (16)	Btu/#	(11) x (17)	Btu/#	(11) x (18)
CO ₂	2.7411	50	137055	124	339816	203	55644	288	78443	375	102791	470	128831		
H ₂ O	1.8833	105	1977465	248	467058	398	74955	556	104711	719	135409	890	167613		
SO ₂		37		88		145		203		266		330			
O ₂	0.7323	53	38819	123	90072	196	14353	272	19918	350	25630	430	31488		
N ₂	14.6629	60	879774	136	1994154	214	313786	295	432555	378	554237	464	680358		
TOTAL	20.0196	B													
HEAT CONTENT = D	Btu/# FUEL		125338		289118		458738		636124		818088		100829		
HEAT AVAILABLE = C-D	Btu/# FUEL		1872897		1709117		1539497		1362106		1180147		989945		

$$P_G = \frac{2.702 \times 86 \times P}{T \times Z}$$

$$86 = \frac{280749}{29}$$

(cond. normal)

$$P = 14.7 \text{ PSIA}$$

$$T = 492.0^\circ R$$

$$P_G = \frac{0.078155}{Z} \times \frac{16}{113}$$

FLUE PRODUCTS	(19)		(20)		(21)	
	MOL. WT.	(11)/B	MOL./100#	(20) x 100/(19)	MOL. FRACT.	(21)/E
CO ₂	44.01	0.15692	0.3111	0.0873		
H ₂ O	18.016	0.09407	0.52215	0.1466		
SO ₂	64.06					
O ₂	32.0	0.03658	0.11431	0.0321		
N ₂	28.016	0.73243	2.61453	0.7310		
TOTAL		1.0000	3.56190	1.0000		

$$\text{FLUE GAS MOL. WT.} = 100/E = 28.0749$$

FUEL ANALYSIS

Sheet 1 of 2

TYPE OF FUEL: 0/50 BPF

JOB No.

[illegible]

TOTAL = 1780% #FLIVE GAS/#FUEL = 8

FLUE GAS TEMPERATURE

LHV = C = 18,127,1 Btu/#

FLUE PRODUCTS	300°F		600°F		900°F		1200°F		1500°F		1800°F		°F
	(11) #/# FUEL	ENTHALPY Btu/#	(12) #/# FUEL	ENTHALPY Btu/#	(13) #/# FUEL	ENTHALPY Btu/#	(14) #/# FUEL	ENTHALPY Btu/#	(15) #/# FUEL	ENTHALPY Btu/#	(16) #/# FUEL	ENTHALPY Btu/#	
CO ₂	3,1470	50	157,35	124	390,228	203	638,84	288	717,516	375	1180,12	470	1479,01
H ₂ O	1,0426	105	109,473	248	258,365	398	414,955	556	579,688	719	749,63	890	927,94
SO ₂	0,0480	37	1,776	80	4,224	145	6,960	203	9,744	266	12,768	330	15,84
O ₂	0,6475	53	34,3175	123	79,643	196	126,910	272	176,120	350	226,62	430	278,425
N ₂	12,9245	60	775,47	136	1757,732	214	2765,81	295	3812,72	378	4885,76	464	5996,96
TOTAL	17,8036	B											
HEAT CONTENT = D	Btu/# FUEL		1078,38		2490,59		3953,50		5295,79		7054,6		8698,23
HEAT AVAILABLE = C-D	Btu/# FUEL		17048,71		15636,70		14173,51		12831,30		11072,91		9428,87

$$P_0 = \frac{2,702 \times 56 \times P}{T \times Z}$$

T x Z:

$$56 = \frac{29,1161}{29} = 1,004$$

(COND. NORMALS)

$$P = 14,7 \text{ PSIA}$$

$$T = 0^\circ \text{C} \rightarrow 492^\circ \text{R}$$

$$p_0 = \frac{29,1161}{Z} \times \frac{16}{1,004}$$

$$56 = 0,9558 \text{ (deo)}$$

$$^\circ \text{API} = 16,54$$

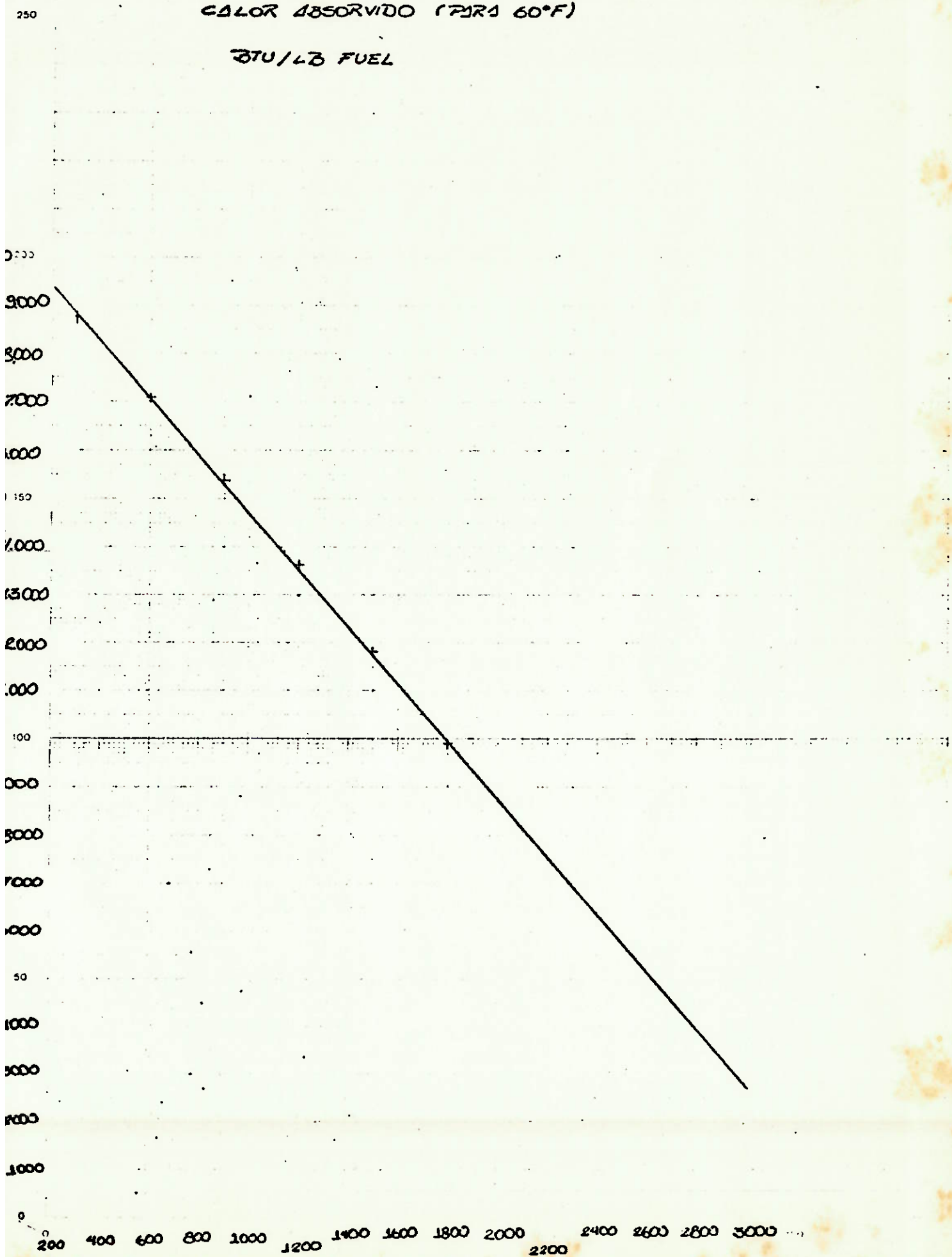
FLUE PRODUCTS	(19) MOL. WT.	(20) WT. FRACT.	(21) MOL./100#	(22) MOL. FRACT.
	(11)/B	(11)/B	(20) x 100/(19)	(22)/E
CO ₂	44.01	0,1767	0,4015	0,1169
H ₂ O	18.015	0,0583	0,3249	0,0946
SO ₂	64.06	0,0027	0,0042	0,0012
O ₂	32.0	0,0364	0,1136	0,0331
N ₂	28.016	0,7257	2,5903	0,7542
TOTAL			3,4345	

$$\text{FLUE GAS MOL. WT.} = 100/E = 29,1161$$

613 NATURAL (19982 $\frac{\text{BTU}}{\text{LB}}$)
20% exceso de ar $\frac{\text{LB}}{\text{LB}}$

CALOR ABSORVIDO (PARA 60°F)

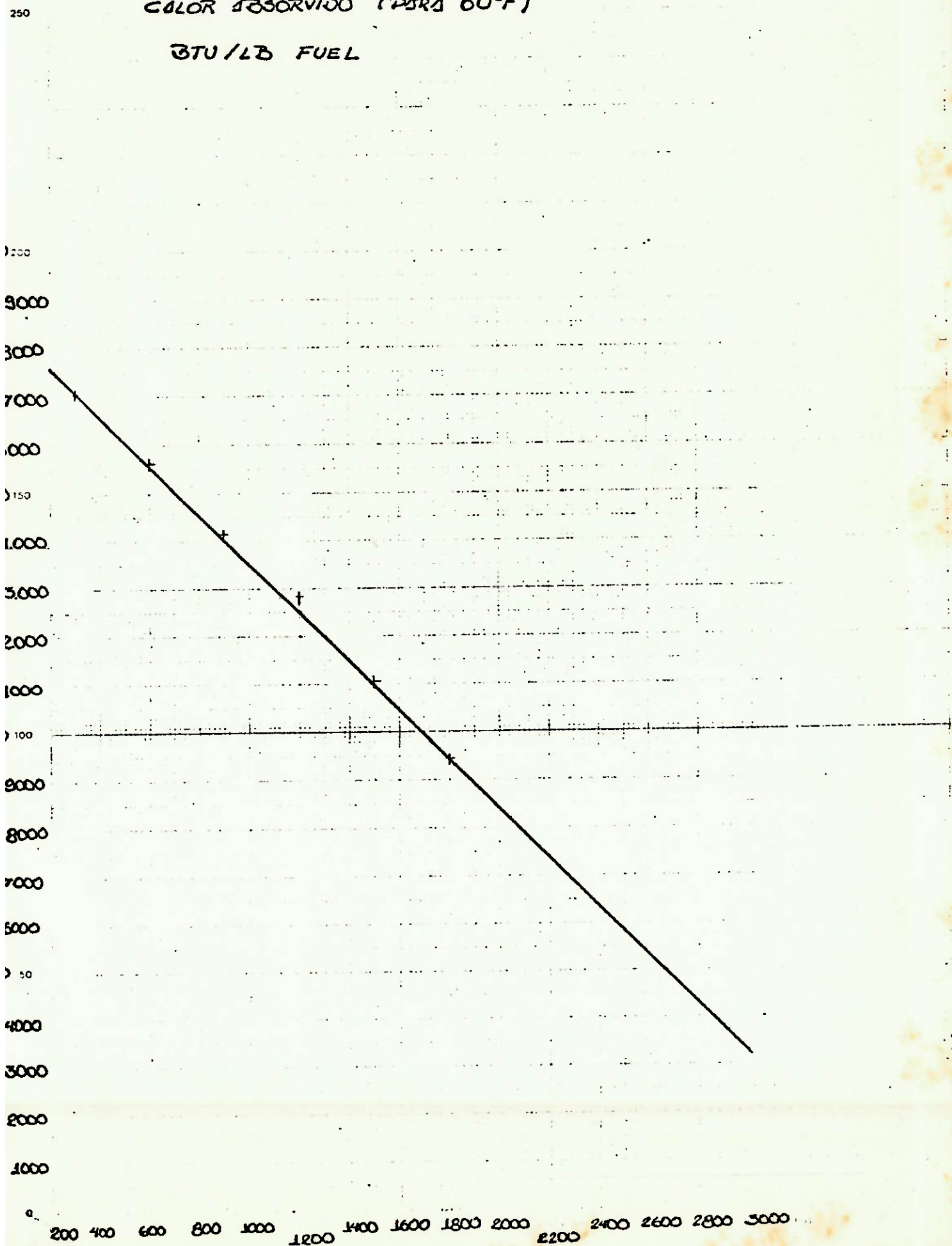
BTU/LB FUEL



óleo BPF (18127 BTU/lb)
20% excesso de ar

CALOR ABSORVIDO (PARA 60°F)

BTU/LB FUEL



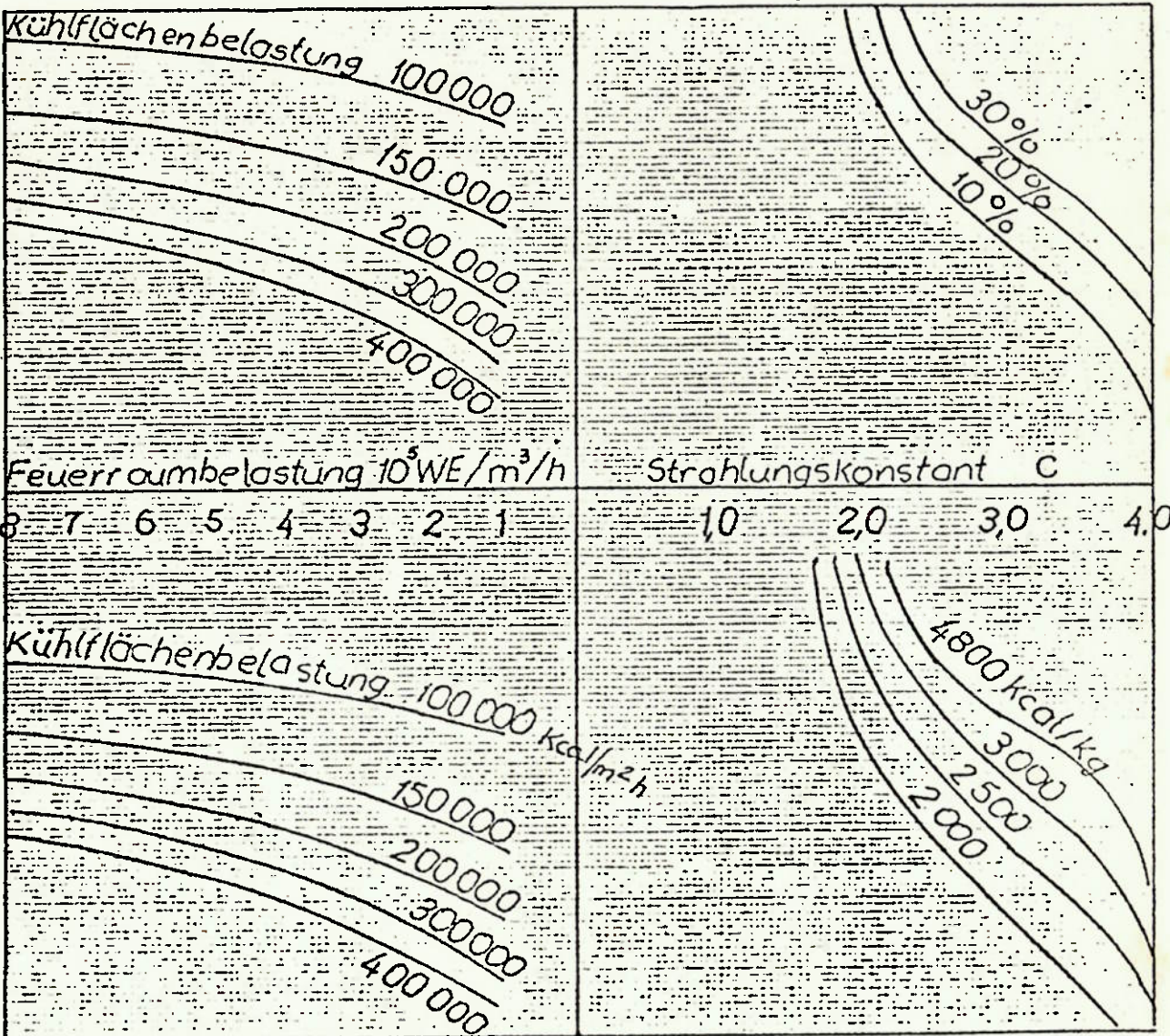
Ermittlung der Strahlungs-
zahl

78

Anhang

WD-10a

Steinkohle

kcal/m²hCARGA DA FORNALHA $\times 10^5$ kcal/m³/h

CONSTANTE C

Braunkohle

determinação da constante de
irradiação p/ combustíveis sólidos

Strahlungszahl C für Ölf Feuerung WD⁷⁹ 10b³

$$Q = C \cdot F_2 \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

C = Strahlungszahl

F₁ = Flammenoberfläche [m²]

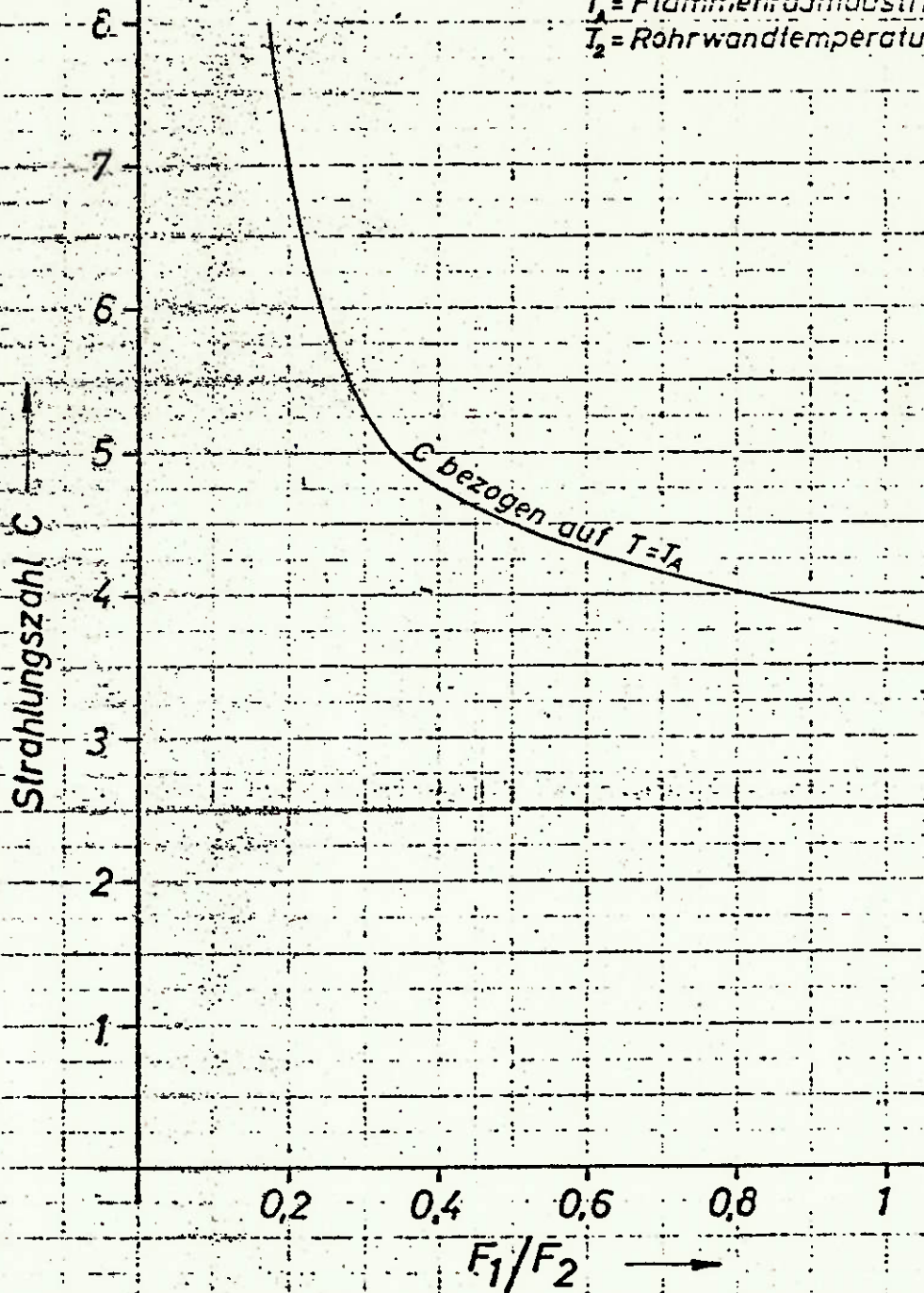
F₂ = Gekühlte Flächen des Flammenraumes [m²]

Q = Abgestrahlte Wärmemenge [kcal/h]

T = Bezugstemperatur für die Strahlung [°K]

T₁ = Flammenraumaustrittstemperatur [°K]

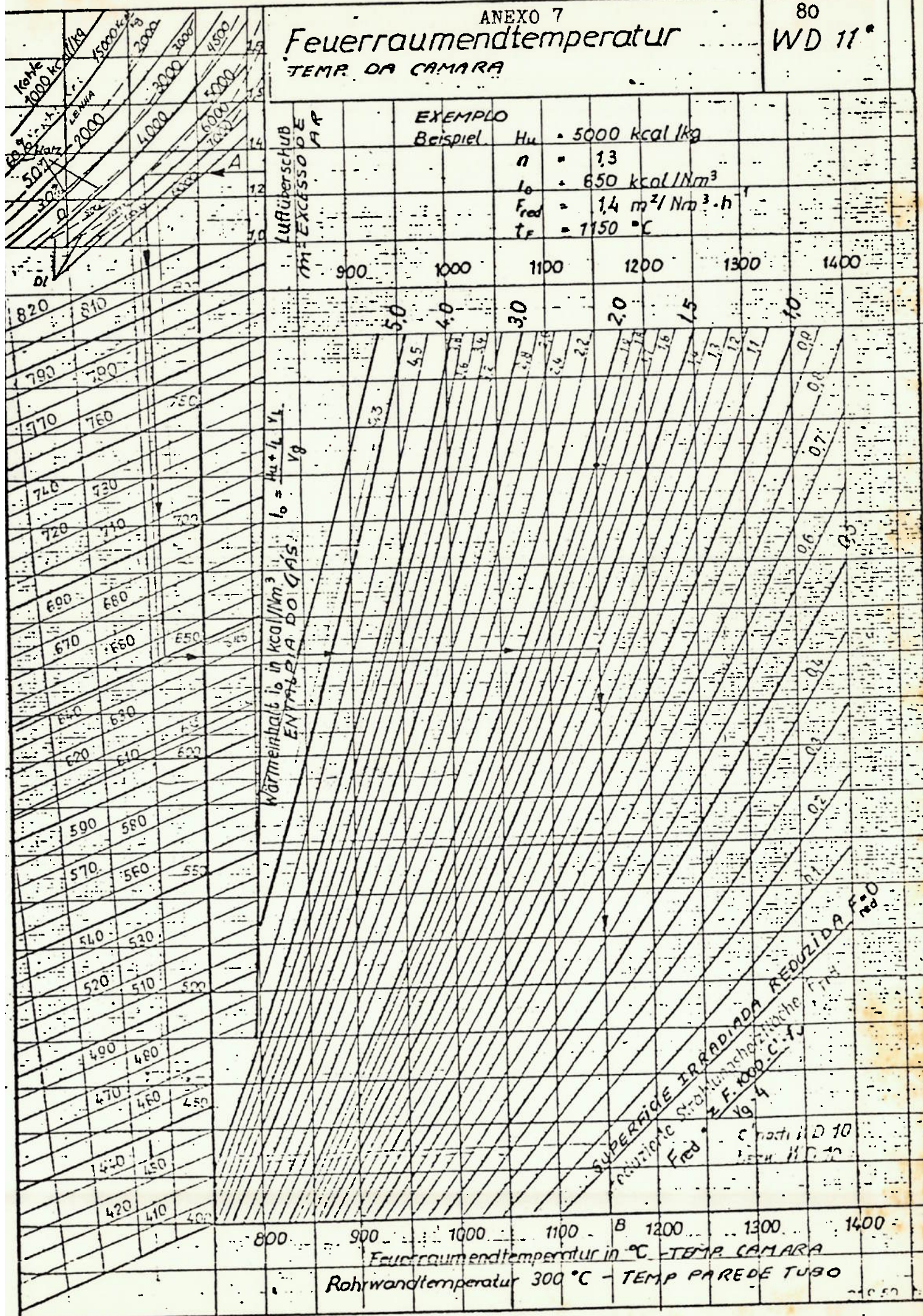
T₂ = Rohrwandtemperatur [°K]



Feuerraumendtemperatur

TEMP. DA CAMARA

WD 11*



81

tindo e absor
de certas faixas
T 5.7 , pág.

$p(\text{CO}_2)$ = pressão parcial do CO_2 .

$p(\text{H}_2\text{O})$ = pressão parcial do vapor de água.

t_p = temperatura da parede da superfície receptora
°C.

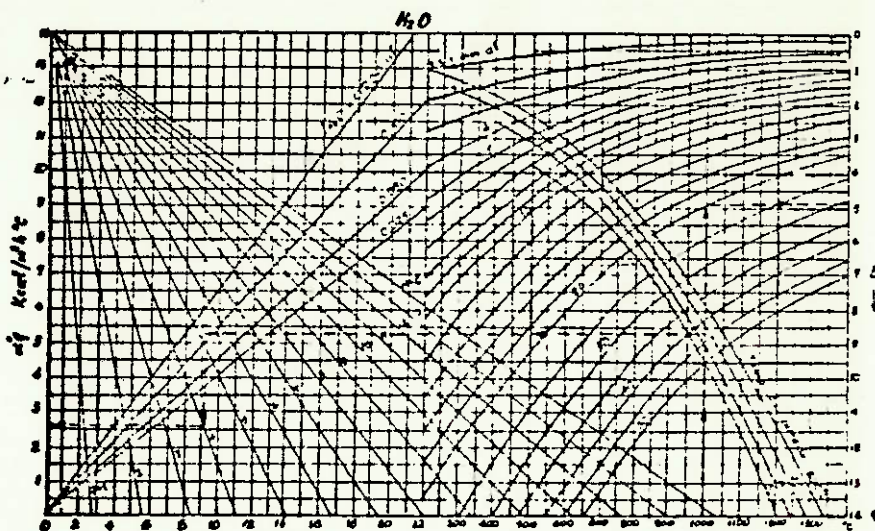
A pressão parcial se determina por cálculo, considerando a concentração de cada componente na mistura gasosa com pressão total de 1 Kg/cm² ou seja,

$$p(\text{CO}_2) = (\text{CO}_2) \times 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$p(\text{H}_2\text{O}) = (\text{H}_2\text{O}) \times 1 \text{ kg/cm}^2$$

onde compõem as porcentagens dos gases CO_2 e H_2O , referidas à base úmida.

Com o valor da temperatura média dos gases, entrando nos ábacos, se determina inicialmente o fator de emissão E, em função das pressões parciais. Este valor E e a temperatura da parede do tubo permitem obter os coeficientes CO_2 e H_2O .



Abaco N° 5.8

3.02
4.80
16.5

3.27
8.5
25

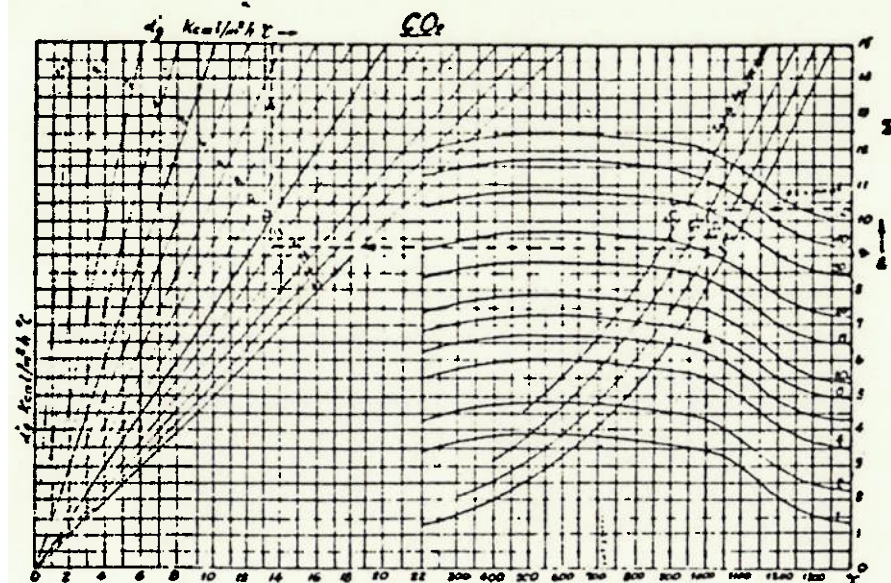
luminosa,
-vermelhas,
para o meio

ação gasosa

sosa

por radiação.

a determina-
sa foi desen-
pacos nºs 5.8
o dos seguin-



ÁBACO 5.9

coeficiente de radiação gasosa se obtém pela soma

$$\alpha_g = \alpha'_{CO_2} + \alpha''_{H_2O} \text{ em Kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

inzinger estabeleceu outro método mediante o uso de tabelas auxiliares, nos 5.10, 5.11, 5.12, à página 109 e 110, que permite a determinação de α'_{CO_2} e α''_{H_2O} desde que se conheça:

- a espessura da camada gasosa
- as pressões parciais de CO_2 e H_2O
- temperatura média do gás.

espessura da camada se calcula pela fórmula

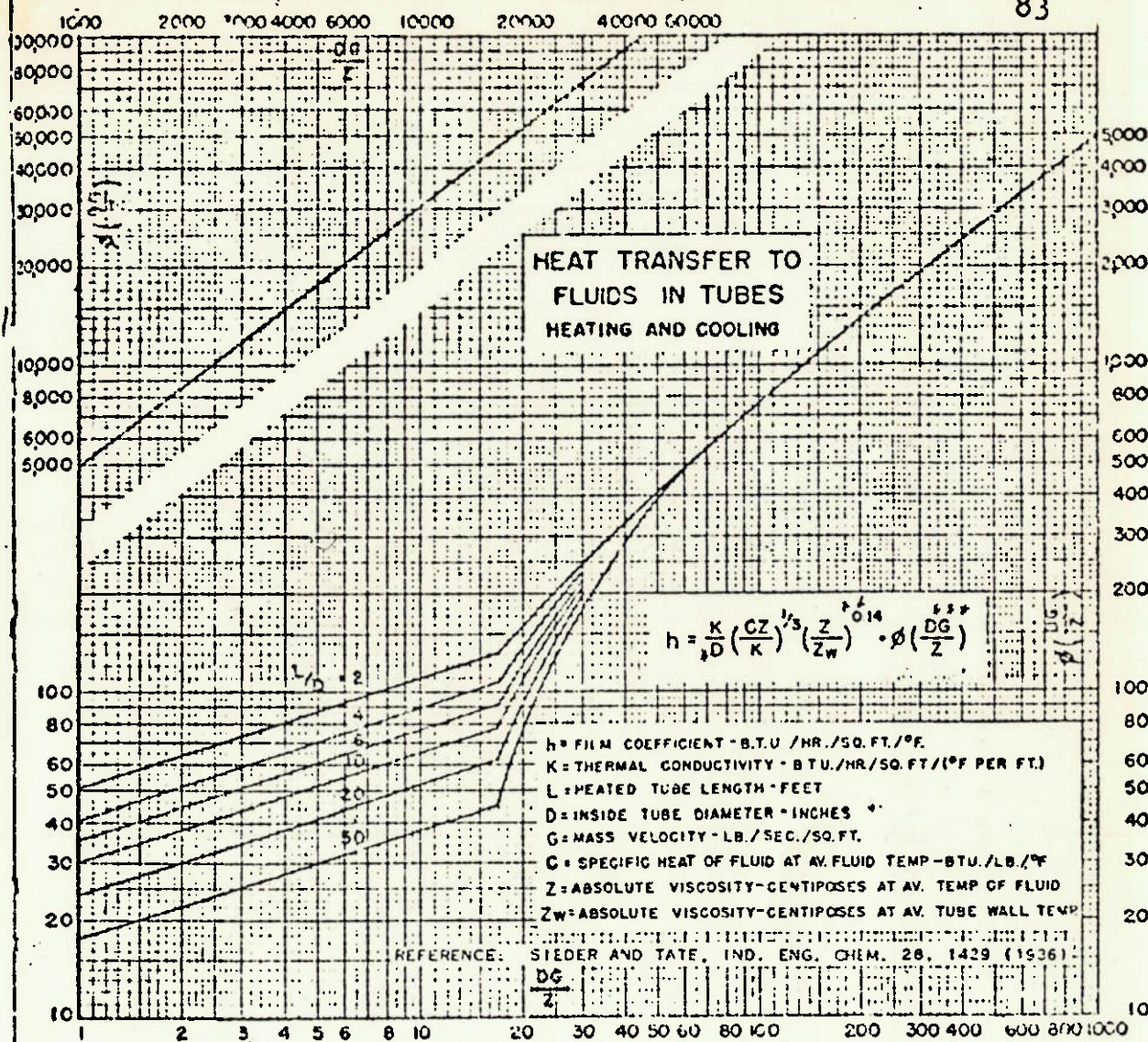
$$S = t - \frac{d}{2} \quad (39)$$

= passo em mm.

= diâmetro ext. do tubo em mm.



Temp. do gás	
°C	1
200	3
400	5
600	5
800	5
1000	4
1200	3

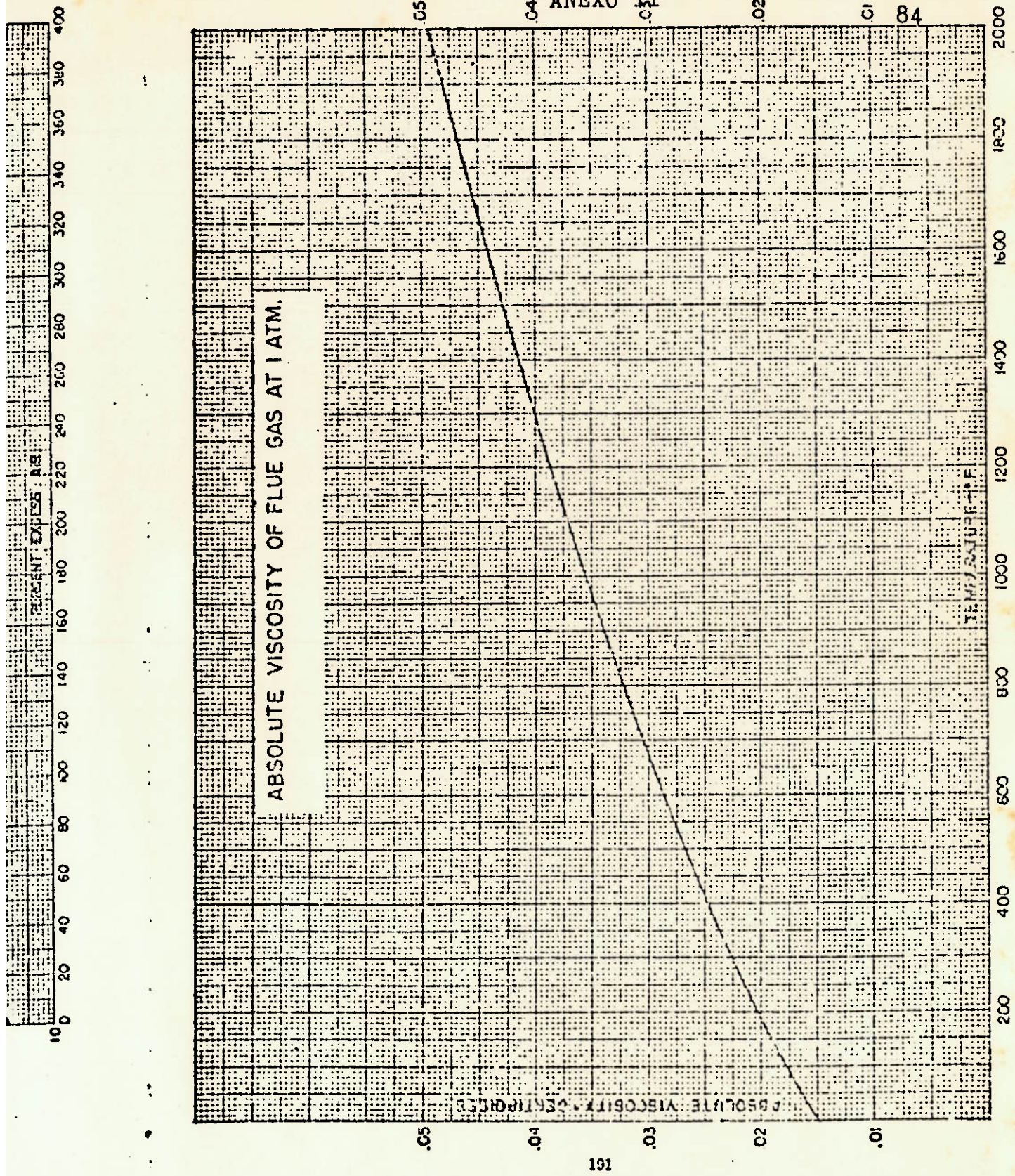


* - Ajustar ϕ de la tabla de la p. 82 a la temperatura de la pared

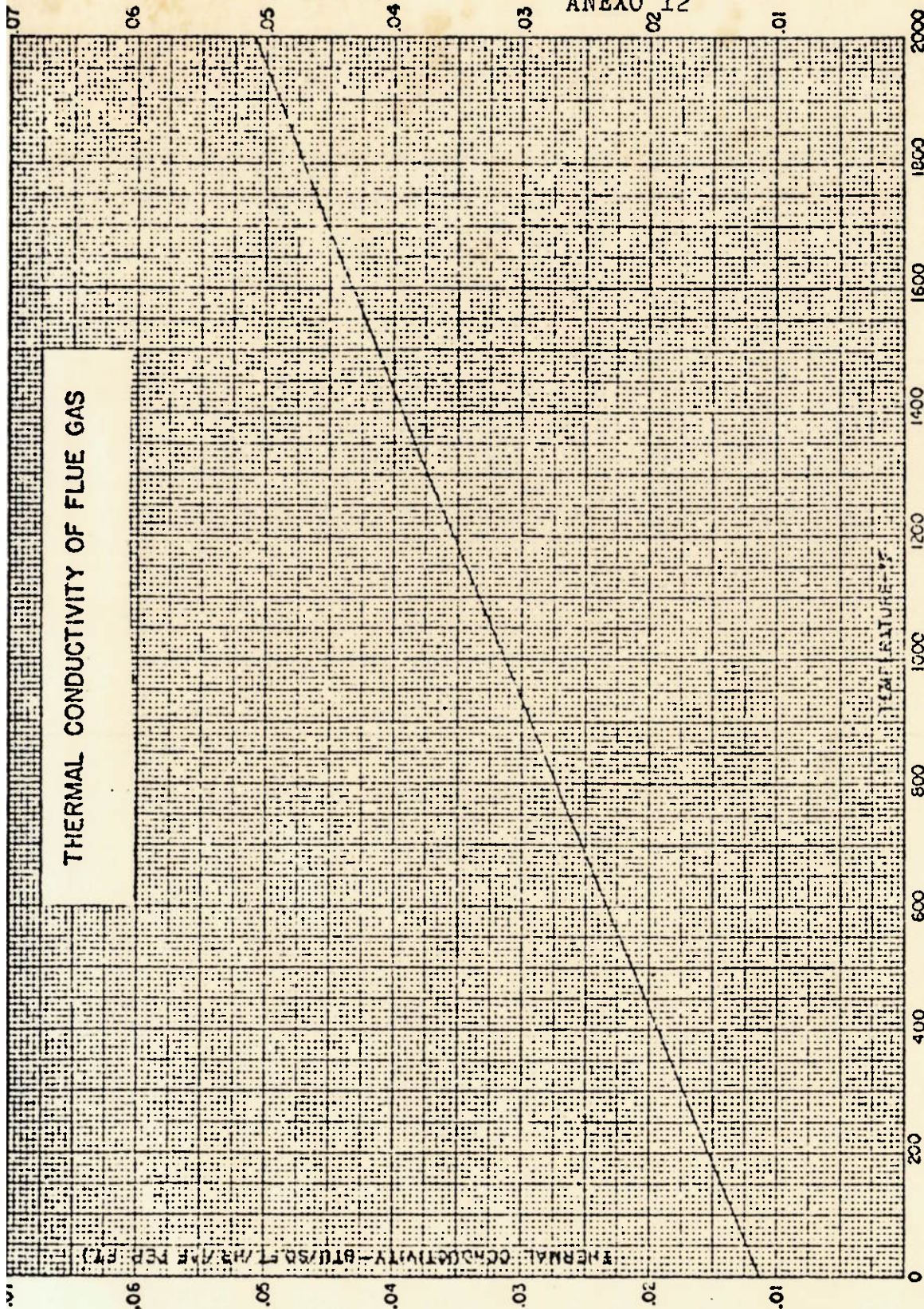
** En la curva que corresponde a la longitud de tubo, leer el valor de ϕ para el valor de $\frac{DG}{Z}$ determinado

*** Ajustar a ϕ de la

Tabla Gas para API 530



THERMAL CONDUCTIVITY OF FLUE GAS



Friction Factor

The friction factor is expressed as f on page 198 for flow between valves in consistent the stable state give maximum representation the pressure the chart, si

Pressure Drop

To facilitate pipes, the chart and the formation of these

Example through 800 0.60 cs and i of the gasoline

By following $Q/D = 3600$ pipe diameter

The pressure

Equivalent Length

Data on equation Δh

X DESENHOS