

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
Departamento de Engenharia Mecânica

PMC-581
Projeto Mecânico II

PIRÔMETRO DE SUCÇÃO

São Paulo, 27 de Dezembro de 1996

Aluna : Juliana Fatima Fukuda

n^ousp : 2810401

Professor Orientador : Dr. Jurandir I. Yanagihara

Índice

Introdução	01
Objetivo e principais problemas	04
Princípios de funcionamento	05
Soluções	12
Memorial de Cálculo	
Trocas de Calor	14
Perdas de carga	25
Definição do projeto	36
Termopar e blindagens	37
Dimensões do projeto	45
Conclusão	46
Referências Bibliográficas	47
Anexos	49

Introdução

O pirômetro de sucção é um instrumento de medição de temperatura. Ele será utilizado principalmente em fornalhas.

Na tentativa de validar modelos teóricos, ou mesmo para apreender aspectos ainda desconhecidos do fenômeno de combustão de sólidos, líquidos e gases, foram desenvolvidos em período recente diversos instrumentos específicos para utilização em altas temperaturas, que permitem a determinação experimental das várias grandezas físicas que caracterizam o comportamento de uma chama.

As medições em chamas industriais (potência maior que 300 kW) são ainda hoje realizadas predominantemente com instrumentos intrusivos. Entretanto, existe a tendência para o aumento da utilização de instrumentos não intrusivos (por exemplo, sistemas que utilizam laser, radiômetro óptico), que já são realidade para experimentos em escala laboratorial.

Neste trabalho estaremos analisando o funcionamento de um instrumento de leitura intrusivo: o pirômetro de sucção.

Na fornalha ocorre o processo de queima, seja queima de combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos. Ela é muito usada para determinar as propriedades radiantes da chama, sua forma e estabilidade, a eventual formação de poluentes, a ocorrência de deficiências na combustão, e com isso promover eventuais modificações nos queimadores, na câmara de combustão, ou mesmo no sistema que controla a combustão.

Para poder realizar este tipo de análise é fundamental dispor de uma fornalha especialmente construída para este fim, com simetria axial e aberturas para permitir a inserção dos instrumentos em seu interior, como mostra a figura abaixo.

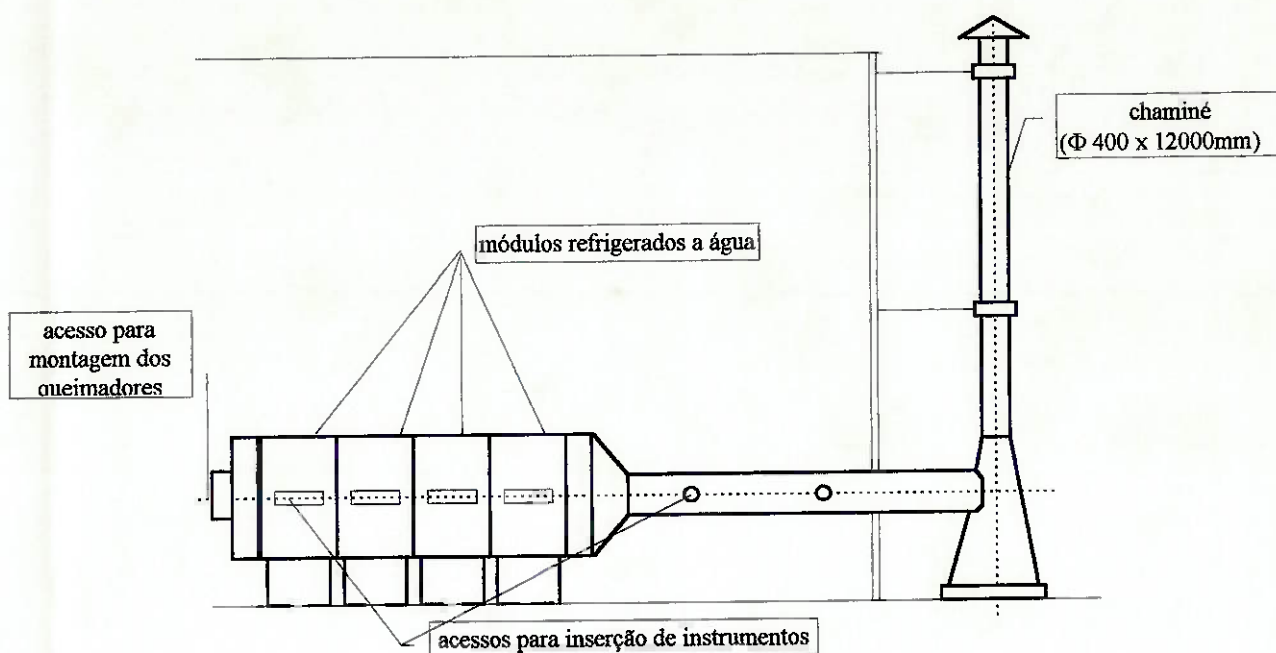


Fig. 1 : Fornalha

Ativa-se o queimador e uma chama horizontal é formada dentro da fornalha. Quando se tem uma chama no interior de uma fornalha existem enormes diferenças de temperatura da fase gasosa ao longo do volume da câmara. É necessário medir a temperatura dos diferentes pontos desta chama, para poder fazer a análise da eficiência do elemento testado a partir destes dados obtidos.

Além disso, as paredes da câmara estão em temperaturas inferiores à da chama, havendo casos em que essa diferença pode ser superior a 1000°C , por isso a necessidade da utilização de um pirômetro de sucção, mas isto será explicado mais a frente.

Utilizamos um termopar para fazer a medição da temperatura requerida, mas quando um termopar é colocado no interior de uma chama, ele indicará uma temperatura diferente da temperatura real da chama, já que no equilíbrio a junta quente do termopar troca calor não só com as outras regiões da chama, e com a fase gasosa circundante por radiação e convecção, mas também troca calor com as outras regiões da chama que estão a uma temperatura diferente da que queremos medir, além de trocar calor com as paredes da fornalha.

Na intenção de medir a temperatura real de cada ponto da chama projetou-se um pirômetro de sucção. Este instrumento é constituído por:

- um termopar tipo B, que é capaz de medir as temperaturas requeridas;

- um conjunto de 2 tubos cerâmicos de diâmetros crescentes que envolvem o termopar, formando desta maneira blindagens múltiplas para minimizar as trocas de calor por radiação entre a extremidade do termopar que faz a leitura e o meio ambiente envolvente;

- duas camisas d'água que envolvem o suporte do termopar, proporcionando um resfriamento das partes de aço do pirômetro que estará submetido a altas temperaturas.

Entretanto há um grande inconveniente no pirômetro: sua imprecisão. Tem-se procurado meios, e mais meios para se diminuir os erros. E esse é o principal objetivo deste projeto.

Objetivo e principais problemas.

Esse projeto tem a finalidade de construir um pirômetro de sucção miniaturizado capaz de fazer a leitura da temperatura interna de uma fornalha em diferentes pontos.

O pirômetro deverá ter dimensões pequenas, a fim de que o seu próprio tamanho não influa na leitura da temperatura, pois ao introduzirmos o pirômetro na fornalha, ele se comportará como uma aleta, fazendo com que haja um aumento na perda de calor por condução, assim o gás medido não terá mais a temperatura verdadeira. E quanto maior as dimensões da aleta, maior a perda de calor.

É importante também diminuir a influência de outras fontes de troca de calor. O fenômeno que mais interfere na leitura da temperatura real é o da radiação, e para tentar evitar este fenômeno colocaremos blindagens envolvendo o termopar.

O resfriamento do suporte do termopar também é um problema a ser analisado, pois ao mesmo tempo que é necessário o resfriamento do corpo para evitar problemas como deformações do material por excesso de calor, esse resfriamento interfere na leitura da temperatura, afastando-a do real valor.

Para conseguir resfriar o suporte utilizaremos uma camisa d'água externa que trocará calor com a parede do suporte do termopar, só que é necessário que ela seja colocada numa região em que este resfriamento terá pequena influência na leitura da temperatura requerida.

Percebe-se que ao tentar satisfazer um requisitos citados, podemos acabar prejudicando o atendimento do outro. Percebe-se então que é necessário achar um ponto ótimo para solucionar todos os problemas.

Princípios de funcionamento

Para uma compreensão geral do funcionamento, primeiro apresentaremos, de forma não complexa, um exemplo de pirômetro com os elementos que o compõe.



Fig. 2 : Esboço simplificado do Pirômetro de sucção

Os tubos cerâmicos são dois tubos concêntricos por onde o gás a ser medido é succionado. Esses tubos são feitos de material cerâmico. Material desse tipo, apesar de ser mau isolante térmico, é capaz de suportar a alta temperatura da chama sem se danificar.

Sobre o eixo de concentricidade está localizado o tubo de pitágoras, que é um tubo com quatro furos longitudinais; por um desses furos passará um fio do termopar, por outro furo passará o outro fio, e os outros dois furos restantes não serão utilizados.

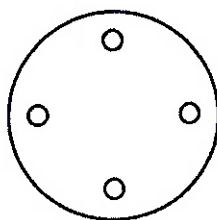


Fig. 3 - Seção do tubo de pitágoras

Com isso consegue-se guiar os fios do termopar ao longo do pirômetro e ao mesmo tempo evitar que haja contato entre os fios em qualquer outro local que não seja o ponto onde deve ser feita a medida da temperatura do gás.

É usado termopar do tipo B, pois este trabalha bem na faixa de temperatura que mediremos. (aproximadamente 1000 a 2000°C)

Outro ponto importante a ser explicado para melhor compreensão do funcionamento do pirômetro de sucção, é o fenômeno de transferência de calor.

Transferência de calor é o trânsito de energia causado por uma diferença de temperatura existente num meio, ou entre vários meios.

Há três diferentes tipos de processo de transferência de calor:

- Condução
- Convecção
- Radiação

Num sistema não ocorre obrigatoriamente apenas um desses processos, geralmente ocorre mais de um deles ao mesmo tempo. No pirômetro, por exemplo, os processos que mais influenciam a leitura da temperatura do gás são a radiação e a convecção.

Na parte do trocador de calor, sobre o qual falaremos mais a diante, o processo que provoca maior influência é a convecção, pois por causa principalmente deste processo é que se consegue fazer o resfriamento necessário dos tubos de suporte e do gás, pois a água a uma temperatura menor escoa em contato com a parede do tubo, resfriando-a.

Nos tubos cerâmicos o fenômeno que mais prejudica a leitura é a perda de calor por radiação, então são feitas algumas blindagens de tubos cerâmicos para tentar diminuir a perda de calor do gás para a parede da fornalha, que está a uma temperatura bem menor, pois ela possui 9 camisas d'água externas que ajudam a resfriá-la.

A ponta cerâmica do pirômetro é introduzida perpendicularmente na fornalha, a fim de se atingir o ponto da chama em que se deseja fazer a medição da temperatura.



Fig. 4 : Parte cerâmica do pirômetro

Através de uma bomba de sucção, o gás é succionado para dentro dos tubos cerâmicos, onde o termopar está alocado no eixo axial. O gás entra em contato com a junta do termopar e este faz a leitura da temperatura.

O termopar é o sensor mais utilizado na indústria. As principais características do termopar são :

- resposta rápida;
- ampla faixa de medição;
- boa linearidade;
- susceptibilidade a danos mecânicos, corrosão e oxidação;
- necessidade de calibrações periódicas, pois as mudanças na sua composição química alteram suas características de respostas;
- precisão da ordem de 1% da leitura para os termopares industriais.

Um termopar mede a diferença de temperatura entre sua junta de medição e sua junta de referência. A junta de medição é conhecida também como junta quente; esta é inserida na região em que se quer realizar a medição. A junta de referência ou junta fria é ligada ao medidor da força eletromotriz (fem) gerada no termopar.

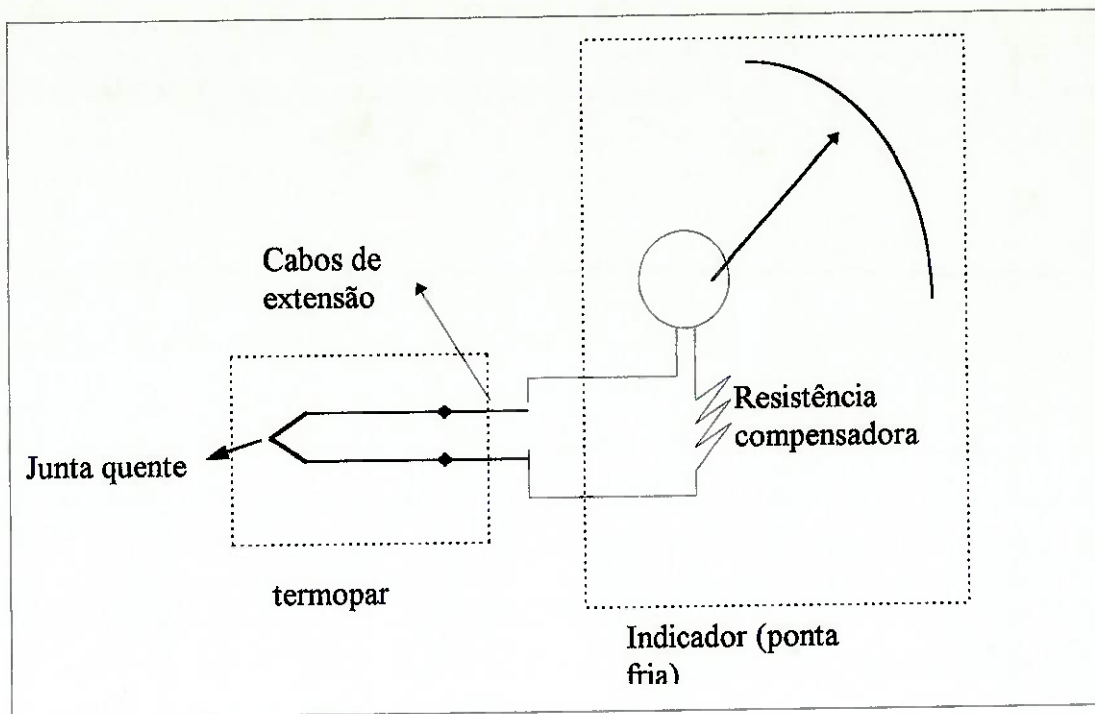


fig 5: esquema de funcionamento do termopar

Normalmente os medidores já contêm uma resistência compensadora para a junta de referência compensadora quando ela está em temperaturas diferentes de zero °C.

A força eletromotriz gerada tem as seguintes características:

- é proporcional à diferença de temperatura entre as junções;
- depende da combinação de metais utilizados nos fios do termopar;
- depende da homogeneidade do material na região do termopar submetida a um gradiente de temperatura alto.

A relação entre fem e a temperatura a ser medida é :

$$\frac{dE}{dT} = s$$

s é chamado de coeficiente de Seebeck do par 1,2 (fio tipo 1, fio tipo 2) que são obrigatoriamente de materiais diferentes. Para pequenas diferenças de fem, s pode ser considerado constante.

No nosso caso, a junta de referência está 0°C então a leitura da fem líquida pode ser relacionada diretamente à temperatura que se quer medir T2.

O termopar aqui utilizado é o termopar tipo B. Este termopar é composto por: platina-ródio 30% (fio positivo) e platina-ródio 6% (fio negativo). A tabela em anexo mostra a relação T e fem deste termopar.

Os tubos cerâmicos que são colocados ao redor de termopar servem para diminuir a perda de calor do gás por radiação para a parede da fornalha. Esses tubos conseguem diminuir a perda de calor por radiação pois funcionam como blindagens. Essas blindagens não fornecem ou removem calor do sistema, mas apenas introduzem uma resistência no circuito térmico.

Outra perda que ocorre é a perda de calor por radiação para a parede das próprias blindagens, e para diminuir estas perdas é necessário que a temperatura dos tubos cerâmicos sejam a mais próxima possível da do gás. Para isso succiona-se o gás a alta velocidade (por volta de 200 m/s), fazendo com que a troca de calor por convecção da parede dos tubos com o gás seja muito grande e assim eles tendam a ficar com a mesma temperatura

Esse cálculos do tubo cerâmico serão feitos mais tarde, quando já estiverem definidas as dimensões do trocador de calor.

Para o termopar fazer a leitura da temperatura é necessário que apenas a junta do termopar esteja submetido a temperatura que se deseja medir, então não é necessário que a temperatura permaneça a mesma ao longo de todo o pirômetro, e sim na região próxima a junta quente do termopar. Portanto é possível resfriar o gás a partir do próprio pirômetro com o auxílio do uso de um ou mais trocadores de calor, desde que estes estejam localizados em uma região distante da junta quente.

O trocador de calor, além de resfriar o gás de saída para evitar que este saia com temperatura muito alta, ele ajuda a resfriar o suporte metálico do termopar.

Um trocador de calor é colocado externamente e concentricamente ao tubo de pitágoras, mas num local onde o resfriamento do gás e da própria parede do tubo cerâmico não influa significativamente na medida da temperatura do gás.

O trocador de calor funciona da seguinte forma:

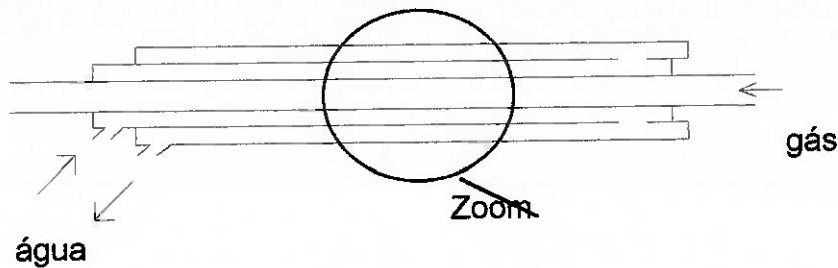


Fig. 6: Pirômetro com dois trocadores de calor

Zoom:

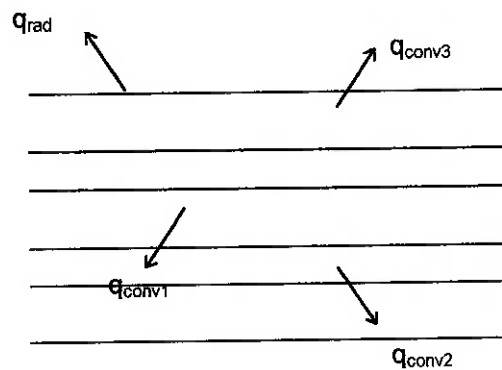


Fig. 7: Ampliação de uma parte da fig. 10.

Neste caso quanto maior perda de calor houver melhor, pois o objetivo agora não é mais a conservação da temperatura do gás e sim o seu resfriamento. As perdas mais importantes aqui são as mostradas na figura 11.

A q_{conv1} e a q_{conv2} seriam as taxas de calor por convecção forçada.

A q_{conv3} seria a taxa de calor por convecção natural.

A q_{rad} seria a troca de calor por radiação entre a superfície externa do trocador de calor e a sua vizinhança.

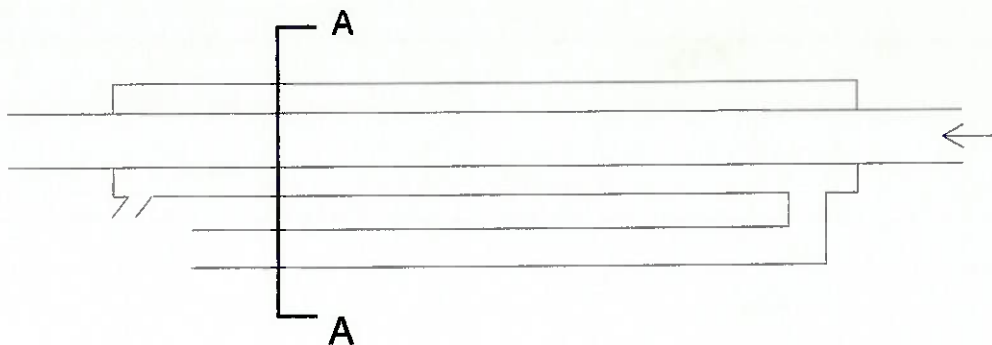
A maior parte do trocador de calor fica dentro da fornalha, portanto se fosse feito apenas um trocador de calor, a água em contato com a parede do tubo do gás não resfriaria tanto, pois ela receberia diretamente a influência da radiação das partículas do gás a altíssima temperatura.

Assim foi utilizado um trocador de calor com dois tubos concêntricos, um leva a água até a outra extremidade do trocador, e o outro a traz de volta. Entretanto, a dificuldade em se construir tubos concêntricos faz com que não descartemos a opção de apenas um trocador, ou de outros modelos de projeto. É preciso analisar o que trará mais benefícios.

Até agora só foi mostrado o esboço da opção do trocador de calor com dois tubos concêntricos. Apresentaremos a seguir mais dois modelos possíveis de trocador.

Soluções

A figura abaixo mostra a configuração de um pirômetro com apenas um trocador:



Vista do corte A-A:

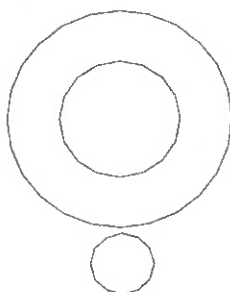


Fig. 8 : Pirômetro com um trocador de calor

Outra configuração que deve ser considerada pelo pouco espaço que ocupa é a do trocador com 4 tubos internos por onde será levada a água até a extremidade oposta do trocador, e um tubo central por onde passará o gás, conforme mostra a figura abaixo:

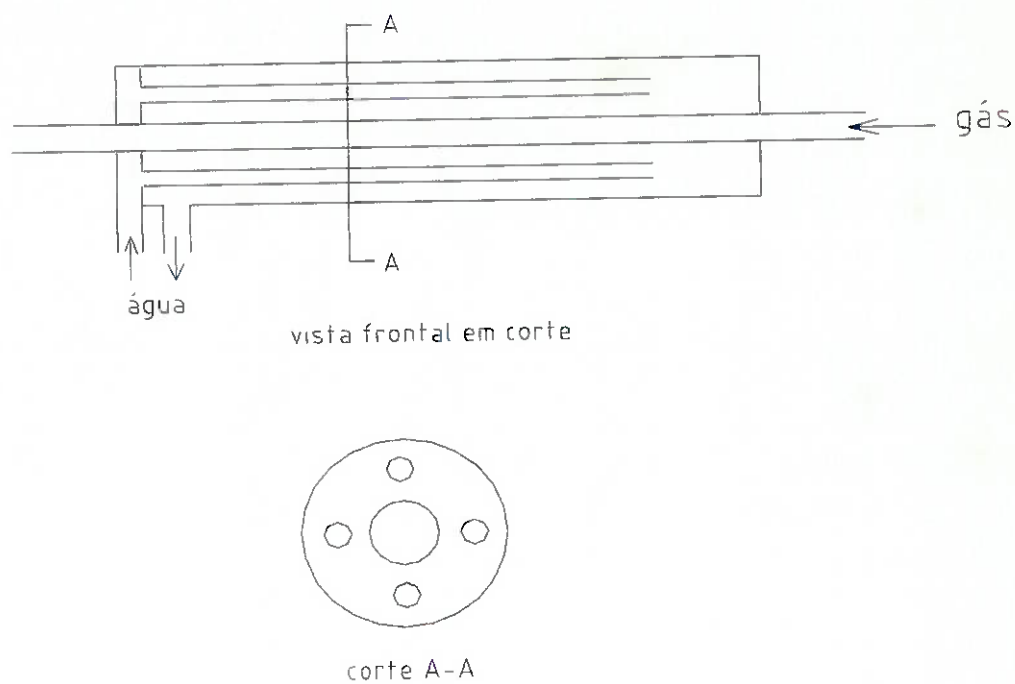


Fig 9: Trocador com vários tubos internos

MEMORIAL DE CÁLCULO

Para poder projetar um pirômetro é preciso saber analisá-lo matematicamente e para isso precisamos conhecer os fenômenos físicos que influem no seu funcionamento.

Trocas de calor

Neste projeto há várias trocas de calor; neste item analisaremos as trocas de calor ocorridas apenas no trocador de calor.

No caso deste pirômetro de sucção, o trocador de calor é composto por 3 tubos coaxiais em contracorrente.

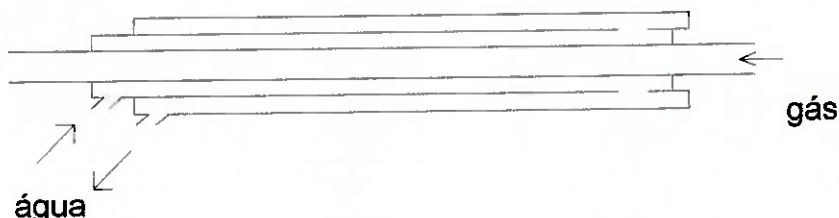


Fig.10 - Trocador de calor

O gráfico da variação da temperatura terá que ter uma configuração análoga a apresentada abaixo, pois trata-se de trocadores de calor em contracorrente :

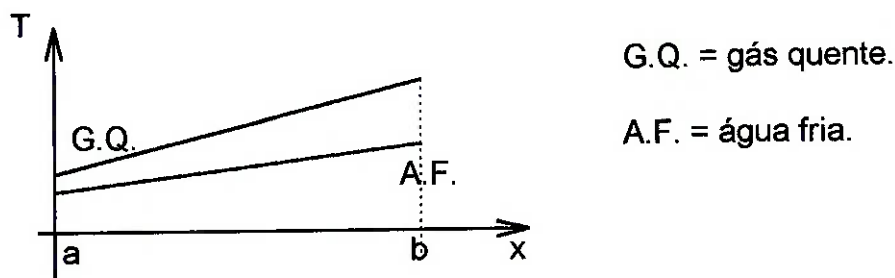


Fig. 11 - Gráfico da distribuição de temperatura ao longo do tubo.

Vazão volumétrica do gás (fluido quente) adotada = $70,0 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0194 \text{ m}^3/\text{s}$
Vazão volumétrica da água (fluido frio) adotada = $2 \text{ m}^3/\text{h} = 0,000556 \text{ m}^3/\text{s}$

Para este caso o fluxo de calor é igual a:

$$q = m_c' \cdot c_c \cdot \Delta T_c = m_h' \cdot c_h \cdot \Delta T_h = U \cdot A \cdot \Delta T_m, \quad (1)$$

onde q = taxa total de transferência de calor entre o fluido frio e quente.

m_i' = vazão mássica.

c_i = calor específico do fluido i .

ΔT_i = diferença de temperatura do fluido i na entrada e na saída.

U = coeficiente global de transferência de calor.

A = área total de transferência de calor.

ΔT_m = diferença de temperatura média apropriada.

Os índices c e h representam respectivamente frio e quente.

Parte interna: o tubo do gás e o primeiro trocador.

Como :

- Temperatura da entrada da água = 30 °C
- Temperatura de entrada do gás = 1200 °C
- Temperatura de saída do gás desejada = 200 °C

Então, aplicando esses valores na equação (1) temos:

Temperatura de saída da água = 34,19 °C

- Como achar ΔT_m :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} = \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)},$$

sendo : $\Delta T_i = T_{h,i} - T_{c,i}$

$$\Delta T_m = 517,20^\circ\text{C} = 790,20 \text{ K}$$

- como achar U :

$$R_{\text{tot}} = \text{Resistência total} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA},$$

onde para o nosso caso :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k l} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

sendo que :

$R''_{f,o}$ = fatores de incrustação representativos (que aqui serão desprezados)

$R_w = \ln(D_o/D_i) / 2\pi k l$ = resistência da parede do tubo à condução, que será considerada desprezada, pois consideramos k infinito.

Índice i,o representam interno e externo.

Portanto esta equação pode se resumir a :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o}$$

Para cálculo de U precisamos obter os de h_i , h_o .

Eles dependem do número de Reynolds pois : $h = Nu_D \cdot K/D$

Para o tubo onde passa o gás temos:

$$Re = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D}{\mu} = \frac{\rho \cdot D}{\mu} \frac{m'}{\rho \pi \left(\frac{D^2}{4} \right)} = \frac{4m'}{\pi(D)\mu}$$

Como o gás entra a 1200 °C e sai a 200 °C, será adotado temperatura média do gás $T_{mg} = 700 \text{ °C} = 973 \text{ K}$

$Re = 17226,65 \rightarrow$ escoamento turbulento.

Se for obtido $Re < 2500$ então o escoamento é laminar e o número de Nusselt Nu é obtido pela tabela 8.2 do Incropera, mas se for maior então o escoamento é turbulento e o Nu é obtido da seguinte forma:

Para escoamento turbulento completamente desenvolvido, com $10 < L/D < 400$ e considerando que as propriedades do fluido variam consideravelmente .

$$Nu_D = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_p)^{0,14} \quad (*)$$

Referências: (*) Holman - equação (6-5)

O número de Pr, a viscosidade e a condutividade térmica K [W/m²k] são obtidos pela tabela de propriedades termofísicas do ar.

$$\text{Pr do gás} = 0,72$$

$$\text{Nu}_D = 78,55$$

$$\text{condutividade térmica do gás} = K_g = 79,06 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK.}$$

$$h_i = \text{Nu} \cdot K / D = 78,55 \cdot 79,06 \cdot 10^{-3} / 0,0254 = 244,49 \text{ W/m}^2\text{K.}$$

Para o fluido água temos, considerando uma temperatura média de 32,09 ° C, e o escoamento em uma seção anular :

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D_h}{\mu} = \frac{\rho \cdot (D_o - D_i)}{\mu} \cdot \frac{m_h'}{\rho \pi \left(\frac{D_o^2 - D_i^2}{4} \right)} = \frac{4m_h'}{\pi(D_o + D_i)\mu}$$

$$\text{Re}_f = 15305,41 \rightarrow \text{escoamento turbulento.}$$

$$\text{Pr para a água} = 5,2.$$

Para escoamento turbulento, em duto, com aquecimento :

$$\text{Nu}_D = 0,023 \cdot \text{Re}_D^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \text{ (*)}$$

$$\text{Nu}_D = 99,08$$

$$K = 0,620 \text{ W/mK}$$

$$h_e = 9674,38 \text{ W/m}^2\text{.K}$$

$$1/U = 1/h_i + 1/h_e$$

$$U = 238,46 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q = U \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot \Delta T_m$$

$$L_{\min} = 0,65 \text{ m} = \text{comprimento mínimo necessário.}$$

Como será adotado L = 1,27 m não haverá problemas.

Referências : (*) Holman - equação (6-4)

Para o tubo de seção anular mais externo :

temperatura média do fluido = $39,19^{\circ}\text{C} = 312\text{ K}$

$Re = 14756 \rightarrow$ escoamento turbulento

Pr para a água = 4,30.

Adotando temperatura da parede do tubo constante em contato direto com o gás escoante na fornalha = 100°C

$$Nu_D = 0,036 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_p)^{0,14} \cdot (d/L)^{0,055} \quad (^3)$$

$$Nu = 107,4$$

coeficiente de condutividade $K = 0,630\text{ W/mK}$

$$h_i = 1775\text{ W/m}^2\text{K}.$$

Considerando o escoamento transversal externo, temos:

$$Re = VD / \nu,$$

Sendo ν a viscosidade do gás a $850^{\circ}\text{C} = 0,000125\text{ m}^2/\text{s}$

Como o consumo de óleo na fornalha é de 30 Kg/h , e cada quilo de óleo necessita, em média, de 15 Kg de ar, então há um consumo de 450 Kg/h de ar. Sendo a densidade do ar = $0,1\text{ Kg/m}^3$, então a vazão de ar é de $1,25\text{ m}^3/\text{s}$.

Sendo o diâmetro da fornalha = $1,2\text{ m}$, então a velocidade de escoamento é $V=1,01\text{ m/s}$.

$$Re = 1,01 \cdot 0,0381 / 0,000125 = 305 \rightarrow \text{escoamento laminar.}$$

$$\text{Assim } Nu = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \cdot (Pr/Pr_s)^{1/4} \quad (^4)$$

C, m obtém-se na tabela 7.4 do Incropera.

Como $Pr = 0,68 \rightarrow n = 0,37$ (Para $Pr > 10$ então $n=0,36$, e para $Pr < 10$ então $n = 0,37$).

Referências : ⁽³⁾ Holman - equação (6-6)
⁽⁴⁾ Incropera - equação (7-56)

$$Nu = 7,58$$

$$h_e = 25,08 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$U = 1/(1/h_i + 1/h_e) = 24,73 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

q_c = calor trocado por convecção

$$q_c = U \cdot A \cdot (850 - 100) = 2,82 \text{ KW}$$

q_r = calor trocado por radiação

$$q_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_p^4 - T_s^4), \text{ sendo } T_p = \text{temperatura da parede do forno} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_r = 12,2 \text{ KW}$$

$$q_t = \text{calor total} = 15,1 \text{ KW} \rightarrow T_{\text{final}} = 40,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

A água sai a 40,7 °C.

Se formos analisar agora um trocador de calor com uma configuração diferente, ocorrerá algumas modificações na maneira de calcular, como será visto a seguir.

Considerando um trocador de calor com seis tubos intermediários, conforme mostra a figura 11, calcularemos da seguinte forma :

OBS : As temperaturas de entrada e saída do gás e de entrada da água são as mesmas que a da configuração acima demonstrada.

Assim:

Temperatura média do gás = 700 ° C.

calor específico $c_g = 1,0 \text{ KJ/Kg K}$.

densidade do gás = 0,35 Kg/m³.

Vazão volumétrica do gás adotada = 70 m³/ h = 0,0194 m³/s.

Vazão mássica do gás = 0,00681 Kg/s.

$$q_g = \text{quantidade de calor transferida do gás para a água} = \dot{m}_g \cdot c_g \cdot \Delta T_g$$

$$q_g = q_{c1} = 0,00681 \cdot 1,0 \cdot 1000 = 6,806 \text{ KW}.$$

Vazão da água = 2,0 m³/ h = 0,000556 m³/s.

Chutando como valor de saída da água do trocador = 41 ° C, obtemos a temperatura média da água = 36,05 ° C, não esquecendo que a água entra a 30° C nos tubos intermediários e saem a 31,1 ° C (valor obtido por interação).

Assim a densidade da água no tubo = 992,8 Kg/ m³.

Vazão mássica = 0,000556.992,8 = 0,55153 Kg/s.

calor específico da água = 4,2 KJ/Kg K.

Com todos esses dados obtemos que a temperatura mínima de saída da água é 34 ° C, mínima porque a água ainda receberá calor por convecção do gás e por radiação da parede da fornalha, por isso chutamos o valor de temperatura de saída da água = 41 ° C.

Sendo as dimensões dos tubos:

D_e do tubo externo = 0,042 m

espessura do tubo externo = 0,003 m

D_i do tubo externo = 0,036m

D_e do tubo interno = 0,016 m

espessura do tubo interno = 0,001 m

D_i do tubo interno = 0,014 m

D_e do tubo intermediário = 0,006 m

espessura do tubo intermediário = 0,0005 m

D_i do tubo intermediário = 0,005 m

Área de passagem do gás = 1,539 * 1E-4 m².

Velocidade do gás V_g = 0,0194/1,539 * 1E-4 = 126,31 m/s.

Para achar o coeficiente de convecção interna h_i , precisamos saber primeiro se o escoamento é turbulento ou não.

número de Reynolds = Re = VD/ν = 15491,96 → turbulento.

Sendo turbulento o número de Nusselt é calculado pela seguinte equação:

$$Nu = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_p)^{0.14} = 56,58 ,$$

sendo μ_p a viscosidade dinâmica do fluido a temperatura da parede = 368 °C.

$$h_i = Nu \cdot K / D = 262.7 \text{ W/m}^2 \text{ K},$$

sendo K a condutividade térmica.

Todos os dados de cálculo de Nu, e h_i foram obtidos a temperatura média do gás, com exceção do μ_p.

Agora para obter o coeficiente de convecção externa h_e , analisaremos o escoamento da água :

$A = \text{área de passagem da água} = A_{\text{tubo ext.}} - A_{\text{tubo int.}} - 6.A_{\text{tubos interm.}} = 0.000647 \text{ m}^2$.
 velocidade da água $V_a = 0.000556/0.000647 = 0.858 \text{ m/s}$.

$D_h = 4.A / P_m = 0.00936 \text{ m}$, sendo P_m = perímetro molhado.

$Re = V_a.D_h/\nu_a = 10817,8 \rightarrow \text{turbulento}$

$Nu = 0.027*Re^{0.8}*Pr^{1/3}*(\mu/\mu_p)^{0.14} = 109,6$,

$h_e = Nu.K/D_h = 7384,9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Coeficiente global de transferência de calor U :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = 253,7 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

A diferença média de temperatura logaritmica ΔT_{ml} :

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{eg} - T_{ea}) - (T_{sg} - T_{sa})}{\ln\left(\frac{T_{eg} - T_{ea}}{T_{sg} - T_{sa}}\right)}$$

$$\text{Comprimento mínimo necessário } l_{\min} = \frac{q}{U \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta T_{ml}}$$

então $l_{\min} = 1.05 \text{ m}$.

Podemos então adotar o comprimento de 1.27 m que é o necessário para poder percorrer toda a fornalha.

Analisando agora a troca de calor entre o trocador de calor e o gás da fornalha que está a uma velocidade de 1,01 m/s.

$T_g \text{ na fornalha} = 1600 \text{ }^\circ\text{C}$.

$T \text{ da superfície do trocador} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

$T_{\text{paredo do forno}} = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$.

$T_{\text{película de contato}} = (1600+100)/2 = 850 \text{ }^\circ\text{C}$.

Calculando o número de Reynolds na película:

$$Re = V_g \cdot D / \nu_g = 289 \rightarrow \text{laminar.}$$

Já que o escoamento é laminar, método para achar o número de Nusselt é diferente. Consulta-se a tabela 7.4 do livro Incropera, e obtém-se os valores das constantes :

$$C = 0.51, m = 0.50,$$

que serão usadas na fórmula:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot (Pr/Pr_p)^{0.25} = 7.39$$

$$h_e = Nu \cdot K_g / D = 22.18 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

O h_i usado aqui será o mesmo que o usado no caso acima da troca de calor entre o gás interno e o trocador, assim resulta em :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = 22,12 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{Sendo a área para troca convectiva} = A = \pi \cdot D \cdot L = 0.168 \text{ m}^2.$$

$$\text{Então } q_{c2} = \text{calor recebido por convecção do meio} = U \cdot A \cdot (1600 - 850) = 2.78 \text{ KW}$$

Para a troca radioativa :

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4.$$

$$\text{emissividade } \varepsilon = 0.9$$

$$q_r = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_m^4 - T_p^4) = 13.43 \text{ KW.}$$

$$q_T = q_{c2} + q_r + q_{c1} = 23.02 \text{ KW.}$$

Após varias interações feitas, obteve - se uma temperatura de saída da água de 41,04 °C, que está muito próximo do valor adotado, que era 41,0 °C, podendo então adotar este resultado como satisfatório.

Só é necessário agora verificar a temperatura adotada de saída da água do tubo intermediário que foi 31,1 °C.

Tendo o trocador um comprimento de 1,27 m e os tubos intermediários, de 1,17 m, temos apenas 0,1 m de trocador sem tubo intermediário, e quanto mais próximos forem os valores desses comprimentos melhor.

Calor recebido por convecção e por radiação neste trecho = 1,8 KW, assim o acréscimo da temperatura da água neste trecho ΔT_a :

$$\Delta T_{a1} = 1,8 / (m_a \cdot c_a) = 0.78 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Diferença de temperatura entre a entrada e saída do trocador $\Delta T_{a2} = 11.14 \text{ } ^\circ\text{C}$.

A área de passagem de cada tubo intermediária = 0.0000196 m^2 .
velocidade de escoamento dentro dos seis tubos = 4.72 m/s .

Adotando uma temperatura média de $30.55 \text{ } ^\circ\text{C}$ no tubo intermediário, obtemos:

$$Re = VD/\nu = 28109.71 \rightarrow \text{turbulento}.$$

Sendo o escoamento turbulento e como a temperatura não varia muito, Nu calcula-se da seguinte forma :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 155,0.$$

$$h_i = Nu \cdot K/D = 19357 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

O valor de h_e referente ao escoamento externo aos tubos intermediários é o mesmo que o calculado acima para o escoamento da água dentro do trocador, assim :

$$U = 5358.2 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

A área para esta troca de calor é $= \pi \cdot D_{e \text{ interm.}} \cdot l = 0.132 \text{ m}^2$

$$\Delta T_{ml} = (\Delta T_{a1} - \Delta T_{a2}) / \ln(\Delta T_{a1} - \Delta T_{a2}) = 3.90 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Assim a quantidade de calor que é esperada, para que estes valores estejam certos é :

$$q_{\text{esperado}} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} = 2769.5 \text{ W}.$$

Comparando agora com a quantidade de calor realmente trocada:

$$q_{\text{real}} = m_a \cdot c_a \cdot \Delta T_{a1} = m_a \cdot c_a \cdot (31.1 - 30) = 2779.42 \text{ W}.$$

O erro obtido 0.36% após ter sido feito várias interações é considerado aceitável quando comparado o valor obtido com o valor adotado como temperatura de saída dos tubos intermediários.

Pudemos assim verificar o comportamento desta nova configuração de trocador de calor, e verificamos que quanto ao valor da temperatura de saída da água do trocador ambas as configurações são bem aceitáveis.

É muito importante saber o valor da perda de carga porque apesar de podermos considerar a água como um fluido incompressível e portanto a velocidade de escoamento não variará com a perda de carga, não podemos ignorar o fato de que uma diminuição na pressão afetará no comportamento da vazão nos diversos trechos do tubo.

Perdas de carga

Como já foi mencionado, a perda de carga depende da geometria da seção de escoamento, portanto no pirômetro teremos 5 diferentes coeficientes de perda de carga :

- R1 = coeficiente de perda de carga devido à expansão do escoamento do fluido na entrada do trocador de calor.
- R2 = coeficiente de perda de carga devido à influência das paredes do tubo anular interno .
- R3 = coeficiente de perda de carga devido à inversão no sentido do escoamento do fluido.
- R4 = coeficiente de perda de carga devido à influências das paredes do tubo anular externo.
- R5 = coeficiente de perda de carga devido ao estrangulamento do escoamento do fluido na saída do trocador de calor.

A perda de carga total é a soma de todas as perdas de carga causadas pelo R_i , com $1 < i < 5$.

Adotando :

Pressão da água inicial, fornecida pela bomba = 980665 Pa

Vazão inicial da água = 2 m³/ h.

Obs: Todos os * significam referência ao livro "Memento des Pertes de Charge".

R1 - Perda de carga na entrada do trocador de calor

(tirado da pag. 394 - diagrama 11.6 - anexo 1) *

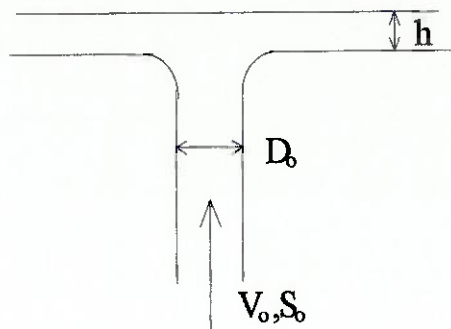


Fig. 12: configuração de entrada

$$\Delta H = \text{perda de carga} = \xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g}$$

sendo ξ = coeficiente de perda de carga.

γ = peso específico da água, que é obtido pela tabela 1.1 da pag13 * = 9753 N/m³.

ω_o = velocidade de entrada do fluido = 7,1 m/s.

Para obter ξ é preciso saber os valores de r/D_o e de h/D_o .

$\xi = f (r/D_o, h/D_o)$, sendo

r = raio de arredondamento do desvio de direção $\cong 0$.

h = altura da nova seção de passagem do fluido = 0,00635 m.

D_o = diâmetro do duto de entrada do fluido = 0,01 m

Para o trocador de calor analisado neste texto $r/D_o = 0$, pois o $r = 0$ (não há arredondamento), portanto adotaremos a relação que mais se aproxima de zero, que é $r/D_o = 0.1$.

Com isso obtivemos $\xi = 0,86$.

Mas como o tubo vai estar inclinado de 45 °, então há um coeficiente de perda de carga considerando-se a inclinação.

Coeficiente = 0,5418

Pressão de entrada 1 = 980665 Pa.

$$\text{Perda de carga 1} = \xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} = 13481 \text{ Pa} = 0,14 \text{ Kgf / cm}^2.$$

Pressão de saída 1 = 967184 Pa.

R2 - Perda de carga ao longo do tubo anular interno.

(Obtido na pagina 68, diagrama 2.2, considerando que a seção é anular - anexo 2 .)*

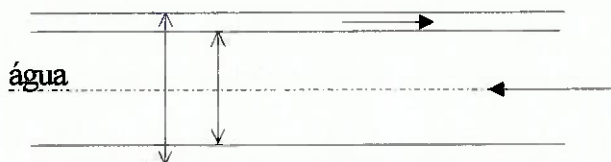


Fig. 13: configuração do tubo anular interno

$$\Delta H = \text{perda de carga} = \lambda_{ann} \cdot \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} \cdot \frac{l}{D_h},$$

sendo λ_{ann} = coeficiente de perda de carga para seção anular.

l = comprimento do duto = 1,27 m.

D_h = diâmetro hidráulica = $D_{ext} - D_{int}$ = 0,00635 m.

γ = peso específico da água, que é obtido pela tabela 1.1 da pag13 = 9747 N/m³.

ω_o = velocidade de entrada do fluido = 1,9 m/s.

$$\lambda_{anular} = K_3 \cdot \lambda,$$

sendo K_3 = constante determinada pelo gráfico c) do diagrama 2.1 (pag.67 - anexo 3)* = 1,0706.

λ = coeficiente de perda de carga de uma seção não anular, que é obtido através do diagrama 2.2b* . Mas para usá-la é preciso primeiro determinar o valor do número de Reynolds = 0,02796.

$$Re = \frac{V_o \cdot D_h}{\nu} = 15272,$$

sendo D_h = diâmetro hidráulico = 0,00635 m.

V_o = velocidade de entrada = 1,9 m/s.

ν = viscosidade cinemática = 0,00000081 m²/s.

ν é dada pela figura 1.2 da página 20 do livro adotado. A viscosidade varia com a temperatura. Para os líquidos quanto maior a temperatura menor a viscosidade; já para os gases é o inverso.

Com isso obtivemos $\lambda_{\text{anular}} = 0,0299$.

Pressão de entrada 2 = 967184 Pa

$$\text{Perda de carga 2} = \lambda_{\text{ann}} \cdot \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} \cdot \frac{l}{D_h} = 77000 \text{ Pa.}$$

Pressão de saída 2 = 890184 Pa.

R3 - Perda de carga devido à mudança de sentido de escoamento.
(tirado da pag.215, diagrama 6.21 - anexo 4)*

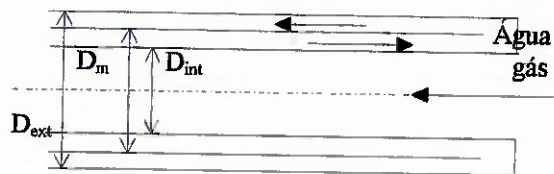


Fig. 14: configuração da mudança de sentido

$$\Delta H = \text{perda de carga} = \xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} = C_1 \cdot \xi_m + \xi_f,$$

sendo C_1 = constante obtida pelo gráfico b) do diagrama 6.21 e depende do valor de a_o/b_o .

ξ_m = coeficiente de perda de carga obtido pelo gráfico a) da pag 215 e depende do valor de : l_o/b_o e de b_k/b_o .

Como consideramos para este caso l_o sempre igual a zero, então $l_o/b_o = 0$.

$\xi_f = \lambda (1 + l_o/b_o) = \lambda$; e λ para paredes lisas é igual a 0.02, então:
 $\xi_f = 0,02$.

Faremos uma aproximação para os valores de a_o e de b_o .

a_o = perímetro da circunferência de raio intermediário entre o tubo de seção anular mais externo e o tubo de seção anular interno =
 $= 2\pi \cdot (r_{ext} + r_{int})/2 = 0,09975 \text{ m}$.

b_o = distância entre duas paredes = $(r_{ext} - r_{int})/2 = 0,003175$.

Então $C_1 = 0,57928$

Como $b_1 = b_o$, então $\xi_m = 3,6$

pressão inicial de entrada 3 = 890184 Pa

Perda de carga 3 = $\xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} = C_1 \cdot \xi_m + \xi_f = 15462 \text{ Pa}$.

Pressão de saída 3 = 874722 Pa.

R4 - Perda de carga ao longo do tubo anular externo.

(Obtido na pagina 68, diagrama 2.2, considerando que a seção é anular-anexo 2.)

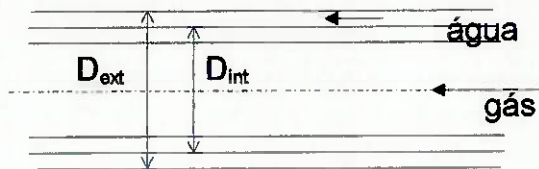


Fig. 15: configuração do tubo anular externo

$$\Delta H = \text{perda de carga} = \lambda_{ann} \cdot \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} \cdot \frac{l}{D_h},$$

sendo l = comprimento do duto = 1,27 m.

D_h = diâmetro hidráulica = $D_{ext} - D_{int}$ = 0,00635 m.

γ = 9747 N/m³.

ω_o = velocidade de entrada do fluido = 1,6 m/s.

$$\lambda_{anular} = K_3 \cdot \lambda,$$

sendo K_3 = 1,0709.

λ = 0,02877, depende do valor de Reynolds que é :

$$Re = \frac{V_o \cdot D_h}{\nu} = 13691,$$

sendo D_h = diâmetro hidráulico = 0,00635 m.

V_o = velocidade de entrada = 1,6 m/s.

ν = viscosidade cinemática = 0,00000074 m²/s.

Com isso obtivemos λ_{anular} = 0,0308.

Pressão de entrada 4 = 874722 Pa

$$\text{Perda de carga 4} = \lambda_{ann} \cdot \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} \cdot \frac{l}{D_h} = 103309 \text{ Pa.}$$

Pressão de saída 4 = 771413 Pa.

R5 - Perda de carga na saída do trocador de calor

(Obtido na pagina 94, diagrama 3.8, considerando o caso 3.)*

Considerando que o número de Reynolds é maior que 10^4

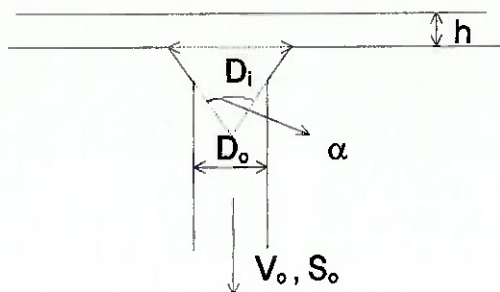


Fig. 16: configuração de saída

$$\Delta H = \text{perda de carga} = \xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g},$$

sendo ξ = coeficiente de perda de carga = $\xi' + (\sigma_1 / n^2)$,

como a saída do trocador não é divergente, então $n = 1$.

ξ' = coeficiente auxiliar que depende do ângulo de convergência da saída do trocador $\alpha = 180^\circ$.

Procura-se então na tabela de ξ do diagrama 3.5, pag. 95 - anexo 6

Obtendo $\xi' = 0,5$.

σ_1 = coeficiente obtido pelo diagrama 3.8 e depende da relação de $h/D_o = 0,1$

Então obtém-se $\xi = 0,614$.

Pressão de entrada 5 = 771413 Pa.

Perda de carga 5 = 20201 Pa.

Pressão final 5 = 751212 Pa.

Perda de carga em todo o trocador = 229453 Pa.

Perda de carga total percentual = 23,40 %.

Configuração 2:

Verifiquemos agora a perda de carga da terceira configuração considerada, a segunda configuração não será analisada :

Para este caso a perda de carga total é a somatória das perdas de carga provocadas pelos seguintes coeficientes :

- R1 = coeficiente de perda de carga devido à expansão do escoamento da água na entrada do trocador de calor.
- R2 = coeficiente de perda de carga devido ao estrangulamento do escoamento da água na entrada dos tubos intermediários.
- R3 = coeficiente de perda de carga devido à influência das paredes do tubo intermediário.
- R4 = coeficiente de perda de carga à expansão na saída do tubo intermediário.
- R5 = coeficiente de perda de carga devido à influências das paredes internas do tubo anular externo , e às paredes externas dos tubos intermediário e do tubo interno.
- R6 = coeficiente de perda de carga devido ao estrangulamento do escoamento do fluido na saída do trocador de calor.

R1 - Perda de carga na entrada do trocador de calor

(tirado da pág. 394 - diagrama 11.6 - anexo 1) *

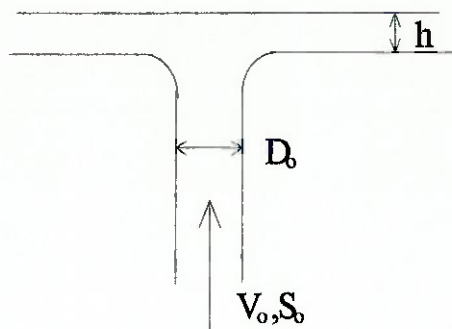


Fig. 17 - configuração de entrada

$$\Delta H = \text{perda de carga} = \xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g}$$

sendo ξ = coeficiente de perda de carga.

γ = peso específico da água, que é obtido pela tabela 1.1 da pag13 * = 9753 N/m³.

ω_o = velocidade de entrada do fluido = 7,1 m/s.

Para obter ξ é preciso saber os valores de r/D_o e de h/D_o .

$\xi = f (r/D_o, h/D_o)$, sendo

r = raio de arredondamento do desvio de direção $\cong 0$.

h = altura da nova seção de passagem do fluido = 0,036 m.

D_o = diâmetro do duto de entrada do fluido = 0,01 m

Para o trocador de calor analisado neste texto $r/D_o = 0$, pois o $r = 0$ (não há arredondamento), portanto adotaremos a relação que mais se aproxima de zero, que é $r/D_o = 0.1$.

E como o valor de $h/D_o > 1$, então de acordo com a tabela obtivemos $\xi = 0,9$.

Pressão de entrada 1 = 980665 Pa.

$$\text{Perda de carga 1} = \xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g} = 13481 \text{ Pa} = 0,14 \text{ Kgf / cm}^2.$$

Pressão de saída 1 = 967184 Pa.

R2 - Perda de carga na saída do trocador de calor

(Obtido na página 94, diagrama 3.8, considerando o caso 3).

Considerando que o número de Reynolds é maior que 10^4

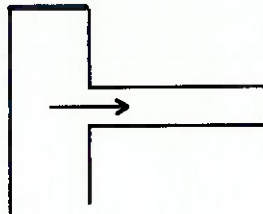


Fig. 18 : configuração de entrada de um dos tubos intermediários.

$$\Delta H = \text{perda de carga} = \xi \frac{\gamma \omega_o^2}{2g},$$

sendo ξ = coeficiente de perda de carga = $\xi' + (\sigma_1 / n^2)$,
como a saída do trocador não é divergente, então $n = 1$.

ξ' = coeficiente auxiliar que depende do ângulo de convergência da saída do trocador $\alpha = 180^\circ$.

Procura-se então na tabela de ξ do diagrama 3.5, pag. 92.

Obtendo $\xi' = 0,5$.

σ_1 = coeficiente obtido pelo diagrama 3.8 e depende da relação h/D_o , que neste caso tem valor maior que 1, portanto $\sigma_1 = 0$.

Então obtém-se $\xi = 0,5$.

Pressão de entrada 2 = 967184 Pa.

Perda de carga 5 = 5529 Pa.

Pressão final 5 = 961655 Pa.

E assim por diante conforme mostrado na planilha em anexo de perda de carga para a configuração 2. No total obtivemos uma perda de carga = 92890 Pa, o que equivale a uma perda de carga de 9,47% da pressão de entrada.

É importante lembrar que algumas modificações foram feitas no cálculo das perdas de carga. Estas mudanças estão representadas nas planilhas em anexo, mas não foram passadas para o texto por falta de tempo, entretanto seus cálculos foram verificados várias vezes garantindo a veracidade dos resultados.

Definição do projeto

Até agora foi analisado o comportamento da camisa d'água, afinal esta era a prioridade do projeto, pois seu tamanho precisaria ser o menor possível, mas não poderia comprometer a eficiência do pirômetro.

Com os resultados obtidos pelo cálculo de perdas de cargas e trocas de calor ocorridas na camisa d'água, verificamos que :

- configuração 1: perda de carga = 23,40 % do total.
 temperatura final de saída da água = 40,6 °C.
- configuração 2 : perda de carga = 9,47 % do total.
 temperatura final de saída da água 2 = 41,14 °C.

Verificou-se que na configuração 2 a perda de carga é muito menor e apesar de neste caso a temperatura de saída da água ser um pouco maior, a sua facilidade de fabricação, que será explicada mais a frente, faz com que esta seja a melhor opção de projeto.

Agora, então, que já foi escolhido a melhor configuração, será analisada a sua eficiência na leitura da temperatura.

Termopar e blindagens

A junta quente do termopar, que fará a leitura da temperatura, perde muito calor por radiação para a parede da fornalha (que está a uma menor temperatura), por isso colocaremos blindagens em sua volta para diminuir esta perda.

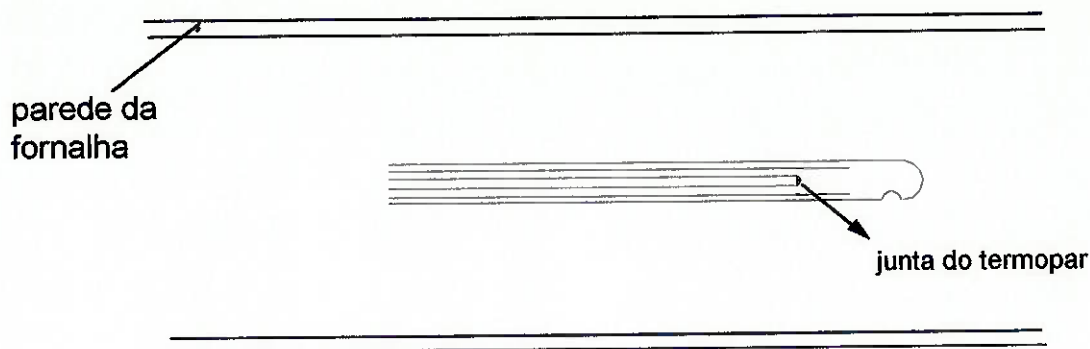


fig 19 : termopar e suas blindagens dentro da fornalha

O maior problema se encontra na parede interna da fornalha que enxergará a blindagem cerâmica externa, então devemos começar pelo cálculo desta temperatura.

A parede da fornalha é resfriada externamente por 9 camisas d'água. Essas camisas não possuem comprimentos iguais :

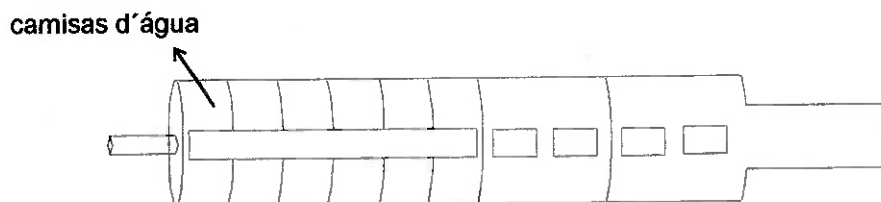


fig. 20 : fornalha com 9 camisas externas.

- 6 camisas possuem $L = 1000/3$ mm.
- 2 camisas possuem $L = 500$ mm.
- 1 camisa possui $L = 1000$ mm.

Diâmetro externo da fornalha $D_{fe} = 1200$ mm.
Diâmetro interno da fornalha $D_{fi} = 1100$ mm.

Comprimento da fornalha = 4000 mm.

A vazão de água total que entra na camisa d'água da fornalha é :

Vazão total = 15 m³/h = 4,167 x 10⁻³ m³/s.

A menor camisa tem comprimento = 1000/3 m, e usando este comprimento como medida base, seria com se eu tivesse 12 camisas deste comprimento. Dividindo a vazão por estas 12 camisas obtenho :

Vazão para cada 1000/3 mm = 0,347 x 10⁻³ m³/s.

A área seccional do escoamento dentro da camisa é:

$$A_{esc} = 330 \cdot (D_e - D_i)/2 = 330 \cdot (1200 - 1100)/2 = 16500 \text{ mm}^2.$$

$$A_{esc} = 1,65 \times 10^{-2} \text{ m}^2.$$

V = velocidade de escoamento

$$V = \text{Vazão total} / A_{esc} = 0,347 \cdot 10^{-3} / 1,65 \cdot 10^{-2} = 0,198 \cdot 10^{-1} \text{ m/s}.$$

A temperatura média da água na camisa é 35 °C, pois entra a aproximadamente 30 °C e sai a aproximadamente 40 °C.

vamos calcular o coeficiente de troca de calor por convecção da parede externa da fornalha com a água da camisa, h_e .

$$h_e = k_{\text{água}} \cdot \text{Nu} / D_h$$

$$\text{Re} = V \cdot D_h / \nu_{\text{água}} = 0,198 \cdot 10^{-1} \cdot (100 \cdot 10^{-3}) / (7,17 \cdot 10^{-7}) = 2761,5$$

Portanto este é um escoamento turbulento, então podemos usar a equação abaixo para o cálculo de Nu:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (\text{equação para resfriamento})$$

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot (2761,5)^{0,8} \cdot (4,3)^{0,4} = 21,174$$

$$h_e = 0,628 \cdot (21,174) / 0,1 = 134,031 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Eu sei que o calor transferido para água é q_1 :

$$q_1 = m_c \cdot c \cdot \Delta T = 0,347 \cdot 4,2 \cdot 1000 \cdot (10) = 14,574 \text{ KW}.$$

$q_1 = h_e \cdot A \cdot \Delta T_1$, sendo A = área da parede interna da fornalha.

$$A = \pi \cdot D_{fi} \cdot L = 3,1416 \cdot 1,1 \cdot 4,0 = 13,82 \text{ m}^2.$$

$$\Delta T_1 = 14574 / (134,031 \cdot 13,82) = 7,87^\circ\text{C}.$$

$$\Delta T_1 = T_{fe} - T_{magua} \rightarrow T_{fe} = 7,87 + 35,0 = 42,87^\circ\text{C}.$$

Analizando agora a parte interna da parede da fornalha, precisamos ver o efeito da camada de cimento refratário e da manta cerâmica.

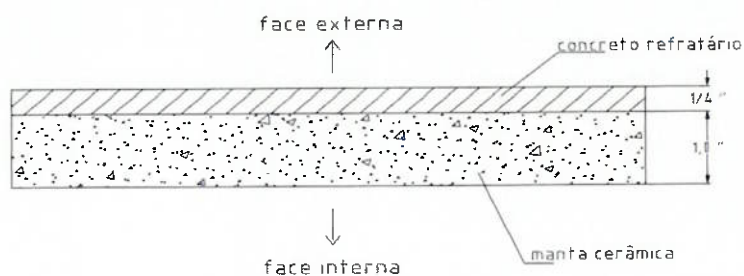


Fig. 21 : revestimento interno da fornalha

Nestas camadas há troca de calor por condução:

$$q = k \cdot A \cdot \Delta T / \Delta x$$

Para o cimento refratário, sendo seu $k = 0,07 \text{ W/mK}^{(5)}$

$$q = 0,07 \cdot 13,82 \cdot \Delta T_2 / (25,4 / 4 \cdot 10^{-3}) \rightarrow \Delta T_2 = 95,66^\circ\text{C}.$$

$$\Delta T_2 = T_{fi} - T_1 \rightarrow T_1 = 95,66 + 42,87 = 138,53^\circ\text{C}.$$

Para a manta cerâmica, sendo seu $k = 0,03 \text{ W/mK}^{(5)}$

Calculando da mesma forma obtemos :

$$\Delta T_1 = T_{fi} - T_1 \rightarrow T_{fi} = 892,86 + 138,53 = 1031,39^\circ\text{C}$$

Já calculada a temperatura da parede interna da fornalha, basta calcularmos sua influência sobre as blindagens cerâmicas.

A bomba de sucção do gás garante uma vazão de gás dentro das blindagens :

Vazão do gás = $70 \text{ m}^3/\text{s} = 0,0194 \text{ m}^3/\text{s}$.

(*) Referência Incropera - Tabela A.3

A área aproximada de passagem do gás na parte cerâmica é :

$$A_{\text{passagem}} = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (15^2 - 4^2)}{4} = 0,1767 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{\text{passagem}} = \pi \cdot D^2 / 4 = \pi \cdot (15^2 - 4^2) / 4 = 0,1767 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidade de passagem do gás V_g :

$$V_g = 0,0194 / 0,1767 \cdot 10^{-3} = 156,3341 \text{ m/s}$$

Podemos agora montar o circuito analógico que representa a transferência de calor dentro da fornalha:

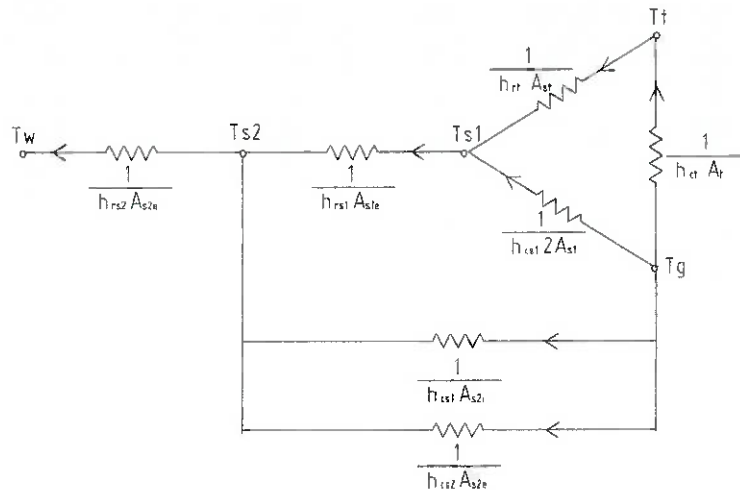


Fig. 22: Circuito equivalente a troca de calor da fornalha

Pelo circuito temos:

$$h_{cs1} \cdot 2A_{s1i} \cdot (T_g - T_{s1}) + h_{rt} \cdot A_t \cdot (T_t - T_{s1}) = h_{rs1} \cdot A_{s1e} \cdot (T_{s1} - T_{s2}) \quad (I)$$

fluxo de calor de por radiação do capilar para a blindagem 1 + fluxo de calor por convecção do gás para a blindagem 1 = fluxo de calor por radiação da blindagem 1 para a 2.

$$h_{ct} \cdot A_t \cdot (T_g - T_t) = h_{rt} \cdot A_t \cdot (T_t - T_{s1}) \quad (II)$$

Fluxo de calor por convecção do gás para o capilar = fluxo de calor por radiação da parede do termopar para a blindagem 1.

$$(h_{cs1e} \cdot A_{s2e} + h_{cs2i} \cdot A_{s2i}) \cdot (T_g - T_{s2}) + h_{rs1} \cdot A_{s1e} \cdot (T_{s1} - T_{s2}) = h_{rs2} \cdot A_{s2e} \cdot (T_{s2} - T_w) \quad (III)$$

Fluxo de calor por convecção do gás para a parede 2 + fluxo de calor por radiação da blindagem 1 para blindagem 2 = fluxo de calor por radiação da blindagem 2 para a parede interna da fornalha.

O coeficiente de troca radioativa h_r pode ser calculado da seguinte forma:

$$\frac{q}{A_1} = \frac{\sigma(T_1^2 - T_2^2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} = h_r \cdot (T_1 - T_2)$$

Isolando h_r temos:

$$h_r = \frac{\sigma(T_1^2 - T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{A_1}{A_2}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \quad (^6)$$

sendo : os índices 1 e 2 representantes da superfície de maior e menor temperatura, respectivamente.

T_i = Temperatura do corpo i.

ε_i = Emissividade do corpo i.

A_i = área de troca radioativa do corpo i.

Com esta expressão, podemos resolver o circuito acima e descobrir o valor da diferença de temperatura obtida pelo termopar e a temperatura real do gás.

Chutando para a temperatura da primeira blindagem T_{s1} o valor de 1590 °C , para a segunda blindagem o valor de 1580 °C e para a temperatura do termopar, o valor de 1598, fazamos os cálculos.

(⁶) Referência Holman - equação (8-126)

Cálculo dos coeficientes de transferência convectiva de calor :

- h_{cs2}

Como já foi calculado antes, a velocidade do gás dentro da fornalha é:

$$V_{\text{gext}} = 1,01 \text{ m/s.}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{1,01 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{300 \cdot 10^{-6}} = 67,33 \rightarrow \text{laminar}$$

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_g} \right)^{0,25} = 0,51 \cdot (67,33)^{0,5} \cdot 0,679^{0,37} \cdot 1^{0,25} = 3,626.$$

Os valores C,m,n acima citados foram obtidos na Tabela 7.4 da referência Incropera.

$$h_{cs2} = \frac{k_g \cdot Nu}{D_h} = \frac{0,128 \cdot 3,626}{0,020} = 23,21$$

- h_{cs1}

Valor da velocidade do gás dentro da blindagem já foi calculado:

$$V_{\text{gint}} = 156,334 \text{ m/s.}$$

$$Re = \frac{V_{\text{gint}} \cdot D_h}{\nu_g} = \frac{156,334 \cdot (15 - 10) \cdot 10^{-3}}{300 \cdot 10^{-6}} = 2605,57 \rightarrow \text{laminar}$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re_D \cdot Pr}{L/D} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} = 1,86 \cdot \left(\frac{2605,57 \cdot 0,679}{0,20 / 0,010} \right)^{1/3} = 178,54 \quad (*)$$

$$h_{cs1} = \frac{Nu \cdot k}{D_h} = \frac{178,54 \cdot 0,126}{(15 - 10) \cdot 10^{-3}} = 4499,2 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

(*) Referência Incropera - equação 8.57

- h_{ct}

$$V_{gint} = 156,334 \text{ m/s.}$$

$$Re = \frac{V_{gint} \cdot D_h}{\nu_g} = \frac{156,334 \cdot (7-4) \cdot 10^{-3}}{300 \cdot 10^{-6}} = 1563,34 \rightarrow \text{laminar}$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re_D \cdot Pr}{L/D} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} = 1,86 \cdot \left(\frac{1563,94 \cdot 0,679}{0,20/0,007} \right)^{1/3} = 163,55$$

$$h_{ct} = \frac{Nu \cdot k}{D_h} = \frac{163,55 \cdot 0,126}{(7-4) \cdot 10^{-3}} = 6869,1 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Cálculo dos coeficientes de troca de calor radioativa :

$$h_r = \frac{\sigma(T_1^2 - T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{A_1}{A_2} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$$

Área das trocas de calor por radiação :

$$A_t = \pi \cdot D_t \cdot L = \pi \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 = 2,51 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$A_{s1i} = \pi \cdot D_{s1i} \cdot L = \pi \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 = 4,40 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$A_{s1e} = \pi \cdot D_{s1e} \cdot L = \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 = 6,28 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$A_{s2i} = \pi \cdot D_{s2i} \cdot L = \pi \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 = 9,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$A_{s2e} = \pi \cdot D_{s2e} \cdot L = \pi \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 = 12,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$A_{fi} = \pi \cdot D_{fi} \cdot L = \pi \cdot 1,1 \cdot 1,4 = 13,82 \text{ m}^2.$$

Considerando a emissividade para a alumina $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,3$ ^(*8)

(*8) Referência Incropera - Tabela A-11

$$h_{rt} = \frac{(5,669 \cdot 10^{-8})[(1598 + 273)^2 + (1576 + 273)^2][(1598 + 273) + (1576 + 273)]}{\frac{1}{0,3} + \left(\frac{2,51 \cdot 10^{-3}}{4,4 \cdot 10^{-3}}\right)\left(\frac{1}{0,3} - 1\right)}$$

$$h_{rt} = \frac{1475,71}{4,66} = 316,68 W / m^2 K$$

$$h_{rs1} = \frac{(5,669 \cdot 10^{-8})[(1576 + 273)^2 + (1555 + 273)^2][(1576 + 273) + (1555 + 273)]}{\frac{1}{0,3} + \left(\frac{6,28 \cdot 10^{-3}}{9,42 \cdot 10^{-3}}\right)\left(\frac{1}{0,3} - 1\right)}$$

$$h_{rs1} = \frac{1454,48}{4,88} = 298,05 W / m^2 K .$$

$$h_{rs2} = \frac{(5,669 \cdot 10^{-8})[(1555 + 273)^2 + (1031 + 273)^2][(1555 + 273) + (1031 + 273)]}{\frac{1}{0,3} + \left(\frac{12,57 \cdot 10^{-3}}{13,82 \cdot 10^{-3}}\right)\left(\frac{1}{0,3} - 1\right)}$$

$$h_{rs2} = \frac{918,84}{3,34} = 275,48 W / m^2 K .$$

Obtido os coeficientes de troca radioativa e de troca convectiva, resolvamos o circuito. O sistema de equações é composto por três equações e três incógnitas, T_{s2} , T_{s1} , T_t , sendo que T_w , T_g são conhecidos.

Para resolver este sistema foi necessário realizar processos iterativos até realmente obtermos resultados coerentes. A solução obtida neste processo foi :

$$T_{s2} = 1555,0 ^\circ C.$$

$$T_{s1} = 1576,5 ^\circ C.$$

$$T_w = 1598,9 ^\circ C$$

Assim como a temperatura real do gás é $T_g = 1600 ^\circ C$, o erro obtido na utilização do pirômetro é :

$$E = \frac{1600 - 1598,9}{1600} = 0,069\% , \text{ o que equivale a } 1,1 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Portanto podemos dizer que a sua eficiência na leitura da temperatura da chama está dentro do erro tolerável.

Dimensões do projeto

O dimensionamento do pirômetro de sucção, foi baseado em cálculos de forma a garantir que as suas dimensões não comprometessem a sua eficiência.

Depois de definidas suas dimensões e configuração, foi necessário analisar se era possível a sua construção. Por isso foram feitos os desenhos de fabricação, com os quais pudemos analisar as peça verificando se cada uma poderia ser fabricada. Depois de verificado isto, foi preciso verificar se a montagem do projeto seria possível.

Uma exigência que complicou a analisa do processo de montagem foi a necessidade de o pirômetro precisar ser desmontável, para que com isso seja possível fazer a manutenção das peças internas do instrumento sem a necessidade de destruí-lo.

As peças que foram utilizadas não foram as que nos cálculos se mostraram as melhores para a eficiência do instrumento, e sim as que se encontravam disponíveis no mercado, senão seria necessário pedir a fabricação por encomenda da peça, o que encareceria muito o projeto.

Conclusões

Este projeto de formatura desenvolvido foi muito importante para a minha formação de engenheira, pois pude aplicar meus conhecimentos adquiridos no curso de engenharia mecânica da escola Politécnica.

O pirômetro projetado superou os resultados esperados, e assim pode-se atender as exigências iniciais do projeto, e ainda ter bons resultados.

Durante o projeto, muitos problemas surgiram, retardando o seu desenvolvimento, mas foi possível assim mesmo terminar os seu projeto até esta data, faltando agora apenas a sua construção, a qual será feita na oficina do IPT sob minha supervisão.

Portanto a partir de agora não será necessário fazer mais cálculos, a não ser que apareça algum problema que passou despercebido. Neste caso será necessário uma revisão para descobrir a causa deste problema, mas como todas as etapas do projeto foram de minha responsabilidade, estes problemas que poderão aparecer conseguirei analisá-los e resolvê-los.

Referências Bibliográficas:

- Escoamentos e perdas de cargas :

- MÉCANICA DOS FLUIDOS.

Vector L. Streeter e E. Benjamin Wylie.

Tradução : Milton Gonçalves Sanches

7 edição - Ed. McGraw-Hill

- MEMENTO DES PERTES DE CHARGE

I.E. Idelcik

Tradução para francês : Madame M. Meury

Editora Paris

- Transferência de Calor :

- MEASUREMENTS IN FLAMES

J. Chedaille

Y. Braud

- FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA.

Frank P. Incropera e David P. de Witt.

Tradução : Horácio Macedo

3 edição - Ed. Guanabara & Koogan

- TRANSFERÊNCIA DE CALOR- Um texto básico

M. Necati Özisik

Tradução : Luiz de Oliveira

1 edição - Ed. Guanabara & Koogan

- PRINCÍPIOS DA TRANSMISSÃO DE CALOR.

Frank Kreith

Tradutor : Eitaro Yamane

Hildo Pera

Mauro Amorelli

1 edição - Ed. Edgar Blücher LTDA.

- PROCESS HEAT TRANSFER.

Donald Q. Kern

Internation Student Edition

Ed. McGraw-Hill.

- MANUAL DE OPERAÇÃO.

Amaury Rotger

1º edição

Salcas Indústria e Comércio LTDA.

- TEMPERATURE

T.J.Quinn

Second edition

Academic Press

- Desenho de projeto :

- DESENHO TÉCNICO MECÂNICO.

Manfé Pozza Scarato

Volumes 1,2,3

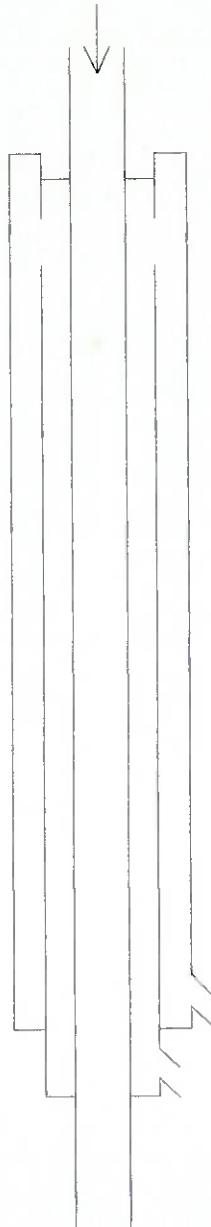
Editora Hemus.

ANEXOS

PLANILHAS DE CÁLCULO

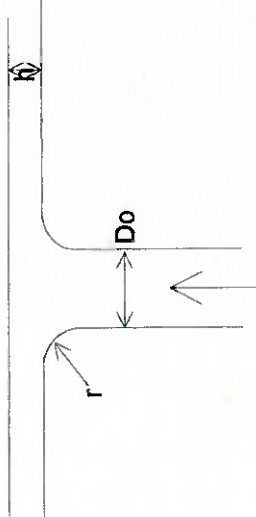
Planilhas feitas para cálculo de Perda de carga distribuída em trechos e singularidades de tubulações

configuração 1 :
PIRÔMETRO COM DUAS CAMISAS D'ÁGUAS

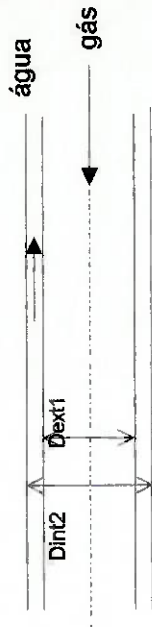


vista frontal em corte

Legenda: o que está em azul é dado de entrada

Duto expandindo em câmara de espessura h (pag 394 - diagrama 11.6)		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
*Pressão inicial = *vazão de água inicial = vazão de água adotada = *diâmetro interno do tubo de entrada Do = *temperatura média da água = massa específica da água = *aceleração da gravidade = peso específico da água = área da seção de entrada = velocidade na seção de entrada = *coeficiente de perda de carga = *coef.de p.de carga considerando a inclinação = perda de carga delta H = pressão final =	980665 Pa 2 m³/h 0,00056 m³/s 0,01 m 30 C 994,6 kg/m³ 9,8 m/s² 9753 N/m³ 7,854E-05 m² 7,1 m/s 0,86 adimens. 0,5418 adimens. 13481 Pa 0,14 kgf/cm² 967184 Pa	 observações: - Adotamos r/Do = 0,1 apesar de ser r=0. - O intervalo ótimo para h/Do é 0.15 < h/Do < 0.25 para h/Do > 0.3 (de acordo com diagrama 11.6 do MEMENTO)

Escoamento em seção anular interna (pag 68 - caso 2)		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial =	967184	Pa
vazão de água inicial =	2	m ³ /h
vazão de água adotada =	0,001	m ³ /s
espessura do tubo 1 =	0,0015	m
espessura do tubo 2 =	0,0015	m
*diâmetro interno do tubo 2 Dint2 =	0,03025	m
*diâmetro externo do tubo 1 Dext1 =	0,02690	m
diâmetro hidráulico Dh =	0,00335	m
diâmetro relativo Dint/Dext =	0,8893	adimens.
*comprimento do duto interno Lint =	1,27	m
*temperatura média da água Tmf =	32	C
massa específica da água =	994,0	kg/m ³
aceleração da gravidade =	9,8	m/s ²
peso específico da água =	9747	N/m ³
área da seção anular =	0,000150366	m ²
velocidade na seção anular =	3,7	m/s
viscosidade cinemática v =	0,000000810	m ² /s
número de Reynolds Re =	15272	adimens.
coeficiente de perda de carga auxiliar λ =	0,02796	adimens.
constante corretiva K2 =	1,0708	adimens.
coeficiente de perda de carga λann =	0,0299	adimens.
perda de carga delta H =	77000	Pa
pressão final =	0,79	kgf/cm ²
	890184	Pa



observações :

- Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é, sem rugosidades.

(tabela 1.8 da pag 21 do MEMENTO)

para Re em torno de 10000 (diagrama 2.2 b da pag 68 do MEMENTO)

para $Re=10000$ (diagrama 2.1 c da pag 67 do MEMENTO)

para $h/Do > 0.3$ (diagrama 11.6 do MEMENTO)

Mudança no sentido de escoamento (pag 215 - diagrama 6.21)		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial = vazão de água inicial = vazão de água adotada =	890184 Pa 2 m ³ /h 0,001 m ³ /s	
*diâmetro externo do tubo 3 Dext3 = *espessura do tubo 3 = diâmetro interno do tubo 3 Dint3 = diâmetro nominal do tubo 2 Dm = diâmetro externo do tubo 1 Dext1 =	0,042 m 0,003 m 0,0360 m 0,03175 m 0,02690 m	
5distância entre o duto de entrada e o de saída lo = largura do duto de entrada bo = largura do duto de saída b1 = altura média dos dois dutos ao = *largura do desviador de sentido bk = área real do duto de entrada So = área real do duto de saída S1 = relação S1/So = relação bk/bo = *relação bk/bo =	0 0,00318 m 0,00138 m 0,09975 m 0,0200 m 0,0001504 m 0,0001496 m 0,9947 adimens. 6,2992 adimens. 2,0 adimens.	
relação ao/bo = *temperatura média da água = massa específica da água = aceleração da gravidade = peso específico da água =	31,4159 adimens. 32,0 C 994,0 kg/m ³ 9,8 m/s ² 9747 N/m ³	
velocidade no duto de entrada Vo = viscosidade cinemática v = número de Reynolds Re =	3,7 m/s 0,000000810 m ² /s 22110 adimens.	

adotaremos $S1/So = 1,0$

usaremos $b_k=2b_o$ pois é a relação mais próxima de b_k/b_o existente na tabela.

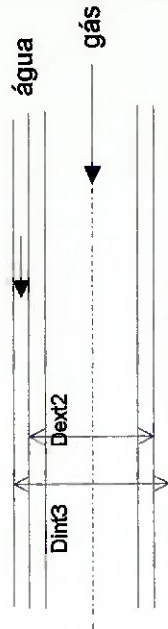
observações :
- Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é, sem rugosidades.
- A altura dos dois dutos são um pouco diferente, mas adotaremos uma altura média igual para os dois.

(diagrama 6.21 da pag 215 do MEMENTO)

Perdas de carga

coeficiente auxiliar de perda de carga $\xi_f =$ constante auxiliar $C_1 =$ *coeficiente auxiliar de perda de carga $\xi_m =$	0,02 adimens. 0,5792812 adimens. 3,9 adimens.	tabela a) do diagrama 6.21
perda de carga delta H= pressão final=	15462 Pa 0,16 kgf/cm2 874722 Pa	

Escoamento em seção anular externa (pag 68 - caso 2)		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial =	874722 Pa	
*vazão de água inicial =	2 m ³ /h	
vazão de água adotada =	0,001 m ³ /s	
diâmetro interno do tubo 3 Dint3 =	0,03600 m	
diâmetro externo do tubo 2 Dext2 =	0,03325 m	
diâmetro hidráulico Dh =	0,00275 m	
diâmetro relativo Dint/Dext =	0,924 adimens.	
*comprimento do duto interno Lint =	1,35 m	
*temperatura média da água T(C) =	36,0 C	
massa específica da água =	992,7 kg/m ³	
aceleração da gravidade =	9,8 m/s ²	
peso específico da água =	9735 N/m ³	
área da seção anular =	0,000149569 m ²	
velocidade na seção anular =	3,7 m/s	
viscosidade cinemática ν =	0,000000740 m ² /s	
número de Reynolds Re =	13809 adimens.	
coeficiente de perda de carga auxiliar λ =	0,02871 adimens.	
constante corretiva K2 =	1,0705 adimens.	
coeficiente de perda de carga λ_{ann} =	0,0307 adimens.	
perda de carga delta H =	103309 Pa	
pressão final =	1,05 kgf/cm ² 771413 Pa	



a temperatura já deve ter aumentado

observações :

- Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é, sem rugosidades.

(tabela 1.8 da pag 21 do MEMENTO)

para Re em tomo de 10000 (diagrama 2.2 b da pag 68 do MEMENTO)

para Re=10000 (diagrama 2.1 c da pag 67 do MEMENTO)

para $h/Do > 0.3$ (diagrama 11.6 do MEMENTO)

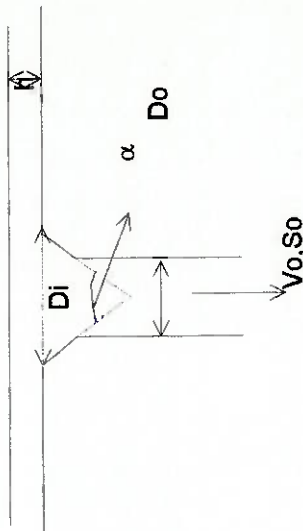
Estrangulamento em duto de saída estreito pag 94 - diagrama 3.8 - 3

Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial =	771413	Pa
vazão de água inicial =	2	m ³ /h
vazão de água adotada =	0,001	m ³ /s
*diâmetro inicial do tubo de saída Di =	0,01	m
*diâmetro final do tubo de saída Do =	0,01	m
diâmetro hidráulico Dh =	0,01	m
*ângulo de divergência α =	180	graus
espessura h =	0,00275	m
relação h/Dh =	0,275	adimens.
relação seção inicial Si/seção final So =	1	adimens.
*temperatura média da água T(C) =	40,0	C
massa específica da água =	991,3	kg/m ³
aceleração da gravidade =	9,8	m/s ²
peso específico da água =	9721	N/m ³
área da seção de saída =	7,8540E-05	m ²
velocidade na seção de saída =	7,1	m/s
*coeficiente auxiliar de perda de carga x1 =	0,5	adimens.
constante s1 =	0,8	adimens.
coeficiente de perda de carga =	1,29	adimens.
coef.de p.de carga considerando a inclinação =	0,81	
perda de carga delta H =	20201	Pa
pressão final =	0,21	kgf/cm ²
	751212	Pa

temperatura limite = 100 C

para qualquer valor de l/Dh, pois a = 180
se h/Dh > 1 então s1 = 0

pg 90. inclinação de saída = 30 °



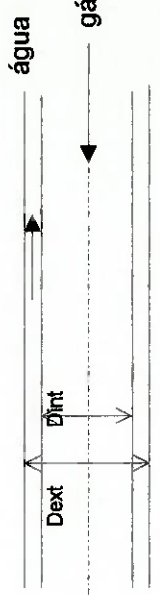
PERDA DE CARGA TOTAL = 229453 Pa
PORCENTAGEM DE PERDA DE CARGA = 23,40%

Trocas de calor ao longo da camisa d'água

Legenda o que está em azul e * : significa dado de entrada.

CONFIGURAÇÃO 1 :

Escoamento em seção anular interna (trocador de calor interno)

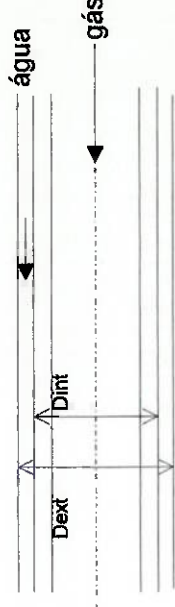
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade	
*vazão de água inicial = vazão de água adotada = *vazão inicial do gás = vazão do gás adotada = *temperatura de entrada da água = *temperatura de entrada do gás = *temperatura de saída do gás = temperatura média da água = *densidade média da água = *densidade média do gás = vazão mássica da água = vazão mássica do gás = *calor específico da água = *calor específico do gás =	 2,0 m3/h 0,000556 m3/s 70,0 m3/h 0,0194 m3/s 30 C 1200 C 200 C 32,10 C 993,9 Kg/m3 0,50 Kg/m3 0,5522 Kg/s 0,00972 Kg/s 4,2 KJ/KgK 1,0 KJ/KgK	 m3/h m3/s m3/h m3/s C C C C Kg/m3 Kg/m3 Kg/s Kg/s KJ/KgK KJ/KgK	 esta densidade depende do valor de B17 ** densidade depende da temperatura Legenda: o que está escrito em azul são os dados de entrada observações: - Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é, sem rugosidades.
*diâmetro do tubo externo Dext = *diâmetro do tubo interno Dint = *aceleração da gravidade = peso específico da água = peso específico do gás = fluxo de calor do gás para a água Q1 = temperatura de saída da água Tsfl =	 0,03175 m 0,0254 m 9,8 m/s2 9747 N/m3 4,90 N/m3 9,722 KW 34,19 C	 m m m/s2 N/m3 N/m3 KW C	

Transferência de calor

diferença de temperatura média apropriada ΔT_{ml} = temperatura média da água = temperatura média do gás = viscosidade do gás μ = número de Reynolds Re do gás = *número de Prandtl Pr = temperatura da parede estimada = viscosidade do gás na parede μ = número de Nusselt Nu = condutividade térmica do gás K $^{\circ}E3$ = coeficiente de convecção interno h_{int} = viscosidade v da água = número de Reynolds da água $Re2$ = *número de Prandtl da água $Pr2$ = número de Nusselt da água $Nu2$ = condutividade térmica da água $K2$ = coeficiente de convecção externo h_{ext} = coeficiente global U =	517,20 $^{\circ}C$ 305,10 $^{\circ}K$ 973 $^{\circ}K$ 4,16E-05 $N.s/m^2$ 23410,8 adimens. 0,72 adimens. 639,05 $^{\circ}K$ 3,20E-05 $N.s/m^2$ 78,60 adimens. 79,06 W/mK 244,66 W/m^2K 0,000000809 m^2/s 15305,87 adimens. 5,20 adimens. 99,09 adimens. 0,626 W/mK 9774,23 W/m^2K 238,68 W/m^2K	0,65 m 1,27 m
comprimento mínimo do duto interno L_{int} = comprimento adotado =		

Escoamento em seção anular externa (trocador de calor externo)

Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
temperatura média da água estipulada T_m = massa específica da água = viscosidade ν da água no tubo = *diâmetro do tubo externo D_{ext} = diâmetro do tubo interno D_{int} = número de Reynolds externo Re_3 = *número de Prandtl Pr_3 = *temperatura dos gases do meio T_{gm} = *temperatura da parede do tubo T_{sup} constante = *temperatura da película = temperatura da parede do forno T_{pf} = viscosidade da água na parede do tubo = número de Nusselt Nu_3 = condutividade térmica da água k_3 a T_m = coeficiente de convecção interna h_4 =	37,40 C 992,2 Kg/m ³ 0,000000717 m ² /s 0,03810 m 0,03175 m 14156 adimens. 4,30 adimens. 1600 C 100,0 C 850,0 C 850,0 C 0,00000028 m ² /s 104,4 adimens. 0,633 W/m.K 1735 W/m ² K	C Kg/m ³ m ² /s m m adimens. adimens. C C C C m ² /s adimens. W/m.K W/m ² K
viscosidade ν do gás na película = número de Reynolds na sup. externa Re_3 = *constante C = *constante m = *número de Prandtl Pr_4 do gás no meio = *número de Prandtl Pr_5 do gás na película = *constante n = Número de nusselt Nu_4 = condutividade térmica do gás k_4 a T_m = coeficiente de convecção externa h_5 = área para a troca convectiva A = vazão mássica da água m = coeficiente equivalente U = calor recebido por convecção do meio Q_c =	0,000145 m ² /s 262 0,51 0,50 0,68 0,73 0,37 7,03 0,126 W/m.K 23,29 W/m ² K 0,15 m ² 0,55 Kg/s 22,98 W/m ² K 2,62 KW	m ² /s W/m.K W/m ² K m ² Kg/s W/m ² K KW



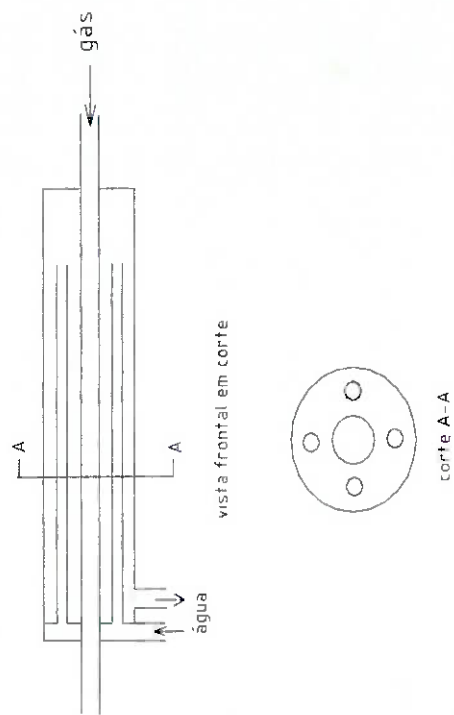
observações :
Desprezamos as rugosidades da parede do tubo.

escoamento laminar
tabela 7.4 do Incropera
tabela 7.4 do Incropera

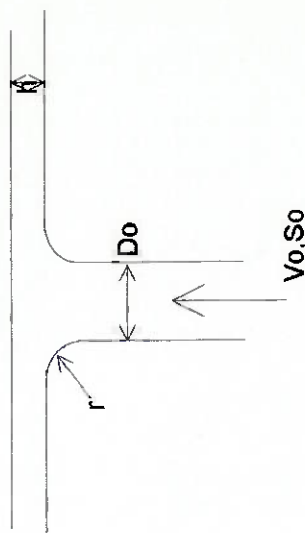
Se $Pr > 10$ então $n = 0,36$, senão $n = 0,37$

constante de Stefan-Boltzman = *emissividade E = área para a troca de calor radioativa = calor recebido por radiação Qr = calor total recebido Qt = temperatura de saída final da água Tsf2 =	0,0000000567 0,9 0,15201 12,2 14,81 40,6	W/m2*k4 adimens. m2 KW KW C	
--	---	--	--

**Configuração 2 :
PIRÔMETRO COM TROCADOR DE CALOR POSSUINDO VÁRIOS TUBOS INTERMEDIÁRIOS**

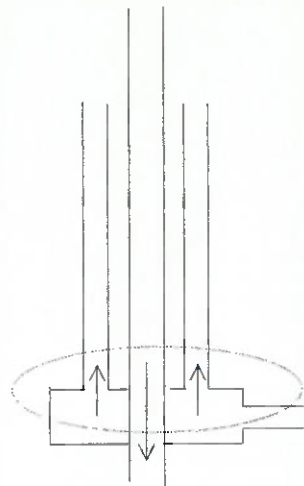


Duto expandindo em câmara (pág. 394 - diagrama 11.6)		
Descrição da singularidade	cálculo	unidade
*Pressão inicial =	980665	Pa
*vazão de água inicial =	2,0	m ³ /h
vazão de água adotada =	0,000556	m ³ /s
*diâmetro interno do tubo de entrada Do =	0,010	m
*temperatura média da água =	30	°C
massa específica da água =	994,6	kg/m ³
*aceleração da gravidade =	9,8	m/s ²
peso específico da água =	9753	N/m ³
área da seção de entrada =	7,85E-05	m ²
velocidade na seção de entrada =	7,1	m/s
*coeficiente de perda de carga =	0,86	adimens.
*coef.de p. de carga considerando a inclinação =	0,54	adimens.
perda de carga delta H =	13481	Pa
pressão final =	0,14	kgf/cm ²
	967184	Pa



Adotamos $r/Do = 0,1$ apesar de ser $r=0$.
 para $h/Do > 1$ (de acordo com diagrama 11.6
 do MEMENTO)
 pg 90, inclinação de entrada = 30 °

Estrangulamento de entrada pag. 94 - caso 3		
Descrição da singularidade	cálculo	unidade
Pressão inicial =	967184	Pa
*vazão de água inicial =	2	m ³ /h
vazão de água adotada =	0,001	m ³ /s
*diâmetro externo dos tubos intermediários =	0,006	m
*diâmetro interno dos tubos intermediários =	0,005	m
*temperatura média da água =	30	C
massa específica da água =	994,6	kg/m ³
*aceleração da gravidade =	9,8	m/s ²
peso específico da água =	9753	N/m ³
área interna total dos 6 tubos intermediários =	1,18E-04	m ²
velocidade na seção de entrada =	4,7	m/s
*coeficiente de perda de carga =	0,5	adimens.
perda de carga delta H =	5529	Pa
pressão final =	0,06	kgf/cm ²
	961655	Pa



pois $h \gg D_h$, assim $\sigma_1 = 0$.

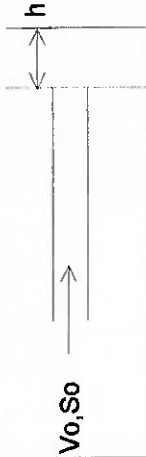
Escoamento sobre os tubos intermediários pag. 68 - caso 2		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial = vazão de água inicial = vazão de água adotada =	961655 Pa 2 m ³ /h 208,670 m ³ /s	Pa m ³ /h m ³ /s
diâmetro interno do tubo intermediário = *temperatura média da água = viscosidade cinemática ν = número de Reynolds Re =	0,005 m 31 °C 0,000000829 m ² /s 28432,1 adimens.	m °C m ² /s adimens.
coeficiente de perda de carga λ = *comprimento do duto intermediário Lint = massa específica da água = peso específico da água =	0,024 adimens. 1 m 994,3 kg/m ³ 9750,3 N/m ³	adimens. m kg/m ³ N/m ³
perda de carga delta H =	53874 Pa 0,55 kgf/cm ²	Pa kgf/cm ²
pressão final =	907781 Pa	Pa

Vo →

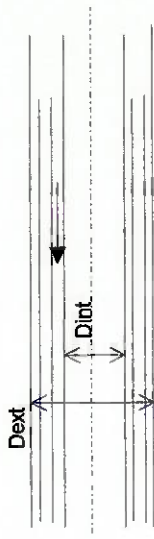
observações :

- Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é, sem rugosidades.

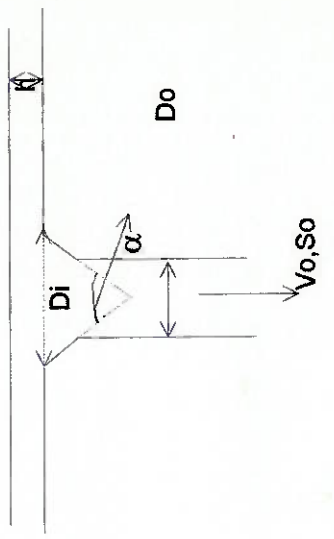
para Re=40000 (diagrama 2.2 a da pag 68 do ME - MENTO)

expansão na saída do tubo intermediário pag. 394 - diagrama 11.5		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial = vazão de água inicial = vazão de água adotada = *diâmetro do tubo de entrada D_o = *temperatura média da água = massa específica da água = *aceleração da gravidade = peso específico da água = área total dos 4 tubos intermediários = velocidade na seção de entrada = *coeficiente de perda de carga = perda de carga ΔH = pressão final =	907781 Pa 2 m ³ /h 0,001 m ³ /s 0,005 m 32 C 994,0 kg/m ³ 9,8 m/s ² 9747 N/m ³ 1,18E-04 m ² 4,7 m/s 1 adimens. 11052 Pa 0,11 kgf/cm ² 896730 Pa	
 para $h/D_o > 1$ e ângulo nulo temos coeficiente unitário		

Passagem pelo tubo externo pag. 455 - 1º esquema		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial =	896730	Pa
vazão de água inicial =	2	m ³ /h
vazão de água adotada =	0,000556	m ³ /s
*De do tubo externo =	0,042	m
*espessura do tubo externo =	0,003	m
Di do tubo externo =	0,036	m
* De do tubo interno =	0,016	m
*espessura do tubo interno	0,001	m
Di do tubo interno =	0,014	m
*De dos tubos intermediários =	0,006	m
*espessura dos tubos intermediários =	0,0005	m
Di dos tubos intermediários =	0,005	m
Relação Dint / Dext =	0,4444	adimens.
*temperatura média da água =	35	°C
área de passagem da água Ao =	0,000647	m ²
área total de entrada (sem os tubos intermed.) A1 =	0,000817	m ²
velocidade da água =	0,858	m/s
diâmetro hidráulico Dh =	0,01084	m/s
viscosidade v da água =	0,00000757	m ² /s
número de Reynolds da água =	12300,0	adimens.
comprimento do tubo intermediário lo =	1,00	m
massa específica da água =	993,0	kg/m ³
*aceleração da gravidade =	9,8	m/s ²
peso específico da água =	9738	N/m ³
coeficiente auxiliar de perda de carga λ1 =	0,030	adimens.
*constante K2 =	1,055	adimens.
coeficiente auxiliar de perda de carga λ2 =	0,0317	adimens.
coeficiente de perda de carga ξ =	3,12	adimens.
perda de carga ΔH =	1142,89	Pa
pressão final =	0,01	kgf/cm ²
	895587	Pa



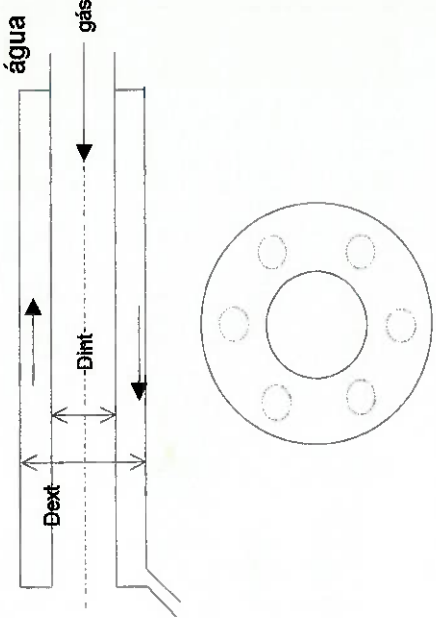
observações :
- Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é, sem rugosidades.

Estrangulamento em duto de saída estreito pag 94 - diagrama 3.8 - 3		
Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
Pressão inicial =	895587	Pa
vazão de água inicial =	2	m ³ /h
vazão de água adotada =	0,000556	m ³ /s
*diâmetro inicial do tubo de saída Di =	0,01	m
*diâmetro final do tubo de saída Do =	0,01	m
diâmetro hidráulico Dh =	0,01	m
*ângulo de divergência α =	180	graus
espessura h =	0,036	m
relação h/Dh =	3,6	adimens.
relação seção inicial Si/seção final So =	1	adimens.
*temperatura média da água T(C) =	40,0	C
massa específica da água =	991,3	kg/m ³
aceleração da gravidade =	9,8	m/s ²
peso específico da água =	9721	N/m ³
área da seção de saída =	7,8540E-05	m ²
velocidade na seção de saída =	7,1	m/s
*coeficiente auxiliar de perda de carga X1 =	0,5	adimens.
constante S1 =	0,0	adimens.
coeficiente de perda de carga =	0,5	adimens.
coef.de p.de carga considerando a inclinação =	0,315	adimens.
perda de carga delta H =	7812	Pa
pressão final =	0,08	kgf/cm ²
	887775	Pa
 temperatura limite = 100 C para qualquer valor de l/Dh, pois α = 180 se h/Dh > 1 então s1 = 0 pg 90, inclinação de saída = 30 °		
PERDA DE CARGA TOTAL = 92890 Pa PORCENTAGEM DE PERDA DE CARGA = 9,47%		

CONFIGURAÇÃO 2:

Trocador de calor (com vários tubos internos)

Descrição da singularidade	Cálculo	unidade
vazão de água inicial =	2,0	m3/h
vazão de água adotada=	0,000556	m3/s
vazão inicial do gás =	70,0	m3/h
vazão do gás adotada =	0,0194	m3/s
temperatura de entrada da água =	30	C
*chute da temp. de saída intermediária da água =	31,20	C
temperatura de entrada do gás =	1200	C
temperatura de saída do gás =	200	C
temperatura média da água =	36,1	C
temperatura média do gás =	700	C
densidade média da água =	992,7	Kg/m3
*densidade média do gás =	0,35	Kg/m3
vazão mássica da água =	0,55147	Kg/s
vazão mássica do gás =	0,00681	Kg/s
calor específico da água =	4,2	KJ/KgK
calor específico do gás =	1,0	KJ/KgK
aceleração da gravidade =	9,8	m/s2
peso específico da água=	9734,59	N/m3
peso específico do gás =	3,43	N/m3
fluxo de calor do gás para o fluido Q1 =	6,806	KW
temp. mínima de saída da água =	34,1	C
*chute da temperatura de saída da água =	41	C
temperatura da parede para o gás =	368	C
*De do tubo externo =	0,042	m
*espessura do tubo externo =	0,003	m
Di do tubo externo =	0,036	m
*De do tubo interno =	0,016	m
*espessura do tubo interno	0,001	m
Di do tubo interno =	0,014	m



Legenda:
o que está escrito em azul são os dados de entrada

observações :
- Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é, sem rugosidades.

Transferência de calor

*De dos tubos intermediários =	0,006 m	
*espessura dos tubos intermediários =	0,0005 m	
Di dos tubos intermediários =	0,005 m	
área de passagem do gás =	0,0001539 m ²	
velocidade do gás =	126,31 m/s	
viscosidade ν do gás a T_m do gás =	0,000114 m ² /s	
número de Reynolds do gás =	15491,96 adimens.	
*número de Prandtl Pr_1 =	0,72 adimens.	
viscosidade μ do gás a 973 K =	0,0000416 m ² /s	
viscosidade μ do gás na parede =	0,0000320 m ² /s	
condutividade térmica K do gás =	0,0650 W/mK	
número de Nusselt =	56,58 adimens.	
coeficiente de transferência convectiva de calor h_i =	262,7 W/mK	
área de passagem da água =	0,000647 m ²	
velocidade da água =	0,858 m/s	
diâmetro hidráulico D_h =	0,00936 m/s	
viscosidade ν da água =	0,00000738 m ² /s	
número de Reynolds da água do tubo externo =	10891,7 adimens.	
*número de Prandtl Pr da água =	4,6 adimens.	
viscosidade μ da água a 36 C =	0,000708 Ns/m ²	
viscosidade μ da água a temperatura da parede =	0,000051 Ns/m ²	
número de Nusselt =	110,06 adimens.	
condutividade térmica K da água =	0,631 W/mK	
coeficiente de transferência convectiva de calor h_e =	7420,3 W/mK	
coeficiente de transferência global U =	253,7 W/mK	
diferença de temperatura média apropriada ΔT_{ml} =	506,21 m	
comprimento mínimo necessário =	1,05 m	
*comprimento adotado =	1,27 m	

Transferência de calor

*temperatura dos gases do meio T_{gm} = *temperatura da parede do tubo T_{sup} = temperatura da parede do forno T_f = temperatura da película =	1600 C 100,0 C 850,0 C 850,0 C		
viscosidade ν do gás na película = número de Reynolds na sup. externa Re_3 = *constante C = *constante m = *número de Prandtl Pr_4 do gás no meio = *número de Prandtl Pr_5 do gás na película = *constante n = Número de Nusselt Nu_4 = condutividade térmica do gás K_4 a T_m = coeficiente de convecção externa h_5 = área para a troca convectiva A = vazão mássica da água m = coeficiente equivalente U = calor recebido por convecção do meio Q_c =	0,000145 m ² /s 289 adimens. 0,51 0,50 0,68 0,73 0,37 7,39 0,126 W/m.K 22,18 W/m ² K 0,17 m ² 0,5515 Kg/s 22,12 W/m ² K 2,78 KW		escoamento laminar tabela 7.4 do Incropera tabela 7.4 do Incropera observações : - Consideramos as paredes do tubo lisa, isto é , sem rugosidades.
constante de Stefan-Boltzman = *emissividade E = área para a troca de calor radiativa = calor recebido por radiação Q_r = calor total recebido Q_t = temperatura de saída final da água T_{sf1} =	0,0000000567 W/m ² *K ⁴ 0,9 adimens. 0,168 m ² 13,43 KW 23,02 KW 41,14 C		Que está dentro do esperado

Verificando condição do tubo intermediário

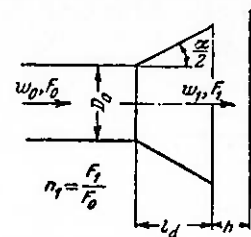
Descrição da singularidade	Cálculo	Unidade
comprimento do trocador = *comprimento do tubo intermediário = número de divisões para cálculo = comprimento do trocador sem tubo intermediário = calor recebido por conv. e por rad. neste trecho = Acréscimo na temperatura da água = dif. de temp. entre a entrada e a saída do trocador =	1,27 m 1,17 m 25 adimens. 0,1 m 1,8 KW 0,78 C 11,14 C	m m adimens. m KW C C
temperatura média da água no tubo intermediário = área de passagem da água de cada tubo interm. = velocidade da água = viscosidade ν da água intermediária = número de Reynolds da água = *número de Prandtl Pr_1 = número de Nusselt Nu = condutividade térmica K da água intermediária =	30,60 C 0,0000196 m ² 4,72 m/s 0,000000837 m ² /s 28171,32 adimens. 4,72 adimens. 155,3 adimens. 0,624 adimens.	C m ² m/s m ² /s adimens. adimens. adimens. adimens.
coeficiente de transferência convectiva de calor h_i = coeficiente de transferência global U = área para troca de calor convectiva = diferença de temperatura média apropriada ΔT_{ml} =	19394 W/mK 5366,9 W/mK 0,132 m ² 3,90 K ou C	W/mK W/mK m ² K ou C
quantidade de calor esperada = quantidade de calor trocada real = erro porcentual =	2769,50 W 2779,42 W 0,36%	W W %

erro encontrado comparando o valor adotado como temperatura de entrada d o tubo intermediário e o seu real valor

GRÁFICOS E TABELAS

Sortie d'un diffuseur rectiligne sur un écran pour : $l_d/D_H = 1$ Chapitre XI
Diagramme 11.5Valeurs de ξ

α°	n_1	h/D_0									
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	1,0
0	1,0	-	-	-	-	-	-	1,37	1,20	1,11	1,00
15	1,59	-	-	-	1,50	1,06	0,72	0,61	0,59	0,58	0,58
30	2,37	-	-	1,23	0,79	0,66	0,64	0,66	0,66	0,67	0,67
45	3,34	-	1,50	0,85	0,73	0,75	0,79	0,81	0,82	0,82	0,82
60	4,65	-	0,98	0,76	0,80	0,90	0,96	1,00	1,01	1,02	1,02
90	9,07	1,50	0,72	0,74	0,83	0,89	0,94	0,96	0,98	1,00	1,00

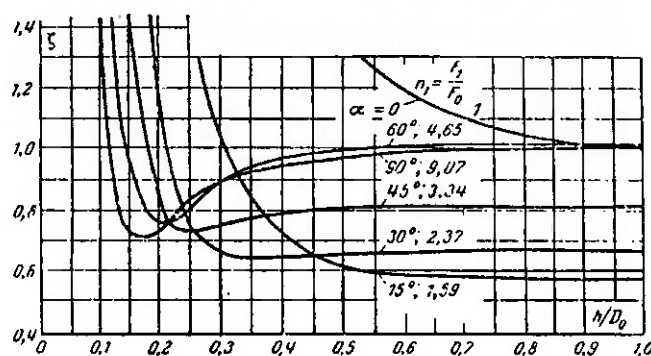


$$D_H = 4F_0/\Pi_0 ; \Pi_0 : \text{périmètre.}$$

$$n_1 = \frac{F_1}{F_0}$$

$$\xi = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_0^2}{2g}} \text{ est déterminé d'après la courbe}$$

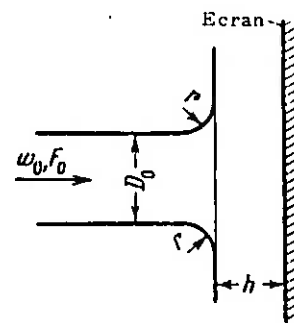
$$\xi = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$$



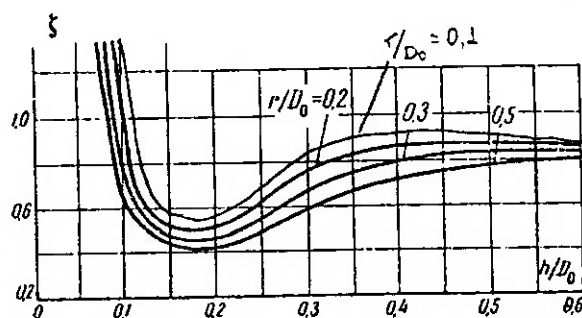
Sortie d'un tronçon droit à bords arrondis sur un écran

Chapitre XI
Diagramme 11.6Valeurs de ξ

h/D_0	$r/D_0 = 0,2$	$r/D_0 = 0,3$	$r/D_0 = 0,5$
0,05	-	-	2,50
0,07	2,30	1,60	1,30
0,10	0,90	0,75	0,63
0,15	0,52	0,47	0,44
0,20	0,51	0,48	0,41
0,25	0,62	0,55	0,49
0,30	0,75	0,66	0,58
0,35	0,82	0,73	0,65
0,40	0,85	0,78	0,71
0,50	0,86	0,81	0,76
0,60	0,85	0,82	0,87
1,0	0,85	0,82	0,78



$$\xi = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_0^2}{2g}} \text{ est déterminé d'après les courbes } \xi = f\left(\frac{h}{D_0}\right) \text{ pour diverses valeurs de } r/D_0.$$

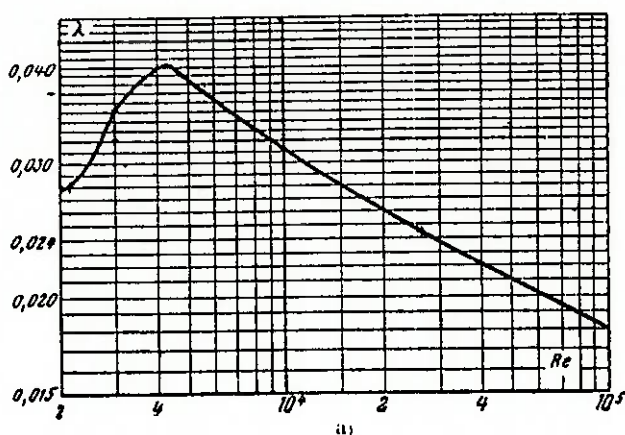
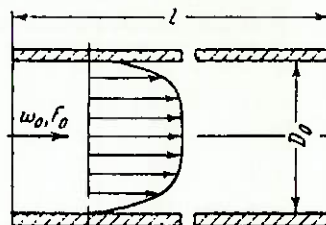


Conduite (Canal) à parois lisses.
Coefficient de perte de charge par frottement pour $Re > 2000$

Chapitre II

Diagramme 2.2

$$D_H = 4F_0/\Pi_0 ; \Pi_0 : \text{périmètre}$$



1) Section circulaire et rectangulaire ($a_0/b_0 \approx 0,5$ à 2).

1) $2000 \leq Re \leq 4000$. λ est déterminé d'après la graphique a).

2) $4000 < Re < 100000$

$$\lambda = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_0^2 l}{2g D_H}} = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}}$$

est déterminé d'après le graphique a).

3) $Re > 4000$

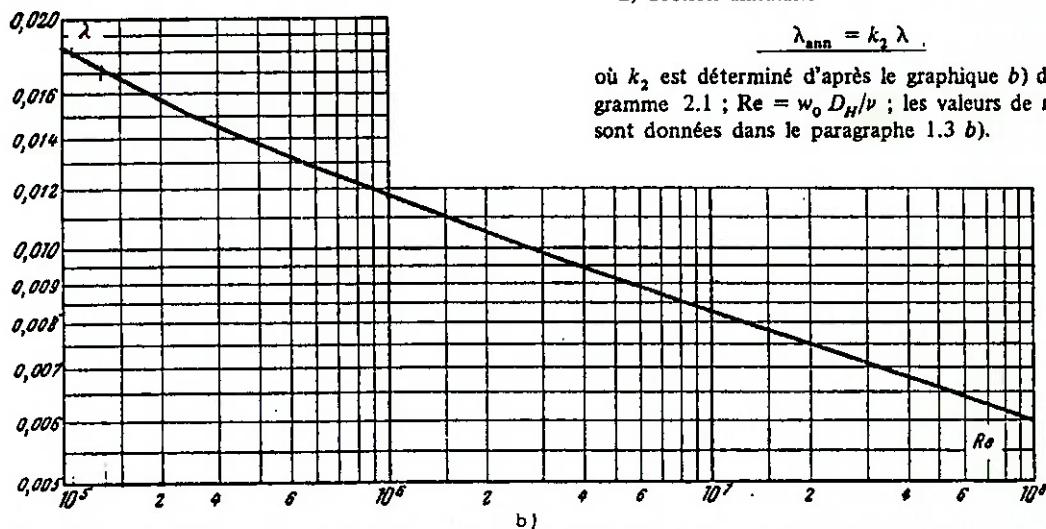
$$\lambda = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_0^2 l}{2g D_H}} = \frac{1}{(1,8 \log Re - 1,64)^2}$$

est déterminé sur les graphiques a) et b).

2) Section annulaire :

$$\lambda_{ann} = k_2 \lambda$$

où k_2 est déterminé d'après le graphique b) du diagramme 2.1 ; $Re = w_0 D_H/\nu$; les valeurs de ν sont données dans le paragraphe 1.3 b).



Re	$2 \cdot 10^3$	$2,5 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	10^4	$1,5 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$
λ	0,052	0,046	0,045	0,041	0,038	0,036	0,033	0,032	0,028	0,026	0,024	0,022
Re	$5 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	10^5	$1,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	10^6
λ	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012
Re	$1,5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$	10^7	$1,5 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	$3 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^7$	10^8
λ	0,011	0,011	0,010	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006

Coude en forme de II (180°)
avec des sections identiques à l'entrée et à la sortie
($F_1/F_0 = b_1/b_0 = 1$) $Re = w_0 D_H / \nu \geq 4 \cdot 10^4$

Chapitre VI

Diagramme 6.21

1) Parois lisses ($\Delta = 0$) et Re quelconque :

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\gamma w_0^2} = C_1 \zeta_M + \zeta_f$$

où : ζ_M est déterminé suivant la courbe $\zeta_M = f(l_0/b_0, b_k/b_0)$ sur le graphique a)

C_1 est déterminé approximativement suivant la courbe $C_1 = f(a_0/b_0)$ sur le graphique b)

$$\zeta_f = \lambda (1 + l_0/b_0) ; \text{ pour } \lambda = 0,02$$

$$\zeta_f = 0,02 + 0,02 l_0/b_0$$

2) Parois rugueuses ($\Delta > 0$) (approximativement) :

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\gamma w_0^2} = k_\Delta C_1 \zeta_M$$

où : (a) $k_\Delta = 1$ pour $Re < 4 \cdot 10^4$

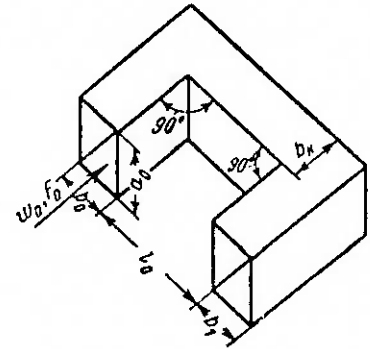
(b) $k_\Delta = 1 + 0,5 \cdot 10^{-3} \bar{\Delta}$ pour $Re > 4 \cdot 10^4$ et $0 < \bar{\Delta} < 0,001$

(c) $k_\Delta \approx 1,5$ pour $Re > 4 \cdot 10^4$ et $\bar{\Delta} > 0,001$

λ est déterminé en fonction de Re et $\bar{\Delta}$ sur les diagrammes 2.2 à 2.5

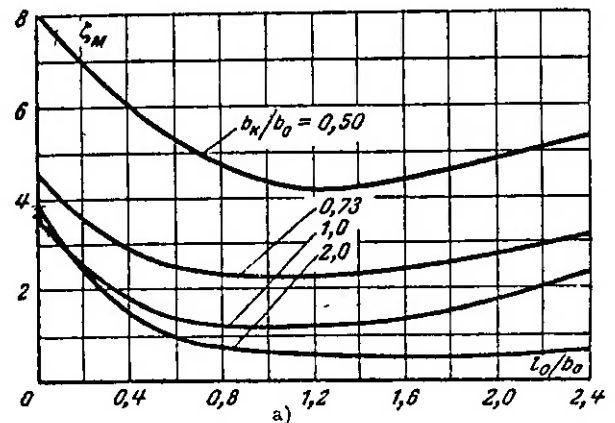
ν est donné dans § 1.3, b)

Δ est donné dans le tableau 2.1 ;
 $\bar{\Delta} = \Delta/D_H$

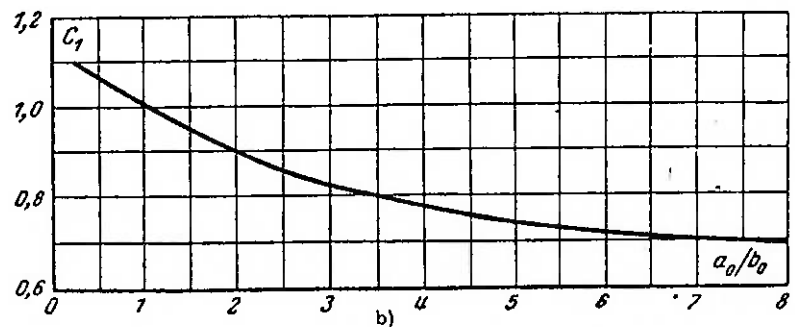


$$D_H = 4 F_0 / \Pi_0 ; \Pi_0 = \text{périmètre.}$$

$\frac{l_0}{b_0}$	ζ_M			
	$\frac{b_k}{b_0} = 0,5$	$\frac{b_k}{b_0} = 0,73$	$\frac{b_k}{b_0} = 1,0$	$\frac{b_k}{b_0} = 2,0$
0	7,9	4,5	3,6	3,9
0,2	6,9	3,6	2,5	2,4
0,4	6,1	2,9	1,8	1,5
0,6	5,4	2,5	1,4	1,0
0,8	4,7	2,4	1,3	0,8
1,0	4,3	2,3	1,2	0,7
1,2	4,2	2,3	1,2	0,7
1,4	4,3	2,3	1,3	0,6
1,8	4,6	2,6	1,5	0,6
2,0	4,8	2,7	1,6	0,6
2,4	5,3	3,2	2,3	0,7



$\frac{a_0}{b_0}$	C_1
0,25	1,10
0,50	1,07
0,75	1,04
1,0	1,00
1,5	0,95
2,0	0,90
3,0	0,83
4,0	0,78
5,0	0,75
6,0	0,72
7,0	0,71
8,0	0,70



Entrées diverses avec un écran
 $Re = w_0 D_H / \nu > 10^4$

Chapitre III

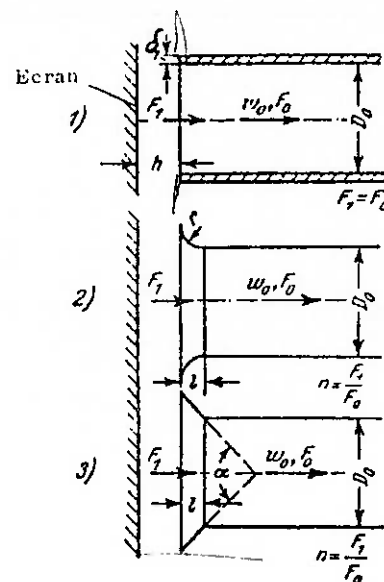
Diagramme 3.8

$$D_H = 4F_0 / \Pi_0 ; \Pi_0 : \text{périmètre}$$

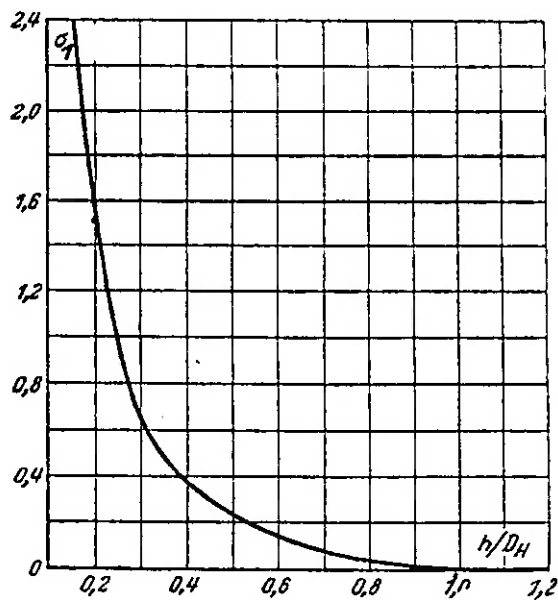
$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_0^2}{2g}} \approx \zeta' + \frac{\sigma_1}{n^2} \text{ (approximativement).}$$

où :

- 1) ζ' est déterminé suivant la courbe $\zeta' = f(\delta_1 / D_H)$ pour $b/D_H > 0,50$ sur le diagramme 3.1 ;
 - 2) ζ' est déterminé suivant les courbes $\zeta' = f(r/D_H)$ sur le diagramme 3.3 (graphiques a et b) ;
 - 3) ζ' est déterminé suivant la courbe $\zeta' = f(\alpha^0, l/D_H)$ sur le diagramme 3.5 ;
- σ_1 est déterminé suivant la courbe $\sigma_1 = f(h/D_H)$;
 Les valeurs de ν sont données dans le § 1.3, b).



h/D_H	σ_1
0,20	1,60
0,30	0,65
0,40	0,37
0,50	0,25
0,60	0,15
0,70	0,07
0,80	0,04
1,0	0
∞	0



Echangeurs de chaleur divers

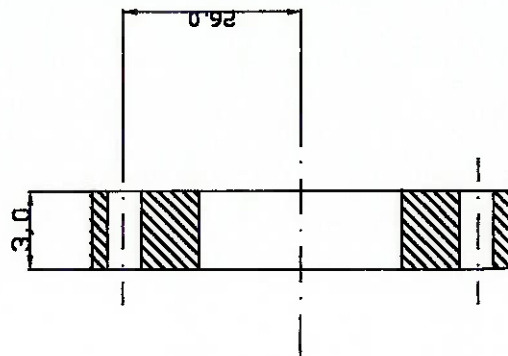
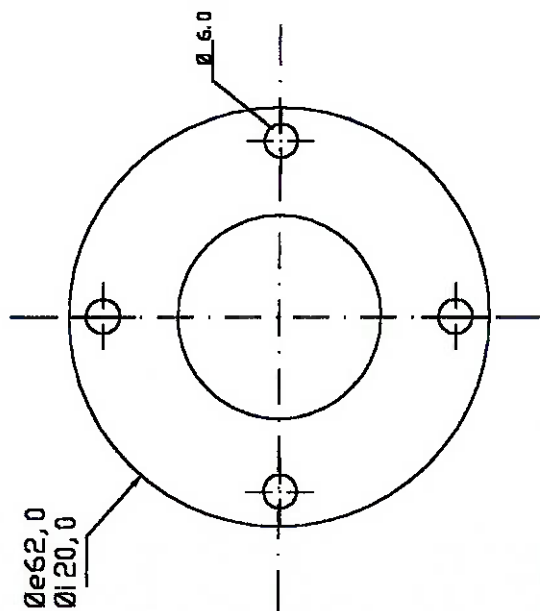
Chapitre XII

Diagramme 12.32

Caractéristique de l'échangeur de chaleur	Schéma	Coefficient de perte de charge $\xi = \frac{\Delta H}{\gamma_{\text{moy.}} w_0^2 \text{ moy.} / 2g}$
Caisson d'un faisceau de tubes baignant dans un écoulement longitudinal		$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \frac{l_0}{d_H} + \Delta \xi_t$ pour un caisson à section circulaire : $d_H = \frac{D_1^2 - z d_N^2}{z d_N}$ pour un caisson à section rectangulaire : $d_H = \frac{4 \left(a_1 b_1 - z \frac{\pi}{4} d_N^2\right)}{2(a_1 + b_1) - Z \pi d_N}$ λ est déterminé d'après les diagrammes 2.1 à 2.5
Caisson d'un faisceau de tubes, l'écoulement passant dans les tubes		$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \frac{l_0}{d_0} + \Delta \xi_t$ λ est déterminé d'après les diagrammes 2.1 à 2.5
Echangeur à deux voies avec faisceau de tubes transversal (coude de 180°)		$\xi = \xi_{180} + \xi_{\text{faisc.}} + \Delta \xi_t$ ξ_{180} est égal à ξ d'un coude en forme de II. avec $l_0/b_0 = 0$ (diagrammes 6.21 à 6.24) ; $\xi_{\text{faisc.}}$ est égal au ξ du faisceau de tubes correspondant sur les diagrammes 8.11 et 8.12
Avec un faisceau de tubes baignant dans un écoulement mixte (alternativement longitudinal et transversal)		$\xi = \xi_{\text{faisc.}} + \Delta \xi_t$ Pour le schéma a), $\xi_{\text{faisc.}}$ est égal au ξ du faisceau correspondant sur les diagrammes 8.11 et 8.12 ; il est pris seulement pour la moitié des rangées de tubes du faisceau de chaque partie de l'écoulement transversal. Pour le schéma b), $\xi_{\text{faisc.}}$ est égal au ξ du faisceau sur les mêmes diagrammes, mais pour toutes les rangées de tubes coupées par la cloison, et pour la moitié des tubes situés en dehors de la cloison.

$$\Delta \xi = 2 \frac{t_{\text{sort.}} - t_{\text{ent.}}}{273 + t_{\text{ent.}}} ; \quad t_{\text{moy.}} = \frac{t_{\text{ent.}} + t_{\text{sort.}}}{2} ; \quad \gamma_{\text{moy.}} = \frac{\gamma_0}{1 + \frac{t_{\text{moy.}}}{273}} ; \quad w_0 \text{ moy.} = w_0 \text{ ent.} \frac{273 + t_{\text{moy.}}}{273 + t_{\text{ent.}}}$$

DESENHOS DE FABRICAÇÃO



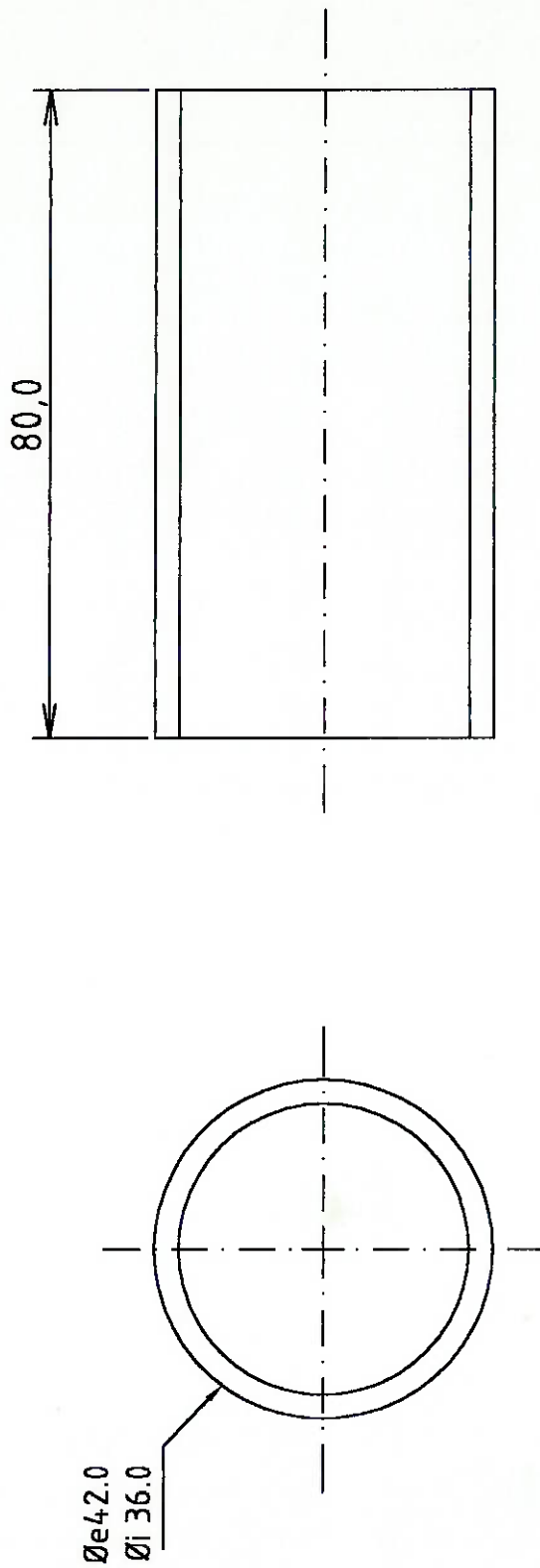
USP

PIrômetro de Sucção

Tampa 1 da entrada

28/11/96

peça 01



USP

Pirômetro de Sucção

Tubo externo da entrada

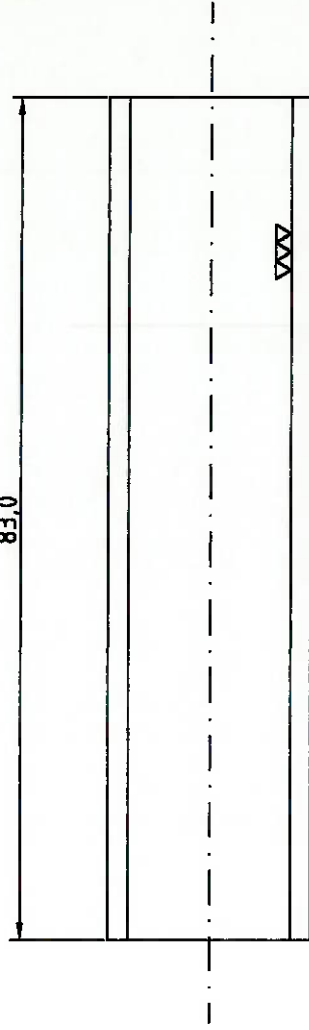
28/11/96

peça 02

✓ Ra=0,4 m

Øe 20,0
Øi 16,0

83,0



USP

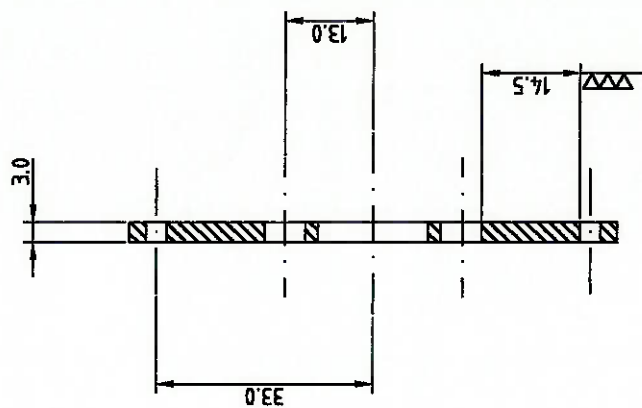
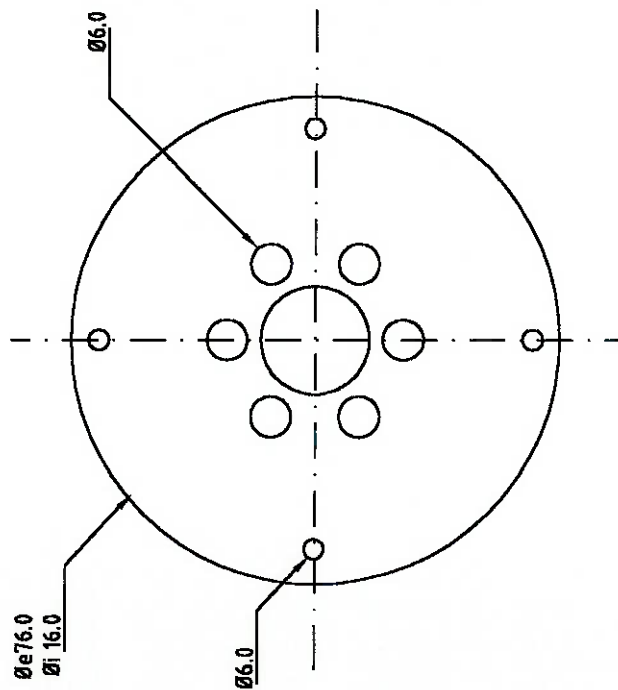
Pirômetro de Sucção

Tubo interno da entrada

28/11/96

peça 03


 $Ra=0,4 \text{ m}$



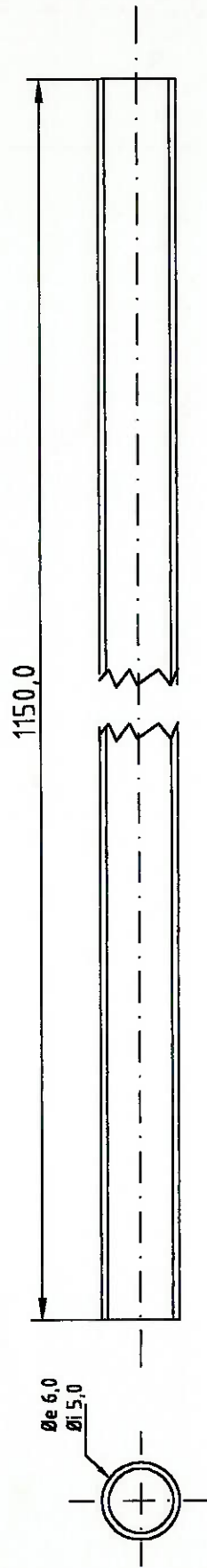
USP

Pirômetro de Sucção

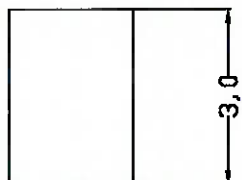
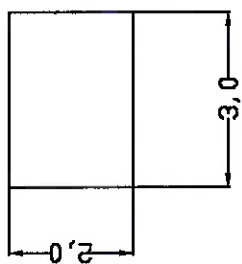
Tampa 2 da entrada

28/11/96

peça 04

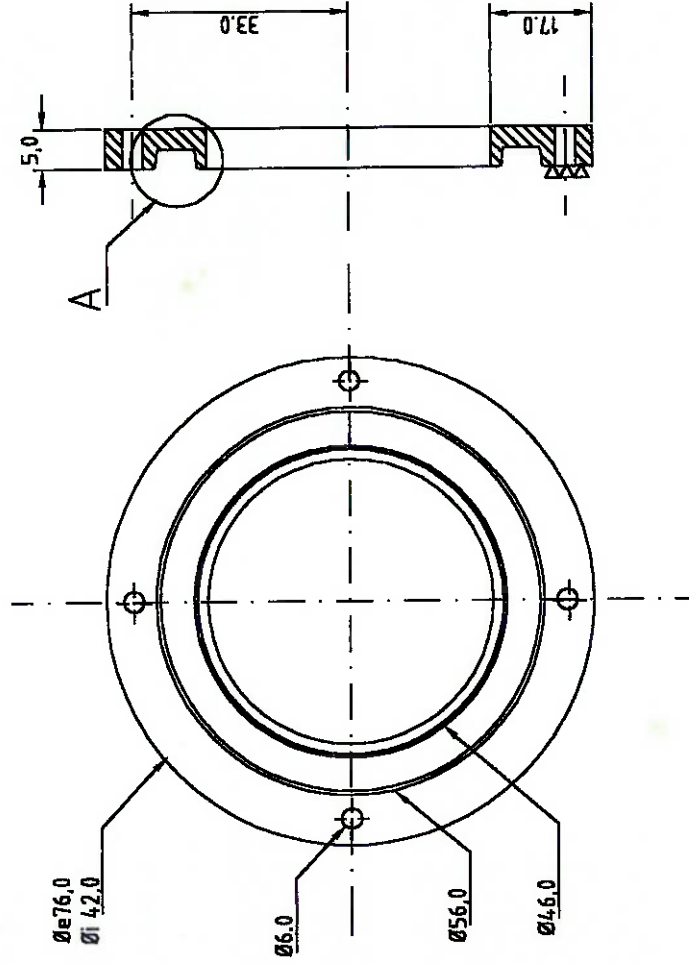
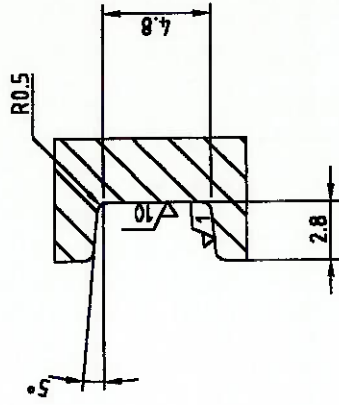


USP	Pirômetro de Sucção
Tubo intermediário da água	
28/11/96	peça 05



USP	Pirômetro de Sucção
Guia p/ tubo intermediário	
28/11/96	peça 06

Detalhe do canal A :



∇∇ Ra=0,4 m

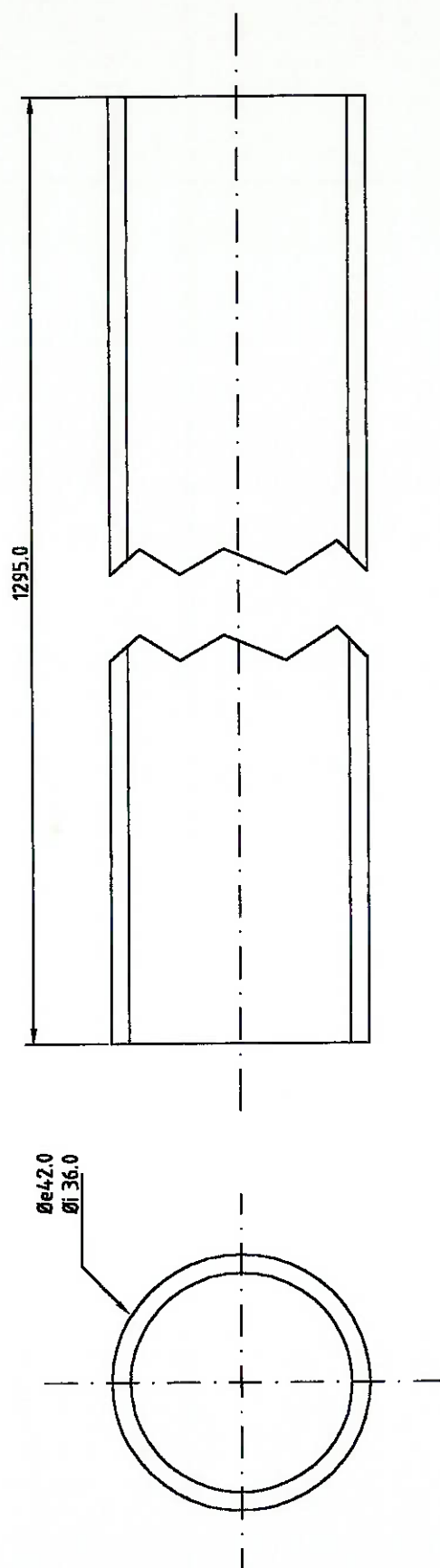
USP

Pirômetro de Sucção

Flange com Oring

28/11/96

peça 07



USP

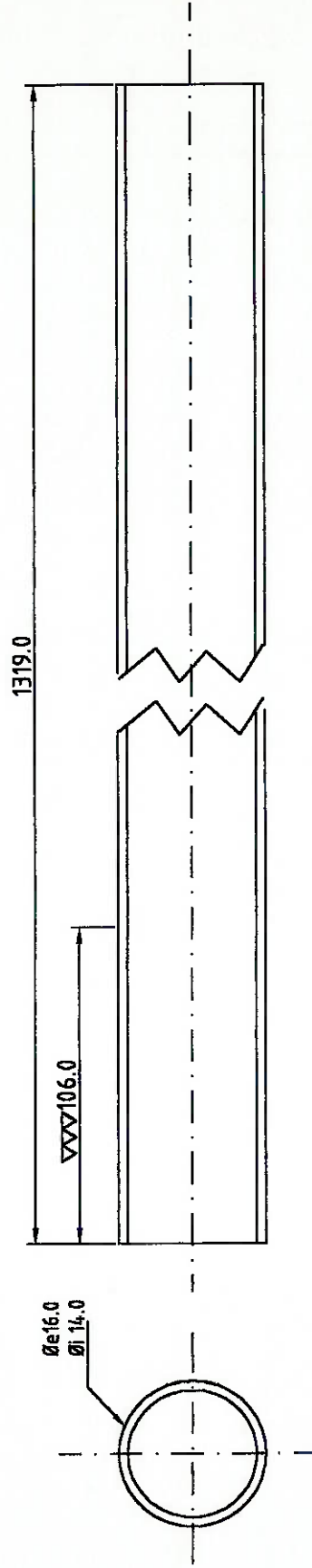
Pirômetro de Sucção

Tubo externo da água

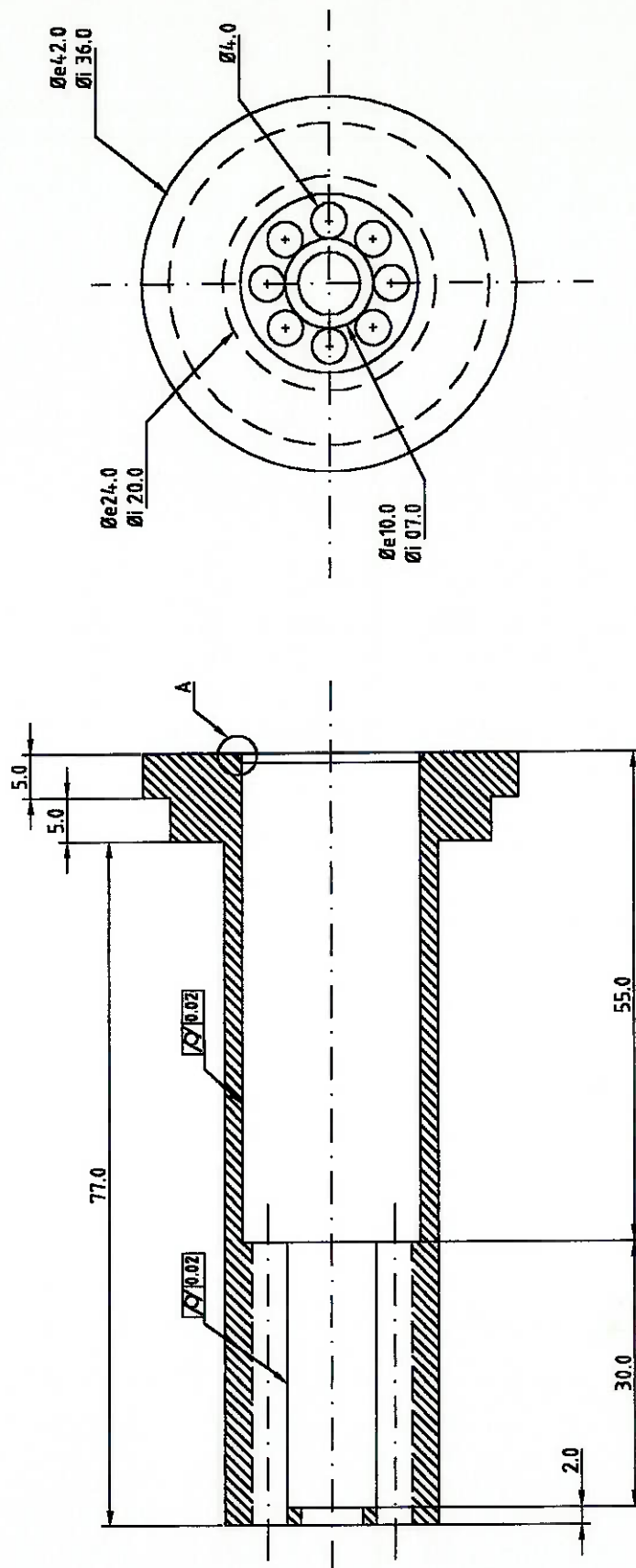
28/11/96

peça 08

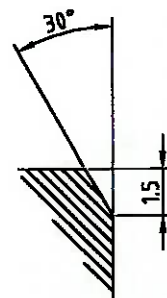
▽▽ Ra=0,4 m



USP	Pirômetro de Sucção
Tubo interno da água	
28/11/96	peça 09



Detalhe A:



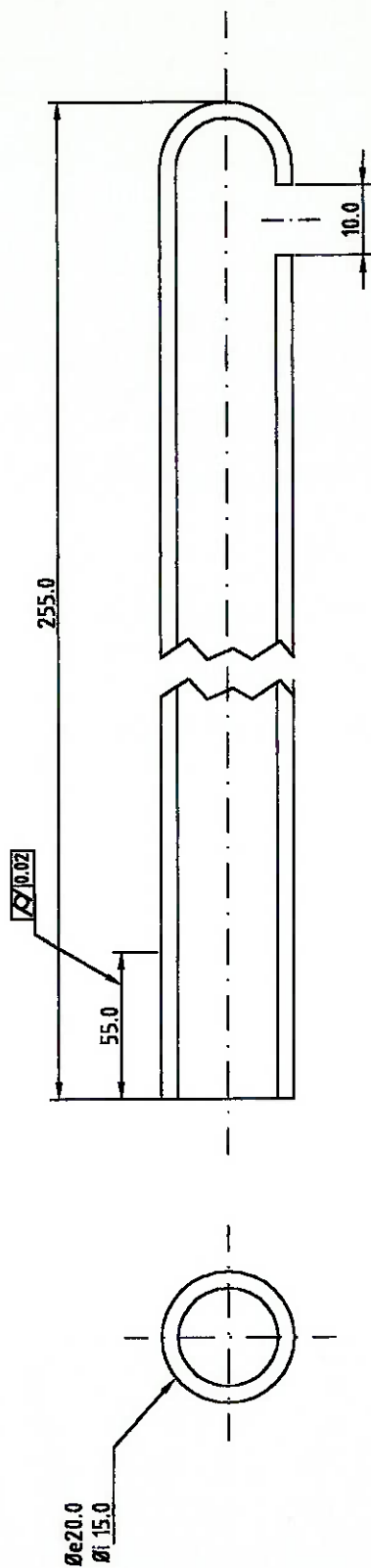
USP

Pirômetro de Sucção

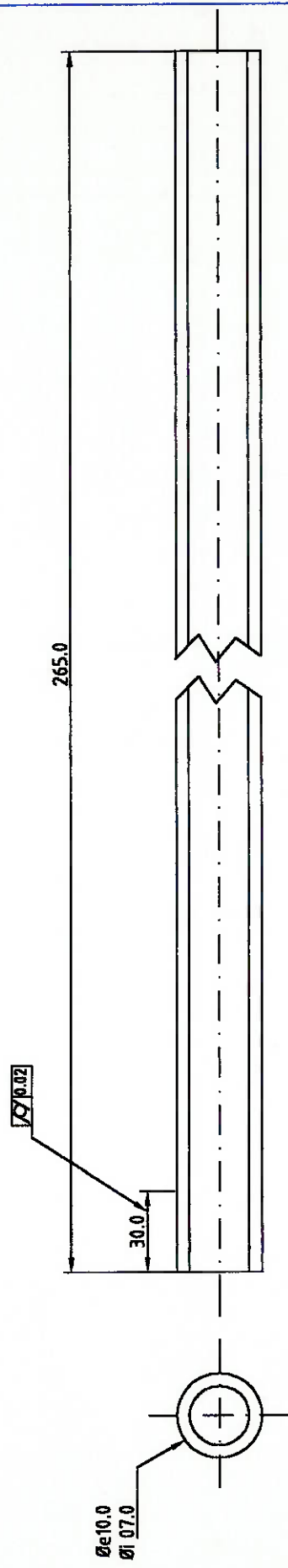
Suporte dos tubos cerâmicos

28/11/96

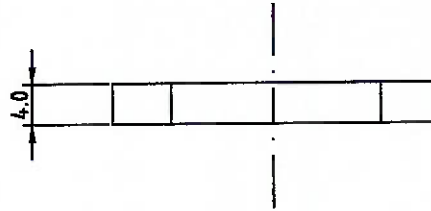
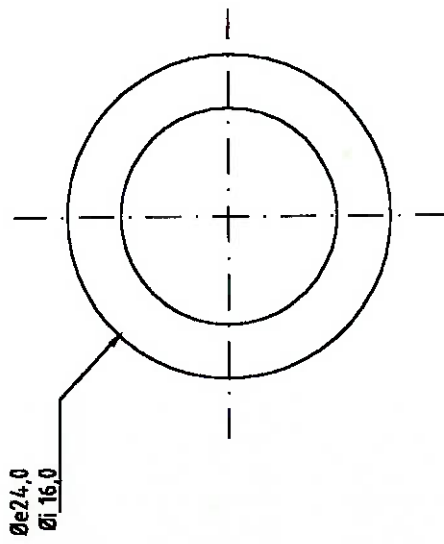
peça 10



USP	Pirômetro de Sucção
Blindagem cerâmica externa	
28/11/96	peça 11



USP	Pirômetro de Sucção
Blindagem cerâmica interna	
28/11/96	peça 12



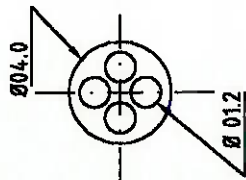
USP

Pirômetro de Sucção

Posicionador do suporte

28/11/96

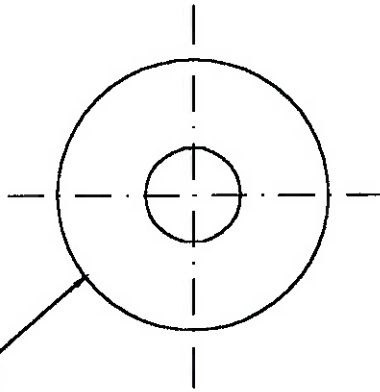
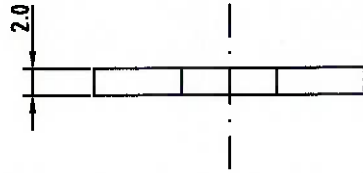
peça 13



277.0

USP	Pirômetro de Sucção
Tubo capilar	
28/11/96	peça 14

Øe20.0
Øi 07.0



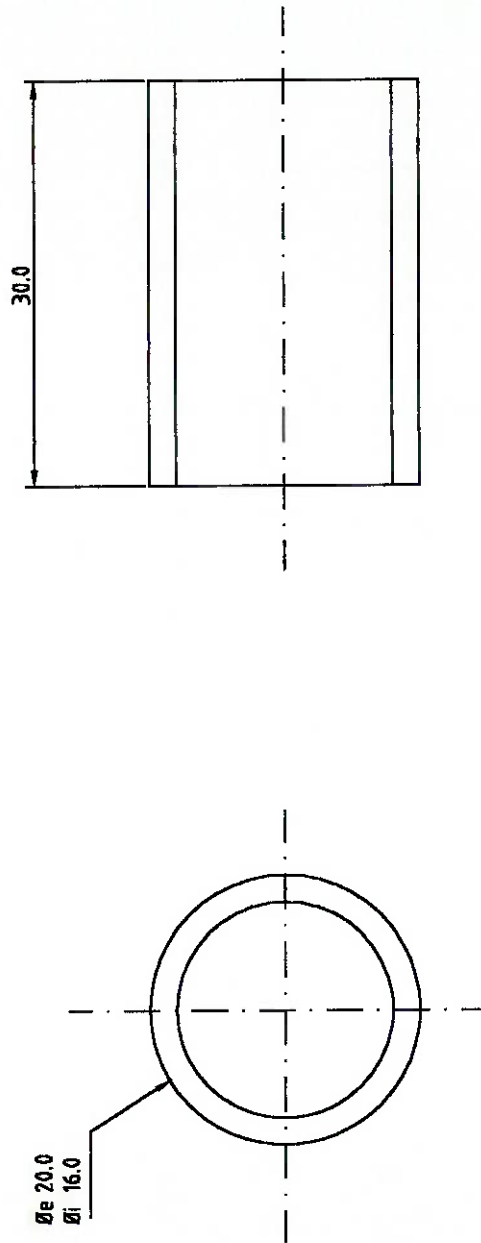
USP

Pirômetro de Sucção

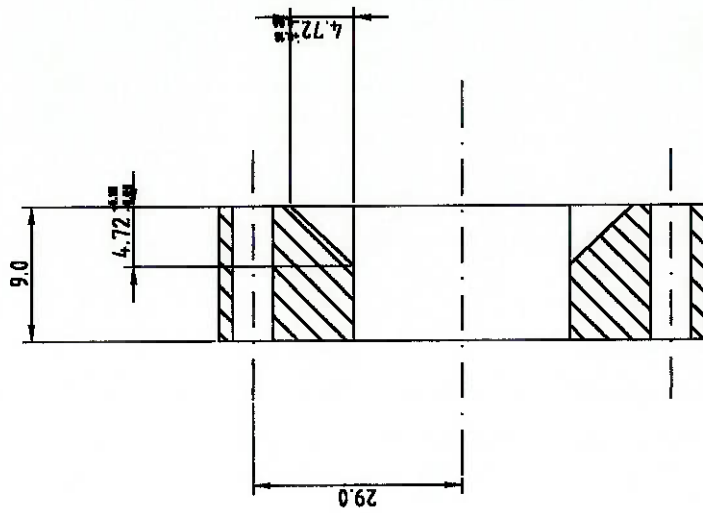
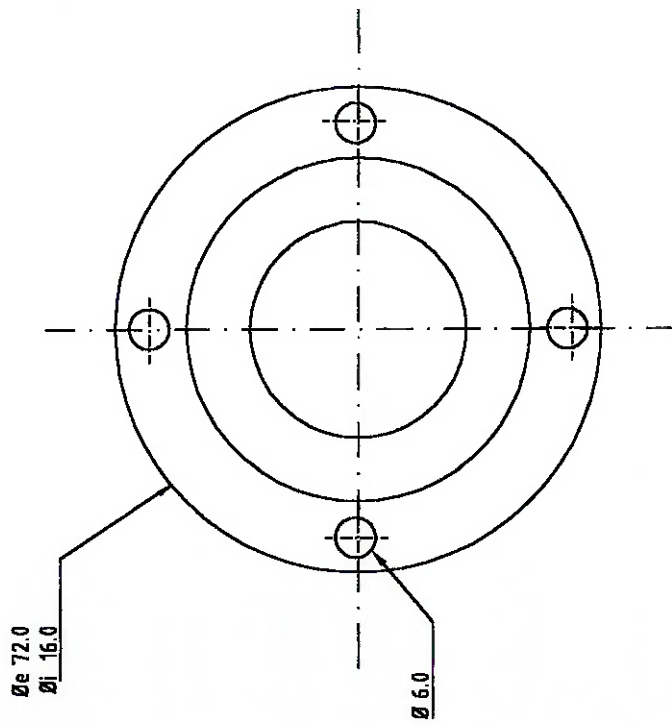
Tampa da saída do gás

28/11/96

peça 15



USP	Pirômetro de Sucção
Tubo da saída do gás	
28/11/96	peça 16



USP

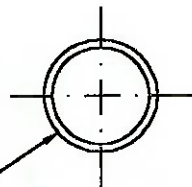
Pirômetro de Sucção

Flange triangular com oring

28/11/96

peça 17

Øe 07
Øi 06



134.10



USP

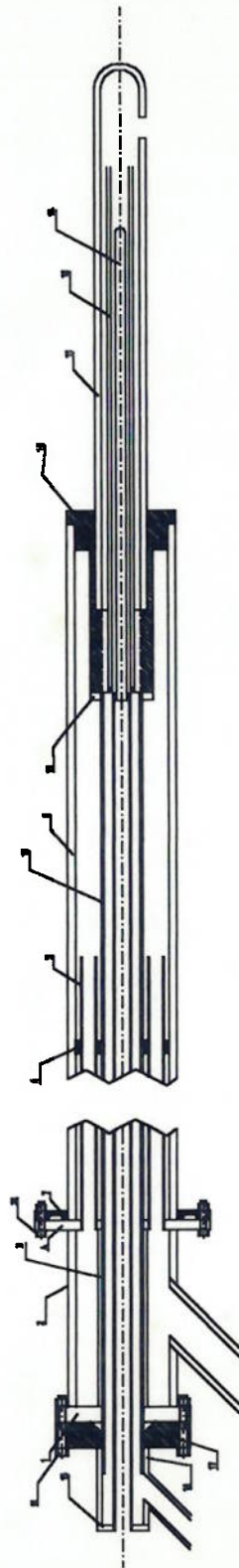
Pirômetro de Sucção

Apoiador do tubo capilar

28/11/96

peça 18

DESENHO DE CONJUNTO



USP	Pirômetro de Sucção
Pirometro de sucção	
28/11/96	Desenho de conjunto

