

Sys 2128605

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Projeto Mecânico

Projeto de um Queimador para Biogás

1 9 8 2

Autor : Renato Romankevicius Costa

Orientador: Prof. Hildo Pera

TF-82  
C823P

## Sumário

Este trabalho inicia-se por uma breve exposição das características, modos de obtenção e purificação e aplicações do biogás. A seguir discute sobre o que vem a ser um queimador a gás e como são classificados os vários tipos, fazendo uma comparação entre queimadores atmosféricos e a ar indutor.

É feita, então, a escolha do tipo que mais convém à queima do biogás, seguindo-se um tratamento teórico desse modelo construtivo - no qual procura-se detalhar a obtenção das equações mais importantes. As equações que aparecem, no entanto, podem ser aplicadas a qualquer tipo de queimador baseado no sistema de pré-mistura com injetor.

Com a introdução de valores numéricos referentes ao biogás e assumindo-se uma capacidade máxima de queima de  $120 \text{ Nm}^3/\text{h}$  desse gás, é feito o dimensionamento propriamente dito do queimador. Os gráficos e desenhos construtivos são apresentados em anexo, no final do volume.

Índice

I. Objetivos.....	01
II. Geração do biogás e suas propriedades.....	02
III. Queimadores a Gás .....	05
IV. Escolha do tipo mais adequada de queimador para a queima do biogás .....	13
V. Modelo Construtivo .....	14
VI. Desenvolvimento das Equações - Cálculos .....	17
VII. Dimensionamentos .....	27
VIII. Considerações Finais.....	34
IX. Bibliografia.....	36
X. Anexo .....	37

I. Objetivos : Seleção e projeto de um queimador para biogás ( resultado da digestão anaeróbica de material orgânico ). O queimador em questão será dimensionado / para queimar  $120 \text{ Nm}^3/\text{h}$  de biogás. Se desejássemos , por exemplo, queimar a totalidade do biogás gerado a partir da vinhaça e da rama, subprodutos da destilação do álcool de mandioca, supondo uma usina com produção/ de  $100 \text{ m}^3$  diários de álcool, necessitaríamos :

Geração de Biogás

- a partir da rama .....  $56,12 \frac{\text{m}^3 \text{ gás}}{\text{t rama}}$

- a partir da vinhaça .....  $10,0 \frac{\text{m}^3 \text{ gás}}{\text{m}^3 \text{ vinh.}}$

Usina de Álcool a partir  
da mandioca

produção diária de álcool .....  $100 \text{ m}^3$   
consumo de biomassa .....  $588 \text{ ton}$   
vinhaça resultante .....  $1200 \text{ m}^3$   
rama resultante .....  $588 \text{ ton}$

Volume total de biogás gerado  
em um dia

$$V_{\text{Btotal}} = 1200 \cdot 10,0 + 588 \cdot 56,12 = 45\,000 \text{ m}^3$$

Supondo que os queimadores operem 24 h  
por dia, teremos :

n = número necessário de queimadores

$$n = \frac{45\,000}{24 \times 120} = 16 \text{ queimadores}$$



O gás assim aproveitado substitui parte dos combustíveis convencionais empregados, de custo elevado. Além disso, a utilização da vinhaça nos biodigestores também reduz cerca de 90% da sua carga poluidora, podendo a borra, produzida a partir desta, ser usada como fertilizante. No caso particular da produção de álcool a partir da mandioca, a digestão anaeróbica da vinhaça e da rama contribuem com cerca de 61% da energia necessária à produção de álcool, lembrando que nesse processo não se dispõe de bagaço para ser queimado.

II. Geração do Biogás e suas propriedades : O biogás é um gás limpo, incolor e de leve odor, resultante da fermentação que se processa através do metabolismo das bactérias anaeróbicas. Basicamente, a matéria prima para sua produção se constitui de resíduos industriais - dejetos de frigoríficos, cascas e bagaços de vegetais - resíduos animais, resíduos vegetais, resíduos domésticos, etc.

A fermentação é feita num recipiente, chamado biodigestor, que retém, por algum tempo, as matérias orgânicas, evitando que o ar entre em contato com a mistura ( resíduos e água ) a ser fermentada. Chama-se biodigestor, ou simplesmente digestor, a câmara onde se processa a digestão. Trata-se de um tanque fechado em concreto ou alvenaria onde a mistura ( 6 a 20% de sólidos e o restante de água ) a ser fermentada é mantida.

O gasômetro é o recipiente onde o gás produzido é estocado. Trata-se, comumente, de uma câmara pânula de chapa de ferro ( concreto armado é usado nos digestores de grande volume ).

Digestor e gasômetro podem constituir peças separadas, no entanto, nos modelos convencionais de digestores temos digestor e gasômetro em um único /

corpo. Isto, além de baratear o sistema, torna-o mais operacional.

O digestor pode ser tipo horizontal ou vertical, de acordo com a posição que toma em relação ao solo.

O tipo horizontal é comumente utilizado onde o lençol freático é muito superficial, não permitindo construção nas camadas mais profundas do solo. Tem o inconveniente de exigir grandes quantidades de material para a sua construção, sistema mecânico para a gitação interna da mistura digestora e quebra do lodo, e não permite acoplamento direto com o gasometro, para formar um único corpo. Estas características tornam o sistema sensivelmente caro. O digestor vertical, portanto, costuma ser mais usado. É constituído de um recipiente cilíndrico em alvenaria ou concreto, quase totalmente submerso no solo. Neste sistema o gasômetro é acoplado ao digestor, funcionando como acumulador de gás e como instrumento de fechamento ( tampa ) do digestor.

O gasometro é comumente construído em chapa de ferro, podendo, entretanto, ser de fibra de vidro, de plástico flexível ou rígido, ou de outros materiais.

O gasometro metálico para digestor horizontal necessita de tanque para servir como base para imersão do gasometro em água.

Tanto os sistemas horizontais quanto os verticais podem ter carregamento contínuo ou em bateladas. Diz-se em batelada quando o digestor é carregado com matéria prima, em seguida é fechado e só se retira a carga no final da fermentação. Nos digestores contínuos, uma vez completamente carregados, mantém-se uma certa carga diária de matéria-prima que assegure uma determinada produção gasosa continuamente.

Devido aos elevados volumes de vinhaça gerados nas usinas de açúcar e de álcool, a aplicação do biogás tornar-se-á mais viável à medida em que for possível operar digestores com tempos de retenção cada vez menores. Atualmente estão sendo desenvolvidas novas e mais eficientes concepções de digestores, como, por exemplo, os de fluxo ascendente, dotados de um decantador interno, que permite a manutenção, dentro do digestor, de elevadas concentrações de microorganismos envolvidos no processo anaeróbico, reduzindo bastante o tempo de retenção do material tratado.

A composição volumétrica do biogás proveniente dos biodigestores varia entre 50 e 70% de metano ( $\text{CH}_4$ ) e entre 30 a 50% de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) contendo, ainda, pequenas quantidades de hidrogênio ( $\text{H}_2$ ), amônia ( $\text{NH}_3$ ), vapor de água no estado saturado e traços de sulfeto de hidrogênio ( $\text{H}_2\text{S}$ ).

#### Propriedades físicas do Metano ( $\text{CH}_4$ )

PCI (poder calorífico inferior) .....	11947 kcal/kg
PCI (referido a volume) .....	8568 kcal/m <sup>3</sup>
Peso molecular .....	16,04 g/mol
Temperatura crítica .....	-82,5 °C
Pressão crítica .....	45,8 atm
Limites de flamabilidade ao ar .....	5,3-14%

A quantidade de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) presente no gás reduz seu conteúdo de energia na faixa de aproximadamente 5000 a 6000 kcal/m<sup>3</sup>, tornando-se, o seu custo de armazenagem, mais dispendioso em relação ao metano puro.

Existem vários sistemas de lavagem que podem ser utilizados para remover o  $\text{CO}_2$  do Biogás, dentre eles podem ser destacados : lavagem do biogás com água, com solução de hidróxido de cálcio, solução de carbonato de potássio, com solução de etanolaminas e outros.



A presença de sulfeto de hidrogênio / ( $H_2S$ ), devido às suas características ácidas quando em contato com umidade e ao seu odor desagradável, é uma impureza bastante indesejável, provocando corrosão em tubulações metálicas, tanques de armazenagem, motores, etc. Entretanto, sua remoção pode ser feita através dos sistemas de lavagem citados anteriormente ou também, / de maneira bem mais simples, passando-se o biogás através de esponja de ferro oxidado, que reage quimicamente com o  $H_2S$ . Cerca de 35 litros de esponja de ferro oxidado tem a capacidade de reter 3,7 kg de  $H_2S$ .

Neste trabalho, vamos considerar a existência de um tratamento de lavagem e purificação do biogás regulada de modo a fornecer a seguinte composição volumétrica :

80%  $CH_4$   
20%  $CO_2$

III. Queimadores a gás : Dentro de um aparelho térmico, alimentado por um combustível, o queimador é o orgão onde se dá o nascimento da chama. A chama é a mistura gasosa em curso de reação de combustão.

O queimador tem por função:

- Assegurar a mistura do carburante com o combustível em proporções convenientes e no instante desejado.
- Realizar a combustão sob a forma de uma chama com as características dimensionais e as propriedades físicas e químicas que são apropriadas à operação efetuada.

III.1 Classificação dos queimadores : Existem diversas maneiras de classificarmos os queimadores. Em relação à maneira que é obtida a combustão podemos ter:

Queimadores à chama de difusão pura - Neste tipo a mistura é realizada já no interior da câmara de combustão. O gás é injetado diretamente na atmosfera e o ar envolvente é arrastado, misturando - se



do gás e procedendo à queima no instante seguinte. Com este processo obtemos altas temperaturas de chama, mas não é o mais indicado quando se deseja maiores rendimentos (menores teores de CO).

-Queimadores com pré-mistura parcial : Pressupõe a existência de um sistema que forneça a mistura combustível antes que os gases cheguem à câmara, porém com quantidades de ar abaixo da estequiométrica, necessitando-se a admissão (já no interior da câmara) do chamado ar secundário - em contraposição ao admitido anteriormente, que é chamado ar primário. Obtemos, dessa maneira, uma combustão de melhor qualidade, isto é, mais completa (com menores teores de CO).

-Queimadores com pré-mistura completa : É realizada a mistura estequiométrica (ou com excesso de ar) para ser queimada posteriormente, junto à câmara de combustão. É este o modelo no qual se aplicam os misturadores mecânicos - tratados a seguir.

-Queimadores com mistura no bocal : Neste tipo existe, também, a pré-mistura, porém esta é realizada sem o uso de um sistema elaborado de mistura o qual se encontra distante do local onde se dá a sustentação da chama e podendo alimentar vários queimadores. A mistura é feita de maneira simples, geralmente por indução de um gás através de um jato do outro, em região próxima ao local onde se dá a sustentação da chama.

Quanto à forma pela qual é obtida a mistura nos queimadores com pré-mistura, podemos ter :

-Injetores a Gás,

Gás a baixa pressão: O gás está a pressões da ordem de  $0,04 \text{ kgf/cm}^2$  (efetiva) ou abaixo e o ar a pressão zero (atmosférica). Utiliza a quantidade de movimento do jato de gás de baixa pressão para movimentar, arrastar da atmosfera o ar necessário à combustão.

Gás a alta pressão: O gás está a pressões maiores do que  $0,04 \text{ kgf/cm}^2$ . Utiliza a quantidade de movimento do jato de gás de alta pressão para induzir o ar atmosférico.

-Injetores a Ar,

Ar a baixa pressão: A pressão do ar é menor do que  $0,4 \text{ kgf/cm}^2$ . Utiliza a quantidade de movimento do jato de ar a baixa pressão para arrastar o gás e produzir a mistura.

Ar a alta pressão: A pressão do ar é maior do que  $0,4 \text{ kgf/cm}^2$ . Utiliza a quantidade de movimento do jato de ar a alta pressão para arrastar o gás e produzir a mistura.

-Sistema de sucção: Emprega a sucção produzida por baixas pressões na câmara de combustão para arrastar o ar e/ou o gás necessários à produção da mistura combustível.

-Sistema de duas válvulas: Os fluxos de ar e gás são controlados separadamente, por meio de válvulas, proporcionando a mistura conveniente.

### III.2 Características dos Queimadores:

Amplitude Operacional - É o quociente entre o máximo e o mínimo débito térmico (calor gerado) dentro dos quais o queimador é capaz de operar satisfatoriamente. A amplitude operacional está condicionada a diversos fatores, qualidade da combustão, retorno da chama, descolamento da chama, etc. Esta é uma característica muito desejável de se ter em altos valores, pois define a versatilidade com a qual um queimador pode se adaptar às mais diversas condições de débito térmico, tornando o sistema de combustão mais econômico.

Estabilidade - Esta característica está ligada à capacidade que possui um queimador de con-

servar a chama, mesmo sob condições adversas de mistura, temperatura e pressão da câmara e fator de ar primário. Durante a operação de um queimador pode ocorrer o descolamento da chama- quando a componente axial da velocidade de propagação da chama é menor do que a velocidade de escoamento da mistura na secção da saída- ou o engulimento da chama- quando a componente axial da velocidade de propagação da chama é maior do que a velocidade de escoamento da mistura na secção de saída.

Formato da chama - Existem aplicações que exigem formatos de chama convenientes, isto é, o projeto do queimador deve prever o formato da chama de modo a adaptá-la a aplicação, por exemplo: chamas longas são indicadas quando se deseja produzir índices elevados de troca de calor por radiação.

OBS: 1. Condição teórica de equilíbrio (estabilidade) da chama em uma mistura gasosa em escoamento: No caso da mistura gasosa estar em escoamento, a velocidade de propagação da chama tende a movimentar a frente de chama no sentido contrário ao do escoamento da mistura, enquanto que a velocidade de escoamento da mistura tende a carregar a frente de chama no sentido do seu movimento.

Se um certo equilíbrio existe entre a velocidade de escoamento da mistura e a velocidade de propagação da chama, que são de sentidos opostos, a frente de chama não possui a tendência de se movimentar nem em um sentido, nem em outro e a chama é "estável".

A velocidade de propagação da chama depende da natureza do gás, da relação ar/gás, da temperatura, das dimensões do tubo e do regime do escoamento (laminar ou turbulento) da mistura.



2. Condições práticas de estabilidade: Teoricamente, o equilíbrio entre a velocidade de escoamento da mistura e a componente axial da velocidade de propagação da chama é realizado por um único valor da velocidade de escoamento, ou por um único valor de débito térmico.

Na prática, a chama permanece estável dentro de toda uma gama de velocidades abaixo e acima da velocidade de propagação da chama. Este intervalo é limitado por dois valores críticos,

- limite inferior: velocidade de engulimento / ou de retorno da chama ( $U_r$ ).
- limite superior: velocidade de descolamento da chama ( $U_d$ ).

Se a velocidade de escoamento é inferior à velocidade de retorno da chama ( $U_r$ ), a chama caminha para dentro do queimador, com as seguintes consequências:

- para um queimador a gás indutor e ar induzido (queimador atmosférico), a frente de chama retornando pelo interior do queimador pode se formar no orifício do injetor. Este é o fenômeno bem conhecido do "retorno ao injetor".
- para os queimadores alimentados com pré-mistura por um misturador ou por uma máquina de mistura situados a uma certa distância, há o risco de explosão no interior da canalização de transporte da mistura ou do próprio misturador.

Se a velocidade de escoamento é superior à velocidade de descolamento da chama ( $U_d$ ), a frente de chama despreende-se da borda da abertura de saída do queimador, arrastada pelo fluxo da mistura, extinguindo-se.



III.3 Diagrama de funcionamento para um queimador a chama livre alimentado em pré-mistura: Já foi dito que, para um queimador alimentado por uma mistura de composição conhecida, a chama permanece estável durante um certo intervalo de valores de velocidades de escoamento compreendido entre dois valores limites,  $U_r$  (retorno da chama) e  $U_d$  (descolamento da chama).

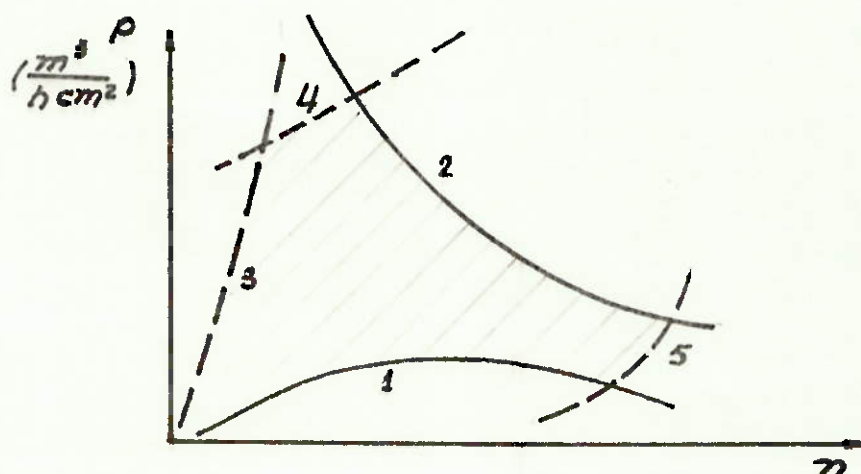
Para um gás de natureza conhecida, a composição da mistura varia com a relação ar/gás. É um procedimento prático o traçado de um diagrama de funcionamento, supondo alimentação em pré-mistura de um determinado gás, com ar em proporções variáveis. Neste diagrama temos:

- nas abscissas, o fator de ar primário (ou taxa de aeração), que é a relação

$$n = \frac{\text{relação ar/gás da mistura}}{\text{relação ar/gás estequiométrica}}$$

- nas ordenadas, a velocidade de escoamento da mistura ou, mais frequentemente, o débito de gás ( $m^3/h$ ) correspondente às velocidades.

A figura abaixo representa o diagrama de funcionamento de um queimador a gás indutor e ar induzido (atmosférico)



A zona de funcionamento estável está limitada inferiormente pela curva de retorno da chama (1) e superiormente pela curva de descolamento (2).

A curva 1 passa por um máximo correspondente a um fator de ar primário um pouco inferior à unidade.

Pelo contrário, a curva 2 é constantemente decrescente; ela é assim devido ao risco do descolamento ser mínimo quando o fator de ar primário é pequeno, tornando-se muito importante quando a mistura primária está bastante aerada.

Este diagrama é complementado por duas outras curvas, concernentes à qualidade da combustão:

- Para valores baixos de fator de ar primário, o carbono livre aparece na chama e a zona de funcionamento correto se torna limitada pela curva (3), chamada "de curva de carbono livre" ou "curva de aparecimento de pontas amarelas".

- Para débitos de gás elevados ( $m^3/h$ ), se a aeração é insuficiente, a combustão torna-se parcialmente incompleta e, então, encontraremos uma porcentagem de monóxido de carbono (CO) nos gases queimados. Se fixarmos um limite superior admissível para a relação  $CO/CO_2$ , podemos determinar a curva (4), dita "curva limite da combustão higiênica".

A curva (5) é a chamada "curva de máxima aspiração de ar", característica dos queimadores atmosféricos. Exemplificando, temos que é, geralmente, impossível obter  $n = 1$  para gás natural, no caso de distribuição à baixa pressão (20 mbar).

Todos os pontos de funcionamento do queimador devem estar situados dentro da zona limitada pelas curvas de 1 a 5. Ou seja, a manobra da válvula de ar de um queimador atmosférico faz o ponto de

funcionamento se mover horizontalmente (ação sobre n), a manobra sobre a válvula controladora de gás faz com que o ponto de funcionamento se mova verticalmente (ação sobre P).

III.4 Comparação entre os dois tipos de misturadores a indução: A tabela abaixo resume as principais características dos 2 tipos de misturadores a indução.

<u>Misturador a indução atmosférica</u>	<u>Misturador a ar indu tor e gás induzido</u>
Simplicidade de cons trução	Construção mais com plexa (regulador de pressão para o gás)
Aproveita a pressão do gás	Exige um compres sor de ar
Pressão da mistura é baixa	Pressão da mistura é elevada
Amplitude de opera ção de 1 a 3 no máxi mo	Amplitude de opera ção podendo superar de 1 a 5
Sensibilidade às con trapressões da câma ra de combustão	Insensibilidade às contrapressões da câ mara de combustão
Fator de ar primário inferior à unidade	Fator de ar primário elevado, podendo ser superior à unidade

Regulagens:

Potência - válvula de gás

Relação ar/gás - válvula de ar

Regulagens:

Potência - válvula de ar

Relação ar/gás - seção de passagem do gás induzido

Não consome energia anexa (a menos que o gás precise ser comprimido)

Consome energia anexa (compressor de ar)

IV. Escolha do tipo mais adequado de queimador para a queima do biogás: Usaremos um queimador do tipo ar indutor e gás induzido, com pré-mistura no bocal. Esta escolha foi baseada nos seguintes fatos,

- O biogás é obtido praticamente à pressão atmosférica, de maneira que preferimos usar ar comprimido, devido a maior facilidade de se obter no mercado compressores apropriados ao mesmo. O biogás poderia apresentar problemas de corrosão e de solubilização do óleo lubrificante dos compressores.

- O sistema de ar indutor permite obter misturas mais ricas com maior facilidade, pois o volume de ar na mistura é muito maior que o de biogás, que será arrastado pelo primeiro. Este sistema permite-nos, também, obter maiores valores de débitos térmicos, pelas mesmas razões anteriores.

- O sistema de pré-mistura efetuada no bocal é de construção simples e pode apresentar boa estabilidade, além de uma boa amplitude operacional.



V. Modelo construtivo : O queimador escolhido possui um sistema de pré-mistura, que aproveita o fenômeno do injetor a ar, onde um jato deste fluido arrasta consigo, em determinado ponto, o gás, misturando-se a ele durante o percurso subsequente. Podemos representá-lo da seguinte maneira:

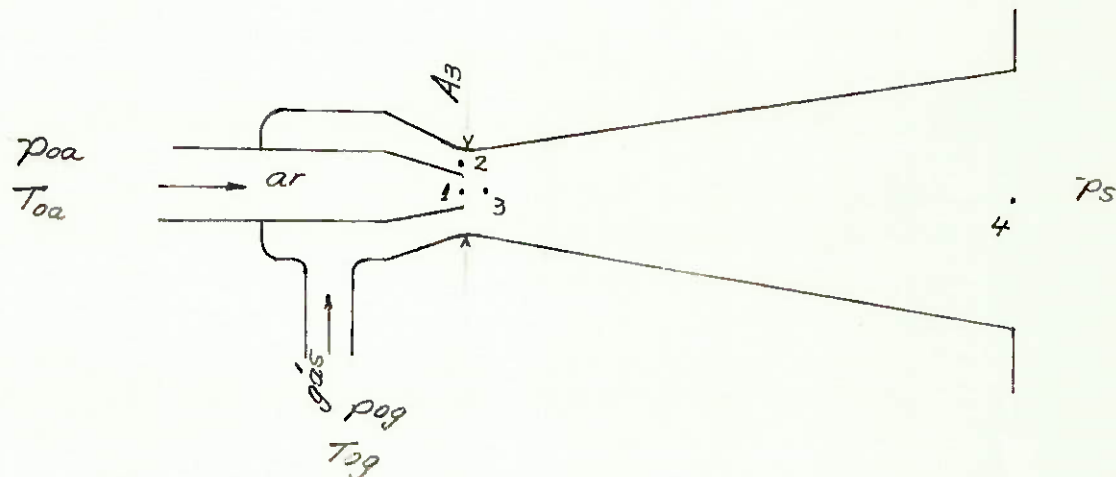


Figura 1 - Esquema do queimador

- $p_{oa}$  - pressão de estagnação do ar
- $p_{og}$  - pressão de estagnação do gás
- $p_s$  - pressão atuante na câmara de combustão
- $T_{oa}$  - temperatura de estagnação do ar
- $T_{og}$  - temperatura de estagnação do gás

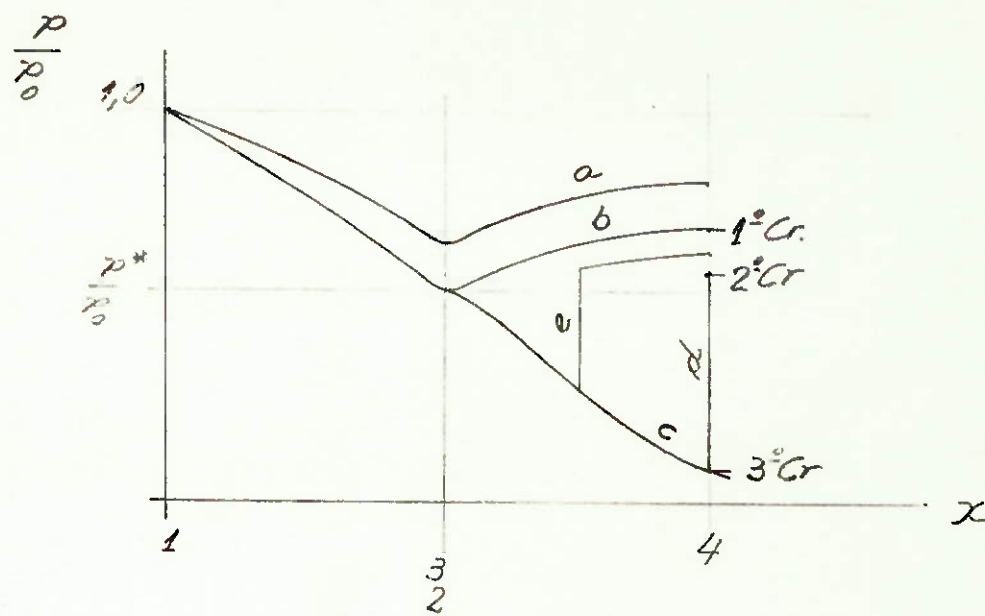
Impondo que não deva haver pré-aquecimento do ar, podemos escrever:

$$T_{oa} = T_{og} = T_o$$

A velocidade de saída  $v_4$  será dimensionada de forma a que o início da combustão se dê em algum ponto à jusante da seção 4 (seção de saída).

O gás estará sempre a  $p_{og} = 1,0 \text{ atm}$ , pressão esta que deverá ser mantida por meio de um regulador de pressão ("regulador-zero").

Considerando que o nosso bocal pode ser tratado como um bocal convergente-divergente, o diagrama abaixo representa as diversas formas de operá-lo.



Curva "a" - caracteriza um escoamento totalmente subsonico ( $M < 1$ ).

Curva "b" - caracteriza o escoamento sonico somente na garganta ( $M = 1$  na secção 3). É uma condição muito instável, chamada "primeira crítica".

Curva "c" - caracteriza o escoamento supersonico ( $M > 1$ ) com a velocidade crescendo ao longo do percurso. É a chamada "terceira crítica".

Curva "d" - caracteriza o escoamento supersonico com choque (queda abrupta de velocidade ou aumento abrupto de pressão) na secção de saída. Esta condição é a chamada "segunda crítica".

Curva "e" - caracteriza o escoamento supersonico com choque numa posição qualquer, intermediária entre a garganta e a secção de saída.

Podemos, desde já, descartar o funcionamento do queimador com relações de pressões  $p_s/p_0$  a baixo ou coincidentes com a terceira condição crítica, pois forneceriam velocidades de saída muito elevadas.

Como a operação do escoamento na primeira e na segunda crítica é muito instável, resta -

nos, portanto, duas opções:

1. Escoamento totalmente subsonico,
2. Escoamento com choque numa secção intermediária entre a garganta e a secção de saída.

Observe que, à medida que vamos diminuindo o valor da relação  $p_s/p_o$ , passamos da condição subsonica para a primeira crítica, segunda crítica, terceira crítica, etc. Ou seja, qualquer relação de pressões  $p_s/p_o$  entre a primeira e a segunda críticas vai resultar em escoamento com choque no bocal, sendo que a posição do choque vai caminhando de um ponto imediatamente a jusante da garganta (em decorrência de uma relação de pressões  $p_s/p_o$  abaixo da primeira crítica) para um ponto coincidente com a secção de saída, que é a segunda crítica. Podemos, então, escrever, para um dado bocal:

$$X_{ch} = f(p_s/p_o)$$

$X_{ch}$  - posição do choque

Nota: Se a razão de pressões estiver entre a segunda e a terceira críticas, então a compressão ocorrerá fora do bocal. Isto é a chamada "sobre expansão". Se a razão de pressões estiver abaixo da terceira condição crítica, então uma expansão ocorrerá fora do bocal e a condição assim obtida é dita "sub expansão". Ambas as condições resultam em velocidades de saída excessivas.

Optaremos pelo funcionamento do queimador com choque no bocal (secção divergente), pois além de nos fornecer uma faixa de velocidades mais compatíveis para um queimador, propicia uma mistura entre ar e combustível mais homogênea, em decorrência do próprio choque.

## VI. Desenvolvimento das Equações - Cálculos

VI.1 Mistura de gases: Vamos considerar que, tanto a mistura do biogás como a mistura deste com o ar, são misturas de gases perfeitos. Supondo uma mistura de dois gases perfeitos A e B, a propriedade X da mistura pode ser calculada da seguinte maneira,

$$X_m = \frac{m_A X_A + m_B X_B}{m_A + m_B}$$

$m_A$  - massa do gás A

$m_B$  - massa do gás B

$X_A, X_B$  - valores da propriedade X para o gás A ou B.

A propriedade X pode ser:

M - massa molecular

$C_p$  - calor específico a pressão constante

k - relação entre calores específicos ( $k = C_p/C_v$ )

Fazendo-se  $r = m_A/m_B$  ficamos com:

$$X_m = \frac{r X_A + X_B}{1 + r}$$

A constante de gás perfeito R para a mistura fica:

$$R_m = \frac{\bar{R}}{M_m}$$

$\bar{R}$  - constante universal dos gases perfeitos (kgf m/kmol K)

No nosso caso, teremos uma mistura de ar à  $p_{oa}$  e  $T_o$  com biogás à  $p_{og}$  e  $T_o$ . Vai nos interessar, para cálculos posteriores, os valores de  $p_{om}$  e  $T_{om}$  (pressão e temperatura de estagnação da mistura):



1ª Lei da Termodinâmica

$$m_a h_{oa} + m_g h_{og} = (m_a + m_g) h_{om}$$

Introduzindo-se  $h_o = C_p T_o$  e  $r = m_a/m_g$ , temos:

$$r C_{pa} T_o + C_{pg} T_o = (1 + r) C_{pm} T_{om}$$

$$T_{om} = T_o \frac{r C_{pa} + C_{pg}}{(1 + r) C_{pm}}$$

$$\text{mas, } C_{pm} = \frac{r C_{pa} + C_{pg}}{(1 + r)} \quad \text{portanto:}$$

$$T_{om} = T_o$$

Para a determinação de  $p_{om}$  vamos admitir que a entropia total do sistema se conserva.

Usaremos, para tanto, o seguinte raciocínio:

Inicialmente temos duas massas de gases,  $m_a$  a  $p_{oa}$  e  $T_o$  e  $m_g$  a  $p_{og}$  e  $T_o$ , que serão misturadas, resultando na massa  $(m_a + m_g)$  a  $p_m$  e  $T_m$ . Se considerarmos o estado de estagnação definido como o estado atingido isoentropicamente, no qual a velocidade do gás é nula, vemos que a entropia do gás a  $p_m$  e  $T_m$  é a mesma que a  $p_{om}$  e  $T_{om}$ , na estagnação.

Podemos, portanto, adotar  $(p_{om}, T_{om})$  como o estado final do processo de mistura (independente da velocidade desta) sob o ponto de vista da conservação da entropia total.

A variação de entropia para um gás perfeito pode ser escrita da seguinte maneira:

$$s_2 - s_1 = C_p \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)$$

Se assumirmos o seguinte estado de referência:  $s = 0$  para  $p = p_{og}$  e  $T = T_o$

Faremos com que  $s_g = 0$

$s_g$  - entropia específica do biogás

$s_a$  - entropia específica do ar

A entropia total inicial fica, então:

$$S_i = m_a s_a + m_g s_g \quad S_i = m_a s_a$$

$$S_i = m_a \left[ C_{pa} \ln\left(\frac{T_o}{T_o}\right) - m_a R_a \ln\left(\frac{p_{oa}}{p_{og}}\right) \right]$$

$$S_i = - m_a R_a \ln\left(\frac{p_{oa}}{p_{og}}\right)$$

Para a mistura, a entropia total é:

$$S_f = (m_a + m_g) \left[ C_{pm} \ln\left(\frac{T_{om}}{T_o}\right) - R_m \ln\left(\frac{p_{om}}{p_{og}}\right) \right]$$

Havíamos, porém, encontrado:

$$T_{om} = T_o \quad \text{portanto} \quad \ln\left(\frac{T_{om}}{T_o}\right) = 0$$

Impondo  $S_f = S_i$  (conservação da entropia total), resultará:

$$m_a R_a \ln\left(\frac{p_{oa}}{p_{og}}\right) = (m_a + m_g) R_m \ln\left(\frac{p_{om}}{p_{og}}\right)$$

Lembrando que  $m_a = r m_g$  temos:

$$r R_a \ln\left(\frac{p_{oa}}{p_{og}}\right) = (1 + r) R_m \ln\left(\frac{p_{om}}{p_{og}}\right)$$

$$\text{Mas, } R_m = \frac{r R_a + R_g}{1 + r}, \text{ portanto:}$$

$$r R_a \ln\left(\frac{p_{oa}}{p_{og}}\right) = (r R_a + R_g) \ln\left(\frac{p_{om}}{p_{og}}\right)$$

$$\ln\left(\frac{p_{om}}{p_{og}}\right) = \frac{r R_a}{r R_a + R_g} \ln\left(\frac{p_{oa}}{p_{og}}\right)$$

Finalmente:

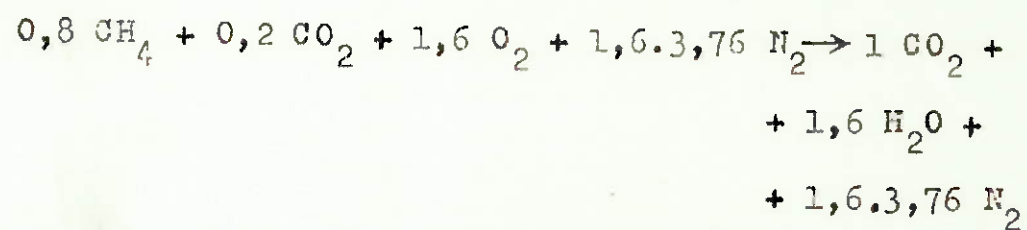
$$p_{om} = p_{og} \left( \frac{p_{oa}}{p_{og}} \right)^{\delta}$$

$$\text{onde } \delta = \frac{r R_a}{r R_a + R_g}$$

VI.2 Determinação do valor de  $r = m_a/m_g$

Calculemos a relação massa de ar/massa de combustível estequiométrica:

- Vamos admitir que o Biogás é composto volumetricamente por 80% de metano ( $CH_4$ ) e 20% de gás carbônico ( $CO_2$ ).



$$A/C_{est} = \frac{1,6 \cdot 32 + 1,6 \cdot 3,76 \cdot 28}{0,8 \cdot 16 + 0,2 \cdot 44} = 10,17$$

Usaremos,  $r = 10,2$

VI.3 Propriedades do Biogás e da mistura combustível:

Gás	Valores conhecidos para os gases		
	M kg/kmol	R kgf m/kg K	k
Ar	28,8	29,3	1,4
$CH_4$	16,0	53,1	1,32
$CO_2$	44,0	19,3	1,285

Propriedades do biogás:

$$M_g = 0,8 \cdot 16 + 0,2 \cdot 44 = 21,6 \text{ kg/kmol}$$

$$k_g = 0,8 \cdot 1,32 + 0,2 \cdot 1,285 = 1,31$$

$$R_g = \frac{\bar{R}}{M_g} = \frac{848,8}{21,6} = 39,3 \text{ kgf m/kg K}$$

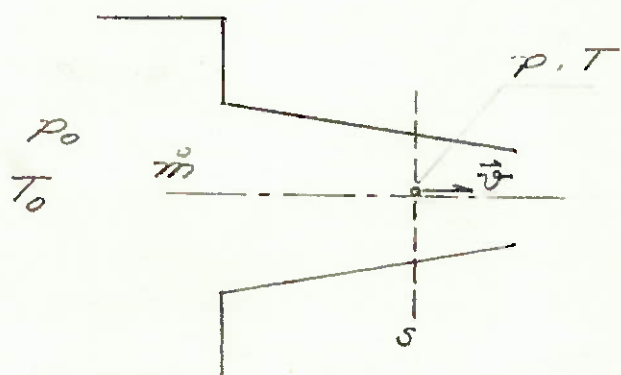
Propriedades da Mistura combustível:

$$M_m = \frac{10,2 \cdot 28,8 + 21,6}{10,2 + 1} = 28,2 \text{ kg/kmol}$$

$$k_m = \frac{10,2 \cdot 1,4 + 1,31}{10,2 + 1} \approx 1,4$$

$$R_m = \frac{848,8}{28,2} = 30,1 \text{ kgf m/kg K}$$

VI.4 Velocidade e Vazão em massa de um gás através de um bocal: Vamos considerar que o escoamento dos gases através do queimador seja unidimensional, de gás perfeito e se dê isoentropicamente. Posto isto, podemos escrever, para uma secção qualquer do escoamento:



$$T_0/T = 1 + \frac{k-1}{2} M^2$$

Mas  $M^2 = \frac{v^2}{k R T}$ , portanto:

$$v^2 = (T_0/T - 1) \frac{2 k R}{k-1} T$$

Introduzindo-se  $T = T_0 T/T_0$

$$v^2 = (1 - T/T_0) \frac{2 k R T_0}{k-1}$$

Sabemos que, num processo isoentrópico,

$$T/T_0 = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}, \text{ portanto:}$$



$$v^2 = \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{2 k R T_0}{k-1} \quad \text{ou}$$

$$p/p_0 = \left[ 1 - \frac{(k-1) v^2}{2 k R T_0} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

Vazão em massa: Se "A" for a área normal ao escoamento na secção s, teremos:

$$\dot{m} = \rho A v$$

Substituindo-se a equação de "v" e

$$\rho = \frac{p}{R T_0} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}}, \text{ encontraremos:}$$

$$\dot{m} = A p_0 \left( \frac{p}{p_0} \right)^{1/k} \sqrt{\frac{2 k}{(k-1) R T_0} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

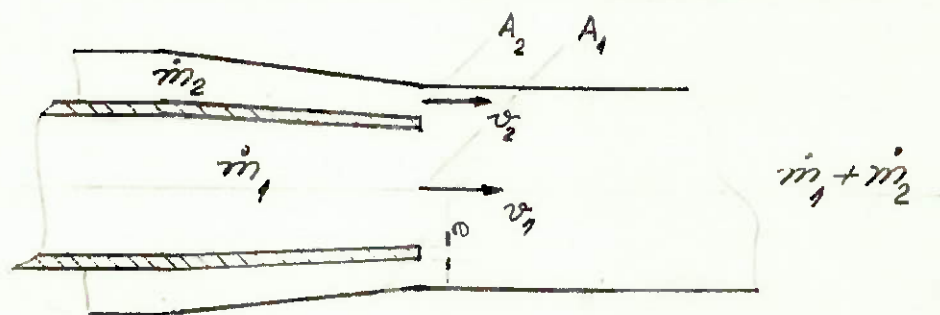
No caso da secção "s" ser a mais estreita de um escoamento (garganta), a máxima velocidade que pode ser atingida é a velocidade sônica ( $M = 1$ ); mesmo se continuarmos diminuindo a relação  $p/p_0$  (boclagem de bocal). A relação de pressões que define o bloqueamento é chamada relação de pressões crítica ( $p^*/p_0$ ) e pode ser calculada da seguinte maneira:

$$\frac{p^*}{p_0} = \left[ 1 + \frac{k-1}{2} \right]^{\frac{k}{1-k}}$$

Portanto, se "s" for a menor secção de um escoamento ou secção de saída de um bocal convergente, para qualquer relação de pressões menor que  $p^*/p_0$  o valor do número de Mach em "s" será igual a 1.

Nessas condições calculamos "v" e  $\dot{m}$  substituindo o valor de  $p^*/p_0$  nas respectivas equações.

VI.5 Injetores a gás: Num injetor, um fluido é posto em movimento induzido pelo escoamento de outro. Consideremos o seguinte esquema:



fluido 1 - indutor (ar, no nosso caso)

fluido 2 - induzido (biogás, no nosso caso)

Em condições ideais, poderíamos escrever:

$$v_2 = v_1$$

No entanto,  $v_2$  deverá ser ligeiramente menor que  $v_1$

$$v_2 = \alpha v_1 \quad (\alpha < 1)$$

A velocidade  $v_2$  será tanto mais próxima de  $v_1$  quanto menor for a espessura "e" do bocal indutor.

Dessa maneira, o fluido induzido 2 sentirá a seguinte relação de pressões:

$$\frac{p_2}{p_{o2}} = \left[ 1 - \frac{(k-1) (\alpha v_1)^2}{2 k R T_o} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

Caso  $p_2/p_{o2}$  for menor que  $p_2^*/p_{o2}$ , então o escoamento do fluido induzido estará bloqueado.

Sabendo-se qual é a relação de pressões podemos calcular o valor da área  $A_2$ , para uma dada vazão  $\dot{m}_2$ .

VI.6 Gráfico  $v_s = f(p_s/p_o, A_s/A_g)$

$A_g$  = área da garganta

$v_s$  = velocidade do gás na saída do bocal

Traçaremos este gráfico com o intuito de seleccionar os melhores valores de  $p_s/p_o$  e  $A_s/A_g$  os quais nos forneçam uma velocidade de saída desejada.

A velocidade  $v_s$  pode ser determinada da seguinte maneira:

$$v_s = M_s \sqrt{k R T_o}$$

Substituindo-se

$$T_s = T_o \quad T_s/T_o = \frac{T_o}{1 + \frac{k-1}{2} M_s^2}, \text{ temos}$$

$$v_s = M_s \sqrt{\frac{k R T_o}{1 + \frac{k-1}{2} M_s^2}}$$

Para determinarmos  $M_s$ , vamos usar a função:

$$\frac{A}{A^*} \frac{p}{p_o} = \frac{1}{M} \left[ 1 - \frac{k-1}{2} \right]^{\frac{k+1}{2(1-k)}} \left[ 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{-1/2}$$

Lembrando que:  $A_s^* p_{os} = A_g p_o$

$A^*$  = área da secção onde  $M = 1$

Temos,

$$\frac{A_s}{A_s^*} \frac{p_s}{p_o} = \frac{A_s}{A_g} \frac{p_s}{p_o}$$

Se assumirmos valores para  $A_s/A_g$  e  $p_s/p_o$  podemos, pois, resolver a equação abaixo, encontrando o valor de  $M_s$ :

$$d^2 M_s^2 (1 + \beta M_s^2) - \alpha^2 = 0, \text{ onde}$$

$$d = A_s/A_g \cdot p_s/p_o$$

$$\alpha = \left[ 1 + \frac{k-1}{2} \right]^{\frac{k+1}{2(1-k)}}$$

$$\beta = \frac{k-1}{2}$$

# VI.7 Gráfico $A_{ch}/A_g = f(A_s/A_g, p_s/p_o)$

Traçaremos este gráfico com o intuito de seleccionar os melhores valores de  $p_s/p_o$  e  $A_s/A_g$  os quais nos forneçam convenientes  $A_{ch}/A_g$  ( $A_{ch}$  = área da secção onde ocorra o choque). Os resultados obtidos com este gráfico serão introduzidos no anterior, complementando-o.

A relação entre as pressões de estagnação antes e após o choque pode ser escrita como sendo:

$$p_{os}/p_o = p_{os}/p_s \cdot p_s/p_o$$

$$\text{mas, } p_{os}/p_o = \left[ 1 + \frac{k-1}{2} M_s^2 \right] \frac{k}{k-1} = f(M_s)$$

Chamando-se de  $M_x$  o valor do número de Mach ao se iniciar o choque, a relação  $p_{os}/p_o$  fica:

$$\frac{p_{os}}{p_o} = \frac{\left[ \frac{k+1}{2} M_x^2 \right] \frac{k}{k-1}}{\left[ 1 + \frac{k-1}{2} M_x^2 \right]} \left[ \frac{2k}{k+1} M_x^2 - \frac{k-1}{k+1} \right]^{1/(1-k)} = f(M_x)$$

Esta equação nos permite isolar, por métodos numéricos, o valor de  $M_x$

Conhecido  $M_x$ , a relação  $A_{ch}/A_g$  pode ser encontrada:

$$A_{ch}/A_g = \frac{1}{M_x} \frac{\left[ 1 + \frac{k-1}{2} M_x^2 \right] \frac{k+1}{2(k-1)}}{\left[ 1 + \frac{k-1}{2} M_x^2 \right]}$$

Se substituirmos nas equações acima os valores numéricos:

$$k_m = 1,4$$

$$R_m = 29,7 \cdot 9,8 = 291,1 \frac{m^2}{s^2 K}$$

$$T_o = 298 K (25 ^\circ C)$$

encontraremos:

$$(A') d^2 M_s^2 (1 + 0,2 M_s^2) - 0,3349 = 0$$

resolvendo-se a equação (A') temos:



$$(A) M_s^2 = 2,5 \left\{ \left[ 1 + \frac{0,2672}{d^2} \right]^{1/2} - 1 \right\}$$

$$(B) v_s = \frac{348,5 M_s}{\sqrt{1 + 0,2 M_s^2}}$$

$$(C) \left[ \frac{1,2 M_x^2}{1 + 0,2 M_x^2} \right]^{3,5} \left[ \frac{7 M_x^2 - 1}{6} \right]^{-2,5} - \frac{p_s}{p_o} \left[ 1 + 0,2 M_s^2 \right]^{3,5} = 0$$

A equação (C) nos permite calcular  $M_x$   
e resultou de  $f(M_x) = p_s/p_o \cdot f(M_s)$

$$(D) A_{ch}/A_g = \frac{1}{M} \left[ \frac{1 + 0,2 M_x^2}{1,2} \right]^3$$

Assumindo-se valores para  $p_s/p_o$  e  $A_s/A_g$   
foram traçados os gráficos em anexo, referidos no tex  
to, com o auxílio de um programa para calculadora pro  
gramável Texas TI-58.

## VII. Dimensionamentos

VII.1 Relação entre  $p_{oa}$  e  $p_{om}$ : Substituindo-se os valores numéricos na equação de  $p_{om}$  ficamos com:

$$p_{om} = p_{og} \left( \frac{p_{oa}}{p_{og}} \right)^\delta$$

$$\delta = \frac{r R_a}{r R_a + R_g} = \frac{10,2 \cdot 29,3}{10,2 \cdot 29,3 + 39,3} = 0,884$$

Sabemos que  $p_{og} \approx 1,0 \text{ kgf/cm}^2$ , portanto

$$p_{om} = p_{oa}^{0,884}$$

VII.2 Escolha dos valores de  $p_{oa}$  e  $A_s/A_g$ : Para o máximo débito térmico (máxima vazão de ar e gás) usaremos a máxima velocidade - velocidade de descolamento em regime turbulento:

$$v_{max} = 40,0 \text{ m/s}$$

Para  $p_{oa} = 1,3 \text{ kgf/cm}^2$  encontramos:

$$p_{om} = 1,3^{0,884} = 1,26 \text{ kgf/cm}^2$$

Como  $p_s = p_g = 1,0 \text{ kgf/cm}^2$ , temos que,

$$p_s/p_{om} = \frac{1}{1,26} = 0,794$$

Entrando com  $v_s = 40 \text{ m/s}$  e  $p_s/p_o = 0,794$  no gráfico de  $v_s = f(p_s/p_o, A_s/A_g)$  encontramos:

$$A_s/A_g = 6,33$$

Do gráfico de  $A_{ch}/A_g$  tiramos  $A_{ch} = 1,50$ , nos indicando que, com certeza, ocorrerá o choque, como tencionávamos.

Adotaremos, portanto:  $p_{oa} = 1,30 \text{ kgf/cm}^2$

$$A_s/A_g = 6,33$$

VII.3 Cálculo da área  $A_1$ : A vazão máxima de bio  
gás para o queimador é

$$Q_g = 120 \text{ Ma}^3/\text{h}$$

A 0 °C e 1,0 atm temos,

$$\rho_g = \frac{10 \cdot 130}{39,3 \cdot 273} = 0,944 \text{ kg/Nm}^3$$

Portanto,

$$\dot{m}_g = \frac{120 \cdot 0,944}{3 \cdot 600} = 0,0315 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 10,2 \cdot 0,0315 = 0,321 \text{ kg/s}$$

Podemos modelar todo o queimador como se fosse um bocal convergente-divergente onde a secção 1 é a garganta e no qual escoa unicamente o ar. Fica claro, dessa forma, que haverá blocagem na secção 1, já que está ocorrendo um choque na parte divergente. O ar sentirá, portanto, a seguinte relação de pressões na secção 1:

$$p^*/p_{oa} = (1 + 0,2)^{-3,5} = 0,5283$$

Substituindo este valor e

$$k_a = 1,4$$

$$R_a = 29,3 \cdot 9,8 = 287,14 \text{ J/Kg K}$$

$$\dot{m}_a = 0,321 \text{ kg/s}$$

$$T_o = 298 \text{ K}$$

$$p_{oa} = 1,3 \cdot 10 \ 000 \cdot 9,8 = 127 \ 400 \text{ N/m}^2$$

na equação de  $\dot{m}$ , supondo, agora, um coeficiente de des  
carga  $C_d = 0,9$ , encontraremos

$$0,321 = A_1 \cdot 0,9 \cdot 298,22$$

$$A_1 = 0,0012 \text{ m}^2 \quad A_1 = 12 \text{ cm}^2$$

VII.4 Cálculo da área  $A_2$ , de passagem do gás  
A velocidade  $v_1$  é igual a:

$$v_1 = \sqrt{(1 - 0,5283^{0,286}) \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 287,14 \cdot 298}{1,4 - 1}}$$

$$v_1 = 316 \text{ m/s}$$

Admitindo-se  $\alpha = 0,8$ , a relação de pressões sentida pelo biogás na secção 2 será,

$$k_g = 1,31 \quad R_g = 39,3 \cdot 9,8 = 385,14 \text{ J/kg K}$$

$$p_2/p_{og} = \left[ 1 - \frac{0,31 \cdot (0,8 \cdot 316)^2}{2 \cdot 1,31 \cdot 385,14 \cdot 298} \right]^{1,31/0,31}$$

$$p_2/p_{og} = 0,7498$$

A relação de pressões crítica vale,

$$p^*/p_{og} = \left( 1 + \frac{0,31}{2} \right)^{-1,31/0,31} = 0,5439$$

Como  $p_2 > p^*$  conclui-se que a secção 2 não está bloqueada

Substituindo-se os valores

$$\dot{m}_g = 0,0315 \text{ kg/s}$$

$$p/p_o = 0,7498$$

$$p_{og} = 1,0 \cdot 10\ 000 \cdot 9,8 = 98\ 000 \text{ N/m}^2$$

$$k_g = 1,31$$

$$R_g = 385,14 \text{ J/kg K}$$

$$T_o = 298 \text{ K}$$

na equação de  $\dot{m}$ , supondo, agora um coeficiente de descarga  $C_d = 0,9$ , encontraremos:

$$0,0315 = 173,25 \cdot 0,9 \cdot A_2$$

$$A_2 = 0,00020 \text{ m}^2 \quad A_2 = 2,0 \text{ cm}^2$$

#### VII.5 Cálculo de $A_3$ e $D_3$

A ocorrência do choque nos indica, aqui também, que o escoamento da mistura deve estar bloqueado na secção 3, portanto  $M_3 = 1,0$ .

Considerando  $k_m = 1,4$ , a relação de pressões crítica para a mistura vale,

$$p_3^*/p_{om} = (1 + 0,2)^{-3,5} = 0,5283$$



Substituindo-se os valores

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_g) = 0,321 + 0,0315 = 0,352 \text{ kg/s}$$

$$p/p_o = 0,5283$$

$$p_{om} = 1,26 \cdot 10\ 000 \cdot 9,8 = 123\ 480 \text{ N/m}^2$$

$$k_m = 1,4$$

$$R_m = 30,1 \cdot 9,8 = 294,98 \text{ J/kg K}$$

$$T_o = 298 \text{ K}$$

na equação de  $\dot{m}$ , supondo, agora, um coeficiente de descarga  $C_d = 0,9$ , encontraremos:

$$0,352 = 0,9 \cdot 285,18 \cdot A_3$$

$$A_3 = 0,00137 \text{ m}^2 \quad A_3 = 13,7 \text{ cm}^2$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 13,7} = 4,2 \text{ cm} \quad D_3 = 4,2 \text{ cm}$$

#### VII.6 Cálculo de $A_4$ e $D_4$

Já havíamos determinado que  $A_s/A_g = A_4/A_3 = 6,3$

daí:

$$A_4 = 6,3 \cdot A_3 = 6,3 \cdot 13,7 = 86,31 \text{ cm}^2$$

$$A_4 = 86,3 \text{ cm}^2$$

$$D_4 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 86,3} = 10,5 \text{ cm} \quad D_4 = 10,5 \text{ cm}$$

#### VII.7 Dimensionamento do diâmetro das tubulações de entrada (ar e gás)

VII.7.1 Tubulação de ar: Vamos impor uma velocidade média de 30 m/s para o ar no interior do tubo

$$\dot{m} = \rho A v = \frac{p}{R \cdot T} A v$$

$$A_a = \frac{\dot{m}_a R_a T_o}{p_{oa} v} = \frac{0,321 \cdot 29,3 \cdot 298}{13\ 000 \cdot 30}$$

$$A_a = 0,0072 \text{ m}^2 = 72 \text{ cm}^2$$

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot 72}{\pi}} = 9,6 \text{ cm}$$

Adotaremos  $d_a = 10,0 \text{ cm}$

#### VII.7.2 Tubulação de gás

Imporemos uma velocidade média de 20 m/s

$$A_g = \frac{0,0315 \cdot 39,3 \cdot 298}{10\,000 \cdot 20} = 0,0018 \text{ m}^2$$

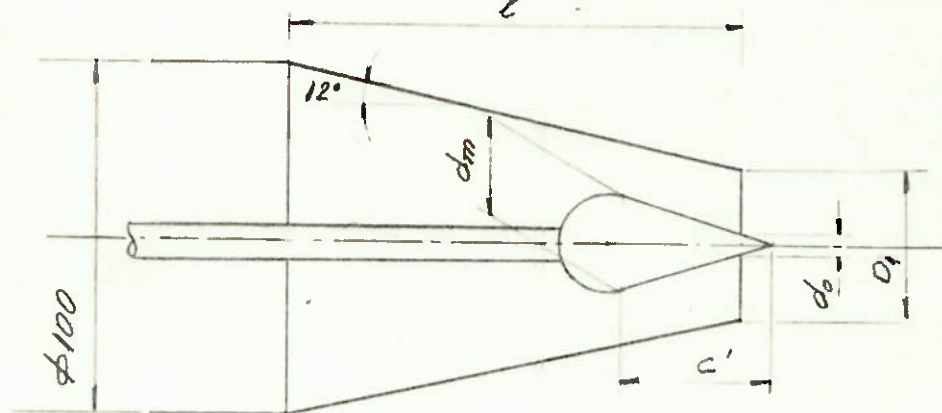
$$A_g = 18 \text{ cm}^2$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \cdot 18}{\pi}} = 4,8 \text{ cm} \quad d_g = 4,8 \text{ cm}$$

Adotaremos  $d_g = 5,0 \text{ cm}$

VII.8 Dimensionamento do bocal de insuflamento de ar e do sistema de regulagem de vazão:

Para a regulagem da vazão de ar, optaremos pela variação direta da área da seção 1, por meio da introdução de uma lança cônica acionada por parafuso,



#### VII.8.1 Diâmetro $D_1$

Assumiremos uma penetração inicial da lança

$d_0 = 0,5 \text{ cm}$ , resultando em,

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - 0,5^2) = 12 \text{ cm}^2$$

$$D_1 = 3,9 \text{ cm}$$

Impondo uma amplitude  $\dot{m}_{ar \max} / \dot{m}_{ar \min} = 5$ ,

temos

$$A_{lmax}/A_{lmin} = 5$$

$$\frac{12}{\frac{\pi}{4} (3,9^2 - d_m^2)} = 5$$

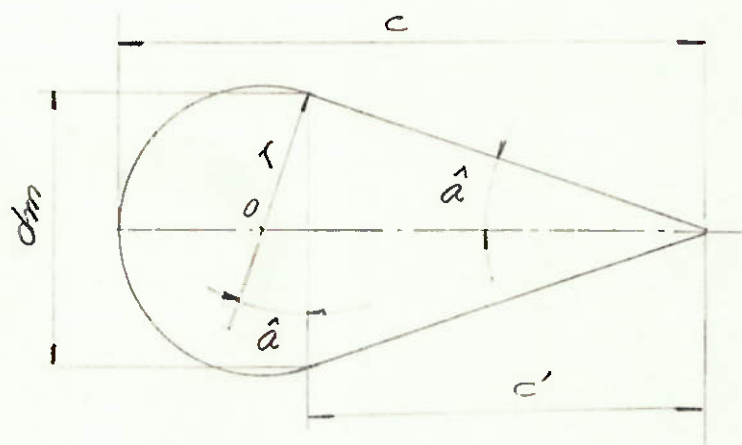
$$d_m = 3,5 \text{ cm}$$

VII.8.2 Comprimento do bocal de insuflamento de ar:

$$l = \frac{(10,0 - 3,9)}{2 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ}$$

$$l = 14,4 \text{ cm}$$

VII.8.3 Perfil da lança



Vamos assumir  $c' = 6,0 \text{ cm}$

$$\hat{a} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{d_m}{2 c'} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{3,5}{2 \cdot 6,0}$$

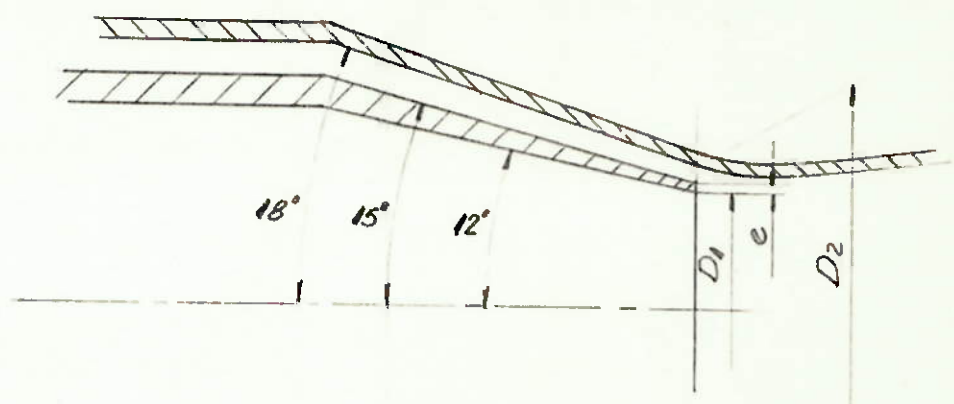
$$\hat{a} = 16,3^\circ$$

$$r = \frac{d_m}{2 \cos \hat{a}} = \frac{3,5}{2 \cos 16,3^\circ} \quad r = 1,82 \text{ cm}$$

$$c = c' + r + \frac{d_m}{2} \operatorname{tg} \hat{a} = 6,0 + 1,82 + \frac{3,5}{2} \operatorname{tg} 16,3^\circ$$

$$c = 8,3 \text{ cm}$$

VII. 9 Dimensionamento do diâmetro  $D_2$   
Usando-se  $e = 0,15$  cm (espessura da abertura do bocal de ar), temos



$$\left[ D_2^2 - (D_1 + 2e)^2 \right] \frac{\pi}{4} = \frac{A_2}{\cos \hat{x}}$$

$$\hat{x} = \frac{15 - 18}{2} = 16,5^\circ$$

$$D_2 = 4,53 \text{ cm}$$

$\hat{x}$  = ângulo de inclinação entre a normal ao escoamento na secção 2 e a normal à secção calculada em função de  $D_1$  e  $D_2$ .

VII.10 Dimensionamento do comprimento da parte divergente do queimador

Assumindo-se uma inclinação de  $5^\circ$  temos:

$$L = \frac{10,5 - 4,2}{2 \operatorname{tg} 5^\circ} = 36 \text{ cm}$$

$$L = 36 \text{ cm}$$



### VIII. Considerações finais.

Executar-se-ão, no corpo do queimador e próximos à secção de saída, dois orifícios destinados à instalação de um sistema de ignição elétrica e de um sistema de deteção da chama.

Um detetor de chama é um dispositivo de segurança que, em caso de não emissão de luz durante um determinado lapso de tempo ou em caso de extinção acidental em curso de funcionamento, provoca o fechamento da válvula automática de entrada de gás no queimador.

Para a deteção da chama optaremos pelo uso de uma célula fotoelétrica sensível ao ultra-violeta, a qual apresenta a vantagem de não ser influenciável pela chama de queimadores vizinhos ou pela radiação de refratários incandescentes.

A potência necessária para a compressão do ar será:

$$N = \frac{\dot{m}_a R_a T_o}{75 f} \frac{k_a - 1}{\frac{1}{r_a}} (r^z - 1) \quad (\text{CV})$$

f - rendimento isoentrópico, o qual iremos supor igual a 0,7

$$z = \frac{k_a - 1}{k_a} = \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,286$$

$$r = p_{oa} / p_{atm} = 1,3$$

$$N = \frac{0,321 \cdot 29,3 \cdot 298}{0,7 \cdot 75} \frac{1,4}{0,4} (1,3^{0,286} - 1)$$

$$N = 14,6 \text{ CV} \quad \text{ou} \quad N = 10,7 \text{ kW}$$

A máxima potência térmica desenvolvida pelo queimador será:

$$PT = 120 \frac{m^3}{h} \cdot 0,8 \cdot 8568 \frac{kcal}{kg} = 822\,528 \frac{kcal}{h}$$

usando-se a transformação  $1\,kcal = \frac{1}{0,24}\,kJ$ , temos

$$PT = 822\,528 \frac{kcal}{h} \cdot \frac{1}{0,24} \frac{kJ}{kcal} \cdot \frac{1}{3\,600} \frac{s}{h}$$

$$N = 952\,kW$$

Para garantir que não teremos descolamento da chama nas velocidades mais elevadas (débitos térmicos mais elevados), faremos com que a chama se desenvolva ao contato de uma massa de material refratário o qual, ao se tornar incandescente, dá continuidade à ignição da mistura combustível.

IX. Bibliografia

Hostalier, Pierre - "Les Bruleurs Industriels a Gaz"

Belliboni, Caetano - "Combustão de Gases"

Van Wylen & Sonntag - "Fundamentos da Termodinâmica  
Clássica"

ABM Associação Brasileira de Metais - "Curso de Com  
bustão"

Apostilas do curso de "Termodinâmica do Escoamento  
Compressível" dado pelo professor Marcos M. Pimenta

Revista "Energia" - exemplar de julho/agosto de 1981  
nº 15

X. A N E X O

GRÁFICOS :  $v_s = f(A_s/A_g, p_o/p_s)$

$A_{ch}/A_g = f(A_s/A_g, p_o/p_s)$

DESENHOS CONSTRUTIVOS



Gráfico da relação entre área do choque e área da garganta  $A_{ch}/A_g$  em função da relação de pressões  $p_o/p_s$  e da relação de áreas  $A_s/A_g$

$$A_{ch}/A_g = f(A_s/A_g, p_o/p_s)$$

250

150

50

0

250

150

50

0

$A_{ch}/A_g$

2

1.9

1.8

1.7

1.6

1.5

1.4

1.3

1.2

1.1

$p_o/p_s = 1.5$

1.4

1.3

1.2

1.1

$A_s/A_g$

9

8

7

6

5

4

3

2



Gráfico da velocidade de saída  $v_s$ , em função da relação de áreas  $A_s/A_g$  e da relação de pressões  $p_o/p_s$ .

$$v_s = f(A_s/A_g, p_o/p_s)$$

