

2299427

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

"PROJETO DE UM GASOGÊNIO

COMPACTO E LEVE"

AUTORES :

Luis Hanna Filho

Lydia Lopes Correia da Silva

ORIENTADORES :

Nedo Eston de Eston

Oswaldo Garcia

10 (dez)

AGRADECIMENTOS

Nossos agradecimentos a todos os que colaboraram para a realização deste trabalho, em especial aos professores Nedo Eston de Eston e Oswaldo Garcia pela orientação concedida.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
INSTITUTO DE QUÍMICA
LABORATÓRIO DE QUÍMICA ANALÍTICA

SUMÁRIO

O objetivo deste projeto é o de elaborar um sistema de gasogênio para automóveis de passeio. Conseqüentemente, os elementos que compõem o sistema têm como característica a construção compacta, tentando tirar vantagem dos materiais existentes hoje no mercado, como elementos cerâmicos, fibras, etc. Temos assim que o conjunto formado, além de atender às necessidades da demanda de gás para o motor, deverá ser leve e de fácil manuseio, tornando viável a sua utilização neste tipo de veículo.

Com este intuito fazemos uma abordagem sobre os vários elementos que compõem um sistema de gasogênio para automóveis, tratando cada elemento separadamente, levantando os aspectos básicos de cada um, assim como aspectos relativos ao desempenho e funcionamento no conjunto, tendo como base os dados encontrados na bibliografia.

Após a análise de cada elemento e das variações encontradas em aspectos construtivos e funcionais de cada um, procedemos ao seu dimensionamento, tendo em vista sua montagem, juntamente com todos os elementos, num veículo de passeio.

ÍNDICE

Pág.

I - INTRODUÇÃO	
1.1 Porque usar gasogênio	01
1.2 Funcionamento do Gasogênio	03
- Equilíbrio Químico	03
- Química da Reação	04
1.3 Esquema de gasogênios	08
- Elementos	08
- Materiais para construção	09
- Croquis do sistema	10
II - GASEIFICAÇÃO	
2.1 Estudo de Gaseificação	11
- Introdução- Métodos de gaseificação ...	11
- Gaseificação Ascendente	12
- Gaseificação Descendente	14
- Gaseificação Transversal	16
- Resumo dos Métodos de Gaseificação	17
2.2 Projeto de um Gaseificador	19
- Introdução	19
- Cálculos- Dimensionamento	20
- Croquis do Gaseificador	24
III - FILTRAGEM	
3.1 Estudo de Filtros	25
- Introdução	25
- Tipos de Filtros	26
3.2 Projeto do Sistema de Filtragem	31
- Tipos de Filtros Escolhidos	31
- Cálculo dos Ciclones	32
- Croquis dos Ciclones	36
- Cálculo do Filtro de Flanela	37
- Croquis do Filtro de Flanela	37

IV - RESFRIAMENTO	Pág.
4.1 Estudo de Trocadores de Calor	38
- Introdução	38
- Tipos de Trocadores de Calor	38
4.2 Projeto de um Trocador de Calor	42
- Cálculos	42
BIBLIOGRAFIA	53

ANEXOS

I - Curva Característica do Motor Ford 292- V8	55
II - Método de Cálculo de Ciclones "New design approach boosts cyclone"	58

.../...

I- Introdução

1.1- Porque usar gasogênio

Durante a década de 30, diversos países da Europa, notadamente a Suécia e também a Austrália, dedicaram-se com afinco a estudos e trabalhos tendentes a criar um tipo portátil de gasogênio. A idéia principal era construir um tipo de gasogênio pequeno, eficiente e adequado para gerar e fornecer gás aos motores de automóveis, caminhões, tratores e ônibus, em substituição aos combustíveis líquidos.

Foi nos países cujas reservas petrolíferas eram escassas ou inexistentes, e dotados, por outro lado, de grandes jazidas de carvão ou florestas, que o gasogênio de tipo portátil encontrou a maior aceitação. A sua finalidade foi, principalmente, a de utilizar as reservas naturais de combustíveis sólidos, onde as fontes de combustíveis líquidos não existiam.

O Brasil, como país de grande reserva florestal e dependendo da importação de petróleo, também considerou o gasogênio como uma das soluções para o seu problema de combustíveis.

Como consequência dos incentivos dados pelo Ministério da Agricultura aos estudos tendentes a promover, incrementar e facilitar o uso do gasogênio nos motores a explosão de tratores agrícolas, veículos automotores e instalações fixas, foi criada em 1939 a Divisão do Gasogênio no Instituto de Engenharia de São Paulo. Sob o ponto de vista técnico, muito pouco se sabia sobre o assunto e a literatura especializada era insuficiente. Foi somente em 1941, quando surgiram os primeiros aparelhos, que os técnicos da Divisão tiveram oportunidade de observar os resultados obtidos.

Quando, em consequência da Segunda Guerra, a crise de transportes marítimos tornou-se mais aguda, o problema foi atacado mais de rijo, instituindo-se a Comissão Nacional do Gasogênio com atribuição na esfera nacional. Nos Estados criaram-se órgãos semelhantes, com finalidade limitada aos respectivos territórios. Esses órgãos governamentais, com intensa propaganda e assistência direta aos fabricantes e possuidores de aparelhos, conseguiram, em curto espaço de tempo, dotar o país de um grande número de veículos automotores equipados com gasogênios. Contudo, após o fim da guerra e consequente término da crise que envolvia os combustíveis líquidos, o petróleo voltou a ser o combustível mais compensador economicamente, considerando-se que já estava definitivamente integrado no transporte motorizado. Como consequência, as pesquisas e desenvolvimentos de aparelhos de gasogênio estagnaram.

Esta situação perdurou até meados da década de 70, quando por motivos político-econômicos o Oriente Médio entrou em conflito, afetando seriamente não só o fornecimento de petróleo ao resto do mundo, como levou a uma alta de preços; o que tornou anti-econômica a utilização dos derivados de petróleo. Foram então reativadas as pesquisas em torno de alternativas energéticas que pudessem contornar a crise. A aplicação do gás pobre mostrou-se novamente de grande interesse para o nosso país, não só para fins de utilização em motores de automóveis, ônibus, mas sobretudo para tratores agrícolas nas zonas rurais mais afastadas das grandes cidades e instalações fixas e semi-fixas para inúmeras aplicações industriais.

1.2- Funcionamento do Gasogênio

Equilíbrio Químico

As reações químicas de um modo geral, não ocorrem de forma instantânea, ou seja, a partir do instante que os reagentes são colocados em contacto, temos um determinado tempo para que a reação ocorra, tempo este que varia desde uma fração de segundo nas reações explosivas, até dias em reações muito lentas como na oxidação de metais de uma forma geral,

Por outro lado temos que esta velocidade de reação é função não somente das condições externas como temperatura, pressão, etc, que agem no estado de excitação das moléculas, assim como da superfície de contacto entre os reagentes, como exemplo podemos citar o caso do alumínio, que quando transformado em pó sua oxidação se dá de forma explosiva, devido ao aumento da superfície de contacto.

É fácil perceber, que a medida que a reação ocorre, devido a diminuição dos reagentes, a superfície de contacto entre estes diminui, diminuindo assim a velocidade de reação. Temos por outro lado que o que determina o sentido de uma reação são as condições de liberação de energia, ou seja pelo estudo da energia liberada na reação e pela variação de entropia da mesma. Temos assim que variando a temperatura ou a pressão de um ambiente onde se dá um reação, variamos também a intensidade com que uma reação poderá se dar, em um ou outro sentido.

Se raciocinarmos agora do ponto de vista dos reagentes, a medida que a reação ocorre temos a formação de mais reagentes, tendo assim um aumento da superfície de contacto entre eles. Temos assim, que dependendo das condições de temperatura em que

afel: o capa dura serai
entrega 2: feira 12h
Vinei a tarde botara
nota nele e levar esta copia.

a reação ocorra teremos a reação no sentido inverso, ou seja, os produtos reagirão entre si e formarão os reagentes. Com o decorrer do tempo estas reações atingirão um equilíbrio no qual a velocidade de reação em um sentido se iguala à velocidade no outro sentido, termos assim atingido um estado de equilíbrio no qual a quantidade de reagentes e produtos. Podemos assim determinar uma constante, função da concentração de cada elemento que caracteriza o estado de equilíbrio de uma reação. Tomando como exemplo a reação abaixo temos :

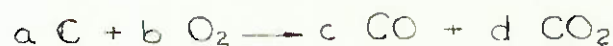


$$K = \frac{(\text{CO}_2) (\text{H}_2)}{(\text{H}_2\text{O}) (\text{CO})}$$

Esta constante K varia de acordo com a temperatura e a reação, temos assim que para cada reação e cada temperatura temos um valor para a constante K.

Química da Reação

O funcionamento do gasogênio está baseado na seguinte reação :



Temos assim na saída um gás formado de CO_2 , CO , mais N_2 proveniente do ar e H_2 proveniente do vapor se o gasogênio possuir injeção de água ou o combustível estiver úmido.

A medida que aumentamos a temperatura de reação do carbono, deslocamos o equilíbrio no sentido da formação do CO , temos assim que tomando a reação como ideal, ou seja, com tempo suficiente para que atinja o equilíbrio, uma vez conhecida a tem-

peratura da reação podemos determinar a constante de equilíbrio para a decomposição do CO_2 , e para a decomposição da água, caso haja injeção de vapor, determinando deste modo a composição final do gás. Devemos resaltar que no caso real, da queima do carvão em um gasogênio o tempo de reação é geralmente insuficiente para que se atinja o equilíbrio, sendo assim os dados experimentais são discrepantes em relação aos teóricos quando não levamos em conta o tempo de reação.

Com base neste tempo de reação é que definimos uma característica do combustível denominada reatividade. Através de testes de laboratório podemos assim levantar dados comparativos entre os diversos combustíveis, sendo esta característica muito importante para a determinação da velocidade do ar através do carvão assim como do tempo de permanência deste ar em contacto com o leito, isto para que tenhamos uma maior quantidade de CO no gás fornecido pelo gerador (vide graf. pag. 7).

Devido à complexidade do processo de combustão, assim como do conhecimento do sistema de formação de CO e CO_2 pelo equilíbrio químico, todos os dados referentes à construção de gasogênios está baseado em testes efetuados com os diferentes tipos de geradores e diferentes combustíveis.

Dados interessantes foram levantados pelo Prof. Brustall e o Eng. Kaye no qual foi testado um gerador do tipo transversal funcionando com carvão de lenha.

Para os testes foi definido um índice de qualidade do gás, o qual relaciona a quantidade de CO e CO_2 no gás sendo :

$$i = \frac{\text{CO}}{\text{CO} + \text{CO}_2}$$

Os ensaios foram baseados nas seguintes condições:

I- O comprimento mínimo da chama é aquele que provoca uma temperatura na grelha de 900°C , afim de promover a queima dos gases provenientes da destilação do carvão.

II- Afim de se obter uma taxa de conversão de 0,9 a vazão de ar mínima deve ser aquela indicada na tabela.

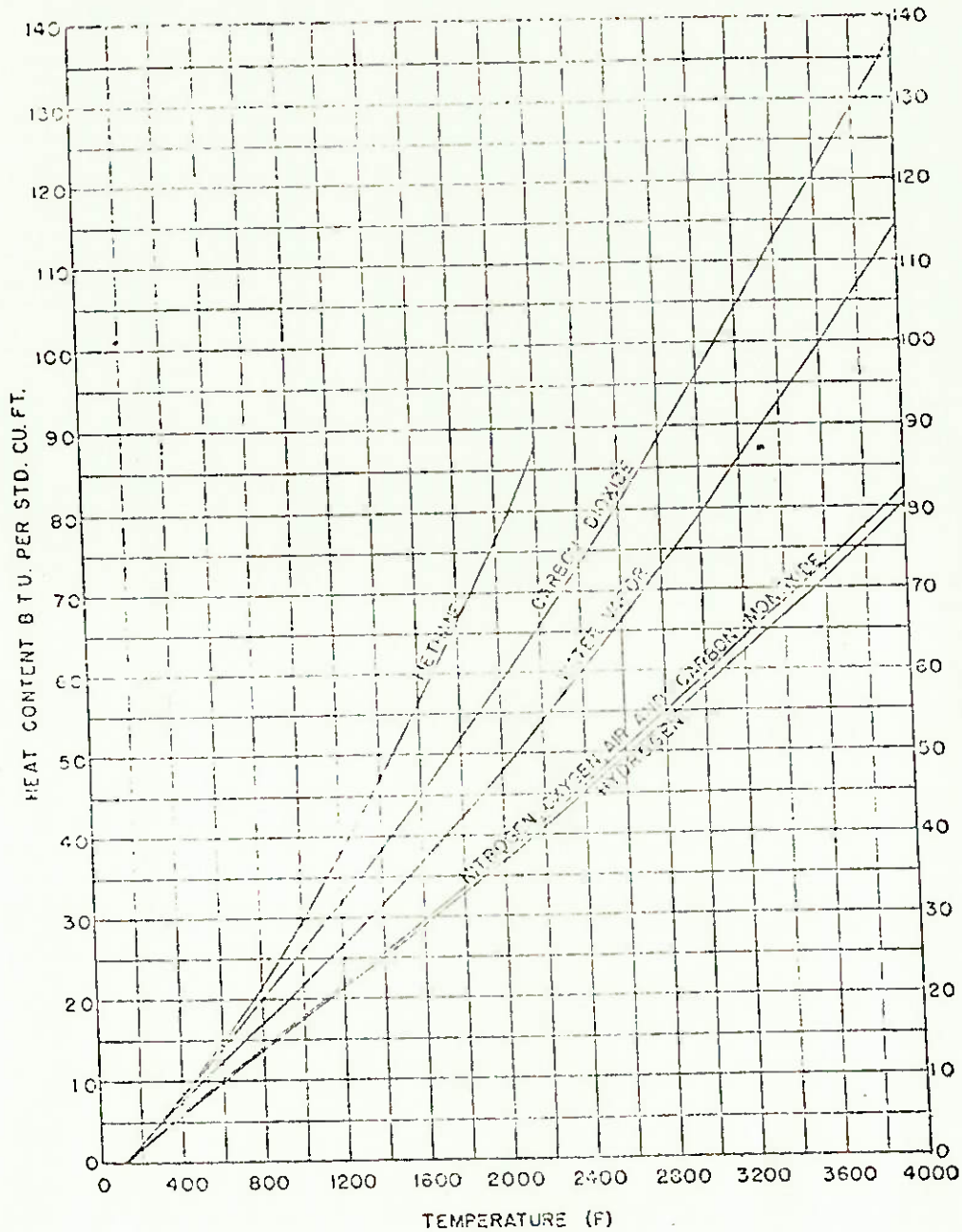
III- A perda de carga através do gerador é de 304 mm de coluna de água, a qual é a máxima permissível e condiciona a vazão máxima de ar de alimentação.

IV- Os outros dois dados, de limites permissíveis de quantidade de gás e da potência correspondente no motor para eficiência térmica de 25%, mostram os resultados obtidos quando estas tres condições são observadas.

Tabela

Diâmetro da cetilha	7,94mm (5/16")	12,7mm (1/2")	19mm (3/4")	25,4 (1")
a) Comprimento mínimo da chama (cm)	19	23	28	33
b) Vazão mínima de ar para uma conversão de 0,9 (m ³ /min)	0,101	0,108	0,196	0,23
c) Vazão máxima de ar para depressão de 300mm de coluna d'água. (m ³ /min)	0,196	0,45	0,785	1,05
d) Limites permissíveis de quantidade de gás. (m ³ /min)	0,135 a 0,258	0,224 a 0,59	0,266 a 1,02	0,29 a 1,4
e) Limites correspondentes da potência do gás. (c.v. apr.)	9,5 a 29	25 a 66	27 a 112	29 a 160
f) Potência correspondente no motor para eficiência térmica de aprox. (25%)	2,4 a 7,2	6,2 a 16,5	6,7 a 28	7,2 a 40

Gráfico mostrando a variação da concentração dos diversos componentes do gás em função da temperatura :



1.3- Esquema de Gasogênio

Elementos

O fim principal de qualquer gasogênio é gerar gás de alta energia, utilizando combustíveis sólidos, por meio de um aparelhamento simples. Em resumo, consegue-se isto admitindo-se uma quantidade limitada de ar numa certa zona de fogo produzida por carvão, lenha ou outros combustíveis.

Os gasogênios construídos para automóveis, caminhões, tratores, ônibus e outros veículos, devem ser compactos e de pouco peso. Compõem-se geralmente de :

- I- Um gerador combinado com uma fornalha.
- II- Um ou mais ciclones ou filtros para remover as impurezas sólidas ou líquidas contidas no gás.
- III- Um resfriador para diminuir a temperatura e, portanto, o volume do gás que sai do gerador. O menor volume do gás permite, por sua vez, reduzir o tamanho dos tubos, ciclones e filtros. Com o resfriador, aumenta-se a massa de gás enviada ao motor, em cada fase de aspiração, o que é importante considerando-se que a força desenvolvida pelo motor depende do peso do gás introduzido nos cilindros.
- IV- Um dispositivo para misturar o gás com o ar, na proporção requerida, antes da admissão da mistura nos cilindros do motor, afim de criar as melhores condições para a combustão do gás.
- V- Uma válvula de regulagem para regular a velocidade ou a carga no motor.
- VI- Um reservatório de água ou regulador de alimentação de água (em determinados tipos de gasogênio) para contro-

lar o fornecimento de água ao gerador, com o fim de restringir a zona de fogo e aumentar o poder calorífico do gás.

VII- Um ventilador ou ventoinha, quando não se possui partida do motor com gasolina.

As diversas partes que compõem o gasogênio são fixadas ou montadas nos veículos em lugares adequados e ligadas por tubos que podem ser sólidos, de aço, ou flexíveis, com revestimento de asbesto. Nas partes do aparelho que se acham distantes do gerador, onde o gás está relativamente frio, usam-se conexões de borracha para ligar os diversos componentes do aparelho. A válvula de regulagem do gás geralmente é ligada ao pedal do acelerador, sendo o carburador, na maioria das vezes, conservado como reserva de emergência ou para dar partida no motor quando não existe uma ventoinha.

Materiais para Construção

Para a fabricação de gasogênios- geradores, câmaras de expansão, ciclones, filtros, etc.- emprega-se geralmente chapa de aço de número entre 12 a 18. As fornalhas são feitas comumente de ferro fundido ou de aço revestido com material resistente ao calor. As tomadas de ar ou maçaricos empregados em diversos tipos de aparelhos são feitos também de aço ou ferro fundido resistentes contra o calor, a menos que haja um sistema para a sua refrigeração, quando, então, pode-se empregar ferro fundido ou aço comum. Muitos maçaricos são feitos de material refratário, com alta resistência ao efeito das altas temperaturas. Existe também geradores com revestimento de material refratário, estes revestimentos são geralmente fabricados numa única peça, para que resista satisfatoriamente às vibrações que ocorrem durante o serviço nos veículos, em geral.

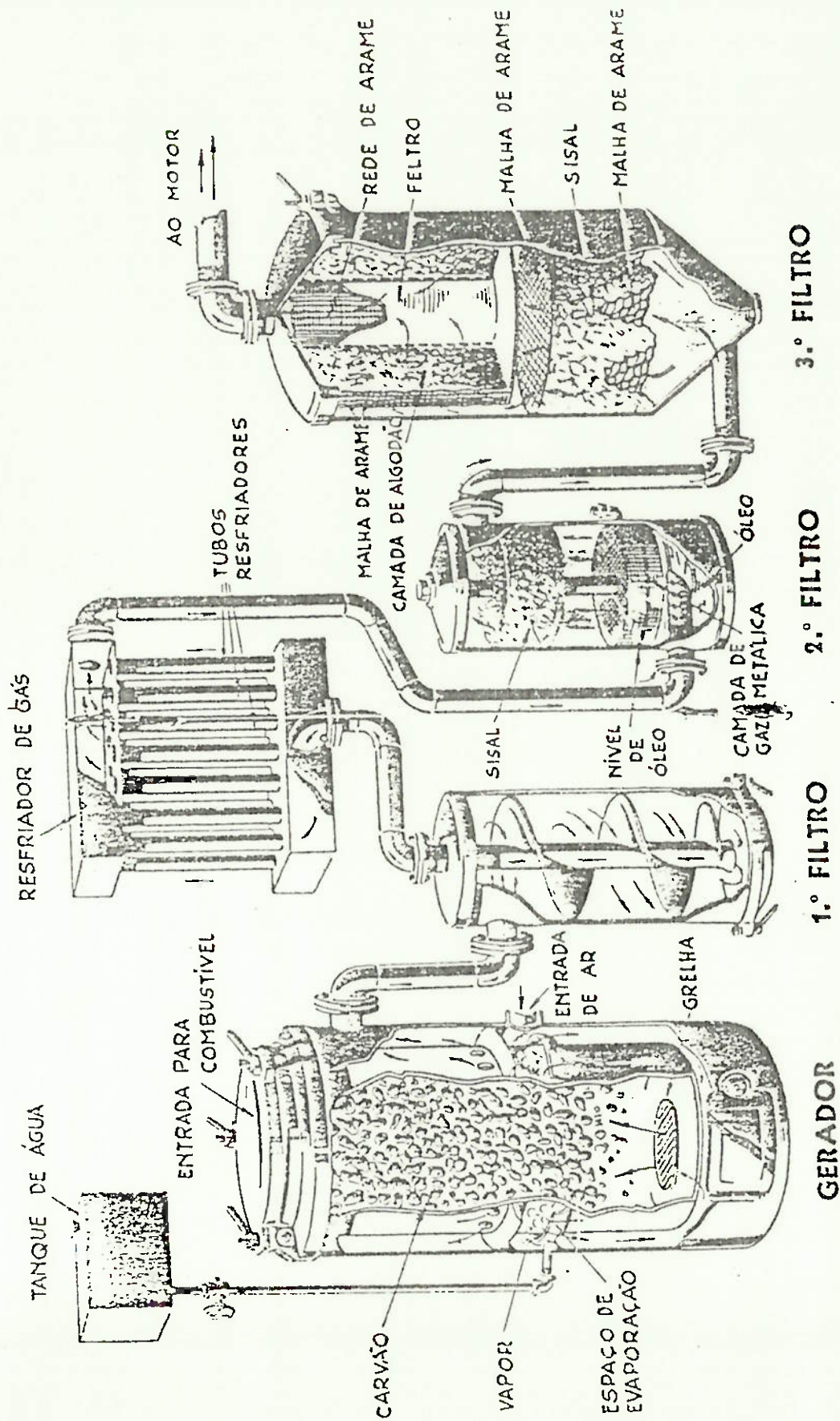


DIAGRAMA MOSTRANDO OS ELEMENTOS DE UM GASOGÊNIO

II- Gaseificação

2.1- Estudo de Gaseificadores

Introdução - Métodos de Gaseificação

O gasogênio veicular basicamente consiste de uma coluna de combustível através da qual passa o fluxo de ar. O combustível- lenha ou carvão- pela ação da gravidade, descende gradualmente para a zona de combustão. O esquema básico deriva de modelos estacionários de geradores industriais de gás. No futuro talvez seja possível uma mudança, por exemplo separando o reservatório de combustível da zona de gaseificação e controlando a alimentação de combustível no gaseificador, apresentando deste modo, certas vantagens.

O fluxo de ar pode ter a mesma direção da alimentação do combustível ou direção oposta, ou ainda dirigida transversalmente ao fluxo de combustível. Portanto diferentes modos de gaseificação são possíveis. Os tres mais importantes são:

Gaseificação Ascendente

Gaseificação Descendente

Gaseificação Transversal

Todos os métodos se caracterizam pela gradual entrada do combustível na zona de combustão, desse modo temos que o combustível é lentamente aquecido até eventualmente atingir a temperatura da zona de combustão. Os materiais voláteis do combustível são gaseificados antes de atingir a zona de combustão, portanto somente o carvão de lenha ou o coque são aí gaseificados.

As etapas do processo de gaseificação são as mesmas para os tres tipos de esquemas, e o processo é aplicado igualmente para qualquer combustível, porém existe a necessidade de fazer o estudo de todo o sistema, da interação entre método de gaseificação e tipo de combustível usado.

Gaseificação Ascendente

O princípio de operação da gaseificação ascendente é mostrado esquematicamente na figura 1. Nesta sistema a coluna de combustível se apoia na grelha, através da qual o fluxo de ar e vapor entram. Acima da grelha se desenvolve a zona de combustão e imediatamente acima desta, temos a zona de redução. O gás é aspirado de modo a atravessar a zona de destilação e a zona de secagem na parte superior do reservatório. A maioria das instalações industriais foram projetadas para trabalhar deste modo.

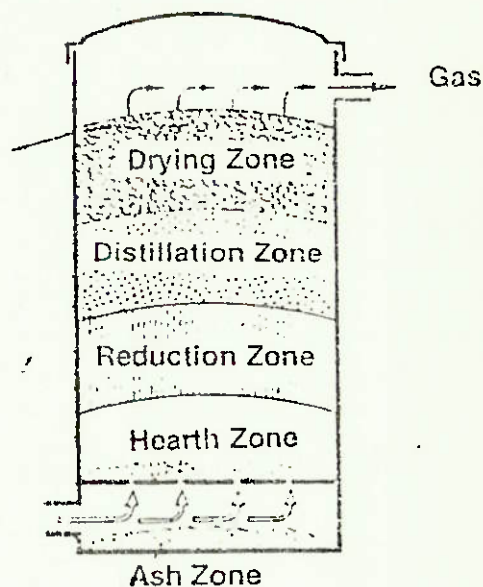


fig. 1

Outros projetos conservam a forma cilíndrica, mas apresentam modificações na zona de combustão. A fig. 2 mostra um tipo com grelha cônica onde o ar é distribuído para a zona de combustão através das fendas em forma de degraus. A fig. 3 mostra um modelo conhecido como "grelha giratória", um tipo comum em uso industrial, no qual a grelha apresenta uma rotação juntamente com um vaso de água que dispersa as escórias. Os esquemas das figs. 1 e 2 são usados também em instalações veiculares e o sistema da fig. 3 tem sido usado em navios.

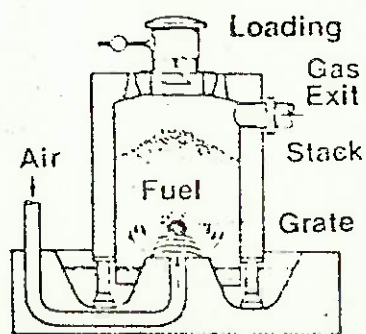


fig. 2

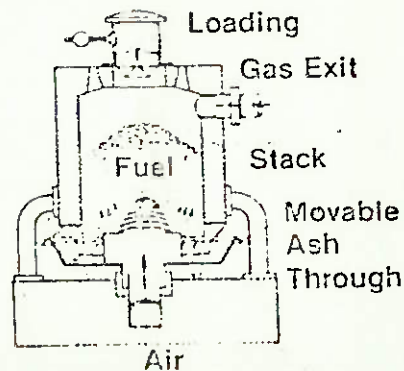


fig. 3

A gaseificação de sucção ascendente é caracterizada por uma grande zona de combustão que permite vários pontos de ignição onde o processo de gaseificação pode se iniciar. Por esta razão este sistema de gaseificação não é sensível às variações do combustível e é particularmente recomendado na gaseificação de combustíveis com baixa resposta de reação. Apresenta quase sempre injeção de vapor. Ar e vapor são pré-aquecidos pelo carvão e cinzas que ficam sob a grelha, em consequência a grelha é resfriada, beneficiando a formação de escória. O grande volume da zona de gaseificação causa um certo atraso nas respostas às flutuações na demanda de gás. Somente combustível livre de alcatrão, como carvão vegetal ou antracita são adequados para este tipo; se o combustível tiver alcatrões, como a madeira, o alcatrão é gaseificado e succionado junto com o fluxo de gás. Um separador de alcatrão é então necessário no sistema para prevenir que os alcatrões entrem no motor, danificando-o.

Uma variação do tipo ascendente é encontrado no gaseificador ascendente-diagonal (fig. 4). O ar de alimentação passa através de um bocal situado na parte inferior da zona de combustão. O gás é succionado pelo lado oposto, na parte mais alta.

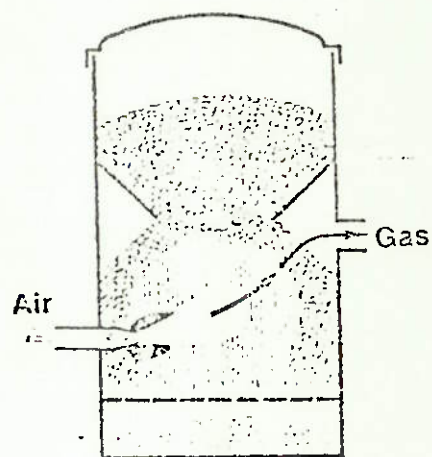


fig. 4

Gaseificação Descendente

O princípio da gaseificação de sucção descendente é mostrado esquematicamente na figura 5.

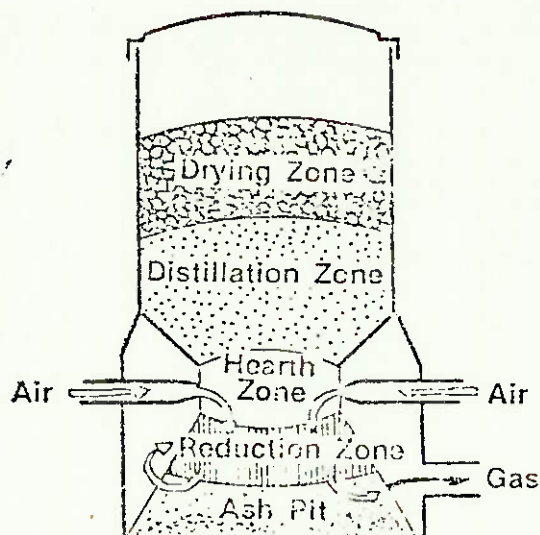


fig. 5

O ar entra circunferencialmente e arrasta os componentes gasosos do combustível para a zona de combustão, onde se processa a gaseificação. Neste sistema não há possibilidade de vapor, condensados e alcatrão se misturar diretamente com o gás, como na sucção ascendente; ao invés disso, devido à exposição a altas temperaturas na zona de combustão, alcatrão, enxofre sofrem combustão parcial e parcial dissociação. O gás então pode seguir livre de alcatrão para o motor.

O sistema de gaseificação descendente apresenta uma restrição em forma de funil na qual ocorre a combustão; sendo que o fluxo de ar entra um pouco a cima. Esta garganta causa um aumento localizado da velocidade de escoamento do ar com um conseqüente aumento de temperatura que é essencial para a completa conversão dos alcatrões misturados com os gases.

Este tipo de gaseificador fornece um gás com baixa taxa de alcatrão mesmo quando combustíveis contendo muito alcatrão são utilizados. Em consequência, é empregado quase que exclusivamente na gaseificação de madeira e briquetes de linhita. Porém, é também adequado para gaseificar combustíveis com baixa taxa de alcatrão. O gaseificador descendente não é apropriado para combustíveis que produzam muita cinza, porque a alta temperatura ocasiona a sinterização da cinza com escória na estreita seção da garganta trazendo problemas operacionais.

Comparando com o sistema de sucção ascendente, a gaseificação descendente faz uso, substancialmente, de um menor espaço para as reações e conseqüentemente tem uma maior capacidade de acomodar as flutuações de demanda do gás. O tempo de partida, para entrar em regime é portanto minimizado. Porém, o pequeno volume de reação requer uniformidade de alimentação de combustível.

Neste sistema, o ar pode entrar por bocais dispostos circunferencialmente à zona de combustão (fig.5) ou através de um bocal central com entrada de ar inferior (fig.6), ou ainda entrada superior através de um bocal central (fig.7).

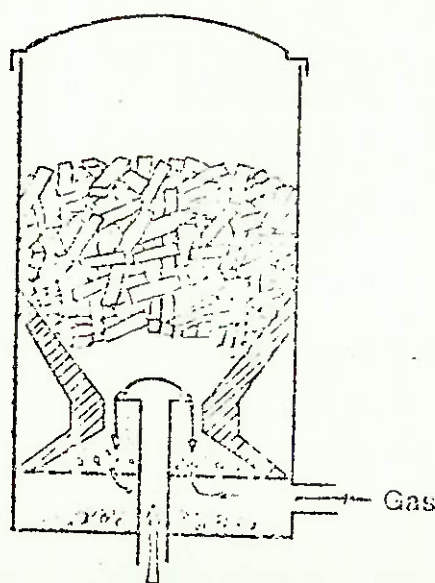


fig. 6

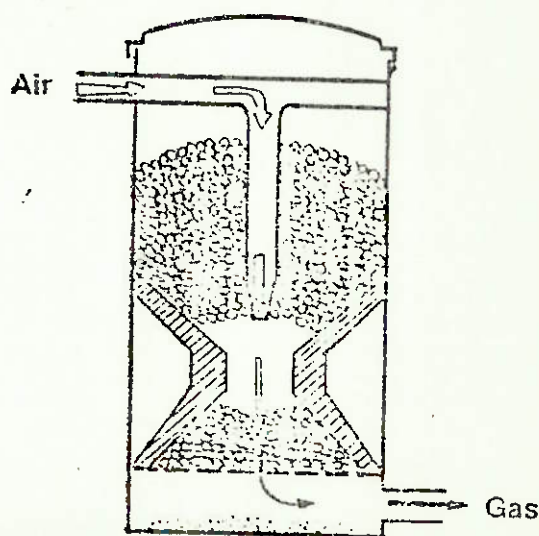


fig. 7

Gaseificação Transversal

O princípio de gaseificação transversal é mostrado esquematicamente na fig.8. Neste sistema procura-se realizar a zona de combustão num pequeno volume, porém a temperaturas muito altas.

Aí a quantidade de alcatrão do combustível é completamente gaseificada e toda a cinza se converte em escória fundida.

O ar é introduzido através de um bocal de pequeno diâmetro. A alta velocidade do ar (acima de 80 m/s) eleva a temperatura no centro da zona de combustão até cerca de 2000 °C. Em frente ao

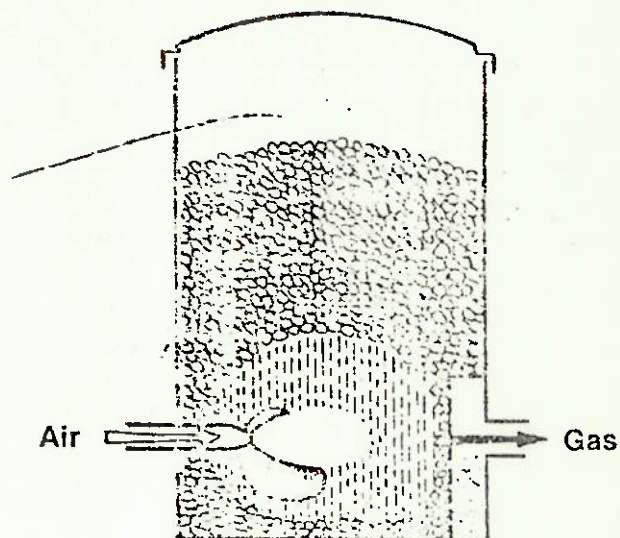
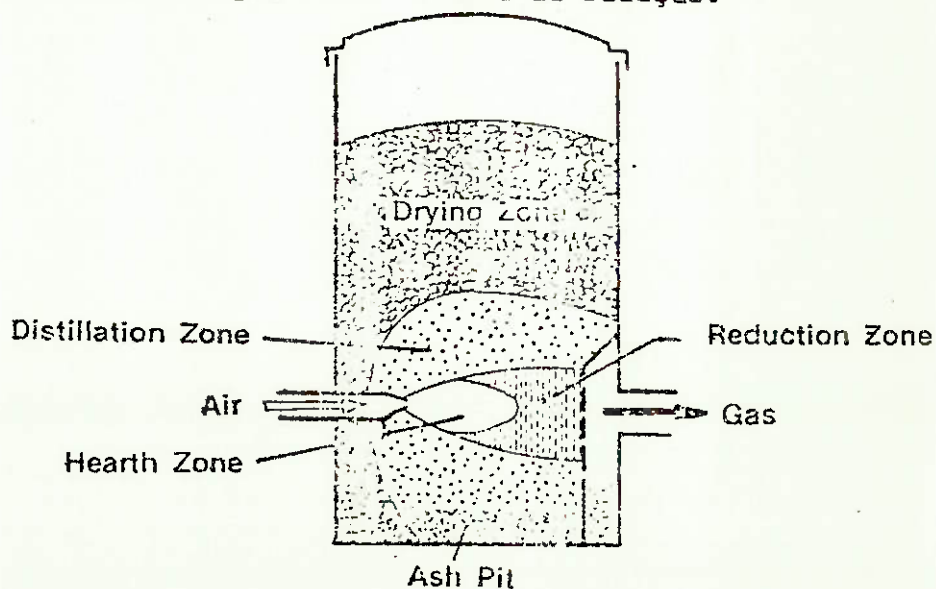


fig. 8

bocal, o gás passa através de uma grelha, indo para um filtro.

A zona central de combustão origina outras zonas através das quais o gás passa (ver fig. 9). Como a zona de combustão é o núcleo, a zona de destilação assume um formato esférico, dentro da qual a porção em contato com o fluxo de gás forma a zona de redução.

fig. 9



A zona de secagem atinge o bocal no lado da base. O combustível serve como material isolante da radiação proveniente da zona de combustão.

A pequena zona de combustão capacita o sistema transversal a se ajustar rapidamente às flutuações de demanda do gás pelo motor. É flexível e necessita de pouco tempo para entrar em regime, porém a pequena zona de combustão requer uma alimentação de combustível contínua e ininterrupta, se próximo ao bocal, a escória da operação anterior começa a se incrustar, a produção de gás fica afetada na quantidade e qualidade.

A dissociação de alcatrões fica naturalmente limitada pela pequena zona de combustão, tanto que a gaseificação transversal fica restrita para o emprego de combustíveis com baixa taxa de alcatrão. É também conveniente o emprego de combustíveis que contenham pouca cinza a fim de evitar o acúmulo de escórias, então a remoção de escórias da fornalha será necessária somente a intervalos prolongados, permitindo uma maior autonomia.

Resumo dos Métodos de Gaseificação

Os métodos de gaseificação empregados em geradores para uso veicular estão resumidos na tabela abaixo. Outros esquemas são possíveis, combinando os princípios dos tres tipos fundamentais. Por exemplo, uma combinação do ascendente e transversal pode ser usado em instalações estacionárias.

(veja tabela a seguir)

Métodos de Gaseificação

FORMA PRINCIPAL	FORMA DERIVADA	EMPREGO BÁSICO	
		combustível	injeção de vapor
Ascendente	Diagonal	Baixa taxa de alcatrão: coque antracita carvão veg.	Sim
		Alta taxa de alcatrão: madeira turfa linhita briquetes	Não
Descendente	Transversal	Baixa taxa de alcatrão e pouca cinza: carvão veg. coque antracita	Não

2.2- Projeto de um Gaseificador

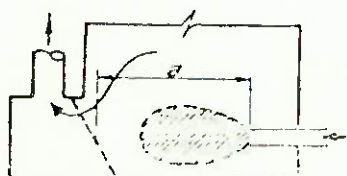
Introdução

Como consequência do estudo feito anteriormente sobre o funcionamento e características dos diversos tipos de gaseificadores, temos que o gaseificador de sucção transversal apresenta a interessante característica de possuir uma pequena zona de combustão, que capacita o sistema a se ajustar rapidamente às flutuações de demanda do gás pelo motor.

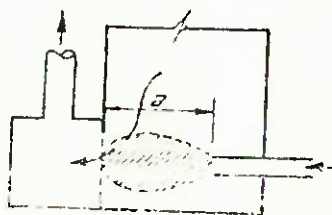
É flexível e necessita de pouco tempo para entrar em regime, apesar de que sua pequena zona de combustão requer uma alimentação contínua de combustível.

Este tipo de gerador é um passo intermediário entre o tipo ascendente e o tipo de sucção invertida. A redução dos pirolenhosos pode ser quase tão eficiente como no tipo descendente, bastando para isso que observem tres condições importantes :

- a) O comprimento da zona de fogo, ou a distância que vai do bocal da cetilha à grelha.
- b) O diâmetro e tipo de grelha
- c) O diâmetro da cetilha, que tem influência sobre o comprimento da zona de fogo e temperatura desta. (vide figuras abaixo)



-- Distância "a" exageradamente grande; os gases de destilação não atravessam uma zona bem quente.



-- Distância "a" razoável; a zona de fogo chega a atingir a grelha, aquecendo-a e queimando os pirolenhosos.

Temos ainda como característica vantajosa para a aplicação a qual se destina, o fato deste tipo de gerador se caracterizar pela sua simplicidade de construção e possuir um tamanho relativamente pequeno para um motor de uma determinada capacidade.

Cálculos - Dimensionamento

As dimensões de um gaseificador são função do consumo horário de carvão e de certos fatores termodinâmicos.

Dados:

- 1 Kg de carvão vegetal produz de 3,5 a 4,5 m³ de gás; portanto consideraremos 4,0 m³ como valor médio.
- a relação da mistura ar/gás varia de 1,1 : 1 a 1,7 : 1; novamente tomaremos o valor médio 1,4 : 1
- os motores Ford 292-V8 tem 4785 cm³, ou seja, cerca de 4,8 litros de cilindrada; estima-se que a cerca de 80 Km/h o motor desenvolva 3000 rpm com 50% de carga. (ver anexo I)
- rendimento volumétrico: cerca de 75%
- densidade aparente do carvão de lenha: 0,20 Kg/dm³

Para este tipo de automóvel e com estes dados obtém-se:

- Consumo de mistura ar-gás aspirada pelo motor.

$$\dot{V}_m = s \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot z \cdot \frac{n}{x} \cdot 60 \cdot \eta_v \cdot \frac{0,5}{50\% \text{ de carga}}$$

$$\dot{V}_m = 4,8 \cdot 10^{-3} \times \frac{3000}{2} \times 60 \times 0,75 \times 0,5 = 162 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Consumo de gás pobre :

como a relação da mistura é 1,4:1, temos que 41,7% de mistura é constituída pelo gás :

$$\dot{V}_g = 0,417 \cdot \dot{V}_m = 0,417 \times 162$$

$$\dot{V}_g = 67,5 \text{ m}^3/\text{h} \quad (1,13 \text{ m}^3/\text{min})$$

- Consumo de Carvão

como 1 Kg. de carvão produz em média 4 m³ de gás, teremos o consumo de aproximadamente 17 Kg. de carvão/hora considerando uma velocidade média de 60 Km/h, o consumo será de 3,5 Km por quilo de carvão, um valor bastante aceitável, já que é conseguido na prática.

- Dimensões do Gerador

desejando dar ao veículo uma autonomia de cerca de 60 Km, temos que o gerador deverá comportar no mínimo :

$$\frac{60}{3,5} = 17,2 \text{ Kg. de carvão}$$

O volume correspondente a esse 17,2 Kg. de carvão, considerando sua densidade aparente, é de :

$$\frac{17,2 \text{ Kg}}{0,2 \text{ Kg/dm}^3} = 86 \text{ dm}^3 \implies 0,086 \text{ m}^3$$

As dimensões do gerador, pois, podem agora ser determinadas facilmente com base em dados experimentais, para isso vamos nos basear nos dados da tabela da página 6.

- Grelha

Como já foi visto no caso de geradores de sucção transversal, as dimensões da grelha devem ser tais que evitem que os gases de destilação passem por ela sem atravessar a zona de fogo. Segundo dados experimentais, em um gerador co-

mo o que estamos dimensionando, foi testada uma grelha com barras verticais de 250 mm de diâmetro colocada em frente e no mesmo plano da cetilha, a qual demonstrou ser eficiente.

- Tubos condutores

Quanto aos diâmetros dos tubos condutores de gás, há autores que admitem como velocidade do gás nos mesmos, o valor de 1 a 10 m/s. Logo, para uma vazão de 67,5 m³/h ou seja, 0,019 m³/s, temos :

$$A_{\min} = \frac{\dot{V}_g}{v_{\max}} = \frac{0,019}{10} = 0,0019 \text{ m}^2$$

que corresponde a um diâmetro $d = 49 \text{ mm}$

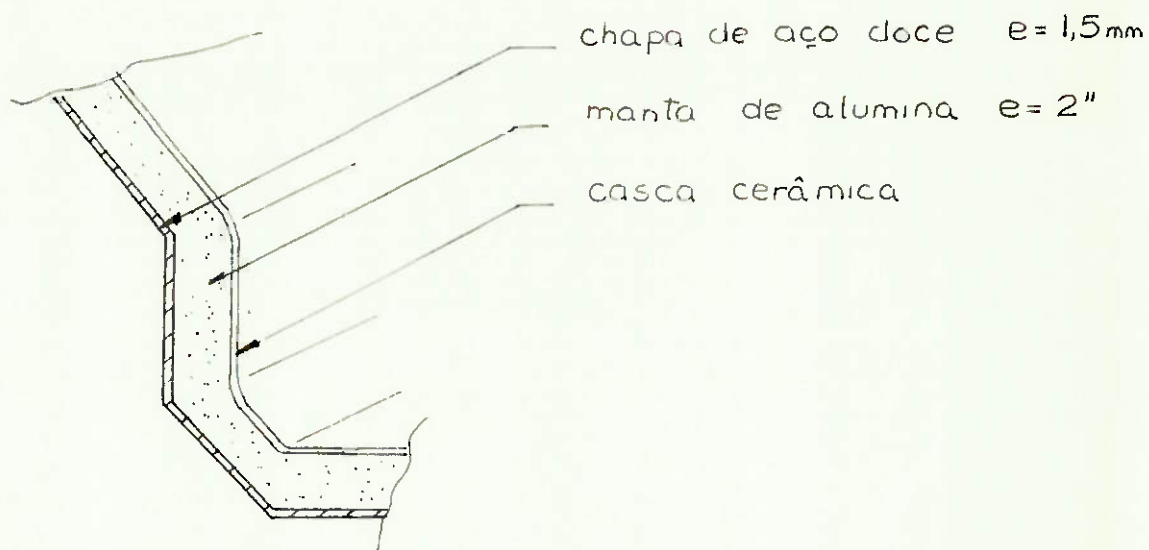
Na prática usam-se diâmetros de 2.1/2".

- Isolação térmica

Tendo em vista a construção de um conjunto leve e compacto, vamos fazer o isolamento térmico com material de fibra cerâmica, o qual possui uma baixa condutibilidade térmica e um baixo peso específico; temos assim um bom isolante e um material leve, de fácil manuseio. O único inconveniente é que sendo uma fibra a base de alumina, possui baixa resistência mecânica, para resolver este problema, evitando que a fibra se desagregue devido ao escoamento de carvão no interior do gasogênio, vamos revesti-la internamente com uma casca cerâmica utilizada no assentamento de tijolos refratários.

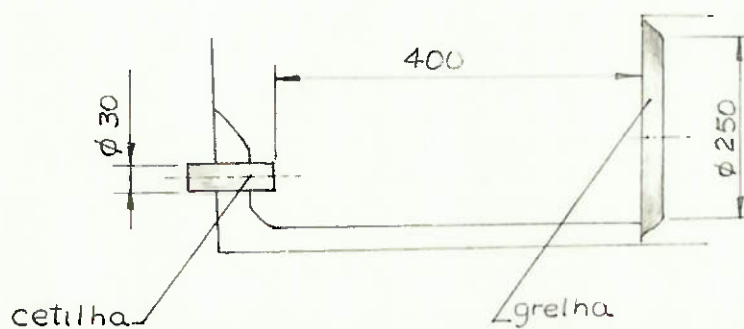
Temos assim que a chapa utilizada na construção do gerador terá a finalidade unicamente estrutural, podendo assim ser

de pequena espessura, ficando assim uma construção leve e compacta.



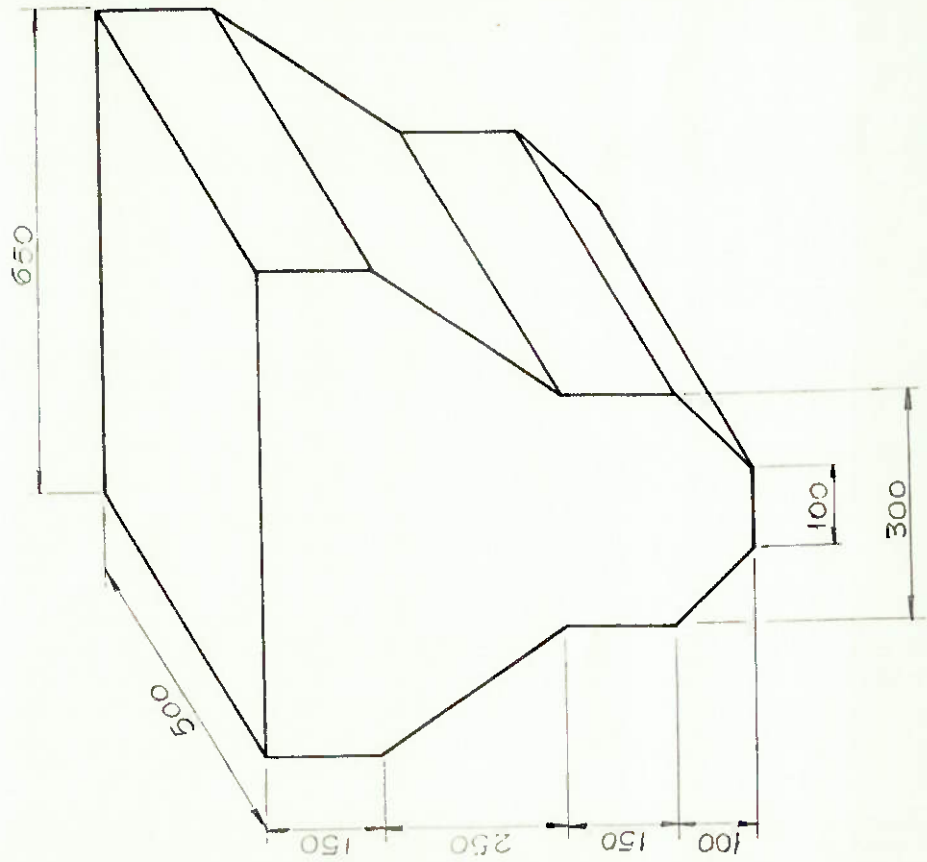
- Distância da cetilha à grelha

Com base nos cálculos do consumo médio de gás e nos dados experimentais da bibliografia, encontramos que a distância entre a cetilha e a grelha deverá ser de 40 cm., e o diâmetro da cetilha de 30 mm. (vide fig. abaixo).

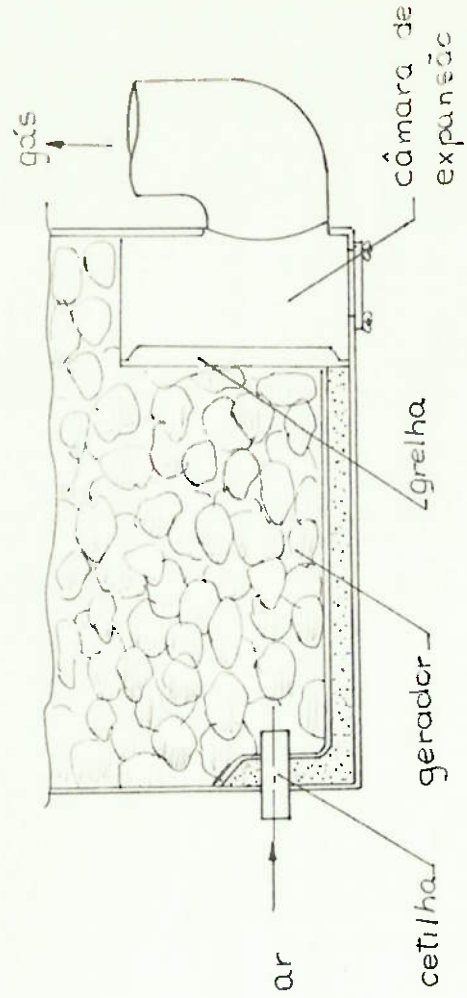


Croquis do Gaseificador

DIMENSÕES DO GASEIFICADOR



DETALHE EM CORTE



III- Filtragem

3.1- Estudo de Filtros

Introdução

O desgaste dos cilindros, anéis e válvulas são causados basicamente por tres fatores: abrasividade das partículas sólidas contidas na mistura, corrosão produzida por agentes químicos dos gases e impurezas, e atrito causado pelo contato direto. Os ciclones e filtros de pano retêm praticamente as partículas maiores e mais nocivas quanto à abrasão, porém não é a abrasão causada por impurezas o único fator de excessivo desgaste nos cilindros, mas também, e em maior escala, a ação corrosiva.

Uma pesquisa na Inglaterra concluiu que:

I- As impurezas gasosas presentes no gás saído de um gerador reagem na presença de água dando uma solução corrosiva. Nos gasogênios que utilizam combustíveis úmidos ou que possuam injeção de água, poderá haver um acúmulo de umidade nas paredes frias do sistema com a consequente corrosão.

II- O uso de lavadores que removem quase todas as impurezas potencialmente corrosivas, além das partículas sólidas do gás, deveria dar melhores resultados no que diz respeito ao desgaste dos cilindros, que o uso de filtros secos que tivessem a mesma eficiência na remoção de partículas sólidas.

Contudo, convém observar que estes resultados se referem a combustíveis minerais.

O gás pobre, tal como é fornecido pelo gerador é um gás impuro, que só deve ser utilizado depois de um tratamento adequado.

Contém, além das conhecidas porcentagens de CO, CO₂, N₂, H₂ ... ,

uma grande variedade de dispersóides mecânicos, bem como de substâncias voláteis suscetíveis de condensação, dando dispersóides condensados. São dispersóides mecânicos aqueles provenientes da desagregação de um sólido (poeira) ou da pulverização de um líquido (gotículas). Os diâmetros das partículas dos dispersóides mecânicos variam de 2000 a 1 micron. Entre os dispersóides mecânicos do gás pobre encontramos pó de carvão, cinzas, compostos silicosos e outros entranhados no combustível.

Embora muitos desses produtos sejam inertes, alguns são corrosivos e outros abrasivos. A qualidade do gás e a quantidade de suas impurezas é função da qualidade do combustível, o que justifica uma apurada escolha deste último.

Tipos de Filtros

Os filtros de gás podem se classificados em quatro modelos principais :

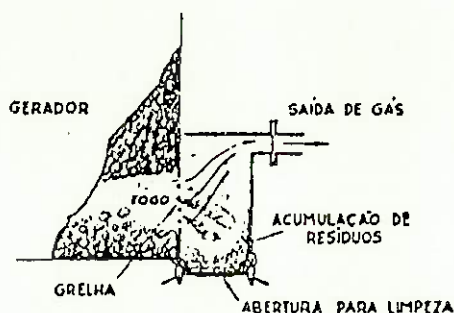
- 1) Filtros que trabalham aproveitando a característica de serem as sujeiras e o pó de carvão mais pesados que o gás. Estes filtros são divididos em dois tipos: a) os que se baseiam apenas no maior peso das partículas sólidas e sua conseqüente separação do gás pela ação da gravidade. b) aqueles que imprimem um rápido movimento de redemoinho ao gás para que, pela força centrífuga, as partículas sólidas sejam forçadas a separarem-se de maneira mais eficiente.
- 2) Retentores que se valem da tendência do pó em aderir às superfícies líquidas e umedecidas.
- 3) Filtros que funcionam utilizando a permeabilidade ao gás de peles de animais como a camurça, ou de tecidos bem fechados, os

quais, ao mesmo tempo evitam a passagem das partículas estranhas sem retardar a passagem do gás.

4) Precipitadores eletrostáticos.

A seguir serão descritos alguns dos diversos tipos de filtros empregados na instalação de gasogênios veiculares.

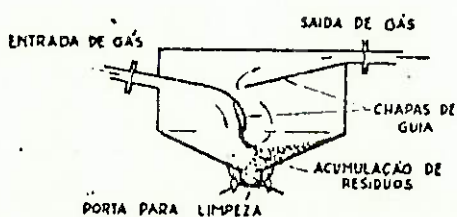
Câmaras de Expansão- em quase todos os gasogênios usa-se, de um modo ou de outro, uma câmara de expansão do gás. A câmara de expansão acha-se geralmente instalada bem perto do gerador e trabalha com temperaturas muito altas, porque o gás entra para a mesma logo depois de ter deixado a zona de fogo no gerador.



Sua função principal é remover as partículas maiores de carvão e de areia presentes no gás. A velocidade do gás cai consideravelmente após entrar na câmara, ao passo que as partículas sólidas entram com velocidade igual à do gás no

tubo e chocam-se com a parede do lado oposto à entrada, e finalmente caem no fundo do filtro, onde são removidas ao se fazer a limpeza do aparelho.

Filtros de Chicana- apresentam um certo número de chicanas que invertem bruscamente a direção do fluxo de gás durante a sua pas-



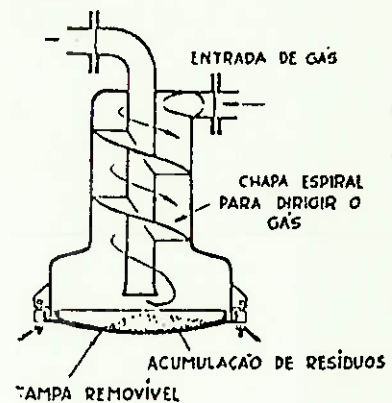
sagem pelo filtro. Este tipo de filtro remove as partículas de pó mais pesadas que o gás, que se acumulam nos pontos onde se inverte a direção do fluxo.

Ciclones- é um separador por inércia, onde a força separadora é uma força centrífuga. No ciclone o gás toma um movimento em espiral, turbilionário, com dois vórtices, um externo descendente e outro interno ascendente.

As partículas de pó relativamente mais pesadas do que o gás são projetadas, do centro do filtro contra as paredes laterais, e caem para o fundo. O depósito que aí se forma é removido por ocasião das limpezas periódicas.

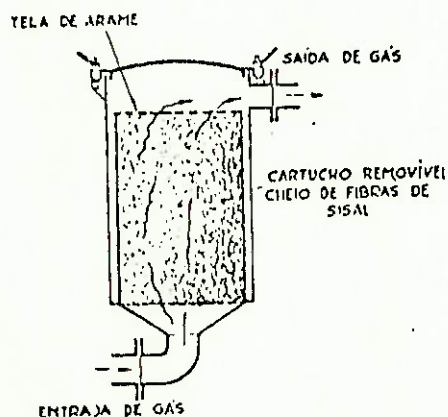
Os ciclones pertencem a duas classes: ciclones normais, em que a relação entre diâmetro do ciclone e seu comprimento é maior do que 0,2; ciclones finos, a relação é menor do que 0,2. Um bom ciclone normal se encarrega praticamente da separação de todos os dispersóides mecânicos acima de $40\mu\text{m}$, com depressão da ordem de 30 milímetros de água.

SAÍDA DE GÁS .



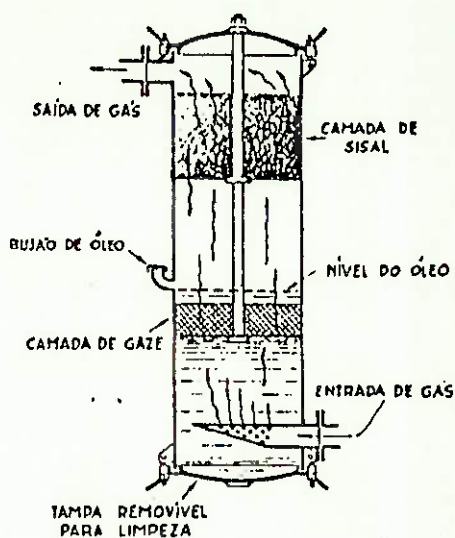
Filtros Sêcos- estes filtros geralmente consistem de um reci-

piente de folha de aço cheio de sisal, palha de aço, palha de cobre, etc. Estes materiais filtrantes podem estar soltos no interior do filtro ou contidos em um cartucho. A limpeza destes filtros deve ser feita periodicamente, com a limpeza ou eventual substituição do elemento filtrante.



Filtros de Pano- diversos tipos de materiais são empregados nestes filtros: flanela, lã, feltro ou peles de animais (camurça), apesar do desenho e construção serem em geral similares. Estes filtros consistem essencialmente de um recipiente de folha, tendo os tubos de admissão e saída do gás separados por uma ou mais camadas de pano. São extremamente simples, fáceis de limpar e sempre que sejam equipados com uma superfície filtrante suficiente (nunca abaixo de $1,5 \text{ m}^2$), o fluxo do gás não é restringido demasiadamente, mesmo que o motor funcione com elevada velocidade e carga.

Filtros a Banho de Óleo- a parte principal deste filtro é um recipiente de forma cilíndrica, contendo no fundo uma camada de óleo. A filtragem se faz introduzindo-se o gás abaixo do nível do óleo; alguns autores acham que o óleo remove o alcatrão além da cinza e demais compostos. Alguns tipos de filtros a óleo possuem uma camada de gaze colocada por cima do tubo de admissão de gás para reduzir o tamanho das bolhas até que formem uma espécie de espuma muito fina. Este sistema produz uma boa limpeza do gás mas provoca forte resistência ao livre fluxo através do filtro, principalmente em altas velocidades. Além disso, a espuma de óleo exige o emprego de uma espessa camada de sisal ou palha de aço, acima do nível de óleo, a fim de reter os vapores de óleo e evitar que a espu-



ma seja carregada pelo gás até os cilindros, podendo formar depósitos gomosos.

Conclui-se pois que os filtros mais eficientes e práticos ainda são os de tipo sêco e de pano.

Precipitadores Eletrostáticos- a precipitação elétrica dos dispersóides consegue-se fazendo o gás atravessar um forte campo eletrostático, criado entre dois eletrodos carregados. Estabelece-se através do gás uma descarga condutiva, não devendo a tensão ser tal que produza descarga disruptiva. O campo elétrico ionisa o gás, produzindo o fenômeno conhecido por corona. Quando atingem o eletrodo coletor, as partículas nele se descarregam e se depositam.

O consumo de força elétrica é relativamente insignificante, variando entre 1,8 e 3 watts por m^3 de gás tratado. A eficiência de um precipitador é função do tempo que o gás permanece no interior do campo ativo, podendo-se aproximar de 100% o quanto quisermos.

.../...

3.2- Projeto do Sistema de Filtragem

Tipos de Filtros Escolhidos

Assim que deixa o gaseificador, o gás entra numa câmara de expansão instalada no próprio corpo do gerador, de modo que o tubo de admissão acha-se localizado no fundo da câmara e o tubo de saída na parte superior, isto porque as partículas de pó ou resíduo são sempre mais pesadas que o gás. É claro que se as impurezas se depositarem a ponto de alcançarem o nível da entrada do gás no filtro, haverá a possibilidade de serem carregadas pelo gás e saírem pelo tubo de escape da câmara, situado na parte superior.

Optou-se pela instalação de uma câmara de expansão na saída do gerador porque sua construção é simples e a remoção das partículas maiores de carvão e areia presentes no gás fica plenamente satisfeita.

Ao sair do gerador, encontra-se o gás em altas temperaturas, da ordem de 700 °C nos geradores de sucção cruzada (Gaseificador Transversal) e em pressões abaixo da atmosférica, pelo que seus vapores superaquecidos não se condensam e as condições do gás são de gás seco. Achando-se o gás expandido, as velocidades são grandes. A concentração de dispersóides nesse ponto também é grande. O depurador ideal para essas condições é, fora de dúvida, o ciclone. Um aumento na concentração dos dispersóides melhora a eficiência do ciclone, pois faz com que as partículas grandes arrastem mecanicamente as pequenas. Geralmente a separação dos dispersóides mecânicos é feita por um ciclone e por um filtro. Os filtros mais usados entre nós e que melhor provaram foram os de tecido.

Como o filtro será instalado após o resfriador, estando , portanto, o gás a cerca de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, o filtro escolhido é um filtro de pano, de flanela apresentando uma área mínima de filtragem de $1,5\text{ m}^2$.

O gasogênio possuirá um filtro adicional que será colocado no tubo de admissão do gás ao motor. Será contruido de tela fina de metal revestida com feltro, é conhecido como filtro de segurança. No caso de se negligenciar a limpeza de ciclones, filtros e outras partes do gasogênio, ou no caso em que, por qualquer outra razão eles não consigam retirar as matérias estranhas do gás, este filtro atua como elemento de segurança final do motor. Nestas condições, o filtro de segurança logo se entope com o pó e partículas de carvão, a ponto de impedir a passagem do gás, ocasionando, portanto, a parada do motor. O filtro de segurança atua como um indicador de possíveis desarranjos.

E para completar o sistema de filtragem, temos o filtro de ar de caburação que não será removido, pois o ar poderá introduzir apreciável quantidade de impurezas no motor.

Cálculo dos Ciclones

Para o projeto dos ciclones foi seguido um método de cálculo intitulado "New Design Approach Boosts Cyclone Efficiency", desenvolvido po Koch e Licht e apresentado na "Chemical Engineering"- novembro de 1977 (ver anexo II).

Dados : temperatura do gás $T_g = 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($1470\text{ }^{\circ}\text{F}$)
 vazão de gás $Q = 0,05\text{ m}^3/\text{s}$
 densidade das partículas $\rho_p = 0,2\text{ g/cm}^3$ (carvão de lenha)

Para facilitar a estimativa preliminar dos parâmetros de projeto, estudaremos inicialmente a distribuição do tamanho de partículas para os diferentes tipos de ciclones, apresentada na tabela II e fig. 13 do referido artigo (anexo II). Para o ciclone superfino temos que 75% do volume filtrado de gás tem partículas com dimensão máxima de $5,0 \mu\text{m}$. Se tomarmos como base de comparação uma separação de todos os dispersóides mecânicos acima de $20 \mu\text{m}$ (o que ainda é tolerável) teremos que 95% do volume filtrado atende esta exigência, considerando ainda o ciclone superfino.

Potanto o tipo de ciclone escolhido será o ciclone superfino. Kalen e Zenz mostram que a eficiência máxima para um ciclone ocorre quando $v_i/v_s = 1,25$ onde: v_i é a velocidade de entrada e v_s é a velocidade de separação. Precisamos, porém, corrigir este fator devido ao fato da temperatura e densidade das partículas do gás serem diferentes dos valores usados para a construção dos gráficos do "Método de Cálculo". Neste método usou-se $T_g = 38^\circ\text{C}$ (100°F); $\rho_p = 2,58 \text{ g/cm}^3$

Entrando no gráfico fig.6 do anexo II com os valores de projeto de T_g e ρ_p , temos:

$$\begin{array}{ll} T_g = 800^\circ\text{C} \text{ (1470}^\circ\text{F)} & \longrightarrow f_T = 0,70 \\ \rho_p = 0,2 \text{ g/cm}^3 & \longrightarrow f_\rho = 1,65 \end{array}$$

O fator v_i/v_s corrigido pode então ser calculado pela expressão:

$$v_i/v_{s_{\text{corr}}} = (v_i/v_s) \cdot f_T \cdot f_\rho$$

$$v_i/v_{s_{\text{corr}}} = 1,25 \times 0,70 \times 1,65 = 1,44$$

temos porém que o valor máximo para o fator v_i/v_s é 1,36, pois

Zenz determinou experimentalmente que ocorre quando v_i/v_s é igual a 1,36. Vamos então alterar o valor recomendado de v_i/v_s igual a 1,25 para que, com as devidas correções, o valor corrigido seja de 1,36, o que corresponde ao valor máximo.

Portanto:

$$1,36 = 0,70 \times 1,65 \times (v_i/v_s)$$

$$\frac{v_i}{v_s} = 1,18 \quad \Rightarrow \quad \frac{v_i}{v_s} = 1,2$$

este será o fator usado para todos os próximos cálculos.

A figura 12 do anexo II nos apresenta as relações existentes entre vários parâmetros para um projeto otimizado de ciclone superfino, que pode ser usado nos seguintes cálculos:

entrando com os valores de v_i/v_s e da eficiência total requerida η_T , encontramos o diâmetro do ciclone D_c e a velocidade de entrada v_i .

$$\left. \begin{array}{l} v_i/v_s = 1,2 \\ \eta_T = 70\% \end{array} \right\} \begin{array}{l} D_c = 0,5 \text{ ft (152 mm)} \\ v_i = 46 \text{ ft/s (14,0 m/s)} \end{array}$$

Como o valor recomendado de v_i está entre 50 e 90 ft/s consideraremos $v_i = 50$ ft/s (15,2 m/s). Para o cálculo do número de ciclones, teremos que considerar a vazão máxima de entrada de gás Q_i , pela relação:

$$Q_i = a \cdot b \cdot v_i$$

onde a e b são as dimensões da boca de entrada do ciclone:

$$a = 0,5 \cdot D_c = 76 \text{ mm} \quad b = 0,2 \cdot D_c = 31 \text{ mm}$$

$$Q_i = 0,076 \times 0,031 \times 15,2 = 0,036 \quad \longrightarrow \quad Q_i = 0,036 \text{ m}^3/\text{s}$$

O número de ciclones necessários será então de:

$$N_c = \frac{Q}{Q_i} = \frac{0,05}{0,036} = 1,39$$

Ajustando para $N_c = 2$, vem:

$$Q_i = \frac{Q}{N_c} = \frac{0,05}{2} = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$$

Conservando o valor da velocidade de entrada do gás - $v_i = 15,2$, podemos calcular o novo valor do diâmetro D_c :

$$Q_i = a \cdot b \cdot v_i = 0,5 D_c \times 0,2 D_c \times v_i$$

$$Q_i = 0,1 \cdot D_c^2 \cdot v_i$$

$$D_c = \sqrt{\frac{Q_i}{0,1 v_i}} = \sqrt{\frac{0,025}{0,1 \times 15,2}} = 0,128 \text{ m}$$

Portanto: $D_c = 130 \text{ mm}$ (0,43 ft)

Cálculo da Perda de Carga

pela equação abaixo, podemos estimar com precisão a perda de carga verificada em cada ciclone :

$$\Delta p = 5,1 \cdot 10^{-5} \cdot \rho_g \cdot v_i^2 \cdot N_H \quad (\text{S.I.})$$

densidade do gás a 900°K $\longrightarrow \rho_g = 0,58 \text{ Kg/m}^3$
segundo tabela do anexo $\longrightarrow N_H = 6,40$

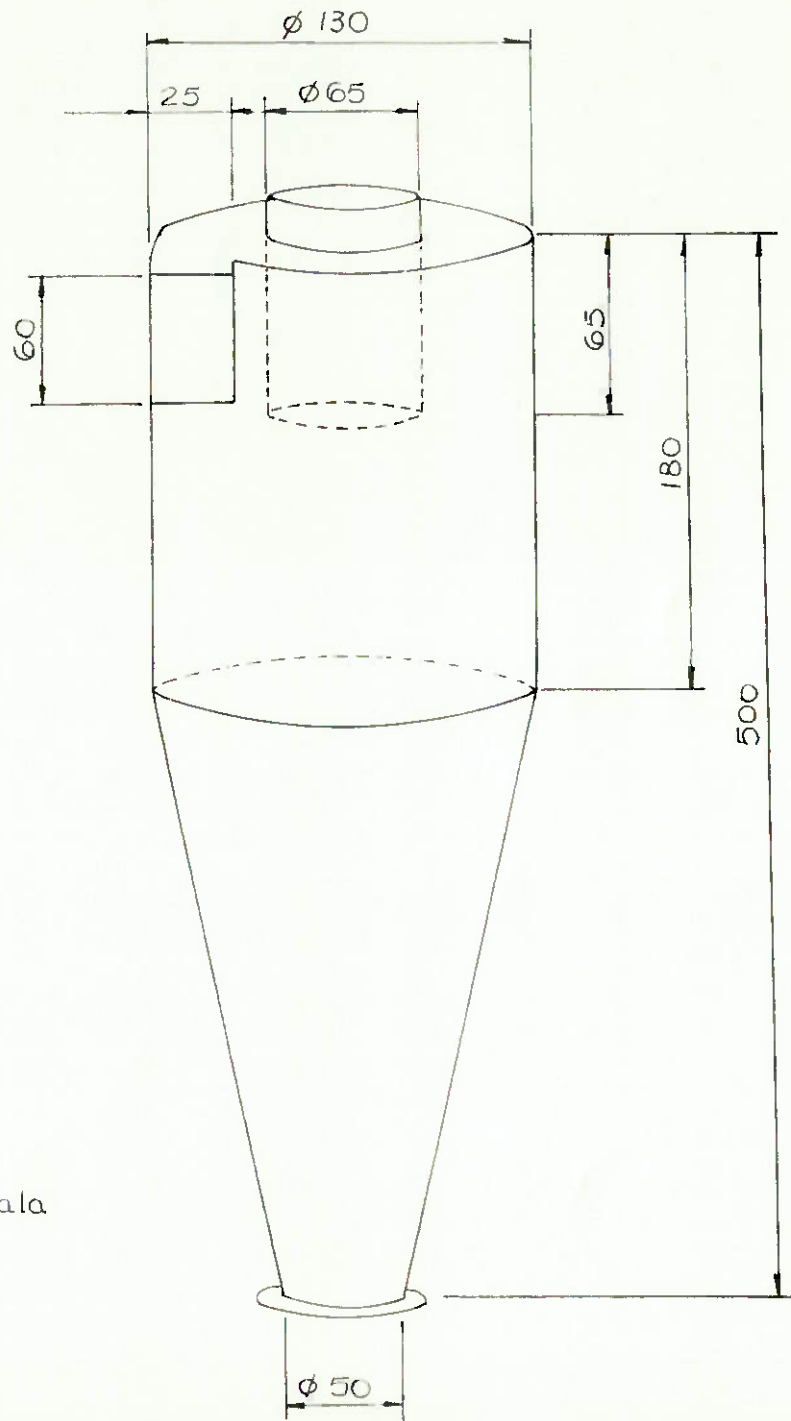
o valor adimensional N_H depende das relações geométricas entre área de saída e de entrada do gás no ciclone.

$$\Delta p = 5,1 \cdot 10^{-5} \times 0,58 \times (15,2)^2 \times 6,4$$

$$\Delta p = 0,043 \text{ mca} \approx 40 \text{ mmca}$$

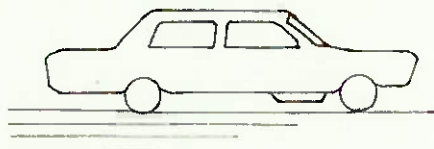
Conclusão

Dois ciclones em paralelo, com diâmetro $D_c = 130$ mm, dando uma perda de carga de 40 mm de H_2O em cada ciclone.

Croquis do Ciclone

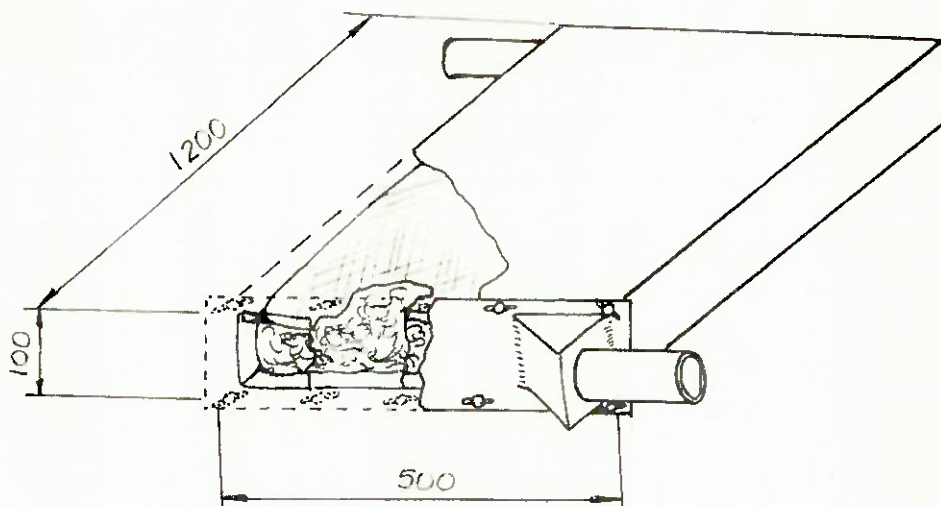
S/ escala

Cálculo do Filtro de Flanela - Croquis



Devido a alta temperatura do gás na saída do gerador, o filtro de flanela deve ser colocado depois do trocador de calor. Por uma questão de espaço, vamos colocar o filtro de flanela na parte de baixo do carro, conforme pode ser visto na fig. ao lado.

O dimensionamento do filtro de flanela se resume unicamente na determinação das medidas que proporcionarão uma superfície de aproximadamente $1,5 \text{ m}^2$, tendo como base o esquema abaixo temos:



O filtro é dotado de uma tampa removível para que possam ser feitas limpeza periódicas, temos também que para dar forma ao saco de flanela e auxiliar na limpeza do gás colocaremos um enchimento de palha de aço, o qual pode ser observado no esquema anterior.

IV- Resfriamento

4.1- Estudo de Trocadores de Calor

Introdução

Com a finalidade de se conseguir o melhor rendimento e a maior eficiência de um motor alimentado com gás pobre, é essencial resfriar o gás antes de sua admissão nos cilindros. Constatou-se que a temperatura do gás, na saída do gerador, varia entre 700 °C a 900 °C. Estas temperaturas não somente serão prejudiciais para diversos componentes do aparelho (como filtros de gás, a óleo e a água) como também darão lugar a que determinado peso de gás ocupe, nestas condições, um volume muito maior do que às temperaturas existentes na admissão do motor. Se o gás fosse admitido nos cilindros do motor em altas temperaturas, a diminuição na força desenvolvida seria tão grande que praticamente não seria possível o uso do gasogênio em veículos automotores. Além disso, o resfriamento do gás permite reduzir o tamanho dos tubos e filtros.

Quando operamos com altas temperaturas do gás na admissão do motor, o enchimento dos cilindros se faz com um menor número de calorias. A força desenvolvida pelo motor depende grandemente do número de calorias da mistura de gás e ar queimados nos cilindros do motor. Portanto, a força desenvolvida pelo motor será aumentada quando o gás for resfriado e reduzido a um volume pequeno. A razão principal para resfriar o gás torna-se, pois, de primordial importância.

Tipos de Trocadores de Calor

Os fabricantes de gasogênio têm criado diversos sistemas para

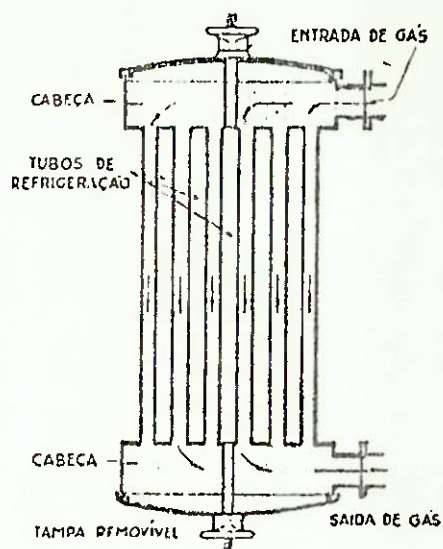
resfriar o gás. As especificações neste sentido dizem que a temperatura do gás na entrada do misturador não deve ser mais que 30 °C acima da temperatura ambiente.

Os tipos básicos de trocadores de calor ou resfriadores são descritos a seguir:

Resfriadores Tubulares- O tipo mais comum destes resfriadores consiste de uma bateria de tubos ligados a duas câmaras, uma superior e outra inferior (ver fig.). As câmaras ou cabeças, são usualmente munidas da tampa removíveis, de tal forma que a superfície interna dos tubos possa ser limpa periodicamente com uma escova de arame para

remover qualquer resíduo alcatroado condensado, ou pó acumulado. Por serem estes resfriadores pouco estéticos, costuma-se fixá-los debaixo do veículo, o que, além de ser útil, não prejudica a aparência do carro.

Além de atuar como resfriador, este dispositivo auxilia a limpeza do gás, retendo nas suas superfícies as partículas de pó que se acumulam nos tubos e nas cabeças.

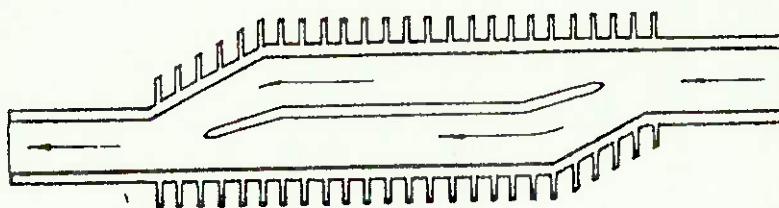


RESFRIADOR TUBULAR

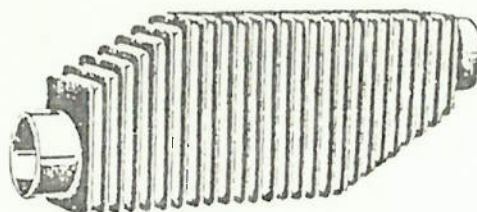
Resfriadores de Metal- os resfriadores com aletas de irradiação são muito eficientes, bastante compactos e podem ser construídos de tal forma que os gases passam através dele sem mudar

a direção de seu fluxo ou a velocidade do gás.

Existe porém uma desvantagem no que concerne à limpeza do gás, pois é pouco provável a retenção de pó e outras impurezas contidas no gás. Veja na figura abaixo, um corte e uma vista deste tipo de resfriador :



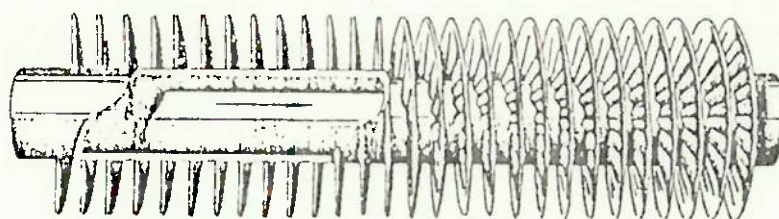
RESFRIADOR DE METAL



ASPECTO EXTERIOR DE UM
RESFRIADOR DE METAL

Tubos Aletados- os tubos relativamente compridos que ligam o motor ao aparelho de gasogênio, quando este é montado na parte traseira do carro, constituem excelente superfície de resfriamento, especialmente quando são munidos de aletas de metal para aumentar a sua superfície de irradiação e convecção. A outra modalidade deste tipo de resfriador emprega tubos flexíveis ondulados, feitos de chapa de aço muito fina, para ligar os vários componentes do aparelho. Além de servir de excelente meio de resfriamento, este tipo de ligação constitui a

melhor maneira de eliminar os cotovelos que, devido à conformação do chassis e à montagem do gasificador e demais pertences, existem nos tubos rígidos do sistema do aparelho. É da maior importância precaver-se contra qualquer vazamento de gás nas juntas dos resfriadores.



TUBO COM ALETAS

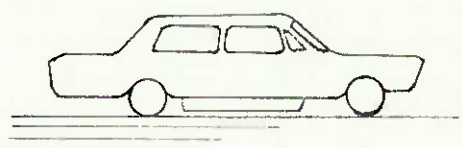
Resfriadores de Superfície- a própria construção dos gasogênios facilita o resfriamento do gás, uma vez que todos os seus componentes têm superfícies relativamente grandes e geralmente montadas em posição que permite aproveitar as correntes de ar quando o carro está em marcha. Além disso, emprega-se comumente uma extensão muito grande de tubos de grande diâmetro para ligar as diversas partes do aparelho, o que proporciona excelente superfície de resfriamento.

.../...

4.2-Projeto de um Trocador de Calor

Cálculos

Tendo em vista a utilização deste trocador em um veículo de passageiros e também por motivo de facilidade de instalação optamos



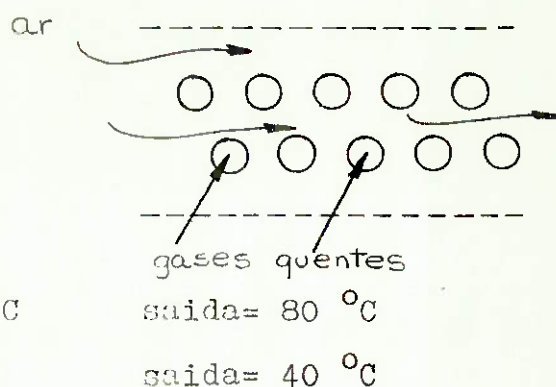
pela sua colocação na parte inferior do carro, conforme podemos observar na figura ao lado.

Vamos assim tomar como base para o cálculo o esquema de trocador da figura abaixo.

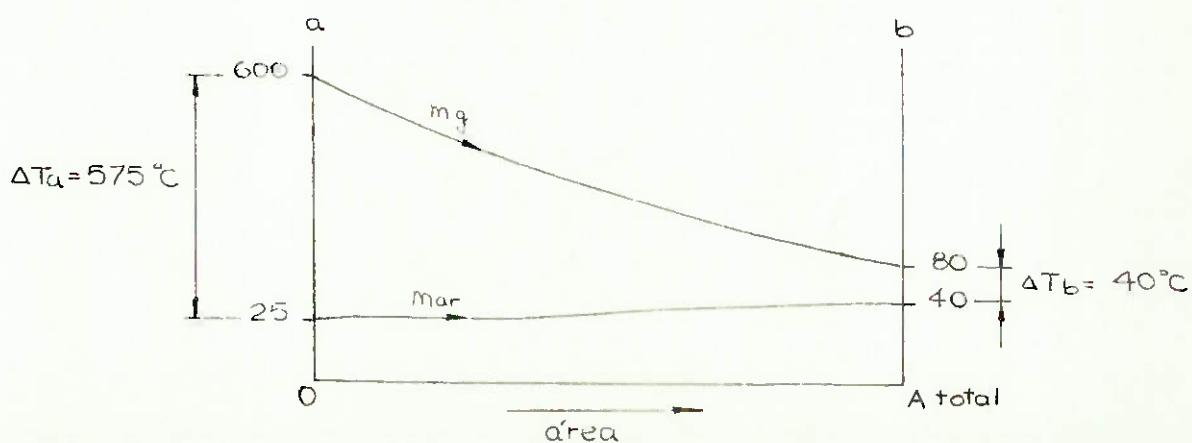
Com base em dados da bibliografia vamos estimar as temperaturas de entrada e saída para o gás e para o ar:

Temperatura do gás: entrada= 600 °C

Temperatura do ar: entrada= 25 °C



Temos assim para o cálculo da temperatura média logarítmica a distribuição abaixo.



Sendo a temperatura média logarítmica dada por:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad \text{temos} \quad \overline{\Delta T} = \frac{575 - 40}{\ln(575/40)} = 198,3$$

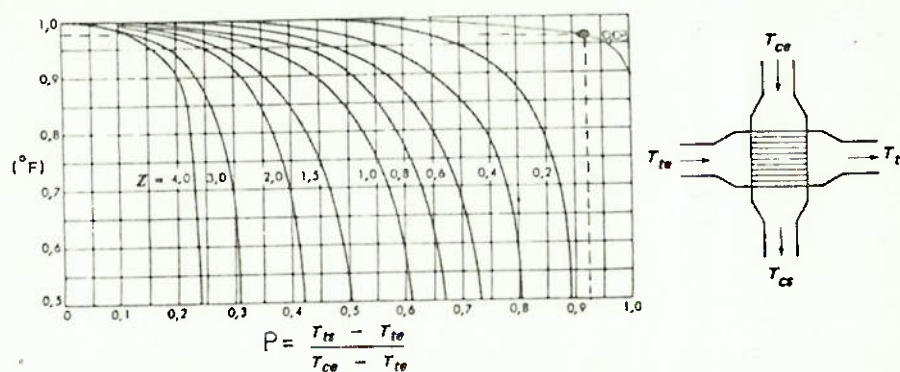
Com base na geometria escolhida devemos determinar o parâmetro F para a correção da temperatura média logarítmica, este fator é determinado com base em outros dois fatores que são:

$$P = (T_{ts} - T_{te}) / (T_{ce} - T_{te}) \quad - \quad Z = (T_{ce} - T_{cs}) / (T_{te} - T_{ts})$$

com base nas temperaturas estimadas para o gás e para o ar temos:

$$P = (80 - 600) / (25 - 600) = 0,92 \quad - \quad Z = (25 - 40) / (600 - 80) = 0,03$$

com estes valores e em função da geometria do trocador temos para o fator F :



$$F = 0,97$$

temos assim a temperatura média logarítmica corrigida ou verdadeira:

$$\Delta T_{\text{verd}} = F \cdot \Delta T = 0,97 \times 198,3 = 192,4$$

$$\underline{\Delta T_{\text{verd}} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Pelo estudo do equilíbrio energético temos que o calor trocado deve ser igual ao calor cedido pelo gás e igual ao calor recebido pelo ar. Temos assim que conhecida as temperaturas de entrada e saída do gás e a sua vazão, que é função do consumo do motor temos:

$$\dot{q} = \dot{m}_g \cdot C_p \cdot \Delta T$$

onde \dot{m}_g = vazão em massa de gás
 C_p = calor específico
 ΔT = Temp. ent. - Temp. saída

a vazão em volume adotada para os cálculos foi $Q_g = 2,0 \text{ m}^3/\text{min}$.
 tomando a composição básica do gás como :

23% CO

9% CO₂

68% N₂

$$\text{temos } \frac{1}{\rho_{\text{gás}}} = \frac{0,23}{C_{p \text{ CO}}} + \frac{0,09}{C_{p \text{ CO}_2}} + \frac{0,68}{C_{p \text{ N}_2}}$$

tomando a densidade de cada componente do gás a temperatura de 200 °C temos :

$$\frac{1}{\rho_g} = \frac{0,23}{0,8} + \frac{0,09}{1,103} + \frac{0,68}{0,699}$$

sendo $Q_g = 2,0 \text{ m}^3/\text{min}$. e $\rho_g = 0,75 \text{ Kg/m}^3$ temos

$$\dot{m}_g = 2,0 \times 60 \times 0,75 \Rightarrow \dot{m}_g = 90 \text{ Kg/h}$$

Para a determinação do calor específico do gás, tomando como base a sua composição temos:

$$C_{p_g} = (0,23 \times C_{p \text{ CO}}) + (0,09 \times C_{p \text{ CO}_2}) + (0,68 \times C_{p \text{ N}_2})$$

tomando o calor específico de cada componente a 200 °C temos:

$$C_{p_g} = (0,23 \times 0,25) + (0,09 \times 0,238) + (0,68 \times 0,252)$$

$$\underline{C_{p_g} = 0,250 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C}}$$

temos assim que o calor cedido pelo gás entre a entrada e a saída é :

$$\dot{q} = 90 \times 0,25 \times 520$$

$$\dot{q} = 11.700 \text{ Kcal/h}$$

Com base no equilíbrio térmico, quando operando em regime, o calor cedido pelo gás deverá ser igual ao calor trocado pelo sistema, o qual pode ser determinado pela equação :

onde U = coeficiente global de troca.

A = superfície de troca .

ΔT_{verd} = temperatura média logarítmica corrigida.

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{verd}}$$

Sendo $U \cdot A = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{\text{verd}}}$ temos $U \cdot A = 58 \text{ Kcal/h}^\circ\text{C}$

O coeficiente global de troca de calor é função dos coeficientes de transmissão de calor das películas de gás e ar no interior e no exterior dos tubos respectivamente, assim como do coeficiente de troca do tubo. Sendo todos estes parâmetros relacionados não linearmente fica difícil um cálculo direto da geometria. Para resolver este problema é usual adotarmos um valor para U e determinarmos o valor de A , com o valor da superfície de troca e conhecendo as vazões de ar e gás, com base em valor recomendado para a velocidade dos fluidos através dos tubos, determinamos uma geometria e uma dimensão de tubo. Tendo as dimensões e o arranjo, podemos determinar o coeficientes de troca; e com estes, determinamos o valor de U para o arranjo adotado. Caso o valor de U adotado foi diferente do calculado, tomamos o valor calculado e determinamos um novo valor para a superfície de troca e refazemos os cálculos para uma nova geometria.

Vemos assim que o processo de cálculo do trocador de calor é um processo iterativo, o qual converge rapidamente.

Vamos reproduzir neste trabalho o cálculo da última iteração.

Tomamos para U o valor de $26 \text{ Kcal./m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, temos assim :

$$A = \frac{58}{U} = \frac{58}{26} \Rightarrow A = 2,2 \text{ m}^2$$

temos assim uma superfície de troca de $2,2 \text{ m}^2$, por outro lado temos que a superfície de troca é igual a :

$$A = n \cdot \pi \cdot D_e \cdot l$$

onde n = número de tubos

D_e = diâmetro externo do tubo

l = comprimento do tubo

Tomando um tubo de $1/2''$ externo e comprimento de $1,1$ metro temos:

$$2,2 = n \cdot \pi \cdot 0,0127 \cdot 1,1 \Rightarrow n = 50,1 \sim 50 \text{ tubos}$$

Adotamos assim um arranjo com 50 tubos de $1/2''$ polegada, dando uma superfície de troca de : $A = 50 \cdot \pi \cdot 0,0127 \cdot 1,1 = 2,19 \text{ m}^2$

O valor do coeficiente global de troca de calor é dado por :

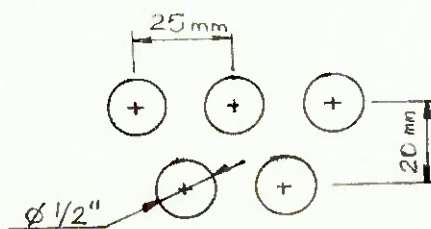
$$U = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 h_i} + \frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{k_1} + \frac{1}{h_e}}$$

onde h_i = coeficiente da película no interior do tubo

k = coeficiente de troca do tubo

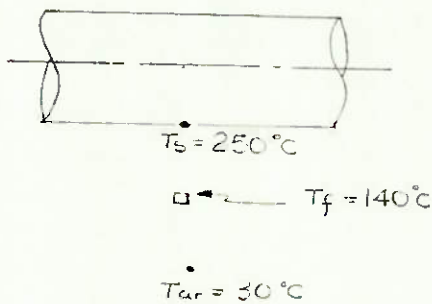
h_e = coeficiente da película no exterior do tubo

Vamos calcular inicialmente o coeficiente de troca externo, devido à convecção do ar, tendo como base o arranjo de tubos mostrado abaixo.



Admitindo uma temperatura de 250°C na superfície externa do tubo e tomando a temperatura média do ar de 30°C , temos que a temperatura do filme será :

$$T_f = \frac{T_s + T_{ar}}{2} = \frac{250 + 30}{2} \Rightarrow T_f = 140^{\circ}\text{C}$$



Para o ar a 140°C temos :

$$\rho = 0,827 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 2,45 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/s m}$$

$$K = 0,0297 \text{ Kcal/m h }^{\circ}\text{C}$$

$$Pr = 0,69$$

Vamos tomar a velocidade média do ar de 50 Km/h , que equivale a 14 m/s , o número de Reynolds é dado por :

$$Re_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad \text{temos assim para o valor de Reynolds :}$$

$$Re_e = \frac{0,827 \times 14 \times 0,0127}{2,45 \cdot 10^{-5}} = 6.002$$

Para o escoamento de um gás, passando longitudinalmente a um tubo, nas condições do nosso problema, temos que o número de Nusselt é dado pela seguinte relação :

$$Nu = \frac{h_e \cdot D_e}{K_f} = 0,33 \cdot Re_e^{0,6} \cdot Pr_f^{0,3}$$

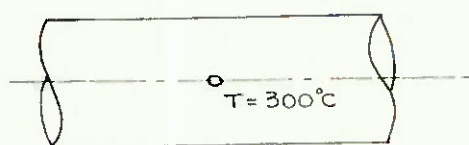
$$h_e = \frac{0,0297}{0,0127} \times 0,33 \times (6002)^{0,6} \cdot (0,69)^{0,3}$$

$$h_e = 127,67 \times 0,75 \quad \text{coeficiente de correção}$$

$$h_e = 95,75 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

O coeficiente de correção de 0,75 é devido a que o arranjo adotado para os tubos é de duas fileiras e o cálculo foi desenvolvido para dez ou mais fileiras, neste caso, sendo o número de fileiras menor que dez, devemos multiplicar o resultado por um coeficiente que é função do número de fileiras de tubos.

Vamos agora determinar o coeficiente de troca para a película no interior dos tubos, para isto vamos tomar a temperatura



média no interior dos tubos igual a 300 °C, nestas condições temos que a vazão em volume será de 3,0 m³/min. , temos assim:

$$Q = 3,0 \text{ m}^3/\text{min} = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

A área interna dos tubos será:

$$A = \pi \cdot \frac{0,01^2}{4} \cdot 50 = 3,93 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Temos assim que a velocidade do gás no interior dos tubos será em média :

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,05}{3,9 \cdot 10^{-3}} \Rightarrow v = 12,82 \text{ m/s}$$

Tomando a temperatura média como 300 °C, temos para as características principais do gás :

$$Pr = 0,70 ;$$

$$\rho_g = 0,59 \text{ kg/m}^3 ; \quad \mu_g = 2,85 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms} ; \quad K = 0,038 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}.$$

Temos assim para o número de Reynolds :

$$Re_i = \frac{\rho_g \cdot v \cdot Di}{\mu_g} = \frac{0,59 \times 12,82 \times 0,01}{2,85 \cdot 10^{-5}} \Rightarrow Re_i = 2652$$

Para o caso de dutos circulares com fluxo de gás no interior, temos para o número de Husselt a seguinte relação ;

$$\bar{Nu} = 0,021 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{T_b}{T_s} \right)^{0,15} \quad T_s = \text{Temperatura superficial da parede}$$

$$T_b = \text{Temperatura média}$$

temos assim para o coeficiente de troca interno :

$$\bar{Nu} = 0,021 \times (2652)^{0,8} \times 0,7^{1/3} \times \left(\frac{340}{200} \right)^{0,15} = 11,1$$

$$\bar{Nu} = \frac{h_i \cdot Di}{k_f} \Rightarrow h_i = \frac{11,1 \times 0,038}{0,01} \Rightarrow h_i = \underline{\underline{42,18 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}$$

Tendo os valores dos coeficientes de troca interno e externo e tomando o coeficiente de troca do tubo igual a 40 Kcal/m h $^\circ\text{C}$ o qual corresponde ao aço doce, temos para o valor de U :

$$U = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 h_i} + \frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{k} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\frac{12,7}{10 \times 42,18} + \frac{6,4 \ln(12,7/10)}{10^3 \times 40} + \frac{1}{95,75}}$$

$$U = 24,7 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

tendo adotado, no início dos cálculos, $U = 26$, temos um erro da ordem de 5%, tendo ainda em vista que a maior parte dos dados foram estimados, podemos tomar este cálculo como válido e adotar esta geometria:

50 tubos de $\phi 1/2''$ com $\ell = 1,1 \text{ m}$

Perda de Carga

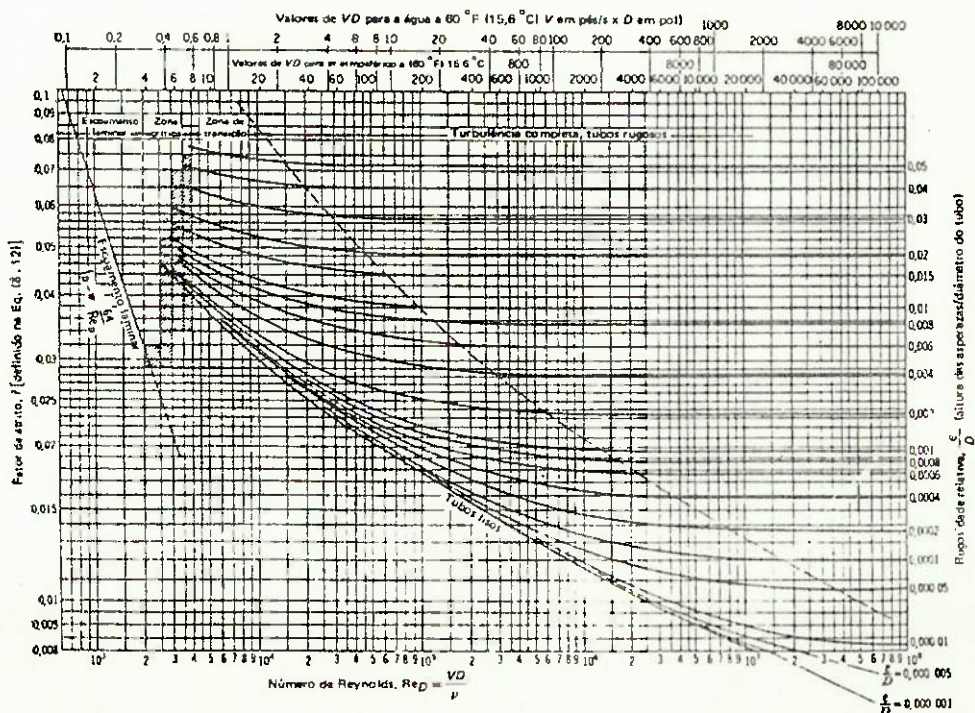
Vamos agora, com os dados da geometria calculada no item anterior, determinar a perda de carga no trocador de calor; para isto temos a equação básica para o cálculo da perda de carga :

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

o número de Reynolds é o mesmo do cálculo do coeficiente de troca no interior do tubo, o qual está relacionado com o escoamento do gás no interior do tubo. O valor de ϵ é a rugosidade superficial das paredes internas de um duto, para tubo de aço este valor é de 0,00015, temos assim para a relação ϵ/D :

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00015}{0,01} = 0,015$$

Tomando o valor de Reynolds e de ϵ/D , entramos no ábaco de Moody e tiramos o valor de f :



temos assim $f = 0,056$

$$h_f = 0,056 \times \frac{1,1}{0,01} \times \frac{(12,82)^2}{2 \times 9,81} = 64,28 \text{ m.c.g.}$$

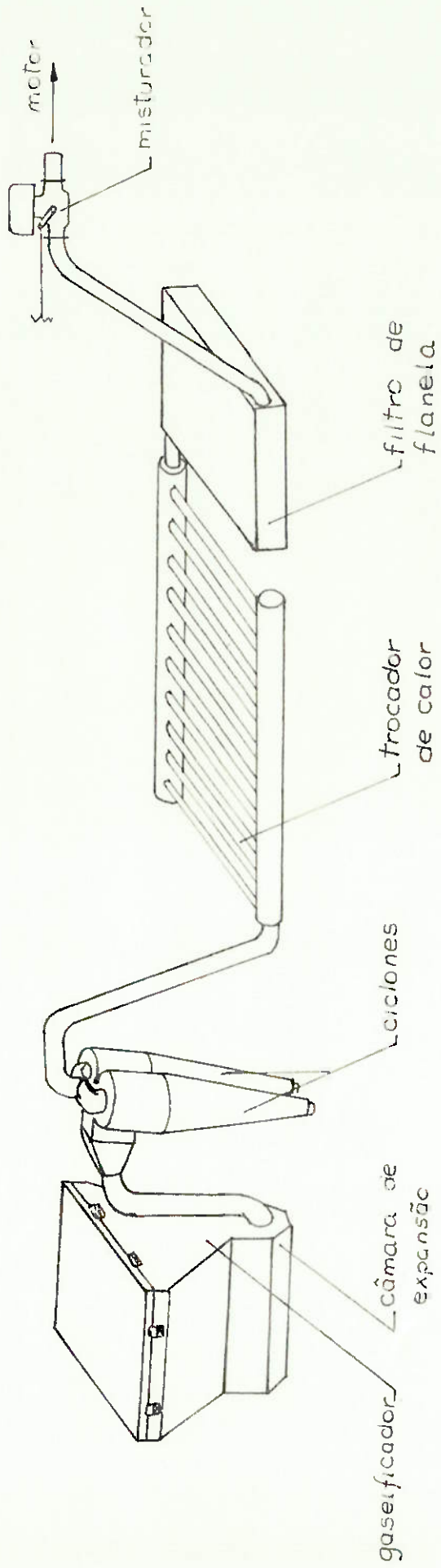
$$64,28 \times \frac{\rho_{\text{gás}}}{\rho_{\text{água}}} = 64,28 \times \frac{0,59}{1000} = 0,0379 \text{ mca}$$

$$h_f = \Delta p \approx 40 \text{ mm ca}$$

teremos assim uma perda de 40 mm de coluna de água no trocador de calor.

.../...

ESQUEMA DO CONJUNTO



BIBLIOGRAFIA

- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS
"Gas Producers and Continuous Gas Generators"-
Power Test Codes, 1971

- BREAG, G. R. e CHITTENDEN
"Producer Gas: its potential and application
in developing countries"- Tropical Products Institute,
London, 1979

- CLUGNIAC, J. C.
"Gasogenos paar Automotores", Buenos Aires

- GULDNER, H.
"Motores de Combustión y Gasógenos", Ed. Labor

- GOLDMAN, L . e JONES, O .
"The Modern Portable Gas-Producer"

- KOCH, W. H. e LICHT, W.
"New design approach boosts cyclone efficiency",
Chemical Engineering, november 1977

- OLESON, A. P. e WIEBE, R.
"Thermodynamics of Producer Gas Combustion",
Industrial and Engineering Chemistry, vol. 32, 1945

- SICILIANO, L. BARROS
"Gasogênios para Automóveis e outros fins", 1945

- SKOV, N. A. e PAPWORTH, M. L.
"The Pegasus* Unit" * Petroleum/Gasoline
Substitute Systems

- SMITH, H.
"Producer Gas for Motor Vehicles"

- SOCONY - VACUUM OIL COMPANY, INC.
"Gasogênios", 1943

- TOSELLO, A.
"Combustão e Combustíveis" - Fundação Tropical de
Pesquisas e Tecnologia, 1980

.../...

M O T O R F O R D V-8 (4785 cc) - 292

Padrão de comparação para motores convertidos
à álcoolREVISÃO: A
DATA DA
REVISÃO:
26 / 08 / 8

1 - Os dados a plena carga são de motores a gasolina Ford V-8 292 (4785 cm³ de cilindrada).

2 - Os dados em cargas parciais são para motores Ford V-8 292, convertidos para usar álcool etílico, como combustível

O ensaio em carga parcial deve ser realizado com os momentos de força indicados na tabela II.

3 - Todos os dados apresentados são observados.

P L E N A C A R G A - G A S O L I N A

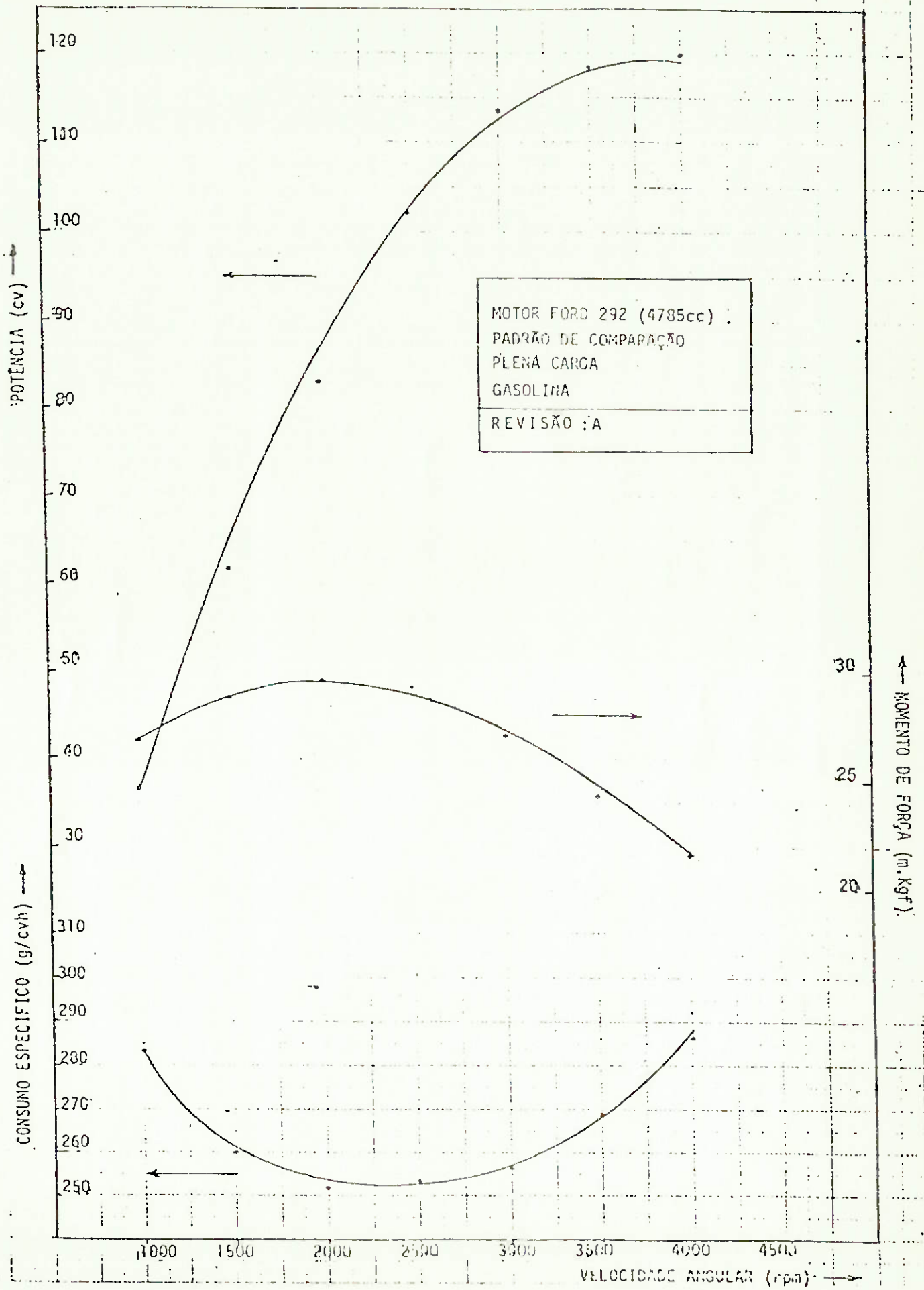
ROTAÇÃO		POTÊNCIA		MOMENTO DE FORÇA		CONS:ESPEC.	
RPM	RAD/S	CV	W	m.Kgf	m.daN	g/cvh	g/kwh
1000	104,7	37,4	27,5	26,8	26,3	283,2	385.
1500	157,1	60,3	44,3	28,8	28,2	260,8	354,
2000	209,4	82,7	60,8	29,6	29,0	251,2	341,
2500	261,8	102,3	75,2	29,3	28,7	252,8	343,
3000	314,2	113,5	83,5	27,1	26,6	256,8	349,
3500	366,5	118,8	87,4	24,3	23,8	268,0	364,
4000	418,9	120,6	88,7	21,6	21,2	286,4	389,

ALCOOL ETILICO

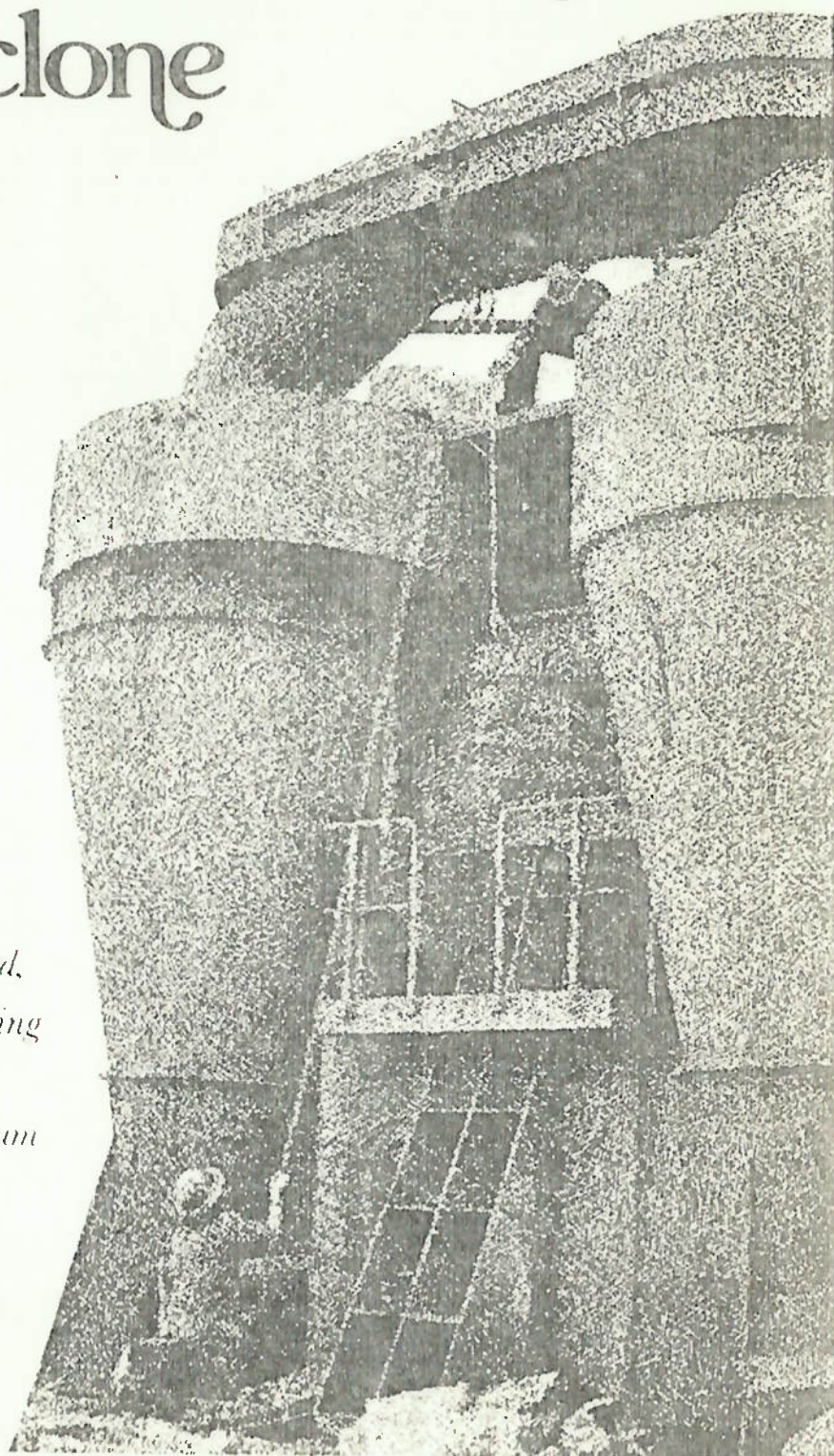
Limites para consumo horário (kg/h)

TABELA II

CARGA	ROTAÇÃO		MOM. DE FORÇA		PONTO DE MIN. CONSUMO	CONS. MAX. PERMITIDO
	%	R F M	RAD/S	mkgf	mdaN	(kg/h)
75 %	1000	104,7	18,5	18,1	8,95	9,48
	1500	157,1	20,8	20,3	14,17	15,02
	2000	209,4	20,9	20,4	18,84	19,37
	2500	261,8	20,5	20,1	22,80	24,17
	3000	314,2	19,4	13,0	28,16	29,85
	3500	366,5	17,7	17,3	30,70	32,54
	4000	418,9	15,5	15,2	33,24	35,23
50 %	1000	104,7	12,3	12,1	6,86	7,27
	1500	157,1	13,9	13,6	10,76	11,41
	2000	209,4	13,8	13,5	14,13	14,97
	2500	261,8	13,3	13,0	17,80	18,34
	3000	314,2	12,6	12,4	21,25	22,53
	3500	366,5	11,6	11,4	23,50	24,91
	4000	418,9	10,5	10,2	26,42	28,00
25 %	1000	104,7	6,2	6,1	4,72	4,93
	1500	157,1	6,9	6,8	7,08	7,80
	2000	209,4	6,8	6,7	9,51	10,08
	2500	261,8	6,7	6,6	12,60	13,36
	3000	314,2	6,5	6,4	15,35	16,27
	3500	366,5	6,2	6,1	18,40	19,50
	4000	418,9	5,6	5,5	20,80	22,05



New design approach boosts cyclone efficiency



Cyclones, if more precisely designed, could do a far better job of collecting particles than has been assumed. This procedure converges to optimum designs with a minimum number of trial-and-error calculations.

*Wolfgang H. Koch, Amoco Chemicals Corp. and
William Licht, University of Cincinnati*

□ How to design more-efficient cyclone particle collectors has attracted renewed interest. Tightened emission regulations have impelled process engineers to exploit the capabilities of cyclones to the fullest. If better designed, cyclones could control particle pollution much more efficiently. Furthermore, improved cyclone performance could greatly reduce the need for more-complicated secondary cleaners.

The cyclone's simplicity of construction, low energy requirements, and ability to operate at high temperatures and pressures make it attractive for cleaning up gases for processes: for example, coal gases for chemical feedstock, and gases from fluidized-bed combustion for running gas turbines. Because cyclones can be easily cleaned and kept sanitary, they are especially valuable in the food processing industry, such as in the recovery of spray-dried products.

New approach valuable for design estimates

Previous attempts to predict cyclone collection efficiencies have been only moderately successful. A number of proposed models [4,5,13] have relied on the approach of Rosin, Rammler and Intelmann, first published in 1932 [9].

A new theoretical approach developed by Leith and Licht, which predicts grade efficiency from physical-properties data and cyclone design ratios, also predicts collection-efficiency curves that agree well with published data [6]. However, this model does not apply at extremely high inlet velocities or volumetric flowrates. It predicts a limiting efficiency of 100% as the inlet velocity approaches infinity. Because particles reentrain at high velocities, collection efficiency actually reaches a limiting value of less than 100%.

Investigating the conveyance of particles in horizontal pipes, Zenz established an experimental model for particle saltation in terms of Reynolds number and drag coefficient [16]. Extending the correlation to cyclone design applications, the Kalen and Zenz model predicts an optimum value for the inlet velocity, and the velocity at which particle reentrainment becomes significant [3].

The approach presented combines the theoretical collection-efficiency model of Leith and Licht with the saltation velocity correlation proposed by Kalen and Zenz. The combination of these models results in a cyclone design approach that will converge to an optimum design within a minimum number of trial-and-error calculations. A method is presented for graphically determining the optimum inlet velocity and the cyclone diameter for a desired separation.

This new approach should be most valuable for an initial design estimate, which can be made by an individual having little experience in the design of air-pollution-control equipment. Although most engineers who routinely perform such design work have access to elaborate design simulation programs, an occasional need to design cyclones would not justify the work necessary to develop an elaborate program. The approach presented is also intended to eliminate the need for such a program.

Calculate collection efficiency

The theoretical approach to calculating cyclone collection efficiencies advanced by Leith and Licht is based on the concept of continual radial backmixing of the uncollected particles, coupled with the calculation of an average residence time for the gas in a cyclone having a tangential inlet [6]. Table I shows a typical cyclone with all the necessary dimensions and gives values of the relative dimensions for several typical designs. The derivation of the pertinent design equations is given by Leith and Licht [6].

Cyclone "grade," or "fractional," efficiency may be calculated by Eq. (1):

$$\eta_i = 1 - \exp \left\{ -2 \left[\frac{G \tau_i Q_c}{D_c^3} (n+1) \right]^{0.5/(n+1)} \right\} \quad (1)$$

In Eq. (1):

$$\tau_i = \rho_p (d_p)^2 / (18\mu) \quad (2)$$

$$G = 8K_c / K_a^2 K_b^2 \quad (3)$$

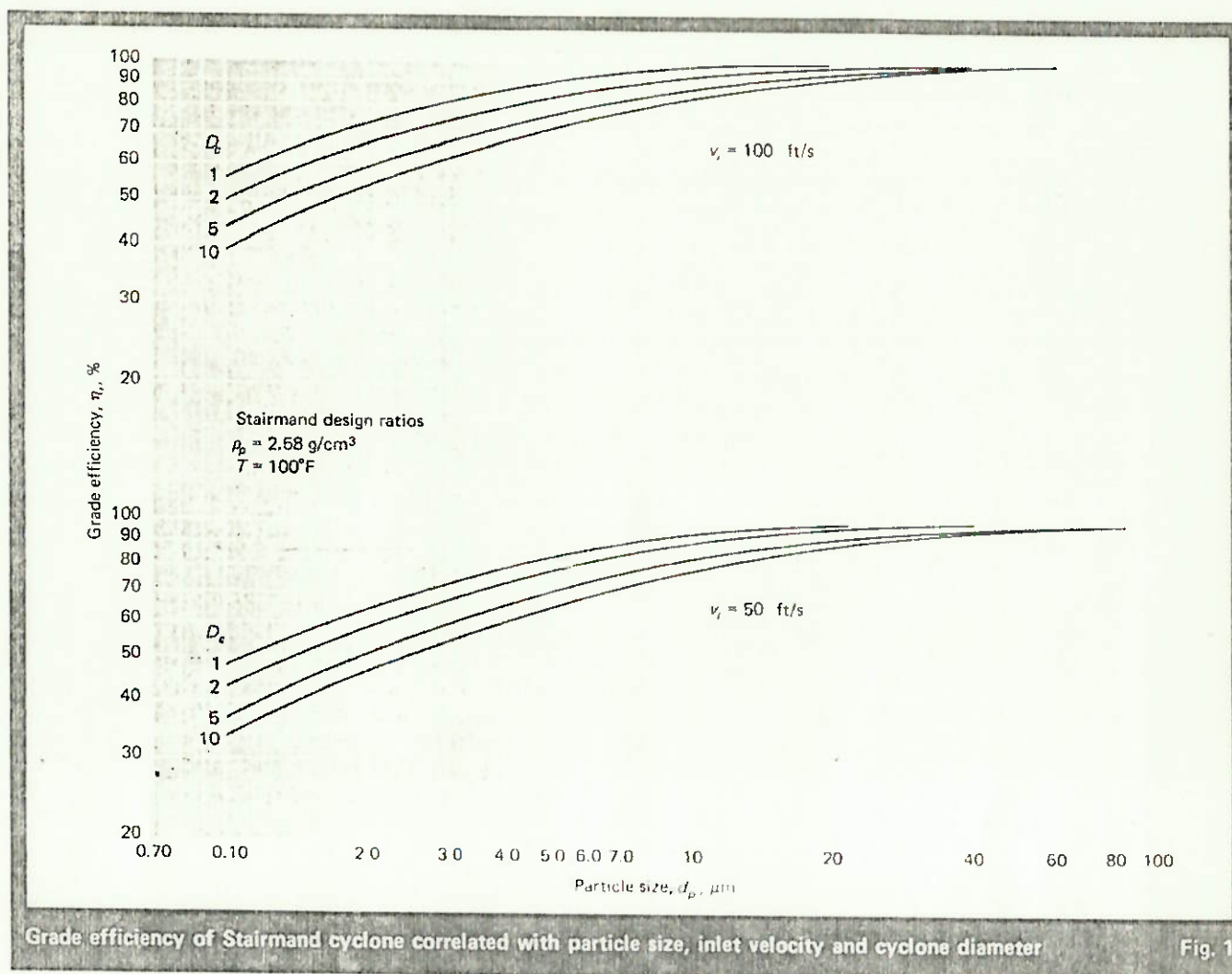
The vortex exponent, n , may be calculated as a func-

Design configurations for tangential-entry cyclone

Table I

Nomenclature	High-efficiency		General-purpose		
	Stairmand [12]	Swift [15]	Lapple [4]	Swift [15]	Peterson & Whitby [8]
D_c body dia.	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
a inlet height	0.5	0.44	0.5	0.5	0.583
b inlet width	0.2	0.21	0.25	0.25	0.208
S outlet length	0.5	0.5	0.625	0.6	0.583
D_e outlet dia.	0.5	0.4	0.5	0.5	0.5
h cylinder height	1.5	1.4	2.0	1.75	1.333
H overall height	4.0	3.9	4.0	3.75	3.17
B dust outlet dia.	0.375	0.4	0.25	0.4	0.5
l natural length	2.48	2.04	2.30	2.30	1.8
$G = 8K_c / K_a^2 K_b^2$	0.511	0.697	402.0	181.8	324.8
$N_H = 16ah / D_e^2$	6.40	9.24	8.0	8.0	7.76
G/N_H	86.14	75.67	50.36	47.7	41.86

CYCLONE EFFICIENCY



tion of cyclone diameter, with D_c in feet, and temperature, T , in $^\circ\text{F}$ [1]:

$$n = 1 - \left[1 - \frac{(12D_c)^{0.14}}{2.5} \right] \left[\frac{T + 460}{530} \right]^{0.3} \quad (4)$$

The cyclone configuration factor, G , is a function only of the configuration and is specified by the seven geometric ratios that describe its shape. The procedure for calculating G is outlined later in the first sample calculation. Although it is well known that collection efficiency increases with dust grain-loading, this model does not account for the additional variable. It estimates performance conservatively, being based upon light grain-loading.

With the foregoing relationships, grade efficiencies may be calculated as a function of cyclone design parameters and operating conditions. An overall efficiency may be found for a given particle distribution via Eq. (5):

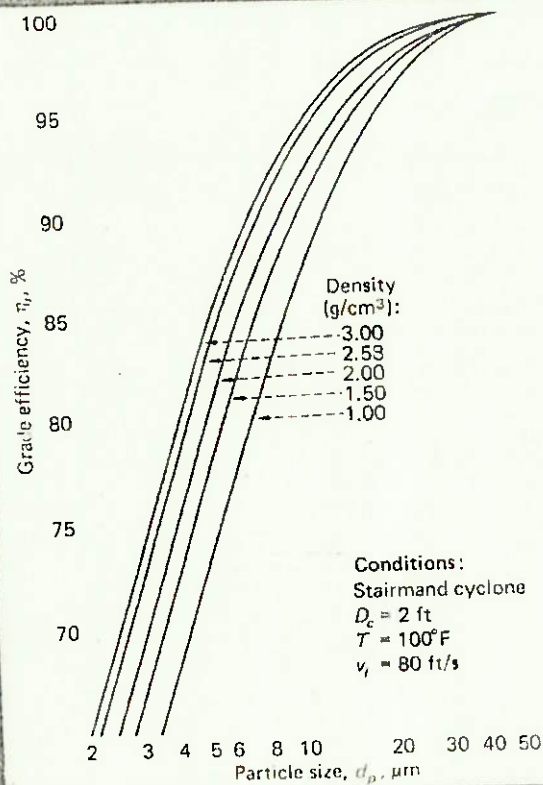
$$\eta_T = \sum m_i \eta_i \quad (5)$$

This model is consistent with experimentally observed trends. It predicts gains in efficiency with increasing values of particle density, inlet velocity and

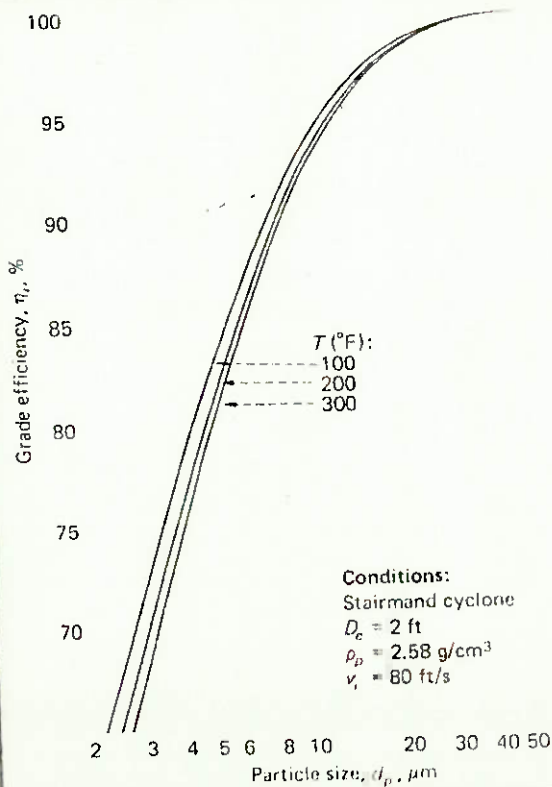
Standard aerosol particle-size distributions [17]

Table II

Particle size, μm	Percent by weight less than			
	Superfine	Fine	Coarse	Example
150	—	100	—	—
104	—	97	—	—
75	100	90	46	94
60	95	80	40	92
40	97	65	32	86
30	96	55	27	79
20	95	45	21	67
15	94	38	16	58
10	90	30	12	44
7.5	85	26	9	34
5.0	76	20	0	22
2.5	56	12	3	8



Grade efficiency related to particle density Fig. 2



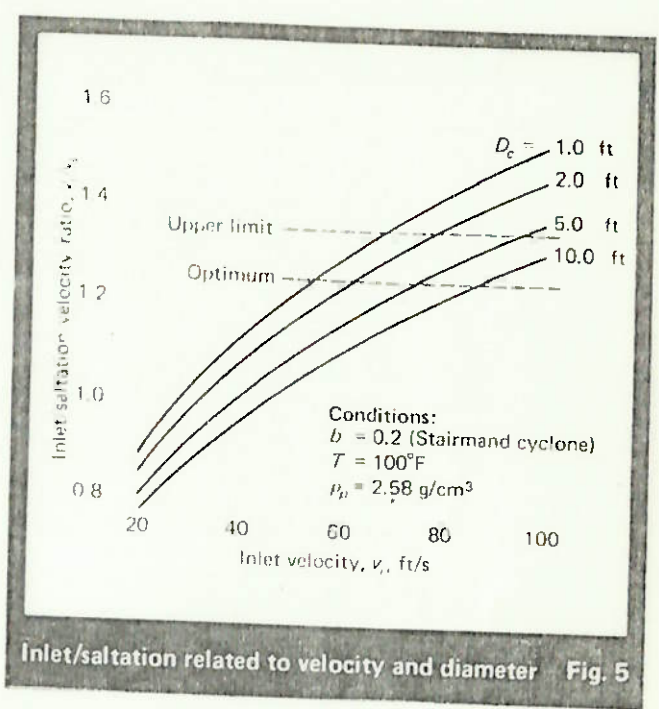
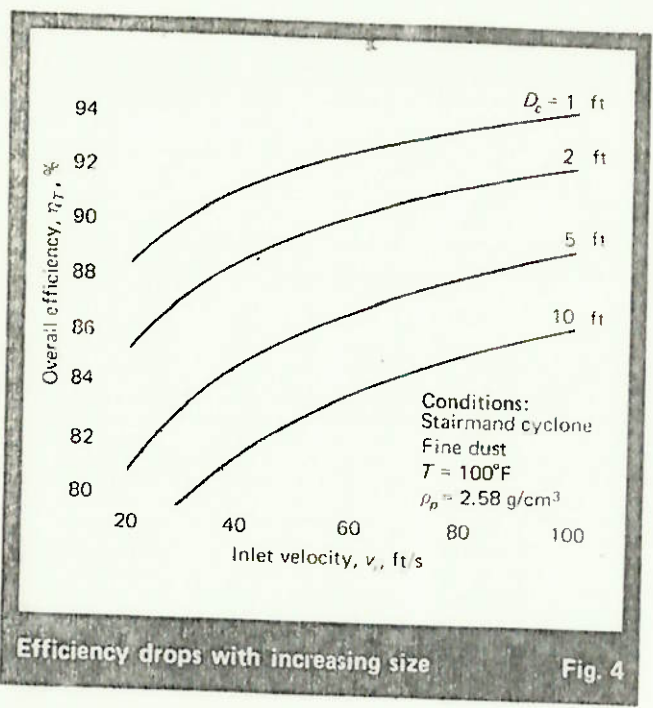
Heat affects efficiency less than density Fig. 3

Nomenclature

- B Cyclone dust-outlet dia., ft
 D_c Cyclone dia., ft
 D_g Cyclone gas-outlet dia., ft
 G Cyclone configuration factor
 H Cyclone height, ft
 K_a a/D_c
 K_b b/D_c
 K_v Cyclone volume constant, Eq. (18)
 N_H No. of inlet velocity heads, Eq. (14)
 N_c No. of cyclones in parallel
 ΔP Pressure drop, in. H_2O
 Q Total gas flowrate, actual ft^3/s
 Q_c Flowrate to each cyclone, actual ft^3/s
 S Gas outlet length, ft
 S_Δ Characterizes relative ease of conveyance, a measure of effective particle size and size distribution
 T Temperature, $^{\circ}\text{F}$
 V_H Volume below exit duct (excluding core), ft^3
 V_{nt} Volume at natural length (excluding core), ft^3
 V_s Annular volume above exit duct to middle of entrance duct, ft^3
 a Inlet height, ft
 b Inlet width, ft
 d Dia. of central core at point where vortex turns, ft
 d_p Particle size, equivalent aerodynamic spherical dia., ft
 f_c Density correction factor for salutation velocity
 f_T Temperature correction for salutation velocity
 g 32.2 ft/s^2
 h Cylindrical height of cyclone, ft
 i Subscript denotes interval in particle size range
 l Natural length (distance below gas outlet where vortex turns), ft
 m_i Mass fraction of particles in size range designated by i
 n Vortex exponent
 r Effective radius, ft, Eq. (10)
 v_i Inlet velocity, ft/s
 v_s Salutation velocity, ft/s
 Δ $[3\mu^2/4g(\rho_p - \rho_f)v_f]^{1/3}$, ft
 η_i Grade efficiency for particle size at mid-point of interval i , %
 η_T Overall efficiency, %
 μ Fluid viscosity, lbm/ft-s
 ρ_f Fluid density, lbm/ft^3
 ρ_p Particle density, lbm/ft^3
 τ Relaxation time, s, Eq. (2)
 ω Eq. (3), ft/s

cyclone body height, and declines in efficiency with increasing fluid viscosity, cyclone diameter, outlet diameter and inlet width. Fig. 1, 2 and 3 show typical calculated grade-efficiency curves for the Stairmand design (Table I) as a function of particle size, inlet velocity and cyclone diameter, as well as the dependence of the grade efficiency on particle density and fluid temperature.

Although increases in efficiency with higher particle density can be determined directly from Eq. (1) and (2), the effects of temperature are somewhat more complicated. A temperature rise increases the fluid viscosity,



which lowers the magnitude of the relaxation time, τ . The vortex exponent also decreases. The net result is lower grade efficiency.

Fig. 2 and 3 show that the effect of temperature on efficiency is far smaller than that of particle density. The magnitude of both effects decreases with increasing particle size. Fig. 4 reveals the calculated overall collection efficiency of a Stairmand cyclone treating Stairmand's "fine dust," which is described in Table II [17].

Saltation velocity

The concept of saltation arises in predicting the conveyance of solids in horizontal pipes or conduits. Saltation velocity may be defined in several ways, two of which apply to cyclone design:

1. The minimum fluid velocity necessary to prevent the settling out of solid particles carried in the stream.
2. The velocity necessary to pick up deposited particles and transport them without settling.

For this study, the first definition will be used, although the second one is needed in order to predict an upper limit for the cyclone inlet velocity. Zenz has shown experimentally that the velocity given by the second definition differs from the first by a factor of 2 to 2.5. He developed a correlation relating the saltation velocity in pipelines to particle and fluid properties [16]:

$$v_s/\omega = (\text{constant})(d_p/\Delta)^{0.8} \tag{6}$$

In Eq. (6), the saltation constant, S_Δ , depends on particle size distribution and particle shape, and ω and Δ are functions of fluid and particle properties. Experimental data indicate a strong dependence on particle geometry.

To apply the saltation concept and correlation to cyclone design, Kalen and Zenz made the following assumptions [3]:

1. There is no slippage between fluid and particles.

2. The cyclone inlet width is the effective pipe diameter for calculating saltation effects.
3. Grain loading is less than 10 grains/ft³.
4. The diameter effect on the saltation velocity is proportional to the 0.4 power of the inlet width.

In view of Zenz's experimental data, the fourth assumption represents an approximation that becomes more accurate with increasing particle sphericity. Expressing particle size as equivalent aerodynamic spherical diameter should increase the model's accuracy.

To approximate the fluid path inside a cyclone via a coiled pipe model, Kalen and Zenz developed an empirical correlation for the saltation velocity [3]:

$$\frac{v_s}{\omega(\text{No. of gs})^{1/3}} = 5.19b^{0.1} \tag{7}$$

In Eq. (7):

$$\omega = [4gp(\rho_p - \rho_f)/3\rho_f^2]^{1/3} \tag{8}$$

$$\text{No. of gs} = v_i^2/32.2r \tag{9}$$

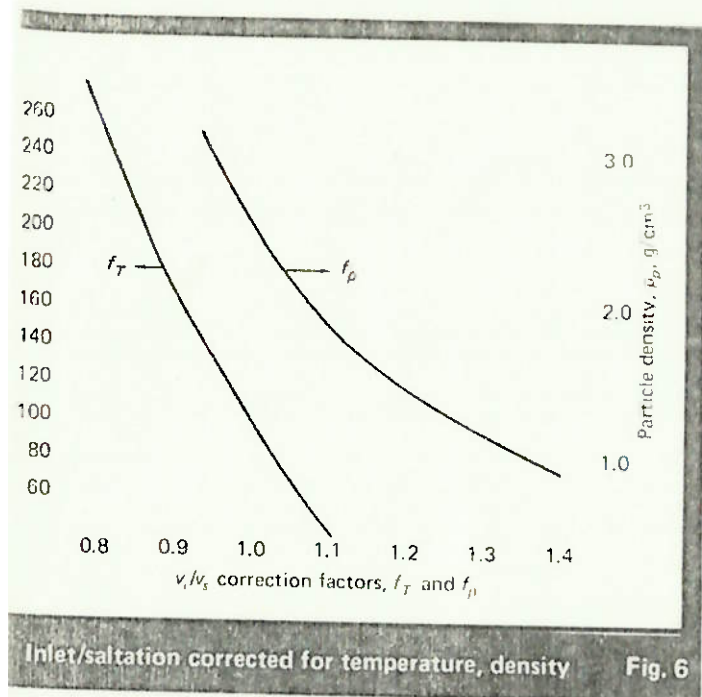
$$r = 1/2(D_c - b) \tag{10}$$

Defining the inlet width in terms of a dimensionless size ratio b/D_c , and substituting Eq. (8), (9) and (10) into Eq. (7):

$$v_s = 2.055\omega \left[\frac{b/D_c}{(1 - b/D_c)^{1/3}} \right] D_c^{0.067} v_i^{2/3} \tag{11}$$

Thus, saltation velocity is a function of particle and fluid properties as well as cyclone dimensions.

Kalen and Zenz have shown that maximum cyclone collection efficiency occurs at $v_i/v_s = 1.25$ [3], and Zenz has determined experimentally that reentrainment occurs at $v_i/v_s = 1.36$ [16]. Fig. 5 shows v_i/v_s ratios calculated from Eq. (11) as a function of inlet velocity and cyclone diameter for an inlet width ratio of $b/D_c = 0.2$. The commonly accepted inlet-velocity working range of 50 to 90 ft/s, depending upon cyclone diameter, is



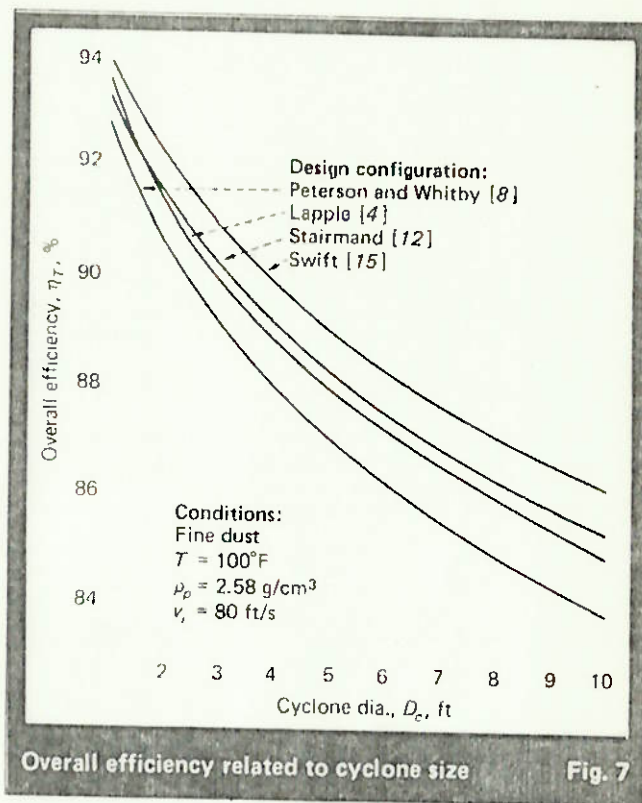
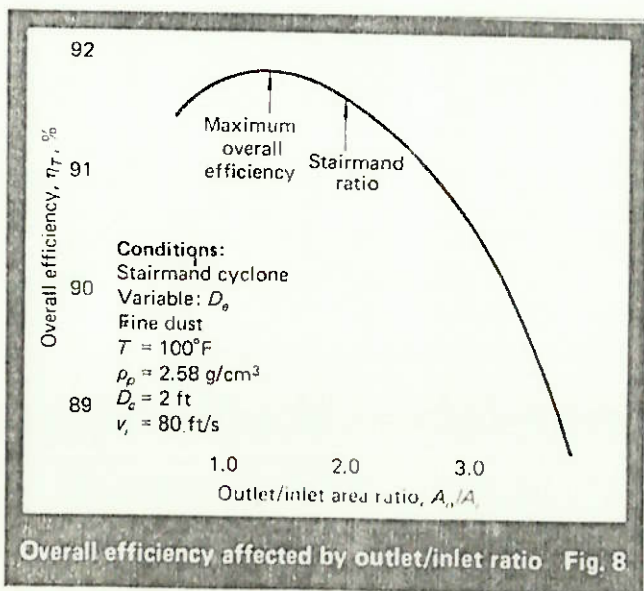
consistent with these results. Fig. 6 gives correction factors for the v_i/v_s ratio for temperature and particle density, using $T = 100^\circ\text{F}$ and $\rho_p = 2.58 \text{ g/cm}^3$ as basis. Correct v_i/v_s ratios may be calculated with Eq. (12):

$$v_i/v_s = f_T f_\rho (v_i/v_s) \quad (12)$$

The correction factors f_T and f_ρ are for temperature and density, respectively.

Estimate pressure drop

A correct estimate of the pressure drop across a cyclone is necessary, in addition to collection efficiency, so that cost effectiveness may be calculated. A magnitude of 10 in. H_2O , or less, is a generally acceptable operating range. Correlations for pressure drop predictions have been largely empirical.

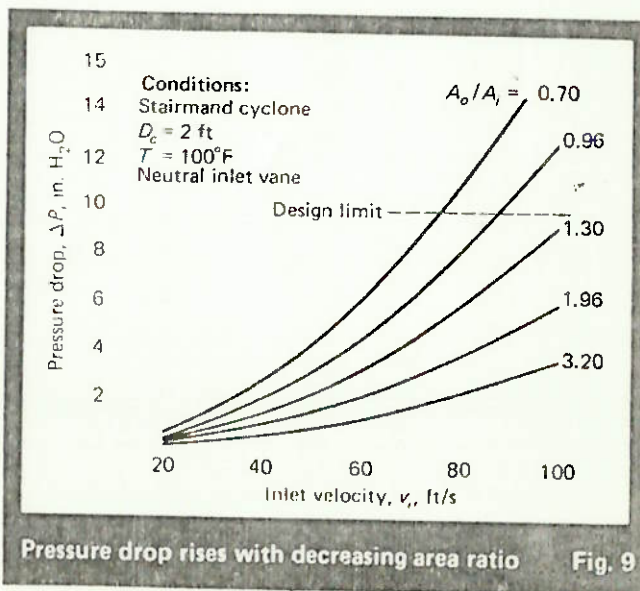


A review of pressure drop theories by Strauss [14] and a comparison by Leith and Mehta [7] revealed that the approach of Shepherd and Lapple [10] is the simplest and is of comparable accuracy to the more-complex ones. This correlation estimates pressure drop in cyclones as follows:

$$\Delta P = (\rho v_i^2 / 2g)(N_H / \rho_{\text{H}_2\text{O}}) \quad (13)$$

$$N_H = K(ab / D_c^2) \quad (14)$$

The number of inlet velocity heads, N_H , depends upon only three of the seven geometric design ratios. If no inlet vane is present, $K = 16$; with a neutral inlet



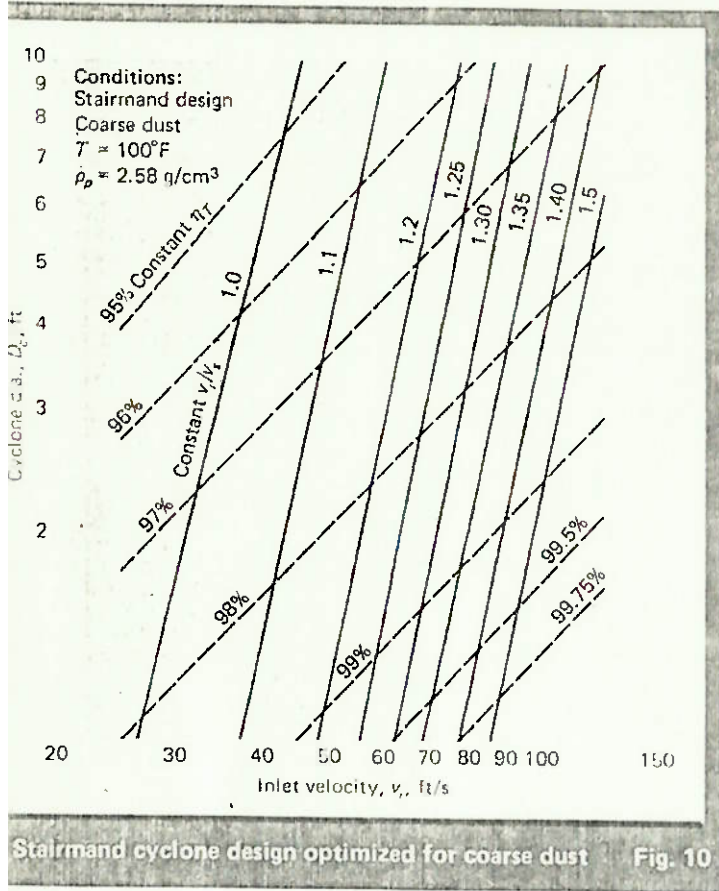


Fig. 10

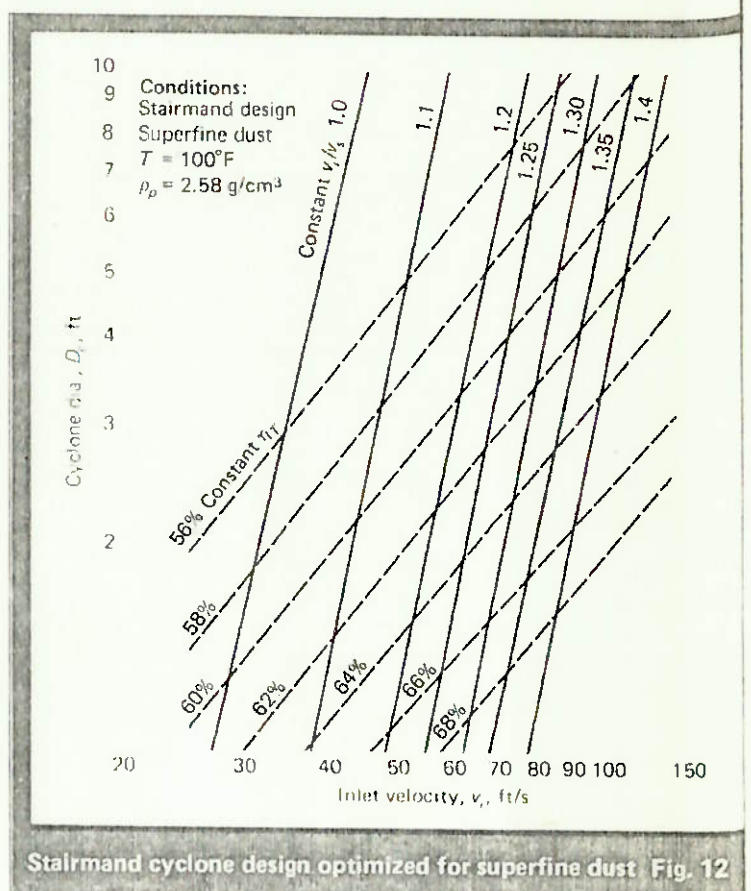


Fig. 12

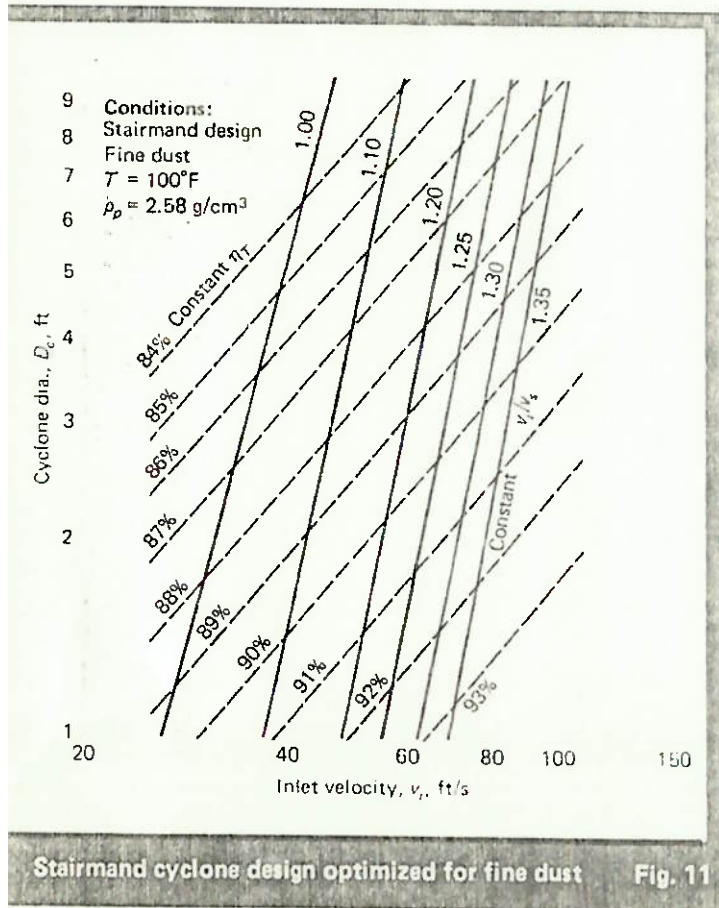


Fig. 11

vane, $K = 7.5$. Eq. (14) may be simplified by the appropriate conversion factors:

$$\Delta P = 0.003 \rho v^2 N_H \quad (14a)$$

Because pressure drop strongly depends on inlet velocity, it becomes obvious that high velocities cause not only recirculation but also excessive pressure drop.

Comparing cyclone designs

So as to compare accepted cyclone designs, Stairmand's standard "coarse," "fine" and "superfine" particle distributions [11] were tested with the Stairmand high efficiency cyclone [12]. Fig. 4, 10, 11 and 12 were prepared from the results. Additionally, the "fine" particle distribution was tested with the Swift high efficiency design [15] and the Lapple [4] and Peterson and Whitby [8] general-purpose designs. The design configurations for the cyclones tested are listed in Table I, and particle size distributions for the standard aerosols are presented in Table II and Fig. 13.

Fig. 7 yields overall efficiency as a function of cyclone size for the four cyclone designs collecting "fine" dust. As would be expected from Eq. (1), collection efficiencies depend upon the magnitude of the constant G . Therefore, the obvious optimization strategy would be to maximize the magnitude of G . However, pressure drops in a cyclone must also be considered. The number of inlet velocity heads, N_H , is directly proportional to pressure drop and is a function of the cyclone design parameters. Maximizing the ratio G/N_H would appear to be a far better optimization strategy in selecting a

design configuration. Because Table I values show the Stairmand design to be the optimum, it has been used in further calculations.

Calculating cyclone efficiencies as a function of outlet/inlet area ratio, Strauss [14] and Kalen and Zenz [3] determined that collection efficiency increases with a decreasing area ratio. Using the Leith and Licht model, with Stairmand's design configuration (Table I), we found that efficiency reaches a maximum and declines on either side of the optimum with decreasing as well as increasing outlet/inlet area ratios. The results are shown in Fig. 8.

Note that the magnitude of the decrease in collection efficiency at lower than optimum outlet/inlet ratios is insignificant. Analysis of the model indicates that the volume at natural length, V_{nl} , exhibits maximum/minimum behavior, indicating that this effect will be observed only in cyclones of natural length, $l < (H - S)$. Additional information on the cyclone volume effect may be found in the sample calculations.

Because the number of inlet velocity heads, N_H , is inversely proportional to the outlet/inlet area ratio, the ratio has a significant effect on pressure drop. This effect has not been previously discussed. Fig. 9 shows that the magnitude of ΔP increases appreciably with decreasing outlet/inlet area ratios and indicates why design for a ratio greater than that corresponding to optimum efficiency may be desirable.

Cyclone design procedure

To facilitate the preliminary estimate of design parameters, overall collection efficiency for the three standard dusts were calculated for the Stairmand cyclone design. The resulting data are shown in Fig. 10, 11 and 12 as inlet velocity vs. cyclone diameter at constant overall efficiency and constant inlet/saltation velocity ratio.

These steps are recommended for the design of a cyclone (the data needed are the physical properties of the particles and gas, temperature, particle size distribution and volumetric flowrate):

1. Calculate the required overall efficiency.
2. Compare particle size distribution to Stairmand's three standard aerosols, and pick the standard that most closely resembles the actual aerosol (Fig. 13 and Table II).
3. Correct overall efficiency to a basis of 100°F, $\rho_p = 2.58 \text{ g/cm}^3$, using Fig. 2 and 3, and the mass median particle diameter. Correct the optimal ratio, $v_i/v_s = 1.25$, for actual operating conditions, using Fig. 6 and Eq. (12).
4. From Fig. 10, 11 or 12, depending on the appropriate standard aerosol, and with the η_T and v_i/v_s calculated in Step 2, find D_c and v_i .
5. Pick cyclone design ratios in accordance with constraints (see following sample calculation).
6. Calculate $Q_i = abv_i$ (volumetric flowrate per cyclone).
7. Calculate number of cyclones required in parallel (adjust to nearest integer); $N_a = Q/Q_i$.
8. Calculate v_s with Eq. (11) or read from Fig. 5.
9. If $v_i/v_s > 1.35$ (adjusted), recalculate design ratios and v_i . (Note: For cost optimization, it may be neces-

sary to reduce N_a , and increase D_c or v_i , or both.)

10. Calculate n , G and τ via Eq. (2), (3) and (4).
11. Calculate grade efficiency via Eq. (1).
12. Repeat Steps 10 and 11 for other particle sizes.
13. Calculate overall efficiency via Eq. (5).
14. Compare results with required efficiency.
15. Calculate pressure drop via Eq. (14a) or read from Fig. 9. If necessary, make adjustments in A_o/A_i , v_i , D_c , or the design ratios, or in all. Return to Step 4.

Sample calculation: configuration factor

In order to adequately describe a cyclone, seven geometric ratios must be specified in terms of the cyclone's diameter:

$$\frac{a}{D_c}, \frac{b}{D_c}, \frac{D_c}{D_e}, \frac{S}{D_c}, \frac{h}{D_c}, \frac{H}{D_c}, \frac{B}{D_c}$$

For simplicity, only the main dimension will be used in the following equations. A cyclone diameter of 1 is assumed.

To obtain a workable design, the dimensionless geometric ratios cannot be chosen arbitrarily. Certain constraints must be observed:

1. $a < S$ (to prevent short-circuiting).
2. $b < 1/2(D_c - D_e)$ (to avoid sudden contraction).
3. $S + l \leq H$ (to keep the vortex inside the cyclone).
4. $S < h$.
5. $h < H$.
6. $\Delta P < 10 \text{ in. H}_2\text{O}$.
7. $v_i/v_s \leq 1.35$ (to prevent reentrainment).
8. $v_i/v_s \approx 1.25$ (for optimum efficiency).

After the design ratios have been determined, the configuration factor, G , must be calculated in order to obtain grade efficiencies from Eq. (1) [6]:

1. Calculate natural length, l :

$$l = 2.3D_c(D_c^2/ab)^{1/3} \quad (15)$$

For $l < (H - S)$, calculate the cyclone volume at the natural length, V_{nl} :

$$V_{nl} = \frac{\pi D_c^2}{4}(h - S) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4}\right)\left(\frac{l + S - h}{3}\right) \times \left(1 + \frac{d}{D_c} + \frac{d^2}{D_c^2}\right) - \frac{\pi D_c^2 l}{4} \quad (16)$$

In Eq. (16),

$$d = D_c - (D_c - B)[(S + l - h)/(H - h)] \quad (16a)$$

For $l > (H - S)$, calculate cyclone volume below the exit duct, V_H :

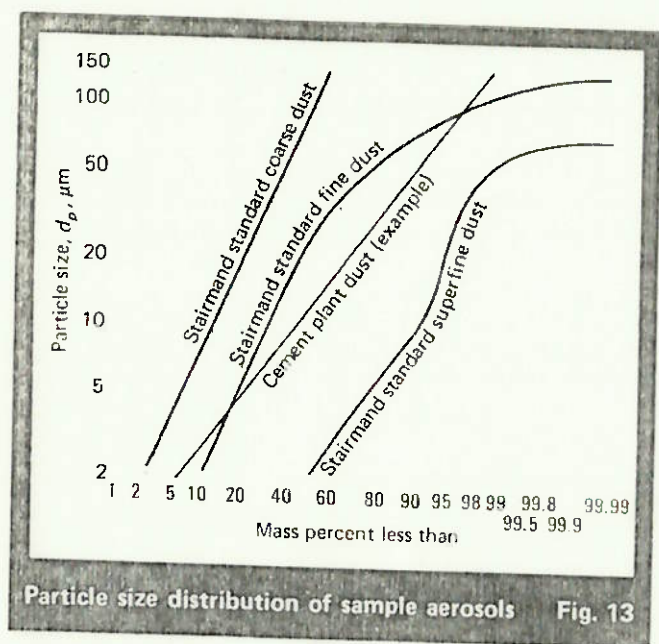
$$V_H = \frac{\pi D_c^2}{4}(h - S) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4}\right)\left(\frac{H - h}{3}\right) \times \left(1 + \frac{B}{D_c} + \frac{B^2}{D_c^2}\right) - \frac{\pi D_c^2}{4}(H - S) \quad (17)$$

2. Calculate the cyclone volume constant, K_c , using V_{nl} or V_H :

$$K_c = (2V_n + V_{nl,H})/(2D_c^3) \quad (18)$$

In Eq. (18),

$$V_n = [\pi(S - a/2)(D_c^2 - D_e^2)]/4 \quad (19)$$



Particle size distribution of sample aerosols Fig. 13

3. Letting $K_a = a/D_c$ and $K_b = b/D_c$, the configuration factor can be calculated with Eq. (3).

Note that $l < (H - S)$ for all the design configuration factors tested and given in Table I. In rare cases, the natural length of a cyclone was found to be much larger than $(H - S)$. Depending on the relative magnitude of the difference $l - (H - S)$, it may be possible to obtain a negative value for V_H . Aslami and Licht have recently proposed a change in Eq. (16) and (17) that modifies the volume of the central cyclone core by considering it to be conical rather than cylindrical [2].

Sample problem: cement dust cyclone

A particle size distribution of cement dust emitted from a Portland cement kiln is given in Table II and Fig. 13. Design a cyclone as a pre-cleaner for the following conditions:

Particle density	1.5 g/cm ³
Air rate	159,600 actual ft ³ /ton feed
Dust rate	230 lbm/ton feed
Feed rate	5 ton/h
Air temperature	250°F
Air pressure	Atmospheric
New plant emission limit	0.30 lbm/ton feed

The overall collection efficiency, η_T , of 99.87% that is required exceeds the capability of cyclone collection.

Therefore, the cyclone should be designed for maximum η_T .

Fig. 13 indicates that the aerosol may be approximated by fine dust.

Mass median dia., $dp_{50} = 12 \mu\text{m}$.

Temperature correction for $\eta_T = 0.8\%$ (Fig. 3).

Density correction for $\eta_T = 3.0\%$ (Fig. 2).

Correction for $v_1/v_s = 1/\eta_T = 0.81/f_p = 1.195$ (Fig. 6).

Corrected $v_1/v_s = 1.21 < 1.25$ (too low); adjust uncorrected value to 1.29.

Using Fig. 11, it becomes obvious that high collection efficiencies can only be achieved with small cyclones. Because the total volumetric flowrate is large (222 actual ft³/s), arbitrarily set a limit of four cyclones in parallel. For $v_1/v_s = 1.29$, take $\eta_T = 90.5\%$ (corrected 86.7%), then find from Fig. 11: $D_c = 2.67$ ft, and $v_1 = 73$ ft/s.

Use Stairmand design ratios (Table I).

As $Q_c = 53.3$ actual ft³/s, $N_o = 4.16$; adjust to 4.

Adjust $D_c = 2.75$ ft, $Q = 55.3$ actual ft³/s ($v_1 = 73$ ft/s).

Variables are within established limits: $n = 0.623$, $G = 551.3$ (Table I).

Using seven particle sizes, add their corresponding mass fractions: $\eta_T = 84.6\%$; Eq. (2), (3) and (4).

The dust rate for second-stage cleaning: 35.5 lbm/ton feed.

Final-stage cleaning efficiency required: 99.1%,
 $\Delta P = 3.1$ in. H₂O

References

- Alexander, R. M., *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (S.S.), Vol. 152, 1949, p. 202
- Aslami, M. A., and Licht, W., Paper 33a, AIChE 81st Natl. Meeting, Kansas City, Apr. 1976.
- Kelen, B., and Tenz, F. A., AIChE Symposium Ser., Vol. 70, No. 137, 1974, p. 388.
- Lapple, C. E., *Air Pollution Eng. Manual* (J. A. Danielson, ed.), U.S. Dept. of Health, Education, & Welfare, Public Health Service Pub., No. 90, AP-40, 1967, p. 95.
- Lapple, C. E., and Shepherd, C. B., *Ind. & Eng. Chem.*, Vol. 32, 1940, p. 605.
- Licht, W., and Licht, W., AIChE Symposium Ser., Vol. 68, No. 126, 1972, p. 126.
- Licht, W., and Mehta, D., *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 7, 1973, p. 527.
- Peterson, C. M., and Whalley, K. L., *INSTRUM. J.*, Vol. 7, No. 5, 1965, p. 42.
- Rosen, P., Kammer, E., and Imhmann, W., *Z. Ver. Deut. Ing.*, Vol. 76, No. 13, 1932, p. 433.
- Shepherd, C. B., and Lapple, C. E., *Ind. & Eng. Chem.*, Vol. 31, 1939, p. 972.
- Stairmand, C. J., *Filtration & Separation*, Vol. 7, No. 1, 1970, p. 202.
- Stairmand, C. J., *Trans. Inst. Chem. Eng.*, Vol. 29, 1951, p. 356.
- Stern, A. C., Kaplan, K. J., Bush, P. D., *Cyclone Dust Collectors*, API Ref. 97, 1965.
- Strauss, W., "Industrial Gas Cleaning," Pergamon Press, N.Y., 1966, Chap. 6.
- Swift, P., *Steam Heating Eng.*, Vol. 38, 1969, p. 453.
- Tenz, F. A., *Ind. & Eng. Chem. Anal.*, Vol. 3, 1964, p. 65.

The authors



Wolfgang H. Koch is a research engineer with Amoco Chemicals Corp., Naperville, IL 60540, where he works in process design and economics. He was previously employed in the electroplating industry in the U.S. and abroad. Holder of a B.S. in chemical engineering from Rutgers University and M.S. and Ph.D. degrees in chemical engineering from the University of Cincinnati, he is a member of AIChE and the American Electroplaters Soc.



William Licht is professor of chemical engineering at the University of Cincinnati, Cincinnati, OH 45221. Formerly head of the Dept. of Chemical and Metallurgical Engineering, he has also been a visiting professor at the University of Minnesota. Active as a consultant, he has served as chairman of the Air Pollution Board of the City of Cincinnati. His research and consulting interests include modeling and design of dust collectors, fluidized bed technology and gas purification. He holds Ch.E., M.S., and Ph.D. degrees from the University of Cincinnati. A Fellow of AIChE, he is also a member of the Amer. Pollution Control Assn., Amer. Soc. for Engng. Educ. and Sigma Xi.



11/11/11