

5.16. Manutenção

Apresentamos a seguir, sugestão para manutenção de compressores alternativos, devendo-se ressaltar, que estas recomendações não são absolutas, e é sempre recomendável consultar o manual do fabricante da máquina, e seguir suas instruções. Deve-se ainda acrescentar que em áreas, onde a atmosfera é muito poluída, é necessário aumentar-se a frequência das providências aqui apresentadas.

1. Desligue a alimentação elétrica antes de começar o serviço.
2. Cuidados diários.
 - a) verificar nível de óleo
 - b) drenar condensado do vaso de descarga e acumulador
 - c) verificar qualquer ruído ou vibração anormal
3. Cuidados semanais
 - a) limpar filtro de ar
 - b) limpar partes externas do compressor e acionador
 - c) testar manualmente válvula de segurança
4. Cuidados mensais
 - a) verificar se não há vazamento no sistema de compressão
 - b) inspecionar o óleo e trocá-lo se foi verificada qualquer contaminação
 - c) verificar a tensão das correias e seu desgaste
5. Cuidados a cada 3 meses
 - a) trocar o óleo
 - b) inspecionar as válvulas do compressor

TABLE 2.6. CHECK LIST FOR COMPRESSOR INSPECTION AND OBSERVATION

POSSIBLE CAUSES	SYMPTOM	Failure To Deliver Air	Insufficient Capacity	Insufficient Pressure	Compressor Overheats	Compressor Knocks	Compressor Vibrates	Intercooler Pressure Excessive	Intercooler Pressure Below Normal	Receiver Pressure High	Discharge Air Temperature High	Cooling Water Discharge Temperature High	Motor Fails To Start	Motor Overheats	Motor (Synchronous) Fails To Synchronize
Restricted suction line		●	●												
Dirty air filter		●	●												
Valves missing		●		●					●						
Plates or Strips missing from valves		●		●				● †	● ‡						
Worn or broken valves		●		●				●	●						
Loose valves			●	●		●		● †	● ‡						
Worn valves			●	●	●			● †	● ‡		●	●			
Defective unloaders			●	●				●	● ‡	●	●	●	●		●
Loose unloader						●									
Excessive system leakage				●											
Speed incorrect			●	●	●		●							●	
Worn piston rings			●	●				● †	●						
Leaky head gaskets			●	●					● ‡						
System demand exceeds compressor capacity				●											
Defective capacity control		●	●	●	●			● †	● ‡	●	●		●	●	●
Capacity control improperly adjusted										●	●		●	●	●
Inadequate cooling water quantity					●						●	●			
Excessive cooling water temperature					●						●	●			
Excessive discharge pressure					●	●	●				●	●		●	
Inadequate cylinder lubrication					●	●					●	●		●	
Inadequate running gear lubrication					●	●								●	
Incorrect electrical characteristics													●	●	●
Motor too small					●								●	●	●
Excessive belt tension					●								●	●	●
Voltage abnormally low													●	●	●
Excitation incorrect													●	●	●
Loose flywheel or pulley						●	●								
Excessive bearing clearances						●									
Loose piston rod nut						●									
Loose motor rotor on shaft						●	●								
Loose crosshead shoes						●									
Improper foundation							●								
Improper grouting							●								
Wedges left under compressor							●								
Misalignment (Duplex type)						●	●								
Piping improperly supported							●								
Abnormal intercooler pressure											●	●			
Dirty intercooler											●	●			
Dirty cylinder jackets											●	●			
Motor overload relay tripped													●		●

† — in the High Pressure cylinder
 ‡ — in the Low Pressure cylinder

**VALORES MÁXIMOS PERMISSÍVEIS
DE VELOCIDADE DE PASSAGEM DO GÁS NA VÁLVULA**

GÁS	PRESSÃO DE COMPRESSÃO Kg*/cm2 abs	VELOCIDADE MÉDIA m/s
Ar (bomba de vácuo)	0,008 a 0,24 (*)	80 a 65
Hidrogênio	1 a 200	115 a 0
Gás de iluminação, Hidrocarbonetos	1 a 55	64 a 30
Ar, Oxigênio, Azoto	1 a 900	58 a 0
NH ₃ e N ₂ + 3H ₂	1 a 300	40 a 16
CO ₂	1 a 300	35 a 12
Freon 12 (válvula de descarga)	1 a 300	27 a 22
Freon 12 (válvula de sucção)	1 a 300	21 a 16
SO ₂ , CH ₃ Cl, C ₂ H ₅ Cl	1 a 300	25 a 9

(*) pressão absoluta de sucção

Valves reduce air friction - are silent, efficient, and durable.

Short, lightweight pistons lower inertia loads. The low-pressure piston is made of aluminum alloy so its weight equals that of the cast-iron high-pressure piston, thus eliminating primary inertia forces. "High Nickel Alloy" bushings in the aluminum-alloy piston insure a permanently tight connection.

Pipeless "Thru-Frame" Air Flow saves space, minimizes pressure drop, eliminates pipe strain on cylinders.

Packaged intercooler is compact, extremely efficient, easily removed and cleaned. It imposes no strain on the cylinders.

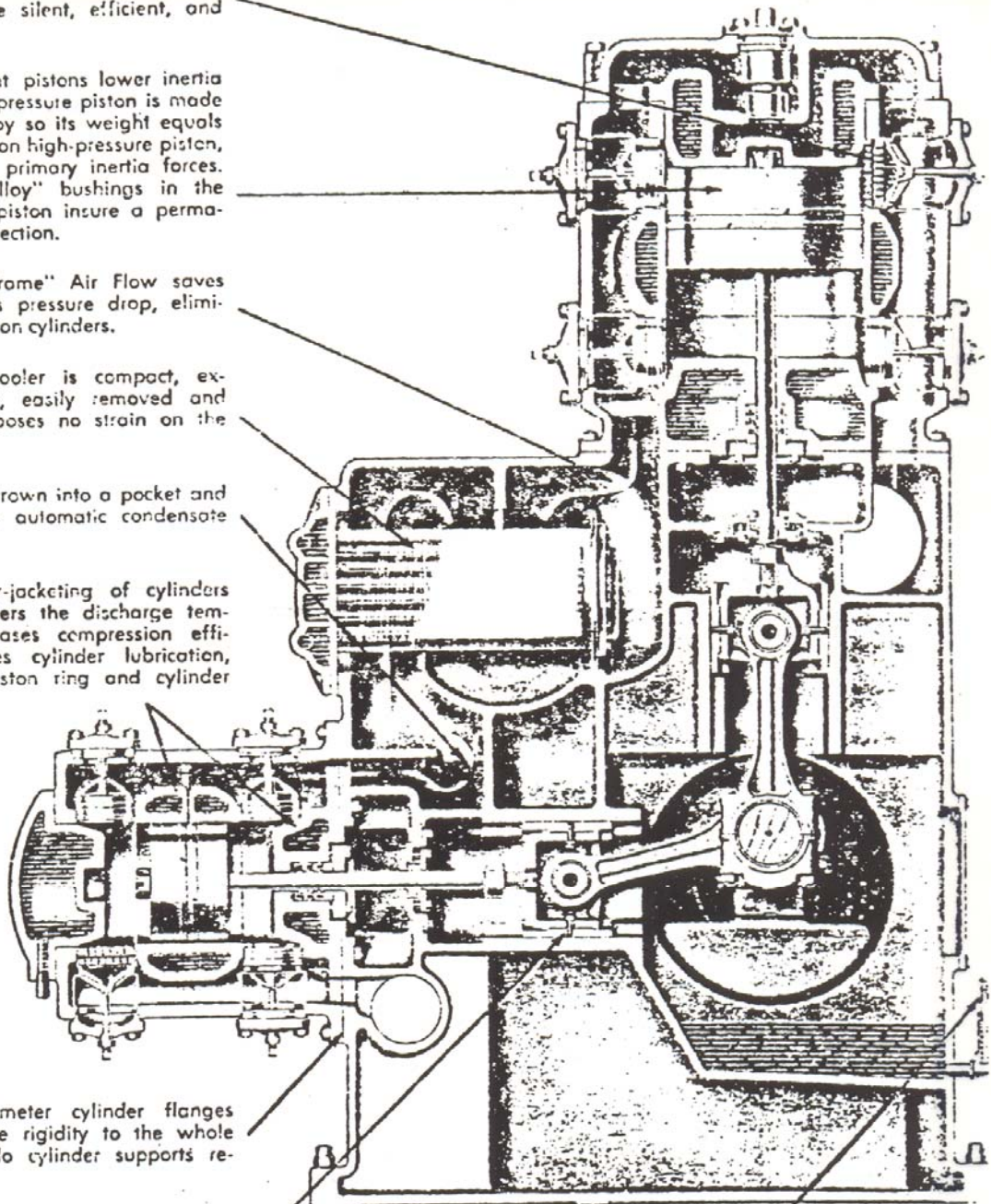
Condensate is thrown into a pocket and removed by an automatic condensate ejector.

Thorough water-jacketing of cylinders and heads lowers the discharge temperatures, increases compression efficiency, improves cylinder lubrication, and reduces piston ring and cylinder wear.

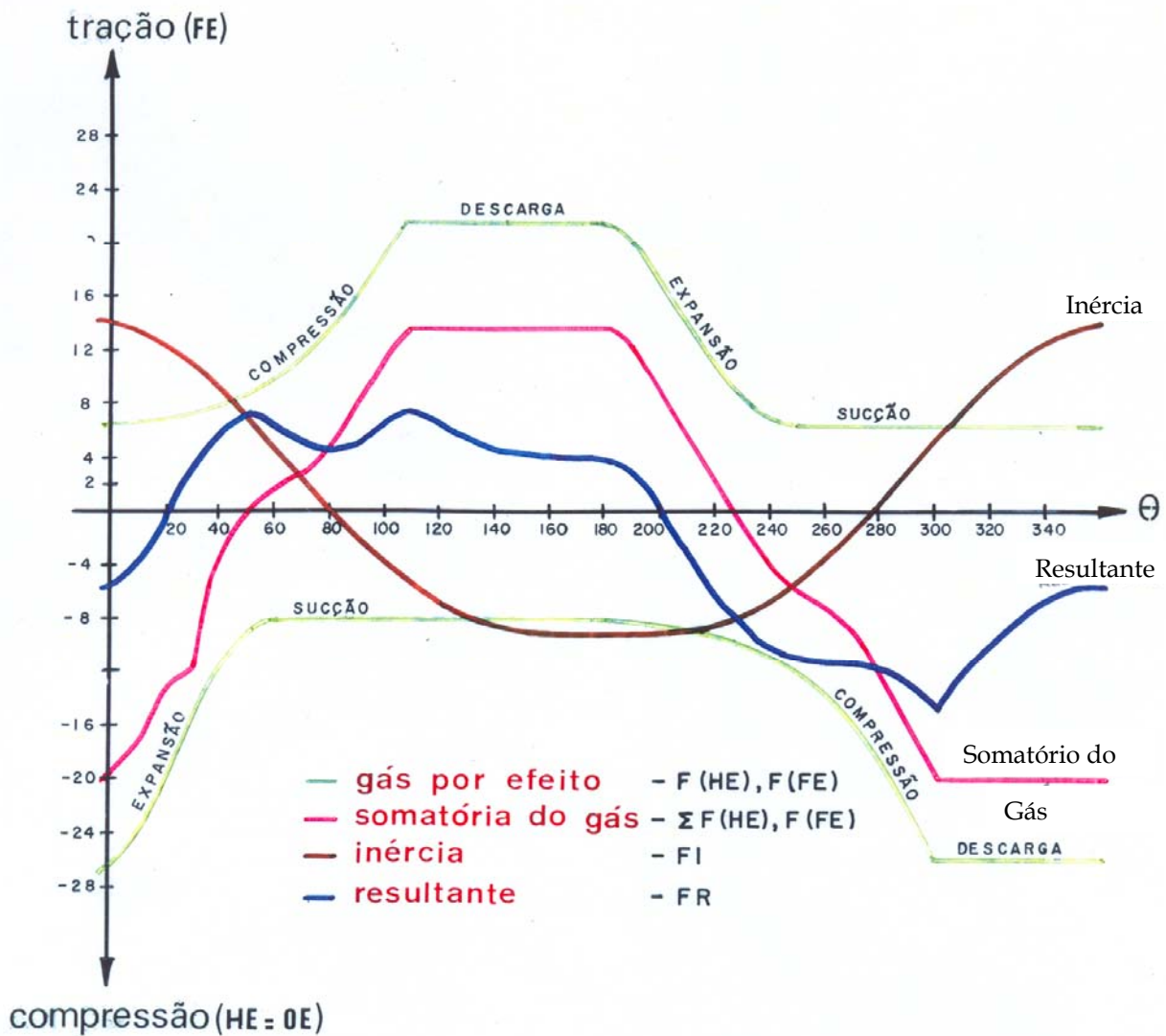
Broad, full-diameter cylinder flanges provide extreme rigidity to the whole compressor. No cylinder supports required.

Crosshead bearing surfaces are babbitt-bonded and pressure-lubricated. Shoes are adjustable for accurate alignment of the piston rod.

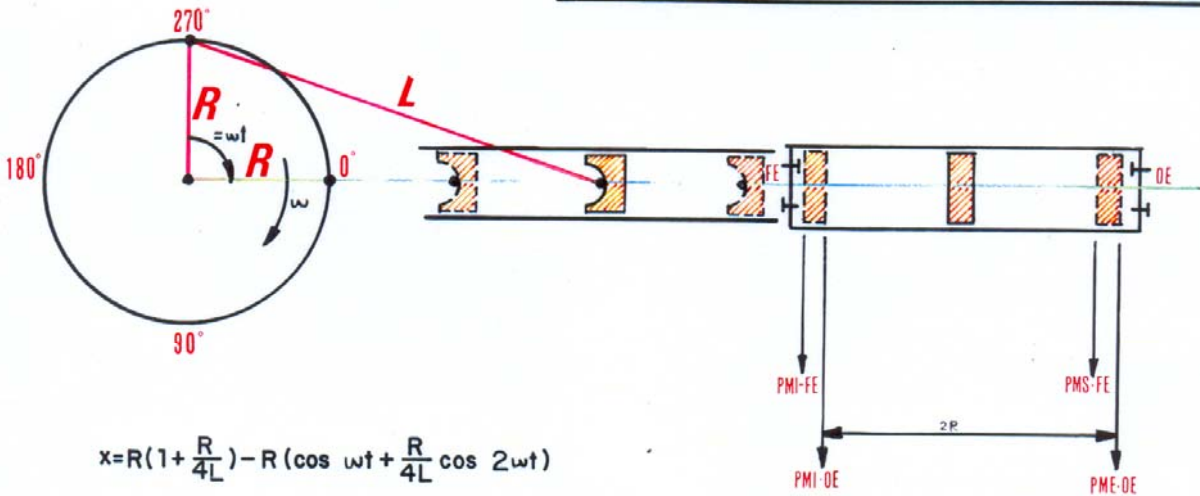
Bayonet gauge permits measuring oil level while compressor is operating.



CARGA NA HASTE E ÂNGULO NA REVERSÃO DE CARGA



FORÇAS DE INÉRCIA



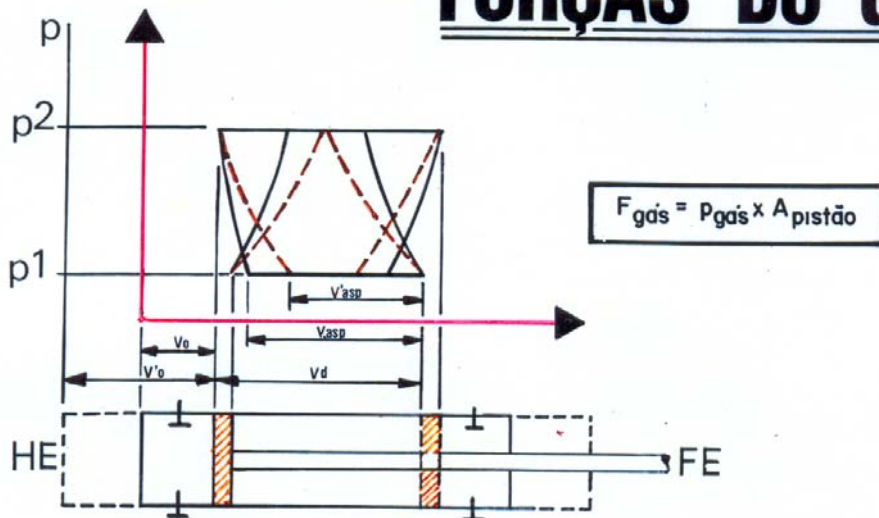
$$x = R\left(1 + \frac{R}{4L}\right) - R(\cos \omega t + \frac{R}{4L} \cos 2\omega t)$$

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega R(\sin \omega t + \frac{R}{2L} \sin 2\omega t)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dx^2}{dt^2} = \omega^2 R(\cos \omega t + \frac{R}{L} \cos 2\omega t)$$

$$F = ma = m\omega^2 R(\cos \omega t + \frac{R}{L} \cos 2\omega t)$$

FORÇAS DO GÁS



6. COMPRESSORES VOLUMÉTRICOS ROTATIVOS

Os compressores alternativos, embora sejam muito empregados em uma grande faixa de pressões e vazões, apresentam alguns inconvenientes:

- sistema biela-manivela introduz grandes forças de inércia, causando conjugado resistente irregular e reações variáveis sobre as fundações, provocando vibrações.
- pequenas capacidades, devido às baixas rotações possíveis.
- emprego de motores de maior número de polos, ou de transmissões por engrenagens ou por correias, ainda devido às baixas rotações, encarecendo as instalações.
- perdas grandes de potência por atrito.
- grande espaço útil ocupado.
- alta relação peso/potência.

Os compressores volumétricos rotativos apresentam vantagens sobre os alternativos com respeito aos itens acima e podem rivalizar com estes para serviços de baixa pressão.

Além disso, o fato de alguns compressores rotativos apresentarem espaço morto nulo os torna muito adequados para trabalharem com bombas de vácuo.

Antes de passar ao estudo dos compressores rotativos, vale notar que, pelo fato de também serem eles volumétricos, as grandezas definidas no estudo dos alternativos, tais como rendimento volumétrico, eficiência de compressão, etc, também são aplicadas para os compressores rotativos, e o estudo de performance desses é em tudo semelhante ao dos alternativos.

6.1. Compressor Rotativo de Palhetas

É o rotativo de construção mais simples, usado como compressor ou como bomba de vácuo.

É fabricado em tamanhos para até 6000 cfm e pressões até 125 psig. Unidades booster podem atingir até 400 psig. As rotações variam de 450 até 3600 rpm, dependendo do tamanho da unidade.

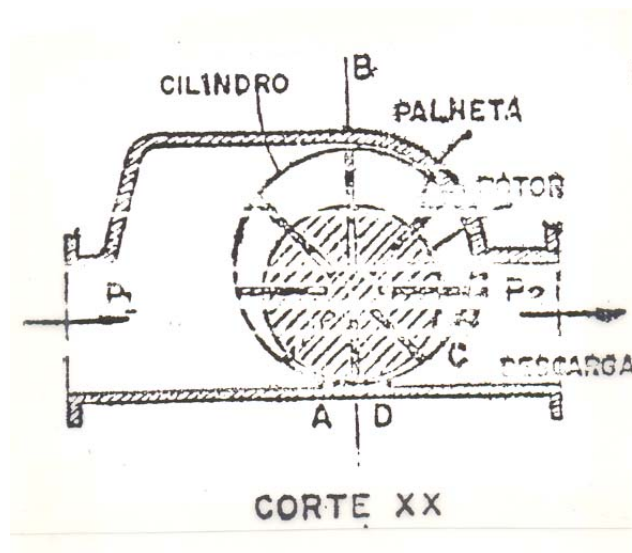


FIG. 6.1.1. - COMPRESSOR ROTATIVO DE PALHETAS

Em geral, compressores de palhetas de simples estágio são adequados para pressões até 50 psig e vácuo até 28 a 29 in Hg (para atmosfera com 30 in Hg). Compressores de dois estágios são projetados para pressões até 125 psig e vácuo até 0,1 in Hg abs. Unidades de três estágios são usadas para pressões até 250 psig e compressores booster podem atingir 400 psig.

DIAGRAMA DE COMPRESSÃO

Nesse compressor, o processo ocorre da seguinte maneira (fig. 6.1.1.).

O rotor, excêntrico em relação à carcaça, ao girar em torno do seu eixo, joga as palhetas contra as paredes do cilindro, devido à força centrífuga.

O volume compreendido entre duas palhetas consecutivas varia desde aproximadamente zero, nas proximidades do ponto A, até no máximo no ponto B. Em todo esse intervalo, esse volume está em comunicação com a aspiração.

A partir do ponto B, o volume do gás decresce até atingir o mínimo em C, entrando em comunicação com a descarga, e descarregando o gás.

A compressão do gás, portanto se efetua progressivamente por redução de volume.

Quanto maior a relação de compressão, mais o ponto C deverá estar afastado de B, pois maior redução de volume do gás será necessária, até que este atinja a descarga.

Esse compressor não possui válvulas. Há somente uma válvula de retenção da tubulação de descarga, para impedir o retorno de gás quando o motor for desligado.

Por essa razão, esses compressores são projetados para uma relação de compressão bem definida. Se ele passar a trabalhar com relação de compressão diferente da de projeto, haverá uma compressão ou

expansão instantânea do gás quando este se comunicar com a descarga (fig . 6.1.2.) e portanto haverá um acréscimo de trabalho em relação ao necessário numa pressão absolutamente progressiva.

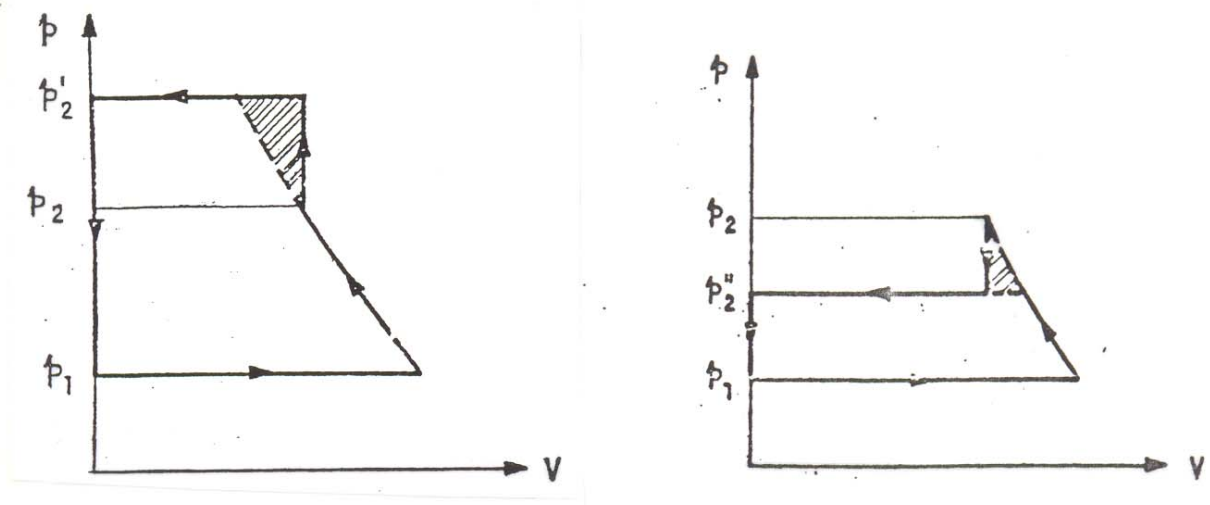


FIG. 6.1.2. - ACRÉSCIMO DE TRABALHO PARA RELAÇÕES DE COMPRESSÃO DIFERENTES DA DE PROJETO EM COMPRESSORES DE PALHETA

Esse acréscimo é contudo bastante pequeno para os valores usuais das relações de compressão, da ordem 2 a 5% somente.

Para serviço em que a diferença de pressões for menor que 7 psi e a vazão for inferior a 350 cfm, pode-se executar a disposição simétrica das passagens para sucção e descarga (fig. 6.1.3.).

Nesse caso, ao passar pelo ponto B, o volume de gás compreendido entre duas palhetas consecutivas se comunica com a descarga, e a pressão aumenta instantaneamente até o valor de descarga.

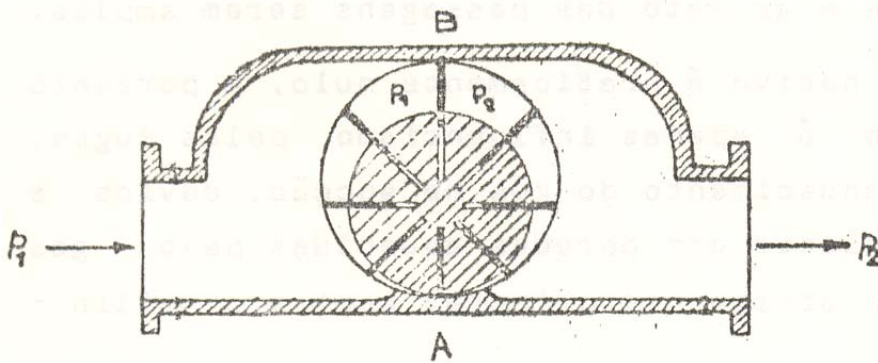


FIG. 6.1.3. - COMPRESSOR DE PASSAGENS SIMÉTRICAS

A compressão nesse caso é instantânea e o correspondente diagrama $p \times V$ é apresentado na fig. 6.1.4. É óbvio que o trabalho necessário à compressão nesse caso é maior que em uma compressão progressiva.

Para essa construção, o sentido de rotação é indiferente a boca de aspiração pode tornar-se a de descarga e vice-versa.

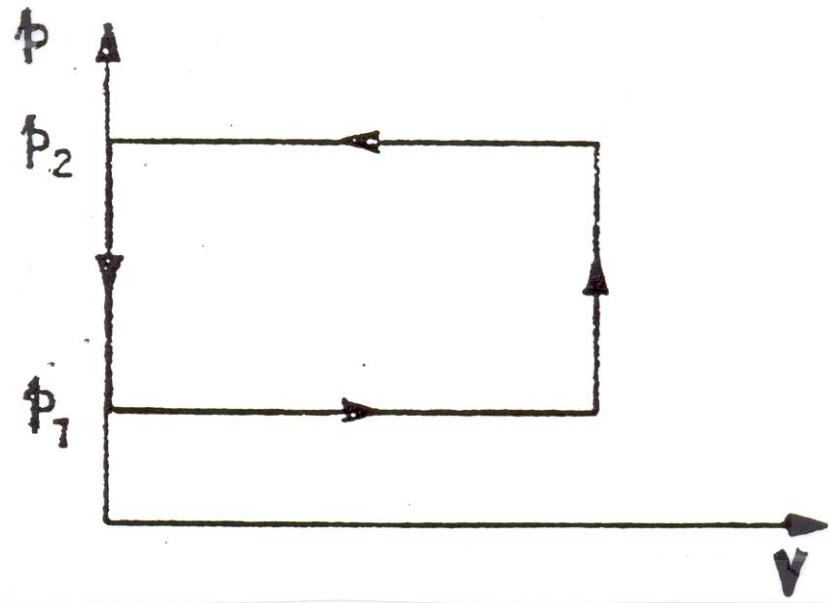


FIG. 6.1.4. - COMPRESSÃO INSTANTÂNEA EM COMPRESSOR DE PASSAGENS SIMÉTRICAS

RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

O compressor volumétrico rotativo apresenta perdas de carga na sucção e descarga bastante pequenas, devido à inexistência de válvulas e ao fato das passagens serem amplas.

O espaço nocivo é praticamente nulo, e portanto o rendimento volumétrico é apenas influenciado pelas fugas, principalmente, e pelo aquecimento do gás na sucção, devido a um ganho de calor proveniente das paredes aquecidos pelo gás descarregado e também ao atrito das palhetas contra o cilindro.

As fugas ocorrem nas extremidades das palhetas e o cilindro. Em qualquer compressor, as fugas crescem com os seguintes fatores:

- diferença de pressões
- menor densidade do gás
- menores dimensões a precisão de usinagem é relativamente menor, e portanto ocorrem maiores fugas porcentualmente.
- menor rotação

CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUÇÃO

As vantagens dos compressores de palhetas sobre os alternativos são:

- conjugado motor regular
- fluxo contínuo
- menor peso e volume
- ausência de vibrações
- fundações menores
- rotações de inércia pequenas
- rotação maior, permitindo acoplamento direto do motor
- partida sem carga, pois as palhetas só encostam no cilindro, ou seja, só há compressão, a partir de uma c

Seus principais problemas são:

- assimetria do esforço sobre o rotor inevitável
- atrito entre palhetas e cilindro
- fugas

A diferença essencial na construção dos diversos modelos reside na maneira de reduzir o atrito entre palhetas e cilindro.

Uma das medidas empregadas para reduzir o atrito consiste em limitar a velocidade periférica máxima das palhetas μ (fig. 6.1.5.).

$$\mu = 2 \cong \left(D - \frac{d}{2} \right) r$$

D - diâmetro do cilindro

d - diâmetro do rotor

r - número de rotações do rotor na unidade de tempo

$$\mu = 6 \text{ a } 8 \text{ m/s}$$

Quando não existem dispositivos para reduzir o atrito ($p_2 \leq 7 \text{ psig}$)

$$\mu = 12 \text{ a } 16 \text{ m/s}$$

quando eles existem

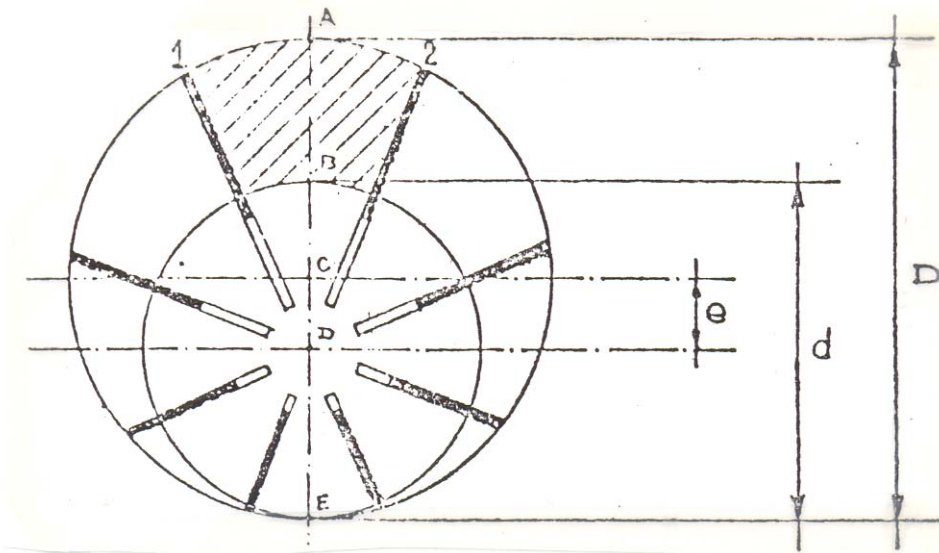


FIG. 6.1.5. - ELEMENTOS GEOMÉTRICOS DO COMPRESSOR DE PALHETAS

Esses dispositivos empregados para reduzir o atrito são:

- Anéis WITTIG (FIG. 6.1.6.)

São anéis móveis, em número de dois por cilindro, colocados entre o cilindro e as palhetas, de modo a fazer com que as palhetas deslizem sobre os anéis e não sobre o cilindro.

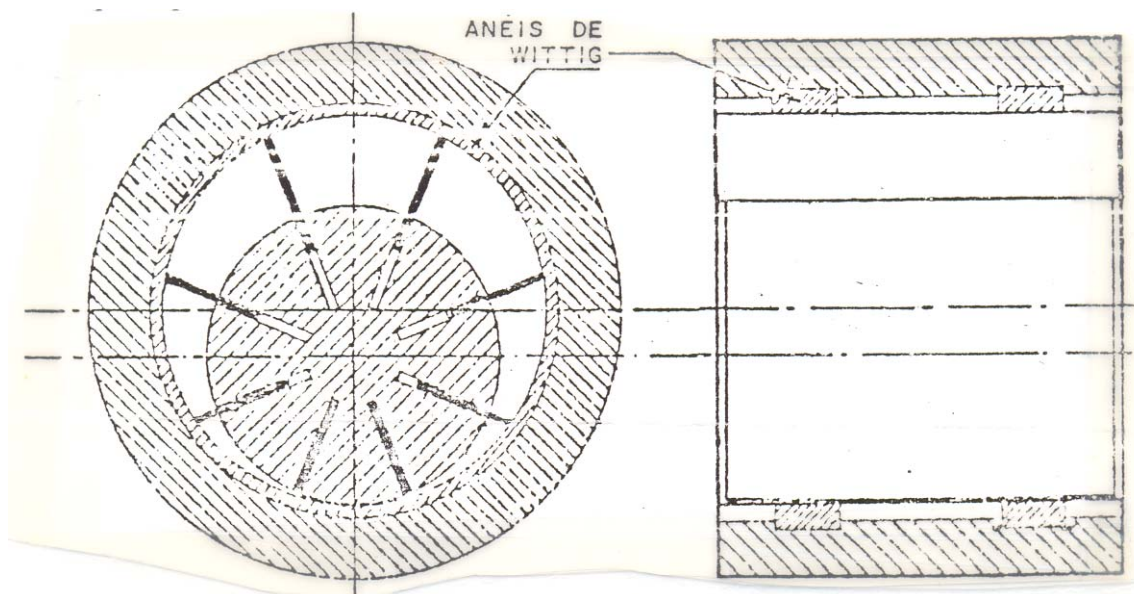


FIG. 6.1.6. - ANÉIS WITTIG

Com esses anéis, o atrito é da ordem de 6 a 10% daquele que haveria entre as palhetas e o cilindro.

Portanto, esse dispositivo melhora o rendimento mecânico do compressor, e evita um desgaste excessivo das palhetas e do cilindro, porém provoca maiores fugas, devido à maior folga existente entre o cilindro e as palhetas, a qual pode ser controlada pela precisão de usinagem dos anéis.

- Palhetas com extremidades chanfrada (fig. 6.1.7).

O chanfro é feito na face anterior (em relação ao sentido de rotação), permitindo a formação de um filme de óleo que, além de reduzir o atrito, melhora a estanqueidade.

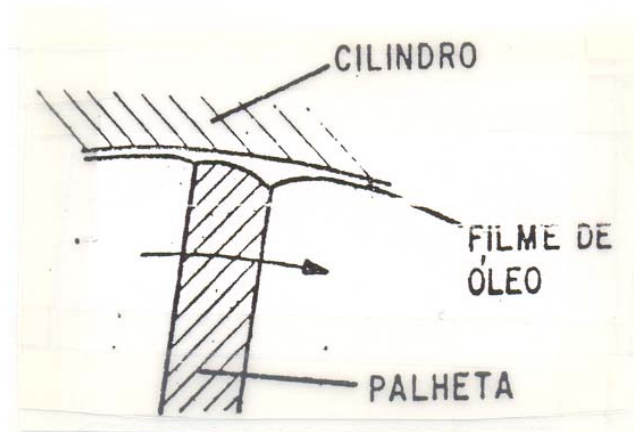


FIG. 6.1.7. - PALHETAS COM EXTREMIDADE CHANFRADA

As fugas podem ser reduzidas usando-se um maior número de palhetas, o que causa menor diferença de pressões entre câmaras sucessivas. São usados os seguintes números de palhetas:

até 7 psig - 6 a 8 palhetas

7 psig - 7 a 20 palhetas

Além disso, a geratriz de contato do cilindro com a palheta no ponto em que esta entra em contato com a sucção (ponto A na fig. 6.1.1.) deve estar preferivelmente na parte inferior do cilindro, pois o óleo e o peso da palheta contribuirão para a estanqueidade, além de reduzir o espaço nocivo.

Observe que as fugas, assim como reduzem o rendimento volumétrico do compressor, também causam uma temperatura de descarga maior que a temperatura prevista num processo adiabático, pois o gás quente que escapa de câmaras em estágio mais avançado de compressão cede calor ao gás das câmaras anteriores.

São limitadas ainda na construção as relações:

- entre a excentricidade e do rotor com relação ao cilindro e o diâmetro D do cilindro, para garantir a fixação das palhetas

$$\frac{2e}{D} = 0,10 \text{ a } 0,15$$

- entre o comprimento L do cilindro e seu diâmetro D, para evitar flexão exagerada do rotor devido à diferença de pressão

$$\frac{L}{D} = 1(2^{\circ} \text{ estágio}) a 2,5(1^{\circ} \text{ estágio})$$

MATERIAIS

O cilindro e os cabeçotes são geralmente feitos de ferro fundido. O rotor e o eixo são usinados a partir de barras de aço forjadas, rotores de ferro fundido tendem a quebrar nas cavidades das palhetas.

Estas são feitas, em geral, de resinas fenólicas.

RESFRIAMENTO

É utilizado para pressões de descarga superior a 7 psig. Pode ser feito por ar ou por água.

O rotor desses compressores não tem contato metálico com a carcaça de maneira a permitir uma suficiente troca de calor.

Em compressores grandes, os rotores são providos de circulação interna de água, para evitar que o calor se transmita através do eixo e causa superaquecimento dos mancais.

Nos outros casos, o resfriamento é feito no cilindro e nos cabeçotes, ou através de canais para água, ou de superfícies aletadas, no resfriamento por ar.

LUBRIFICAÇÃO

Existem dois métodos diferentes de lubrificação desses compressores.

O primeiro é aplicado na compressão de gases sem condensados, para vácuos e pressões moderados. Um lubrificador mecânico introduz aproximadamente quatro gotas por minuto na corrente de gás, na sucção.

O segundo consiste na introdução do óleo no cilindro à razão de 0,5 gpm/cfm de capacidade do compressor. Essa grande quantidade de óleo absorve uma boa parte do calor desenvolvido na compressão e além disso permite uma maior estanqueidade entre as palhetas e o cilindro. A temperatura do óleo aumenta em 20°F para manter a temperatura do gás de descarga inferior a 180°F. Nesse caso, é necessário um separador de óleo eficiente para o gás na descarga.

PERFORMANCE DOS COMPRESSORES DE PALHETAS

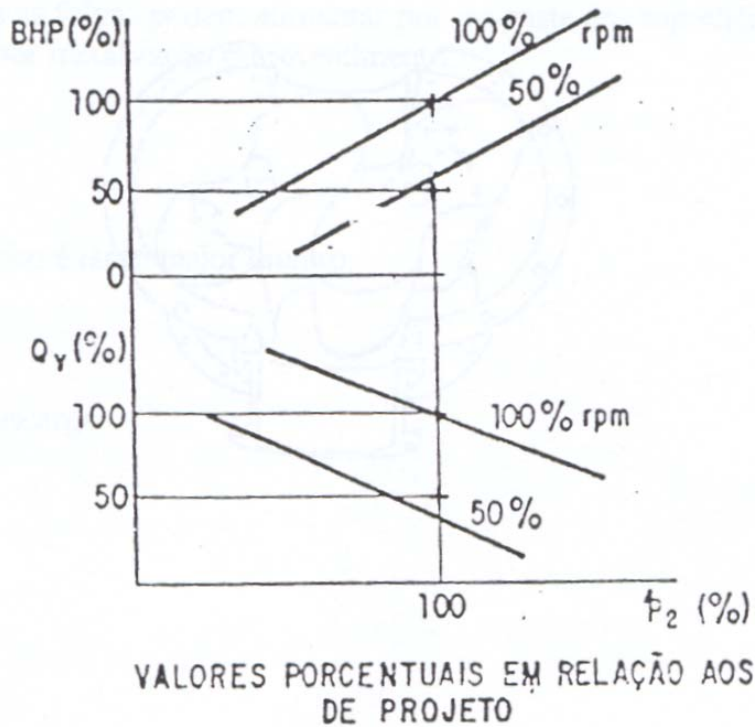


FIG. 6.1.8. - PERFORMANCE DE COMPRESSOR DE PALHETAS

A figura 6.1.8., mostra curvas características desses compressores.

Segundo SCHEEL o rendimento volumétrico é de 0,98 para $r_c = 1,5$ e 0,82 para $r_c = 5,0$ apresentando valores um pouco mais altos para trabalho em vácuo.

A eficiência politrópica de compressão progressiva com altas pressões de descarga, é aproximadamente 0,72.

Para compressão instantânea, a eficiência politrópica tem os seguintes valores:

0,72 para $r_c = 1,7$

0,70 para $r_c = 1,5$

0,63 para $r_c = 1,3$

6.2. Compressor Rotativo de Lóbulos (ROOTS)

É disponível em capacidade até 50.000 cfm e pressões até 30 psig.

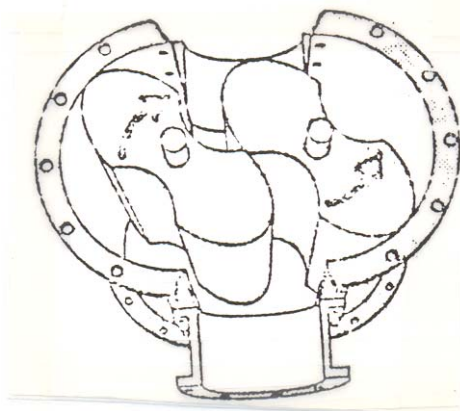


FIG. 6.2.1. - COMPRESSOR DE LÓBULOS

Compressores desse tipo de simples estágio, são adequados para pressões até 15 psig e vácuo até 22 in Hg. Em dois estágios são projetados para pressões até 30 psig e vácuo até 25 in Hg ou mesmo maior.

OPERAÇÃO

Nesse compressor (fig. 6.2.1.) os lóbulos que deslocam o gás tem os movimentos sincronizados por meio de um par de engrenagens cilíndricas externas à carcaça, estando cada engrenagem acoplada ao eixo de um lóbulo. Com isso, e devido ao perfil especial dos lóbulos, as fugas de gás entre os lóbulos são reduzidas, apesar de não haver contato entre os lóbulos.

Existem compressores com dois ou três lóbulos.

Para o compressor de dois lóbulos são realizados quatro ciclos de compressão (dois para cada lóbulo) por rotação do eixo motor.

A compressão é instantânea e apresenta um diagrama $p \times V$ retangular, havendo portanto um acréscimo de trabalho em relação à compressão progressiva tanto maior quanto mais alta for a pressão de descarga.

Além disso, existem perdas de potência por unidade de massa devido a fugas que ocorrem entre os lóbulos e entre estes e a carcaça, axialmente e radialmente.

Para serviços com maiores vácuos ou pressões, líquido por ser introduzido para melhorar a estanqueidade.

A qualidade fundamental desses compressores é a robustez, pelo fato deles não possuírem órgãos delicados, como válvulas, anéis, palhetas. Por essa razão, necessitam pouca manutenção.

Em algumas aplicações as folgas podem aumentar por desgaste das superfícies dos lóbulos. Estes podem então ser recuperados por metalização ou revestimento.

PERFORMANCE

O rendimento volumétrico é tanto maior quanto:

- maior a rotação
- menor a pressão de descarga

Valores básicos para o rendimento volumétrico do compressor de lóbulos, para pressões de descarga de 1 a 14 psig são, segundo LUDWIG:

Rotação (rpm)	Rendimento Volumétrico (%)
360	80 - 95
588	70 - 82
720	90 - 97

A máxima rotação para esses compressores está entre 500 e 1200 rpm, dependendo dos mancais e do tamanho da máquina.

6.3. Compressor Rotativo de Parafusos (fig. 6.3.1.)

É semelhante em funcionamento ao compressor de lóbulos.

A capacidade desses compressores pode ser de até 12.000 cfm (até maior, em alguns casos), com a pressão de descarga entre 3 - 20 psig para compressores em apenas um estágio. Unidades especiais podem atingir 60 - 100 psig, e compressores em vários estágios ainda podem ir a maiores pressões. Como bombas de vácuo, podem operar com capacidades de 500 a 10.000 cfm para vácuo de 5 a 25 in Hg.

OPERAÇÃO

Embora operem como os compressores de lóbulos, nos de parafusos e compressão é realizado pela máquina, e portanto progressiva.

As superfícies dos parafusos não se tocam devido a existência de engrenagens externas.

PERFORMANCE

A eficiência total, incluindo a de compressão (isoentrópica) e a mecânica, está entre 70 a 75%, em média. Ela é tanto maior quanto:

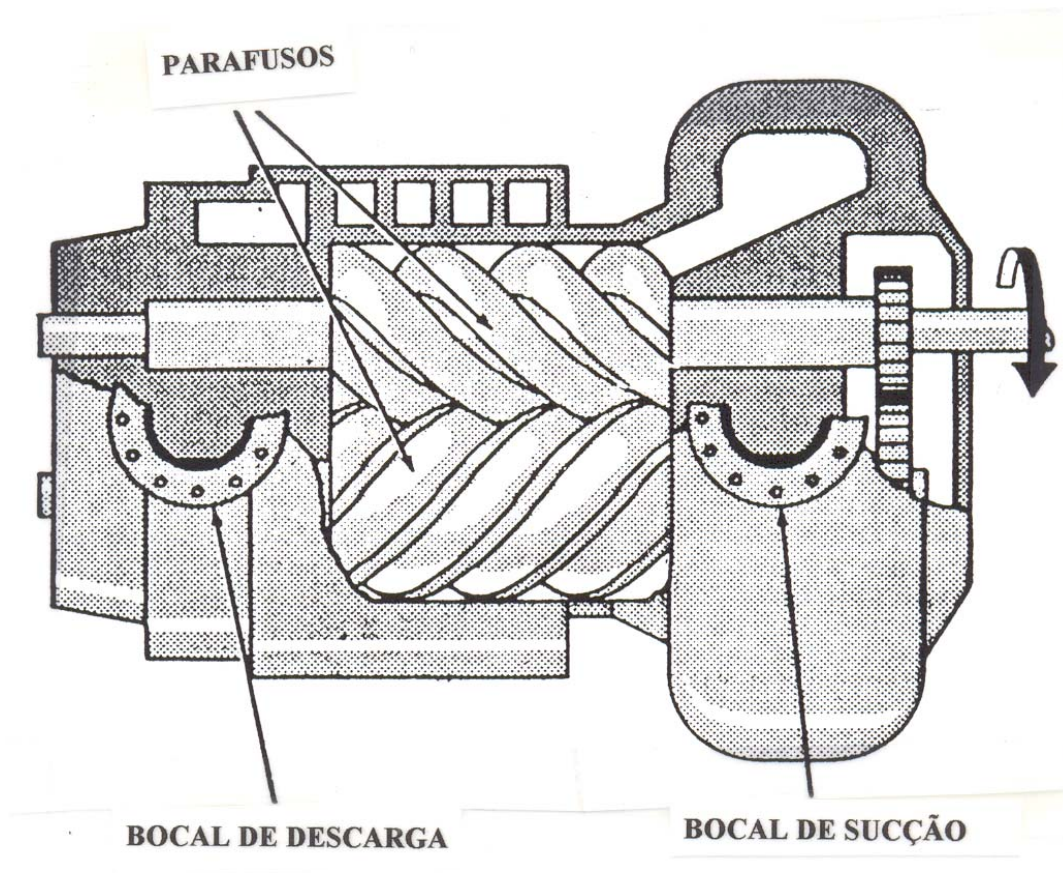


FIG. 6.3.1. - COMPRESSOR DE PARAFUSOS

- maior for a rotação
- maior for o compressor

As rotações mais comuns são de 1800 a 3600 rpm, limitadas pelas engrenagens. Modelos especiais podem atingir até 12000 rpm.

6.4. Compressor de Anel Líquido

É usado para capacidades até 5000 cfm em rotações de 300 a 3000 rpm. Unidades de simples estágio são empregadas para pressões até 35 psig e vácuo até 27 in Hg. Em dois estágios, esses compressores podem atingir pressões de 75 psig e vácuo até 29 in HG.

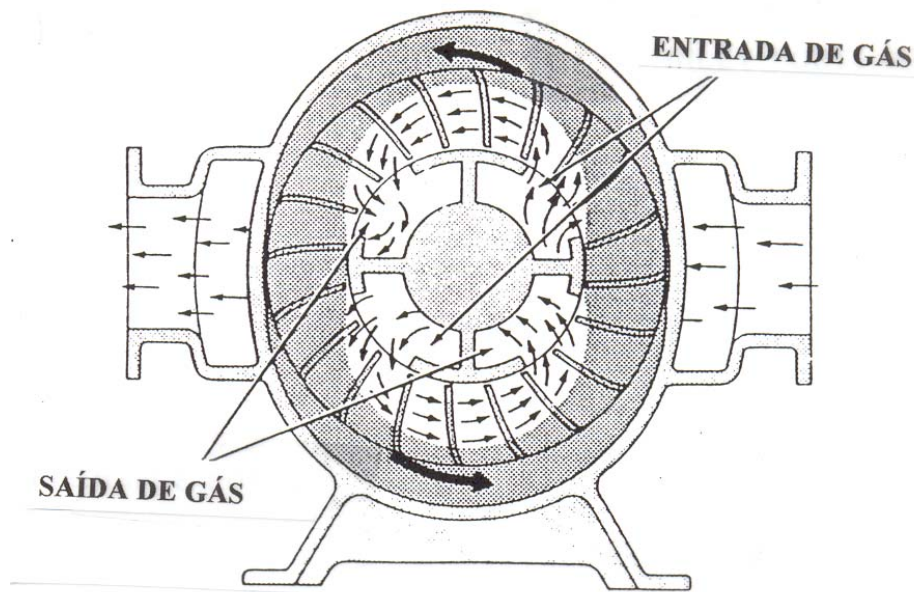


FIG. 6.4.1. - COMPRESSOR DE ANEL LÍQUIDO

OPERAÇÃO

Neste tipo (fig. 6.4.1.), a admissão e descarga do gás se efetuam através das aberturas existentes no distribuidor central, fixo, dividido em 4 câmaras distintas, ligadas duas a duas às tubulações de aspiração e descarga.

A compressão é obtida pelo impelidor provido de lâminas fixas que gira no espaço de forma elíptica parcialmente cheio de líquido. A força centrífuga agindo sobre o líquido faz com que este adquira o contorno da parede, formando um anel líquido.

A forma do espaço entre o líquido e o rotor é tal que, com colocação adequada das aberturas do distribuidor (mais extensas na sucção que na descarga), consegue-se um volume entre duas lâminas menor na descarga que na sucção.

A compressão é portanto, e são efetuados dois ciclos de compressão a cada giro do rotor.

Uma característica favorável dessa construção com dupla sucção e descarga é o equilíbrio das forças radiais que agem no rotor, diminuindo a carga sobre os mancais.

O anel líquido formado funciona como selo, evitando fugas, e como meio de dirigir o gás para a descarga, com um mínimo contato entre gás e superfícies metálicas.

Essa característica permite que, usando um líquido inerte ao gás sendo comprimido, se consiga o trabalho com gases altamente corrosivos.

Nesses compressores, o gás se satura com vapor do líquido de selagem mesmo arrastar gotículas líquidas. Esse fato torna necessário:

- utilização de separador de líquido na descarga ou ainda secadores, se necessário
- make-up de líquido para manter a quantidade necessária na carcaça

PERFORMANCE

O aumento de temperatura na compressão de gases que contenham condensáveis é aproximadamente de até 13°F.

Esse valor é consideravelmente mais baixo que aquele em uma compressão isoentrópica, é quase o de uma compressão isentrópica, é quase o de uma compressão isotérmica, e mostra claramente o efeito de troca de calor entre o gás e o líquido. A quantidade de líquido a ser circulada deve ser calculada para permitir a taxa necessária de troca de calor.

A eficiência mecânica desses compressores, devido à potência empregada na movimentação do líquido, é bastante baixa, da ordem de 40 a 50%.

APLICAÇÕES

As mais comuns são:

- gás isento de óleo para processo
- gases tóxicos ou perigosos
- gases quentes e vapores
- alto vácuo - em série com ejetores para vácuos muito baixos
- fluxo sem pulsações

6.5. Controle de Capacidade

Na aplicação de qualquer compressor, é procedimento normal usar uma máquina com capacidade um pouco maior que a requerida. Esse fato, aliado à variação da demanda do processo, exige uso de algum método de controle de vazão na maioria dos compressores rotativos.

O compressor de palhetas pode ser controlado por um ou por uma combinação de métodos.

Por exemplo, um controle automático do tipo on-off emprega uma válvula de bloqueio na sucção e uma válvula de alívio para a atmosfera na descarga. Uma válvula piloto, acionada por um sinal pneumático, causa o bloqueio da sucção ao mesmo tempo que a descarga é aliviada para a atmosfera. Em compressores de simples estágio o consumo de potência para o compressor sem carga é aproximadamente 25% da potência para plena carga. Em unidades de dois estágios operando a 100 psig, o consumo sem carga é aproximadamente 15% daquele a plena carga.

O estrangulamento da sucção pode ser usado dentro de certos limites estabelecidos individualmente por cada fabricante para reduzir a vazão em massa. Como já foi dito, a potência requerida será reduzida pelo estrangulamento da sucção em unidades operando com relações de compressão acima de 3,0.

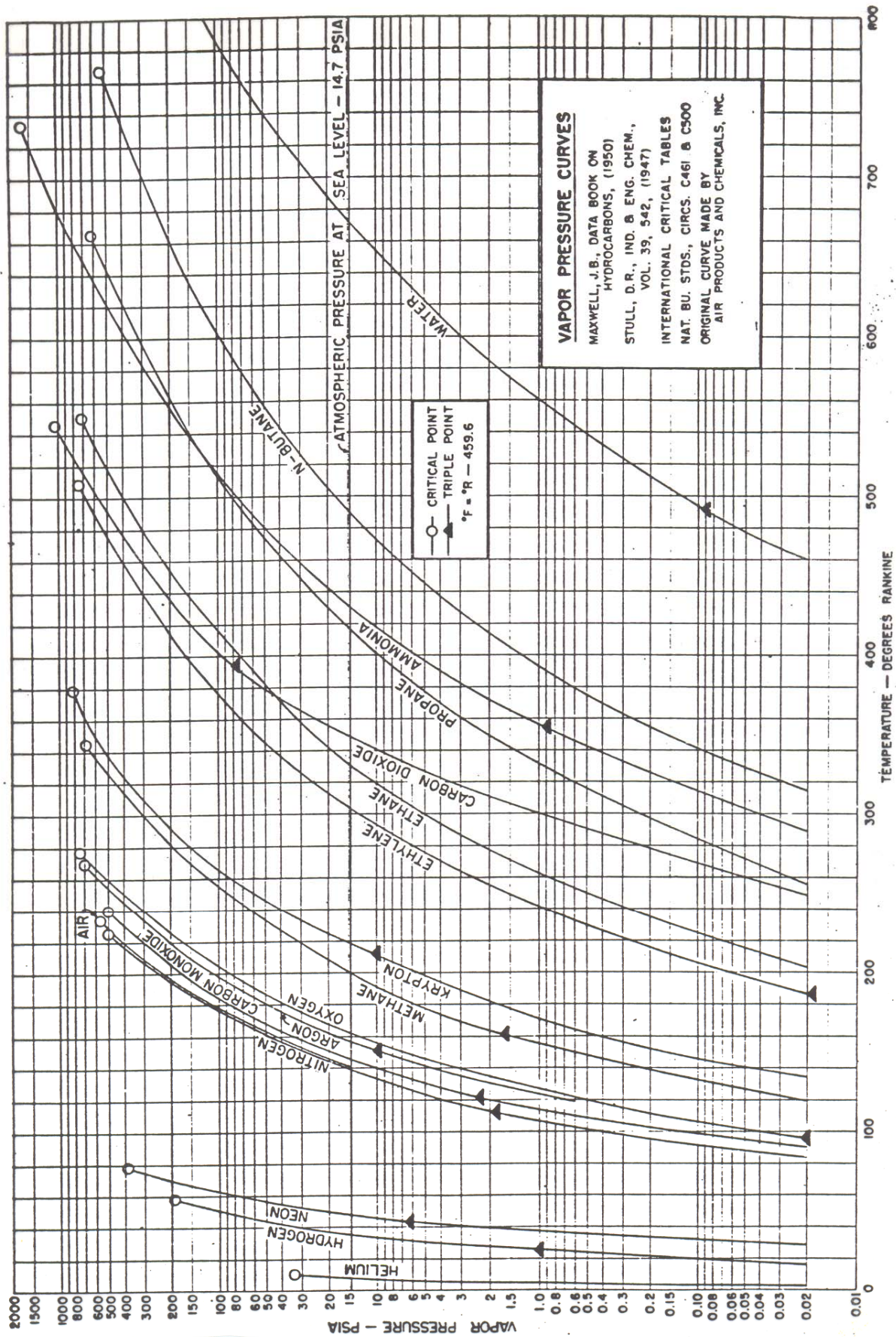
Um controle modulado da capacidade também pode ser feito por alívio para a atmosfera na descarga (caso de ar, gases não tóxicos, etc) ou por by-pass do gás já parcial ou totalmente comprimido para a sucção. NO caso de by-pass para a sucção, o gás deverá passar por um resfriador.

O projeto normal de um compressor de palhetas permite uma redução na rotação de aproximadamente 50%. Para todos os propósitos práticos, a vazão e a potência serão reduzidos proporcionalmente à rotação.

A regulagem de um compressor de lóbulos não pode ser geralmente do tipo on-off, pois haveria a necessidade de um reservatório muito grande em relação à instalação devido às altas vazões fornecidas por esse tipo de compressor.

Uma regulagem econômica na variação de velocidade. Se for usado um motor de rotação constante, a variação de velocidade pode ser obtida por um variador do tipo de correias com polias de diâmetro ajustável. Acoplamentos hidráulicos não são interessantes porque não existe redução de velocidade não deve, contudo, causar rotação menor que 40% da nominal, pois nesse caso haveriam fugas excessivas.

I - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DE GASES



PROPERTIES OF HYDROCARBON AND SPECIAL REFRIGERANT VAPORS

Gas	Chemical Formula	Alternate Designation	Molecular Weight	Boiling Point at 14.696 PSIA °F	Specific Gravity (Air = 1.00)	Density lbs/cu ft	Specific Volume cu ft/lb	Specific Heat of Constant Pressure at 14.696 PSIA Btu/lb/°F (See Notes)				Ratio of Specific Heats $K = \frac{C_p}{C_v}$ (See Notes)				Molar Heat Capacity at 150°F Btu/F/Mole and 14.696 PSIA	Critical Conditions	
								Minus 40°F	60°F	150°F	300°F	Minus 40°F	60°F	150°F	300°F		Temperature °Rankine	Pressure PSIA
Methane	CH ₄	C ₁	16.04	-259	0.555	.0424	23.61	Minus 40°F .506	60°F .527	150°F .558	300°F .624	1.33	1.31	1.29	1.25	8.95	344	673
Acetylene	C ₂ H ₂		26.04	-119	0.899p	.0686p	14.58p	.353	.397	.427	.469	1.31	1.26	1.24	1.21	11.12	557	905
Ethylene	C ₂ H ₄	Ethene	28.05	-155	0.969p	.0739p	13.55p	.312	.362	.406	.478	1.29	1.24	1.21	1.17	11.39	510	742
Ethane	C ₂ H ₆	C ₂	30.07	-128	1.047	.0799	12.52	.365	.410	.458	.543	1.22	1.19	1.17	1.14	13.77	550	708
Propylene	C ₃ H ₆	Propene	42.08	-54	1.453p	.1109p	9.021p	.303	.354	.399	.473	1.18	1.15	1.14	1.11	16.79	657	647
Propane	C ₃ H ₈	C ₃	44.09	-44	1.547	.1180	8.471	.333	.389	.443	.534	1.16	1.13	1.11	1.09	19.53	666	617
Butadiene 1, 2	C ₄ H ₆		54.09	+51	1.867p	.1425p	7.018p		.346	.387	.451		1.12	1.11	1.09	20.93	799	653
Butadiene 1, 3	C ₄ H ₆		54.09	+24	1.867p	.1425p	7.018p		.341	.392	.468		1.12	1.10	1.09	21.26	766	628
Isobutylene	C ₄ H ₈		56.10	+20	1.937p	.1478p	6.766p		.370	.419	.493		1.11	1.09	1.08	23.51	753	580
Butylene	C ₄ H ₈	1-Butene	56.10	+21	1.937p	.1478p	6.766p		.355	.406	.484		1.11	1.10	1.08	22.78	756	583
Isobutane	C ₄ H ₁₀	i-C ₄	58.12	+11	2.068	.1578	6.339		.387	.443	.535		1.10	1.08	1.07	25.75	735	529
n-Butane	C ₄ H ₁₀	n-C ₄	58.12	+31	2.071	.1581	6.327		.391	.444	.532		1.10	1.08	1.07	25.81	766	551
Isopentane	C ₅ H ₁₂	i-C ₅	72.15	+82	2.491p	.190p	5.262p		.401b	.439	.529		1.07b	1.07	1.06	31.67	830	483
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	n-C ₅	72.15	+97	2.491p	.190p	5.262p		.410b	.441	.528		1.07b	1.07	1.06	31.82	846	489
Benzene	C ₆ H ₆		78.11	+176	2.697p	.206p	4.860p		.301b		.360		1.09b		1.08	23.51	1012	714
n-Hexane	C ₆ H ₁₄	n-C ₆	86.17	+156	2.975p	.227p	4.406p		.443b		.526		1.06b		1.05	38.17	915	440
n-Heptane	C ₇ H ₁₆	n-C ₇	100.20	+209	3.459p	.264p	3.789p		.474b		.525		1.04b		1.04	47.49	973	397
n-Octane	C ₈ H ₁₈	n-C ₈	114.22	+258	3.943p	.301p	3.324p		.449b		.524		1.04b		1.03	57.00	1025	362
Refrigerant 11 ***	CCl ₂ F ₂		137.38	+75	4.78b	.365b	2.739b		.134b	.141	.156		1.14b	1.13	1.10	19.37	848	635
Refrigerant 12 ***	CCl ₃ F		120.92	-22	4.27	.326	3.067		.145g				1.14g			17.53g	694	597
Refrigerant 13 ***	CCl ₂ F ₃		104.47	-115	3.62	.276	3.624	.133	.150	.164	.183	1.17	1.15	1.13	1.12	17.13	544	561
Refrigerant 21 ***	CHCl ₃ F		102.93	+48	3.63	.277	3.608		.136	.148	.169		1.18	1.16	1.13	15.23	813	750
Refrigerant 22 ***	CHClF ₂		86.48	-41	3.05	.233	4.299		.149	.161	.182		1.20	1.17	1.14	13.92	665	716
Refrigerant 113 ***	C ₂ Cl ₅ F ₃		187.39	+118	6.04b	.461b	2.169b		.159b	.162	.179		1.08b	1.08	1.07	30.36	877	493
Refrigerant 114 ***	C ₂ Cl ₄ F ₄		170.93	+38	6.08	.464	2.155		.157	.168	.186		1.09	1.08	1.07	28.72	754	474

PROPERTIES OF MISCELLANEOUS GASES

Gas	Chemical Formula	Alternate Designation	Molecular Weight	Boiling Point at 14.696 psia °F	Specific Gravity (Air = 1.00)	Density lbs/cu ft	Specific Volume cu ft/lb	Specific Heat at Constant Pressure at 14.696 psia Btu/lb/°F (See Notes)				Ratio of Specific Heats $K = \frac{C_p}{C_v}$ at 14.696 psia (See Notes)				Molar Heat Capacity at 150°F and 14.696 psia Btu/lb Mole		Critical Conditions	
								Minus 40°F	60°F	150°F	300°F	Minus 40°F	60°F	150°F	300°F	Temperature °Rankine	Pressure psia		
																		40°F	60°F
Air (dry) **																			
Ammonia	NH ₃		28.97	-318	1.000	.0763	13.106	.240	.243	.241	.243	1.40	1.40	1.39	6.98	239	547		
Argon	A		17.03	-28	0.594	.0454	22.05	.506	.556	.525	.556	1.30	1.30	1.27	8.94	730	1639		
Carbon Dioxide	CO ₂		39.94	-303	1.380	.1053	9.497	.125	.125	.125	.124	1.67	1.67	1.67	4.99	272	705		
Carbon Monoxide	CO		44.01	-109	1.528	.1166	8.576	.189	.201	.213	.234	1.34	1.30	1.28	9.37	548	1073		
Chlorine	Cl ₂		28.01	-312	0.967	.0738	13.55	.249	.248	.249	.252	1.40	1.40	1.40	6.97	242	507		
Ethylene Oxide	CH ₂ CH ₂ O		70.91	-30	2.48	.1886	5.30	.115	.115			1.35	1.35		8.15d	751	1119		
Helium	He		44.05	+51	1.52	.116	8.62	.225h	.264h	.302h	.355h	1.25h	1.21h	1.15h	14.10	844	1043		
Hydrogen	H ₂		4.003	-451	0.138	.01054	94.91	1.248a	1.248a	1.248a	1.248a	1.41	1.41	1.40	5.00	24	151		
Hydrogen Chloride	HCl		2.016	-423	0.0696	.00531	188.32	3.324	3.409	3.442	3.462	1.42	1.41	1.40	6.94	983	937		
Hydrogen Sulphide	H ₂ S		36.47	-121	1.271	.0970	10.31	.194	.194			1.34	1.33	1.32	7.08d	585	1200		
Methyl Chloride	CH ₂ Cl		34.08	-79	1.175	.0897	11.15	.233	.238	.243	.251	1.40	1.40	1.40	8.28	673	1306		
Neon	Ne		50.49	-11	1.777	.1356	7.372	.199f	.199f			1.29f	1.29f		10.05f	749	969		
Nitric Oxide	NO		20.19	-411	0.697	.0532	18.81	.246	.246	.246	.246	1.66	1.66	1.66	4.97	80	385		
Nitrogen	N ₂		30.01	-240	1.038	.0792	12.62	.239	.238	.238	.239	1.38	1.39	1.39	7.14	323	956		
Nitrous Oxide	N ₂ O		28.02	-320	0.967	.0738	13.55	.249	.249	.249	.250	1.40	1.40	1.40	6.98	277	492		
Oxygen	O ₂		44.02	-127	1.531	.1168	8.56	.218	.219	.221	.226	1.40	1.40	1.39	9.24d	558	1054		
Phosgene	COCl ₂		32.00	-297	1.105	.0843	11.86	.123	.136	.146	.158	1.19	1.17	1.14	7.07	278	732		
Sulphur Dioxide	SO ₂		98.92	+46	3.41	.262	3.82							14.44	820	823			
Toluene	CH ₃ C ₆ H ₅		64.06	+14	2.254	.1720	5.814	.147	.147			1.25	1.25		9.42d	775	1142		
Water Vapor	H ₂ O	Steam	92.13	+231	3.181p	.243p	4.121p	.346b	.346b			1.07b	1.07b	1.06	31.87	1069	611		
			18.02	+212	0.632b	.0373b	26.80b	.496b	.496b			1.32b	1.32b	1.31c	8.94	1165	3187		

NOTES TO TABLES

- a - An average for 0°F to 300°F.
- b - At the boiling point.
- c - Approximate average for 212°F to 600°F and 14.7 psia to 200 psia.
- d - At 60°F.
- f - At 77°F.
- g - At 86°F.
- h - Within plus or minus 5 percent.
- p - As a perfect gas.

** These are Effective Values to be used only for Generalized Compressibility Charts and gas mixtures. See page 61. Actual values are

Helium	T _c	P _c
Hydrogen	9.7°R	33.2 psia
	59.7°R	188 psia

*** Normal Atmospheric Air contains some moisture. For convenience it is common to consider that, at 68°F and 14.696 psia, the air is at 36 percent relative humidity, weighs 0.075 lb/cu ft, and has a k value of 1.395. (Based on ASME Test Code for Displacement Compressors).

*** This group of refrigerants is known by trade names such as Freon, Genetron, etc.

Constants For Molal Heat Capacity

Gas	Formula	Molecular Weight	Critical Press, Psia.	Critical Temp, °R	A	B
Air		28.97	546.7	238.4	6.737	0.000397
Ammonia	NH ₃	17.03	1638	730.1	6.219	0.004342
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	1073	517.7	6.075	0.085230
Carbon monoxide	CO	28.01	514.4	241.5	6.780	0.000327
Hydrogen	H ₂	2.016	305.7	72.47	6.662	0.000417
Hydrogen sulfide	H ₂ S	34.07	1305	672.4	7.197	0.081750
Nitrogen	N ₂	28.02	492.3	226.9	6.839	0.000213
Oxygen	O ₂	32.00	730.4	277.9	6.459	0.001020
Sulfur dioxide	SO ₂	64.06	1142	774.7
Water	H ₂ O	18.02	3200	1165	7.521	0.000926
Methane	CH ₄	16.04	673.1	343.2	4.877	0.006773
Acetylene	C ₂ H ₂	26.04	911.2	563.2	6.441	0.007583
Ethene	C ₂ H ₄	28.05	748.0	509.5	3.175	0.013500
Ethane	C ₂ H ₆	30.07	717.2	549.5	3.629	0.016767
Propene	C ₃ H ₆	42.08	661.3	659.6	4.234	0.020699
Propane	C ₃ H ₈	44.09	617.4	665.3	3.256	0.026733
1-Butene	C ₄ H ₈	56.11	587.8	752.2	5.375	0.029339
Isobutene	C ₄ H ₈	56.11	580.5	736.7	6.066	0.028400
Butane	C ₄ H ₁₀	58.12	530.7	765.3	6.138	0.032867
Isobutane	C ₄ H ₁₀	58.12	543.8	732.4	4.743	0.035500
Amylene	C ₅ H ₁₀	70.13	593.7	853.9	7.980	0.036333
Isomyleno	C ₅ H ₁₀	70.13	498.2	856.6	7.980	0.036333
Pentane	C ₅ H ₁₂	72.15	485.0	846.7	7.739	0.040433
Isopentane	C ₅ H ₁₂	72.15	483.5	829.7	5.344	0.043333
Neopentane	C ₅ H ₁₂	72.15	485.0	822.9	4.827	0.045300
Benzene	C ₆ H ₆	78.11	703.9	1011	-0.756	0.038267
Hexane	C ₆ H ₁₄	86.17	433.5	914.3	9.427	0.017967
Heptane	C ₇ H ₁₆	100.2	405.6	976.8	11.276	0.055400

From: Hartwick, W., Chem. Eng. Oct, p: 209 (1956)

$$M_{cp} = A + BT$$

$$K = \frac{M_{cp}}{M_{cp} - 1987}$$

Approximate Ratio of Specific Heats ("k"-values) For Various Gases**

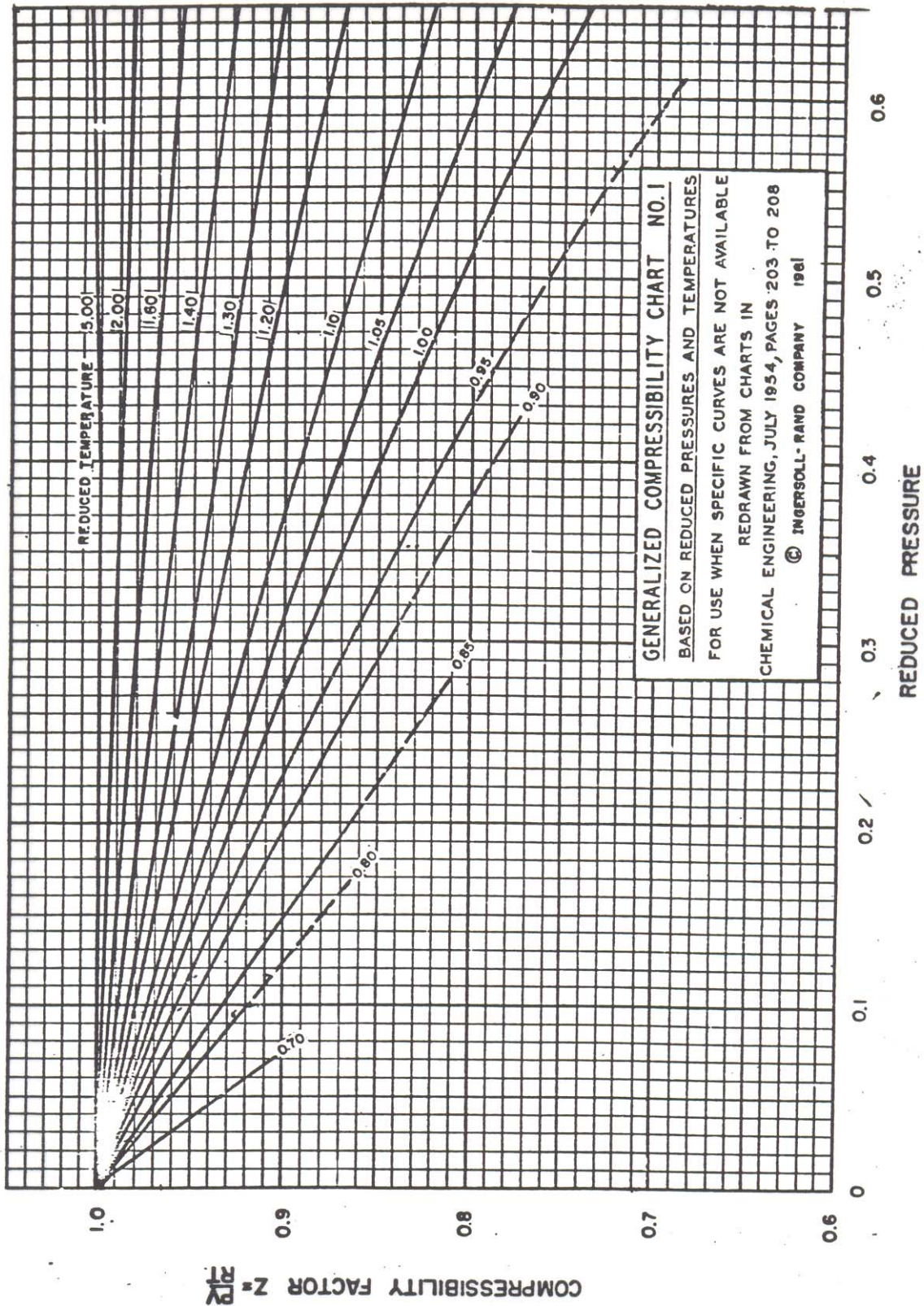
Gas	Symbol	Mol. Wt.	k. @ 14.7 psia		Density @ 14.7 psia & 60° F. Lbs./cu. ft.
			60° F.	150° F.	
Monatomic	He, Kr, Ne, Hg	1.67
Most Diatomic	O ₂ , N ₂ , H ₂ , etc.	1.4
Acetylene	C ₂ H ₂	26.03	1.3	1.22	0.0688
Ammonia	NH ₃	17.03	1.406	1.40	0.0765
Argon	A	1.317	1.29	0.0451
Benzene	C ₆ H ₆	78.0	1.667	0.1626
Butene	C ₄ H ₈	58.1	1.08	1.09	0.2064
Isobutane	C ₄ H ₁₀	58.1	1.11	1.08	0.1535
Butylene	C ₄ H ₈	56.1	1.1	1.09	0.1578
iso-Butene	C ₄ H ₈	56.1	1.1	1.09	0.1483
Carbon Dioxide	CO ₂	44.0	1.3	1.27	0.1164
Carbon Monoxide	CO	28.0	1.4	1.4	0.0741
Carbon tetrachloride	C Cl ₄	153.8	1.18	0.496
Chlorine	Cl ₂	70.9	1.33	0.1875
Dichlorodifluoromethane	C Cl ₂ F ₂	120.9	1.13
Dichloromethane	CH ₂ Cl ₂	84.9	1.18	0.2245
Ethane	C ₂ H ₆	30.0	1.22	1.17	0.0764
Ethylene	C ₂ H ₄	28.1	1.25	1.21	0.0741
Ethyl Chloride	C ₂ H ₅ Cl	64.5	1.13	0.1705
Flue Gas	1.4
Helium	He	4.0	1.667	0.01675
Hexane	C ₆ H ₁₄	86.1	1.08	1.05	0.2276
Heptane	C ₇ H ₁₆	100.2	1.41	1.04	0.251
Hydrogen	H ₂	2.01	1.41	1.40	0.0557
Hydrogen Chloride	HCl	36.5	1.48	0.09430
Hydrogen Sulfide	H ₂ S	34.1	1.30	1.31	0.0881
Methane	CH ₄	16.03	1.316	1.28	0.0423
Methyl Chloride	CH ₃ Cl	50.5	1.20	0.1366
Natural Gas (approx.)	19.5	1.27	0.0514
Nitric Oxide	NO	30.0	1.40	0.0793
Nitrogen	N ₂	28.0	1.41	1.40	0.0743
Nitrous Oxide	N ₂ O	44.0	1.311	0.1164
Oxygen	O ₂	32.0	1.4	1.39	0.0826
Pentane	C ₅ H ₁₂	72.1	1.06	1.06	0.1965
Propane	C ₃ H ₈	44.1	1.15	1.11	0.1164
Propylene	C ₃ H ₆	42.0	1.16	0.1112
Sulfur Dioxide	SO ₂	64.1	1.256	0.1684
Water Vapor (steam)	H ₂ O	18.0	1.33*	1.32	0.04761

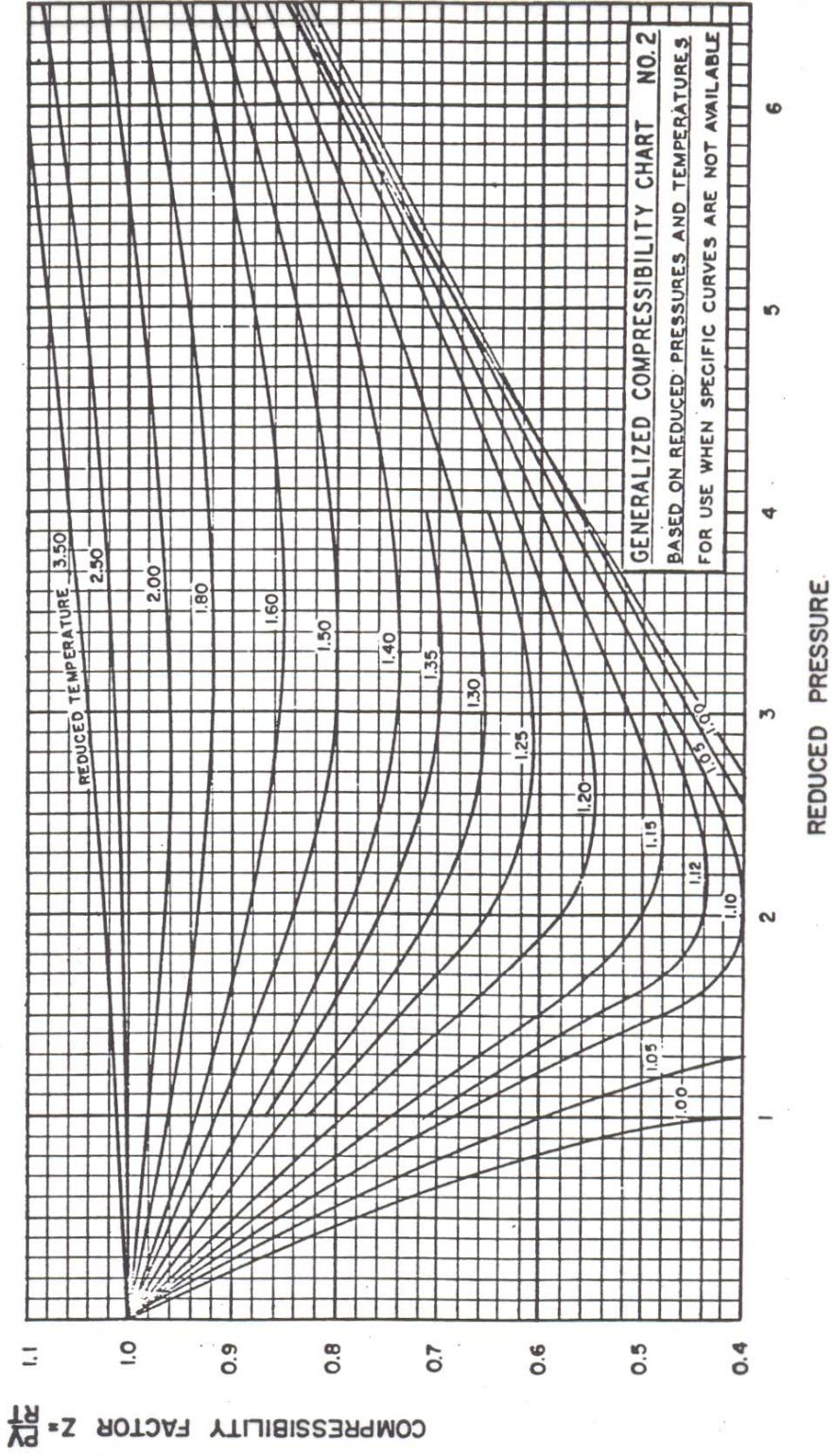
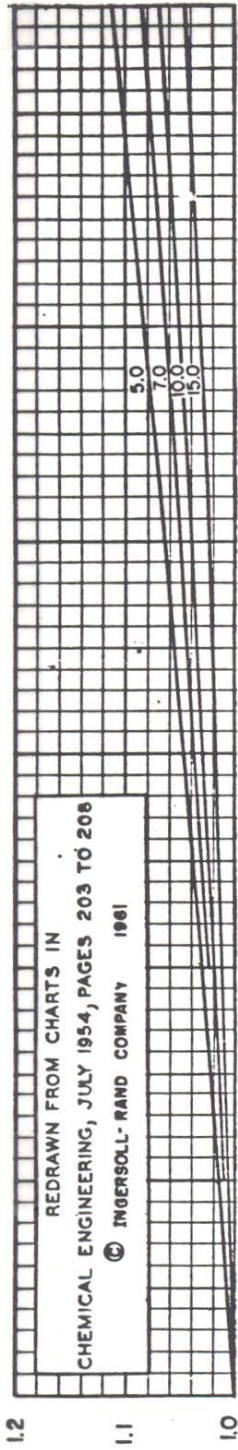
* At 212° F.
 ** Compiled from: "Plain Talks on Air and Gas Compression, Fourth of Series," Worthington Corp. and "Reciprocating Compressor Calculation Data," Cooper-Bessemer Corp. (1956), by permission.

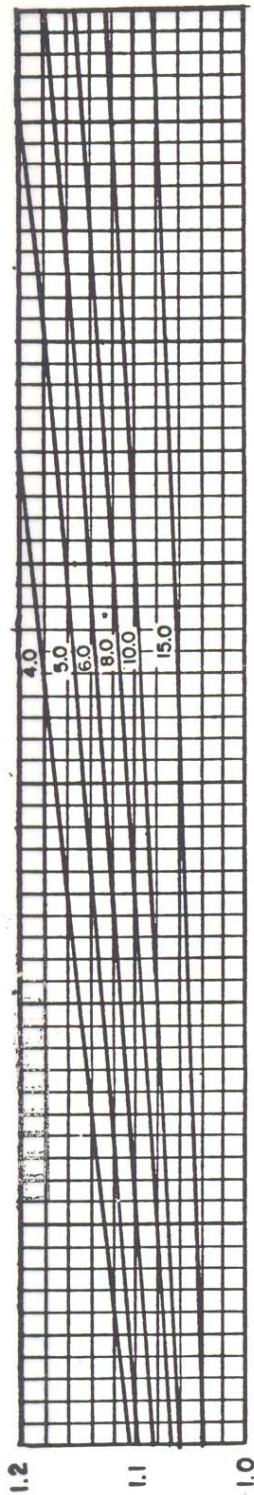
Nº	SUBSTÂNCIA	FÓRMULA	MW	P _c	T _c	α	β x 10 ²	γ x 10 ⁴
1	Hidrogênio	H ₂	2,016	1296	33,2	29,101	-0,19155	0,040030
2	Nitrogênio	N ₂	28,02	3393	126,2	28,896	-0,15710	0,080790
3	Oxigênio	O ₂	32,00	5043	154,6	25,472	1,51994	-0,071539
4	Amônia	NH ₃	17,03	1127	405,6	27,563	2,5640	0,099053
5	Dióxido de carbono	CO ₂	44,01	7373	304,2	22,252	5,9797	0,35003
6	Monóxido de carbono	CO	28,01	3494	132,9	28,155	0,16748	0,053706
7	Gás sulfídrico	H ₂ S	34,08	8932	373,2	29,595	1,3093	0,057097
8	Dióxido de enxofre	SO ₂	64,06	7879	430,8	25,773	5,7934	-0,38105
9	Trióxido de enxofre	SO ₃	80,06	8203	491,0	16,401	14,580	-0,11197
10	Água	H ₂ O	18,02	2204	647,1	32,232	0,19230	0,10553
11	Argônio	A	39,94	4872	150,8	20,782	0,0000	0,0000
12	Cloro	Cl ₂	70,91	7697	417,0	28,554	2,3900	-0,21378
13	Ar seco	—	28,97	3768	132,4	28,101	0,19662	0,048013
14	Metano	CH ₄	16,04	4598	190,6	25,360	1,6868	0,71312
15	Etano	C ₂ H ₆	30,07	4882	305,4	8,1810	16,146	-0,40071
16	Propano	C ₃ H ₈	44,09	4244	369,8	-5,3380	31,024	-0,16464
17	n-Butano	C ₄ H ₁₀	58,12	3798	425,2	-1,7790	38,696	-1,9325
18	n-Pentano	C ₅ H ₁₂	72,15	3373	469,6	-3,4110	48,501	-2,5194
19	n-Hexano	C ₆ H ₁₄	86,17	2968	507,4	-4,7380	58,241	-3,1064
20	n-Heptano	C ₇ H ₁₆	100,20	2735	540,2	-5,6190	67,693	-3,6395
21	Isobutano	C ₄ H ₁₀	58,12	3646	408,1	-10,853	43,053	-2,5159
22	Isopentano	C ₅ H ₁₂	72,15	3382	460,4	-11,290	51,614	-2,8798
23	Etileno	C ₂ H ₄	28,05	5033	282,4	3,7980	15,650	-0,83467
24	Propileno	C ₃ H ₆	42,08	4618	365,0	5,0840	22,564	-0,99926
25	1-Buteno	C ₄ H ₈	56,10	4021	419,6	-4,0200	35,767	-2,0585
26	1-Penteno	C ₅ H ₁₀	70,13	4051	464,7	-0,14200	43,258	-2,3160
27	1-Hexeno	C ₆ H ₁₂	84,16	3171	504,1	-1,7570	53,053	-2,9013
28	1-Hepteno	C ₇ H ₁₄	98,19	2826	533,3	-3,3190	62,923	-3,5108
29	Buteno-2-trans	C ₄ H ₈	56,10	4136	428,8	11,891	28,761	-1,1433
30	Buteno-2-cis	C ₄ H ₈	56,10	4136	435,8	-5,2010	32,193	-1,3937
31	Isobuteno	C ₄ H ₈	56,10	3997	417,5	6,2710	32,580	-1,7205
32	Ciclopentano	C ₅ H ₁₀	70,13	4514	511,9	-55,982	55,200	-3,0838
33	Ciclohexano	C ₆ H ₁₂	84,16	4078	553,1	-55,308	61,760	-2,6146
34	Benzeno	C ₆ H ₆	78,11	4892	562,1	-43,781	52,329	-3,7627
35	Tolueno	C ₇ H ₈	92,13	4112	591,7	-43,647	60,354	-3,9945
36	Acetileno	C ₂ H ₂	26,04	6137	308,3	15,812	12,815	-1,2785
37	Acetaldeído	C ₂ H ₄ O	44,05	3609	467,2	15,455	14,450	-0,43250

NOTA: Os coeficientes α, β e γ apresentados referem-se ao cálculo de C_p^o pela expressão C_p = α + βT + γT² em kJ/kgmol · K.

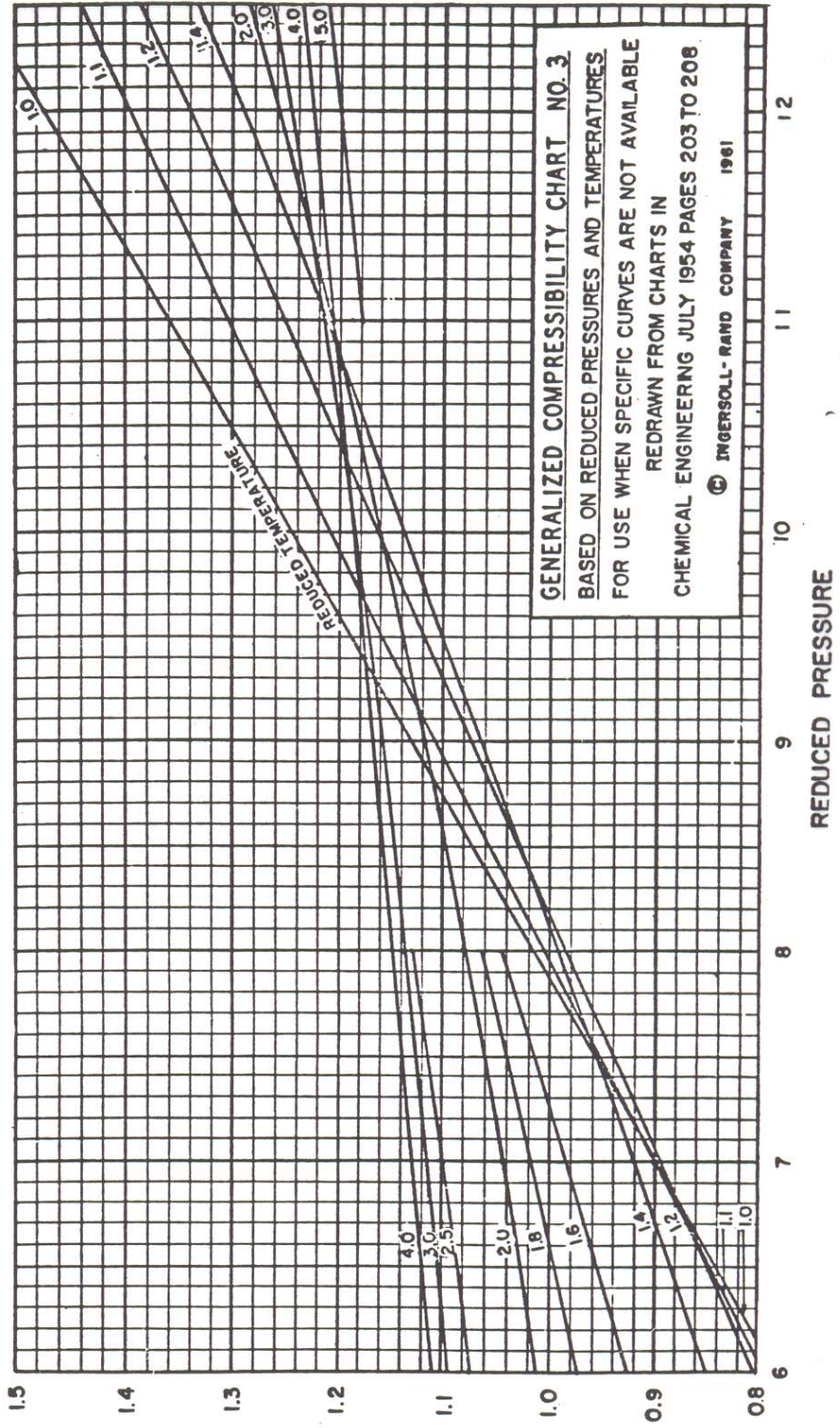
Tabela de dados gerais sobre as substâncias de maior aplicação industrial







COMPRESSIBILITY FACTOR $Z = \frac{PV}{RT}$



GENERALIZED COMPRESSIBILITY CHART NO. 3

BASED ON REDUCED PRESSURES AND TEMPERATURES

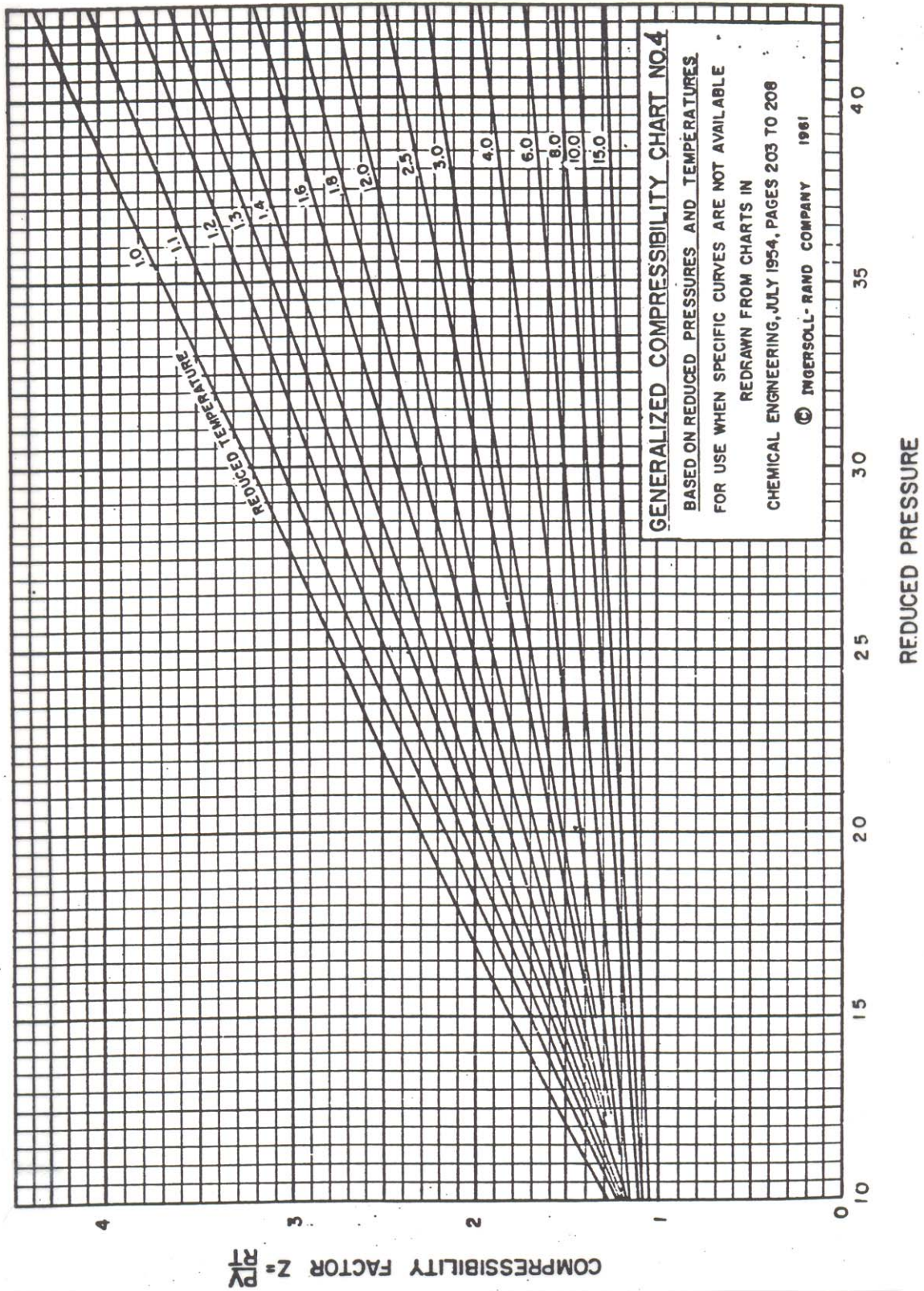
FOR USE WHEN SPECIFIC CURVES ARE NOT AVAILABLE

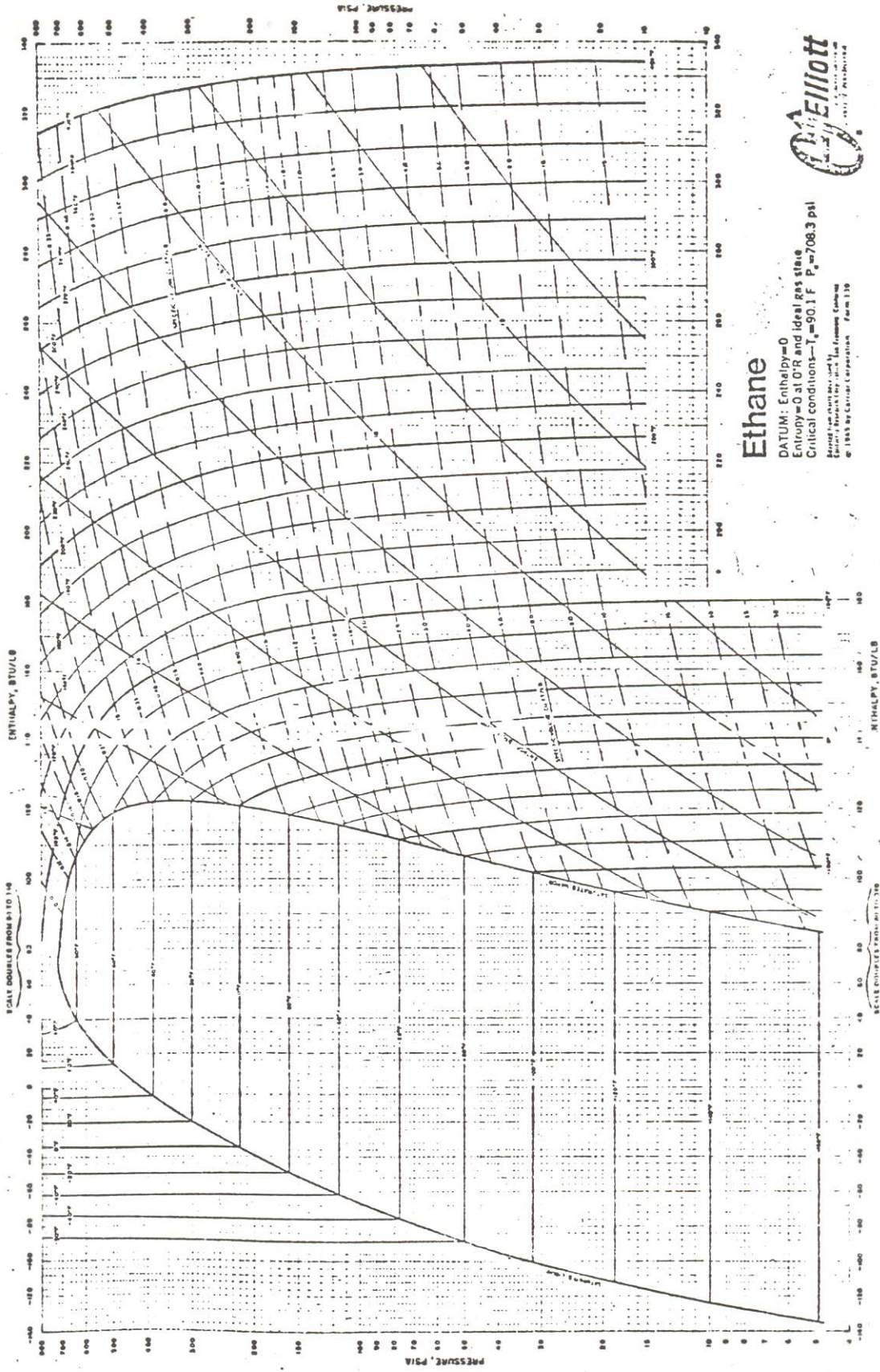
REDRAWN FROM CHARTS IN

CHEMICAL ENGINEERING JULY 1954 PAGES 203 TO 208

© INGERSOLL-RAND COMPANY 1961

REDUCED PRESSURE





Ethane

DATUM: Enthalpy=0
 Entropy=0 at 0 R and ideal gas state
 Critical Conditions— $T_c=90.1 F$ $P_c=708.3 \text{ psi}$
 Based on data supplied by
 General Electric Co. and
 © 1955 by Elliott Corporation Form 316



