

13 TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE

As tubulações de refrigerante representam uma parte essencial no sistema de refrigeração, pois requer as mesmas considerações gerais de projeto que qualquer sistema de fluido em movimento, porém há fatores adicionais que tem um efeito significativo no projeto como a perda de carga, o retorno de óleo e a proteção do compressor.

Para se projetar uma boa instalação de tubulação, é desejável ter máxima capacidade, mínimo custo, retorno apropriado de óleo ao compressor, mínimo consumo de energia, carga mínima de gás, baixo nível de ruído, controle apropriado do líquido refrigerante e perfeita flexibilidade de operação do sistema desde 0 a 100% de capacidade sem problemas de lubrificação.

Por não ser possível atender a todo estes requisitos, pois alguns estão em confronto direto, o projetista terá que entender claramente os efeitos na performance do sistema das tubulações em diferentes partes do sistema.

Em geral, a perda de carga nas linhas frigoríficas tende a diminuir a capacidade e aumentar o consumo de energia. Portanto isto deve ser evitado. Esta perda de carga dependerá de cada linha e, portanto cada parte do sistema deve ser visto separadamente.

O óleo precisa passar pelos cilindros do compressor, porém uma pequena quantidade estará sempre circulando com o refrigerante. O óleo é solúvel em refrigerante líquido, porém ele nunca se mistura com o refrigerante no estado gasoso. Logo, o óleo circulará adequadamente no sistema somente se o vapor for veloz o suficiente para arrastar o óleo. Esta consideração deve ser dada não somente às linhas de sucção e descarga, mas também ao evaporador onde as temperaturas extremamente baixas de evaporação fazem o refrigerante se tornar mais denso e dificulta ainda mais o arraste de óleo. Porém, mesmo com todas as precauções durante o projeto, é necessária uma carga adicional de óleo conforme o tamanho da linha a ser utilizada.

Nas instalações de refrigeração, são utilizados tubos de aço preto para a amônia, R-717 e tubo de aço preto, cobre, latão ou alumínio para os halogenados.

Os tubos de cobre mais comumente usado para a refrigeração são do tipo L para uma pressão de trabalho de 1750 kPa.

O tipo M também para uma pressão de trabalho de 1750 kPa, porém não é recomendado para refrigeração por ser facilmente deformado requerendo suportes adicionais para evitar flambagem desnecessária.

O tipo K para uma pressão de trabalho de 2800 kPa e pode ser usado para linhas de gás quente.

As tubulações para serviços de refrigeração devem estar livres de sujeira, corrosões e devem ser tamponadas com tampões plásticos para evitar a contaminação antes do uso.

13.1 DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO

O dimensionamento da linha de líquido é consideravelmente menos crítico do que o das outras linhas. Esta linha carrega o líquido refrigerante do condensador a VET. Como o refrigerante líquido e o óleo se misturam completamente não há restrição no projeto em relação à circulação de óleo pela

linha. No entanto quanto à perda de carga na linha é necessário manter um valor razoável para preservar o sub-resfriamento e evitar a saturação do líquido sub-resfriado formando vapor.

O vapor saturado na linha de líquido causa muitos prejuízos à performance do sistema. Os efeitos são o aumento da perda de carga devido ao atrito, redução da capacidade da VET, danos às peças internas da válvula, excesso de ruído e a má distribuição e alimentação de líquido refrigerante no evaporador. Esta vaporização de líquido sub-resfriado na linha ocorre pelo excesso de perda de carga causado pelo atrito e/ou por um tubo de subida vertical.

Além da perda de carga, causada pelo atrito de fluxo de líquido, há uma perda de carga equivalente à coluna de líquido dos tubos de subida que o líquido terá que superar, pois uma coluna de 1m de líquido refrigerante R-22 equivale a 11,48 kPa de perda de carga.

A temperatura normal de condensação a cada 1°C, corresponde a uma queda na pressão de saturação de 42 kPa para o R-22.

O sub-resfriamento necessário pode ser conseguido somente pelo condensador, mas para sistemas com elevações em tubulações verticais anormais, é necessário instalar um trocador de calor para conseguir um sub-resfriamento suficiente e não ter vaporização do líquido na linha.

A perda de carga na linha de líquido não causa aumento no consumo de energia e perda de capacidade, devido ao atrito na linha de líquido é desprezível.

Por isso, a única real restrição à perda de pressão é a quantidade de sub-resfriamento na linha de líquido.

Na maioria dos sistemas, um critério razoável de projeto é dimensionar a linha de líquido baseado em uma perda de pressão equivalente a 1°C de variação de temperatura isto corresponde a limitar a perda de pressão por atrito em 42 kPa para o R-22, o atrito total, inclui perda nas linhas através de acessórios como válvula solenóide, filtros secadores e válvulas manuais.

Como a maioria dos modernos condensadores resfriados a ar e a água produzem 6 a 10°C de sub-resfriamento do líquido, o projetista fica com uma amplitude suficiente para vencer as perdas de pressão nas linhas de líquido.

A limitação na velocidade do líquido é dada para um possível dano na tubulação causado por variações de pressões ou golpes de líquido, ao ocorrer um rápido fechamento da válvula solenóide na linha de líquido. As velocidades acima de 1,5 m/s devem ser evitadas quando as válvulas são utilizadas. Quando não são utilizadas, as velocidades podem ser maiores.

O dimensionamento da linha de líquido leva em conta a capacidade e o comprimento equivalente.

13.2 DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE SUÇÃO

A linha mais crítica no sistema de tubulação é a linha de sucção, que conduz o refrigerante vapor do evaporador ao compressor. A velocidade do gás nesta linha precisa ser suficientemente alta para arrastar o óleo ao compressor, tanto na parte horizontal quanto nos tubos de subidas onde o gás flui para cima.

A perda de carga na linha de sucção aumenta o volume de gás refrigerante que deve ser utilizado pelo compressor para uma dada capacidade. Desde que o compressor alternativo é uma máquina de volume constante, a perda de pressão

significa redução de capacidade e o aumento da potência consumida por tonelada de refrigeração, TR do compressor.

A uma dada temperatura de condensação a relação de compressão aumenta com a perda de pressão na sucção. Isto acarreta numa perda de eficiência volumétrica e conseqüentemente na perda de capacidade do compressor. O consumo requerido também aumentará com o aumento da relação de compressão.

A perda de pressão, portanto precisa ser mantida no mínimo valor, porém o custo de se aumentar o diâmetro da linha precisa ser considerada também.

Para uma aplicação normal de ar condicionado, em que a temperatura de sucção entre 4°C a 10°C é de boa prática usar uma perda de pressão total de 21 kPa para o R-22. Esse valor corresponde a uma perda na temperatura de 1°C que não deve ser excedida no dimensionamento da linha.

De igual importância no dimensionamento da linha de sucção, é a necessidade de manter uma velocidade adequada para um retorno apropriado de óleo ao compressor. Estudos mostram que o óleo fica mais viscoso no sistema após o vapor ter sido aquecido alguns graus acima da temperatura de evaporação, de modo que o óleo não fique saturado com o refrigerante. Esta condição ocorre na linha de sucção, depois do vapor ter deixado o evaporador. O movimento de óleo através da linha de sucção depende tanto da massa quanto da velocidade de sucção de vapor. Quando a massa ou a densidade decresce, velocidades mais altas são requeridas para forçar o óleo pela linha.

Descobriu-se que a mínima velocidade requerida para mover o óleo em uma linha de sucção horizontal é de 2,6 m/s. Onde a linha de sucção é um tubo de subida, velocidades mais altas são requeridas para carregar o óleo para cima. A velocidade mínima num tubo de subida da linha de sucção é de 5 m/s. Tubulações de subida devem ser checadas para a mínima capacidade reduzida e a velocidade determinada nessa condição. Se a velocidade na mínima capacidade cai abaixo de 5 m/s é necessário utilizar o sistema duplo tubo de subida (fig. 150a).

A consideração final é dada à máxima velocidade do gás.

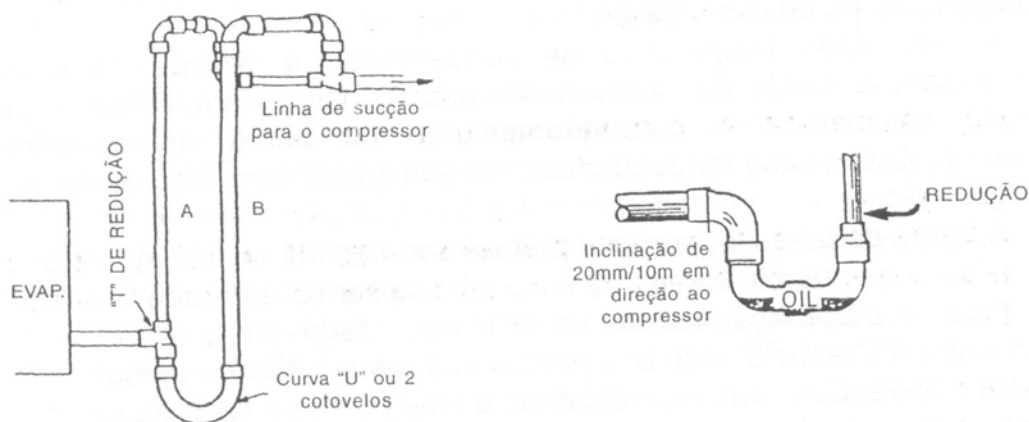
Descobriu-se na prática que se quisermos eliminar ruídos excessivos, será necessário manter velocidades na linha de sucção abaixo de 20 m/s. Isto deverá ser checado toda vez que for necessário dimensionar a linha de sucção.

Se a tubulação de sucção tiver que subir acima da conexão do evaporador, um sifão deverá ser posto na saída do evaporador (fig. 150b), deve-se providenciar sifões também em trechos ascendentes a cada 1,20 m.

Trechos horizontais de linha de sucção deverão ser inclinados a uma razão de 20 mm para cada 10 m em direção ao compressor para um bom retorno do óleo. Quando múltiplos evaporadores são ligados a uma linha comum de sucção, as linhas ramais deverão entrar por cima da linha tronco.

Para sistemas com dois ou mais evaporadores o ramal de cada evaporador deverá ser dimensionado de acordo com a capacidade de cada um dos mesmos. A linha tronco deverá ser dimensionada de acordo com a capacidade total do sistema. Linhas de sucção que estão fora do ambiente frigorificado deverão ser isoladas.

FIGURA 150 - a) DUPLO TUBO DE SUÇÃO - b) SIFÃO



13.3 DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE DESCARGA

No dimensionamento da linha de descarga que liga a válvula de descarga do compressor ao condensador, as mesmas considerações utilizadas na linha de sucção serão aplicadas.

A perda de carga na linha de descarga é provavelmente a menos crítica em todo o sistema. Frequentemente o efeito da perda de carga sobre a capacidade é superestimado, desde que assumimos que a pressão de descarga do compressor e a pressão de condensação são iguais. De fato, são duas pressões distintas, diferenciando-se pelo valor da perda de carga na linha. Um aumento na perda de carga na linha de descarga pode aumentar a pressão de descarga do compressor, mas tem pouco efeito sobre a pressão de condensação. Embora haja um leve aumento no calor de compressão para um aumento de pressão, o volume de gás bombeado decresce levemente, devido ao decréscimo na eficiência volumétrica do compressor.

Portanto o calor total dissipado através do condensador, pode ser relativamente o mesmo e a temperatura de condensação e a pressão podem ficar estáveis, mesmo que a perda de carga na linha de descarga mude e, portanto a pressão de descarga do compressor variem consideravelmente.

Em todos os casos, consideramos aceitável uma perda de carga total de 42 kPa para o R-22 na linha de descarga, o que corresponde a uma perda na temperatura de 1°C. Realmente, uma perda de carga razoável na linha de descarga é frequentemente desejável para amortecer as pulsações do compressor e, por conseguinte redução de ruído e vibrações. Alguns redutores de ruídos devem muito de sua eficiência a perda de carga através do seu corpo.

As linhas de descarga deverão ser checadas também quanto à velocidade.

As mesmas velocidades mínimas para um movimento de óleo apropriado na linha de sucção são aplicadas à linha de descarga. Esses valores são 5 m/s em tubos de subida e 2,5 m/s em linhas horizontais. A velocidade máxima baseada considerando-se o nível de ruído é de 20 m/s.

A circulação do óleo na linha de descarga é normalmente um problema somente em sistemas onde ocorrem grandes variações de capacidade. Por exemplo, um sistema de ar condicionado pode ter estágios de controle de

capacidade, permitindo operar em capacidade reduzidas de até 25% e 33% da capacidade de projeto. Nestes casos, linhas de descarga verticais devem ser dimensionadas para manter velocidades acima da mínima necessária para uma circulação de óleo a mínima condição de carga.

13.4 PROCEDIMENTOS DE CÁLCULO DA TUBULAÇÃO

Os gráficos das (figs. 151 a 153) permitem selecionar adequadamente o diâmetro das tubulações de cobre para o R-22 utilizadas como condução de fluido refrigerante. Os gráficos se baseiam na fórmula de Darcy-Weisbach a seguir:

$$h = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (64)$$

onde

- h perda de carga, mca
- f fator de atrito
- L comprimento do tubo, m
- D diâmetro do tubo, m
- V velocidade do fluido, m/s
- g aceleração da gravidade, 9,81 m/s²

O fator de atrito, que depende da rugosidade interior do tubo e do número de Reynolds, é determinado a partir do gráfico de Moody.

FIGURA 151 - DIÂMETRO DA LINHA DE SUCÇÃO (R-22, PERDA DE CARGA DE 1°C, $t_e=4,4^\circ\text{C}$, $t_c=40,5^\circ\text{C}$ E TUBO DE COBRE)

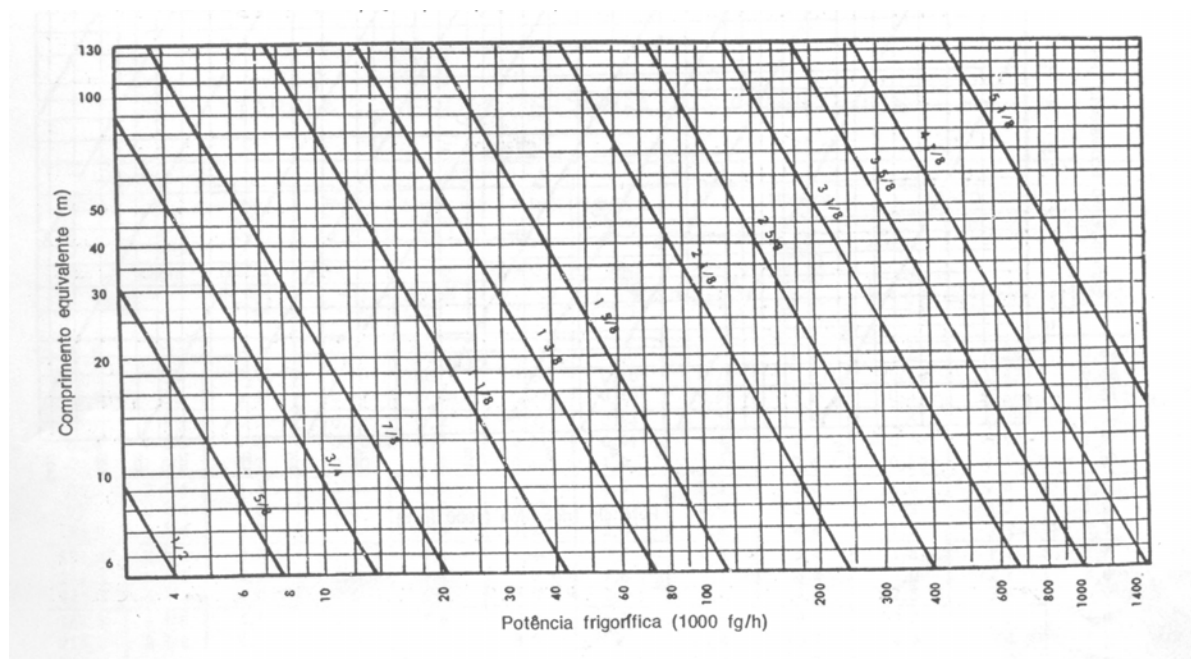


FIGURA 152 - DIÂMETRO DA LINHA DE DESCARGA (R-22, PERDA DE CARGA DE 1°C, $t_e=4,4^{\circ}\text{C}$, $t_c=40,5^{\circ}\text{C}$ E TUBO DE COBRE)

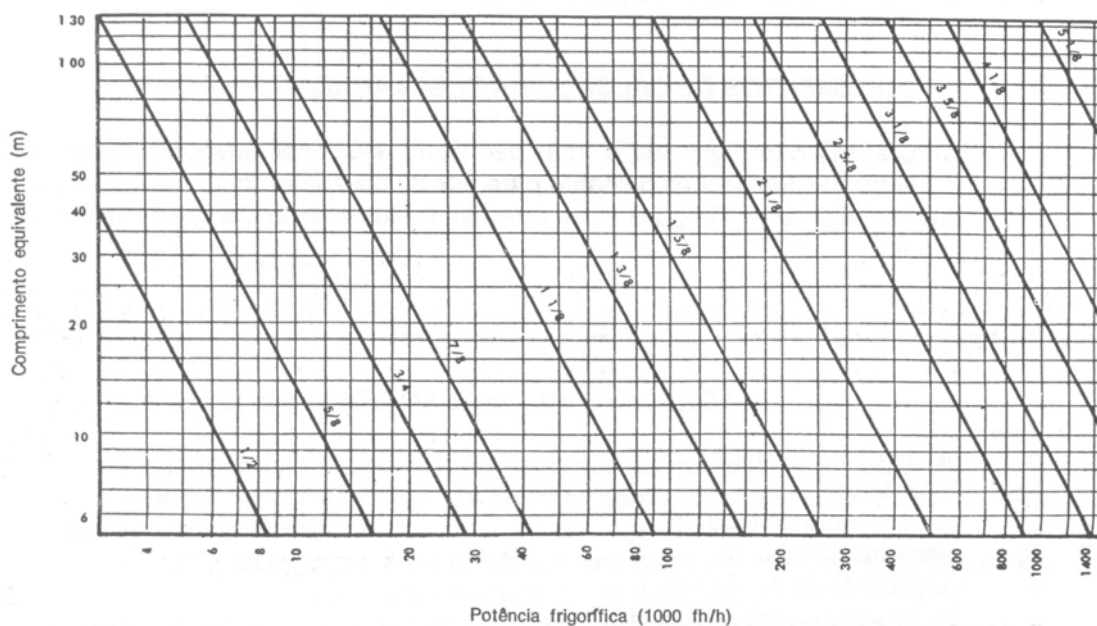
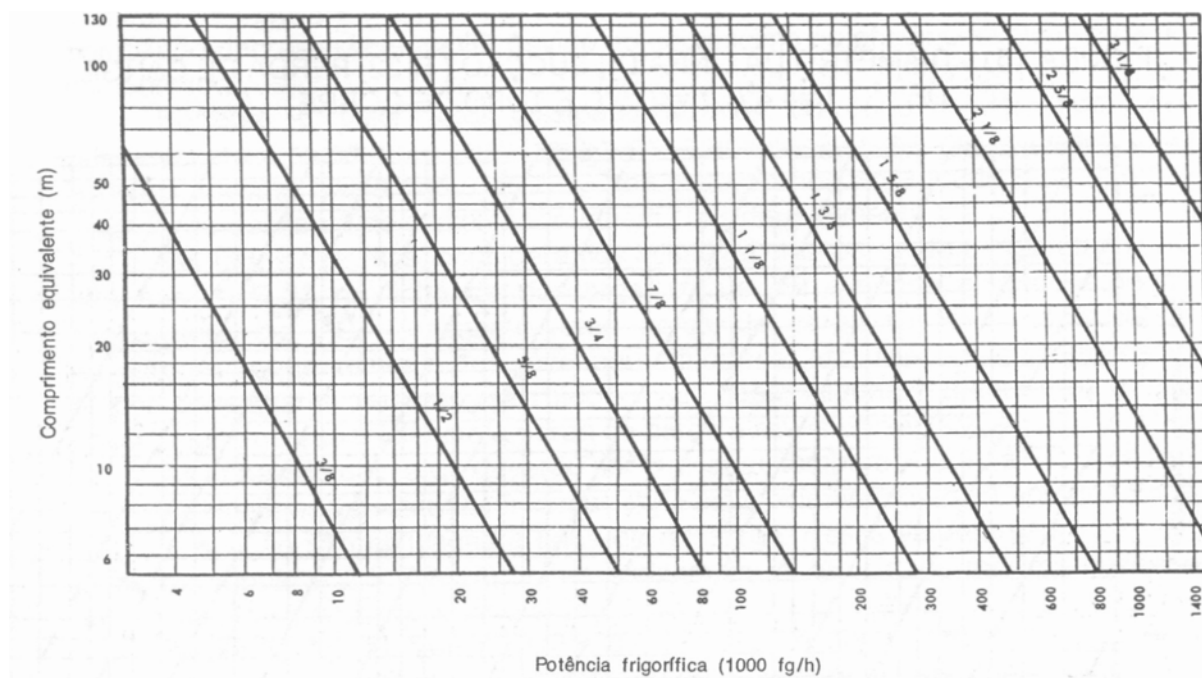


FIGURA 153 - DIÂMETRO DA LINHA DE LÍQUIDO (R-22, PERDA DE CARGA DE 0,5°C, $t_e=4,4^{\circ}\text{C}$, $t_c=40,5^{\circ}\text{C}$ E TUBO DE COBRE)



Os gráficos para a determinação do diâmetro das tubulações foram construídos com base nas temperaturas, $t_e=4,4^\circ\text{C}$, $t_c=40,5^\circ\text{C}$, para temperaturas diferentes faz-se necessário corrigir a capacidade frigorífica ou o comprimento equivalente conforme ilustra a (tab. 4 e 5).

TABELA 4 - CORREÇÃO DA CAPACIDADE FRIGORÍFICA DA LINHA DE SUCÃO (A) E DESCARGA (R)

Temperatura de condensação °C	Temperatura de saturação na sucção °C																			
	- 40		- 35		- 30		- 25		- 20		- 15		- 10		- 5		0		+ 5	
	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D
25	4,58	1,45	3,71	1,40	3,03	1,38	2,48	1,365	2,04	1,345	1,69	1,335	1,40	1,315	1,19	1,30	1,02	1,28	0,89	1,27
30	4,79	1,33	3,88	1,305	3,16	1,28	2,60	1,26	2,15	1,24	1,77	1,225	1,47	1,21	1,24	1,195	1,06	1,18	0,93	1,17
35	5,04	1,23	4,06	1,205	3,32	1,185	2,73	1,165	2,25	1,15	1,85	1,130	1,54	1,115	1,29	1,10	1,10	1,09	0,96	1,075
40	5,31	1,135	4,23	1,155	3,46	1,095	2,86	1,075	2,35	1,06	1,94	1,045	1,61	1,03	1,35	1,015	1,15	1,0	1,01	0,99
45	5,69	1,055	4,45	1,030	3,64	1,015	3,01	0,995	2,46	0,98	2,02	0,965	1,68	0,80	1,41	0,935	1,21	0,92	1,05	0,91

TABELA 5 - CORREÇÃO DO COMPRIMENTO EQUIVALENTE

Perda de carga °C	Linha de líquido	0,12	0,25	0,37	0,5	0,63	0,75	1,0	1,25	1,50
	Linha de descarga Linha de sucção	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25	1,50	2,0	2,50	3,0
Coefficiente		4,0	2,0	1,3	1,0	0,8	0,7	0,5	0,4	0,3

A (tab. 8) representa as perdas de carga de cotovelos e tees expressos em comprimento equivalente de tubo (m), uniões rosçadas, flangeadas ou cônicas.

TABELA 8 - PERDAS DE CARGA NOS ACESSÓRIOS

DIÂMETRO EXTERNO		JOELHOS						Mudança de direção	T		
Aço	Cobre	Ralo curto 90° *	Ralo longo 90° **	Macho e Fêmea 90° *	Ralo curto 45° *	Macho e Fêmea 45° *	Ralo curto 180° *		PASSO DIRETO		
									Sem redução	Redução 1/4	Redução 1/2
17,2	1/2	0,42	0,27	0,70	0,21	0,33	0,70	0,82	0,27	0,36	0,42
21,3	5/8	0,48	0,30	0,76	0,24	0,40	0,76	0,91	0,30	0,43	0,48
26,9	7/8	0,61	0,42	0,98	0,27	0,49	0,98	1,2	0,42	0,58	0,61
33,7	1 1/8	0,79	0,51	1,2	0,39	0,64	1,2	1,5	0,51	0,70	0,79
42,4	1 3/8	1,0	0,70	1,7	0,51	0,91	1,7	2,1	0,70	0,95	1,0
48,3	1 5/8	1,2	0,80	1,9	0,64	1,0	1,9	2,4	0,80	1,1	1,2
60,3	2 1/8	1,5	1,0	2,5	0,79	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5
73	2 5/8	1,8	1,2	3,0	0,98	1,6	3,0	3,6	1,2	1,7	1,8
88,9	3 1/8	2,3	1,5	3,6	1,2	2,0	3,6	4,6	1,5	2,1	2,3
101,6	3 5/8	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,4	1,8	2,4	2,7
114,3	4 1/8	3,0	2,0	5,1	1,6	2,6	5,1	6,4	2,0	2,7	3,0
141,3	5 1/8	4,0	2,5	6,4	2,0	3,3	6,4	7,6	2,5	3,6	4,0
168,3	6 1/8	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9,1	3,0	4,2	4,8
219,1	8 1/8	6,1	4,0	-	3,0	-	10,4	10,7	4,0	5,4	6,1
273	-	7,7	4,9	-	4,0	-	12,8	15,2	4,9	7,0	7,6

A (tab. 9) mostra a carga mínima para o arraste de óleo em trechos verticais ascendentes na linha de sucção e a (tab. 10) para a linha de descarga.

TABELA 9 - CAPACIDADE MÍNIMA NECESSÁRIA PARA ARRASTE DE ÓLEO EM LINHAS DE SUCÇÃO ASCENDENTES (TUBO DE COBRE, R-22)

TUBO DE COBRE																								
DIÂM. EXTER.	7/8		1 1/8		1 3/8		1 5/8		2 1/8		2 3/8		3 1/8		3 5/8		4 1/8		5 1/8		6 1/8		8 1/8	
SEÇÃO I (cm²)	3,11		5,31		8,09		11,5		20,3		30,8		44,0		59,6		77,3		120,6		173,4		302,2	
TEMP. SUÇÃO °C	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F
- 40	1,36	2,9	2,67	2,7	4,54	2,5	6,95	2,4	13,9	2,2	24,2	2,2	37,3	2,0	54,9	2,0	75,6	1,8	132,0	1,6	207,0	1,6	415,0	1,4
- 30	1,63	1,9	3,24	1,7	5,45	1,5	8,5	1,5	16,7	1,35	28,8	1,35	44,4	1,2	65,0	1,2	90,7	1,1	157,0	1,1	246,0	1,0	494,0	1,0
- 20	1,93	1,22	3,82	1,0	6,35	1,0	9,7	1,0	19,7	0,82	33,3	0,82	52,4	0,73	76,3	0,73	106,5	0,73	185,0	0,65	296,0	0,65	581,0	0,65
- 10	2,24	0,82	4,36	0,67	7,56	0,67	10,4	0,67	22,7	0,55	39,0	0,55	60,2	0,42	89,0	0,42	123,0	0,42	214,0	0,42	330,0	0,42	675,0	0,42
0	2,54	0,51	5,06	0,44	8,46	0,44	12,7	0,44	25,7	0,44	45,1	0,44	69,3	0,30	101,8	0,30	141,5	0,30	246,0	0,30	396,0	0,30	775,0	0,30
+ 5	2,72	0,36	5,50	0,36	9,10	0,36	13,9	0,36	27,5	0,36	48,1	0,36	74,2	0,25	107,5	0,25	150,5	0,25	260,0	0,25	412,0	0,25	826,0	0,25

TABELA 10 - CAPACIDADE MÍNIMA NECESSÁRIA PARA ARRASTE DE ÓLEO EM LINHAS DE DESCARGA ASCENDENTES (TUBO DE COBRE, R-22)

TUBO DE COBRE																							
DIAM. EXTER. SEÇÃO (cm²)	7/8		1 1/8		1 3/8		1 5/8		2 1/8		2 3/8		3 1/8		3 5/8		4 1/8		5 1/8		6 1/8		
	3,11	5,31			8,09		11,5		20,3		30,8		44,0		59,6		77,3		120,6		173,4		
TEMP. SUCCÃO °C	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	
26	3,20	1,45	6,40	1,82	10,6	1,82	16,3	1,82	31,8	1,64	54,5	1,45	85,3	1,45	126,5	1,45	174,1	1,27	302,0	1,27	426,0	1,09	
32	3,54	1,27	6,94	1,64	11,5	1,64	17,6	1,64	34,8	1,45	59,6	1,27	93,9	1,27	136,0	1,27	189,2	1,09	320,0	1,09	479,0	0,91	
38	3,88	1,27	7,60	1,45	12,4	1,45	19,1	1,45	38,1	1,27	65,4	1,27	104,0	1,09	148,0	1,09	205,0	1,09	357,0	0,91	524,0	0,73	
44	4,24	1,09	8,25	1,27	13,6	1,27	21,2	1,27	41,8	1,09	71,6	1,09	116,0	1,09	162,0	0,91	223,0	0,91	363,0	0,91	571,0	0,73	

P = 1000 fg/h F = Perda de carga em °C por 100 m de comprimento equivalente

$$\text{Perda de carga } p/\text{capacidade máxima} = \text{Perda de carga } p/\text{capacidade mínima} \times \left(\frac{\text{capacidade máxima}}{\text{capacidade mínima}} \right)^{1,8}$$

13.5 TESTE DE VAZAMENTO

Após a instalação do sistema, e antes da tubulação ser isolada, todo o circuito deve passar por um teste de vazamento, que deve atender os seguintes procedimentos:

1. Abrir todas as válvulas das linhas de refrigeração e ligar a parte elétrica do comando para abrir a válvula solenóide de líquido. Fechar as duas válvulas do compressor e conectar um manômetro em uma das válvulas da conexão das linhas de interligação.
2. Conectar um cilindro de nitrogênio seco na tomada de pressão de descarga do compressor e colocar uma pressão de 2415 kPa (350 psig).
3. Deixar as linhas com pressão no mínimo por 12 horas. Qualquer queda de pressão verificada no manômetro durante o período, significará a existência de vazamentos.
4. Verificar vazamentos, aplicando-se uma solução de água com sabão nas conexões. Onde houver vazamento, formar-se-ão bolhas no local. Consertar vazamentos.
5. Após este teste, retirar todo o nitrogênio e fazer uma carga de gás até uma pressão de 70 kPa. Faz-se nova carga de nitrogênio até uma pressão de 1050 kPa.

6. Checar então todo o circuito e todos os equipamentos, com detector eletrônico de vazamentos.
7. Após checar-se toda a linha e consertados todos os vazamentos. Fazer vácuo do sistema.

13.6 VÁCUO NO SISTEMA

A evacuação das linhas é com certeza um dos pontos mais importantes para um perfeito funcionamento do sistema.

Sabe-se que quanto maiores as distâncias entre as unidades evaporadora e condensadora, maior será a dificuldade de se obter um bom vácuo nas linhas.

Conectar às linhas a bomba de vácuo na sucção e descarga do compressor e deixar trabalhar até que o valor lido no vacuometro eletrônico situe-se em torno de 150 μ Hg.

Caso não seja possível atingir tal valor, preencha as linhas com uma pequena quantidade de R-22 até atingir 700 kPa e tornar a evacuar o sistema até o valor conseguido na primeira tentativa que não deve ser inferior a 500 μ Hg.

Com isto, temos o sistema pronto para a carga de gás.

13.7 CARGA DE ÓLEO

O óleo de lubrificação do compressor é arrastado por todo o sistema e percorre todas as linhas, juntamente com o refrigerante. Com isto, uma pequena parte do óleo ficará sempre aderida às paredes dos tubos de cobre.

Quanto maior for a distância entre a unidade condensadora e a evaporadora, maiores serão os riscos do compressor sofrer falta de óleo.

Para os sistemas que utilizam compressores semi-herméticos, o problema da falta de óleo é facilmente detectado pela observação do visor de carter do compressor que deve ter 3/4 do seu mostrador preenchido. Os compressores semi-herméticos de 4 TR em diante, possuem a proteção do pressostato de óleo que atuará quando da falta de óleo.

Já os compressores herméticos não possuem visor e, portanto a verificação do nível de lubrificação é impossível. Além desse inconveniente, os compressores herméticos não possuem nenhuma proteção contra a falta de óleo como há no caso dos semi-herméticos, sendo necessária a prevenção de complementação do nível de óleo.

Nas unidades com compressores semi-herméticos como a visualização do nível de óleo é óbvia através do visor daremos somente alguns dados de previsão de acréscimo de óleo quando ocorrerem linhas muito compridas. Acrescenta-se 1/2 litro de óleo além da carga nominal do compressor para cada 15 metros de comprimento linear entre as unidades evaporadora e condensadora, utilizando compressores de potência até 6,5 kW e 1 litro de óleo para os mesmos 15 metros nas unidades com compressores de potência acima de 6,5 kW.

O procedimento para visualização do nível de óleo é o seguinte.

Permita a unidade trabalhar por 20 minutos. Pare a máquina e verifique o nível de óleo do compressor. Adicione óleo até completar 3/4 do visor. Pare a máquina novamente e deixe funcionar por mais 10 minutos. Pare a máquina e

verifique o nível de óleo. Se o nível ainda estiver baixo, adicione óleo somente depois de verificar que a tubulação está á projetada para um retorno de óleo apropriado e que o sistema não tenha vazamento de óleo.

Nas unidades com compressores herméticos, a previsão de carga adicional de óleo é feita da seguinte maneira. Adiciona-se 1% da carga de óleo nominal do compressor para cada 3 metros de comprimento da linha de refrigerante acima de 15 metros. Por exemplo, um sistema que tenha 1,5 l de carga de óleo nominal com 45 metros de tubulação de interligação requererá á 0,15 litros conforme os cálculos abaixo:

- comprimento de linha adicional = $45 - 15 = 30 \text{ m}$
- percentagem de acréscimo de óleo = $30 \text{ m} : 3 \text{ m} = 10 \times 1\% (0,1)$
- quantidade de acréscimo de óleo = $0,1 \times 1,5 \text{ l} = 0,15 \text{ l}$

Nunca reutilizar o óleo ou utilizar qualquer óleo que tenha sido exposto à atmosfera.

13.8 EXEMPLO ILUSTRATIVO

EXEMPLO 13.8.1: Dimensionar as tubulações frigoríficas para o layout da tubulação (fig. 154), conhecendo-se:

- carga de projeto = 60 TR (sucção saturada = 5°C , condensação saturada = 45°C);
- carga mínima = 12 TR (sucção saturada = 5°C , condensação saturada = 45°C);
- refrigerante R-22;
- tubo de cobre, tipo L, conexões de cobre forjado de raio longo;
- perda de carga no filtro secador, 14 kPa;
- perda de carga na válvula solenóide, 21 kPa.

FIGURA 154 - LAYOUT DA INSTALAÇÃO

