

# Projeto básico de salas limpas – Parte Final

**Autor:** Eng.º J. Fernando B. Britto, engenheiro mecânico, sócio da Adrifenco Engenharia, secretário do GEC-4 e membro do conselho editorial da Revista da SBCC  
**Contato:** adrifenco@gmail.com

**J. Fernando B. Britto**

### 5.3.3.2. Fluido Refrigerante

Os gráficos das figuras 46a, 46b e 46c foram elaborados para permitir analisar alguns dos fluidos refrigerantes mais comumente utilizados.

Nos três casos estudados, foi adotado um deslo-

camento volumétrico de 0,056 m<sup>3</sup>/s, temperatura de evaporação de -5 °C, condensação a 40 °C, subresfriamento de 5 °C e superaquecimento de 8 °C, sendo desprezados os efeitos do atrito no interior dos sistemas (ciclos ideais):

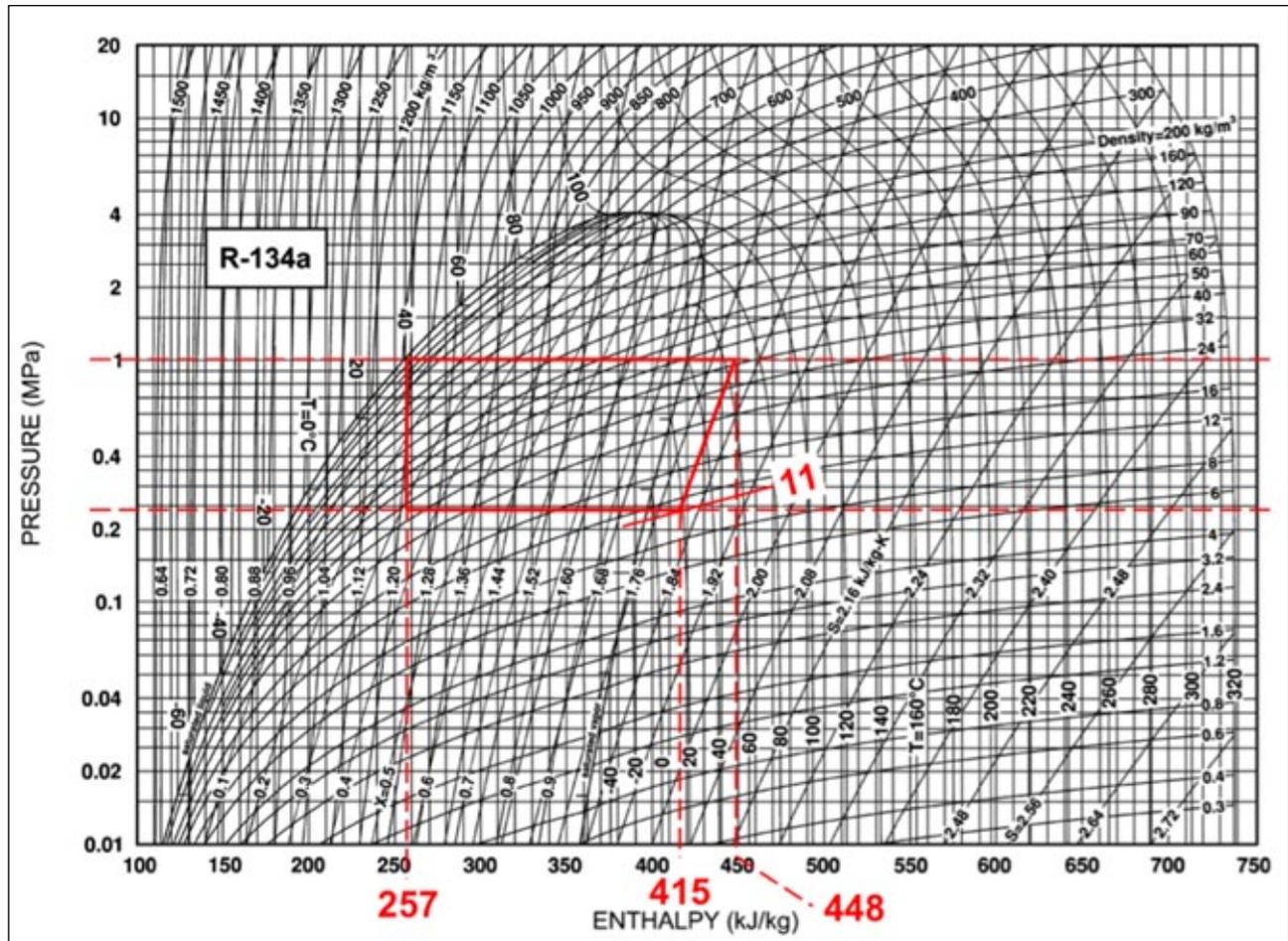


Figura 46a – Ciclo frigorígeno operando com fluido R-134A

Utilizando R-134A, a vazão mássica do sistema será de:

$$m/dt = 0,056 * 11 \rightarrow m/dt = 0,62 \text{ [kg/s]}$$

Isso representa uma capacidade frigorígena de:

$$H = (415 - 257) * 0,62 \rightarrow H = 98,0 \text{ [kW]}$$

Com uma potência absorvida de:

$$N = (448 - 415) * 0,62 \rightarrow N = 20,5 \text{ [kW]}$$

Resultando em um coeficiente de desempenho (COP) de:

$$COP = 98,0 / 20,5 \rightarrow COP = 4,79$$

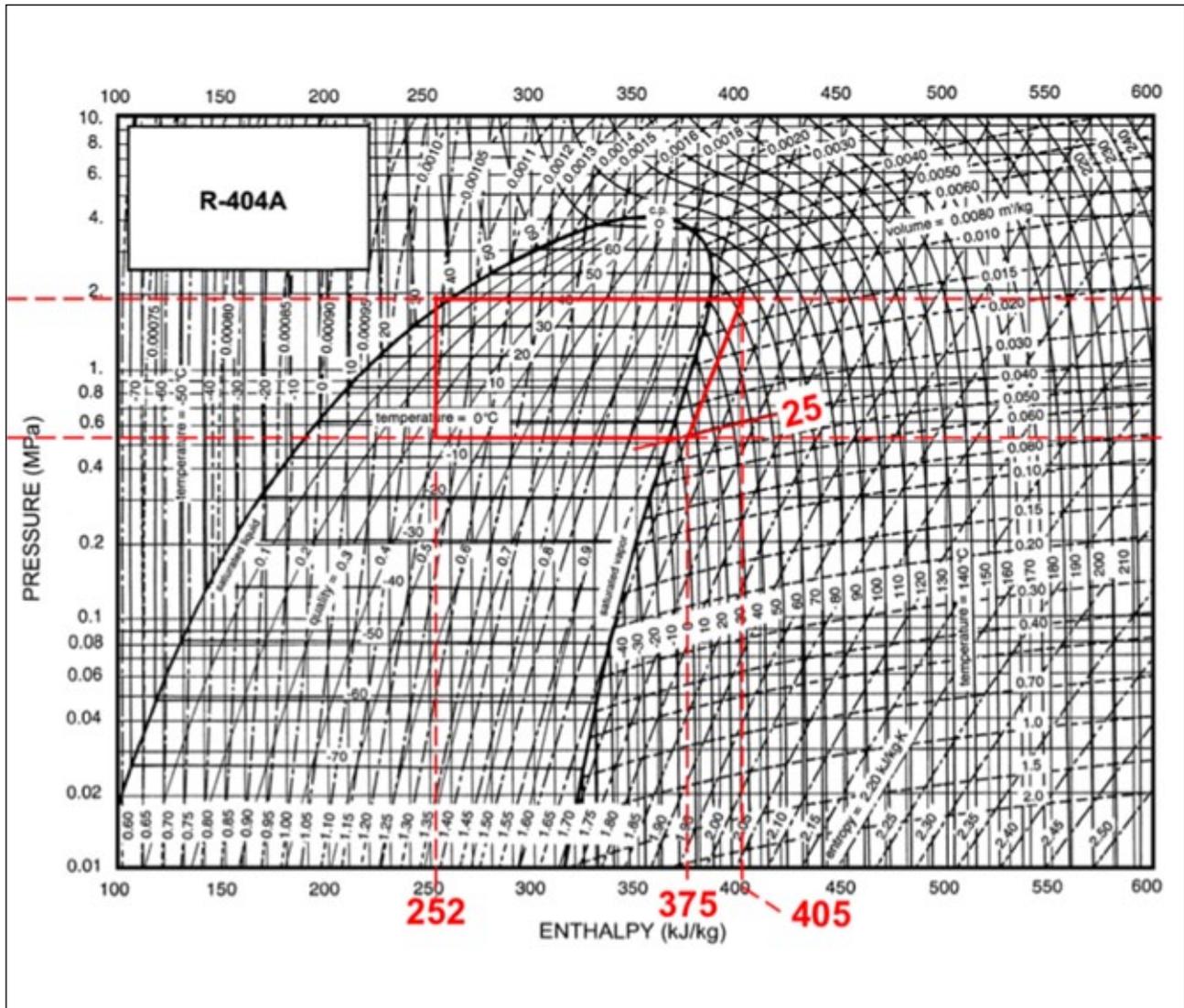


Figura 46b – Ciclo frigorígeno operando com fluido R-404A

Utilizando R-404A, a vazão mássica do sistema será de:

$$m/dt = 0,056 * 25 \rightarrow m/dt = 1,40 \text{ [kg/s]}$$

Isso representa uma capacidade frigorígena de:

$$H = (375 - 252) * 1,4 \rightarrow H = 172,2 \text{ [kW]}$$

Com uma potência absorvida de:

$$N = (405 - 375) * 0,62 \rightarrow N = 42,0 \text{ [kW]}$$

Resultando em um coeficiente de desempenho (COP) de:

$$COP = 172,2 / 42,0 \rightarrow COP = 4,1$$

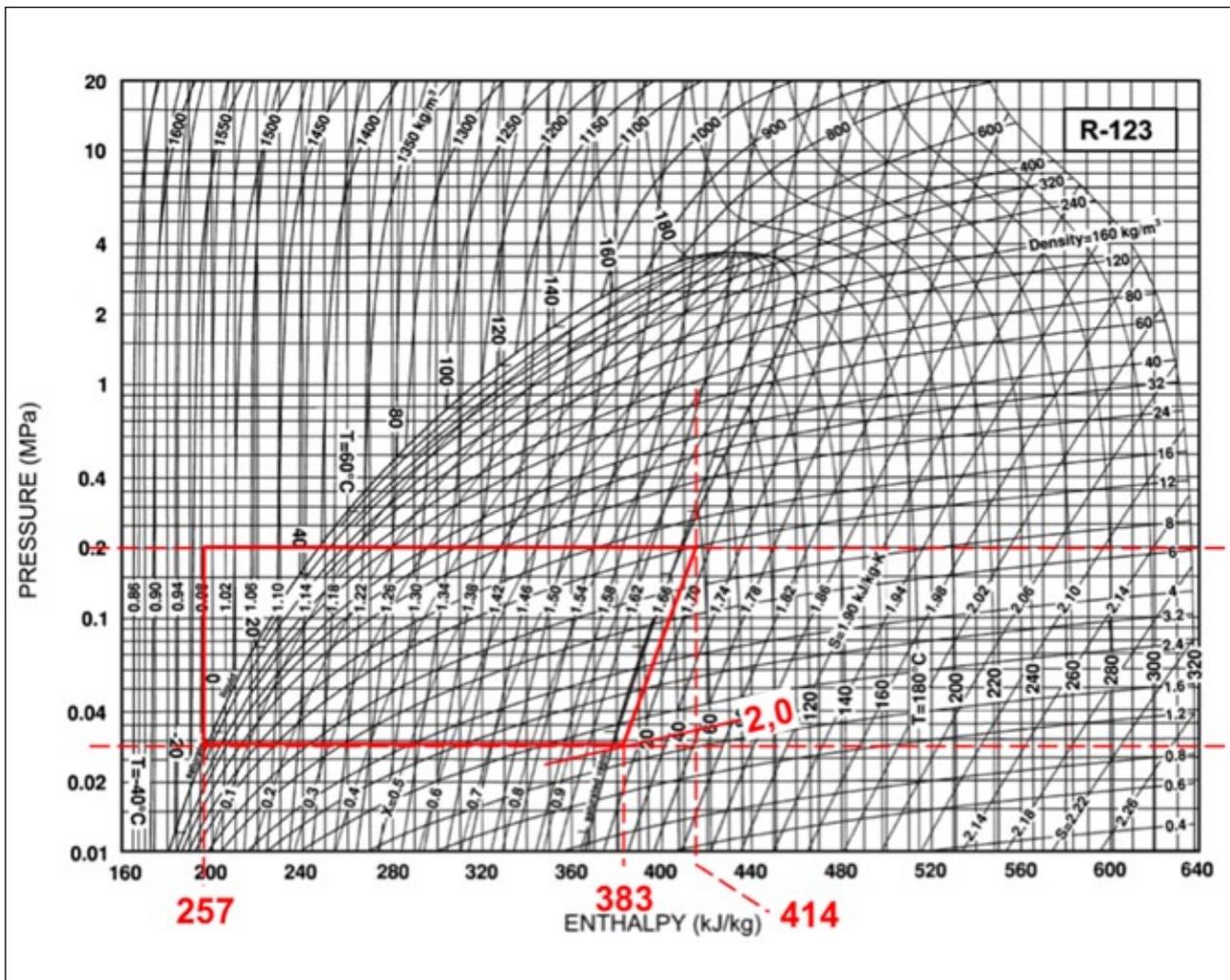


Figura 46c – Ciclo frigorífero operando com fluido R-123

Utilizando R-123, a vazão mássica do sistema será de:  
 $m/dt = 0,056 * 2,0 \rightarrow m/dt = 0,112 \text{ [kg/s]}$

Isso representa uma capacidade frigorígena de:

$$H = (383 - 257) * 0,112 \rightarrow H = 14,1 \text{ [kW]}$$

Com uma potência absorvida de:

$$N = (414 - 383) * 0,112 \rightarrow N = 3,5 \text{ [kW]}$$

Resultando em um coeficiente de desempenho (COP) de:

$$\text{COP} = 14,1 / 3,5 \rightarrow \text{COP} = 4,07$$

Analisando os três casos, verificamos que:

- A compressibilidade, assim como a massa específica, do R-404A é maior que a do R-134A, a qual é maior que a do R-123. Isso confere ao R-404A uma maior capacidade frigorígena com menor deslocamento volumétrico. O que significa compressores menores, embora não de menor potência.

- O R-134A produz o maior COP, porém também apresenta a maior temperatura de descarga, o que requer melhores materiais. Isto também poderia representar maior atrito, o que não foi considerado na equação.
- O R-123 possui um COP intermediário semelhante ao do R-404A e é fluido de menor massa específica, porém, é o que requer menor taxa de compressão, o que o torna ideal para equipamentos de grande deslocamento volumétrico, como no caso dos compressores centrífugos.

### 5.3.3.3. Fluido Refrigerante – Redução da Camada de Ozônio e Efeito Estufa

Outro fator a ser considerado na escolha dos refrigerantes, é o seu potencial para redução da camada de ozônio da atmosfera.

A tabela 1 fornece dados comparativos relativos ao efeito de diversos refrigerantes atualmente comercializados, com relação ao seu potencial de redução da camada de ozônio da atmosfera:

<b>Tabela 1 – Comparação do potencial de redução da camada de ozônio de diversos refrigerantes</b>	
<b>Fluido Refrigerante</b>	<b>Potencial de redução da camada de ozônio</b>
Amônia (R 717)	0
CFC R 11	1
HCFC R 22	0,055
HCFC R 123	0,020
HFC R 134a	0
HFC R 404a	0
HFC R 407c	0
HFC R 410a	0

**Fonte: Ammonia as Refrigerant – International Institute of Refrigeration – 2nd Edition - 1999**

A tabela 2 permite comparar o potencial de efeito estufa de diversos refrigerantes atualmente comercializados:

<b>Tabela 2 – Comparação do potencial de efeito estufa de diversos refrigerantes</b>	
<b>Fluido Refrigerante</b>	<b>Potencial de redução da camada de ozônio</b>
Amônia (R 717)	0
CO2	1
HCFC R 22	1500
HFC R 134a	1300
HFC R 404a	3260
HFC R 407c	1520
HFC R 410a	1725

**Fonte: Ammonia as Refrigerant – International Institute of Refrigeration – 2nd Edition - 1999**

Comparando-se as tabelas, verifica-se que embora os refrigerantes R-134A e R 404A sejam considerados ecológicos por não atacarem a camada de ozônio, seu potencial de efeito estufa é significativamente maior que o do CO<sub>2</sub> (referência), sendo o potencial do R 404A muito mais alto que o dos demais fluidos.

#### 5.3.3.4. Trocadores de calor

Tanto o evaporador, quanto o condensador dos chillers, bem como as serpentinas das unidades de tratamento de ar, são trocadores de calor.

Atualmente, as formas construtivas mais empregadas na construção de trocadores de calor são:

##### **Trocadores de Calor tipo “Casco e Tubos” (figura 47):**

Consistem em um feixe tubular instalado em um casco externo cilíndrico dotado de cabeçotes em ambas as extremidades (denominados espelhos e tampas), os quais são responsáveis pela separação do fluido interno (que circula dentro do feixe tubular), em relação ao fluido externo (que circula entre o casco e face externa dos tubos que compõem o feixe tubular).

O casco pode ser subdividido por anteparas, para promover a recirculação do fluido externo ao longo do feixe tubular (passes). Também pode conter anteparas espirais para promover uma maior circulação do fluido externo sobre o feixe tubular.

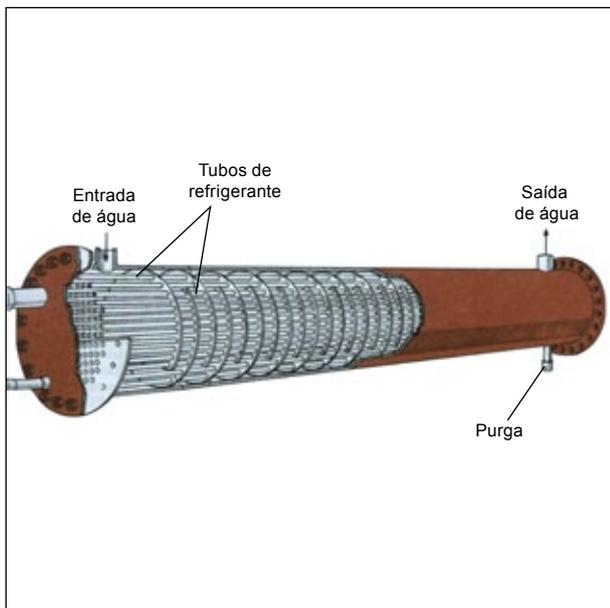
A recirculação do fluido no interior do feixe tubular pode ser promovida por separações e cavidades localizadas nas tampas dos cabeçotes.

Nos evaporadores dos chillers convencionais, o fluido refrigerante geralmente circula no interior do feixe tubular e o fluido resfriado circula em torno do feixe tubular.

Nos evaporadores de casco inundado, o fluido resfriado circula no interior do feixe tubular (o que permite uma fácil limpeza do trocador) e o casco é parcialmente inundado com fluido refrigerante, o qual ao evaporar, escoar em torno do feixe tubular, trocando calor com o fluido interno.

Os condensadores do tipo casco tubo operam como os evaporadores de casco inundado, porém, seu objetivo é remover calor do fluido refrigerante, também causando a inundação parcial do casco, o qual serve também de reservatório de líquido, que é subresfriado na parte inferior do casco.

Este tipo de trocador geralmente é empregado quando ambos os fluidos possuem baixa vazão volumétrica,



**Figura 47** – Trocador de Calor tipo “Casco e Tubos”

podendo ou não haver mudança de fase total ou parcial de qualquer um ou ambos os fluidos.

Exemplo: vapor - vapor, líquido - vapor ou líquido - líquido.

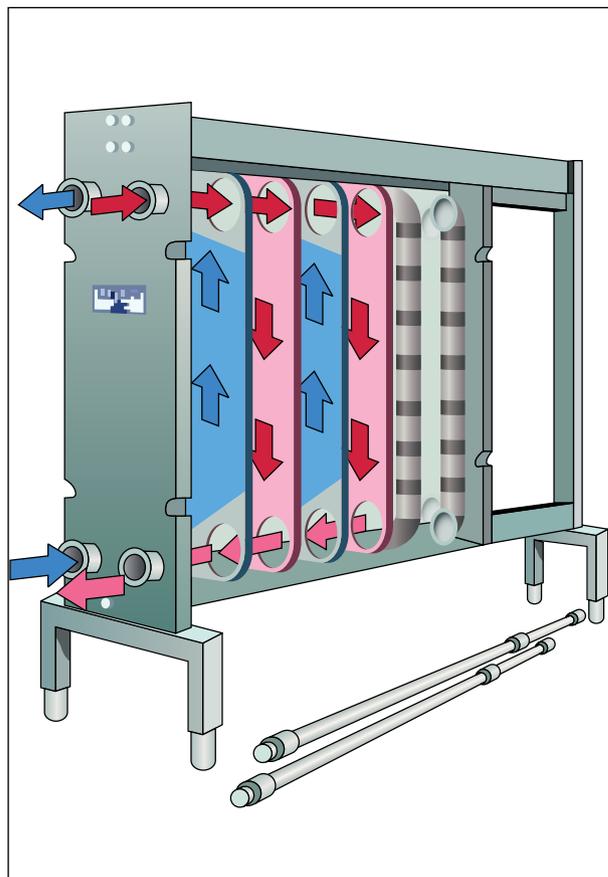
**Trocadores de Calor tipo “a Placas”:**

Consistem em um conjunto de placas metálicas, montadas paralelamente umas ao lado das outras por meio de um suporte que as alinha e prensa suas juntas umas contra as outras, formando uma espécie de sanduiche (ver figura 48).

As juntas montadas na periferia das placas servem como espaçadores sendo montadas juntas intercaladas em torno dos bocais de entrada e saída dos fluidos, de forma que um fluido circule somente no espaço entre as placas ímpares e outro fluido circule somente no espaço entre as placas pares.

Este tipo de montagem propicia uma grande superfície de contato entre os fluidos, o que torna este trocador muito eficiente. Porém, o grande número de juntas necessárias à formação do conjunto, pode acarretar em um número significativo de pontos de vazamento.

Para resolver o problema dos vazamentos, são utilizadas trocadores com placas “brasadas”, o que significa que as juntas das placas são soldadas por eletrofusão, eliminando-se as juntas prensadas. Porém isto torna a limpeza mecânica do trocador praticamente impossível, requerendo a utilização de filtros e obrigando a limpeza por meios químicos e reversão do sentido de escoamento.



**Figura 48** – Trocador de Calor tipo “a Placas”

Este tipo de trocador geralmente é empregado quando ambos os fluidos possuem baixa vazão volumétrica, podendo ou não haver mudança de fase total ou parcial de qualquer um ou ambos os fluidos.

Exemplo: vapor - vapor, líquido - vapor ou líquido - líquido.

**Trocadores de Calor tipo “Aletado”:**

Também conhecidos como serpentinas, consistem em um tubo ou feixe tubular montado por meio de expansão mecânica sobre um conjunto de aletas e dotado de coletores ou cabeçotes em uma ou ambas as extremidades.

Este tipo de trocador geralmente é empregado quando um dos fluidos possui elevada vazão volumétrica em relação ao outro, podendo ou não haver mudança de fase total ou parcial de qualquer um ou ambos os fluidos.

Exemplo: vapor – ar ou líquido – ar.

Este tipo de trocador (ver figura 49) é grandemente empregado como condensador nos sistemas resfriados a ar, além de ser o trocador de calor usualmente empregado nas unidades de tratamento de ar.



**Figura 49** – Trocador de Calor tipo “Aletado” (Serpentina)



**Figura 50** – Trocador de Calor tipo “Tubo Aletado”

Trocadores do tipo tubo aletado (ver figura 50) são muito utilizados em aquecedores à vapor, pois permite a execução de tubos independentes, interconectados por cabeçotes distribuidores de vapor e coletores de condensado, os quais são vedados em relação ao fluido aquecido (geralmente gasoso) por meio de gaxetas.

Isto permite uma fácil manutenção ou reparação do feixe tubular em sistemas com grandes criticidades.

#### **5.3.3.5. Automação: Monitoramento das variáveis dos ciclos frigorígenos**

É muito difícil se justificar o monitoramento de ciclos frigorígenos de pequeno porte, devido aos custos inerentes aos sistemas de automação e supervisão. Porém, atualmente, sua utilização é praticamente indispensável em se tratando de sistemas de médio e grande porte.

Quaisquer que sejam os casos, pequeno, médio ou grande porte, os pontos de monitoramento são aproximadamente os mesmos, conforme indicados na tabela 3 (a seguir):

**REINTECH**

**ZONAS LIMPAS GRAU A/B**  
FORRO FILTRANTE - FLUXOS UNIDIRECIONAIS

**WWW.REINTECH.COM.BR**

**Tabela 3 – Principais Variáveis Monitoradas nos Ciclos Frigorígenos**

Variável	Aplicação
Pressão de sucção	Permite avaliar a temperatura de evaporação do fluido refrigerante no trocador de calor. Pressões abaixo da condição de projeto podem causar congelamento da umidade do ar sobre a serpentina e retorno de líquido para o compressor.
Temperatura de sucção	Permite avaliar o superaquecimento do fluido refrigerante na entrada do compressor. Condições de superaquecimento diferentes das projetadas costumam ser indicativas de carga inadequada de fluido refrigerante no sistema. Deve ser avaliado juntamente com a pressão de sucção e corrente do compressor.
Pressão de condensação	Permite definir a temperatura de condensação (saturação do líquido) do fluido refrigerante. Elevações das pressões de condensação podem indicar a necessidade de limpeza dos condensadores.
Temperatura de descarga	Permite avaliar variações no rendimento do compressor. Acréscimos adicionais de entropia na compressão indicam perda de rendimento do compressor e podem indicar a necessidade de troca do lubrificante ou a ocorrência de desgastes anormais. Também são utilizadas para proteção contra aquecimento excessivo do compressor, garantindo que o equipamento não opere além de seus limites construtivos.
Temperatura do líquido subresfriado	Permite avaliar a disponibilidade de energia térmica do sistema e definir a entalpia específica na entrada do evaporador. Reduções no nível de subresfriamento de projeto causam queda de desempenho do sistema e podem indicar a necessidade de limpeza dos condensadores.
Corrente do motor do compressor	Permite avaliar variações no rendimento do compressor. Acréscimos adicionais de corrente no motor do compressor indicam perda de rendimento do sistema e podem indicar a ocorrência de desgastes anormais. Também são utilizadas para proteção elétrica do motor do compressor, garantindo que o equipamento não opere além de seus limites operacionais.
Temperatura de entrada no condensador	Permite avaliar a condição de entrada do fluido utilizado na condensação. Temperaturas de entrada elevadas irão elevar a pressão de condensação do sistema e a temperatura de descarga do compressor, reduzindo sua capacidade frigorígena.
Temperatura de saída no condensador	Utilizado somente em sistemas resfriados à água. Permite avaliar a condição de saída do fluido utilizado na condensação. Pode ser utilizado para redução da vazão de água de condensação, mantendo-se um diferencial de temperatura constante entre a entrada e a saída, permitindo economizar energia de bombeamento.
Temperatura de entrada no evaporador	Permite avaliar a condição de entrada do fluido a ser resfriado. Temperaturas de entrada elevadas irão elevar as pressões de sucção e de condensação do sistema e a temperatura de descarga do compressor, causando aquecimento no compressor e sobrecarga em seu motor, acarretando em seu desligamento.
Temperatura de saída no evaporador	Permite controlar a capacidade do sistema. Também pode ser utilizado para redução da vazão do fluido resfriado, mantendo-se um diferencial de temperatura constante entre a entrada e a saída, permitindo economizar energia de bombeamento.
Dispositivo de controle de capacidade	Permite avaliar se o equipamento está operando em condições correspondentes às necessárias. A análise do retro-sinal do dispositivo de controle de capacidade permite avaliar a efetividade de seu dispositivo atuador.

#### 5.3.4. Trocadores de Calor

Independentemente de serem empregados como componentes dos chillers, das unidades de tratamento de ar ou simplesmente para o aquecimento ou resfriamento de um fluido de processo qualquer, para sua aquisição é necessário especificar os seguintes dados nos trocadores de calor:

O projetista deverá comparar:

- Capacidade térmica máxima e mínima de projeto.
- Vazão máxima e mínima de projeto.
- Condições de entrada e saída dos fluidos para as capacidades máximas e mínimas de projeto.
- Pressões de projeto e de operação

Deve ser evitado:

- **Excesso de capacidade:** diminui a autoridade do sistema de controle
- **Excesso de velocidade:** causa perda de carga excessiva e pode dificultar a troca de calor.
- **Arraste de condensado:** em resfriamento – dificulta o controle de umidade
- **Número excessivo de filas ou aletas:** dificulta a limpeza, a atual normalização impõe limites para o número de filas (6) e aletas (12/in).

##### 5.3.4.1. Trocadores de calor nas unidades de tratamento de ar para salas limpas

Nas salas limpas, para se manter a concentração de partículas em suspensão no ar do ambiente dentro dos limites aceitáveis, é necessário impor ao sistema um escoamento grande o suficiente para permitir a diluição do particulado.

Isto implica em um determinado valor mínimo de vazão volumétrica constante (sob condições normais de operação), o qual, usualmente, é muito maior que o requerido para combater as cargas térmicas sensíveis e latentes do sistema.

Considerando-se que o escoamento possui valor fixo e maior que o requerido em função da carga térmica, a temperatura de bulbo seco (TBS) média do ambiente dependerá da carga térmica sensível interna (HSI) imposta pelo mesmo e, conseqüentemente, do diferencial de temperatura entre o ambiente e sua insuflação ( $t_{AMB} - t_{INS}$ ).

**Para controlar tanto a temperatura, quanto a umidade relativa nos ambientes, os sistemas de trata-**

**mento de ar para salas limpas irão obrigatoriamente requerer algum dispositivo de reaquecimento, para ajustar a carga térmica ao escoamento requerido.**

Os aquecedores elétricos são os que apresentam o menor custo de aquisição, embora demandem maior manutenção e maior custo de energia.

Aquecedores alimentados por água quente possuem custo elevado, porém são os mais seguros e os que demandam menos manutenção, porém o aquecimento e bombeamento da água retiram parte da eficiência energética do sistema, incorrendo em custos elevados de energia, mesmo em sistemas onde o aquecimento é realizado por trocadores a vapor ou por queima direta.

A maior eficiência energética é obtida no caso dos aquecedores alimentados a vapor, contudo, estes sistemas são os que utilizam metais mais nobres e, portanto, mais caros, além de imporem altos custos de manutenção.

Uma alternativa eficiente é a utilização de sistemas de reaquecimento do tipo “face & by pass”, os quais reaproveitam a carga térmica do próprio ambiente para promover grande parte do reaquecimento requerido pelo sistema.

O processo consiste em resfriar apenas parte do ar de retorno e desviar a parte restante, voltando a misturá-la após a serpentina de resfriamento e desumidificação.

Ao desviar uma parte do ar que passaria pela serpentina, evita-se a necessidade de resfriá-lo e depois reaquecê-lo, reduzindo o consumo energético total do sistema.

No entanto, uma vez que o ar desviado (*by pass*) também não será desumidificado, este recurso está limitado a sistemas com baixa carga térmica latente interna, pois haverá uma realimentação de umidade após o *by pass*, dificultando o controle efetivo da umidade.

Além disso, como apenas uma parte do ar será resfriado, a histerese do sistema será maior, demandando mais tempo para se alcançar as condições internas após as paradas do sistema.

##### Algoritmo do sistema de face & by pass:

1. Determina-se a umidade específica de insuflação em função da umidade específica do ar requerida no ambiente, do calor latente de vaporização da água ( $L = 2450 \text{ kJ/kg}$ ) e do diferencial de umidade específica imposto pela carga latente interna (HLI) do sistema:

$$w_{INS} = w_{AMB} - HLI / (L * m_{INS})$$

- Determinar a temperatura (t), umidade específica (w) e entalpia (h) no by pass (BP) e na mistura (M).
- Adotar uma condição inicial de saída da serpentina com UR = 90% e  $w_{SS} = w_{INS} - 0,0005$  [kg/kg]. O valor inicial deve ser ligeiramente inferior àquele requerido pela carga térmica latente interna.
- Determinar a temperatura (t), umidade específica (w) e entalpia (h) na saída da serpentina (SS).  
Deve ser considerada também a carga dissipada pelo motor do ventilador.
- Determinar o percentual de ar desviado (%BP) requerido pelo sistema para satisfazer a temperatura de insuflação:

$$\%BP = 1 - (h_M - h_{BP}) / (h_M - h_{SS})$$

- Determinar o escoamento de ar desviado requerido pelo escoamento total de ar do sistema:

$$m_{BP} = \%BP * m_{INS}$$

- Determinar a umidade na saída da serpentina ( $w_{SS}$ ):

$$w_{SS} = (m_M * w_M - m_{BP} * w_{BP}) / m_{SS}$$

Os passos 4, 5, 6 e 7 são iterativos e devem ser repetidos até que o valor de  $w_{SS}$  inserido no passo 4 seja igual ao obtido no passo 7, com tolerância de 0,0001 [kg/kg].

## 5.4. Utilidades – Tubulações

Ao serem dimensionadas as tubulações de utilida-

des, o projetista deverá observar os seguintes cuidados básicos:

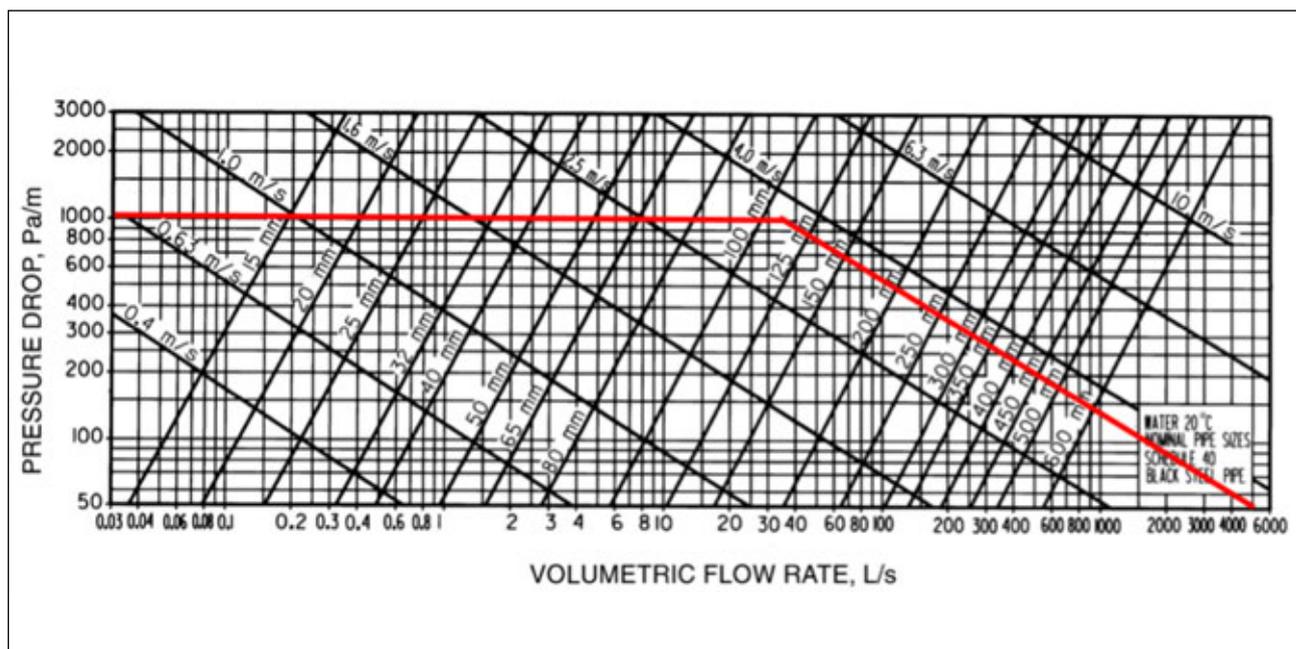
- **Para gases:** Os ramais devem ser conectados na parte superior dos troncos das tubulações para evitar a entrada de condensado.  
Prever purgadores de condensado nos pontos baixos e nos finais de linha.

- **Para líquidos:** Os ramais devem ser conectados na parte de baixo dos troncos das tubulações para evitar a entrada de gases, além de permitir uma eventual purga de gases retidos no ramal.  
Prever purgador de gases no ponto mais alto da linha e válvulas para “vent” nos pontos mais altos dos trechos de retorno dos cavaletes dos consumidores.

### 5.4.1. Dimensionamento de tubulações para água limpa

Em função de critérios econômicos e aspectos normativos, recomenda-se a adoção de limites de perda de carga unitária  $dp \leq 1000$  [Pa/m] e velocidade  $v \leq 3,6$  [m/s].

A seleção dos tubos poderá ser efetuada com base no gráfico da figura 51, adotando-se os limites recomendados acima (indicados pela linha vermelha no gráfico):



**Figura 51** – Gráfico para dimensionamento de tubulações para água limpa

Fonte: ASHRAE - 2009 Fundamentals Handbook

## 5.4.2. Dimensionamento de tubulações para vapor

### 5.4.2.1. Dimensionamento das linhas principais de vapor (troncos)

Em função de critérios econômicos, além de recomendações dos fabricantes das válvulas e acessórios,

recomenda-se a adoção de limites de perda de carga unitária  $dp_{(100m)} \leq 0,1$  [kgf/cm<sup>2</sup>] e velocidade  $v \leq 30,0$  [m/s].

A seleção dos tubos utilizados nas linhas principais de vapor poderá ser efetuada com base no gráfico da figura 52 (a seguir), adotando-se os limites recomendados acima (indicados pela linha vermelha no gráfico):

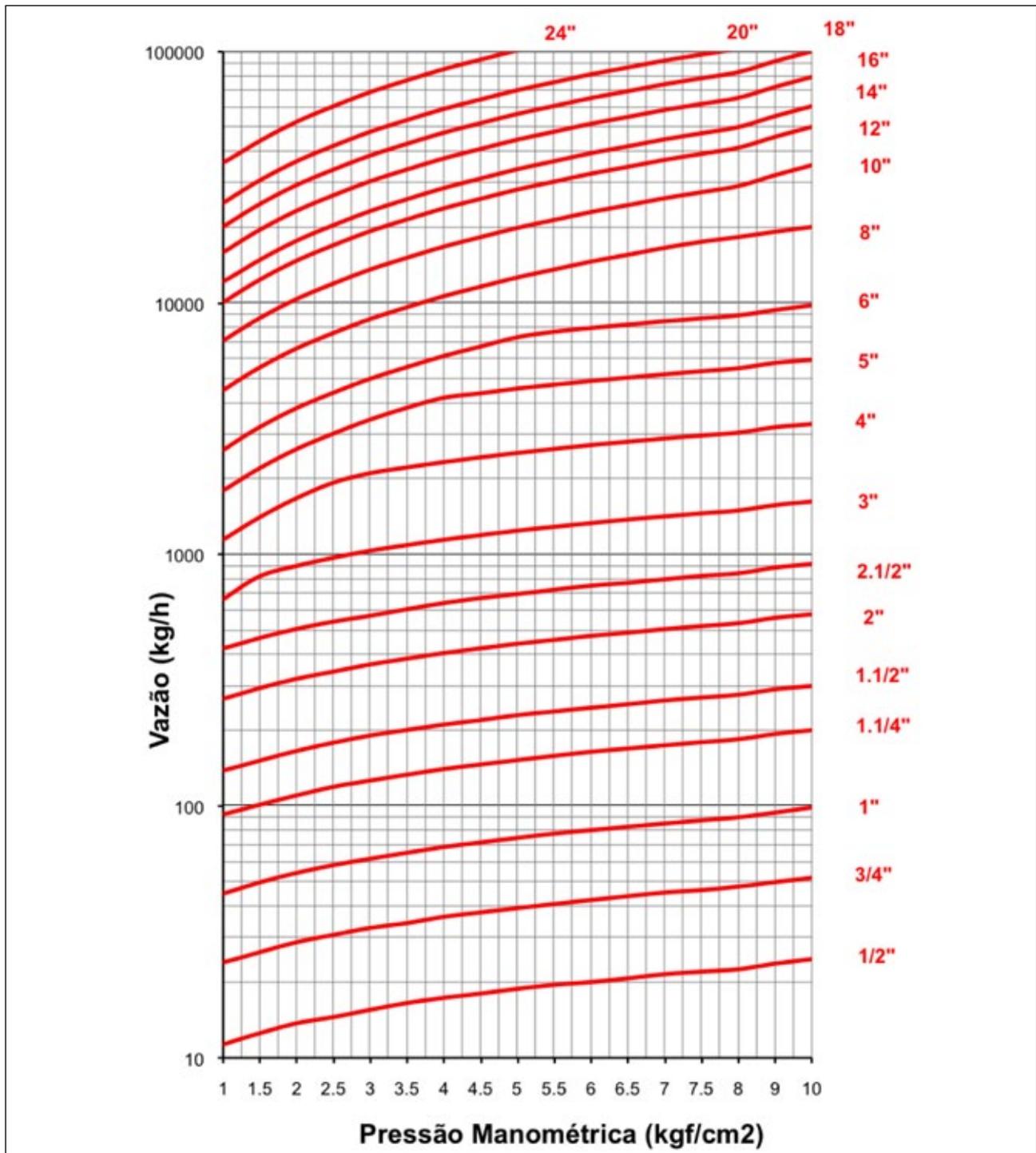


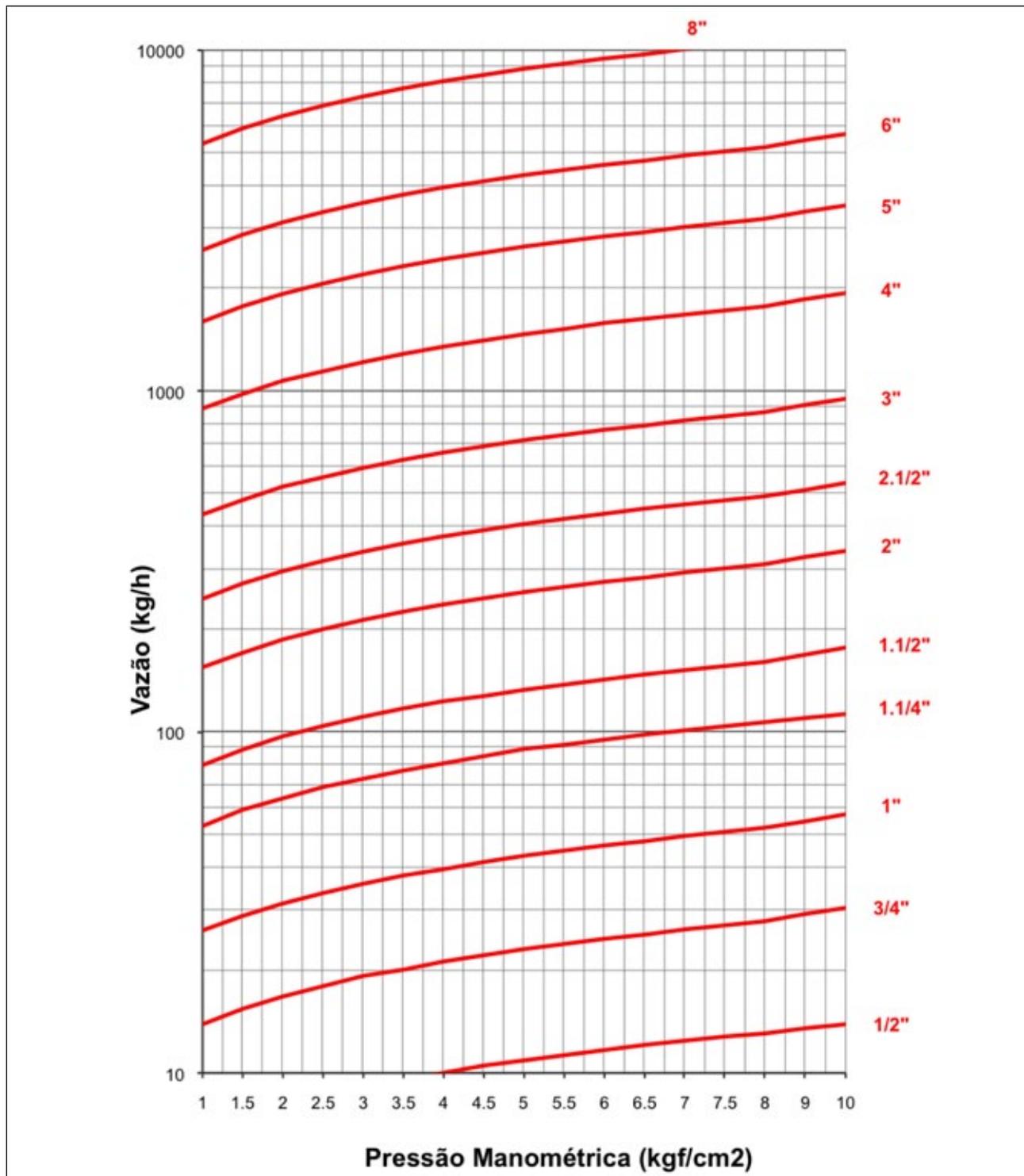
Figura 52 – Gráfico para dimensionamento das linhas principais de vapor

**5.4.2.2. Dimensionamento dos ramais e cavaletes de vapor de vapor**

Em função de critérios econômicos, além de recomendações dos fabricantes das válvulas e acessórios, recomenda-se a adoção de limites de perda de carga

unitária  $dp_{(100m)} \leq 0,1$  [kgf/cm<sup>2</sup>] e velocidade  $v \leq 15,0$  [m/s].

A seleção dos tubos utilizados nos ramais e cavaletes de vapor poderá ser efetuada com base no gráfico da figura 53 (a seguir), adotando-se os limites recomendados acima (indicados pela linha vermelha no gráfico):



**Figura 53** – Gráfico para dimensionamento dos ramais e cavaletes de vapor

### 5.4.3. Dimensionamento de tubulações para ar comprimido

Em função de critérios econômicos, além de recomendações dos fabricantes das válvulas e acessórios, recomenda-se a adoção de limites de perda de carga uni-

tária  $dp_{(100m)} \leq 0,15$  [kgf/cm<sup>2</sup>] e velocidade  $v \leq 11,0$  [m/s].

A seleção dos tubos utilizados nos ramais e cavaletes de vapor poderá ser efetuada com base no gráfico da figura 54 (a seguir), adotando-se os limites recomendados acima (indicados pela linha vermelha no gráfico):

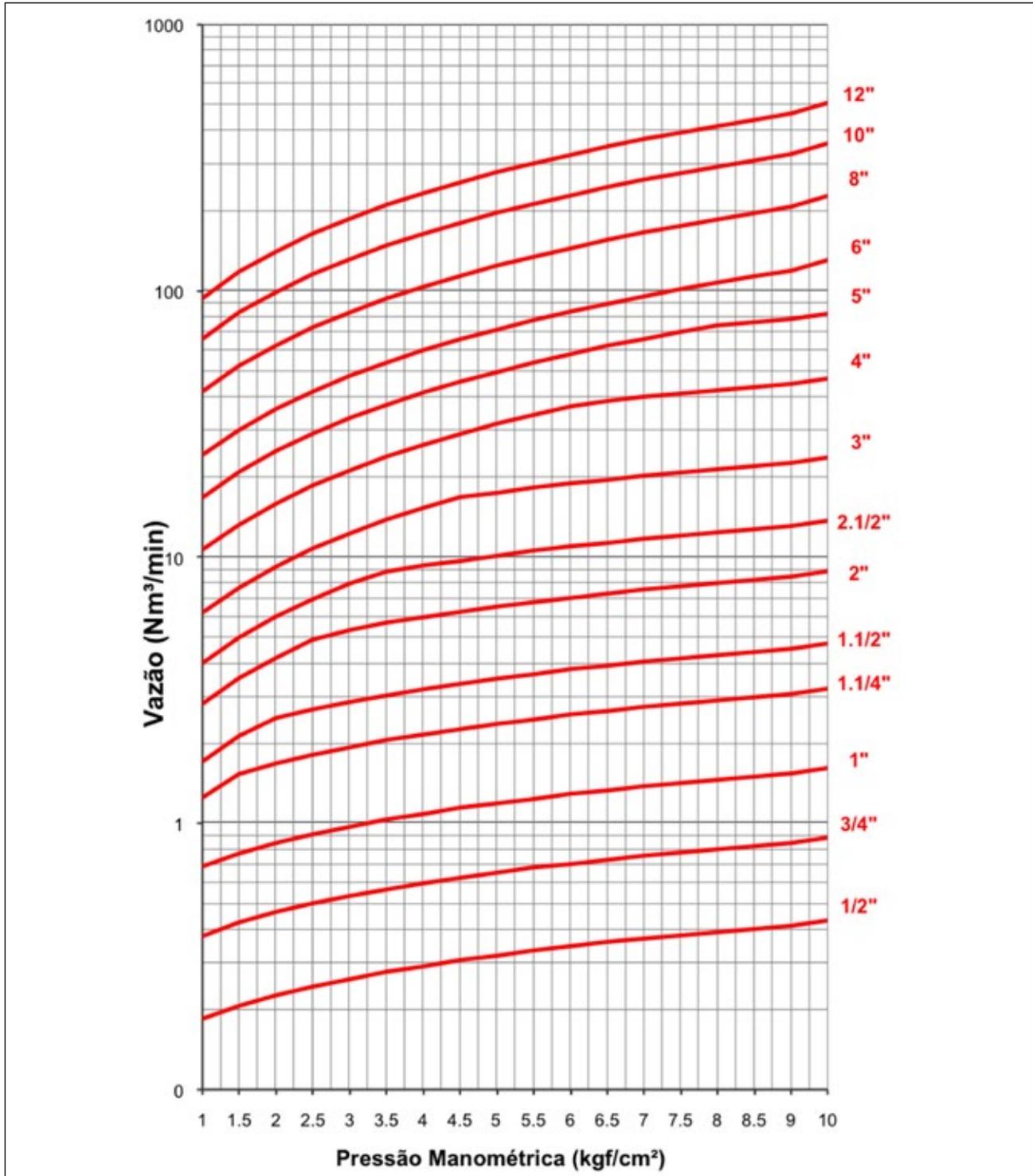


Figura 54 – Gráfico para dimensionamento de tubulações para linhas e cavaletes de ar comprimido

## 5.5. Especificação dos materiais

Os materiais utilizados para execução das utilidades e acabamentos empregados nas salas limpas devem possuir as seguintes características:

- Resistência química e mecânica
- Simplicidade de montagem
- Facilidade de higienização
- Ergonomia e segurança ocupacional
- Agilidade de manutenção e reposição de peças

Devendo o projetista:

- Especificar acessórios, vedações, pinturas, etc.
- Detalhar claramente o escopo e os limites de fornecimento
- Indicar os ensaios necessários (definindo as normas e critérios de aceitação aplicáveis): FAT, SAT, Comissionamento, IQ, OQ, PQ
- Necessidade de peças de reposição

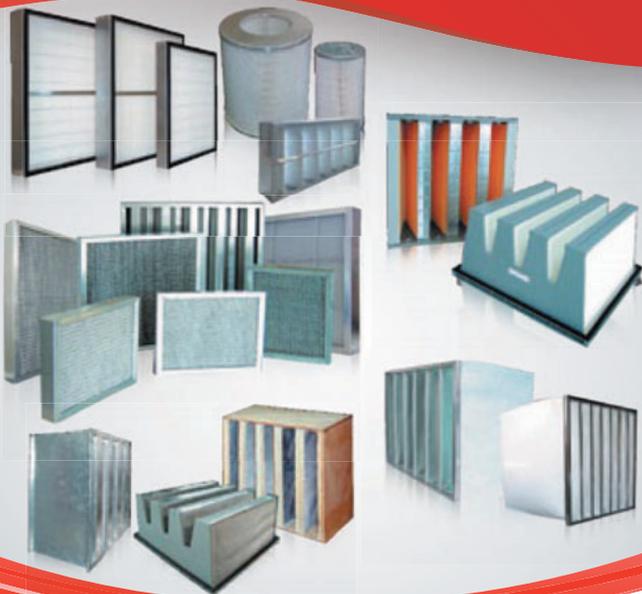
- Requerer identificações para todos os equipamentos e componentes dos sistemas

## 5.6. Edital para contratação de serviços

O escopo de trabalho deve estar bem definido (claro e inequívoco), indicando:

- As normas internas de qualidade, segurança patrimonial e ocupacional, acesso de pessoal, ferramental e veículos, etc.
- Requisitos do canteiro de obras (escritórios, vestiários, banheiros, refeitório, almoxarifado, oficinas, descarte, etc.), especificação de ferramental, uso de escadas, andaimes, EPIs, EPCs, extensões, etc.
- Qualificações e documentações da equipe
- Período de trabalho, refeições, uniformes, apresentação, etc.

A qualidade do seu ar exige filtros de verdade



Tel.: (11) 5643-4477 | E-mail: [linter@linterfiltros.com.br](mailto:linter@linterfiltros.com.br)  
[www.linterfiltros.com.br](http://www.linterfiltros.com.br)

**LINTER**  
FILTROS INDUSTRIAIS



## Dutos TDC para Sala Limpa

São construídos com cuidados especiais, desde a fabricação até a instalação na obra, para atender a norma NBR 16401, que define bitola de chapa e reforços com base na pressão do duto bem como os serviços que devem ser executados para atender o grau de vedação especificado. Após fabricação, é necessário a higienização do duto e o fechamento das bocas com filme plástico, para evitar a contaminação.



Vendas: (11) 3044 2265 - [www.powermatic.com.br](http://www.powermatic.com.br)