

# ARMADILHAS DE BOMBA ADCAMAT

## ENTENDENDO A CONDIÇÃO DE STALL

Por conveniência, o termo trocador de calor será usado para descrever todos os tipos de equipamentos onde o calor é transferido de um fluido para outro. Isto inclui trocadores de calor de casco e tubos e trocadores de calor de placas, mas também serpentinhas de aquecimento, vasos encamisados, baterias de aquecimento, etc.

### O que é estol e por que isso ocorre?

Numa aplicação de controle de temperatura como a mostrada na Fig. 1, quando uma válvula de controle está estrangulando para atender aos requisitos de uma carga térmica reduzida, a pressão do vapor  $P_1$  dentro do trocador de calor cai. Esta queda às vezes é considerável e pode reduzir a pressão diferencial através do purgador a um ponto onde ele não pode mais descarregar ( $P_2$  é igual ou maior que  $P_1$ ). Consequentemente, o condensado acumula-se dentro do permutador de calor, resultando numa condição de bloqueio que leva a uma má transferência de calor (flutuação de temperatura), corrosão, golpe de ariete, fugas e ruído, entre outros.

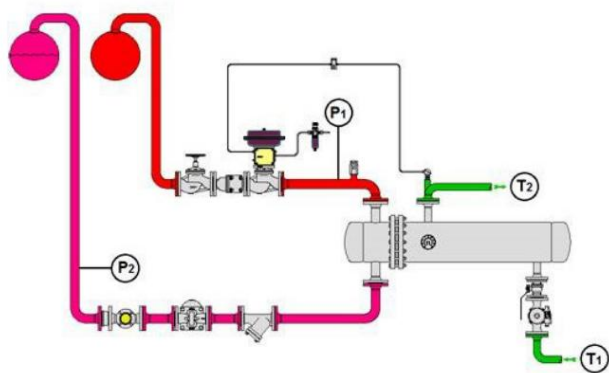


Figura 1

### Trocadores de calor superprojetados

A maioria dos trocadores de calor possui mais área de aquecimento do que o necessário. Isso ocorre porque os projetistas normalmente selecionam um trocador de calor que atenda aos requisitos de uma faixa padrão com

áreas de transferência de calor pré-determinadas. Além de outros fatores de segurança normalmente considerados, isso geralmente resulta em sobredimensionamento.

Trocadores de calor superprojetados com capacidades acima das necessidades exigidas operam com pressões de vapor mais baixas e temperaturas correspondentes, quando comparados a unidades de tamanho perfeito, aumentando a chance de ocorrência de condições de travamento.

Portanto, é fundamental que seja realizada uma avaliação do perfil de carga de um trocador de calor, determinando se uma condição de travamento pode ou não ocorrer.

### Como resolver uma condição de estol?

Nos casos em que a condição de travamento pode ocorrer, uma bomba operada por pressão ADCAMat e um purgador de vapor (ver Fig. 2) ou um purgador de bomba automático ADCAMat, instalado em um sistema de circuito fechado, é uma solução.

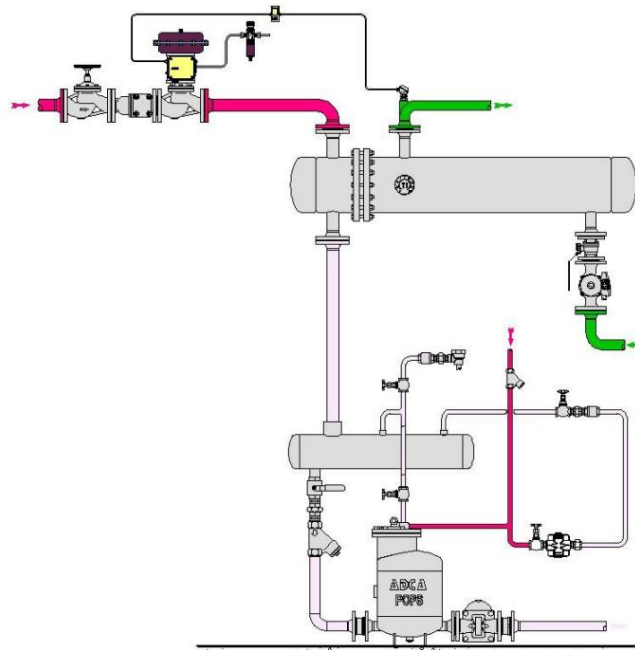


Figura 2

Sempre que o purgador não consegue drenar o condensado, a função da bomba é ativada (usando pressão de vapor externa). A bomba substitui a pressão positiva necessária para elevar o condensado para o sistema de retorno antes que ocorra o alagamento.

A bomba só é necessária durante cargas de parada e, portanto, um purgador de vapor ainda é necessário para evitar que o vapor seja descarregado na linha de condensado de retorno sempre que a pressão do vapor P1 exceder a contrapressão P2.

Obviamente, se a contrapressão sempre exceder a pressão do vapor (estol de carga total), o purgador de vapor será desnecessário.

Quando uma bomba operada por pressão e um conjunto de purgador de vapor ou um purgador de bomba automático “dois em um” estão envolvidos, cada peça (bomba e purgador) deve ser analisada individualmente.

## Previsão de estol

O cálculo da carga de estol pode ser realizado por abordagem matemática ou gráfica.

O primeiro utiliza fórmulas termodinâmicas padrão para calcular a porcentagem de carga de calor no estol, que é alcançada quando a pressão do vapor P1 é igual à contrapressão P2. A segunda abordagem envolve o uso de um “gráfico de estol” que produz precisão suficiente, desde que a pressão do vapor operacional e a temperatura correspondente em plena carga sejam consideradas.

## Exemplo

Considere um trocador de calor operando a uma pressão nominal de 6 bar g, projetado para aquecer um fluxo constante de água de 15.000 kg/h de 20 °C a 80 °C. A carga térmica mínima ocorre em 60% da carga total. O condensado sobe 10 metros até uma linha de retorno a uma pressão de 0,5 bar g.

### a) Determinando o equivalente saturado temperatura da contrapressão total

A contrapressão total é igual à pressão equivalente à altura de elevação, mais a pressão na linha de retorno.

O atrito do tubo é negligenciado considerando uma tubulação a jusante curta e de tamanho adequado.

$$10 \text{ m} \times 0,0981 \text{ barra} + 0,5 \text{ barra} = 1,481 \text{ } \ddot{y} \text{ } 1,5 \text{ barra g}$$

Portanto, a contrapressão total é de 1,5 bar g e, pelas tabelas de vapor, a temperatura saturada correspondente é  $t_B=127,6$  °C.

### b) Cálculo da carga térmica total

$$Q\ddot{y} = \ddot{y} \ddot{y} C_p \ddot{y} T$$

$Q\ddot{y}$  = Taxa de transferência de calor [kcal/h]

$\ddot{y}$  = Vazão mássica do fluido secundário [kg/h]

$C_p$  = Capacidade térmica específica do fluido secundário [kcal/kg°C]

$\ddot{y}T$  = Aumento de temperatura do fluido secundário [K ou °C]

$$Q\ddot{y} = 15.000 \ddot{y} \ddot{y} (80 - 20)$$

$$Q\ddot{y} = 900.000 \text{ kcal/h}$$

### c) Cálculo da vazão de vapor em plena carga

A 6 bar g o vapor saturado tem uma temperatura de aproximadamente 165 °C e uma entalpia de evaporação  $h_{fg} = 483,8$  kcal/kg.

$$\ddot{y}_s = \frac{Q\ddot{y}}{h_{fg}}$$

$$\text{senhora} = \frac{900.000}{483,8} = 1860,27 \text{ kg/hora}$$

### d) Cálculo da área de aquecimento necessária

Usando a diferença média logarítmica de temperatura:

$$\ddot{y}TLM = \frac{t_{CO} - t_{CI}}{\text{Em} \left( \frac{t_{sm} - t_{CI}}{t_{sm} - t_{CO}} \right)}$$

$\ddot{y}TLM$  = Diferença média logarítmica de temperatura [K ou °C]

$t_{CO}$  = Temperatura de saída do fluido secundário [°C]

$t_{CI}$  = Temperatura de entrada do fluido secundário [°C]

$t_S$  = Temperatura do vapor [°C]

$$\ddot{y}TLM = \frac{80 - 20}{\text{em} \left( \frac{165 - 20}{165 - 80} \right)}$$

$$\ddot{y}TLM = 112,34^\circ\text{C}$$

A área mínima de aquecimento que atende aos requisitos para carga total é calculada de acordo com a seguinte fórmula:

$$Q\ddot{y} = A \ddot{y} k \ddot{y} \ddot{y}TLM$$

$$UMA = \frac{Q\ddot{y}}{A \ddot{y} k \ddot{y} \ddot{y}TLM}$$

$Q\ddot{y}$  = Taxa de transferência de calor [kcal/h]

$A$  = Área de aquecimento [m<sup>2</sup>]

$k$  = Coeficiente de transferência de calor [kcal/m<sup>2</sup> h°C]

$\ddot{y}TLM$  = diferença média logarítmica de temperatura [K ou °C]

O fabricante considera um coeficiente de transferência de calor de 2100 kcal/m<sup>2</sup> h°C para este trocador de calor vapor-água, o que produz uma área de transferência de calor de:

$$UMA = \frac{900.000}{2100 \ddot{y} 112,34}$$

$$A = 3,81 \text{ m}^2$$

Dentro da gama de fabricação de trocadores de calor foi selecionado um modelo com área de transferência de calor de  $A = 4,15 \text{ m}^2$  o que corresponde a um overdesign de cerca de 9%.

#### e) Cálculo da pressão operacional do vapor e vazão em plena carga para o trocador de calor superprojetado

A temperatura operacional do vapor  $t_s$  para a condição de plena carga deve ser determinada levando em consideração a maior área de aquecimento, porém primeiro o novo  $\ddot{y}TLM$  deve ser determinado da seguinte forma:

$$\ddot{y}TLM = \frac{Q\ddot{y}}{A \ddot{y} k}$$

$$\ddot{y}TLM = \frac{900.000}{4,15 \ddot{y} 2.100}$$

$$\ddot{y}TLM = 103,27 \text{ }^\circ\text{C}$$

A temperatura do vapor  $t_s$  pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$\ddot{y}TLM = \frac{t_{co} - t_{ci}}{\text{Em} \left( \frac{t_{sm} - t_{ci}}{t_{sm} - t_{co}} \right)}$$

$$103,27 = \frac{80 - 20}{\text{Em} \left( \frac{t_{st} - 20}{t_{sm} - 80} \right)}$$

$$\text{em} \left( \frac{t_{sm} - 20}{t_{sm} - 80} \right) = 0,58$$

$$\frac{t_{sm} - 20}{t_{sm} - 80} = e0,58$$

$$t_{sm} - 20 = e0,58 (t_{sm} - 80)$$

$$0,79t_{sm} = 122,88$$

$$t_{sm} = 155,54^\circ\text{C}$$

Esta temperatura corresponde a uma pressão de vapor de 4,5 bar g, o que significa que um overdesign de 9% diminuiu a pressão operacional do vapor em 25%. A vazão de vapor em plena carga de 900.000 kcal/h para o trocador de calor com  $A = 4,15 \text{ m}^2$  pode agora ser calculada. As tabelas de vapor indicam que a entalpia de evaporação do vapor saturado a 4,5 bar é  $h_{fg} = 500,76 \text{ kcal/kg}$ .

$$\dot{y}_s = \frac{Q\ddot{y}}{h_{fg}}$$

$$\text{senhora} = \frac{900.000}{500,76} = 1797,27 \text{ kg/hora}$$

#### f) Cálculo da vazão em carga de parada para o trocador de calor superprojetado

A porcentagem de carga na qual ocorre a condição de estol pode ser calculada de acordo com a seguinte fórmula:

$$\% \text{ Carga de parada} = \frac{t_b - t_{CO}}{t_{sm} - t_{CO}}$$

$t_{sm}$  = Temperatura do vapor [°C]

$t_b$  = Contrapressão, temperatura equivalente do vapor [°C]

$t_{CO}$  = Temperatura de saída do fluido secundário [°C]

$$\% \text{ Carga de parada} = \frac{127,60 - 80}{155,54 - 80} \cdot 100$$

$$\% \text{ Carga de parada} = 63\%$$

O que significa que a taxa de fluxo na carga de parada é:

$$\dot{y}_S = 1797,27 \times 0,63 = 1132,28 \text{ kg/h}$$

### g) Dimensionamento do purgador e da bomba ou purgador de bomba

Neste caso, a condição de travamento ocorre acima da carga mínima de trabalho, o que significa que uma bomba e um purgador de vapor, ou um purgador de bomba automático, devem ser instalados.

O purgador de vapor deve ser capaz de descarregar a vazão em plena carga (1797,27 kg/h com 4,5 bar g de pressão de vapor) e a bomba deve ser capaz de lidar com a vazão em condição de bloqueio de (1132,28 kg/h) contra o contrapressão de 1,5 bar g.

CAPACIDADE DE VAZÃO (kg/h) OPERANDO EM MODO ARMADILHA DE VAPOR							
TAMANHO	DO MODELO	PRESSÃO DIFERENCIAL (barra)					
		0,1	0,3	0,5	0,7	1	1,5
PPT14	1 1/2" x 1" - DN 40 x 25	650	1100	1500	1700	2000	2600
PPT14	2" x 1 1/2" - DN 50 x 40	1050	1750	2400	2700	3400	3900

TAMANHO	DO MODELO	PRESSÃO DIFERENCIAL (barra)					
		2	3	4	5	7	10
PPT14	1 1/2" x 1" - DN 40 x 25	3000	3510	3990	4400	5400	6200
PPT14	2" x 1 1/2" - DN 50 x 40	4500	5900	6600	7650	8500	10100

Figura 3

De acordo com a Figura 3 pode-se observar que um PPT14 DN 40 x 25 ou DN 50 x 40 será capaz de suportar a carga total de 1797,27 kg/h a uma pressão diferencial de 4,5 – 1,5 = 3 bar g.

CAPACIDADE DE VAZÃO (kg/h) OPERANDO EM MODO BOMBA COM CABEÇA DE ENCHIMENTO DE 300 mm				
MOTIVO PRESSÃO (barra)	ELEVAÇÃO TOTAL (barra)	1 1/2" x 1" DN 40 x 25	2" x 1 1/2" DN 50 x 40	
1	0,35	1050	1220	
2		1190	1490	
3		1220	1530	
4		1280	1600	
6		1310	1640	
8		1380	1730	
10		1460	1830	
2		1	940	1180
3			1020	1280
4			1110	1390
6	1200		1510	
8	1290		1620	
10	2	1380	1730	
3		720	900	
4		850	1070	
5		940	1180	
6		1010	1260	
8		1130	1410	
10		1200	1490	

Figura 4

As capacidades de vazão da bomba mostradas na Fig. 4 confirmam que com uma pressão motriz disponível de 6 bar, um PPT14 DN 50 x 40 irá lidar com 1.132,28 kg/h de condensado na condição de bloqueio contra a contrapressão de 1,5 bar g.

Assim, um PPT14 DN 40 x 50 é adequado para esta aplicação.

Se, no entanto, noutra aplicação a carga mínima de trabalho for superior à carga de bloqueio (por exemplo, carga mínima de trabalho de 70%), então o sistema terá pressão diferencial positiva em todos os momentos e um purgador de vapor é a solução adequada, desde que tem capacidade de descarga suficiente nas cargas mínimas e máximas do sistema.