

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 serpentinas 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 P1 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 (P2 é igual ou maior que P1). Conseqüentemente, 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.

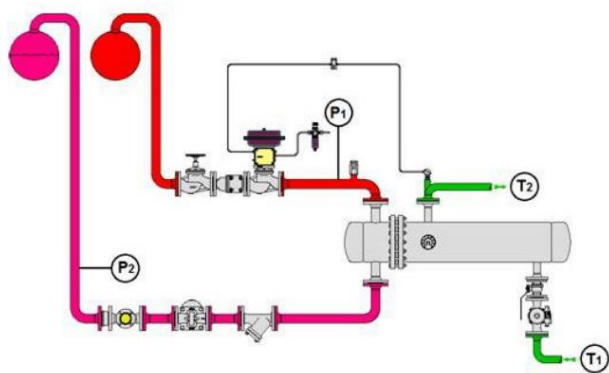


Figura 1

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.

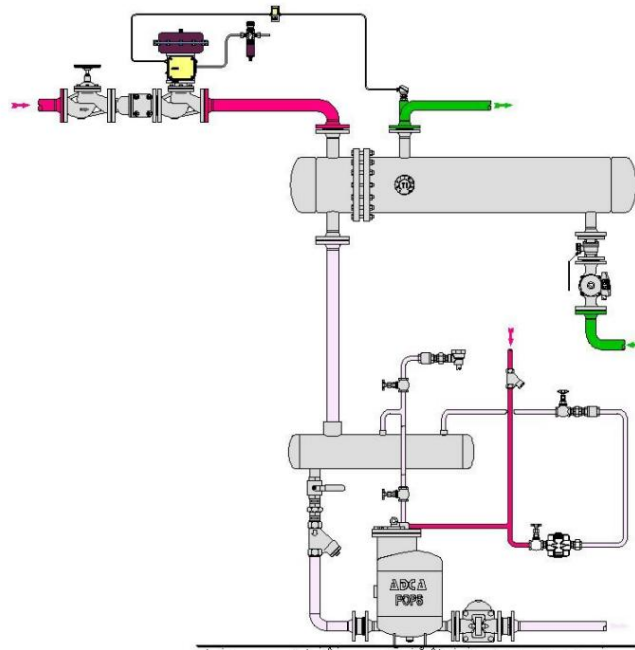


Figura 2

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]

$$Q\ddot{y} = 15.000 \ddot{y} \text{ } 1 \ddot{y} (80 - 20)$$

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

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:

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

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

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

t_{Cl} = 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:

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

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

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

A = Área de aquecimento [m²]

k = Coeficiente de transferência de calor [kcal/m² 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/m² h°C para este trocador de calor vapor-água, o que produz uma área de transferência de calor de:

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

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

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:

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

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

$$\ddot{y}TLM = 103,27 \text{ °C}$$

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

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

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

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

$$\frac{t_{sm} - 20}{t_{sm} - 80} = e^{0,58}$$

$$t_{sm} - 20 = e^{0,58} (t_{sm} - 80)$$

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

$$t_{sm} = 155,54 \text{ °C}$$

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 $h_{fg} = 500,76 \text{ kcal/kg}$.

$$\dot{y}s = \frac{Q\dot{y}}{h_{fg}}$$

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

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.