



informações para projetistas do sistema HVAC da atualidade

Boletim informativo de engenharia

volume 48-2

Seleção de serpentinas de água gelada para

O novo requisito Delta T de 8,3 °C da norma ASHRAE 90.1

A versão 2016 da norma ASHRAE 90.1 exige que serpentinas de resfriamento de água gelada sejam selecionadas para uma ΔT de pelo menos 8,3 °C.

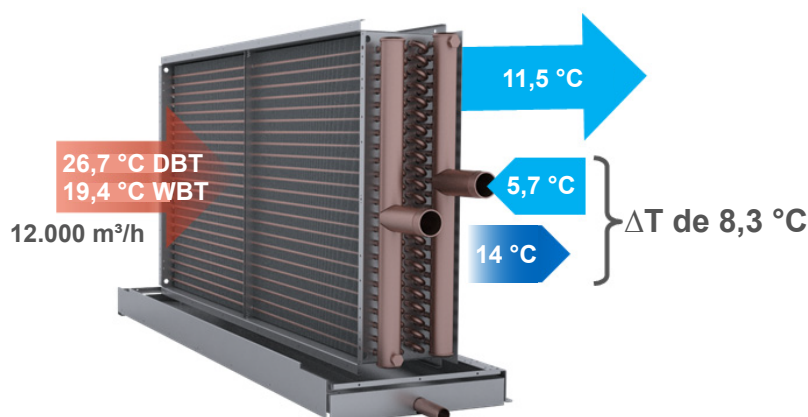
Este boletim de engenharia analisa esse novo requisito, demonstra como ele afeta a seleção de serpentinas de água gelada e analisa o impacto das condições de carga parcial no desempenho das serpentinas.

Novo requisito da norma ASHRAE 90.1

A partir da versão 2016, a norma ASHRAE 90.1 exige que serpentinas de resfriamento de água gelada sejam projetadas para uma diferença de temperatura (ΔT) de no mínimo 8,3 °C entre a água de entrada e de saída; e que a temperatura da água de saída não seja mais fria do que 14 °C, nas condições de projeto.¹

Como exemplo, para que a temperatura da água de saída seja de 14 °C, a serpentina na Figura 1 é selecionada com uma temperatura de água de entrada de 5,5 °C. Isso cumpre o requisito mínimo de ΔT de 8,3 °C.

Figura 1. Serpentina de resfriamento de água gelada



Objetivo do comitê. Às vezes, é útil entender o objetivo do comitê quando um novo requisito é adicionado à norma 90.1. Além de comparecer às reuniões do comitê, a melhor maneira de entender o objetivo é ler o prefácio que é incluído quando um anexo é divulgado para análise pública.

6.5.4.7 Seleção de serpentina de água gelada.

As serpentinas de resfriamento de água gelada devem ser selecionadas para fornecer uma diferença de temperatura de 8,3 °C ou superior entre as temperaturas de água de entrada e saída e um mínimo de 14 °C de temperatura de água de saída nas condições de projeto.

Exceções à Seção 6.5.4.7:

- 1 Serpentinas de resfriamento de água gelada com queda de pressão do ar superior a 170 Pa quando avaliadas a 2,54 m/s de velocidade nominal e condições secas (sem condensação)
- 2 Unidades de resfriamento por ventilador individuais com uma taxa de fluxo de ar de fornecimento de projeto ≤ 2.400 l/s
- 3 Sistemas de volume de ar constante
- 4 Serpentinas selecionadas na diferença de temperatura máxima permitida pelo chiller
- 5 Serpentinas passivas (sem fluxo de ar fornecido mecanicamente)
- 6 Serpentinas com temperatura de água gelada de entrada de projeto ≥ 10 °C
- 7 Serpentinas com temperatura de bulbo seco de ar de entrada de projeto ≤ 18 °C

Conforme declarado no prefácio que acompanha este anexo (ver trecho abaixo), o objetivo do comitê é encorajar o uso de serpentinas com mais superfície de transferência de calor para atingir essa ΔT mais alta.² Ele cita uma análise de custos de ciclo de vida publicada no periódico da ASHRAE.³ Essa análise mostra que a projeção de um sistema de água gelada para uma ΔT mais alta reduz os custos iniciais, devido a válvulas, tubulações e bombas menores, além de reduzir o custo geral de energia do sistema. Os resultados mostraram que o aumento no consumo de energia do ventilador devido à superfície da serpentina adicionada foi mais do que compensado pela economia de energia da bomba.

“Demonstrou-se que uma ΔT alta resulta em eficiência energética e custos de ciclo de vida ideais na análise de Taylor em *Optimizing Design & Control of Chilled Water Plants, Part 3: Pipe Sizing and Optimizing ΔT* (Periódico da ASHRAE, dezembro de 2011). A análise mostrou que o aumento do consumo de energia do ventilador devido à serpentina maior foi mais do que compensado pela economia de energia da bomba, e os custos líquidos iniciais foram reduzidos devido a tubulações e bombas menores, compensando os custos mais elevados da serpentina. Portanto, tanto os custos iniciais quanto os custos de energia são reduzidos por esse requisito. O objetivo deste anexo é encorajar o uso de serpentinas com áreas de superfície de transferência de calor maiores para gerar uma ΔT alta.”

Esse mesmo artigo também mostrou que o uso de uma temperatura de água de entrada ligeiramente mais fria permitiria uma seleção de serpentina para atingir a ΔT mais alta desejada sem impacto no uso de energia do ventilador de fornecimento, ou seja, nenhuma mudança na área de superfície ou queda de pressão do ar em comparação com a linha de base de ΔT de 5,5 °C. Nesse caso, os resultados mostraram que, embora a água mais fria aumente o uso de energia do chiller, isso foi mais do que compensado pela economia de energia da bomba.

Exceções. Embora esse agora seja um requisito prescritivo, como outras seções da norma 90.1, há várias exceções descritas (consulte o trecho na página 1).

Conforme a exceção 2, as unidades individuais de resfriamento com ventilador que fornecem 2.400 l/s ou menos estão excluídas. Isso exclui fancoletes e pequenos AHU. De acordo com o prefácio, o comitê incluiu essa exceção porque a maioria dos fancoletes não tem a opção para uma serpentina de oito filas. Contudo, conforme demonstrado posteriormente nesta publicação, oito filas não são necessariamente necessárias

para que se atinja uma ΔT de 8,3 °C. Ainda é uma boa ideia selecionar unidades menores com uma ΔT mais alta. Entretanto, atualmente a norma 90.1 não exige isso.

Conforme a exceção 3, se o fluxo de ar através de uma serpentina de resfriamento for um volume constante, essa serpentina também estará isenta desse requisito. Para a primeira análise no artigo citado, o autor utilizou uma serpentina selecionada com mais área de superfície, resultando em maior queda de pressão do ar. Para o sistema VAV analisado, o aumento resultante na energia do ventilador foi mais do que compensado pela economia de energia da bomba. No entanto, como mencionado acima, o artigo também mostrou que o uso de uma temperatura de água de entrada ligeiramente mais fria não gerou mudança na queda de pressão do ar (nenhum impacto na energia do ventilador) em comparação com a linha de base de ΔT de 5,5 °C. Na referida análise, a ΔT mais alta ainda resultou em menor uso geral de energia. Portanto, mesmo em um sistema de volume constante, é uma boa ideia projetar com base em uma ΔT mais alta, mas atualmente a norma 90.1 não exige isso.

Conforme a exceção 6, as serpentinas que são selecionadas com uma temperatura de água de entrada gelada de 10 °C ou mais quente também estão isentas. Isso exclui o equipamento de resfriamento exclusivamente sensível, como painéis radiantes, feixes resfriados e unidades terminais de resfriamento sensível, como o CoolSense™ da Trane.

Aplicações afetadas. Alguns exemplos de aplicações às quais esse requisito se aplica incluem:

- Sistemas VAV de zonas múltiplas de ar misto, uma vez que têm fluxo de ar variável e geralmente são maiores do que 2.400 l/s
- Manipuladores de ar VAV de zona única, que podem ser usados em zonas maiores, como auditórios, arenas, ginásios ou áreas de fabricação
- Sistemas dedicados de ar externo, quando projetados para fluxo de ar variável, o que seria o caso se a ventilação controlada por demanda fosse implementada

Seleção de serpentinas de resfriamento para $\Delta T \geq 8,3$ °C

A serpentina de água gelada na Figura 1 está em um manipulador de ar VAV de ar misto que resfria 12.000 m³/h a 11,6 °C de saída da serpentina. A temperatura da água de entrada gelada é de 5,5 °C, com ΔT de 8,3 °C nas condições de projeto.

A Tabela 1 compara quatro serpentinas que poderiam ser usadas para esta aplicação:

- A serpentina nº 1 tem seis filas de tubos e turbuladores (dispositivos montados dentro dos tubos que aumentam a turbulência do fluido para melhorar a transferência de calor) de 3/8 pol. de diâmetro.
- As serpentinas nº 2 e nº 3 têm seis filas de tubos de 1/2 pol., uma com turbuladores e a outra sem. Observe que os turbuladores permitem que a serpentina nº 3 forneça a capacidade necessária com menos aletas do que a serpentina nº 2. Isso reduz a queda de pressão do ar, mas aumenta a queda de pressão da água. (A queda de pressão da água adicional afetará o tamanho das bombas ou o uso de energia das bombas se a serpentina estiver localizada no “circuito crítico” do sistema de tubulação.)
- A serpentina nº 4 tem seis filas de tubos e turbuladores de 5/8 pol.

Nesse exemplo, a serpentina nº 1 é a opção menos cara. A serpentina nº 4 é a melhor escolha para minimizar as quedas de pressão do ar e da água, mas é mais cara em relação às outras opções. A serpentina nº 2 ou nº 3 pode ser selecionada para equilibrar melhor o custo e as quedas de pressão.⁴

Efeito de condições operacionais de carga parcial. Conforme explicado, a norma 90.1 exige uma ΔT mínima de 8,3 °C em condições de projeto. Isso permite uma menor vazão de água (m³/h) e redução no custo de instalação devido a válvulas, tubos e bombas menores. Mas o outro motivo é reduzir o uso de energia da bomba, para o qual a operação em carga parcial (condições fora do projeto) também é importante.

Para o sistema VAV de ar misto nesse exemplo, as condições do ar de entrada mudarão conforme as mudanças nas condições externas, e o fluxo de ar através da serpentina mudará conforme a modulação das caixas VAV de nível da zona. A Figura 2 mostra a ΔT de água resultante dessas mesmas quatro serpentinas, cada uma selecionada para atingir ΔT de 8,3 °C nas condições de projeto, em três diferentes condições de ar de entrada, nas quais a serpentina de resfriamento ainda estará ativa, e em dois fluxos de ar diferentes.

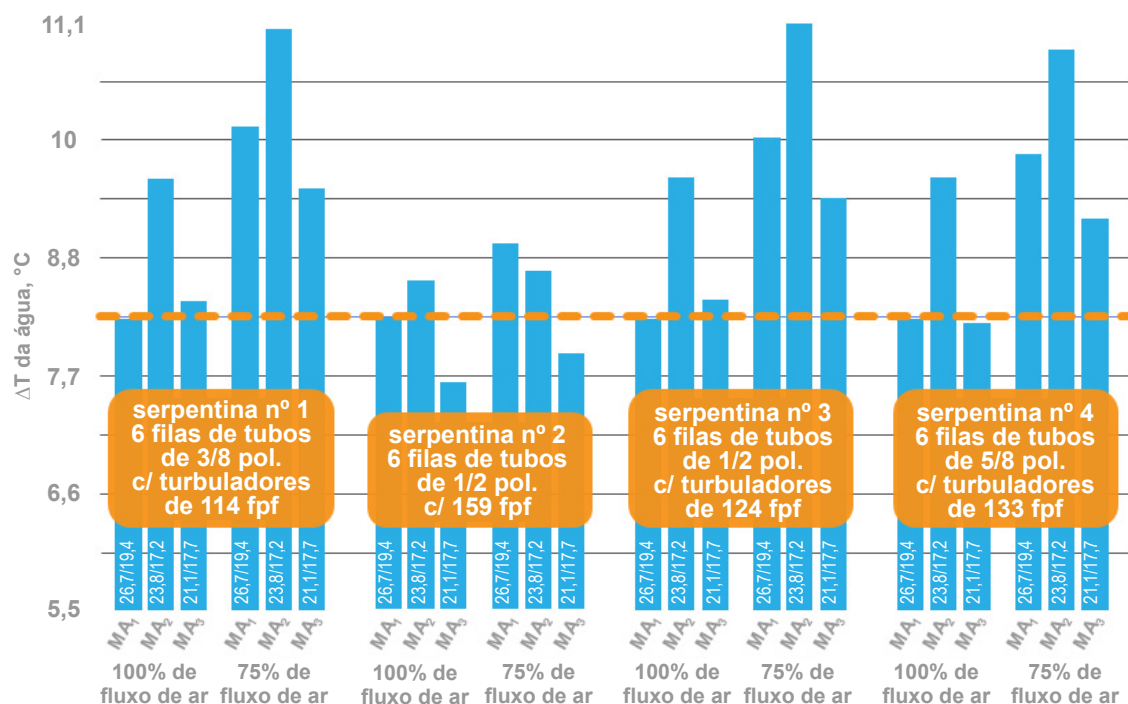
Em condições de carga parcial, as serpentinas com turbuladores (nº 1, nº 3 e nº 4) são capazes de manter, ou mesmo aumentar, a ΔT da água. No entanto, em relação à serpentina sem turbuladores (nº 2), a ΔT da água começa a cair na terceira condição de carga parcial. E em todos os casos, a ΔT não é tão alta na serpentina nº 2 como nas serpentinas com turbuladores.

Tabela 1. Exemplo de seleções de serpentinas de água gelada para ΔT de 8,3 °C

	serpentina n° 1	serpentina n° 2	serpentina n° 3	serpentina n° 4
temperatura da água de entrada, °C	5,5	5,5	5,5	5,5
temperatura da água de saída, °C	14	14	14	14
ΔT da água, °C	8,3	8,3	8,3	8,3
diâmetro do tubo, pol.	3/8	1/2	1/2	5/8
filas de serpentinas	6	6	6	6
densidade de aletas, aletas/pés	114	159	124	133
projeto de aletas	alta capacidade	alta capacidade	alta eficiência	alta eficiência
turbuladores	sim	não	sim	sim
vazão de água, m³/h	9	9	9	9
velocidade da água, m/s	0,823	0,85	0,85	0,64
queda de pressão da água, mca	3,4	1,43	3,38	1,58
queda de pressão do ar, pol. mmca	20,6	24	18	18
custo da serpentina	base – 30%	base	base + 8%	base + 15%

Seleções de serpentinas do Trane Official Product Selection Software (TOPPST™), com base em um manipulador de ar Performance Climate Changer™ de tamanho 14 com serpentinas feitas de tubos de cobre e aletas de alumínio.

Figura 2. ΔT da água em condições de carga parcial



Condições do ar de entrada: MA₁ = bulbo seco de 26,7 °C / bulbo úmido de 19,4 °C, MA₂ = bulbo seco de 23,8 °C / bulbo úmido de 17,2 °C, MA₃ = bulbo seco de 21,1 °C / bulbo úmido de 17,7 °C

Fluxos de ar da serpentina: 100% de fluxo de ar = 12.000 m³/h, 75% de fluxo de ar = 9.000 m³/h

Os turbuladores aumentam a turbulência do fluido, o que melhora a transferência de calor (Figura 3). Isso permite que uma serpentina forneça a capacidade necessária com uma vazão de água menor (maior ΔT), levando a uma redução na energia de bombeamento em condições de carga parcial. Depois de analisar muitas configurações de serpentinas, essa é uma tendência consistente em relação aos turbuladores e à ΔT .

Impacto do fluxo laminar. O Manual da ASHRAE sugere que serpentinas de água gelada são mais bem selecionadas com velocidade da água entre 0,61 a 1,22 m/s, nas condições de projeto.⁵ Essa faixa recomendada tem como objetivo proporcionar o equilíbrio adequado entre o tamanho da serpentina e minimizar as quedas de pressão do ar e da água.

Mas a velocidade da água também é importante, porque é um dos fatores-chave para determinar a turbulência do fluxo, representada pelo Número de Reynolds. À medida que a turbulência de um fluido em movimento aumenta, também aumenta sua capacidade de transferir calor da parede do tubo para o fluido.

Há preocupação na indústria de HVAC de que a transferência de calor da serpentina se deteriore rapidamente se o Número de Reynolds se enquadrar na região de fluxo laminar. A metodologia de previsão de desempenho prescrita pela norma AHRI 410 foi aprimorada em 2001, permitindo que o desempenho da serpentina fosse previsto na região de fluxo laminar com precisão, sem medo de grandes discrepâncias entre o desempenho previsto e o real.⁶

Para demonstrar, a Figura 4 representa a capacidade da serpentina em relação à taxa de fluxo de água e o Número de Reynolds, usando o modelo de previsão de desempenho da norma AHRI 410 atual. Embora isso mostre uma leve queda na capacidade que é menos linear do que o resto da faixa operacional, certamente não é drástico. Em resumo, o fluxo laminar não causa uma queda severa na capacidade. E os métodos de previsão da AHRI permitem que as serpentinas sejam avaliadas com precisão nas regiões de fluxo de transição e laminar.

Temperaturas de água mais quentes versus mais frias. Este novo requisito na norma 90.1 exige que a temperatura da água de saída não seja mais fria do que 14 °C, permitindo que seja mais quente.

A Tabela 2 compara as serpentinas selecionadas para uma ΔT de 8,3 °C, mas com diferentes temperaturas de água de entrada. As serpentinas nº 2 e nº 3 são do exemplo anterior, com água de entrada de 5,5 °C. As serpentinas nº 5 e nº 6 são selecionadas com uma temperatura de água de entrada de 7,2 °C.

As serpentinas selecionadas com água mais quente (nº 5 e nº 6) exigem oito filas de tubos para fornecer a capacidade necessária. Isso resulta em quedas de pressão de ar e água muito maiores do que as serpentinas de seis filas selecionadas com água mais fria (nº 2 e nº 3). E não apenas a serpentina será mais cara devido a essas filas adicionais, a unidade de tratamento de ar provavelmente precisará ser mais longa, o que também aumenta o custo do gabinete.

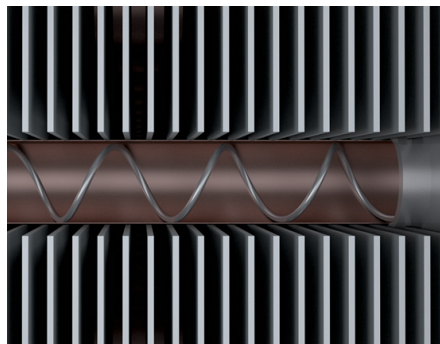
Mesmo que o chiller tenha que trabalhar um pouco mais para atingir a água de 5,5 °C versus 7,2 °C neste exemplo, isso geralmente é mais eficiente do que fazer com que os ventiladores e as bombas trabalhem mais para superar as quedas de pressão mais altas.^{3,7,8,9}

ΔT da água superior a 8,3 °C. Observe que a norma 90.1 exige que a ΔT da água seja de 8,3 °C ou superior. Há recomendações na indústria para que as ΔT s sejam ainda maiores do que isso.^{3,7,8,9}

Na Tabela 3, a primeira coluna é uma das serpentinas de seis filas do exemplo anterior (serpentina nº 3), selecionada com água de entrada de 5,5 °C e ΔT de 8,3 °C. A serpentina na segunda coluna (serpentina nº 7) também usa água de entrada de 5,5 °C, mas com uma ΔT de 11,1 °C. E a serpentina na terceira coluna (serpentina nº 8) é selecionada com água de entrada de 4,4 °C e ΔT de 14 °C.

As ΔT s de água maiores reduzem a taxa de fluxo de água ainda mais, de 9 m³/h para 6,8 m³/h ou 5,45 m³/h, e também reduzem a queda de pressão da água. Isso diminui de maneira significativa o uso de energia da bomba. No entanto, neste exemplo, as ΔT s mais altas exigem mais área de superfície da serpentina, portanto, a queda de pressão do ar aumenta.

Figura 3. Turbuladores



A Trane tem mais de 50 anos de experiência de campo bem-sucedida com turbuladores, com desempenho certificado pela AHRI.

Figura 4. Impacto do fluxo laminar no desempenho da serpentina

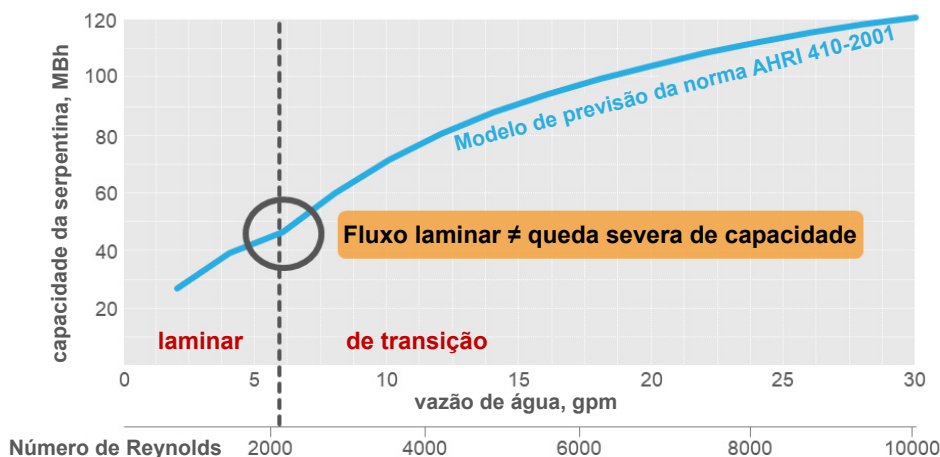


Tabela 2. Temperaturas de água mais quentes versus mais frias

	serpentina nº 2	serpentina nº 3	serpentina nº 5	serpentina nº 6
temperatura da água de entrada, °C	5,5 °C	5,5 °C	7,2 °C	7,2 °C
Temperatura da água de saída, °C	14	14	60	60
ΔT da água, °C	8,3	8,3	8,3	8,3
diâmetro do tubo, pol.	1/2	1/2	1/2	1/2
filas de serpentinas	6	6	8	8
densidade de aletas, aletas/pés	159	124	153	113
projeto de aletas	alta capacidade	alta eficiência	alta capacidade	alta capacidade
turbuladores	não	sim	não	sim
taxa de fluxo de água, m³/h	9	9	9	9
velocidade da água, m/s	0,85	0,85	0,85	0,85
queda de pressão da água, mca	1,43	3,4	1,77	4,6
queda de pressão do ar, mmca	24	18	30,5	25
custo da serpentina	base	base + 8%	base + 30%	base + 35%

Tabela 3. ΔT de 8,3 °C versus 11,1 °C versus 14 °C

	serpentina nº 3	serpentina nº 7	serpentina nº 8
temperatura da água de entrada, °C	5,5 °C	5,5 °C	4,4 °C
temperatura da água de saída, °C	14	16,6	18,3
ΔT da água, °C	8,3 °C	11,1 °C	14 °C
diâmetro do tubo, pol.	1/2	1/2	1/2
filas de serpentinas	6	8	8
densidade de aletas, aletas/pés	124	114	135
projeto de aletas	alta eficiência	alta eficiência	alta capacidade
turbuladores	sim	sim	sim
taxa de fluxo de água, m³/h	9	6,8	5,5
velocidade da água, ft/s	0,85	0,64	0,48
queda de pressão da água, mca	3,4	2,56	1,77
queda de pressão do ar, pol. H ₂ O	18	22	23
custo da serpentina	base	base + 30%	base + 35%

ASHRAE 62.1 Limite na queda de pressão do ar

Conforme mencionado, o comitê da norma 90.1 declarou no prefácio deste anexo que sua intenção era encorajar o uso de serpentinas com mais superfície de transferência de calor para atingir uma ΔT mais alta. Em alguns casos, isso pode resultar em uma maior queda de pressão do ar.

A norma ASHRAE 62.1 inclui um requisito com o objetivo de garantir que as serpentinas possam ser limpas de maneira adequada.¹⁰ Serpentinas mais profundas com mais filas e serpentinas com uma densidade maior de aletas podem ser mais difíceis de limpar.

O comitê da norma 62.1 tratou dessa questão prescrevendo um limite para a queda de pressão do ar da serpentina, como uma medida substituta para a capacidade de limpeza. Em outras palavras, as serpentinas com maiores quedas de pressão do ar são, em geral, mais difíceis de limpar de forma adequada.

5.11.2 Seleção de serpentina de tubo com aletas para limpeza.

Serpentinas de tubo individual com aletas ou serpentinas de vários tubos com aletas em série sem espaços de acesso intermediários de pelo menos 457 mm. devem ser selecionadas para resultar em no máximo 19 mmca de queda de pressão combinada da serpentina seca de H_2O a 2,54 m/s de velocidade nominal.

Esta seção da norma requer que a queda de pressão do ar de uma serpentina de tubo com aletas não exceda 19 mmca de H_2O .

Mas observe que isso ocorre em uma velocidade específica do ar (2,54 m/s) e esse limite é baseado na queda de pressão do ar quando a serpentina está seca (sem desumidificação).

Para o exemplo neste EN, as condições do ar de entrada são bulbo seco de 26,7 °C e bulbo úmido de 19,4 °C, o que equivale a um ponto de orvalho de 15,5 °C. O ar está sendo resfriado a 11,6 °C, o que significa que o vapor de água se condensará do ar e na superfície da serpentina. Portanto, as quedas de pressão do ar listadas são para uma serpentina úmida, não seca.

Para garantir que uma serpentina selecionada cumpra esse requisito, use o programa de seleção do fabricante para executar novamente o desempenho da serpentina, mas altere as condições do ar de entrada para que a serpentina fique seca, sem condensação. Neste exemplo, ao diminuir o bulbo úmido de entrada de 19,4 °C para 12,7 °C, o ponto de orvalho de entrada cai para -1,1 °C, bem abaixo da temperatura da superfície da serpentina, de modo que a serpentina funcionará a seco.

A primeira coluna na Tabela 4 mostra a serpentina nº 2 do exemplo anterior. A queda de pressão do ar é de 24. H_2O , mas isso ocorre quando a serpentina está úmida. A segunda coluna mostra a mesma serpentina, com o bulbo úmido de entrada alterado para 12,7 °C, de modo que a serpentina funcionará a seco. (Observe que o fluxo de ar também foi levemente alterado, de modo que a velocidade do ar é exatamente 2,54 m/s) Sob essas condições secas, na velocidade do ar prescrita, a queda de pressão do ar é de 17,8 mmca. H_2O , portanto, a serpentina está em conformidade com o limite da norma 62.1 para queda de pressão do ar.

Conclusão

A norma ASHRAE 90.1-2016 agora exige que serpentinas de água gelada sejam selecionadas para um mínimo de 8,3 °C de ΔT , mas há exceções. A ΔT mais alta reduz a vazão de água (m^3/h), o que permite a instalação de válvulas, tubos e bombas menores e também reduz a energia de bombeamento.

Para alcançar a ΔT mínima de 8,3 °C, alguns projetistas podem escolher selecionar a serpentina com mais aletas. Isso aumentará a queda de pressão do ar. Outros projetistas podem escolher selecionar a serpentina com turbuladores. Isso aumentará a queda de pressão da água, mas resulta em maiores ΔT s da água em condições de carga parcial, o que leva à economia de energia da bomba. Além disso, projetar o sistema com uma temperatura de água de entrada levemente mais baixa pode permitir que as serpentinas sejam selecionadas com pouco ou nenhum impacto na queda de pressão do ar e no uso de energia do ventilador.

Por fim, a seleção de serpentinas de resfriamento para uma ΔT mais alta tem um impacto no projeto e na operação da planta do chiller. Essas questões são abordadas em outros boletins informativos de engenharia.^{8,11,12}

Por John Murphy, Trane. Para assinar ou ver edições anteriores do *Boletim de Engenharia*, acesse trane.com/EN. Envie seus comentários para ENL@trane.com.

Tabela 4. Queda de pressão do ar de uma serpentina úmida versus seca

	serpentina nº 2 (úmida)	serpentina nº 2 (seca)
fluxo de ar da serpentina, m^3/h	12.000	11.590
velocidade nominal da serpentina, m/s	2,6	2,54
temperatura do bulbo seco de entrada, °C	26,7	26,7
temperatura do bulbo úmido de entrada, °C	19,4	12,77
temperatura do ponto de orvalho de entrada, °C	15,5	-1,1
temperatura do bulbo seco de saída, °C	11,6	11,6
diâmetro do tubo, pol.	1/2	1/2
filas de serpentinas	6	6
densidade de aletas, aletas/pés	159	159
estilo do projeto de aletas	alta capacidade	alta capacidade
turbuladores	não	não
queda de pressão do ar, mmca	16,5	17,8

Referências

- [1] ANSI/ASHRAE/IES, Standard 90.1-2016, *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Atlanta: ASHRAE.
- [2] ASHRAE. Addendum BJ to Standard 90.1-2013, First Public Review Draft. July 2015.
- [3] Taylor, S. "Optimizing Design & Control of Chilled Water Plants, Part 3: Pipe Sizing and Optimizing AT," *ASHRAE Journal*. December 2011.
- [4] Trane. Chilled-Water Coil Selection and Optimization white paper. CLCH-PRB062A-EN. 2016.
- [5] ASHRAE. ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment, Chapter 23 (Air-Cooling Coils). 2016.
- [6] Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI). *AHRI Standard 410-2001: Standard for Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils*. 2001.
- [7] ASHRAE. *ASHRAE GreenGuide: Design, Construction, and Operation of Sustainable Buildings*. 5th edition. ASHRAE, 2018.
- [8] Trane. *Chiller System Design and Control* application manual. SYS-APM001-EN. 2011.
- [9] Kelly, D.W. and T. Chan. "Optimizing Chilled-Water Plants," *Heating/Piping/Air Conditioning*. January 1999.
- [10] ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2016: *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta: ASHRAE. 2016.
- [11] Schwedler, M. "Chilled-Water Systems Design Issues—Learning from Past Mistakes" *Engineers Newsletter*. ADM-APN051-EN. Trane. 2014.
- [12] Schwedler, M. "Variable-Primary-Flow Systems Revisited" *Engineers Newsletter*. ADM-APN005-EN. Trane. 2002.

Junte-se ao escritório local da Trane para a LIVE do Boletim de engenharia de 2019!

Marque no calendário!

Economizadores de ar e água Analisa e compara as vantagens, desvantagens e considerações da economia de ar e água. Os requisitos e exceções da norma ASHRAE 90.1 também serão discutidos.

Considerações de projeto para sistemas de aquecimento hidrônico.

Investiga vários métodos de fornecimento de aquecimento hidrônico eficiente, incluindo o uso de chillers de recuperação de calor, bombas de calor e sistemas de caldeira.

Entre em contato com o escritório local da Trane para se informar sobre as datas e detalhes.

Atualizações agora disponíveis para

TRACE® 3D Plus!

Baixe a última versão de teste do TRACE 3D Plus para experimentar melhorias no desempenho do sistema, controle e cálculo e muitas atualizações e correções adicionais. Agora disponível no Centro de Download de Software e Projetos de HVAC da Trane.

Acesse **Trane.com/TRACE3DPlus**.

Treinamento on-line do TRACE® 3D Plus agora disponível!

Ambos os dias de treinamento on-line do TRACE 3D Plus já estão disponíveis! Aproveite os treinamentos de projeto de carga e energia e economia em formato de vídeo! Este treinamento individualizado oferece módulos de vídeo, exercícios práticos e uma parte de avaliação para ganhar horas de desenvolvimento profissional após a conclusão bem-sucedida. Entre em contato com CDSAdmin@trane.com ou ligue para (608) 787-3936 para obter detalhes.

Obtenha crédito de PDH, sem cobranças e sob demanda!

NOVOS cursos on-line disponíveis!

Veja todos os cursos em **www.trane.com/ContinuingEducation**

Tendências de projetos de sistema de água gelada analisa avanços recentes nas tecnologias e tendências devido a esses desenvolvimentos, estratégias de sistema que podem tirar proveito da tecnologia mais recente e quando várias estratégias de sistema devem ser usadas.



*Trane,
Uma empresa da Ingersoll Rand*

*Para obter mais informações, entre em contato com o
escritório local da Trane ou envie um e-mail para
comfort@trane.com*

Trane, Circle Logo e TRACE são marcas comerciais da Trane nos Estados Unidos e em outros países. ASHRAE é uma marca registrada da American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Inc. Trane é uma marca da Ingersoll Rand, líder mundial na criação de ambientes confortáveis, sustentáveis e eficientes. A família de marcas da Ingersoll Rand inclui Club Car®, Ingersoll Rand®, Thermo King® e Trane®.

Este boletim tem fins meramente informativos e não constitui aconselhamento jurídico. A Trane acredita que os fatos e sugestões apresentados aqui são precisos. No entanto, as decisões finais de projeto e aplicação são de sua responsabilidade. A Trane isenta-se de qualquer responsabilidade por ações tomadas com relação ao material apresentado.