

## Visão aprofundada das avaliações de resfriadores

Redigido por **W. Ryan Geister**, membro ASHRAE e **Mike Thompson**, membro associado ASHRAE

Durante anos, a indústria de HVAC tem lutado para encontrar maneiras mais fáceis de avaliar rapidamente o desempenho das centrais de água gelada. Com a crescente pressão para aumentar a produtividade do projeto, o desejo de encontrar uma ferramenta de avaliação rápida, simples e precisa para analisar o desempenho dessas centrais fica cada vez mais forte. Esta necessidade de resultados rápidos tem levado muitos da indústria de HVAC a utilizar métodos de avaliação de número único, tais como IPLV (Integrated Part Load Value = Valor de Carga Parcial Integrado) como substitutos à execução de uma análise de modelagem hora a hora completa.

Usar avaliações menos abrangentes é atraente e parece lógico. O IPLV foi criado pelo Air Conditioning, Refrigeration, and Heating Institute (AHRI – Instituto de Ar Condicionado, Refrigeração e Aquecimento) e, muitas vezes, tem sido promovido por alguns fabricantes como o método para analisar o desempenho do resfriador. No entanto, como reconhecido pela AHRI (e como apresentado abaixo), o IPLV ou o NPLV (Non-Standard Part Load Value = Valor de Carga Parcial Não Padronizado) não representa fielmente as características operacionais de uma central de água gelada. As decisões baseadas nesses dados incompletos, frequentemente, resultam em previsões precárias do uso de energia do equipamento e por isso é importante usar ferramentas de análise energética precisas a fim de assegurar soluções ótimas tanto econômica quanto ambientalmente.

### O que há de errado em usar um IPLV?

Primeiro, é importante reconhecer que os métodos de avaliação IPLV e NPLV da AHRI foram criados para ajudar a comparar as características de descarregamento de resfriadores semelhantes não para inferir economia. Uma vez que, na maioria das vezes, muitos resfriadores operam em condições diferentes da plena carga, um IPLV é uma ferramenta importante para determinar quão bem um resfriador pode descarregar. Porém, para garantir que sejam tomadas decisões certas sobre a compra, projeto e economia de energia, deve ser realizada uma análise completa do sistema.

Vamos examinar alguns fatos da fórmula IPLV:

**Fato 1: O IPLV avalia uma única aplicação/um único uso do resfriador.** O Apêndice D, D2.1 da Norma AHRI 550/590 especifica:

“A equação (IPLV) foi derivada para fornecer uma representação da eficiência média da carga parcial de um único resfriador somente.”<sup>1</sup> Não é aplicável a instalações com múltiplos resfriadores.

As estimativas atuais<sup>2,3</sup> sugerem que mais de 90% das centrais de água gelada resfriadas à água são de instalações com diversos resfriadores, sendo que o mais comum é terem dois resfriadores.

**Fato 2: O IPLV usa apenas quatro pontos de operação com fatores de carga** destinados a indicar a porcentagem de tempo que um único resfriador, seguindo um perfil de carga média, irá operar com cargas diferentes e com

temperatura de entrada de água no condensador assumida.

### Definição da AHRI para o valor de carga parcial integrado (IPLV)<sup>4</sup>

A *Figura 1* indica a forma como os diferentes fatores de carga são usados para calcular o IPLV. Os pontos A, B, C e D são os níveis de desempenho em kW/TR em cada um dos quatro pontos de carga. Observe que o cálculo pressupõe que somente 1% da operação do resfriador ocorre em altas cargas e a altas temperaturas da água de condensação.

Com frequência, argumenta-se que os resfriadores simplesmente não funcionam a 100% de carga e, portanto, o índice de plena carga não é relevante. Num mundo onde, em sua maioria, os resfriadores são super-dimensionados, isso pode ser verdade em condições de projeto para aplicações com um resfriador único.

Enquanto algumas sequências de operações de uma central de água gelada ativam um segundo resfriador antes que o primeiro resfriador atinja o pico de carga plena, muitas aplicações de resfriamento de conforto não iniciam outro resfriador até que a temperatura da água de abastecimento do sistema ultrapasse

---

### Sobre os autores

**W. Ryan Geister** é gerente global do produto Trane Centrifugal Chillers-Climate Solutions, Ingersoll Rand em La-Crosse, Wis.

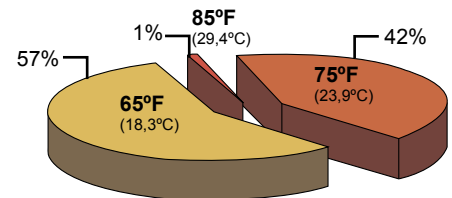
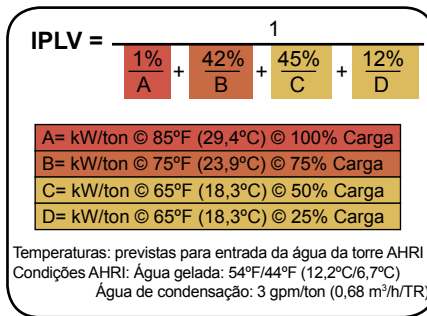
**Mike Thompson** é diretor, Trane Environmental Affairs – Climate Solutions, Ingersoll Rand em College Station, Texas.

o ponto de configuração desejado por um período definido. Em tais casos, os resfriadores funcionam à plena carga. Para esta discussão, é assumido que os resfriadores não operam na maioria de seu tempo à plena carga. Será que isto confirma a escolha de 1% do IPLV/NPLV? Vamos analisar.

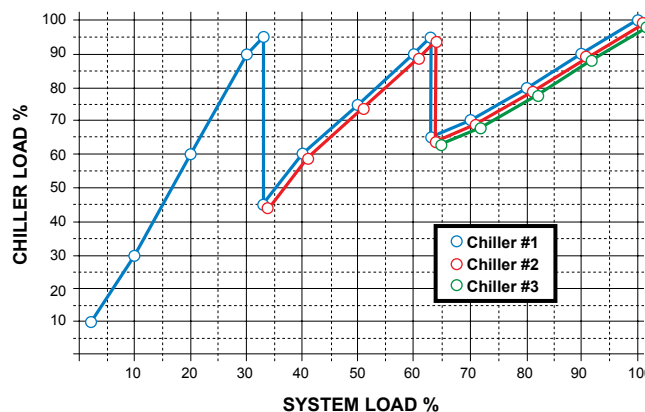
A *Figura 2* mostra que uma central de água gelada com três resfriadores tem um perfil de carga muito diferente. Outro sistema de avaliação da indústria, a relação de eficiência de energia sazonal (SEER), utiliza um maior número de pontos operacionais para melhor representar toda a gama de operação do equipamento. Infelizmente, o SEER não é utilizado para avaliação de resfriadores grandes e o atual sistema de avaliação fica limitado a quatro pontos operacionais distintos.

Especificamente, o cálculo IPLV/NPLV assume que 57% das horas de operação do resfriador estão com 50% da carga ou menos. A *Figura 2* mostra que apenas um resfriador vai funcionar com menos de 50% da carga, e isso só ocorre quando toda a central de água gelada é descarregada para menos de 16,7% de capacidade. Este ponto por si só demonstra que a fórmula IPLV não é uma ferramenta de avaliação precisa a ser utilizada para o desempenho da central de água gelada.

Agora, algumas sequências de controle permitirão que todos os resfriadores em operação descarreguem mais de 50% antes de desligá-los para evitar a necessidade de religá-los se a carga aumentar ligeiramente. (Quando dois resfriadores estiverem em operação, ambos poderão descarregar cerca de 45% da capacidade antes de desligar o Resfriador nº 2. A carga resultante no Resfriador nº 1 exigiria que ele operasse a 90% de capacidade). O perfil de carga específica deve ser analisado para que se chegue a uma



*Figura 1: Definição da AHRI para o valor de carga parcial integrado (IPLV)<sup>4</sup>*



*Figura 2: Perfil de descarregamento de uma central de água gelada com três resfriadores*

conclusão definitiva; no entanto, é possível afirmar que uma parcela menor de horas de operação do resfriador venha realmente a ocorrer a plena carga.

### Hipóteses sobre as temperaturas da torre de resfriamento são a chave

A *Figura 3* ilustra como a fórmula IPLV/NPLV “agrupa” os critérios operacionais. Vamos examinar o percentual de carga versus as temperaturas de entrada da água no condensador 4,5.

A fórmula IPLV/NPLV assume uma programação de alívio da água de condensação que resulta no alívio correspondente do resfriador, ou na redução de capacidade, uma vez que a queda de temperatura da água de condensação tem um impacto dramático no desempenho do resfriador. Note que a queda da tempe-

ratura da água da torre, em geral, não é “grátis”. Especificamente, isso se deve ao fato do gasto adicional de energia na torre de resfriamento para criar temperaturas mais baixas na entrada do condensador (se tais temperaturas ainda forem possíveis), pois a temperatura de entrada de água no condensador é limitada pela temperatura externa do bulbo úmido.

Em muitos climas do mundo, a faixa mais baixa de temperaturas da água de condensação nunca pode ser atingida durante a estação fria. Além disso, mesmo quando a física permite que baixas temperaturas da água de retorno da torre de resfriamento sejam alcançadas, a energia necessária pela torre pode aumentar a energia total consumida pela central. Os controles da central devem concentrar-se no equilíbrio entre as equações de energia, de forma que o resfriador mais os equipamentos auxiliares minimizem o

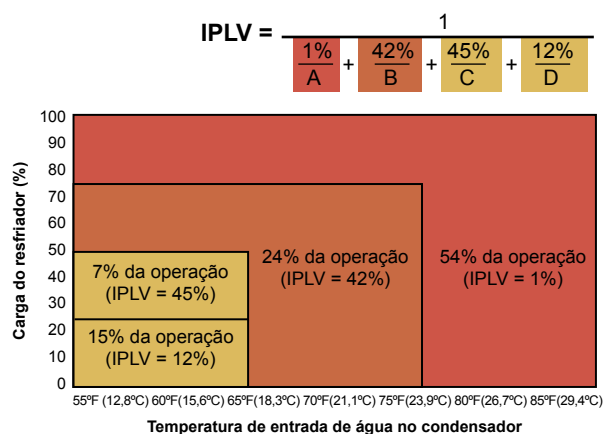


Figura 3: Comparação da eficiência de dois resfriadores: análise personalizada versus avaliações de índice genérico

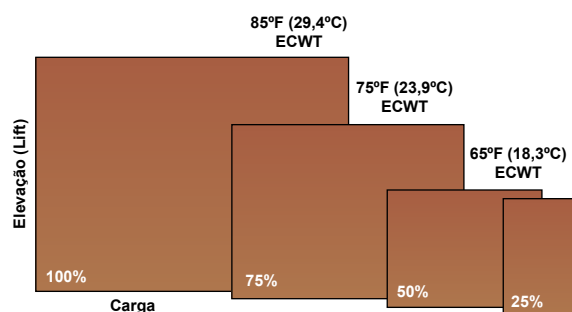


Figura 4: Grupos de operação IPLV/NPLV

consumo total de energia da central, não enfocando unicamente uma variável.<sup>7</sup>

Mais importante, a redução prevista da temperatura de entrada de água no condensador muda coincidentemente conforme a carga é reduzida. O cálculo do IPLV/NPLV pressupõe que a central de água gelada opere 57% do tempo com a temperatura da entrada de água no condensador a 18,3°C (65°F), e somente 1% do tempo com a temperatura de entrada da água no condensador acima de 23,9°C (75°F). Como estabelecido pela definição de IPLV da AHRI (Figura 1), presume-se que todos os pontos operacionais com carga acima de 75% e com água acima de 23,9°C (75°F) ocorram apenas 1% do tempo. Em outras palavras, 99% do tempo, o resfriador será descarregado com menos de 75% da carga e operará com a entrada de água no condensador a 23,9°C (75°F) ou mais fria!

**Fato 3: O IPLV não leva em consideração os inversores de frequência.** Infelizmente, os valores e as metodologias originalmente destinados a avaliar os resfriadores não consideram plenamente a aplicação de inversores de frequência, pelo menos em projetos de centrífugas.

Os compressores centrífugos são compressores dinâmicos que os tornam mais dependentes a redução de elevação do que a redução de carga. De uma perspectiva física, estes compressores aumentam a pressão do refrigerante pela transmissão de velocidade, ou energia dinâmica, utilizando um impelidor rotativo, e converte-o em energia de pressão. Em contraposição, compressores tipo parafuso ou *scroll* são compressores de deslocamento positivo, em que duas peças mecânicas se entrelaçam para prender vapor refrigerante e reduzir o volume do refrigerante a um ponto de descarga. Esta diferença entre o compressor de deslocamento dinâmico e positivo leva a uma diferença considerável em resposta a variações de velocidade (ou hertz) que podem ser transmitidas por um inversor de frequência. Ao alterar a velocidade de um compressor de deslocamento positivo, a quantidade de trabalho ou de carga manuseada varia.

Por outro lado, este impacto não é visto com um resfriador centrífugo. Na tentativa de simplesmente indicar o impacto de um resfriador centrífugo, reduzir temperaturas da água de condensação ou aumentar a temperatura de saída da água gelada reduzirá a elevação ou o traba-

lho que o compressor tem que fornecer. Isto não reduz a quantidade de carga ou compressão do refrigerante exigida. Assim, o ponto dominante de qualquer variação de hertz, ou alteração de velocidade do compressor, é a quantidade de elevação que o compressor pode manusear de forma estável, e não a carga.

Lembre-se que o IPLV/NPLV é estabelecido por quatro grupos operacionais distintos incorporando redução de elevação e carga simultaneamente (Figura 4). Assim, enquanto os inversores de frequencial podem oferecer economias significativas com uso correto para resfriadores centrífugos, eles dão a percepção de ganhos de eficiência quando a fórmula IPLV/NPLV é aplicada uma receita para vender mais inversores e, não necessariamente, ao ferto real de economia de energia.

### Grupos de operação IPLV/NPLV

**Fato 4: A intenção do IPLV é comparar características de descarregamento, não inferir economia.** O Apêndice D2 da Norma ARI 550/590 declara: “é melhor usar uma análise abrangente que reflita os dados meteorológicos reais, características de carga do edifício, horas de operação, capacidade para utilização

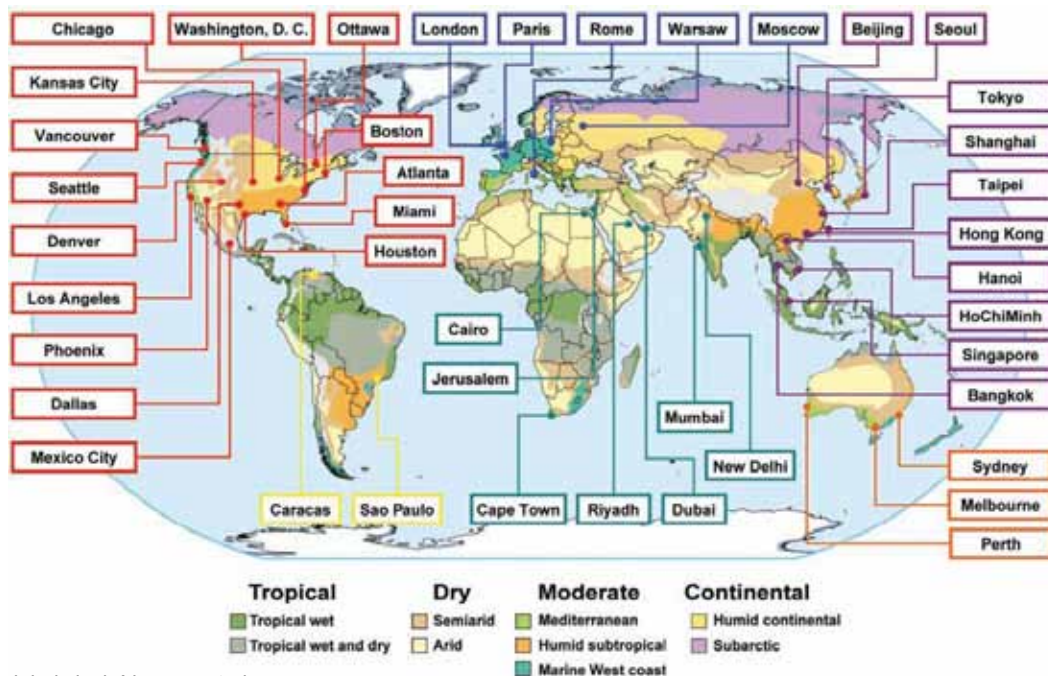


Figura 5: Climas globais incluídos no estudo

de economizador e energia consumida por equipamentos auxiliares, como bombas e torres de resfriamento, no cálculo da eficiência do resfriador e sistema.”<sup>1</sup>

Uma análise energética hora a hora detalhada é necessária para determinar a economia. Vamos examinar uma análise detalhada e compará-la com o IPLV. No início desta análise (usando o TRACE TM 700), foi dada grande importância a uma perspectiva global para demonstrar as muitas variações climáticas globais que impactam tanto os aspectos de carga como de elevação e das centrais de água gelada que atendem os sistemas de HVAC e modificações. As cidades usadas na modelagem são apresentadas na Figura 5.

A seguir estão suposições fixas e variáveis feitas para esta análise:

- Espaço comercial típico para escritório com a diversidade correspondente;
- Centrais de água gelada com dois res-

friadores e com torres dedicadas por resfriador;

- Resfriadores centrífugos do mesmo tamanho, interligados em paralelo;
- Torre de resfriamento com aproximação de 4°C (7°F) e variador de velocidade com faixa de 6°C (10°F);
- VAV com reaquecimento, temperatura de ar de insuflamento de 12,8°C (55°F);
- Aplicação de economizador de ar externo de bulbo seco conforme Norma ASHRAE 90,1;
- Cronograma de horário comercial efêrias aplicado.

Dessa forma, o clima e as cargas resultantes se tornam variáveis. Uma vez que for concluída a análise detalhada hora a hora de acordo com o tempo, os pontos de operação correspondentes por resfriador serão traçados no modelo descrito na Figura 3. Cada hora de operação referente a um ano inteiro é traçada e representada como um ponto no gráfico. Com dois

resfriadores prontos para operar 24 horas por dia, 365 dias, conforme necessário, há um potencial de 17.520 pontos de operação (8.760 por resfriador). Logicamente, o número de pontos varia de acordo com o clima e com as necessidades de resfriamento. Os pontos resultantes traçados são totalizados e o percentual de operações em cada “agrupamento” NPLV/ IPLV da AHRI é determinado.

### Um exemplo de comparação

Seria prudente examinar com atenção um exemplo para demonstrar a ferramenta antes de mostrar todas as cartas geográficas regionais globais. Examinando o gráfico representando Atlanta (Figura 6), rapidamente se torna evidente que a operação da central de água gelada com dois resfriadores não se alinha com os valores de IPLV/NPLV.

O IPLV considera 1% da operação acima de 75% da carga e temperatura de entrada da água no condensador acima de

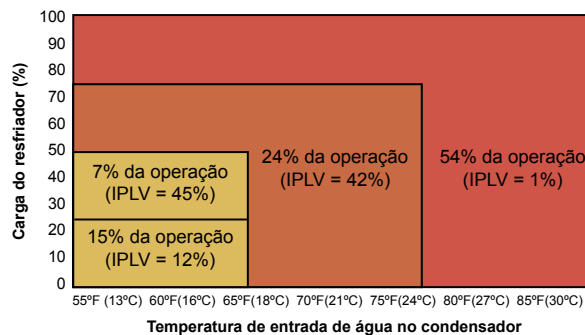


23,9°C (75°F). Revisando a *Figura 6*, vemos que esta aplicação típica demonstra 54% da operação com água de condensação com temperatura superior a 23,9°C (75°F) com cargas superiores a 75%.

### Uma análise global dos diversos climas

Até agora, a análise tem usado os dados meteorológicos de acordo como clima em Atlanta. É importante olhar para locais com perfis diferentes de clima (veja a *Figura 7* para um subconjunto de gráficos traçados analisados e a *Tabela 1* para todas as localidades incluídas na análise).

Após a análise dos dados de várias localidades mundiais, é evidente que, de longe, o agrupamento de desempenho mais crítico é o mais subestimado na fórmula IPLV/NPLV: o clima. O clima é

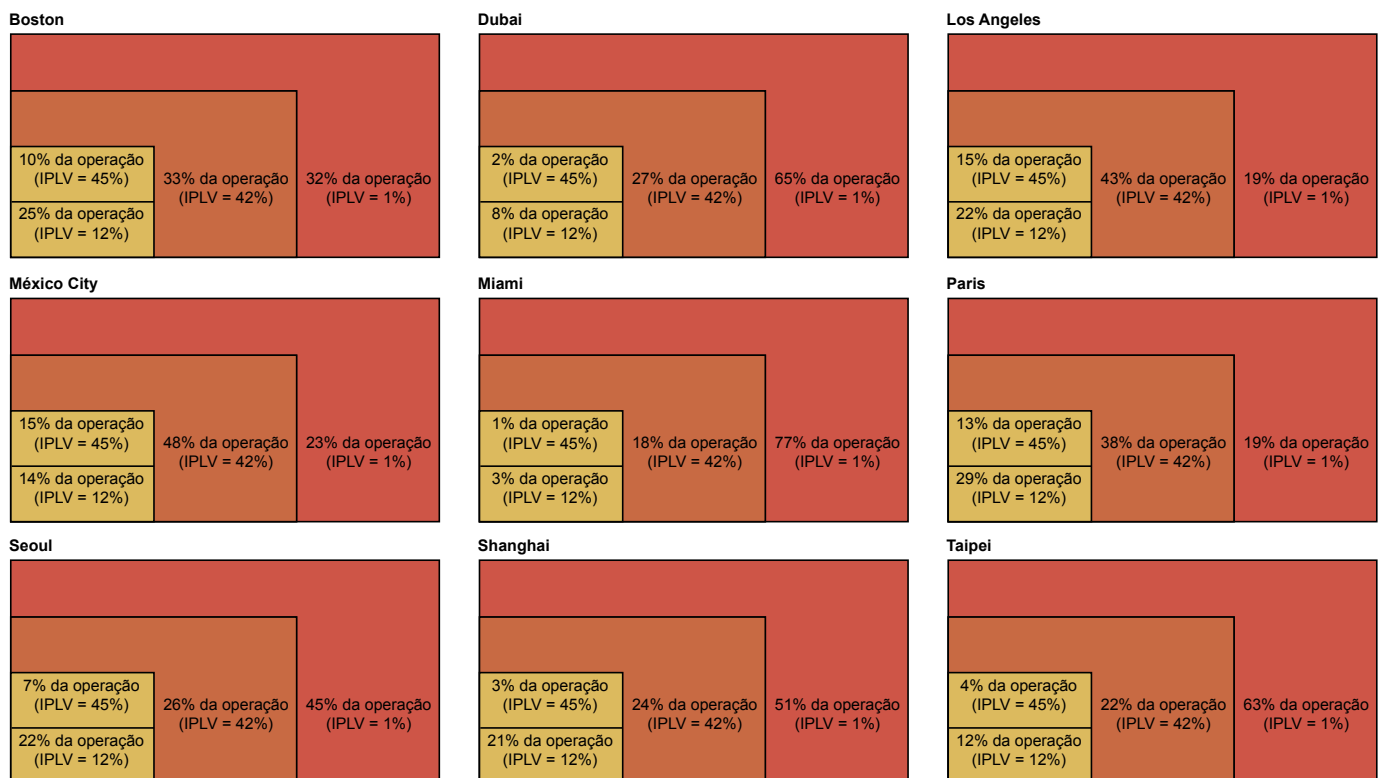


*Figura 6: Atlanta (central de água gelada com dois resfriadores); análise personalizada versus previsões genéricas de NPLV*

o componente mais volátil da carga total no decorrer de um ano.

Outros componentes que contribuem significativamente para a carga total do edifício, tais como cargas internas e solares, são mais consistentes ao longo do ano. Portanto, os climas, especialmente a temperatura de bulbo úmido, têm o maior impacto sobre as temperaturas associadas da água

de condensação produzidas pela torre de resfriamento e a utilização do edifício do economizador de ar externo. Coincidentemente, sem uma redução nas temperaturas da água de condensação, a elevação do compressor não é significativamente reduzida, o que dificulta a capacidade do resfriador centrífugo para alavancar o investimento do inversor de frequência. Para ilustrar a contribuição de diferentes tipos de



*Figura 7: Comparação de eficiência: índice de avaliação versus mundo real (centrais de água gelada com dois resfriadores)*

cargas num edifício e para complementar a discussão, a *Figura 8* mostra a contribuição da carga e o perfil para um espaço empresarial típico com dois resfriadores num clima moderado. Obviamente, as cargas internas e solares são relativamente consistentes ao longo do ano, porém, a carga meteorológica muda dramaticamente. Isto ilustra precisamente porque o investimento em programas baseados em dados climáticos hora a hora dependentes da localidade é fundamental para tomar as conclusões precisas. Por outro lado, destaca porque a faixa de dados climáticos leva a conclusões erradas, uma vez que o tempo é apenas representante de uma pequena percentagem da carga total do edifício, e não causa grande impacto no desempenho da torre de resfriamento.

Os números da análise global mostram como os pontos de carregamento da ARI representam inadequadamente uma central de água gelada típica. Note que a operação do resfriador consome mais energia, estabelecendo taxas de demanda com kW mais alto. A fórmula IPLV/NPLV assume que apenas 1% da operação do resfriador ocorre a cargas altas e a altas temperaturas de água de condensação. Na realidade, a média mundial para esse agrupamento é de 47,9% de uma central de água gelada com dois resfriadores operando horas ao longo de um ano ou seja, quase a metade!

## O impacto da conta do resfriador

Nesta análise, também enfocamos resfriadores múltiplos versus localização dependente do clima e chegamos à mesma conclusão: o agrupamento de carga e elevação mais altas continua a ser a mais proeminente. A *Figura 9* mostra uma variação no número de resfriadores em Chicago, onde o alívio da água de condensação é certamente atingível, uma vez que as estações muito contrastantes

	100% da carga c/ 85°F (29,4°C) Temp. de entrada de água no condensador	75% da carga c/ 75°F (23,9°C) Temp. de entrada de água no condensador	50% da carga c/ 65°F (18,3°C) Temp. de entrada de água no condensador	25% da carga c/ 65°F (18,3°C) Temp. de entrada de água no condensador
<b>Porcentagem da AHRI</b>	<b>1</b>	<b>42</b>	<b>45</b>	<b>12</b>
Atlanta	52	30	8	10
Banguocoque	94	5	0	1
Beijing – Pequim	44	30	7	19
Cairo	47	28	8	17
Cidade do Cabo	18	44	15	22
Caracas	95	5	0	0
Chicago	41	29	9	21
Dallas	59	21	7	13
Denver	19	34	22	25
Dubai	65	27	2	6
Hanoi	69	15	2	13
HoChiMinh	97	3	0	0
Hong Kong	64	18	5	13
Houston	66	19	3	12
Jerusalem	23	48	11	18
Cidade de Kansas	59	19	5	17
Londres	14	32	18	35
Los Angeles	19	44	15	22
Melbourne	11	24	16	49
Cidade do México	23	48	15	14
Miami	78	18	1	3
Moscou	16	38	16	30
Mumbi	80	18	1	1
Nova Delhi	53	27	7	13
Otanua	28	32	12	28
Paris	19	38	13	29
Perth	18	40	15	27
Phoenix	35	42	10	13
Riyadh	33	46	8	13
Roma	43	26	7	24
São Paulo	46	39	5	10
Seattle	13	29	21	37
Seul	45	28	7	20
Shanghai	52	24	3	21
Singapura	100	0	0	0
Sidnei	29	37	11	23
Taipe	63	22	4	11
Tóquio	43	28	4	25
Vancôver	10	33	22	35
Varsóvia	23	33	16	27
Washington DC	47	27	6	20
<b>Média</b>	<b>45</b>	<b>28</b>	<b>9</b>	<b>18</b>
Porcentagem da AHRI	1	42	45	12

Tabela 1: Resumo de toda a análise global (central de água com dois resfriadores). Para ver todos os gráficos presentes no estudo, visite [www.trane.com/Chiller Ratings](http://www.trane.com/Chiller Ratings)

oferecem muitos meses de horas de operação com temperaturas amenas. Novamente, cada ponto representa uma hora da operação do resfriador durante o ano. A *Figura 9* mostra que, como o número de centrais de água gelada cresce, o mesmo ocorre com a importânciado aumento do agrupamento. Mesmo a análise de uma unidade de resfriador único em Chicago, onde o alívio é iminente, o número nem sequer se aproxima de 1%! A *Tabela 2* apresenta um resumo das centrais com múltiplos resfriadores para a região geográfica. Mais uma vez, mostra claramente que a prática de uma abordagem holística para selecionar resfriadores deveria ser padrão, ao invés de depender de um único número. Nesta análise em particular, a central de água gelada é uma forte candidata a um único inversor de frequência num único resfriador centrífugo, pois tem um número significativo de horas de operação com baixas capacidades. (Carga parcial) e baixas temperaturas da água de condensação (elevação parcial). Por outro lado, conforme mais resfriadores são adicionados, a central se torna cada vez menos

adequada como candidata a inversor de frequência. A melhor opção poderia ser a de investir mais em superfície de trocador de calor para maximizar o desempenho operacional em cargas altas e altas temperaturas da água de condensação ou, eventualmente, fornecer um único inversor para apenas um resfriador para condições de carga baixa, elevação baixa. Resultado: o projeto certo pode ser especulativo, mas uma análise detalhada seria o único método prudente para determinar a central mais econômica e que utiliza a energia de forma mais eficiente.

## Conclusões

IPLV/NPLV não devem ser usados como Padrão de Eficiência. Ao examinar os pontos de operação reais de um resfriador, torna-se cada vez mais óbvio que os pontos de operação com carga alta são extremamente importantes. Além disso, é evidente que a utilização da Norma ARI550/590 pode levar a uma representação inadequada do local em que dois resfriadores realmente operam. A metodologia IPLV/NPLV faz sentido ao determinar os requisitos mínimos de eficiência de acordo com a Norma ASHRAE 90.1 ou

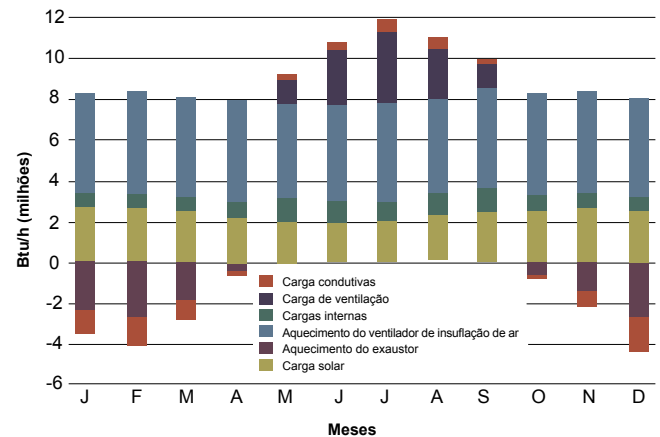


Figura 8: Prédio de escritórios com 20 andares em St. Louis, perfil dos componentes de carga mensal

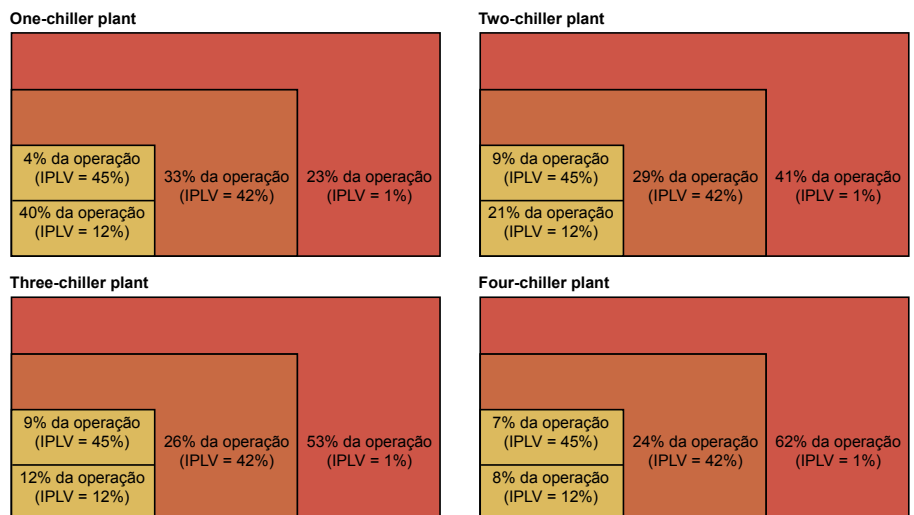


Figura 9: Impacto de múltiplos resfriadores em Chicago

	100% da carga c/ 85°F (29,4°C) Temp. de entrada de água no condensador	75% da carga c/ 75°F (23,9°C) Temp. de entrada de água no condensador	50% da carga c/ 65°F (18,3°C) Temp. de entrada de água no condensador	25% da carga c/ 65°F (18,3°C) Temp. de entrada de água no condensador
<b>Porcentagem da AHRI</b>	<b>1</b>	<b>42</b>	<b>45</b>	<b>12</b>
Central de água gelada com 1 resfriador	23	33	4	40
Central de água gelada com 2 resfriadores	41	29	9	21
Central de água gelada com 3 resfriadores	53	26	9	12
Central de água gelada com 4 resfriadores	62	24	7	8
<b>Média</b>	<b>44,8</b>	<b>28,0</b>	<b>7,3</b>	<b>20,3</b>

Tabela 2: Ponderação média de desempenho em Chicago

Leaving Chilled Water Temp (°F)	Entering Condenser Water Temp (°F)	Lift (°F)	kW/ton std = 0,576 Condenser Flow Rate						IPVI std = 0,549 Condenser Flow Rate					
			2 gpm/ton	2.5 gpm/ton	3 gpm/ton	4 gpm/ton	5 gpm/ton	6 gpm/ton	2 gpm/ton	2.5 gpm/ton	3 gpm/ton	4 gpm/ton	5 gpm/ton	6 gpm/ton
			Required kW/ton						Required NPLV					
46	75	29	0.517	0.494	0.478	0.456	0.441	0.431	0.492	0.471	0.455	0.434	0.420	0.410
45	75	30	0.524	0.503	0.488	0.466	0.452	0.442	0.499	0.478	0.464	0.443	0.430	0.420
44	75	31	0.532	0.510	0.496	0.475	0.462	0.452	0.506	0.486	0.472	0.452	0.439	0.431
43	75	32	0.539	0.518	0.504	0.484	0.472	0.462	0.513	0.493	0.480	0.461	0.449	0.440
42	75	33	0.547	0.525	0.512	0.493	0.481	0.472	0.521	0.500	0.487	0.469	0.458	0.449
41	75	34	0.555	0.533	0.519	0.501	0.490	0.481	0.529	0.507	0.494	0.477	0.466	0.458
46	80	34	0.555	0.533	0.519	0.501	0.490	0.481	0.529	0.507	0.494	0.477	0.466	0.458
40	75	35	0.564	0.541	0.526	0.509	0.498	0.490	0.537	0.515	0.501	0.484	0.474	0.466
45	80	35	0.564	0.541	0.526	0.509	0.498	0.490	0.537	0.515	0.501	0.484	0.474	0.466
44	80	36	0.573	0.548	0.534	0.516	0.506	0.499	0.546	0.522	0.508	0.492	0.481	0.474
43	80	37	0.584	0.557	0.542	0.524	0.513	0.506	0.556	0.530	0.515	0.499	0.489	0.481
42	80	38	0.596	0.566	0.549	0.532	0.521	0.514	0.567	0.538	0.523	0.506	0.496	0.489
41	80	39	0.609	0.575	0.558	0.539	0.529	0.522	0.580	0.547	0.531	0.513	0.503	0.496
46	85	39	0.609	0.575	0.558	0.539	0.529	0.522	0.580	0.547	0.531	0.513	0.503	0.496
40	80	40	0.624	0.586	0.567	0.547	0.536	0.529	0.595	0.558	0.539	0.520	0.510	0.504
45	85	40	0.624	0.586	0.567	0.547	0.536	0.529	0.595	0.558	0.539	0.520	0.510	0.504
44	85	41	0.643	0.599	0.576	0.555	0.543	0.537	0.611	0.570	0.549	0.528	0.518	0.510
43	85	42	0.663	0.612	0.588	0.563	0.552	0.544	0.631	0.583	0.560	0.537	0.525	0.518
42	85	43	0.688	0.628	0.600	0.573	0.560	0.552	0.655	0.598	0.571	0.546	0.533	0.525
41	85	44	0.717	0.646	0.614	0.584	0.570	0.561	0.683	0.616	0.585	0.555	0.542	0.533
40	85	45	0.751	0.668	0.630	0.596	0.579	0.570	0.716	0.636	0.600	0.567	0.552	0.542
Condenser DT (°F)			14.04	11.23	9.36	7.02	5.62	4.68	14.04	11.23	9.36	7.02	5.62	4.68

LIFT = entering condenser water temperature – leaving chilled water temperature // Condenser DT = leaving condenser water temperature – entering condenser water temperature // COOP adj = Kadj x COPstd // Kadj = 6.1507 - 0.30244(x) + 0.0062692(x)<sup>2</sup> - 0.000045595(x)<sup>3</sup> where = condenser DT + lift // kW/ton(adj) = 1/(COPadj x .2845) // NPLV value at conditions of 3 gpm/ton and 4 1F LIFT is IPLV

padrões de eficiência conforme Normas IECC (Figura 10). Estas normas exigem que o usuário atenda tanto as medidas de desempenho de plena carga como de carga parcial. O bom desempenho em plena carga é fundamental para minimizar o consumo de pico de energia, que causa impacto a proprietários de edifícios em todo o mundo, uma vez que aquelas taxas de pico estabelecem taxas de demanda e aumentos graduais nas cláusulas da conta de energia elétrica. O bom desempenho da carga parcial é fundamental para garantir que um resfriador irá reduzir adequadamente o consumo de energia conforme redução da elevação e da carga.

O resultado final é que você precisa fazer a coisa certa. O uso de avaliações de um único número não representa exatamente o uso de energia do resfriador num sistema. Também não é possível prever as economias que podem estar associadas com o investimento adicional de um inversor de frequência e, portanto,

de maneira nenhuma pode ser indicativo de retorno financeiro. Talvez se uma metodologia simplificada do tipo “IPLV” for exigida, utilizar as diretrizes de ponderação encontradas na Tabela 1 ou gerar um valor de carga parcial do cliente pode fornecer uma orientação mais realista para a previsão de desempenho do resfriador.

Enquanto isso, o mercado atual oferece uma infinidade de programas de computador para simulação, com a capacidade de modelar um surpreendente número de variáveis críticas, incluindo análise de energia hora a hora, tarifação elétrica variável, diversos tipos de edifícios e perfis de operação, centrais de água gelada e características de desempenho, tais como inversores de frequência e resfriadores de alta eficiência. Além disso, melhorias drásticas nas interfaces do usuário de programas de simulação disponíveis oferecem eficácia e eficiência ao operador, diminuindo o tempo de conclusão como nunca foi possível, eliminando a necessidade de atalhos.

O desejo de encontrar a resposta “fácil” é compreensível; no entanto, como o Apêndice D da Norma 550/590 sugere, a análise cuidadosa é a única maneira real para determinar com precisão o uso da energia de um edifício com os correspondentes impactos econômicos para tirar conclusões financeiramente confiáveis. A conclusão final é que não existe uma resposta fácil. É nossa responsabilidade como indústria, usar as ferramentas e a tecnologia disponíveis para a prática da devida diligência e oferecer aos nossos clientes, soluções viáveis, sustentáveis e comprovadas.

## Referências

1. Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute. AHRI 550/590, Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle, Appendix D, D.2.1.
2. McGraw-Hill Construction Network.
3. Trane Service and Order Records.
4. Air Conditioning and Refrigeration Institute. 2003. ARI Standard 550/590, Standard for Performance Rating of Water-Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle.
5. Trane Air Conditioning and Economics (TRACETM 700)
6. Schwedler, M., and B. Bradley. 1995. “Tower Water Temperature – Control it how???” Engineers Newsletter vol. 24(1) LaCrosse, Wis.: Trane.
7. ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2004, Section 6.2.1, Mechanical Equipment Efficiency.



**Trane do Brasil**  
Av. dos Pinheirais, 565 - Estação  
83.705-570 - Araucária, PR - Brasil

www.trane.com.br

Catálogo número: ADM-APN028-PT

Arquivo número: ADM-Ap028-PT 0610

Substitui: Novo

Local do estoque: Brasil

A Trane acredita que os fatos e sugestões apresentados neste boletim são precisos. Entretanto, projeto final e as decisões de aplicação são de sua responsabilidade. A Trane não aceita qualquer responsabilidade por ações tomadas com base neste material.