



**XVI CONBRAVA - CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR**  
São Paulo Expo - 10 a 13 de setembro de 2019

## **ANÁLISE COMPUTACIONAL DA AUTOMAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE ÁGUA GELADA, DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO E AR DE INSUFLAÇÃO EM UM EDIFÍCIO COMERCIAL**

**Javier Diaz Valdivia; Flavio Augusto Sanzovo Fiorelli;**

### **PAPER 46**

#### **RESUMO**

A automação utilizada atualmente não controla as variáveis de temperatura do sistema (temperaturas do ar insuflado, da água gelada e da água de condensação) de forma otimizada. Normalmente essas temperaturas são mantidas fixas nas condições de dimensionamento do sistema ou alteradas apenas em função das condições climáticas. No entanto estudos demonstram que o controle otimizado dessas três temperaturas pode proporcionar reduções significativas no consumo de energia do sistema de climatização. Dessa forma, este estudo avaliou os ganhos de uma automação isolada e integrada dessas três temperaturas em diferentes condições climáticas brasileiras, via simulação computacional (EnergyPlus™) para uma edificação comercial típica. Os resultados obtidos para a automação integrada indicam reduções em consumo que variam entre 5,03% e 19,68% em comparação com o controle fixo, e entre 3,22% e 8,21% em comparação com um controle em função apenas das condições externas, demonstrando que o controle sugerido é melhor que os modelos adotados como referência de mercado.

**Palavras-chave:** Climatização de Edificações Comerciais. Eficiência energética. Otimização de estratégias de controle.

#### **ABSTRACT**

The automation currently used does not control the system temperature variable (air insufflation, cold and condensation water temperatures) in an optimized way. Normally these temperatures are fixed in system design conditions or vary according to the weather conditions only. However studies demonstrate that an adequate control of these three temperatures can provide significant reductions in the energy consumption of the air conditioner system. Thus, this study evaluates the gains of an individualized and integrated automation of the three variable temperatures in different Brazilian weather conditions, through computer simulation (EnergyPlus™) for a typical commercial building. The results obtained with the integrated automation show savings in consumption between 5.03% and 19.68% when compared with a fixed control, and between 3.22% and 8.21% when compared with a control that varies according to weather conditions only, showing that the proposed control is better than both models adopted as market benchmarks.

**Keywords:** Office building air conditioning. Energy efficiency. Control strategies optimization

### **1. INTRODUÇÃO**

O consumo de energia elétrica sempre foi uma preocupação da sociedade,

que vem buscando soluções para minimizá-lo, seja reduzindo as suas perdas ou melhorando o seu uso. O consumo de energia em edifícios representa 32% do consumo de energia global (Li et al., 2015), chegando a 40% na Europa (Vakiloroaya et al., 2014) e nos EUA (Li et al., 2013). No Brasil esta porcentagem chega a 17,5% (MME, 2016). Dentro do consumo de um edifício o maior consumidor é o sistema de climatização, representando 50% do consumo do edifício nos EUA (Vakiloroaya et al., 2014), 76% na Europa (Gruder et al., 2014) e 47% no Brasil (ELETROBRAS, 2009). Assim, é importante estudar formas de racionalizar o consumo deste tipo de sistema.

Com o objetivo de reduzir o consumo nas edificações, este trabalho foca a sua atenção nos sistemas de climatização, especificamente nas estratégias de automação de uma central de água gelada (CAG), que para retirada da carga térmica dos ambientes condicionados controla a temperatura do ar de insuflação (TAI) e atua variando a vazão do ar insuflado à medida que a carga térmica varia. Posteriormente, para retirar o calor do circuito de ar faz o controle da temperatura da água gelada na saída do *chiller* (TAG) e atua na vazão de água gelada que chega ao *fan-coil*. Por último, para retirar o calor do circuito de água gelada, faz o controle da temperatura de água de condensação na saída da torre (TAC) e atua variando a vazão do ar que passa pela torre. Dessa forma, a automação atua em três vazões (a do ar insuflado, da água gelada e do ar na torre) e controla três temperaturas (TAI, TAG e TAC) em função da variação da carga térmica.

Uma primeira estratégia de controle mais simples é manter as três temperaturas fixas, para atender às condições de dimensionamento (pior caso), de acordo com o RTQ-C (regulamento técnico de qualidade para edifícios não residenciais) (ELETROBRAS, 2013). Esta estratégia é ineficiente, pois esta condição acontece em apenas 1% do tempo, e além disso o sistema costuma ser superdimensionado em 15% (ASHRAE, 2010). Outra estratégia mais eficiente (mas ainda não ótima) é controlar as três temperaturas em função das condições climáticas externas, como definido pela ASHRAE 90.1 (ASHRAE, 2010). Esta estratégia não é otimizada pois não considera a variação da carga térmica.

Diversos estudos na literatura apresentam ganhos significativos na redução do consumo do sistema de climatização ao analisar estratégias de controle otimizado. Ahn & Mitchell (2001) demonstraram, via simulação, a possibilidade de obter um ponto ótimo para as três temperaturas controláveis numa dada condição. No entanto as condições de operação variam com o tempo e este ponto ótimo precisa ser reajustado.

Albieri et al. (2009) desenvolveram um algoritmo de controle da TAG em um *chiller* com condensação a ar. Este controle aumentou a eficiência sazonal do *chiller* em 9,1%, demonstrando a possibilidade de obter ganhos com um controle otimizado isolado da TAG.

Wang & Song (2012) apresentaram as porcentagens de redução no consumo do sistema de AVAC para uma TAI ótima, obtendo ganhos superiores para temperaturas externas mais frias e para menores cargas parciais. Ganhos

similares foram também obtidos por Ke & Mumma (1997), que obtiveram ganhos anuais de 6,2% na Pensilvânia, onde os ganhos foram maiores nas estações da primavera e outono, que possuem temperaturas amenas (frias para o padrão brasileiro). Demonstrando a possibilidade de obter ganhos com o controle otimizado isolado da TAI, principalmente em condições climáticas frias e em baixa carga térmica.

Braun & Diderrich (1990) demonstraram que existe ponto ótimo para a operação do sistema *chiller-torre*. Adicionalmente Li et al. (2013) demonstraram que esse ponto ótimo varia com a alteração da carga térmica e das condições climáticas externas, portanto a TAC precisa ser reajustada à medida que as condições de operação variam. Ganhos similares foram obtidos por Liu & Chuah (2011) que obtiveram ganhos anuais entre 4,1% a 5,9% para o sistema *chiller-torre*. Demonstrando assim a possibilidade de obter ganhos com o controle otimizado isolado da TAC.

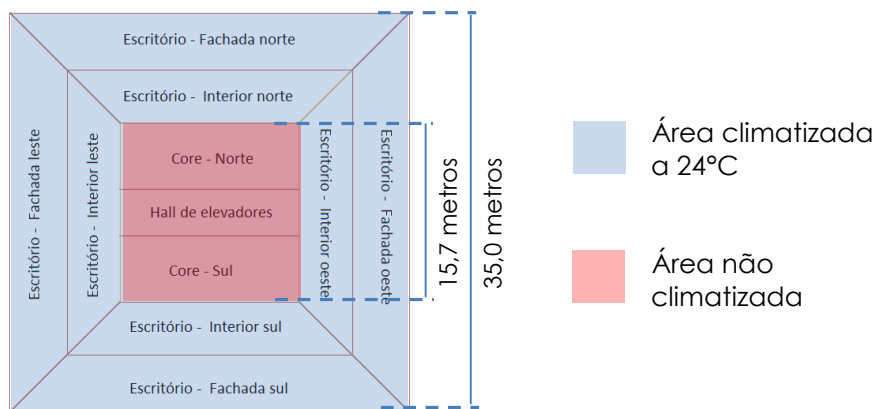
Atuando de forma integrada Parameshwaran et al. (2008) otimizaram juntamente a TAG com a TAI e obtiveram ganhos de 7,9% para uma análise diária na Índia. E por sua vez Lee & Cheng (2012) otimizaram juntamente a TAG e a TAC, obtendo ganhos em Taiwan de 9,4% numa semana no verão e 11,1% para uma semana de inverno.

Portanto, os estudos apresentados e outros disponíveis na literatura demonstram que um controle otimizado das temperaturas controláveis (TAG, TAI e TAC) propicia ganhos. Entretanto, existe a possibilidade de potencializar os ganhos por meio da integração dos três controles, além da possibilidade de analisar os ganhos para as condições climáticas brasileiras. Assim, esse estudo analisa por meio do EnergyPlus™ o impacto de algumas estratégias (modelos integrados ou separados) em diferentes condições climáticas.

## **2. PARÂMETROS DA EDIFICAÇÃO**

A edificação adotada para o estudo possui uma planta quadrada a fim de minimizar os efeitos da orientação, veja Figura 1. Na parte central fica o *core* e o hall dos elevadores e no entorno fica a área de escritório (climatizados a 24°C). O pé direito é de 2,8 metros com *plenum* de 1,15 metros de altura. Já o pavimento tipo possui multiplicador 10, representando 10 andares.

Figura 1. Planta do pavimento e Modelo 3D da edificação do estudo.



Fonte: Elaborado pelos autores

Para a análise das condições climáticas brasileiras foi adotado o zoneamento da norma NBR 15220 (ABNT, 2003), que divide o território nacional em 8 zonas bioclimáticas que apresentam condições climáticas similares. Assim será adotada uma cidade representativa de cada zona como forma de extrapolar os resultados para todo o território. Veja Tabela 1.

Tabela 1. Cidades representativas de cada zona bioclimática brasileira.

Zona Bioclimática	Cidade representativa	Arquivo climático (DOE, 2018)
1	Curitiba – PR	BRA_PR_Curitiba.838420_INMET.epw
2	Santa Maria - RS	BRA_RS_Santa.Maria.839360_INMET.epw
3	São Paulo - SP	BRA_SP_Sao.Paulo.837810_INMET.epw
4	Brasília – DF	BRA_DF_Brasilia.867150_INMET.epw
5	Macaé – RJ	BRA_RJ_Macae.868910_INMET.epw
6	Goiânia – GO	BRA_GO_Goiania.834230_INMET.epw
7	Teresina - PI	BRA_PI_Teresina.818320_INMET.epw
8	Rio de Janeiro - RJ	BRA_RJ_Rio.de.Janeiro-Vila.Militar.868790_INMET.epw

Fonte: Zoneamento obtido da NBR 15220 (ABNT, 2003) e os arquivos climáticos retirados do site do EnergyPlus™ (DOE, 2018)

Para as cidades representativas se adotou as características das superfícies expostas ao ambiente externo conforme os parâmetros da Tabela 2. Sendo que foi adotada uma proporção de vão luz de 40% da área da fachada.

Tabela 2. Valores de transmitância térmica e fator solar para as oito cidades.

Parâmetro		Rio de Janeiro / Macaé / Goiânia / Teresina	São Paulo / Brasília	Curitiba / Santa Maria
Transmitância [W/m2K]	Paredes	0,705	0,705	0,479
	Cobertura	0,360	0,273	0,273
	Vidro	6,810	3,970	3,410
Fator solar	Vidro	0,25	0,25	0,25

Fonte: Valores retirados da norma ASHRAE 90.1-2010 (ASHRAE,2010)

Para a ocupação se adotou a densidade média/alta da norma NBR 16401 (2008), que considera um posto de trabalho a cada 9,3m<sup>2</sup>, atrelando a potência média dos equipamentos em 16,2W/m<sup>2</sup>. Já para a potência de iluminação se adotou ASHRAE 90.1 (2010), que define para os escritórios o valor

de 10,50W/m<sup>2</sup>, para o hall dos elevadores o valor de 7,10W/m<sup>2</sup>, e para o core (adotando-se uma distribuição de 30% de banheiro, 30% de escada, 20% de área técnica e 20% de shaft e poço de elevadores) um valor de 7,42W/m<sup>2</sup>. Por fim, os padrões de uso utilizados na simulação são o padrão definido pelo manual da ASHRAE 90.1 (2007) para edificações comerciais.

Para o sistema de climatização adotou-se a ASHRAE 90.1 (ASHRAE, 2010), que estabelece um sistema de climatização do tipo central de água gelada (CAG) composta por chiller elétrico com compressor parafuso e condensação a água, torre de resfriamento com ventilador axial de duas velocidades, circuito de água primário com vazão constante e circuito secundário com vazão variável, bombas de água gelada e condensação intertravadas para cada chiller, e distribuição de ar por meio de caixas VAV com serpentina elétrica para aquecimento. Considerou-se um sistema com capacidade inferior a 300TR, e adotou-se uma taxa de renovação de ar de 27m<sup>3</sup>/pessoa/hora (ANVISA, 2000), por ser mais restritiva que a ASHRAE 62.1 (ASHRAE, 2007) e que a ABNT NBR 16401 (ABNT, 2008).

### 3. Modelagem da automação

A modelagem segue o equacionamento dos componentes do sistema de climatização da documentação do EnergyPlus™ (DOE, 2013). Sendo a implementação realizada no EnergyPlus™ por meio da ferramenta avançada Energy Management System (EMS). O EMS permite escrever sub-rotinas, com as quais é possível introduzir um algoritmo de controle.

A modelagem desenvolvida, apresentada nas subseções subsequentes, calcula o valor do consumo do sistema de climatização para uma faixa das três temperaturas estudadas, variando a temperatura atual do *timestep* de 0,1°C em 0,1°C até o limite de ±0,5°C (para evitar variações bruscas em um único *timestep*). Posteriormente adota-se a temperatura que apresenta o menor consumo. Para a integração de dois ou mais controles, primeiramente é realizado o cálculo para TAG otimizada. Numa segunda etapa, com a TAG definida, calcula-se a TAI otimizada. Por última, com as TAG e TAI definidas, calcula-se a TAC otimizada.

#### 3.1 Efeito da alteração do setpoint da temperatura da água gelada

O aumento da TAG implica em uma redução na potência de compressão do *chiller*, no entanto também implica em uma maior vazão de água gelada, o que aumenta o consumo de bombeamento. O impacto da TAG no consumo do *chiller* (Eq. 1) se reflete na modificação dos valores obtidos das curvas de operação dadas pelas funções CapFTemp (Eq. 2), EIRFTemp (Eq. 3) e a função EIRFPLR (Eq. 4).

$$\dot{W}_{\text{Chiller}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Referência}}}{\text{COP}_{\text{Referência}}} \text{CapFTemp EIRFTemp EIRFPLR} \quad (1)$$

$$\text{CapFTemp} = a_1 + b_1 \text{TAG} + c_1 \text{TAG}^2 + d_1 T_{e,\text{cond}} + e_1 T_{e,\text{cond}}^2 + f_1 \text{TAG} \cdot T_{e,\text{cond}} \quad (2)$$

$$\text{EIRFTemp} = a_2 + b_2 \text{TAG} + c_2 \text{TAG}^2 + d_2 T_{e,\text{cond}} + e_2 T_{e,\text{cond}}^2 + f_2 \text{TAG} \cdot T_{e,\text{cond}} \quad (3)$$

$$\text{EIRFPLR} = a_3 + b_3 \text{PLR}_{\text{Chiller}} + c_3 \text{PLR}_{\text{Chiller}}^2 \quad (4)$$

onde  $\dot{Q}_{\text{Referência}}$  e  $\text{COP}_{\text{Referência}}$  são respectivamente a capacidade e a eficiência de catálogo do *chiller*,  $T_{e,\text{cond}}$  é a temperatura da água de condensação na entrada do condensador,  $\text{PLR}_{\text{Chiller}}$  é a relação da capacidade demanda pela capacidade disponível do *chiller* (afetada pela curva  $\text{CapFTemp}$ ) e os coeficientes  $a_i, b_i, c_i, d_i, e_i, f_i$  são específicos para cada *chiller*.

Por sua vez, o impacto no consumo da bomba se reflete na alteração da vazão de água gelada, pois a alteração da TAG altera a diferença de temperatura imposta ao circuito, que precisará alterar a vazão para atender a mesma carga térmica. A alteração dessa vazão irá afetar a fração parcial da bomba ( $\text{PLR}_{\text{Bomba}}$ ), relação da vazão momentânea em relação à vazão máxima da bomba. Afetando o consumo da bomba ( $\dot{W}_{\text{oper,bomba}}$ ), conforme Eq. (5).

$$\dot{W}_{\text{oper,bomba}} = \frac{\Delta p_{\text{Bomba}} * Q_{\text{AG,max}} * (B_1 + B_2 \text{PLR}_{\text{Bomba}} + B_3 \text{PLR}_{\text{Bomba}}^2 + B_4 \text{PLR}_{\text{Bomba}}^3)}{\eta_{\text{bombeamento}} * \eta_{\text{motor,bomba}}} \quad (5)$$

onde  $\Delta p_{\text{Bomba}}$  é a variação de pressão que a bomba deve proporcionar ao sistema,  $Q_{\text{AG,max}}$  é a vazão volumétrica máxima de água gelada,  $\eta_{\text{bombeamento}}$  e  $\eta_{\text{motor,Bomba}}$  são as eficiências de bombeamento e do motor, e  $B_1, B_2, B_3, B_4$  são os coeficientes da equação, específicos para cada bomba.

Para evitar sobrepicos no consumo no *chiller*, devido à redução da TAG (sobre carga de precisar resfriar todo o circuito de água gelada). Introduziu-se uma limitação na variação desta temperatura, determinada em função da carga térmica atual ( $CT_{\text{atual}}$ ), de uma carga térmica de referência ( $CT_{\text{ref}}$ ), e da temperatura mínima da água gelada obtida no dia anterior ( $T_{\text{minima}}$ ) (pico de carga térmica do dia anterior). No entanto a carga térmica varia a cada *timestep*, e para evitar que haja um efeito oscilante dessa temperatura, adotou-se uma faixa de operação contendo os limites superiores ( $T_{\text{limite,superior}}$ ) e inferiores ( $T_{\text{limite,inferior}}$ ) da TAG, obtidos pelas Equações. (6) e (7), nesta segunda se utiliza um fator de segurança (FS). Ou seja, quando a temperatura do *timestep* anterior se encontra entre os limites, ela é adotada como a TAG, evitando oscilações.

$$T_{\text{limite,superior}} = 6,7 + (T_{\text{minima}} - 6,7) * \frac{CT_{\text{chiller}} + CT_{\text{atual}}}{CT_{\text{chiller}} + CT_{\text{ref}}} \quad (6)$$

$$T_{\text{limite,inferior}} = 6,7 + (T_{\text{minima}} - 6,7) * \frac{CT_{\text{chiller}} + \text{FS} * CT_{\text{atual}}}{CT_{\text{chiller}} + CT_{\text{ref}}} \quad (7)$$

Para o período anterior ao pico de carga térmica do dia, adota-se como  $CT_{\text{ref}}$  a carga térmica no mesmo período do dia anterior, após o pico de carga térmica e antes do fim do expediente (18h) adota-se como TAG a mínima temperatura calculada (obtida no pico de carga) sem se calcular mais os limites. Por fim após o fim do expediente adota-se como  $CT_{\text{ref}}$  o pico de carga térmica do próprio dia. Já o fator de segurança adotado é de 1,5 antes das

8h, de 1,3 entre 8h e 11h, de 1,2 entre 11h e o horário do pico de carga térmica, e de 1,1 após o fim do expediente (18h). Deve-se destacar que a TAG não deve ultrapassar 10°C, a fim de evitar que a temperatura do ar na saída do *fan-coil* (12,8°C) seja comprometida.

### 3.2 Efeito da alteração do setpoint da temperatura do ar insuflado

O aumento da TAI implica em uma maior vazão de ar insuflado (necessário para atender a mesma carga térmica), aumentando o consumo dos ventiladores do *Fan-coil*. Porém permite aumentar a TAG, o que por sua vez possibilita reduzir o consumo do *chiller*. A alteração da TAI no consumo do *fan-coil* se reflete na alteração da entalpia do ar na saída da serpentina de resfriamento do *fan-coil* ( $h_{s,ar}$ ), que por sua vez alterará a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) necessária para retirar a carga térmica, conforme a Eq. (8).

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{Q}_{serp}}{h_{e,ar} - h_{s,ar}} \quad (8)$$

Onde  $\dot{Q}_{serp}$  é taxa de transferência de calor na serpentina,  $h_{e,ar}$  é a entalpia do ar na entrada da serpentina de resfriamento do *fan-coil*, que é função da entalpia do ar na saída da caixa de mistura e do calor liberado pelo ventilador no circuito de ar

Com a alteração da vazão mássica se afeta o valor da fração parcial ( $f_{par,vent}$ ) em relação à vazão máxima do ventilador, o que por sua vez afeta a potência do ventilador ( $\dot{W}_{oper,vent}$ ), conforme Eq. (9). No entanto a alteração da potência do ventilador afetará o calor liberado por este no circuito de ar e conseqüentemente afetará a entalpia do ar na entrada da serpentina, que por sua vez também afetará a Eq. (8). Dessa forma a resolução do equacionamento será feita de forma interativa.

$$\dot{W}_{oper,vent} = \dot{W}_{nom,vent} \cdot (F_1 + F_2 f_{par,vent} + F_3 f_{par,vent}^2 + F_4 f_{par,vent}^3 + F_5 f_{par,vent}^4) \quad (9)$$

onde  $\dot{W}_{nom,vent}$  é a potência máxima do ventilador,  $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5$  são os coeficientes da equação, específicos para cada equipamento.

O impacto no circuito de água gelada está ligado à possibilidade de aumentar a TAG, sendo atrelado à TAI conforme Eq. (10). Conforme visto anteriormente ao se alterar a TAG se altera a vazão de água gelada, dessa forma a TAI ótima será obtida entre a variação de consumo dos ventiladores, *chiller* e bombas de água gelada.

$$TAG = 6,7 + (TAI - 12,8) \quad (10)$$

Segundo a norma ASHRAE 55 (ASHRAE, 2017) e a resolução n.176 da ANVISA (ANVISA, 2000), o limite máximo para a umidade relativa, considerando uma temperatura de 24°C, é de 65%. Portanto a TAI foi limitada ao máximo 15°C, o que resulta numa umidade relativa próxima de 60%.

### 3.3 Efeito da alteração do setpoint da temperatura da água de condensação

A redução da TAC implica em uma redução na potência de compressão do *chiller*, porém também implica em uma maior potência para o ventilador da torre de resfriamento. Sendo que o impacto na torre se reflete na alteração da temperatura de saída do condensador (entrada da torre) que vai afetar a fração de tempo que a torre operará em 100% da carga ( $F_{100}$ ) (Eq. 11), em 50% da carga ( $F_{50}$ ) (Eq. 12) e em fluxo livre, ou seja, com o ventilador desligado (adotou-se 10% da capacidade).

$$F_{100} = \frac{T_{e,cond} + T_{s,cond-baixa}}{T_{s,cond-alta} + T_{s,cond-baixa}} \quad (11)$$

$$F_{50} = \frac{T_{e,cond} + T_{s,cond-off}}{T_{s,cond-baixa} + T_{s,cond-off}} \quad (12)$$

onde  $T_{s,cond-alta}$  é a temperatura na saída da torre se o ventilador da torre opera-se com 100% da capacidade,  $T_{s,cond-baixa}$  é a temperatura na saída da torre se o ventilador opera-se com 50% da capacidade e  $T_{s,cond-off}$  é a temperatura na saída da torre se a torre opera-se em fluxo livre.

Com as Equações (12) e (13) pode-se calcular a potência média da torre em função da temperatura de condensação, conforme Eq. 13.

$$\dot{W}_{torre,medio} = \left\{ \begin{array}{l} F_{100} * \dot{W}_{torre,alto} + (1 - F_{100}) * \dot{W}_{torre,baixo} \text{ (a)} \\ F_{50} * \dot{W}_{torre,baixo} \text{ (b)} \\ 0 \text{ (c)} \end{array} \right\} \quad (13)$$

onde  $\dot{W}_{torre,medio}$  representa a potência média consumida pelos ventiladores da torre num dado intervalo de tempo da simulação,  $\dot{W}_{torre,alto}$  é a potência nominal da torre (100% da capacidade), e  $\dot{W}_{torre,baixo}$  é a potência consumida quando a torre opera a 50% de carga (metade da potência nominal do equipamento).

A potência do *chiller* é afetada pela TAC nos valores das curvas de desempenho CapFTemp (Eq. 2), EIRFTemp (Eq. 3) e EIRFPLR (Eq. 4). No entanto, ao se alterar o consumo de potência do *chiller*, tem-se que a temperatura de saída do condensador será afetada, a qual por sua vez afetará novamente a potência média do ventilador da torre e, portanto, é necessário resolver o problema de forma iterativa.

## 4. RESULTADOS

Os resultados obtidos com o controle desenvolvido neste estudo foram comparados com dois modelos de referência. O primeiro seguiu o RTQ-C (ELETROBRAS, 2013), que não define nenhum controle para as temperaturas estudadas. Neste modelo, chamado de "Modelo Base", as temperaturas foram mantidas fixas para as condições de dimensionamento. O segundo modelo seguiu a ASHRAE 90.1 (2010), a qual define que a TAG e a TAC devem ser controladas em função das condições externas, mas não estabelece para



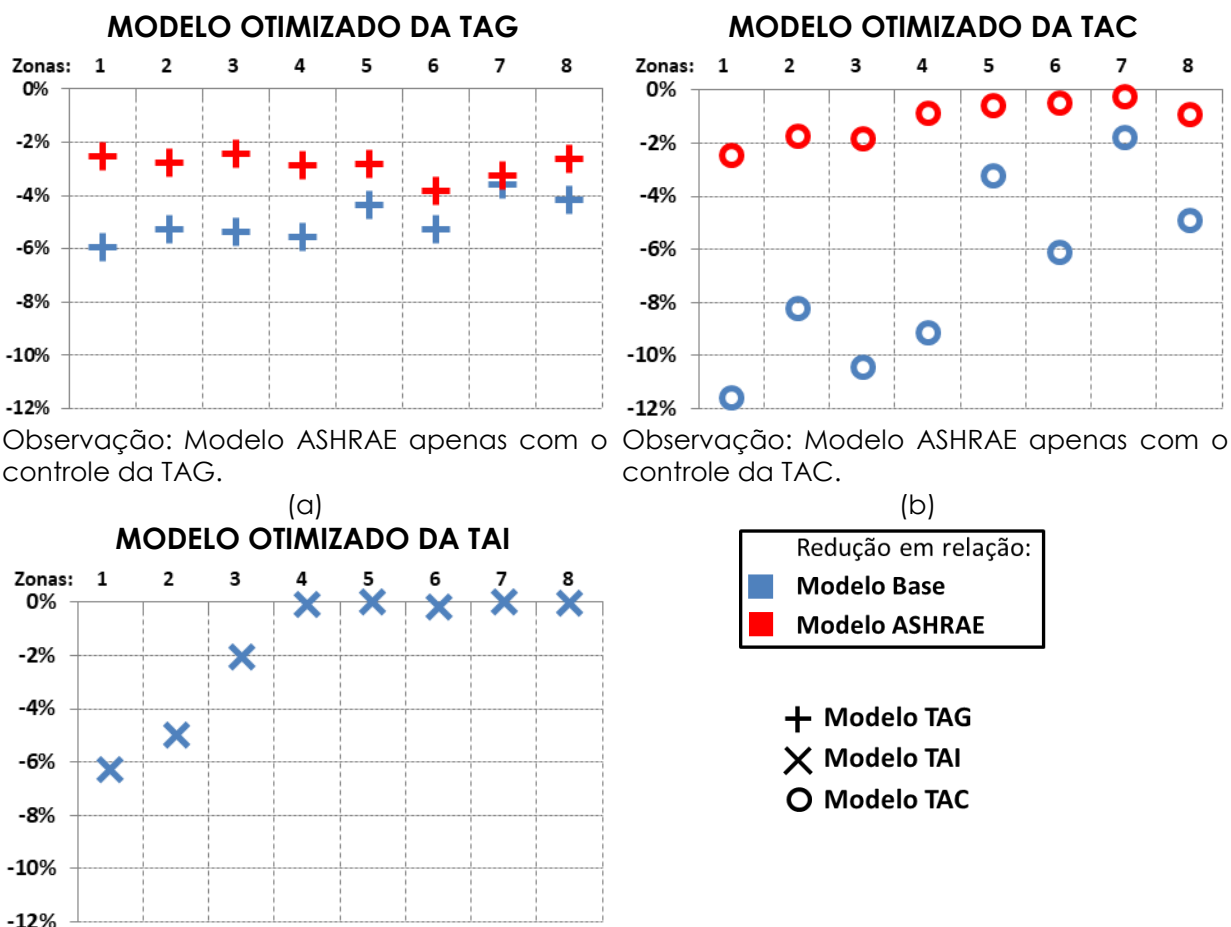
as condições climáticas brasileiras nenhum controle da TAI. Este modelo foi chamado de "Modelo ASHRAE".

Os resultados para o controle da TAG (Figura 2a) apresentaram reduções em relação ao Modelo Base que variaram entre 3,59% a 6,76%, e em relação ao modelo AHSRAE (apenas com o controle da TAG) variam entre 2,43% a 3,83%. Destaca-se que este controle apresentou um comportamento mais homogêneo entre as diferentes condições climáticas quando comparado aos outros dois controles isolados.

Analisando os resultados do controle da TAC (Figura 2b), estes apresentaram reduções em relação ao Modelo Base mais significativas (entre 1,77% e 11,58%). Já em relação ao Modelo ASHRAE (apenas com o controle TAC) as reduções variam entre 0,23% e 2,42%. Destaca-se que a menor TAC que pode ser obtida depende diretamente da temperatura de bulbo úmido externa, dessa forma o clima limita os ganhos que podem ser obtidos.

Quando se analisa os resultados obtidos pelo controle da TAI (Figura 2c), apenas as zonas de 1 a 3 apresentaram reduções no consumo, sendo as reduções maiores (6,26%) para o clima mais frio (Zona 1) e menores para a zona 3 (2,04%). Para as demais zonas bioclimáticas (4 a 8) não houve reduções significativas no consumo. Observando-se assim que os ganhos estão relacionados com condições climáticas mais frias.

Figura 2. Economias dos modelos com controle otimizados isolados.



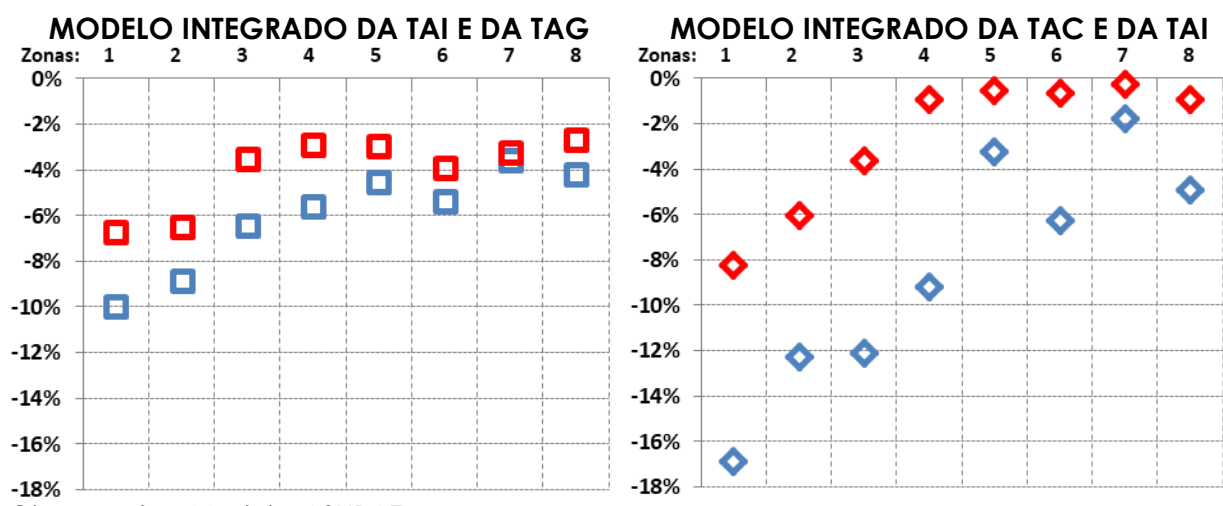
Observação: a ASHRAE não controla a TAI.  
(c)

Fonte: Elaborado pelos autores

Quando integramos dois controles (Figura 3) as reduções se tornam maiores, mostrando que essa integração é importante e deve ser levada em consideração. Contudo é importante destacar que a redução com a integração é inferior à soma das reduções isoladas, pois os controles acabam interferindo uns nos outros.

Por fim ao analisar as reduções de consumo dos três controles integrados (Figura 4) os resultados variam em relação ao Modelo Base entre 5,03% e 19,68% e em relação ao Modelo ASHRAE entre 3,22% e 8,21%. Sendo os ganhos maiores para as zonas bioclimáticas de 1 a 3, devido a que estas zonas apresentarem ganhos com o controle da TAI.

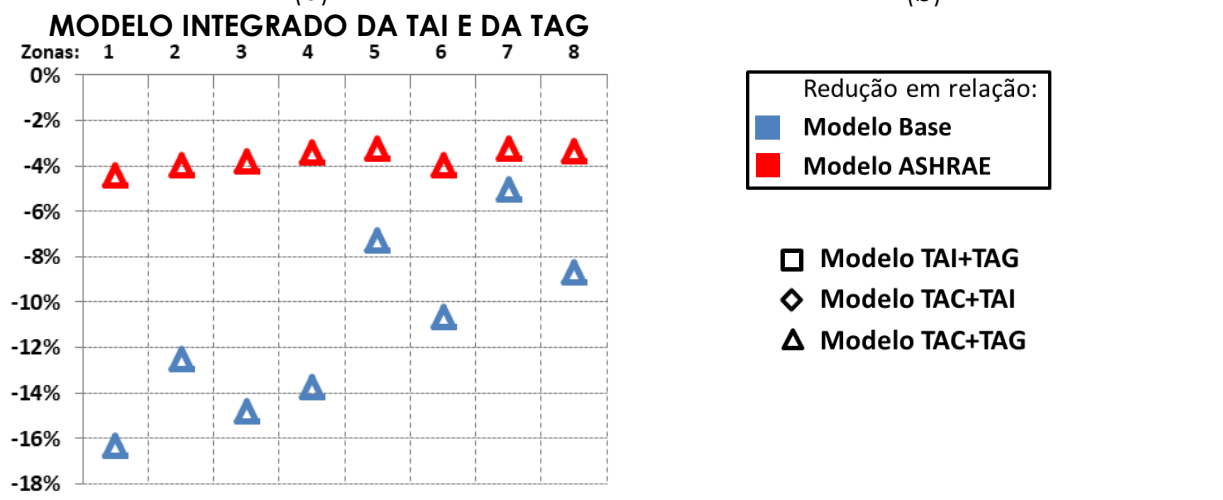
Figura 3. Economias dos modelos otimizados com integração dupla.



Observação: Modelo ASHRAE apenas com o controle da TAG. Observação: Modelo ASHRAE apenas com o controle da TAC.

(a)

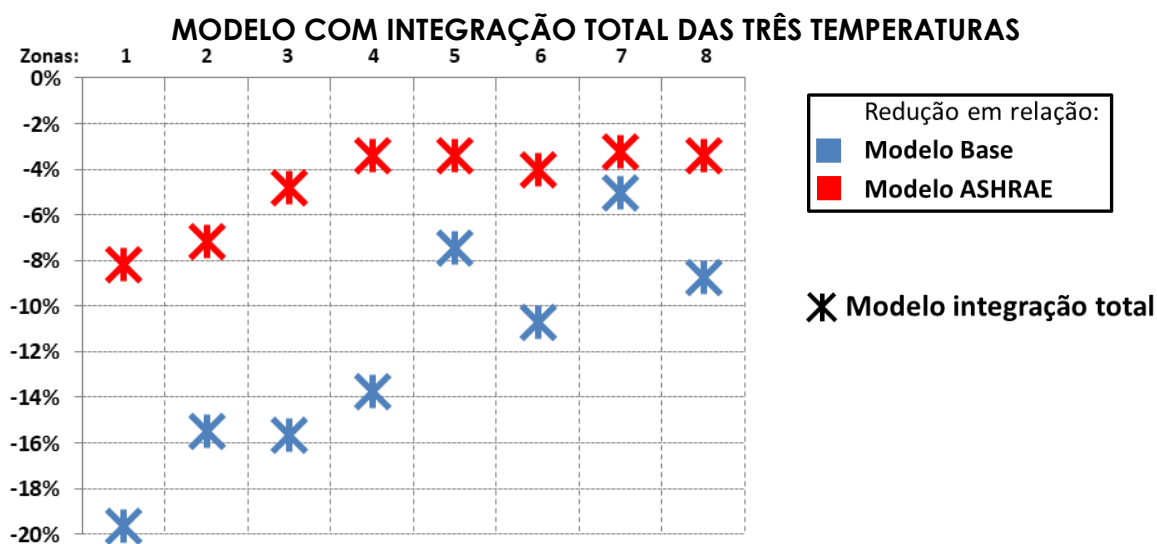
(b)



(c)

Fonte: Elaborado pelos autores

Figura 4. Economias do modelo com integração das três temperaturas.



## 5. CONCLUSÕES

O controle que leva em consideração as temperaturas externas (Modelo ASHRAE) apresenta melhores resultados que o Modelo Base (RTQ-C). No entanto, o modelo proposto neste trabalho traz ganhos adicionais ao modelo utilizado como referência do mercado. Demonstrando assim, a importância de um controle na automação que observe tanto as condições climáticas como a variação de carga térmica da edificação.

Um último aspecto importante a destacar é que a implementação da automação proposta tem um custo reduzido de investimento, pois basicamente envolvem o custo homem-hora para reprogramação das lógicas de controle dos sistemas já existentes, e eventualmente uma readequação/reposicionamento de alguns sensores e controles.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHN, B.C.; MITCHELL, J.W. **Optimal control development for chilled water plants using a quadratic representation**, *Energy and Building*, vol. 33, pp. 371-378, 2001.

ALBIERI, M.; BEGHI, A.; BODO, C.; CECCHINATO, L. **Advanced control for single compressor chiller units**, *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 1068-1076, 2009.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Standard 55**: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Atlanta, 2017.

\_\_\_\_\_. **Standard 62.1**: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, Atlanta, 2007.

\_\_\_\_\_. **Standard 90.1**: Energy Standard for Building Except Low-Rise Residential Building, Atlanta, 2010.

CONBRAVA 2019 – São Paulo Expo, 10 a 13 de Setembro de 2019 - São Paulo, Brasil

\_\_\_\_\_. **User's Manual Standard 90.1**: Energy Standard for Building Except Low-Rise Residential Building, Atlanta, 2007.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220**: Desempenho térmico de edificações – Parte 3: Zoneamento Bioclimático Brasileiro e Diretrizes Construtivas para Habitações Unifamiliares de Interesse Social, Rio de Janeiro, Setembro, 2003.

\_\_\_\_\_. **NBR 16401**: Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários, Rio de Janeiro, Agosto, 2008.

BRASIL. **ANVISA** – Agência Nacional de Vigilância Sanitária. Resolução n.176, 24 de Outubro de 2000. Disponível em: <<http://www.anvisa.gov.br/>>. Acesso em: 21 de julho 2018.

BRAUN, J.E.; DIDERRICH, G.T. **Near-optimal control of cooling towers for chilled-water system**, ASHRAE Transaction, vol. 96(2), pp. 806-816, 1990.

DOE - UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY. **EnergyPlus** – Weather Data by Region. Disponível em <<https://energyplus.net/weather>>, Washington, 2018.

\_\_\_\_\_. **EnergyPlus Version 8.1 Documentation** – Engineering Reference. Disponível em <<https://energyplus.net/documentation>>, Washington, Outubro, 2013b.

ELETROBRAS. **Manual para Aplicação do RTQ-C – Comercial, de Serviço e Público** – Versão 3. Disponível em <<http://www.procelinfo.com.br>>, Rio de Janeiro, 2013.

\_\_\_\_\_. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso, ano base 2005: classe Residencial Relatório Brasil** - Sumário Executivo. Disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br>>, Rio de Janeiro, 2009.

GRUDER, M.; TRÜSCHEL, A.; DALENBÄCK, J.O. **Alternative strategies for supply air temperature control in office building**, Energy and Building, vol. 82, pp. 406-415, 2014.

KE, Y.P.; MUMMA, S.A. **Optimized supply-air temperature (SAT) in variable-air-volume (VAV) system**, Energy, vol. 22, No. 6, pp. 601-614, 1997.

LEE, K.P.; CHENG T.A. **A simulation-optimization approach for energy efficiency of chilled water system**, Energy and Building, vol. 54, pp. 290-296, 2012.

LI, N.; YANG, Z.; BECERIK-GERBER, B.; TANG, C.; CHEN, N. **Why is the reliability of building simulation limited as a tool for evaluating energy conservation measures?**, Applied Energy, col. 159, pp. 196-205, 2015.

LI, X.; LI, Y.; SEEM, J.E.; LI, P. **Dynamic modeling and self-optimizing operation of chilled water system using extremum seeking control**, Energy and Building, vol. 58, pp. 172-182, 2013.

LIU, C.W.; CHUAH, Y.K. **A study on an optimal approach temperature control strategy of condensing water temperature for energy saving**, International Journal of Refrigeration, vol. 34, pp. 816-823, 2011.

CONBRAVA 2019 – São Paulo Expo, 10 a 13 de Setembro de 2019 - São Paulo, Brasil

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Balanço energético nacional – ano base 2015**. Disponível em: <<https://ben.epe.gov.br/>>, 2016.

PARAMESHWARAN, R.; KARUNAKARAN, R.; INIYAN, S.; SAMUEL, A.A. **Optimization of energy conservation potential for VAV air conditioning system using fuzzy based genetic algorithm**, International Journal of Mechanical, Aerospace, Mechatronic and Manufacturing Engineering, vol. 2, No:1, 2008.

VAKILOROAYA, V.; SAMALI, B.; FAKHAR, A.; PISHGHADAM, K. **A review of different strategies for HVAC energy saving**, Energy Conservation and Management, vol. 77, pp. 738-754, 2014.

WANG, G.; SONG, L. **Air handling unit supply air temperature optimal control during economizer cycles**, Energy and Building, vol. 49, pp. 310-316, 2012.