



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 EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR SENSÍVEL¹

Vinicius de Lima Gomez, Nisio de Carvalho Lobo Brum

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo analisar a aplicação de um sistema de recuperação de calor sensível no contexto de ventilação e ar condicionado, atendendo como demandas prioritárias o conforto térmico, a eficiência energética e a qualidade do ar interno de um recinto ocupado. Dentre as diversas técnicas possíveis, optou-se por um dispositivo de recuperação formado por um trocador de calor de placas fixas com minicanais de circulação dos fluxos de ar. Seus dados geométricos e parâmetros operacionais foram compilados em um programa computacional desenvolvido em MATLAB para simulação do sistema considerando tanto condições de projeto como efeitos de variações climáticas. Outros tipos de sistema de ar condicionado também foram simulados no programa e comparados ao sistema de recuperação através da análise exergética. Os resultados demonstraram que o sistema de recuperação sensível obteve níveis de eficiência exergética superiores aos demais sistemas nas aplicações com fator de calor sensível da zona térmica acima de 0,7. A exemplo do que já ocorre em outras aplicações térmicas, a análise exergética citada pode ser aplicada como parâmetro para uma futura comparação de custos operacionais entre os sistemas, subsidiando projetistas e instaladores de AVAC.

Palavras-chave Recuperação. Simulação. Exergia. Eficiência

ABSTRACT

The objective of this work is to analyse the application of a sensible heat recovery system in the context of ventilation and air conditioning, meeting as priority demands the thermal comfort, energy efficiency, and indoor air quality of an occupied space. Among the several possible techniques, it was chosen a recovery device formed by a plate heat exchanger with circulating minichannels of the air flows. Its geometric data and operational parameters were

compiled in a computer program developed in the MATLAB platform for simulation of the system considering both design conditions and effects of climatic variations. Other types of the air conditioning systems were also simulated in the computer code and compared to the recovery system through the exergetic analysis. The results showed that the sensible recovery system obtained higher level of efficiency than the other system in applications with room sensible heat factor above 0.7. An example of which occur in other thermal applications, the exergy analysis cited can be applied as a parameter for a future comparison of operational costs between the systems, subsidizing HVAC designers and installers.

Keywords Recuperation. Exergy. Simulation.

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) normalmente se defrontam com um tríplice problema, que inclui as necessidades de conforto térmico, eficiência energética e qualidade do ar. Não é incomum que este problema descreva a seguinte situação: uma parcela da massa de ar interna, mesmo em condições térmicas adequadas, será descartada, pois ultrapassou a concentração máxima de contaminantes recomendada para a saúde humana, e será substituída por uma massa de ar externa com mínima concentração de contaminantes, porém termicamente inadequada, gerando um incremento energético no sistema de AVAC em comparação à demanda das cargas internas.

Neste contexto, este artigo apresenta a análise da aplicação de um recuperador de calor entre os escoamentos do ar de renovação e do ar de exaustão, obrigatoriamente sem mistura entre esses fluidos, promovendo um aproveitamento da energia que, caso contrário, seria desperdiçada na exaustão.

Inicialmente, o texto apresenta conceitos e dados de pesquisas relacionados aos recuperadores, destacando as vantagens dos modelos com placas fixas e minicanais de escoamento. Em seguida, é descrito o método de análise utilizado, através da explanação do conceito de exergia, demonstrando sua aplicação na formulação de um parâmetro de eficiência dos processos psicrométricos empregados. Por fim, é realizado um estudo de caso, através da simulação computacional, comparando diferentes sistemas de AVAC, com e sem recuperação de calor, no atendimento da mesma zona térmica, considerando tanto suas condições de projeto, como os efeitos da variação climática sobre a carga externa.

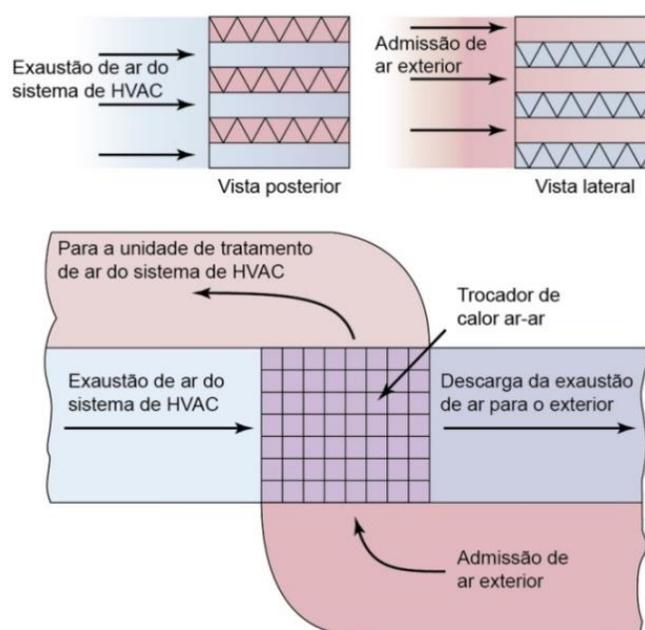
2 MODELOS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

O conceito de recuperação de calor é amplo, tanto no sentido das diferentes aplicações possíveis, quanto nas diversas técnicas construtivas utilizadas. Corroborando a aplicação deste conceito na área de AVAC, ZENG *et al.* (2016) indicam que cerca de 66% do calor sensível e de 59% do calor latente podem ser recuperados em instalações prediais.

Uma classificação básica divide os recuperadores de calor entre os que promovem apenas a transferência do calor sensível entre duas correntes de ar, denominados HRV (“*heat recovery ventilator*”), e os que transferem calor e umidade, os ERV (“*energy recovery ventilator*”). Embora os ERV apresentem vantagens sobre os HRV, estes agregam maiores custos de instalação e manutenção, além de apresentarem passividade em relação à mistura, o que os classifica como impróprios para casos em que ar de exaustão apresenta contaminantes.

Em relação às técnicas construtivas, pesquisas recentes compararam os diversos tipos de recuperadores, abordando tanto modelos fixos como rotativos. Dentre as conclusões obtidas, destaca-se que os trocadores de calor de placas fixas consistem no “modelo de recuperação mais utilizado, apresentando vantagens como a ausência de partes móveis, alto coeficiente de transferência de calor, ausência de contaminação cruzada, design compacto, possibilidade de controle de congelamento (para climas frios), e que podem ser aplicados tanto como HRV quanto como ERV” (O’CONNOR *et al.*, 2015). A efetividade típica da transferência de calor destes recuperadores situa-se entre 50% a 80%, conforme indicam MARDIANNA-IDAYU e RIFFAT (2011). A figura 1 representa esquematicamente a aplicação de um trocador de placas fixas com fluxo cruzado de ar como um HRV.

Figura 1 – Esquema de um HRV de fluxo cruzado



Fonte: adaptado de MCQUISTON *et al.* (2003)

Outras pesquisas aprofundam esta discussão, avaliando diferentes opções geométricas dos canais de escoamento. Segundo ZHANG (2007) “um trocador de calor com canais de seção transversal triangular é geralmente uma boa escolha devido à sua excelente compacidade e custo-efetividade quando comparado ao tradicional trocador de calor casco e tubo, ou o trocador de calor de placas”. KANDLIKAR e GRANDE (2003) propuseram uma

classificação baseada no diâmetro hidráulico da seção transversal do canal (D_h), resumida no quadro 1.

Quadro 1 – Classificação de canais de escoamento de trocadores de calor

Canais convencionais	$D_h > 3\text{mm}$
Minicanais	$3\text{mm} \geq D_h > 200\mu\text{m}$
Microcanais	$200\mu\text{m} \geq D_h > 10\mu\text{m}$
Canais Transientes	$10\mu\text{m} \geq D_h > 0,1\mu\text{m}$
Nanocanais moleculares	$0,1\mu\text{m} > D_h$

Fonte: adaptado de KANDLIKAR e GRANDE (2003)

Neste contexto, serão aplicados no estudo de caso do presente trabalho os dados geométricos de um modelo experimental de HRV utilizado na pesquisa de OGULATA e DOBA (1997), que consistiu em um trocador de calor compacto, de correntes cruzadas, sem mistura entre os fluidos, e com minicanais lisos de seção transversal em forma triangular.

3 APLICAÇÃO DA ANÁLISE EXERGÉTICA EM PROCESSOS PSICROMÉTRICOS

Os processos psicrométricos, bem como os equipamentos que os impelem, podem ser avaliados de acordo com critérios definidos pela primeira ou pela segunda lei da termodinâmica. Enquanto a primeira lei da termodinâmica trata da quantidade de energia, a segunda lei aborda a qualidade da energia, no que diz respeito a sua degradação como forma útil na conversão em trabalho durante um determinado processo.

Definindo a exergia como o potencial de trabalho útil de determinada quantidade de energia em um estado especificado, é possível identificar que os processos psicrométricos apresentam uma variação de exergia que pode ser avaliada através de uma função que caracterize os estados termodinâmicos do ar úmido na entrada e na saída do equipamento. Esta função é chamada de exergia específica do escoamento (ex), e é quantificada através da relação do estado real do fluido de trabalho com entalpia h e entropia s , e um estado de referência, indicado pelas propriedades com subscrito 0 na equação 1.

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

Na abordagem tradicional da psicrometria, o ar úmido é definido como uma mistura binária de ar seco e vapor d'água, onde ambos os componentes apresentam o comportamento de gás ideal nas aplicações típicas de AVAC. Assim, o desenvolvimento da expressão anterior inclui um termo referente à diferença da concentração das componentes da mistura no estado avaliado em relação às concentrações citadas no estado de referência. DINÇER e

ROSEN (2015) designam tal termo como sendo a exergia química do ar úmido (ex^{ch}). Este desenvolvimento é transcrito a seguir na equação 2, sob a hipótese de efeitos cinéticos e potenciais insignificantes sobre o processo, obtendo a exergia específica em função das principais grandezas típicas da psicrometria: temperatura T , em Kelvin, pressão p , em Pascal, e razão de umidade w , em quilograma por quilograma de ar seco:

$$ex = [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] + ex^{ch} = T_0(Cp_a + Cp_v w) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) + \left[(1 + \tilde{w}) \ln\left(\frac{1 + \tilde{w}_0}{1 + \tilde{w}}\right) + \tilde{w} \ln\left(\frac{\tilde{w}}{\tilde{w}_0}\right) \right] \right\} \quad (2)$$

onde $\tilde{w} = w/0,622$; Cp_a e Cp_v são respectivamente o calor específico do ar seco ($1,006 \text{ kJ/kgK}$) e do vapor d'água ($1,805 \text{ kJ/kgK}$); e R_a é a constante dos gases para o ar seco ($0,287055 \text{ kJ/kgK}$).

Consequentemente, é necessária a definição de um estado de referência para o ar úmido caracterizado pela sua inércia em relação aos processos empregados. MARLETTA (2010) destaca que diversas opções são apresentadas na literatura, como o emprego das condições do ar exterior ou condições de saturação. No contexto de uma pesquisa cujos processos necessários envolvem principalmente resfriamento e desumidificação, compreende-se que um estado com temperatura próxima a de conforto e com alta umidade relativa constitui uma boa opção de referência, por caracterizar um estado pouco útil para atingir as metas dos processos citados. O estado de referência indicado por PETIT e GAGGIOLLI (1980), indicado nas equações 3, 4 e 5, se enquadra neste conceito:

$$t_0 = 25^\circ C \rightarrow T_0 = 298,15K \quad (3)$$

$$p_0 = 1atm = 101,325 \text{ kPa} \quad (4)$$

$$w_0 = 0,019 \text{ kg}_v/\text{kg}_a \rightarrow \phi_0 = 96,9\% \quad (5)$$

Sobre a quantificação da eficiência exérgica (η_{ex}), também é vasta a quantidade de interpretações na literatura. Uma proposta conveniente com o conceito geral, que descreve a eficiência exérgica como a razão entre a exergia produzida pelo sistema ($\dot{E}x_{prod}$) e a exergia fornecida ao sistema por sua fonte energética ($\dot{E}x_{forn}$), é verificada na aplicação realizada por MARLETTA (2010) para serpentinas de água gelada. Tal relação é empregada conforme a equação 6.

$$\eta_{ex,serp} = \frac{\dot{E}x_{prod}}{\dot{E}x_{forn}} = \frac{\dot{m}_{ar}(ex_{ar,sai} - ex_{ar,ent})}{\dot{m}_{AG}(ex_{AG,ent} - ex_{AG,sai})} \quad \dots\dots(6)$$

Para os HRV citados na seção anterior, a eficiência exérgica é dada pela equação 7, seguindo a formulação apresentada por DINÇER e ROSEN (2015) para trocadores de calor entre duas correntes de ar.

$$\eta_{ex,HRV} = \frac{\sum ex_{ar,sai}}{\sum ex_{ar,ent}} \quad (7)$$

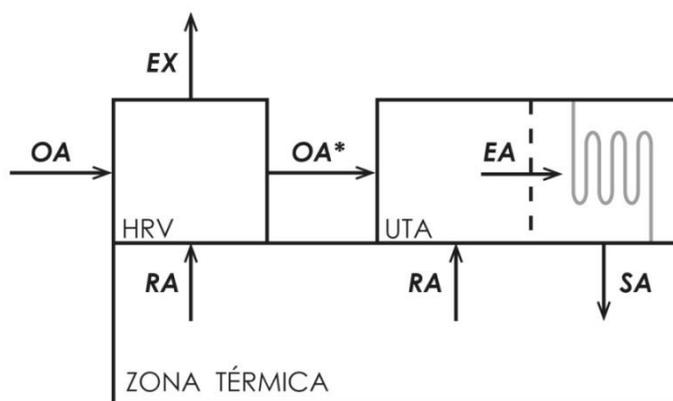
Assim, uma eficiência exergética relativa ao sistema formado pela associação do HRV com uma Unidade de Tratamento do Ar (UTA), cujo módulo de resfriamento consista de uma serpentina de água gelada, é definida na equação 8, seguindo o mesmo conceito da equação 6.

$$\eta_{ex,HRV+UTA} = \frac{\sum(\dot{m} \cdot ex)_{ar}}{\dot{m}_{AG}(ex_{AG,ent} - ex_{AG,sai})} \quad (8)$$

4 ESTUDO DE CASO

Desenvolve-se a seguir um estudo de caso com simulação da aplicação do sistema denominado HRV+UTA, representado pela figura 2.

Figura 2 – Esquema do sistema HRV+UTA



Fonte: elaborado pelos autores

Tal simulação visa à obtenção da eficiência exergética do sistema HRV+UTA aplicado a uma zona térmica formada por diversos recintos de uma edificação, com carga térmica interna de 100 TR e razão de calor sensível de 0,7, na condição de projeto. Um programa computacional foi elaborado na plataforma MATLAB para realização dos cálculos das propriedades psicrométricas das condições do ar nos diferentes estágios do sistema, e dos balanços exegéticos dos seus componentes. Os principais dados de entrada deste estudo de caso são descritos no quadro 2.

Quadro 2 – Dados de entrada do estudo de caso

Condições de conforto (RA)	24°C / 50%
Localização de referência	Galeão (Rio de Janeiro)
Condições do ar exterior (OA)	38,1°C / 25,6°C
Vazão de ar exterior	13420 m ³ /h = 4,1kg/s

Fonte: elaborado pelos autores

A condição de conforto, correspondente a do ar recirculado (RA), foi arbitrada conforme valores típicos de projeto; e os dados referentes ao ar exterior (OA) foram aplicados conforme a norma NBR 16401 (2008). Os dados do HRV, extraídos de OGULATA e DOBA (1997), são transcritos no quadro 3.

Quadro 3 – Dados geométricos e resultados da simulação relativos ao HRV

Dimensões dos trocadores de calor (base x altura)	0,35 m x 0,35 m
Diâmetro hidráulico dos canais do HRV	1,2 mm
Velocidade média das correntes de ar por canal do HRV	7,7 m/s
Efetividade do HRV	0,85

Fontes: elaborado pelos autores, com dados geométricos extraídos de OGULATA e DOBA (1997)

Definidas a capacidade de recuperação do HRV através da sua efetividade, e a condição do ar exterior pré-resfriado (OA*), é possível prosseguir a simulação com o dimensionamento de uma UTA composta por um módulo de mistura entre RA e OA*, formando uma condição de entrada (EA) para um módulo de resfriamento, que consistirá em uma serpentina de água gelada, com uma determinada condição do ar na saída (SA). Os dados obtidos para a UTA são descritos no quadro 4.

Quadro 4 – Dados do dimensionamento da UTA

Temperaturas de entrada e saída de água gelada	7°C / 12,5°C
Condição do ar na entrada da serpentina (EA)	24,5 °C / 0,012 kg/kg
Condição do ar na saída da serpentina (SA)	9,3 °C / 0,007 kg/kg
Vazão de ar de insuflação requerida	48580 m ³ /h / 16,7 kg/s
Capacidade total e sensível requeridas	122,5 TR / 72,5 TR

Fonte: elaborado pelos autores

Definidas as condições psicrométricas do ar nos estágios do sistema, aplica-se a equação 2 para determinação das suas respectivas exergias específicas *ex*, considerando o estado de referência descrito pelas equações 3, 4 e 5. Também são quantificadas as eficiências exergéticas dos módulos e do sistema completo, aplicando as equações 6, 7 e 8, sendo os valores obtidos indicados no quadro 5.

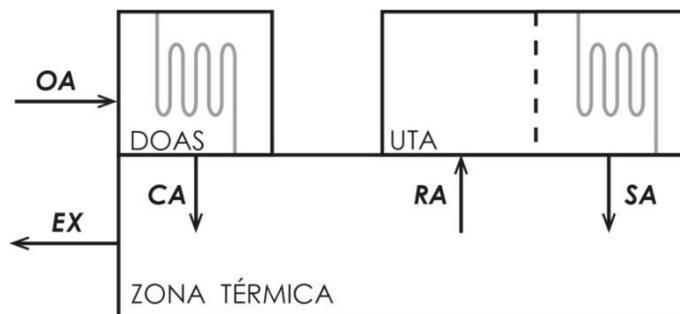
Quadro 5 – Resultados da análise exergética do sistema HRV+UTA

Eficiência exergética do HRV, $\eta_{ex,HRV}$	0,90
Eficiência exergética da UTA (mistura+resfriamento), $\eta_{ex,UTA}$	0,60
Eficiência exergética do sistema HRV+UTA, $\eta_{ex,HRV+UTA}$	0,59

Fonte: elaborado pelos autores

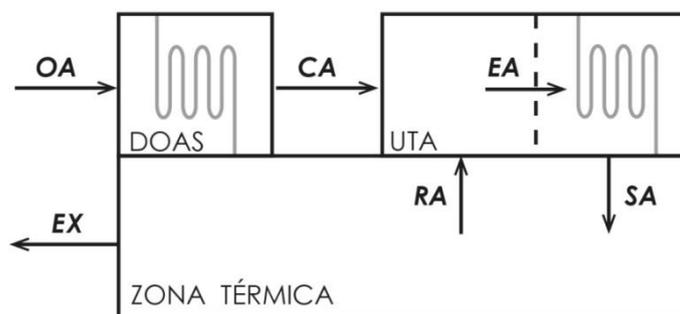
Finalizando a análise em condições de projeto, as figuras 3, 4 e 5 representam outros sistemas submetidos à análise exergética nas mesmas condições propostas no quadro 2, utilizando a mesma ferramenta computacional. Os sistemas DOAS//UTA e DOAS+UTA, consistem no emprego de unidades dedicadas ao tratamento do ar exterior, aplicadas neste estudo como serpentinas de água gelada, diferenciando-se apenas pelo encaminhamento do ar exterior condicionado (CA), direto para os recintos da zona térmica (figura 3), ou para montante da UTA (figura 4). Um sistema composto apenas pela UTA, sem qualquer tratamento ou recuperação de calor no ar exterior, também foi considerado na comparação, sendo seu esquema indicado na figura 5.

Figura 3 – Esquema do sistema DOAS//UTA



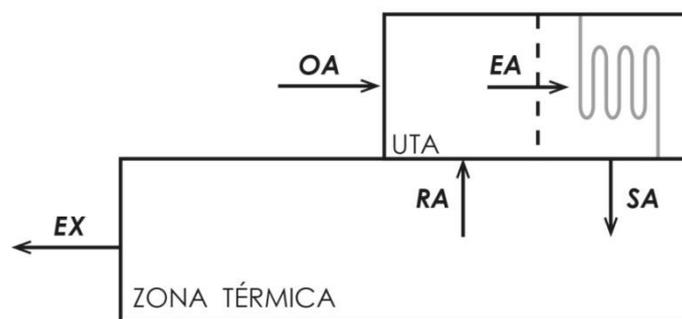
Fonte: elaborado pelos autores

Figura 4 – Esquema do sistema DOAS+UTA



Fonte: elaborado pelos autores

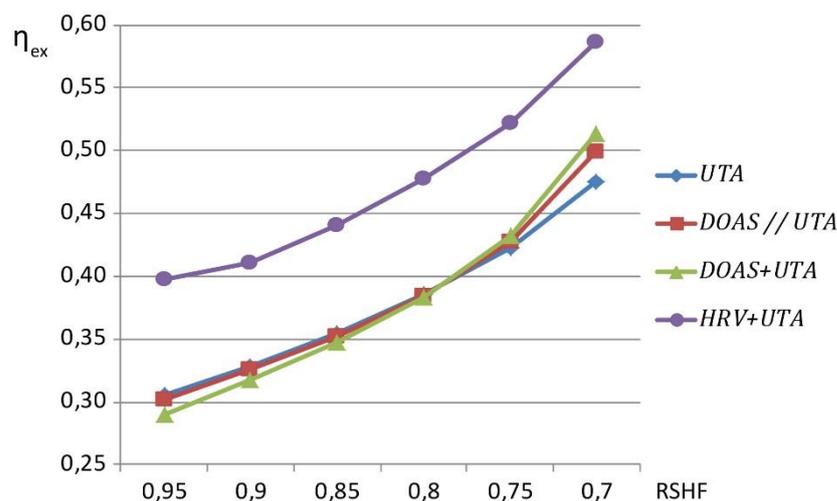
Figura 5 – Esquema do sistema UTA convencional



Fonte: elaborado pelos autores

As eficiências exergéticas de tais sistemas são comparadas graficamente com a eficiência do sistema HRV+UTA, na figura 6, variando apenas o valor de RSHF, expandindo a análise em diferentes condições de carga interna.

Figura 6 – Eficiências exergéticas dos sistemas em condição de projeto, aplicando diferentes valores de RSHF

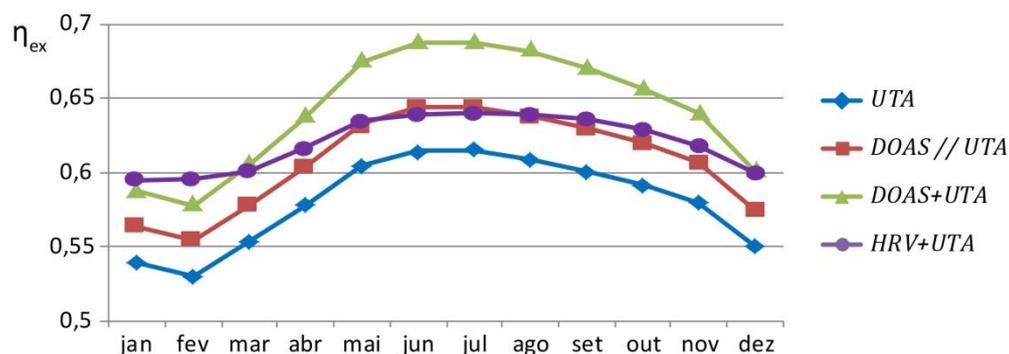


Fonte: elaborado pelos autores

Evidentemente, a condição do ar exterior aplicada no projeto para o dimensionamento do sistema não se trata de uma condição operacional constante. Desta forma, o efeito da variação climática sobre tal condição reproduz-se também em uma variação da eficiência exergética do sistema.

Assim, a figura 7 representa uma simulação desta variação de eficiência, utilizando dados médios de temperatura e umidade do ar exterior para as 15 horas, referentes aos doze meses do ano. Tais dados foram obtidos através medições realizadas entre 2008 e 2017 no Aeroporto Internacional do Galeão, Rio de Janeiro, disponibilizadas no sítio do Instituto de Controle do Espaço Aéreo (ICEA) da Força Aérea Brasileira (FAB). Foram avaliados novamente os quatro tipo de sistemas das figuras 2, 3, 4 e 5, com perfil de carga interna correspondente a um fator $RSHF = 0,7$.

Figura 7 – Eficiências exergéticas dos sistemas avaliados às 15 horas ao longo do ano



Fonte: elaborado pelos autores

5 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos numericamente nesta simulação apresentam confirmações de alguns conceitos previamente conhecidos, como a alta efetividade de recuperadores com canais de seções triangulares indicada no quadro 3. Neste mesmo quadro também se verificam outras vantagens operacionais como a compactibilidade dimensional do HRV e seu baixo nível de ruído, deduzido pela a baixa velocidade das correntes de ar obtida.

Com a análise exergética, outras perspectivas sobre a aplicação do HRV são visualizadas no quadro 5, como a eficiência obtida na transferência de calor entre os fluxos de OA e EX, muito superior à eficiência da serpentina de resfriamento nas condições de projeto do sistema simulado.

Entretanto, entende-se que a comparação de eficiências exergéticas é um parâmetro mais útil na comparação de diferentes sistemas de AVAC em condições de projeto ou em simulações que representem efeitos da variação climática. No primeiro caso, a figura 6 indica claramente que o sistema HRV+UTA apresenta um aproveitamento superior em relação aos demais sistemas, mesmo aplicando diferentes cenários da carga interna da zona térmica, representada pela variação da razão de calor sensível.

Já a análise simulando a variação climática, descrita pela figura 7, obteve resultados mais discretos da vantagem do sistema HRV+UTA, resumidos aos meses de verão. Nos demais meses indicados, o sistema DOAS+UTA foi o mais eficiente, numa relação direta com a redução da carga de ar exterior em relação às condições de projeto, ou seja, no período onde a diferença entre as condições OA e RA é reduzida. Porém, é importante frisar que tal análise é fortemente dependente dos dados climáticos de origem, no caso temperaturas e umidades médias mensais. Entende-se que a aplicação de médias de registros máximos ou mínimos certamente alterariam os resultados. Outra questão alternativa seria considerar variações na carga interna total, ao longo do ano, analisando um regime provável de utilização dos recintos.

Uma sequência comum de análises de eficiência exergética de sistemas térmicos consiste na realização de uma análise de custos iniciais (C_i) e operacionais (C_{op}) baseada nas perdas exergéticas. Tais perdas são definidas

na quantificação da exergia destruída ($\dot{E}x_{destr}$), que representa a diferença entre as exergias fornecida e produzida pelo sistema, avaliada em condição de projeto para determinação do custo inicial, e através de simulações para o custo operacional. O objetivo seria prever os custos do sistema de AVAC não pela capacidade do sistema, como é feito tipicamente, mas por um parâmetro relacionado à eficiência exergética. As equações 9, 10 e 11 representam uma formulação matemática desta proposta, baseada em SHAH e SEKULIC (2003):

$$C = C_i + (C_{op} \cdot y) \quad (9)$$

$$C_i = I_i \dot{E}x_{destr,proj} = I_i [(1 - \eta_{ex}) \dot{m}_{AG} (ex_{AG,ent} - ex_{AG,sai})]_{proj} \quad (10)$$

$$C_{op} = I_{op} \dot{E}x_{destr,op} = I_{op} \sum_{mês=1}^{12} \left\{ d_{mês} \left[\sum_{8h}^{18h} (1 - \eta_{ex}) \dot{m}_{AG} (ex_{AG,ent} - ex_{AG,sai}) \right]_{dia\ típico} \right\} \quad (11)$$

onde y , é período da análise em anos; I_i e I_{op} são respectivamente índices de custo inicial e operacional por ano da exergia destruída; e $d_{mês}$ é a quantidade de dias do mês avaliado. Obviamente, a exatidão desta análise será dependente do nível de precisão dos índices de custo, e dos dados climáticos, como já foi citado anteriormente sobre a análise exergética da figura 7.

Por fim, o presente estudo pode ser considerado como um passo inicial para uma análise termoeconômica mais abrangente, que inclua também os componentes do sistema de água gelada (*chillers*, bombas, válvulas e torres de resfriamento).

AGRADECIMENTO

Ao designer Vitor de Lima Gomez, pelas ilustrações.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT-ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 16401, Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários, Rio de Janeiro, 2008.

DINÇER, I.; ROSEN, M. A. Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning: Methods and Applications. Amsterdam, Elsevier Inc, 2015.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. "Evolution of Microchannel Flow Passages-- Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology", Heat Transfer Engineering, v. 24, n. 1 (Jan.), pp. 3-17, Taylor & Francis, 2003.

MARDIANA-IDAYU, A.; RIFFAT, S. B. "Review on heat recovery technologies for building applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 16, pp. 1241–1255, Elsevier Ltd, 2011.

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

MARLETTA, L. "Air Conditioning Systems from a 2nd Law Perspective", *Entropy*, v. 12, pp. 859-877, Molecular Diversity Preservation International, 2010.

McQUISTON, F. C.; PARKER, J. D.; SPITLER, J. D. *Heating, Ventilation and Air Conditioning: Analysis and Design*. 6 ed., Hoboken, NJ, John Willey & Sons, Inc, 2005.

O'CONNOR, D.; CALAUTIT, J. K. S.; HUGHES, B. R. "A review of heat recovery technology for passive ventilation applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 54, pp. 1481-1493, Elsevier Ltd, 2015.

OGULATA, R. T.; DOBA, F. "Experiments and entropy generation minimization analysis of a cross-flow heat exchanger", *International Journal of Heat Mass Transfer*, v. 41, n. 2, pp. 373-381, Elsevier Science Ltd, 1997.

PETIT, P. J.; GAGGIOLI, R. A. "Second Law Procedures for Evaluating Process". In: Gaggioli, R. A. (ed), *Thermodynamics: Second Law Analysis*, chapter 2, Washington, D.C, American Chemical Society, 1980.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchangers Design*. Hoboken, NJ, John Willey & Sons, Inc, 2003.

ZENG, C.; LIU, S.; SHUKLA, A. "A review on the air-to-air heat and mass exchanger technologies for building applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 75, pp. 753-774, Elsevier Ltd, 2016.

ZHANG, L. Z. "Laminar flow and heat transfer in plate-fin triangular ducts in thermally developing entry region", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 50, pp. 1637-1640, Elsevier Ltd, 2007.