

MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

PROGRAMA DE SELEÇÃO DE FAN-COILS

João C. B. Schmitt - e-mail jschmitt @portoweb.com.br
Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Prof. Assistente aposentado

Resumo. Os programas existentes, para seleção de Fan-Coils, pedem as condições do ar na entrada da serpentina de refrigeração. Para estimar estas condições, parte-se um fator de by-pass de serpentina que geralmente não se enquadra nos padrões de construção dos fabricantes. Como consequência, a carga total é atendida porém as cargas sensível e latente não o são. Qualquer modificação da vazão de modo a otimizar a seleção, modifica as condições de entrada, exigindo o retorno ao programa de psicrometria. Este programa propõe a seleção do equipamento simultânea com a solução psicrométrica, aceitando particularidades como qualquer padrão de construção de serpentina, posição do ventilador no processo, água ou etileno glicol, 0 a 100% de ar exterior, reaquecimento e by-pass de retorno.. A refrigeração encontra limitações à retirada de calor latente. O programa auxilia na procura da melhor solução, traçando automaticamente as cartas psicrométricas, localizando os pontos do tratamento do ar. O uso de um fator de by-pass multifileira, independente do fator de calor sensível em jogo, tanto para obter o ponto de orvalho de serpentina(ADP) como no cálculo da depressão de bulbo úmido são aproximações de um fenômeno mais complexo que ainda comporta pesquisa e desenvolvimento de programas mais poderosos.

Palavras-chave: Psicrometria, Fan-coils, Ar-condicionado, ByPass, Reaquecimento, Umidificação, Etileno-glicol

1. INTRODUÇÃO

As novas gerações não avaliam o trabalho de uma época sem computadores ou simples calculadoras não programáveis! Mas a eficiência dos computadores não substitui o conhecimento técnico. As máquinas são os robôs, não os operadores... O melhor “software” será sempre o próximo... Não fosse assim e ainda estaríamos na idade da pedra. Alguns programas são muito eficientes mas incompletos ou limitados em seu objetivo. O programa proposto também é limitado, por não incluir resfriadores de expansão direta, e suas múltiplas opções de novos fluídos refrigerantes ecológicos . Também está em aberto o dimensionamento dos ventiladores. Em transmissão de calor e mecânica de fluídos, não podemos dispensar o cálculo interativo, pois variáveis como temperaturas de fluído e parede não são previamente conhecidas. Usar alternadamente dois programas que se completam, transferindo dados manualmente, exige mão de obra e paciência que não corresponde ao dinamismo atual. Embora o “basic” e o “fortran” disponham de recursos mais poderosos que as planilhas, para fazer a convergência de resultados, não apresentam o apelo dos recursos gráficos. Parece que o uso de macros ou do Visual Basic

poderia superar esta dificuldade mas, certamente não é uma linguagem lógica e intuitiva. Acredito que há lugar para novas formas de processamento de planilhas...

Não sendo um especialista em programação, considero o presente trabalho válido no seu objetivo mas carente de maiores recursos de processamento e apresentação.

2. O TRATAMENTO DO AR

A seleção de um condicionador de ar, deve ser precedida pelos cálculos, em separado, das cargas térmicas a seguir descritas:

Carga sensível ambiente QSA , é todo o calor transmitido ao ar após a serpentina de refrigeração, dutos de insuflamento e ambiente condicionado, até a grelha de retorno do recinto.

Carga latente ambiente QLA , é todo o calor latente ou vapor d'água adicionado ao ar no mesmo percurso.

Carga sensível no retorno QSR , é todo o calor fornecido ao ar após a grelha de retorno até o condicionador de ar. Inclui as perdas nos dutos e Sala de Máquinas fora do ambiente condicionado

Carga latente no retorno QLR , é todo o calor latente ou vapor d'água transferido ao ar, da grelha de retorno até o condicionador de ar.

As cargas totais ambiente QTA e no retorno QTR correspondem à soma das cargas sensível e latente, acima. Para o ar de renovação ou de pressurização do ambiente, calculamos:

Carga total de ar exterior:

$$QTE = ME / 3600 \cdot (he - ha) \quad \text{kW} \quad (1)$$

Carga latente de ar exterior:

$$QLE = ME / 3600 \cdot (xe - xa) \cdot 2,499 \quad \text{kW} \quad (2)$$

onde: ME = kg/h massa de ar seco exterior, de renovação do ambiente
 he e ha = entalpia específica do ar externo e ambiente em **kJ / kg de ar seco**
 xe e xa = umidade específica do ar externo e ambiente em **g/kg de ar seco**

Com a remoção das cargas expressas pelas Eq.(1) e Eq.(2) o ar exterior poderia ser misturado ao ar ambiente sem modificá-lo. A carga sensível de ar exterior QSE , preferimos calcular pela diferença $QTE - QLE$ evitando os erros de aproximação do calor específico do ar, ao tomar 1,004 kJ / (kg °K) quando, na realidade é 1,004 +0,001967*xe junto ao ar exterior e 1,004 +0,001967*xa nas condições do ambiente. Este procedimento é adotado a seguir, em todos os cálculos do calor sensível.

As condições do ambiente interno podem ser as exigidas por um processo industrial ou para conforto térmico, e podem ser representadas pelo ponto "A" na carta psicrométrica, traçada para a altitude do local da instalação. O "fator de calor sensível ambiente" = QSA/QTA permite traçar a "linha de carga ambiente", passando pelo ponto "A", Fig.1. Qualquer ponto sobre esta linha reúne condições de temperatura e umidade que permitem retirar as cargas sensível e latente ambiente, na proporção desejada.

Consideremos "I" a condição do ar no insuflamento. Para obter a condição "A", devemos ter:

$$QLA = M / 3600 \cdot (x_a - x_i) \cdot 2,499 \quad \text{kW} \quad (3)$$

$$QTA = M / 3600 \cdot (h_a - h_i) \quad \text{kW} \quad (4)$$

onde: M é a massa de ar seco de insuflamento no ambiente.
 h_i e x_i Entalpia e umidade específicas no ponto “I”

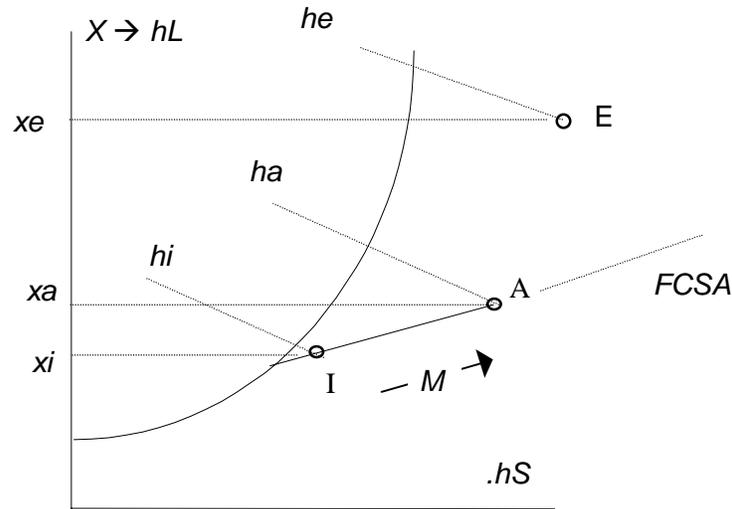


Figura 1. Remoção das cargas térmicas do ambiente: QTA , QLA e QSA

As cargas no retorno são transferidas à massa de ar ($M - ME$) Fig.4 que retorna ao equipamento, a partir da condição “A”, resultando no ponto “R”, tal que:

$$QLR = (M - ME) / 3600 \cdot (x_r - x_a) \cdot 2,499 \quad \text{kW} \quad (5)$$

$$QTR = (M - ME) / 3600 \cdot (h_r - h_a) \quad \text{kW} \quad (6)$$

Portanto, o ar que chega ao condicionador, estará na condição “R” e não na condição “A”, a menos que as cargas das Eq.(5) e Eq.(6) sejam nulas. Na caixa de mistura de ar exterior, a massa de ar $M - ME - MD$ na condição “R” encontra a massa ME de ar exterior, resultando na condição “M”, da mistura. MD é a massa de ar de desvio ou de “by-pass” de retorno que pode, eventualmente, ser utilizada na instalação. Fig.3. As condições da mistura podem ser calculadas pelas equações:

$$x_m = x_r + ME / (M - MD) \cdot (x_e - x_r) \quad (7)$$

$$h_m = h_r + ME / (M - MD) \cdot (h_e - h_r) \quad (8)$$

$$t_m = (h_m - 2,4995 \cdot x_m) / (1,004 + 0,001968 \cdot x_m) \quad (9)$$

sendo: x_m a umidade específica da mistura g/kg de ar seco

hm a entalpia específica da mistura kJ/kg de ar seco
 tm a temperatura da mistura °C

Nas instalações sem by-pass de retorno, $MD = 0$, podendo também ocorrer instalações de 100% de ar exterior onde: $M = ME$.

A soma das cargas térmicas Ambiente, no Retorno e de ar Exterior, fornecem as cargas totais QST, QLT e QT e o “fator de calor sensível total” QST / QT cuja “linha de carga total”, a partir da condição “ M “, indica a remoção de calor sensível, latente e total, nas proporções desejadas, ao passar pela serpentina do equipamento. Chamando de “ S ” a condição de saída da serpentina de refrigeração, devemos ter as seguintes relações:

$$QLT = M / 3600 . (xm - xs) . 2,499 \quad \text{kW} \quad (10)$$

$$QT = M / 3600 . (hm - hs) \quad \text{kW} \quad (11)$$

Se o ponto “ S “ coincidir com o ponto “ I “, nenhum outro tratamento é necessário. Fig.2.

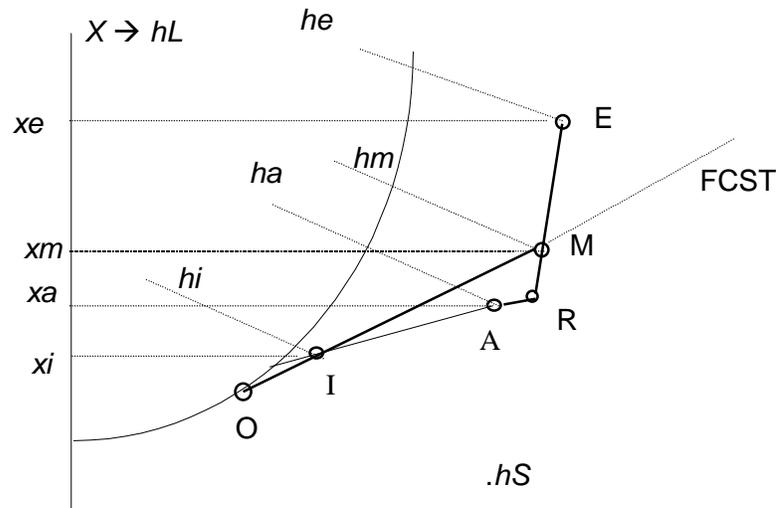


Figura 2. Efeito das cargas no retorno, condições da mistura (entrada na serpentina de resfriamento e desumidificação do ar), e condição ideal de saída, no ponto de insuflamento I

Realmente, fazendo a soma $QT = QTA + QTR + QTE$ e substituindo as parcelas pelas Eq.(4), Eq.(6) e Eq.(1), esta última desdobrada nos saltos **E-R** e **R-A**, temos:

$$\begin{aligned}
 QT.3600 &= M . (ha - hi) + (M - ME) . (hr - ha) + ME . (he - hr) + ME . (hr - ha) \\
 &= M . (ha - hi) + M . (hr - ha) + M . (hm - hr) = M . (hm - hi) \quad (12)
 \end{aligned}$$

confirmando a Eq.(11). O mesmo vale para a Eq.(10).

Pode ocorrer que, para a **linha de carga total** encontrar a **linha de saturação**, obtendo o ponto “**O**“, Fig.2, “**ponto de orvalho de serpentina**”, a temperatura de saída do ar no ponto “**S**“ resulte muito baixa para insuflamento nos ambientes, além de reduzir muito a massa M de ar insuflado. Além da sensação de ambiente com ar estagnado, resulta em difícil distribuição, com temperaturas não uniformes. Nesse caso, a massa de ar de insuflamento, M , pode ser aumentada, acrescentando uma massa de ar termicamente inerte MD de ar de desvio ou by-pass de retorno. A massa de ar tratado não é modificada, passando a ser representada por $M - MD$

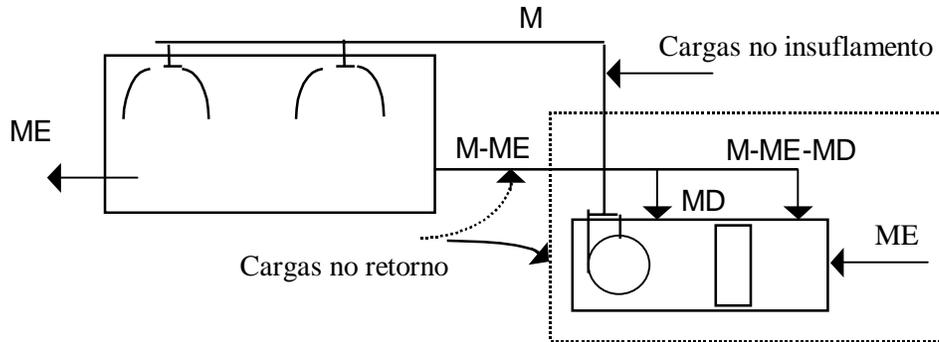


Figura 3. Identificação das massas de ar em evolução no Fan-Coil

Difusores de alta indução, fazem o mesmo efeito, sem levar a massa MD até o condicionador de ar.

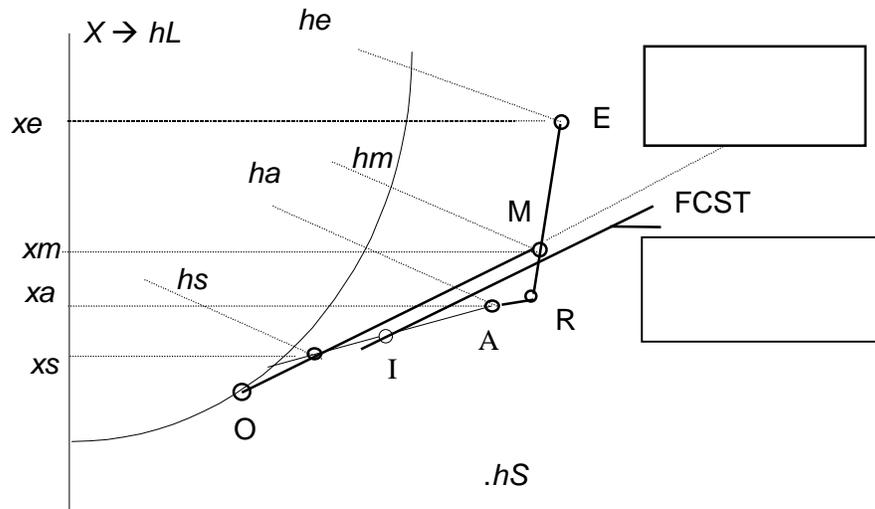


Figura 4. Uso de by-pass de retorno

Para cálculo da mistura, obtendo o ponto “**I**“, temos:

$$QTA = (M-MD) / 3600 \cdot (ha - hs) = M / 3600 \cdot (ha - hi) \quad (13)$$

Como as cargas latentes não se modificam, o aumento da carga total de QH representa um aumento do consumo de energia no aquecimento, e um aumento de potência frigorífica. Chamando a nova condição de saída de “S”, temos:

$$QLT = M / 3600 \cdot (xm - xs) \cdot 2,499 \quad \text{kW} \quad (17)$$

$$QT + QH = M / 3600 \cdot (hm - hs) \quad \text{kW} \quad (18)$$

$$QH = M / 3600 \cdot (hi - hs) \quad \text{kW} \quad (19)$$

A carga total ambiente com reaquecimento passa a ser $QTA + QH$ tal que:

$$M / 3600 \cdot (ha - hi) + M / 3600 \cdot (hi - hs) = M / 3600 \cdot (ha - hs) \quad (20)$$

Também se pode demonstrar de forma análoga à Eq.(12) que

$$M / 3600 \cdot (hm - hs) = QTA + QH + QTR + QTE \quad (21)$$

caracterizando uma nova linha de calor sensível ambiente, com reaquecimento (MS). Ver Fig.6.

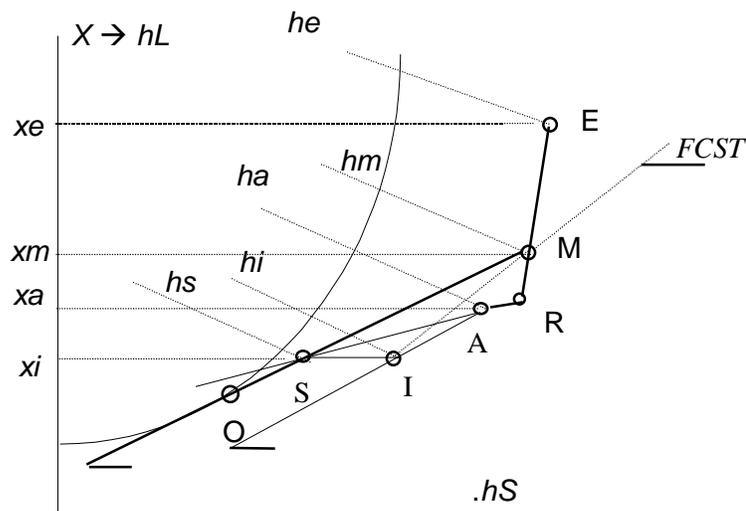


Figura 6. Carga ambiente com elevado calor latente e uso do reaquecimento para elevar e viabilizar um ponto de orvalho

Na calefação, pode ser necessário elevar a umidade do ar, mediante sistema de umidificação adiabático (por aspersão de água) ou isotérmico (por injeção de vapor):

$$QL = M / 3600 \cdot (xa - xi) \cdot 2,499 \quad \text{kW} \quad (22)$$

No primeiro caso, o calor é fornecido ao ar, na forma sensível para ceder o calor

necessário à vaporização da água; na umidificação por vapor, a energia é fornecida diretamente ao vapor.

3. VAZÃO DE AR DO SISTEMA

As curvas de seleção dos ventiladores são referidas ao “ar standard” (ar seco a 21,1°C e pressão atmosférica: 101,325 kPa). Para ar úmido, outra temperatura, altitude ou pressão, o volume específico do ar úmido por kg de ar seco é:

$$v = 0,28704 \cdot T / PB \cdot (1 - 1,6078 x / 1000) \quad \text{m}^3/\text{kg de ar seco} \quad (23)$$

onde: T = Temperatura em °K

PB = Pressão barométrica em kPa ou kJ/m³

x = umidade específica em g/kg

Ra = 0,28704 kJ/kg/°K = constante do Ar

ma / mv = 28,9645 / 18,01534 = 1,6078 = 1 / 0,62198

(relação das massas moleculares do ar e vapor d’água).

Para determinar a vazão do ventilador devemos, portanto, definir a posição do ventilador na instalação e obter o volume específico do ar neste local.

A modificação do volume específico não afeta a vazão do ventilador. A pressão do ventilador e a perda de carga do sistema são igualmente corrigidos pela densidade relativa $d = v_s / v$, sendo v_s o volume específico “standard”. Assim, o cálculo da perda de carga do sistema e a seleção do ventilador podem ser determinados para as condições do ar “standard”.

Resta, em cada caso, fazer a correção da potência de acionamento, calculando o produto da Potência “standard” pela densidade relativa.

4. CÁLCULO DAS SERPENTINAS DE RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO

O programa parte das características construtivas das serpentinas de tubos com aletas contínuas transversais, determinando o rendimento de aleta pelas funções modificadas de Bessel de 1ª. e 2ª. classe ordem N (Kern, 1950). O coeficiente de convecção no ar em fluxo cruzado com feixe de tubos, pode ser determinado a partir da analogia de Colburn e experiências de Grimison para 10 filas de tubos, com fatores de correção para um número menor de filas e arranjo dos tubos (Kreith, F., 1969), (Haláz L., 1980), com número de Reynolds calculado pelo diâmetro hidráulico definido como abaixo e, Fluxo de massa na seção mais estrangulada:

$$Dh = 4 \cdot VL / ST \quad (24) \quad Re = M/SL \cdot Dh / m \quad (25)$$

$$Nu = 0,294 \cdot Re^{0,6} \quad (26) \quad a = k \cdot Nu / Dh \quad (27)$$

onde: VL = volume livre da serpentina = Volume total - V. tubos - V.aletas m³

ST = superfície total de contato com o ar: tubos mais aletas m²

SL = superfície de passagem do ar no ponto de maior obstrução por tubos e aletas

m = viscosidade absoluta do ar Pa . s = 1 kg/m/s

Nu = número de Nusselt

k = condutividade do ar W/m°C

As propriedades do ar junto ao aletado são determinadas conservativamente pela temperatura de parede ou temperatura de orvalho da serpentina (valor determinado iterativamente). Esta temperatura, na realidade é um valor médio de temperatura da parede que, suposto fixo, permite relacionar com o Número de Unidades de Transferência aplicado à superfície externa da serpentina e obter o Fator de By-Pass:

$$(NTU) = a \cdot Se \cdot NF / M / Cpar \quad (28)$$

$$FBP = e^{-NTU} \quad FC = 1 - FBP \quad (29)$$

$$Se = Sa \cdot ha \cdot hc + Sp \quad (30)$$

onde:

Se = superfície efetiva equivalente a tubo liso

Sa = superfície externa total das aletas em contato com o ar

ha = rendimento de aleta

hc = rendimento de contato aleta/tubo

Sp = superfície primária de tubo em contato com o ar

NF = número de filas

$Cpar$ = Calor específico do ar kJ/kg/°K

Para o fluxo de refrigerante secundário, é determinado o número mínimo e máximo de circuitos baseado num critério de velocidade. O programa também informa se o escoamento entra em regime laminar ou em transição. Com o coeficiente de convecção forçada do líquido, calcula-se o coeficiente de transmissão global, referido à superfície de face e corrigido do fator de serpentina úmida. Com a carga térmica total, obtemos o número de filas de serpentina (um número geralmente fracionário). O cálculo das condições de operação é refeito para um número inteiro de filas, para a potência total de projeto, reduzindo a vazão de líquido refrigerante. Desta forma, temos a modificação da temperatura de saída do refrigerante e a modificação da temperatura média do mesmo, alterando, as propriedades do líquido: água ou solução de etileno glicol. O cálculo é, então, repetido até se observar a convergência dos resultados, dentro da tolerância estabelecida. Finalmente, para a vazão máxima indicada, determina-se a potência máxima que se pode tirar do Fan-Coil.

5. CÁLCULO DAS CONDIÇÕES DE SAÍDA DO AR REFRIGERADO

O programa estipula uma temperatura de orvalho de serpentina e ajusta a mesma para a carga térmica de projeto, determinando as cargas sensível e latente resultantes, em função do fator de contato calculado para o Fan-Coil escolhido. Obtemos, assim as condições de saída do ar (bulbo seco e úmido). O programa também calcula as condições de saída do ar, usando o mesmo fator de contato, aplicado ao método de aproximação de bulbo úmido. Os procedimentos seriam equivalentes se a linha de saturação fosse uma reta. Teríamos, assim lados de triângulos semelhantes:

Depressão na entrada :
 $M Mo$
 Depressão aparente na
 saída: $S So$

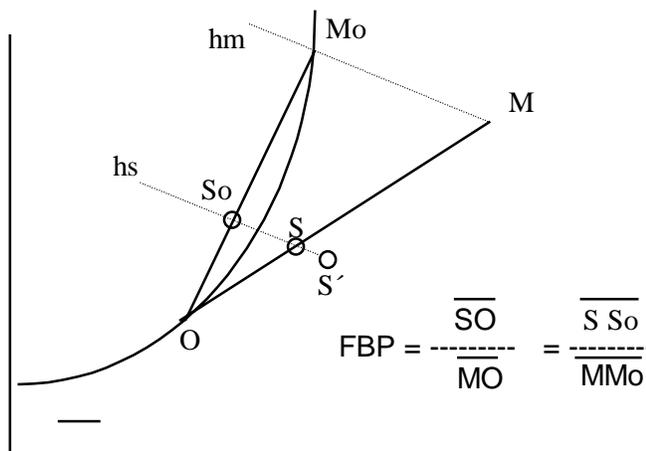


Figura 7. O valor SSo calculado por excesso resulta num ponto S' que não satisfaz as proporções de carga sensível e latente do projeto.

Cabe ao operador analisar os resultados de carga sensível e latente obtidos e fazer modificações do número de filas, aletamento, número de circuitos, reaquecimento ou by-pass de retorno para obter o resultado desejado. O programa também é útil para analisar o comportamento do Fan-Coil operando com cargas parciais de meia estação.

REFERÊNCIAS

Halász, L., 1980, Capítulos da técnica de refrigeração, Fundação Tropical de Pesquisas e Tecnologia, Unicamp, pp 33-87
 Kays, W.M.& London, A L., 1964 Compact heat exchangers, McGraw Hill Book Co. pp 1-20
 Kern, D.Q.,1950 Process Heat Transfer, Extended Surfaces, Transverse Fins, pp 538-542, McGraw - Hill Book Co.
 Kreith, F.1973 Princípios da Transmissão do Calor, Convecção forçada sobre superfícies externas. pp.423-448. Edgard Blücher Ltda., Brasília
 Rigot G. 1972-1973 Revista Chaud, Froid et Plomberie Vols. 309-322

ABSTRACT

This paper review the traditional psychrometric technics as support to a new software for solve cooling and heating moist air in any configuration, simultaneous with Fan-Coil selections of any standard.