

Lógica Estruturada Baseada em Psicrometria para Controladores PID Aplicada a Sistemas HVAC em Salas Limpas[★]

Tiago Anacleto Pereira^{*} Rodrigo Goytia Mejia^{**}
Cristian Figueiredo dos Santos^{***}

^{*} UNISINOS – Universidade do Vale do Rio do Sinos, São Leopoldo, Brasil (e-mail: tiagoanacleto@edu.unisinos.br).

^{**} UNISINOS – Universidade do Vale do Rio do Sinos, São Leopoldo, Brasil (e-mail: crisfigueiredo@edu.unisinos.br).

^{***} UNISINOS – Universidade do Vale do Rio do Sinos, São Leopoldo, Brasil (e-mail: rmejia@unisinos.br).

Abstract: The present work presents the development of a new control system based on psychrometrics applied to HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning) systems. The purpose aims to reduce the energy consumption of the HVAC system of a cleanroom of the Technological Institute in Semiconductors - itt Chip / UNISINOS.

Resumo: O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de um novo sistema de controle baseado em psicrometria aplicado a sistemas HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning). A proposta objetiva à redução do consumo de energia do sistema HVAC de uma sala limpa do Instituto Tecnológico em Semicondutores – itt Chip / UNISINOS.

Keywords: HVAC; PID controller; Psychrometry; Cleanroom.

Palavras-chaves: HVAC; Controle PID; Psicrometria; Sala limpa.

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning) possuem aplicações que vão desde o conforto térmico a controle de processos industriais que necessitam da estabilidade nos parâmetros do ar do ambiente. Dentre as propriedades físicas normalmente controladas por sistemas HVAC estão temperatura, umidade e pressão. Fisicamente estas grandezas estão correlacionadas entre si (MORAN et al. (2013)), com uma instrumentação fornecendo os valores destas variáveis controladas e atuação com múltiplas variáveis manipuladas. Tais características classificam um sistema HVAC como MIMO (Multiple Input, Single Output), que apresenta as dificuldades de sintonia características (ANDERSON et al. (2008)). Dada a complexidade do controle, os estudos referentes ao controle acabam se voltando mais a estratégias de controle avançadas, como MPC (Model Predictive Control) que não exigem uma modelagem excelente por ser uma técnica adaptativa com base nas leituras variáveis controladas. A problemática de um sistema adaptativo é que a necessidade de aprendizado do sistema para realização do controle, exige um grande nível de armazenamento e processamento de dados em um intervalo de tempo breve para que a ação de controle seja realizada. Além disto, a grande maioria do controle é habitualmente realizado por malhas de uma única entrada e única simples saída, conhecidos como SISO (Single Input

Single Output). Isto porque são associados a controladores PID (Proporcional, Integral e Derivativo), pela maior frequência que são encontrados em Controladores Lógicos Programáveis (CLPs) existentes no mercado. A divisão de malhas para umidade, temperatura e pressão, causa conflito entre elas realizando o controle de uma maneira ineficaz. Dentre os estudos realizados estas estratégias de controle mais tradicional voltada aos sistemas PID e aplicado a sistemas HVAC é pouco abordada. Grande parte da literatura opta pela robustez de um sistema adaptativo sem analisar o que comumente é encontrado nos CLPs (OGATA (2010)). Isto por muitas vezes inviabiliza a aplicação deste, por exigir custo elevado no processamento e armazenamento de informações. O intuito deste estudo é utilizar das propriedades da termodinâmica e psicrometria do ar como área de estudo que correlaciona as grandezas e auxilia no maior acoplamento entre malhas, evitando perturbações das ações de controle de uma malha em uma variável controlada de outra malha. Para isto, foi realizada pesquisa bibliográfica para embasamento das estratégias de controle e sistemas HVAC utilizadas e realizamos a aplicação real das estratégias de controle, esplanadas neste estudo.

2. SISTEMA HVAC E PSICROMETRIA APLICADOS EM SALAS LIMPAS

Dependendo de sua aplicação e concepção, o sistema HVAC pode ter diferentes elementos em sua estrutura. O equipamento final de um sistema de HVAC de expansão

[★] Este trabalho conta com o investimento em pesquisa da empresa HT Micron, junto ao itt Chip na UNISINOS. Os autores agradecem ao coordenador Prof. Celso Peter.

indireta é chamado de fancoil ou Air Handler Unit (AHU), que é o foco neste estudo de caso e ilustrado na Figura 1.

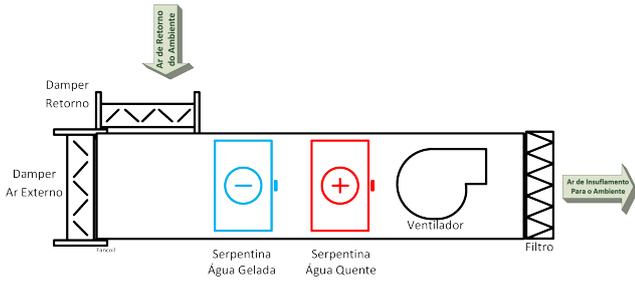


Figura 1. Fancoil.

Este é constituído de duas serpentinas, sendo uma de água gelada e outra de água quente, ambas estão dispostas no sentido do fluxo de ar de retorno vindo do ambiente e misturado ao ar externo. Após trocarem calor com as serpentinas o ar retorna ao ambiente atendido pelo duto de saída do fancoil conhecido como insuflamento. A movimentação do ar é realizada através do ventilador conforme a Figura 1 representa, com o ar de retorno e de insuflamento do ambiente, representando respectivamente, o ar que deve ser climatizado e o ar após o condicionamento do ar.

2.1 Serpentina de Água Quente

A leituras de temperatura abaixo dos valores admitidos como referência, exige que o ciclo de aquecimento, que é realizado pela passagem de água quente na respectiva serpentina. A temperatura do ar antes da serpentina será nomeada de T_1 e temperatura posterior a serpentina de T_2 , representados na Figura 2. Habitualmente este controle é realizado por atuador de válvula com ação proporcional abrindo e fechando de acordo com os valores lidos pela instrumentação do ambiente.

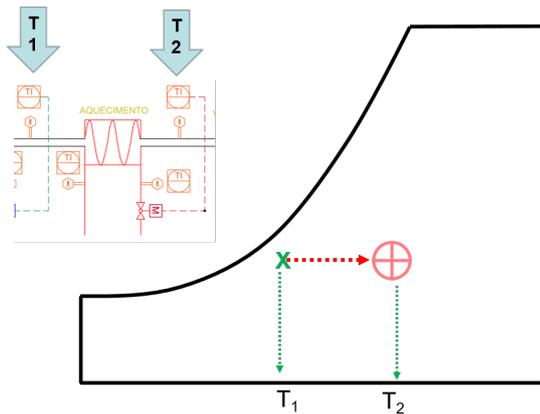


Figura 2. Serpentina de Água Quente.

A disposição física da serpentina de água quente no fancoil permite que o reaquecimento do ar aconteça, caso a serpentina de água gelada esteja trabalhando unicamente com o objetivo de controle no modo de desumidificar o ambiente. Se percebe que neste caso o atraso de transporte da ação de controle da válvula de água gelada no processo de desumidificação interfere diretamente na redução de temperatura que precisa da serpentina de aquecimento para repor a temperatura do ar.

2.2 Serpentina de Água Gelada

A serpentina de água gelada é responsável pela diminuição da temperatura de mistura (T_0) do ar de retorno e ar externo. O controle de umidade alta também é realizado por este elemento com a diminuição da temperatura do ar úmido, levando aos valores próximos a temperatura de saturação (T_{sat} ou T_0) conforme representado pela Figura 3 pela representação na carta psicrométrica.

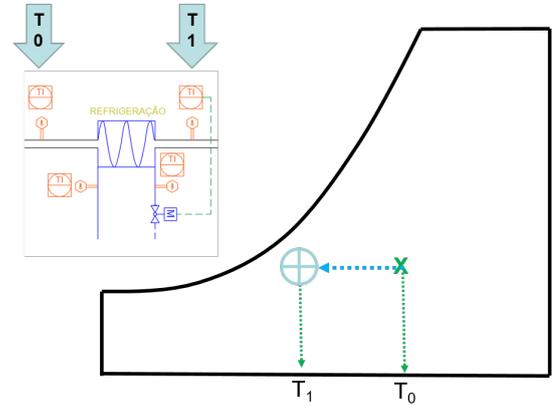


Figura 3. Serpentina de Água Gelada.

Ao chegar ao valor de temperatura de saturação do ar, o vapor de água contido no ar se condensa e pode ser descartado pelo dreno contido no equipamento. O controle tradicional de um sistema HVAC se baseia por instrumentação disposta diretamente no ambiente com as leituras de temperatura e umidade, atuando válvula de controle proporcional na água gelada.

2.3 Ventilador

O ventilador é o elemento de controle responsável pela recirculação ar do ambiente até o fancoil para que sejam condicionados os valores de referência desejados. Sua variável controlada habitualmente é a pressão de duto de insuflamento, no intuito de manter o ambiente com o valor desejado de pressão para determinado processo. O valor de pressão de duto (P_{duto} , Pa) também controla vazão no duto (F_{duto} , m^3/h) mantendo os valores mínimos admitidos para taxas de renovação de ar ou número de trocas de ar exigido para a eliminação de contaminantes ou partículas nocivas ao processo. Ao inserir o valor de área do duto de insuflamento do fancoil (A_{duto}) em metros quadrados (m^2) e a densidade do ar (γ_{ar}), que conforme IUPAC, tem o valor de $1,2754 \text{ kg/m}^3$, é possível calcular a vazão de duto (F_{duto}), considerando a área do duto e a densidade do ar como constantes para cada equipamento. Este cálculo é ilustrado na equação 1, conforme pode ser visto.

$$F_{duto} = A_{duto} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{duto}}{\gamma_{ar}}} \quad (1)$$

O ventilador possui inversor de frequência para controle de pressão de insuflamento P_{duto} e pressurização do ambiente. Há uma malha que utiliza a pressão no duto de insuflamento para o controle. O número de trocas N_{sp} do

ambiente é especificado de acordo com a classe de isolamento da sala que deve atender valores mínimos de trocas, se optou por ter este valor como referência disponível para alterar no sistema implementado.

2.4 Damper de Retorno e Ar Externo

O damper de retorno é responsável pelo controle da pressão ambiente (P_{amb}) da sala limpa restringindo a passagem do ar de retorno. A restrição do ar da sala de limpa exige que uma nova quantidade de ar entre na sala limpa e isto é feito através da abertura do damper de ar externo disposto no fancoil. Esta seção do fancoil é chamada caixa de mistura e realiza uma mistura adiabática entre o ar externo e o de retorno, podendo desta forma sofrer acréscimo da umidade e temperatura, que são consideradas perturbações no sistema.

2.5 Interação entre as Malhas de Controle

As grandezas psicrométricas das variáveis controladas e manipuladas de um fancoil estão associadas e são diretamente afetadas entre si. As malhas de controle SISO utilizadas nos blocos controle PID não realizam uma previsão dos erros, operando com foco apenas na variável controlada. Além disto a disposição dos elementos do sistema HVAC e proximidade entre eles afetam-se entre si. outro elemento que precisa de uma ação diferente a cada novo elemento que atua. A abertura da válvula de água gelada, ao diminuir a temperatura do ar acaba resfriando a serpentina de água quente também, a atuação do aquecimento por sua vez deve repor a quantidade de calor para enviar o ar até o ambiente. O damper de ar externo que controla a pressão ambiente pode restringir o número de trocas da sala, que é importante dada a classe de isolamento do ambiente. Além disto o aumento da vazão afeta diretamente o rendimento do equipamento visto que uma vazão maior aumenta o fator de bypass do ar, fazendo com que a troca de ar incida em um número menor de moléculas, diminuindo a eficiência por tanto.

Tabela 1. Pertubações entre Malhas.

| Malha Observada | Malha Afetada | Consequência |
|---------------------------------|-----------------|-----------------------------------|
| Refrigeração ou Desumidificação | Aquecimento | Resfria Serpentina de Água Quente |
| Pressão Sala | Pressão de Duto | Menos trocas de ar |
| Pressão do Duto | Aquecimento | Menor rendimento |
| | Refrigeração | Menor rendimento |

Para que a ação de uma malha não afete a outra a podemos medir esta interação entre as malhas ou limitar os objetivos de controle individuais a valores em que a perturbações nas demais malhas seja reduzida, o que se trata a nova estratégia de controle utilizada.

3. PSICROMETRIA APLICADA A ESTRATÉGIA DE CONTROLE

Para que uma nova estratégia de controle seja inserida no sistema o estudo se baseou na psicrometria do ar úmido, relacionando a quantidade de vapor de água contida no ar

seco. O conceito está na medição das variáveis controladas comparadas aos valores de referência atuando na correção de seu erro de maneira acoplada entre as malhas. Para que as leituras dos sensores do ambiente tenham ações satisfatórias junto as variáveis controladas do fancoil, leituras segmentadas dos valores de temperatura do ar e água gelada, antes e depois de cada elemento o que permite a leitura e cálculo das cargas térmicas individuais e atuação direcionada a cada variável manipulada.

3.1 Instrumentação

Para que exista comprovação do novo método de controle foi pensado em um conjunto de sensores a serem dispostos no fancoil para a leitura em tempo real dos parâmetros importantes para o processo. De acordo com o ilustrado na figura 4 a nova instrumentação, tem sensores de temperatura do ar antes e depois de cada trocador, nomeados de T_0 localizado na caixa de mistura antes da serpentina de água gelada, de T_1 entre as duas serpentinas e T_2 após a serpentina de água quente. Assim como a água gelada e água quente que tem monitoradas as entradas e saídas de suas respectivas serpentinas, com T_{eag} para a entrada e T_{sag} para saída de água gelada, T_{eaq} e T_{saq} para entrada e saída de água quente, respectivamente. Para que seja mensurada perturbação de abertura dos dampers foram colocados sensores de temperatura (T_{ext}) e umidade relativa externa (U_{ext}). Com estas leituras é conhecido o diferencial de temperatura perdida ou adquirida e é possível obter medidas de carga térmica utilizada em cada trocador de calor.

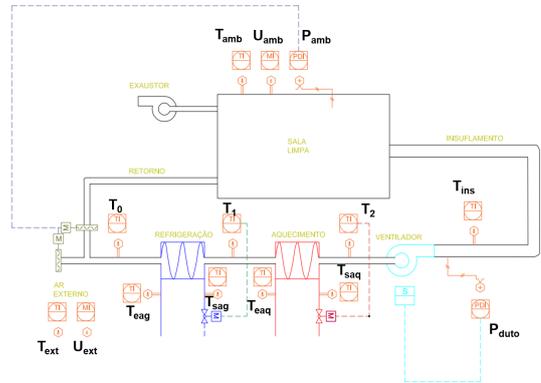


Figura 4. Instrumentação Utilizada.

Além destes, os sensores de umidade (U_{amb}), temperatura (T_{amb}) e pressão (P_{amb}) do ambiente da sala limpa, pressão (P_{duto}) e temperatura (T_{duto}) do duto de insuflamento. Com as novas variáveis medidas e o cálculo da carga térmica utilizada pelo fancoil, é possível levantar o comportamento dinâmico e propor melhorias. Também é possível obter o comportamento psicrométrico em cada uma das serpentinas e na sala para com estas informações escolher a melhor estratégia de controle, com a otimização do seu melhor ajuste em termos de eficiência.

3.2 Energia Térmica da Sala Limpa

Em (2) a entalpia específica do ar úmido do ambiente (H_{amb}), é derivada da entalpia específica do ar seco somado específica da água, ASHARE (2015). Pelo fato que

a única grandeza que alterará seu estado físico no ar úmido ser o vapor de água, que precisa condensar junto a serpentina de água gelada LEE; LIN;CHEN (2019). Por isso, se considera os valores pertencentes à água como entalpia latente (HL_{amb}) e o valores entalpia do ar seco como entalpia sensível (HS_{amb}).

$$H_{amb} = HS_{amb} + HL_{amb} \quad (2)$$

Que a entalpia da sala limpa seja obtida através das leituras dos sensores dispostos no ambiente para valores de temperatura (T_{amb}), pressão (P_{amb}) e umidade (UR_{amb}), se utiliza a equação 3, onde ω é a razão de mistura, também conhecida como umidade específica absoluta, medida em gramas de água em quilogramas de ar seco ($\frac{g_{agua}}{kg_{ar\ seco}}$).

$$H_{amb} = 1,006 \cdot T_{amb} + \omega \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{amb}) \quad (3)$$

Ao considerar aos valores de pressão de saturação definidos pela Equação de Tetens e a razão de massa molar da água em relação a massa molar do ar seco, como 0,62206, é obtida a equação 4.

$$H_{amb} = 1,006 \cdot T_{amb} + \frac{0,62206}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{amb}}{237,3 + T_{amb}}} \cdot UR_{amb} - 1} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{amb}) \quad (4)$$

As equações 3 e 4 permite o cálculo de entalpia específica utilizando apenas leitura se sensores disponíveis na instrumentação. Desta mesma maneira é possível obter aos valores de referência (H_{sp}) segundo (5), onde os valores de temperatura T_{sp} , pressão P_{sp} e umidade relativa UR_{sp} desejados (setpoint) são escolhas operacionais e disponíveis para a alteração.

$$H_{sp} = 1,006 \cdot T_{sp} + \frac{0,62206}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{sp}}{237,3 + T_{sp}}} \cdot UR_{sp} - 1} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{sp}) \quad (5)$$

Através dos valores de referência os valores medidos pela instrumentação, é possível dimensionar os valores de energia residual, para que seja realizado o controle.

4. ENERGIA TÉRMICA RESIDUAL EM CARGAS LATENTE E SENSÍVEL

A diferença entre os valores desejados (H_{sp}) e os pontos lidos pelos sensores ambientes (H_{amb}), calculados em (5) e (4) respectivamente, permite obter o valor de erro em relação a entalpia conforme 8.

$$H_{erro} = H_{amb} - H_{sp} \quad (6)$$

O valor de H_{erro} pode ser segmentado no erros latente HL_{erro} e sensível HS_{erro} , considerando a parte latente e sensível individualizada nos valores de referência (HS_{erro} e HL_{erro}).

$$HS_{erro} = HS_{amb} - HS_{sp} \quad (7)$$

$$HL_{erro} = HL_{amb} - HL_{sp} \quad (8)$$

Com os valores individuais das entalpias latente e sensível, é possível realizar o cálculo de cargas individuais para posterior escolha dos pontos de referência.

5. CARGAS TÉRMICAS INDIVIDUAIS

5.1 Carga Térmica Ambiente e Serpentinhas

A quantidade de energia da sala é calculada seguindo a equação demonstrada em 9, onde m_{ar} seria a massa de ar em kg para o ambiente.

$$Q_{amb} = m_{ar} \cdot H_{amb} \quad (9)$$

De acordo com o apresentado em 1 a área do duto (A_{duto}) acaba sendo uma constante por ser algo que permanece desde a instalação e é dada em metros quadrados (m^2). De posse desta vazão do fancoil (F_{duto}), dada em metros cúbicos por segundo (m^3/s), é possível que seja realizado o produto com a densidade do ar (γ_{ar}) em quilogramas por metros cúbicos (kg/m^3), para que se obtenha a vazão mássica (\dot{m}_{ar}), dada em quilogramas por segundo (kg/s), conforme equações para água gelada e quente, considerando a diferença de temperatura do ar antes e depois das serpentinhas.

$$Q_{ag} = \dot{m}_{ar} \cdot (T_1 - T_0) \quad (10)$$

$$Q_{aq} = \dot{m}_{ar} \cdot (T_2 - T_1) \quad (11)$$

Com base nestes valores é possível calcular os valores de referência para as malhas.

6. REFERÊNCIAS DAS MALHAS DE CONTROLE

Uma vez que se tenha as quantidades de calor residuais e estas forem comparadas aos valores necessários para o fancoil, é possível quantificar os valores de referência para cada trocador de calor. Para que as referências das malhas de controle sejam aplicadas na instrumentação adotada, as quantidades de calor devem ser convertidas em valores de temperatura. Desta forma cada malha de controle se baseia nos valores colocados em evidência e em comparação com os sensores na realimentação das malhas.

6.1 Referência no Controle de Pressão e Vazão de Duto

Com foco no rendimento de cada trocador de calor, o melhor a ser realizado é manter a vazão no menor valor possível para que as trocas térmicas sejam realizadas de maneira eficiente com a redução do fator de by-pass. Porém a vazão mínima admitida pelo fancoil pode não ser o suficiente para que se mantém a vazão necessária para que o número de trocas de ar características da classe da sala limpa seja satisfatório. A vazão do fancoil (F_{sp}) é estipulada em função do número de trocas requeridas (N_{sp}), no intervalo de uma hora (3600 segundos) para cada classe da sala limpa e seu volume (V_{sala}) segundo a equação 12.

$$F_{sp} = V_{sala} \cdot \frac{N_{sp}}{3600} \quad (12)$$

6.2 Referência na Operação de Aquecimento

Para que o fancoil se encontre no ciclo de aquecimento é necessário que exista uma deficiência de energia no ambiente, portanto apresentando um QS_{erro} negativo. Quando considerado apenas o aquecimento, a mudança depende exclusivamente de calor sensível, pois há mudança apenas da temperatura do ar úmido, sem alteração de estado físico das parcelas que o compõe.

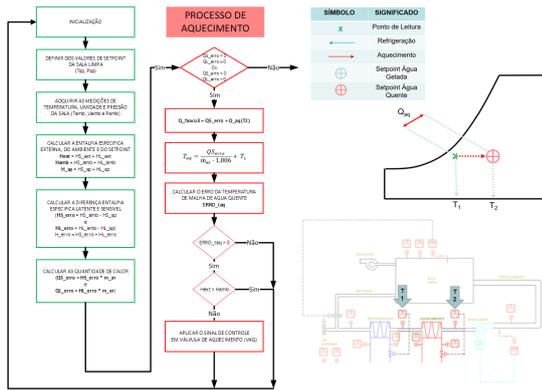


Figura 5. Escolha Ciclo Aquecimento.

Com base na instrumentação adotada e a fórmula geral de quantidade de calor, apresentada na equação 11, é possível inferir que a quantidade de calor de aquecimento (QS_{aq}), é dada pela equação 13.

$$QS_{aq} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_2 - T_1) \quad (13)$$

Pela instrumentação adotada a temperatura antes da serpentina de água quente é chamada de T_1 e a temperatura após a serpentina é chamada de T_2 . Considerando estas temperaturas como temperatura inicial e final temos o delta gerado pela serpentina e podemos igualar ao erro para termos o valor de referência (T_{aq}) da malha de controle segundo 14.

$$T_{aq} = \frac{QS_{erro}}{\dot{m}_{ar} \cdot 1,006} + T_1 \quad (14)$$

A escolha de T_{aq} para o ciclo de aquecimento é pela figura 5, é o valor de referência para a malha de controle de água quente.

6.3 Referência na Operação de Refrigeração

Para o ciclo de refrigeração há um acúmulo de energia junto a sala limpa, apresentando um Q_{erro} positivo. Assim como no aquecimento a mudança depende exclusivamente de calor sensível, pois há mudança apenas a alteração na temperatura, sem alteração de estado físico do vapor de água e muito menos dos componentes químicos do ar seco. A escolha do ciclo de controle acontece de acordo com o ilustrado na

Com base na instrumentação adotada e a fórmula de quantidade de calor podemos deduzir que a quantidade de calor de refrigeração (QS_{ag}).

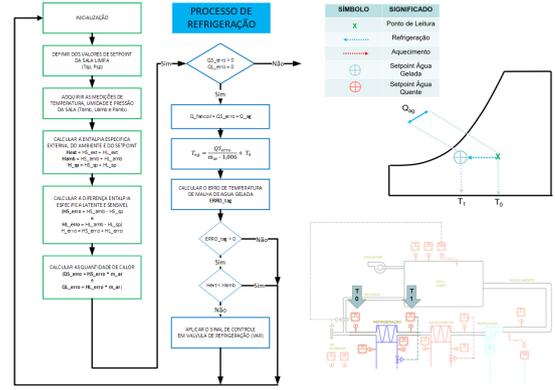


Figura 6. Escolha Ciclo Refrigeração.

$$QS_{ag} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_1 - T_0) \quad (15)$$

Pela instrumentação adotada a temperatura antes da serpentina de água gelada que é chamada de T_0 e a temperatura após a serpentina é chamada de T_1 . Considerando estas temperaturas como temperatura inicial e final temos o delta gerado pela serpentina, e podemos igualar ao erro para termos o valor de referência (T_{ag}) da malha de controle.

$$T_{ag} = \frac{QS_{erro}}{\dot{m}_{ar} \cdot 1,006} + T_0 \quad (16)$$

Desta maneira, T_{ag} é a entrada no sistema do controlador PID para a malha de controle.

6.4 Referências na Operação de Desumidificação

Para que se encontre no processo de desumidificação o valor de QL_{erro} será positivo devido a quantidade de calor latente excessivo no ambiente. A atuação da desumidificação do sistema HVAC, será realizada junto a válvula de água gelada. No entanto o controle deve monitorar a temperatura para reaquecer o ar novamente, trabalhando também com a válvula de água quente seguindo o fluxoograma da figura 7.

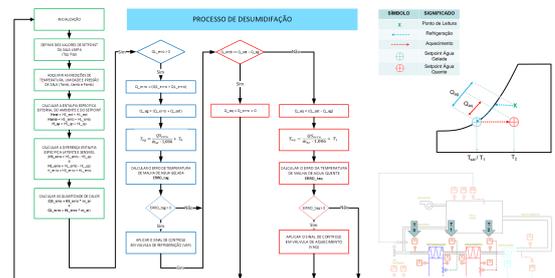


Figura 7. Escolha Ciclo Desumidificacao.

De acordo com a carta psicrométrica, para reduzir o vapor de água contido no ar úmido se necessita atingir a temperatura saturação do ar ou ponto de orvalho, como é conhecido. Há alguns cuidados necessários para o controle proposto, como ter conhecimento que a relação psicrométrica no fancoil na busca pela diminuição da umidade, irá refletir no ambiente de forma acoplada na temperatura e nas demais malhas. Outra consideração importante, é que não se pode reduzir a temperatura no ambiente próxima

ao ponto de orvalho, pois a sala limpa ficaria fora dos valores de projeto, condensando o vapor de água junto ao ambiente, o que é nocivo ao processo. Por isso, o ponto de orvalho deve ser atingido junto a serpentina de água gelada que diminui a temperatura próxima a este valor. Para obter o valor desejado de T_1 , sendo a variável controlada, é necessário o valor de temperatura de ponto de orvalho ou temperatura de saturação (T_{sat}) e admitir este ao valor de referência da malha de controle de água gelada.

$$T_{ag} = T_{sat} \quad (17)$$

Posteriormente a passagem do ar pela serpentina de água gelada, o ar precisa reaquecer junto a serpentina de água quente. O valor de referência para aquecimento (T_{aq}), tem como variável controlada a temperatura de saída da serpentina de água quente (T_2).

Para quantificar a referência de água quente (T_{aq}) deve se ter como base a instrumentação instalada, de acordo com as leituras de temperatura antes e depois da serpentina de água gelada, denominadas de T_0 e T_1 respectivamente. O controle estruturado que coloca a serpentina de água quente posterior a de água gelada em relação ao fluxo de ar, permite que seja mensurado a quantidade de energia que o aquecimento (Q_{aq}) deve repor ao sistema a energia retirada pela refrigeração conforme figura 7 ilustra.

7. IMPLEMENTAÇÃO

Uma vez que estejam definidos os valores de controle a nova estratégia de controle foi implementada junto ao CLP apresentando o seguinte fluxograma apresentado na figura 8.

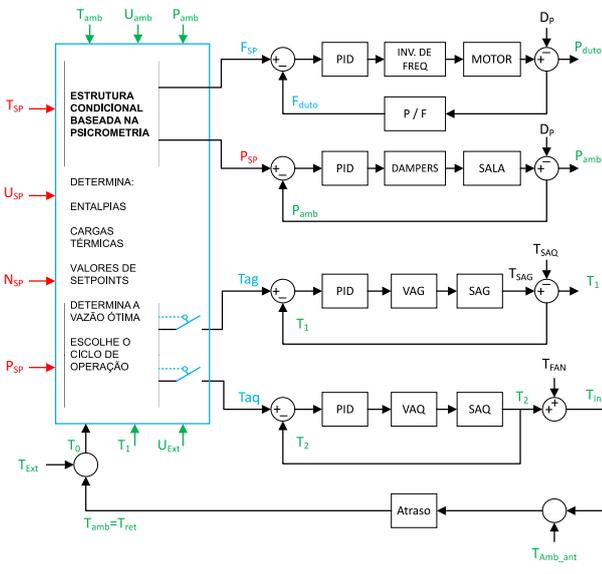


Figura 8. Fluxograma de Controle.

A lógica utilizada é característica do modelo de CLP, e usa linguagem de blocos. A figura 9 demonstra a formula apresentada na equação 4, expressa na linguagem de programação do CLP.

Juntamente a configuração dos controladores foi criada uma interface SCADA (Supervisory Control and Data

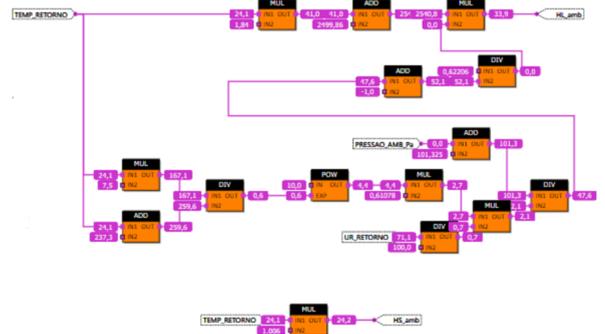


Figura 9. Diagrama de Blocos

Acquisition) para a supervisão e armazenamento dos dados para realizar os testes e validações necessárias ao controle proposto.

8. RESULTADOS E ANÁLISES

Para assegurar a estratégia de controle, o mesmo foi submetido a processos de validação em testes de seguimento de referência e de rejeição de perturbação. Sendo estes testes separados em cenários diferentes, conforme será elucidado a seguir.

8.1 Seguimento de Referência

Para a busca das referências foram utilizados os valores de setpoint para cada trocador de calor e a coleta das temperaturas após as serpentinhas, seguindo os valores calculados de acordo com o apresentado anteriormente. Para os testes de aquecimento e refrigeração os valores de temperatura da sala (T_{amb}) foram levados a valores extremos ao ciclo que seria testado. Para os ensaios de aquecimento e refrigeração, o damper de ar externo foi totalmente fechado, para assegurar que a busca seja realizada exclusivamente pelo equipamento e não pela sucção do ar externo. Por este motivo a pressão ambiente não fica próxima ao seu valor de referência de 5 Pa, conforme detalhado a seguir.

Ciclo de Refrigeração: Na refrigeração os valores iniciais para os testes estavam em torno de 24 °C. Antes do início dos testes, o fancoil foi desligado para que os cálculos PID fossem resetados, o que garante que a ação de controle seja calculada a partir do momento que se inicia o ensaio. Pelo motivo do desligamento do fancoil se nota uma oscilação na pressão ambiente próximo ao tempo de 2000 segundos, conforme mostra a figura 10 quando o ensaio foi iniciado.

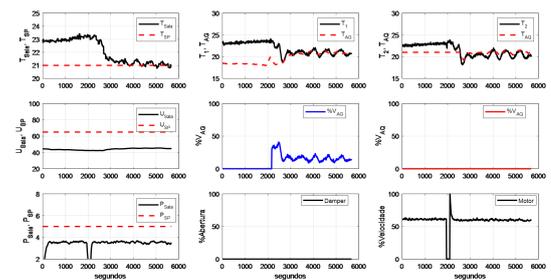


Figura 10. Seguimento de Referência - Refrigeração.

Conforme pode ser observado na figura 10, no período de 3000 segundos o controle atinge a referência, aproximadamente 17 minutos após o ensaio ter sido iniciado.

Ciclo de Aquecimento: Para o seguimento de referência do aquecimento a temperatura da sala limpa foi deixada em um valor inicial próximo a 14°C. Na figura 11 se percebe que o sistema foi deixado em malha aberta, com a válvula de água gelada em 100 % de sua capacidade. O objetivo é que seja testada não só a busca por referência, mas também o comportamento do sistema perante a valores críticos de temperatura, simulados nesta situação. Para o ciclo de refrigeração não podemos fazer este teste de valor crítico, pois temperaturas elevadas danificam os equipamentos atualmente dispostos internamente nas salas, por isso a escolha do ciclo de aquecimento. A figura 11 mostra o ensaio realizado para o aquecimento, que tem seu início sinalizado pela seta, conforme pode ser visto a seguir.

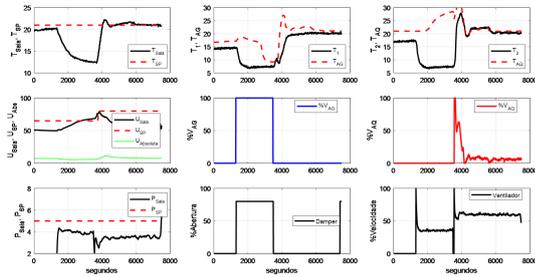


Figura 11. Seguimento de Referência - Aquecimento.

A busca pela pressão ambiente deve ser desconsiderada neste ensaio, pois similar ao realizado no ensaio de refrigeração, o damper de ar externo foi fechado para garantir que a busca seja realizada pelo controle unicamente, sem a interferência do meio externo junto ao equipamento. Antes de iniciarmos os testes o ventilador foi desligado por alguns segundos para que os cálculos PID de incremento da saída sejam zerados, visto que no período anterior os atuadores foram forçados para criar as condições iniciais de testes já citadas.

Ciclo de Desumidificação: Os testes de desumidificação são os mais complexos de serem realizados, devido da dependência do meio externo para que se tenha valores iniciais para a busca de referência do controle. Para que sejam realizados os testes o valor de referência foi alterado de 65 % para 55 % de umidade relativa e apresentou os valores psicrométricos conforme figura 12.

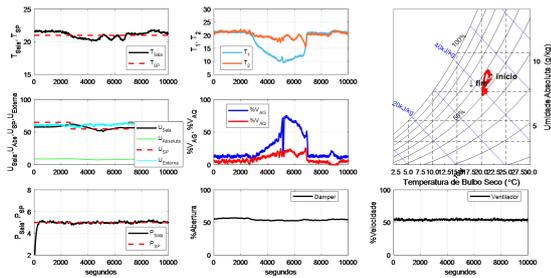


Figura 12. Seguimento de Referência - Desumidificação.

Em uma análise das demais variáveis é possível observar que a temperatura interna a sala apresentou o valor mínimo de 20,11 °C, o que é menos de 1 °C em relação ao valor de referência de 21 °C. Essa redução de perturbação na malha de temperatura, se deve ao controle da malha de aquecimento repor o calor sensível retirado da serpentina de água gelada. Isto comprova que o cálculo de cargas térmicas individuais é realizado de forma aceitável e mantém o controle operando com perturbações minimizadas.

8.2 Rejeição de Perturbações

Para a realização dos testes de rejeição de perturbação se escolheu um período onde há apenas o controle de temperatura com setpoint de umidade atendido.

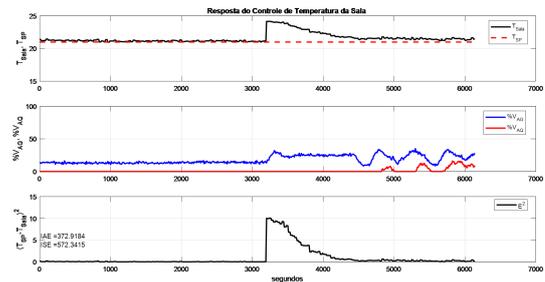


Figura 13. Rejeição de Perturbação - Temperatura.

Se percebe a mudança nos valores de temperatura é alterada sem que ocorra mudanças drásticas nas variáveis manipuladas, comprovando a rejeição de perturbação de maneira satisfatória.

9. CONCLUSÃO

Ao finalizar este estudo e fazer uma análise das bibliografias, para a implementação prática das rotinas de controle, se percebeu coerência nos cálculos e estipulação dos parâmetros psicrométricos junto as controladas e atuação das variáveis manipuladas. Ao realizar os testes, o sistema proposto demonstrou resultados satisfatórios quanto ao seguimento de referência e rejeição de perturbações, comprovando que os cálculos de cargas térmicas instantâneas e aplicação das leis de controle se demonstraram eficientes na busca dos parâmetros de referência. Foi percebido que existem limitações do equipamento que acabam afetando o controle como um todo, gerando perfurações indesejadas, mas tais perturbações puderam ser resolvidas fisicamente ou contornadas por novas ações de controle, que também obtiveram sucesso na implantação. O sistema supervisorório pôde ser implementado e está operacional para o Instituto Tecnológico de Semicondutores - ITT Chip, disponível para futuras melhorias. O número de trocas das salas limpas antes não era monitorado e no controle atual há cuidados para atender as especificações desta exigência que estão sendo adotadas. Se verificou diferença positiva quando ao sistema proposto e o legado, com valores de redução de custos com insumos necessários para o sistema HVAC. Dada as limitações dos controladores PIDs e características construtivas dos equipamentos, o controle pôde ser realizado de maneira satisfatória, apresentando resultados que superam tais limitações. A abrangência de atuação

do controlador PID e facilidade de encontrá-los junto a sistemas HVAC é o diferencial, junto aos resultados obtidos, tornam uma solução eficaz e de baixo custo operacional dadas as vantagens. Os ensaios não foram realizados com o ambiente trabalhando a pleno funcionamento o que pode gerar novos pontos de perturbação no sistema e possíveis novos ajustes nos controladores PID, o que poderá afetar o rendimento do controle.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a empresa HT Micron, por ter disponibilizado investimento a esta pesquisa e ao itt Chip, em especial ao coordenador e professor Celso Peter.

REFERÊNCIAS

- ANDERSON, Michael et al. MIMO Robust Control for HVAC Systems. *IEEE Transactions on Control System Technology*, vol. 16, 2008.
- ASHARE Handbook. Heating, Ventilating and Air-Conditioning Applications. *ASHARE*.
- MORAN et al. Princípios de Termodinâmica para Engenharia. *MORAN et al*
- OGATA, Katsuhiko. Engenharia de Controle Moderno. 5 ed., Pearson, São Paulo, 2010.
- PEDERSEN, S. L.; DURAJ, I. N. Modelling and Control of Multi-zone HVAC System. Aalborg University., Dinamarca, 2015.
- LEE, J. N.; LIN, T. M.; CHEN, C. C. Modeling Validation and Control Analysis for Controlled Temperature and Humidity of Air Conditioning System. Hindawi Publishing Corporation. The Scientific World Journal, 2014.