

# SISTEMAS de CLIMATIZAÇÃO

com VOLUME de AR VARIÁVEL  
e CAUDAL de ÁGUA VARIÁVEL

RUI CAVACA MARCOS

EFICIÊNCIA  
ENERGÉTICA e  
QUALIDADE  
do AR INTERIOR

# SUMÁRIO, DE MATÉRIAS

[por Capítulos e Páginas]

## PARTE A

### O Volume de Ar Variável (Equipamentos e sistemas do lado do AR)

1.	INTRODUÇÃO – Os Sistemas de Volume de Ar Variável	19
2.	O EQUIPAMENTO CENTRAL – UTA central	33
3.	O VENTILADOR CENTRAL – Insuflação da UTA central	59
4.	CAIXAS TERMINAIS VAV – Tipos e seleção	79
5.	REDE de CONDUTAS – Conceção e dimensionamento	101
6.	PERFIL DAS PRESSÕES NUM ESCOAMENTO	119
7.	CONTROLO DA CAPACIDADE DO VENTILADOR	129
8.	PSICROMETRIA DOS PROCESSOS EM VAV	145
9.	VENTILAÇÃO E QUALIDADE DO AR INTERIOR	161
10.	CONTROLO DO CAUDAL DE AR NOVO (AN)	175
11.	ALTERAÇÃO DINÂMICA DO CAUDAL DE AR NOVO	183
12.	DIFUSÃO DE AR NOS LOCAIS	203
13.	SOLUÇÕES VARIANTES E ALTERNATIVAS	221
14.	SISTEMA ECONOMIZADOR DE ENERGIA (lado do ar)	229
15.	CONTROLO DA PRESSURIZAÇÃO NUM EDIFÍCIO	249
16.	OS ESPAÇOS E A CONCEÇÃO DAS INSTALAÇÕES	273
17.	SISTEMA DE GESTÃO TÉCNICA CENTRALIZADA – SGTC	283

## PARTE B

### O Caudal de Água Variável (Equipamentos e sistemas do lado da ÁGUA)

18.	PRODUÇÃO DE ÁGUA FRIA	301
19.	BOMBAS CIRCULADORAS DE ÁGUA FRIA	315
20.	VÁLVULAS DE CONTROLO DAS SERPENTINAS	343
21.	CONTROLO DE INSTALAÇÕES DE CAUDAL DE ÁGUA VARIÁVEL	369
22.	OS SISTEMAS DE PRODUÇÃO/DISTRIBUIÇÃO	379
23.	ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE CARGA NOS SISTEMAS	415
24.	TORRES DE ARREFECIMENTO	427

## ANEXOS

### Elementos Auxiliares

GLOSSÁRIO DE TERMOS TÉCNICOS E TABELAS	CDLIII
BIBLIOGRAFIA E DOCUMENTAÇÃO	CDLXI
ÍNDICE GERAL DE MATÉRIAS	CDLXVII
ÍNDICE DE FIGURAS E TABELAS	CDLXXV

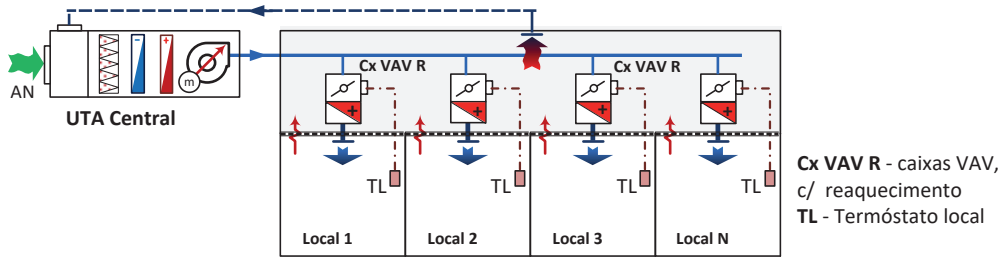


FIGURA 1.5.

Princípio de concepção de um Sistema VAV do tipo multizona, com caixas terminais de caudal de ar variável e com bateria de aquecimento.

Existem ainda caixas terminais, que são “assistidas” por ventilador auxiliar em série ou paralelo, que se utilizam para melhorar a eficiência no modo de aquecimento nas zonas periféricas e em situações especiais de espaços que não têm ocupação permanente e que devem responder rapidamente a uma alteração daquela situação de carga e de ventilação.

Nos capítulos específicos são analisadas estas alternativas de caixas terminais, com o detalhe adequado.

## Sistema de dupla conduta

De acordo com a Figura 1.6.

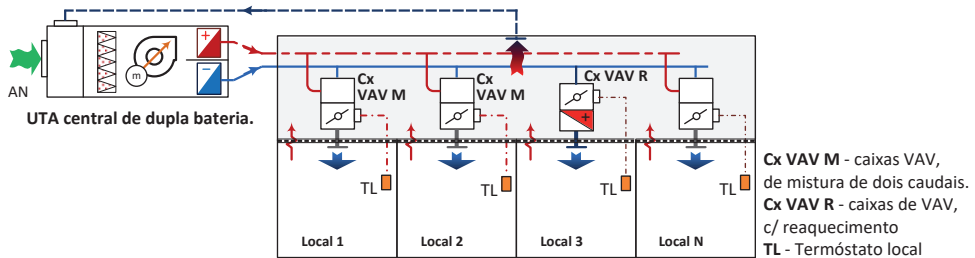


FIGURA 1.6.

Princípio da concepção de um Sistema VAV do tipo dupla conduta, com caixas terminais de mistura de caudais.

Tem a vantagem de permitirem uma resposta muito rápida a alterações da carga térmica local, mas o seu custo elevado só é justificado em situações muito especiais, como hospitais, alguns tipos de laboratórios ou numa fachada de elevadas perdas.

A UTA tem que ser de características especiais e possuir duas baterias terminais, de arrefecimento e aquecimento o que a torna onerosa. Pode ser substituída por duas unidades independentes, uma dedicada ao arrefecimento do ar e outra para o aquecimento do ar, solução ainda mais onerosa mas mais eficiente.

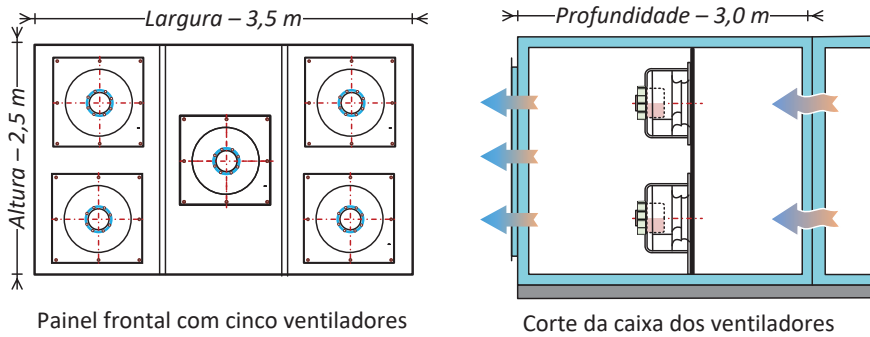


FIGURA 2.4.

UTA com ventiladores de PCT e motores de corrente contínua tipo EC, instalados em paralelo num painel da caixa de ventilação.  
Fonte: "Work/Johnson Control"

### UTA com recuperador de calor integrado

Esta UTA comporta um recuperador de calor do tipo roda térmica rotativa, que de acordo com o regulamento UE 1253/2014, será um componente obrigatório em Unidades Bidirecionais de Ventilação, embora deva ser analisada a sua justificação energética.

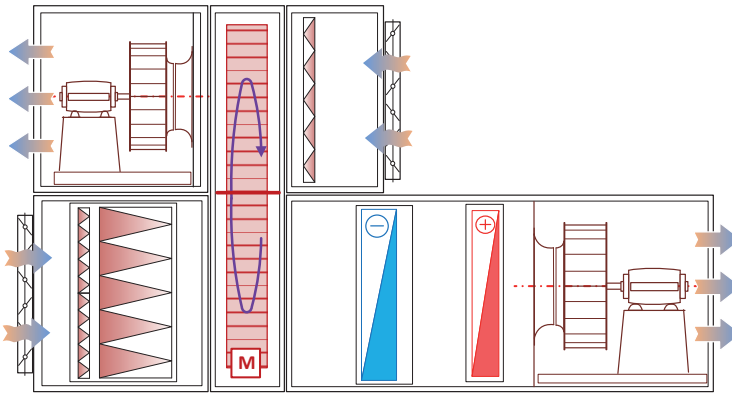


FIGURA 2.5.

UTA com montagem sobreposta equipada com recuperador de calor do tipo roda térmica.

O recuperador de calor, pode ainda ser do tipo placas com fluxos cruzados de ar, mas estes ocupam muito espaço longitudinal da UTA e como tal limitam a sua aplicação. A sua eficiência também não é elevada. Podem ainda ser do tipo serpentinas separadas com fluxo intermédio, que facilita a instalação da UTA por permitir a separação das duas componentes, mas tem um rendimento baixo. Assim:

- **Permutador de placa planas:** ocupam grande volumetria e têm uma eficiência modesta nas estações quentes.

Dentro destes últimos e em função do perfil da própria pá, é costume identificar duas subcategorias:

- Ventiladores gerais, de pás curvas para trás, PCT (*backward curved- BC*);
- Ventiladores de pás de perfil aerodinâmico (*airfoil fans - AF*).

Vejam as suas características específicas.

### Ventiladores de pás curvas para a frente, PCF.

Estes ventiladores têm a roda equipada com muitas pás, as quais são de reduzida profundidade (largura) e também reduzida resistência mecânica.

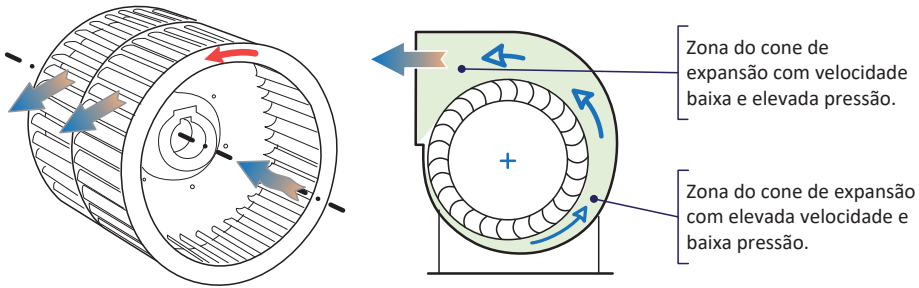


FIGURA 3.1.

Roda de ventilador com pás inclinadas para a frente, PCF "FC Fans" e respetiva envolvente (evoluta), com as linhas de fluxo do ar, anotando-se a saída radial em relação à entrada.

Rodam geralmente a velocidades não muito elevadas ( $\pm 1.000$  rpm), movendo grandes caudais de ar a pressões estáticas médias. Não dispensam a existência de uma envolvente (evoluta), para permitir a recuperação da pressão dinâmica na saída do ar das pás, onde é muito elevada, em pressão estática pois que o espaço entre a roda e a envolvente se comporta do ponto da aerodinâmica, como um cone expansivo.

Assim, no início da envolvente a velocidade é elevada, mas à saída é baixa, traduzindo uma conversão de energia cinética (pressão dinâmica), em pressão estática.

### Ventiladores de pás curvas para trás, PCT

Estes ventiladores têm a roda equipada com poucas pás, mas com grande superfície e elevada resistência mecânica. O seu custo no fabricante de origem é mais elevado que os de tipo PCF.

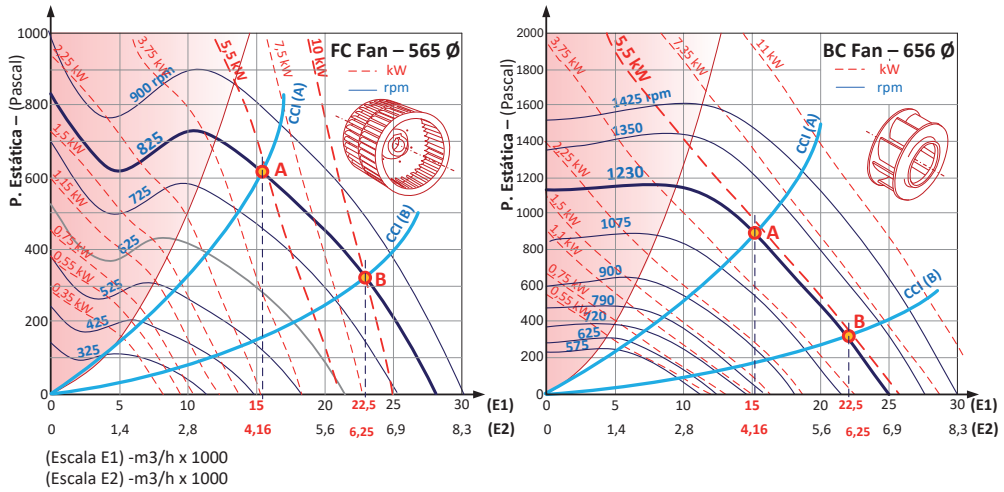


FIGURA 3.9.

Características comparativas de Ventiladores, (Pressão Estática / Potência Absorvida):

Lado Esq. – Ventilador de Pás Curvas para Frente, (FC Fan).

Lado Dto. – Ventilador de Pás Curvas para Traz, (BC Fan).

## 2) Os ventiladores de PCT, BC Fans

têm as curvas de igual potência absorvida, quase paralelas às curvas de pressão, resultando que quando os Pontos de Funcionamento percorrem esta curva, por aumento ou diminuição do caudal, não há alteração significativa da potência absorvida.

Assim, ao aumentar o caudal de 15 para 22,5.10<sup>3</sup> m<sup>3</sup>/h, [4,16 para 6,25. 10<sup>3</sup> l/s), à velocidade de 1230 rpm, a potência absorvida no veio manteve-se sempre na ordem dos 5,5 kW.

Por esta razão, estes ventiladores são designados de ventiladores sem sobrecarga, *non-overload fans*.

## 3) Os ventiladores de PCF, FC Fans

por terem a característica da diminuição da potência absorvida com a diminuição de caudal, são preferidos para as instalações de VAV que trabalham em regime de carga parcial durante períodos prolongados.

Os ventiladores tipo PCT apresentam no entanto, uma disponibilidade para fornecerem Pressões Estáticas mais elevadas e com melhores eficiências que os ventiladores PCF, para lá das vantagens na montagem da caixa da UTA.

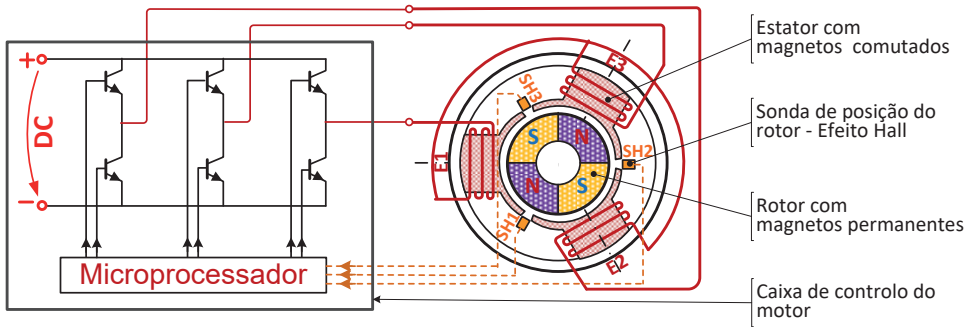


FIGURA 3.10.

Princípio de um motor tipo EC, com a alimentação dos enrolamentos do estator em corrente contínua e com as sondas de controle de posição do magneto central, (rotor), como input da ponte de comutação.

Como o eixo magnético permanente do rotor, tem tendência a alinhar com o campo magnético do estator, se este for rodando devido à ativação elétrica sucessiva dos enrolamentos, o rotor vai também acompanhando este movimento.

A posição (ângulo) dos magnetos permanentes do rotor, constitui o *input* do microprocessador é que é feita por sondas de efeito *Hall* localizadas no estator, que funcionam na base da sensibilidade ao movimento de um campo magnético próximo, o do rotor, e que assim transmitem ao microprocessador qual o enrolamento seguinte a alimentar e com que cadência. A comutação é feita sucessivamente, entre ângulos de  $60^\circ$  e segue um algoritmo traduzido de modo gráfico e simplificado pela figura 3.11..

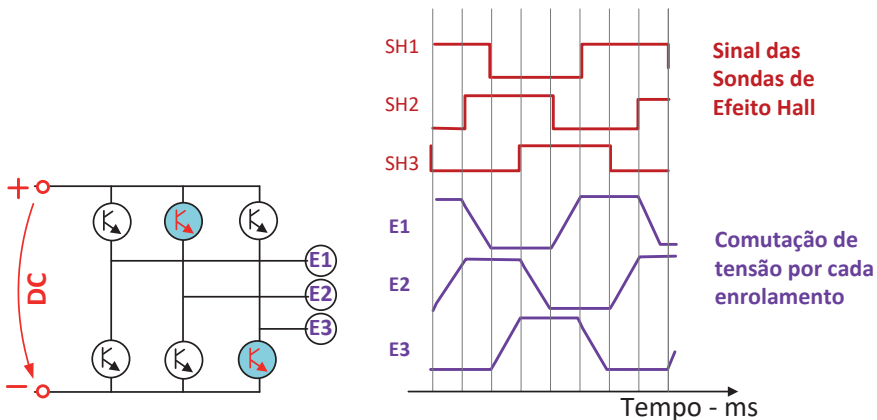


FIGURA 3.11.

Diagrama gráfico com a informação das sondas de efeito Hall e impulsos elétricos de tensão contínua aos enrolamentos, (comutação eletrônica), para criação de um campo magnético rotativo no estator.

Os motores EC, têm o equipamento de controle instalado numa caixa localizada no topo do motor e são alimentados diretamente em corrente alternada, mono ou trifásica, que é convertida em corrente contínua num retificador interno.

### 5.3. Execução da rede de condutas na baixa pressão

A rede de distribuição de ar a jusante das caixas VAV, é do tipo clássico em baixa pressão, sendo dimensionada com a ajuda dos diagramas da ASHRAE ou do manual CARRIER, fazendo-se recurso a troços de conduta flexível na ligação aos difusores, mas apenas em condições excecionais e em troços que não sejam superiores a 2 metros.

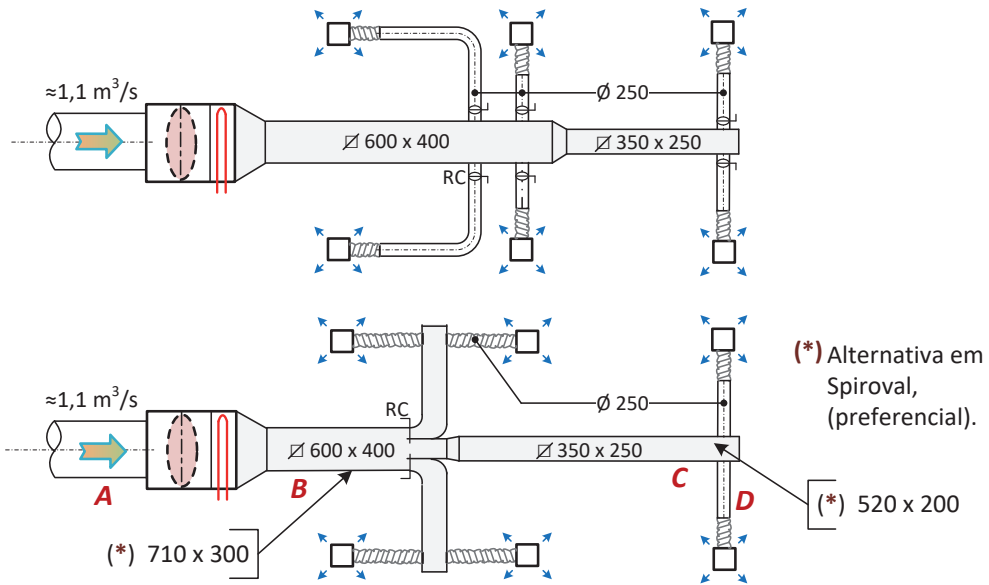


FIGURA 5.6.

Dois opções de concepção e montagem da rede de baixa pressão a jusante das caixas.

Na figura inferior é considerada particular atenção à atenuação do ruído da caixa, que se tende a propagar aos difusores que estão mais próximos.

O dimensionamento da rede da figura inferior, e as alternativas de conduta spiroval, encontram-se expressas na tabela abaixo:

TABELA 5.1.

Dimensionamento das redes associadas a esta caixa VAV, no lado montante (alta pressão/ velocidade) e no lado jusante, (baixa pressão/ velocidade).

TROÇO	PRESSÃO	m <sup>3</sup> /s	m/s	Ø mm	ΔP/m	□ mm	SPIROVAL-(mm)
A	alta	1,10	± 10	350	4,0		
B	baixa	1,10	5,5	500	0,8	600 × 400	710 × 300
C	baixa	0,36	4,7	315	0,7	225 × 350	520 × 200
D	baixa	0,185	4,0	250	0,7		Ø 250



Na Figura 5.9., a equação de Darcy-Weisbach é traduzida num diagrama para condutas de chapa galvanizada, anotando-se em cor azul, a zona geralmente utilizada para o dimensionamento das redes da baixa à alta velocidade, em que se limita superiormente o valor desta a 15 m/s, para os grandes caudais.

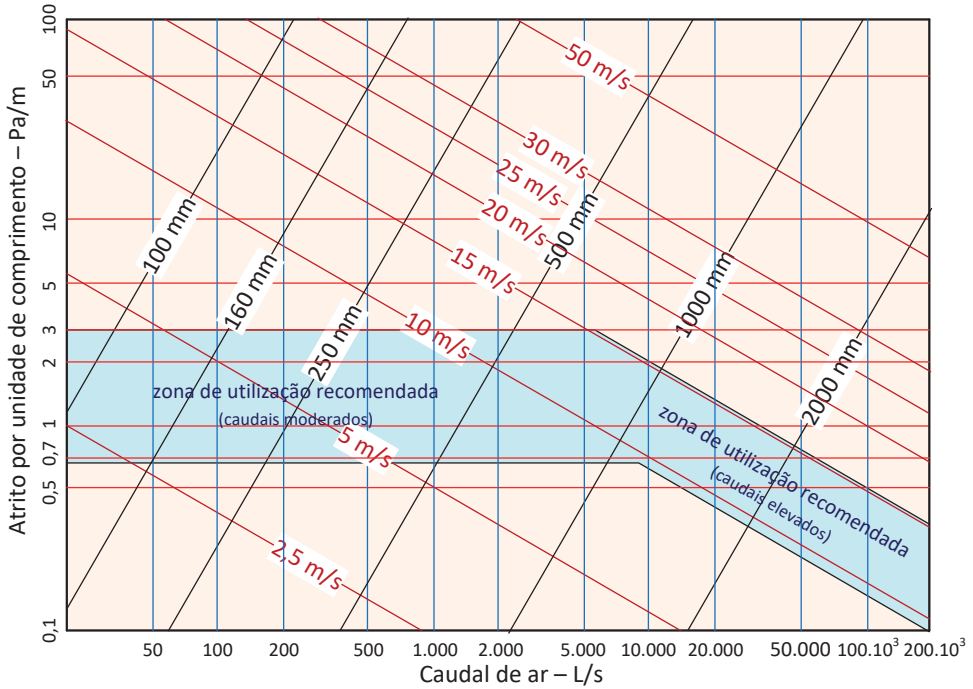


FIGURA 5.9.

Diagrama simplificado para dimensionamento de conduta circular em chapa de aço galvanizado, pelo método de “Igual Perda de Carga”.

Não é um método adequado para as redes de alta pressão do VAV, sendo mais utilizada nas redes clássicas de baixa pressão a caudal constante. Não dispensa a utilização de registos nas derivações devido à diferença de pressão entre o início da rede e o fim desta, o que nas redes de alta pressão e com caudal variável é supérfluo, pois este está sempre a variar.

### 5.5.3. Dimensionamento pelo método da “Recuperação da Pressão Estática”

Este método é o mais recomendado para as redes de alta pressão e baseia-se no princípio seguinte, a aplicar entre as derivações da conduta a dimensionar: Após cada derivação, passa a dimensionar-se o troço seguinte, de modo a que a configuração de cada derivação, seja capaz de gerar uma recuperação de pressão capaz de vencer a perda de pressão estática, no troço a jusante até à próxima derivação.

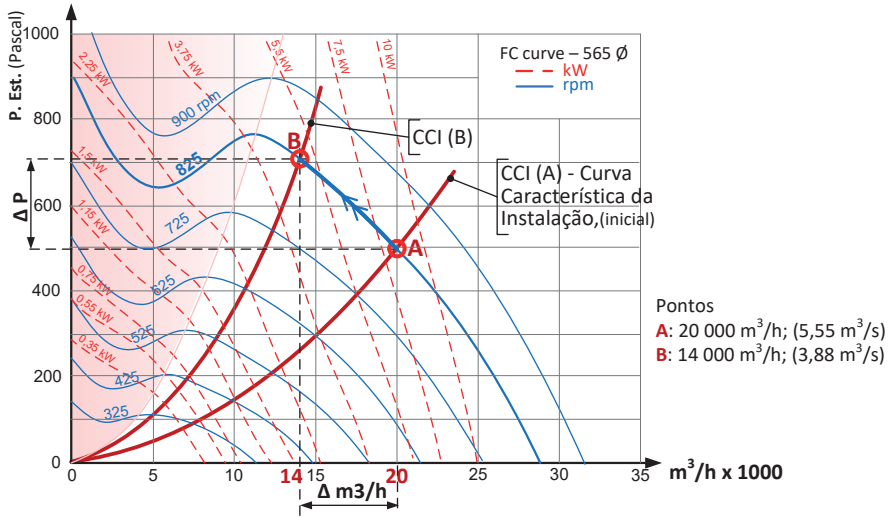


FIGURA 7.2.

Ajuste do ponto de funcionamento de um ventilador, no sistema de ventilação a que está associado. O ponto de funcionamento inicial "A", deslocou-se para o ponto "B", por aumento da resistência da Instalação, mantendo-se a velocidade de 825 rpm do ventilador, que neste método, não é sujeita a qualquer processo de controlo.

É, portanto, um processo simples de deslocação dos pontos de funcionamento ao longo da CCV, no sentido da redução do caudal correspondente à diminuição da carga térmica na caixa C4, e posteriormente no sentido do aumento do caudal, quando a carga térmica voltar a subir. Este processo é vulgarmente referido na literatura da especialidade, com o nome de *riding the fan curve*

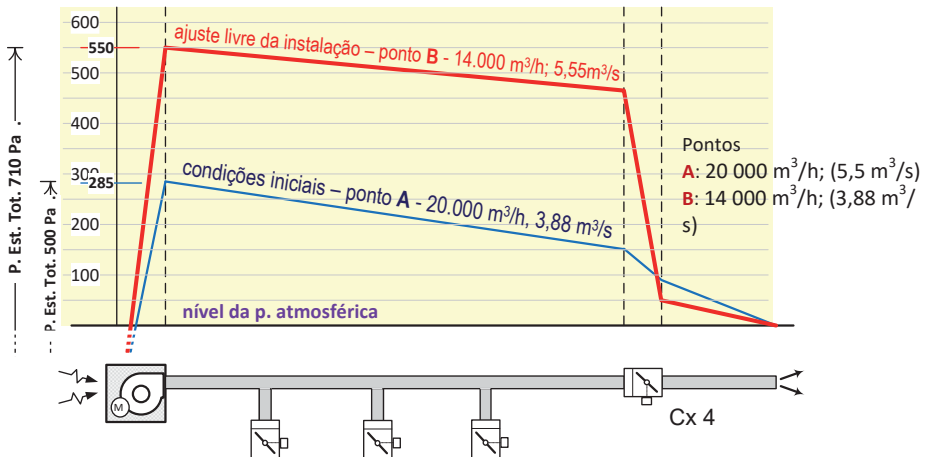


FIGURA 7.3.

Perfil das pressões estáticas:  
 – Instalação inicial a funcionar nas condições do ponto (A) com 5,55 m³/s, (20.000 m³/h) de caudal.  
 – Instalação a funcionar no ponto (B), com caudal reduzido para 3,88m³/s (14.000m³/h), devido ao fecho parcial de caixa Cx4.

A entrada na serpentina da UTA de um caudal de ar com maior teor de humidade absoluta, faz com que a sua saída tenha também um ligeiro aumento desta grandeza (AT), donde resultará que as condições locais (AR) passem também a ter um ligeiro agravamento de humidade relativa. Na Figura 8.2, corresponderia aproximadamente a passar de  $\pm 50\%$  para a  $\pm 55\%$ , com o ponto a amarelo, a subir no diagrama.

*Conclui-se assim haver uma evolução psicrométrica no espaço a climatizar, no sentido da flutuação positiva da humidade relativa, mas com manutenção controlada da temperatura. Esta situação pode ser evitada se nas “condições de projeto”, se considerar para o espaço a climatizar, um valor de humidade relativa um pouco mais baixa do que as condições standard.*

### Situação 2 – (Figura 8.3):

Diminuição da temperatura exterior, para valores mais baixos, da ordem dos  $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , agora inferiores às condições interiores de conforto, resultando uma substancial redução da carga térmica interna.

Nestas condições a evolução do processo é muito semelhante ao anterior, mas agora as caixas VAV vão tentar reduzir ainda mais o caudal insuflado até um valor adequado à carga, podendo acontecer que esse caudal acabe por ficar limitado pelo “caudal mínimo” da cada caixa VAV, que é da ordem dos  $30\%$  em relação ao caudal nominal, conforme exposto nos capítulos das “Caixas de VAV” e do “Controlo da Pressurização”.

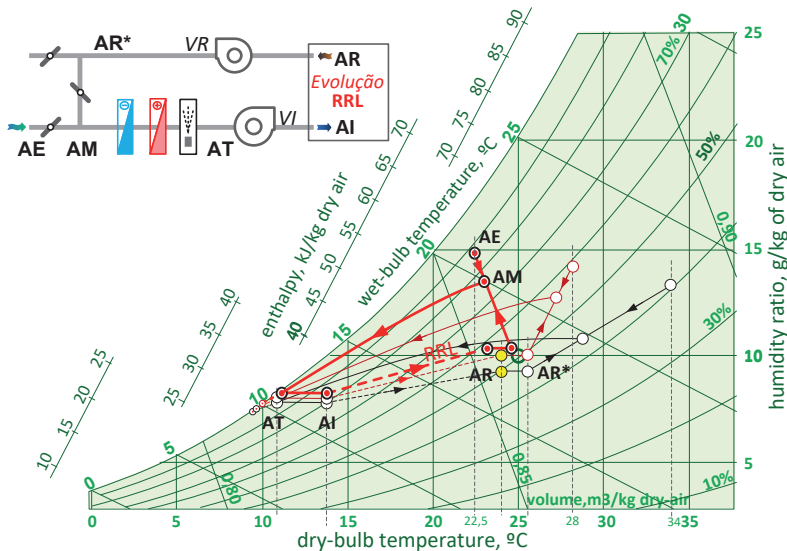


FIGURA 8.3.

Nesta situação a temperatura exterior baixou, ainda mais, passando de  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

O novo processo (a vermelho), tem menor carga interna, tendo que haver uma redução do caudal insuflado, com estrangulamento das caixas VAV.

Reparemos que na segunda situação, tendo sido introduzido um excesso de caudal de Ar Novo, para lá das necessidades calculadas, podemos dizer que haverá uma parcela desse Ar Novo que se vai perder nas extrações de espaços anexos, mas também haverá uma parcela que volta para a UTA, através do retorno que é um ar novo “não utilizado” e que poderia permitir que o novo valor daquele caudal de Ar Novo, tivesse afinal um valor inferior aos 1200 m<sup>3</sup>/h (333L/s).

Voltaremos a falar e a calcular estes caudais, bem como a Eficiência do Sistema,  $E_v$ , de acordo com as recomendações da ASHRAE, para os sistemas mais complexos.

Resumem-se as duas definições:

*Espaço crítico,  $E_c$ , é o espaço onde se verifica a relação mais elevada, entre caudal de ar novo e caudal de ar insuflado.*

*Eficiência de ventilação, do Sistema,  $E_v$ , representa um coeficiente que deve afetar o caudal total de ar novo a admitir na UTA, para garantir uma adequada distribuição ao espaço crítico.*

## 9.2.2. As condições de aspiração do caudal de ar novo, na UTA

Quando se varia o caudal do ventilador de insuflação, não é possível garantir a aspiração do mesmo caudal de ar novo no registo da UTA, devido à alteração das condições de depressão na caixa de mistura e aspiração do ventilador.

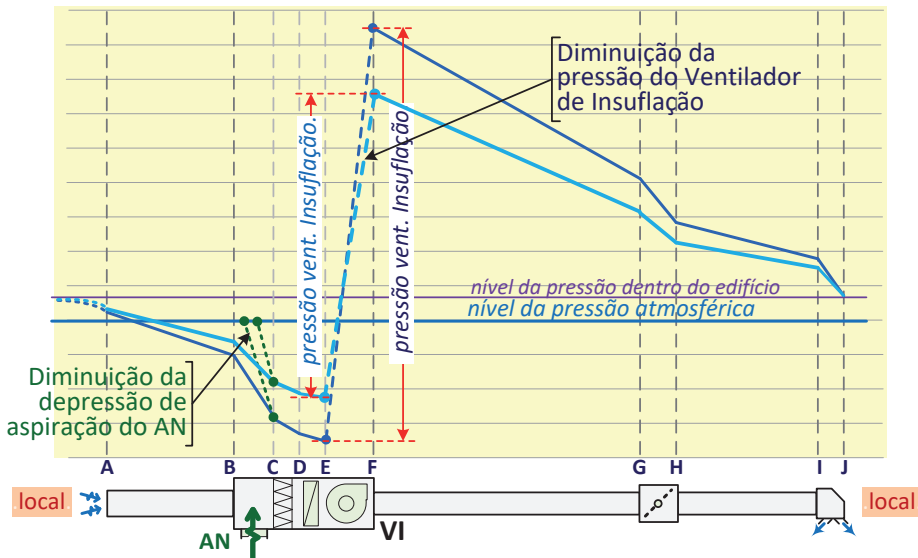


FIGURA 9.3.

Modificação do perfil de pressões, quando o caudal insuflado diminui e a perda de carga se reduz.

Nessa nova situação o ventilador disponibiliza menor pressão estática, deixando de haver depressão suficiente para aspirar o caudal de Ar Novo pretendido na caixa de mistura.

### 10.1.4. Tomada de Ar Novo, com sistema de injeção por ventilador

Neste sistema o registo de AN, é constituído por dois elementos separados, instalados na mesma face ou faces adjacentes da caixa de mistura.

Um dos registos tem a montante um pequeno ventilador e um sistema de medição de caudal por leitura de pressões, que associados a um controlador e um variador de frequência da alimentação desse ventilador, se encarregam de manter o caudal de AN mínimo, por regulação da velocidade de funcionamento do ventilador.

O segundo registo, mantém-se normalmente fechado para que o caudal de retorno se processe e passa abrir modularmente quando o sistema *economizer* entra em funcionamento, devendo estar dimensionado para o valor do caudal total de AI, diminuído do valor caudal de AN, para garantir o *free-cooling* com ar novo integral.

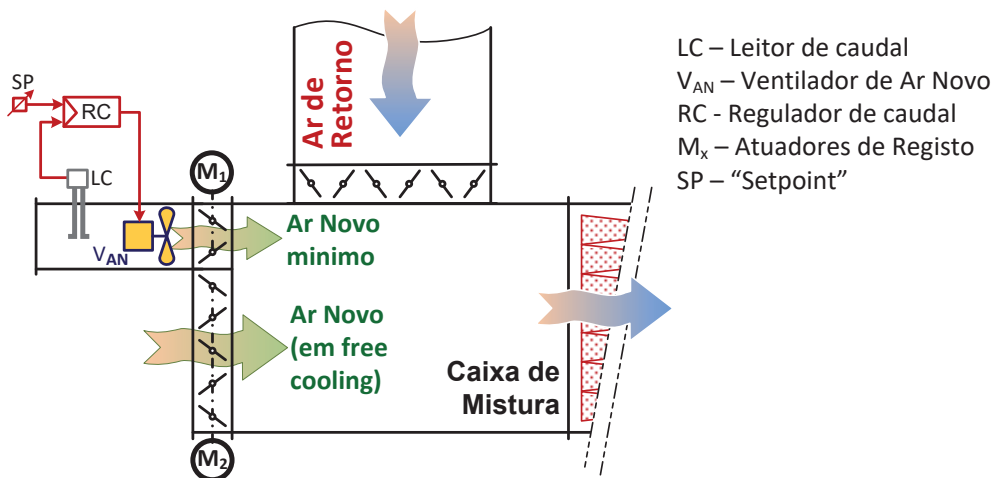


FIGURA 10.6.

Tomada de Ar Novo incluindo, registo separado, leitor de caudal LC, e Ventilador de Ar Novo, VAN. O regulador e caudal, RC, vai atuar sobre a velocidade do VAN.

O registo associado ao ventilador de injeção, deve estar dimensionado para o caudal de AN mínimo e pode (ou deve), fechar com a paragem da UTA, sendo o seu atuador do tipo on/off.

Este sistema de injeção por ventilador, funciona bem devido à facilidade de regulação, mas implica espaços para aplicar o registo e o ventilador. Estes podem, no entanto, ficar localizados fora do perímetro imediato da UTA, ligados por um troço de conduta.

### 11.4.2. Cálculo dinâmico do caudal de VAN, conforme Standard 62.1 da ASHRAE

Independentemente da existência de um sistema específicos de CDV-CO<sub>2</sub>, nos locais mais representativos de elevada ocupação e com grande flutuação, pode nos sistemas VAV, implementar-se também um método dinâmico de cálculo do VAN.

Para isso, é necessário que as caixas terminais de VAV estejam, do ponto de vista do controlo, equipadas nesse sentido e haja um controlador central baseado na tecnologia DDC e que se baseia no cálculo permanente do  $V_{ot}$ , de acordo com o Appendix A da ASHRAE – Standard 62.1, sendo o método designado na literatura da especialidade por *Ventilation Reset*.

O método, tem por base a informação dinâmica que é fornecida pelo controlador das caixas VAV, sobre o caudal de ar primário,  $V_{pz}$ , que cada caixa debita e que é variável em função da carga térmica a absorver no momento. A informação é dada por um sinal digital do sistema DDC.

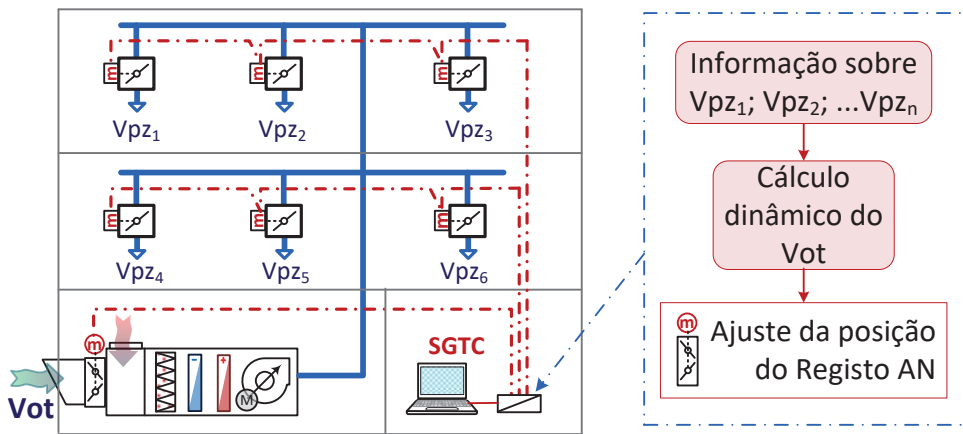


FIGURA 11.13.

Esquema de um sistema VAV multizona, na qual se estabelece um processo de cálculo dinâmico da ventilação, (“ventilation reset”), baseado no sistema de gestão técnica centralizado, com tecnologia DDC.

De cada vez que há uma variação do  $V_{pz}$ , em valor e espaço de tempo predefinidos, é feito um cálculo da eficiência do sistema,  $E_v$ , e recalculado o valor do caudal de ar novo total,  $V_{ot}$ , a admitir na UTA central. Um atuador de registo do ar novo, ou outro sistema dedicado, recebe a informação e altera o  $V_{ot}$  anterior, para o novo valor.

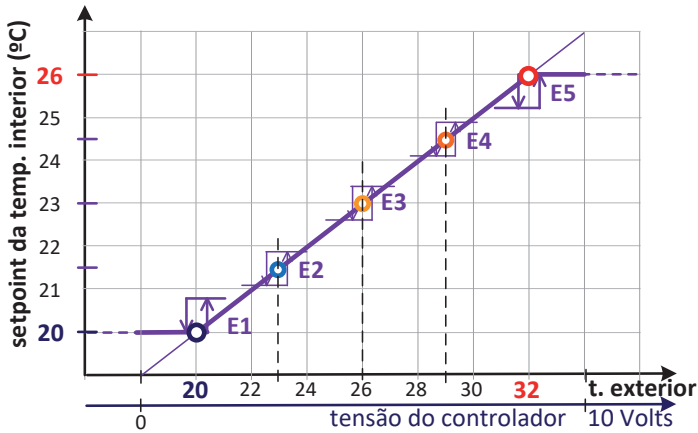


FIGURA 12.14.

Conversão do sinal contínuo de saída do controlador, em cinco escalões, nos dois sentidos da variação da temperatura exterior. Resultam escalões intermédios de regulação de 21,5; 23 e 24,5 °C, entre os valores limites de 20 e 26 °C.

À Figura 12.14, correspondem as regulações seguintes:

(limite inferior) 20 °C - 21,5 °C - 23 °C - 24,5 °C - 26 °C (limite superior).

O diagrama simplificado do controlo é conforme a Figura 12.15, com organização em cascata, em que um controlador específico compara a todo o momento a regulação de temperatura do termóstato local, TL, com os valores de referência do algoritmo em função da temperatura exterior, ajustando o valor daquele *setpoint*, ficando para o utilizador apenas a possibilidade de ajustar (+/-) 1°C, (para os termóstatos eletrónicos que permitem isso).

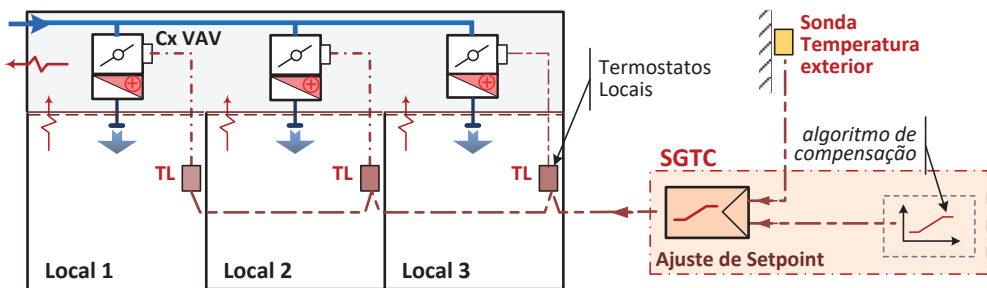


FIGURA 12.15.

Esquema de princípio do ajuste automático do setpoint dos Termóstatos Locais, TL, para que a temperatura interior se ajuste às condições do exterior, com vista a um melhor conforto e também eficiência energética.

Para não haver grande instabilidade na cadeia de controlo, uma vez que o termóstato local, vai por sua vez atuar sobre a caixa terminal de VAV, a banda proporcional não deve ser apertada, para não causar instabilidade no anel de controlo global. Reparar que este ajuste de temperatura do *setpoint* vai funcionar ao longo do dia com a variação da insolação exterior.

### Por temperatura seca do ar exterior, de valor fixo. – TF

É definido um valor de temperatura exterior a partir da qual é efetuada a comutação, devendo essa temperatura ser inferior à temperatura de regulação do espaço a tratar, conforme a Figura 14.7. Neste caso, as Condições de Projeto para o arrefecimento, foram definidas como sendo 25 °C, 50 % HR, e a temperatura de *shutoff* foi 23 °C.

É uma estratégia de controlo barata e fiável, pois apenas necessita de uma sonda de temperatura exterior. Esta sonda não pode apanhar radiação solar direta, sob pena de dar uma informação totalmente errada sobre a temperatura do ar.

### Por entalpia do ar exterior, fixa. – HF

Nesta estratégia é previamente fixado um valor da entalpia do ar exterior para o qual será efetuada a comutação.

No exemplo da Figura 14.7, considerou-se um valor de 44 kJ/kg de ar, para a entalpia, ligeiramente abaixo da entalpia correspondente às Condições de Projeto, que tem o valor de  $\pm 51$  kJ/kg de ar.

Esta opção tem a desvantagem de necessitar da instalação de uma sonda de entalpia, composta por uma sonda de temperatura e outra de humidade relativa, sendo este tipo de sondas limitada nas gamas de leitura, necessitando de calibração periódica, por desregulação frequente.

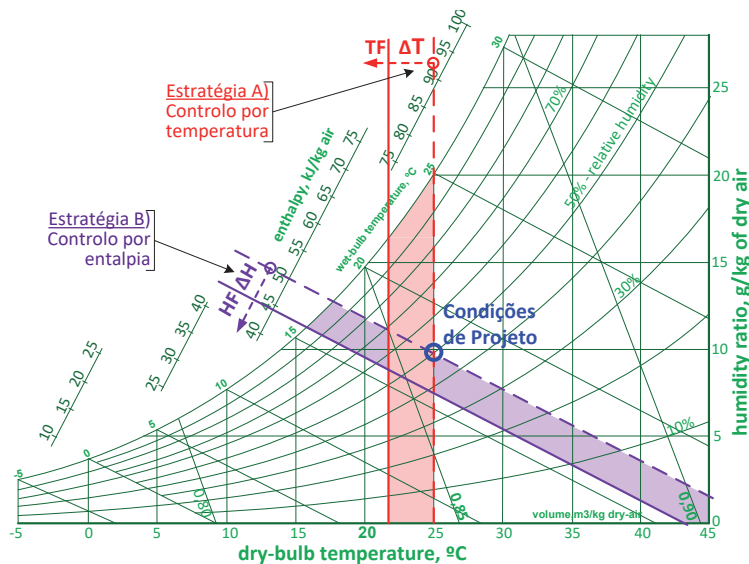


FIGURA 14.7.

Estratégias de reposição do caudal de ar novo mínimo:

**Opção A):** Por limite de temperatura fixa, TF, ou diferencial,  $\Delta T$ .

**Opção B):** Por limite de entalpia fixa, HF, ou diferencial  $\Delta H$ .



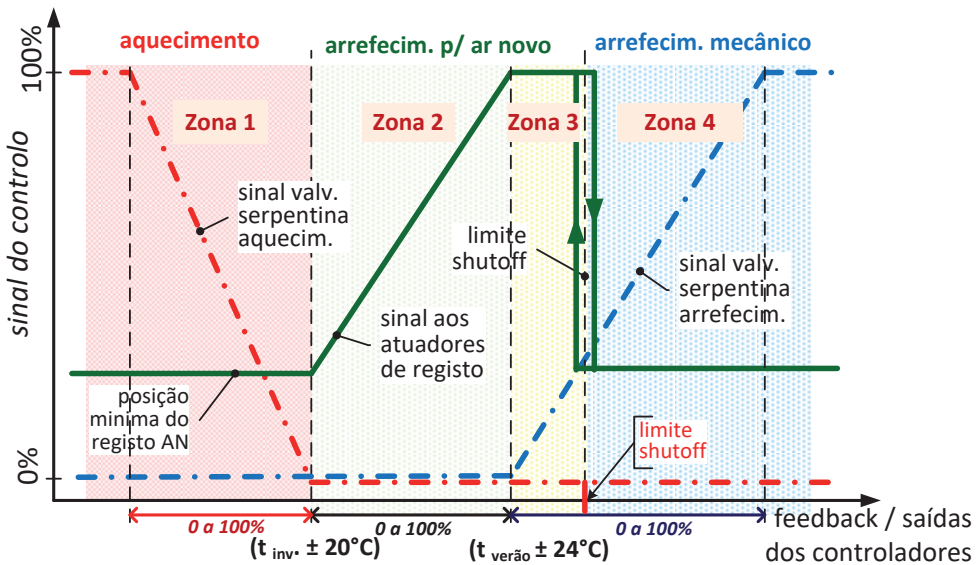


FIGURA 14.12.

Diagrama das fases e seqüências do controle, numa UTA com regime de free-cooling, para um sistema de VAC.

A Figura 14.12, representa a configuração do sinal de cada controlador, CT1 e CT2, [anéis de controle] e o *feedback* das saídas (*output*) dos controladores, sendo o valor de cada saída, determinado pela comparação entre o valor da temperatura ambiente e o *setpoint* de regulação.

A solução de controle, observada no sentido do aumento da carga interna do espaço, (da esquerda para a direita), será:

### Aquecimento, (Zona 1):

O anel de controle de aquecimento, do CT1, deverá ter uma regulação para o inverno,  $t_{inv.} = \pm 20\text{ °C}$  e não deixará a que a temperatura ambiente desça aquém deste valor, por abertura em rampa modulada da válvula da serpentina de água quente.

### Arrefecimento livre, (*free-cooling*), (Zona 2 e Zona 3):

Logo que a válvula de água quente feche totalmente, ou seja, quando o sinal de saída do controlador CT1 se tornar nulo (por um determinado tempo), fica disponibilizado eletronicamente o subcontrolador CT2, que possui uma (ou duas) saídas analógicas, para comando dos atuadores elétricos dos registros de caudal. Estes registros podem ser acoplados mecanicamente, ou de preferência cada um possuir um atuador de registro.

Entre as **vantagens**, da aplicação de registos de lâminas, destacam-se:

- Investimento inicial relativamente reduzido, embora exija condições adequadas de montagem para um bom funcionamento e exploração.
- Controlo simples, facilitando a intervenção das equipas de manutenção.

Como **desvantagens**, salientam-se:

- Sensibilidade ao “efeito de chaminé”, em edifícios elevados e quando localizados na parte mais alta.
- Podem conduzir a uma rejeição de caudal de ar elevado no inverno, se o controlo não for adequado e se o atuador e o registo não garantirem o fecho total das lâminas do mesmo.
- Só devem ser aplicados em instalações pequenas, com pressurizações reduzidas (até ~20 Pa).
- Inviabilizam o retorno do ar por rede de condutas, por não haver extração mecânica por ventilador.

### 15.4.1. Comando dos Registos de Rejeição

O comando e controlo de abertura destes registos pode ser feito por um controlador de pressão, identificado na Figura 15.5., como CP. Alternativamente poderá fazer-se a partir do SGTC.

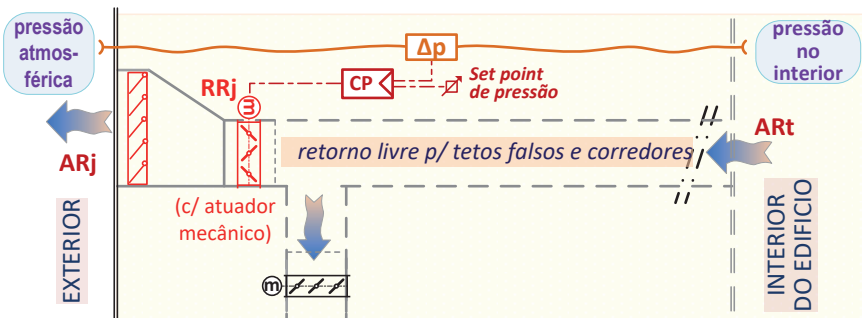


FIGURA 15.5.

Controlo de pressurização de um Edifício, com Registo de Rejeição.

O controlador de pressão, CP, comanda a abertura do registo, RRj, para manter a pressão diferencial previamente regulada pelo valor do *setpoint*.

Um controlador de pressão, CP, lê a diferença de pressões entre o seu interior e exterior, por meio de um transdutor de pressão, e recorre a um anel de controlo do tipo PID, para modular uma saída de tensão que comanda o atuador do registo, desde a posição de fecho até à posição de abertura total, de modo a manter a pressão selecionada como referência [*setpoint*], na gama dos 10 a 20 Pa.

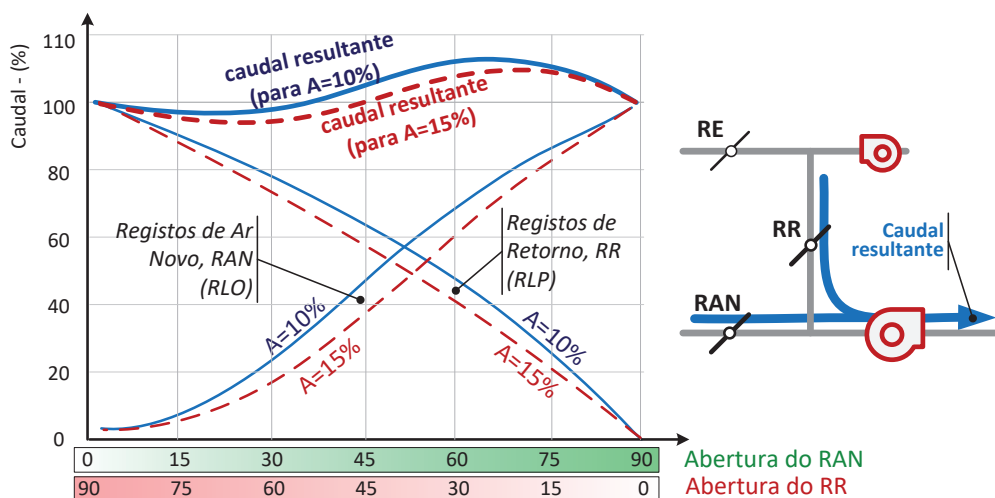


FIGURA 15.17.

Configuração do caudal resultante dos caudais individuais que atravessam os registos RAN e RR, quando estes variam inversamente de posição, um a abrir, outro a fechar, nas situação de modulação do free-cooling. Exemplo para dois valores de "autoridade" individuais dos registos.

A Figura 15.17, mostra como podem ser seleccionados os dois registos de modo a somarem um caudal próximo do constante. Seleccionou-se para o caudal de AN um RLO e para o caudal de retorno um RLP, para haver compensação das lombas das curvas dos respetivos registos.

Quando se seleccionam dois registos do mesmo tipo, nomeadamente do tipo RLO, para o Ar Novo e para o Retorno, a curva do caudal resultante, apresenta uma maior flutuação entre as posições extremas dos registos embora se apresente mais simétrica.

A aplicação de um RLP no retorno, é uma boa opção, sendo recomendada pela ASHRAE *Guideline 16*, para os três tipos de despressurização em sistemas com *economizer*, (Registo de Rejeição, Ventilador de Rejeição e Ventilador de Retorno), com velocidades de passagem quando abertos de 4 a 8 m/s para os dois primeiros e velocidades de 8 a 10 m/s para o terceiro.

Este registo de retorno, por estar instalado entre duas caixas (plenos) de mistura, ambas sujeitas a elevada pressão, (a de rejeição, a valores da ordem dos (+)75 Pa e a de mistura a valores da ordem dos (-)75 Pa), terá que ser seleccionado para uma perda de carga elevada, de modo a ter autoridade suficiente no circuito entre plenos, já que a perda de carga (de pressão) entre os dois plenos será de 150 Pa, absolutos.

Dada a importância de uma boa seleção dos registos de ar nas UTAs equipadas com facilidades de *economizer*, resumem-se as recomendações da *Guideline 16* da ASHRAE, sobre a seleção destes equipamentos:

## A UTA central – (parte da insuflação)

Na Figura 17.6, está representada uma UTA central, que servirá tipicamente uma rede de condutas de alta pressão com caixas terminais de VAV. Esta UTA possui só um ventilador de insuflação, VI, caixa de mistura de caudais de retorno e ar novo, e está preparada para poder funcionar em regime *economizer*, com registo independente para admissão de ar novo mínimo. Possui ainda sistema de filtragem de ar e baterias de água fria e quente com válvulas de duas vias.

A depressurização do edifício é feita por ventilador de rejeição, VRj, associado a registo de rejeição RRj, localizados, p. ex., no topo de uma courete e eventualmente em quantidade duplicada.

A simbologia usada é a do quadro seguinte:

<b>ΔP</b>	Sonda de pressão diferencial	<b>UVF</b>	Unidade de variação de frequência
<b>AR</b>	Atuador elétrico de registo	<b>VM</b>	Válvula modulante de caudal de água
<b>ST</b>	Sonda de temperatura, (ar ou água)	<b>RAN</b>	Registo de Ar Novo
<b>SText</b>	Sonda de temperatura exterior	<b>RAN min</b>	Registo de Ar Novo mínimo
<b>SH</b>	Sonda de humidade	<b>RRJ</b>	Registo de Rejeição
<b>(2)</b>	Número de cabos, (com um par)	<b>RR</b>	Registo de Retorno

A listagem de pontos é apresentada em tabela abaixo das Figuras seguintes:

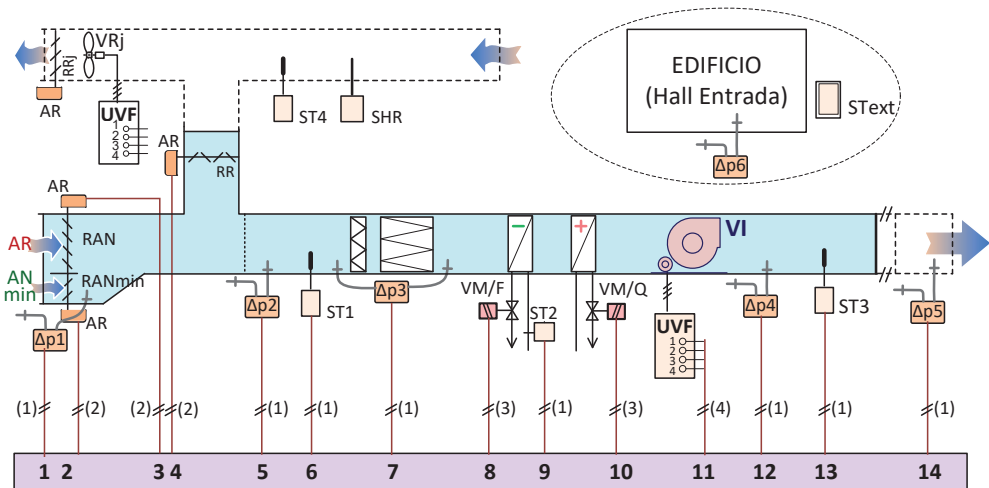


FIGURA 17.6.

Esquema tipo dos equipamentos de campo do SGTC numa UTA, com os respetivos cabos de ligação ao Controlador Local. Listagem de pontos associada. (considerada apenas o corpo de insuflação).

### 18.3.1. Classificação dos *chillers*, pelo tipo de arrefecimento

Podemos dividir os *chillers* em dois grandes grupos – *Chillers* com ciclo de compressão e *chillers* com ciclo de absorção – e subdividir estes quanto ao fluido de arrefecimento, em:

- ***Chillers* arrefecidos a ar**, que são construídos em bloco com todos os seus constituintes, compressor, condensador, evaporador, ventiladores de arrefecimento, tubagens e controlo. São pré constituídos e ensaiados, sendo como tal mais fáceis de instalar e de colocar em funcionamento. São fabricados em escalões de potência, que podem ir até aos 2.000 kW.
- ***Chillers* arrefecidos a água**, necessitam de uma ligação hidráulica externa para garantir o arrefecimento do condensador. São fabricados em gamas de potência, que pode ir até aos 15 000 kW, dependendo do fabricante. Os *chiller* arrefecidos a água, exigem um sistema adicional de arrefecimento, incorporando circulador de água, torre de arrefecimento e um sistema de controlo do conjunto, que os torna mais complexos e caros como tal digamos que menos utilizados.

Apresentam porém a vantagem de serem energeticamente bem mais mais eficientes e permitem maior flexibilidade na localização dos equipamentos principais, nomeadamente *chiller* e bombas associadas, que podem ficar protegidos da intempérie, ficando apenas a torre no exterior mais adotada para resistir à agressividade atmosférica.

Excluimos outros tipos de *chiller*, como os reversíveis em bomba de calor ou a quatro tubos, com recuperação de calor, de absorção, etc., por não estarem no âmbito do livro.

### 18.3.2. Classificação pelo tipo de compressor

Existem quatro tipos de compressores com que podem ser equipados os *chillers* e que lhes proporcionam diferentes constituições, gamas de potência de fabrico, preferência de aplicação e custo inicial. As vantagens e desvantagens de cada tipo e as gamas de fabricação disponíveis são variáveis entre fabricantes, mas podem enquadrar-se nas características médias abaixo descritas:

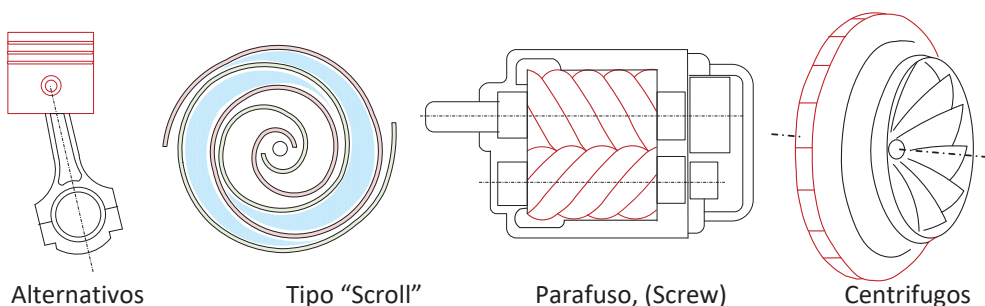


FIGURA 18.2.

Esquemas de princípio de conceção e funcionamento dos tipos de compressores que podem equipar os *chillers*.

Os fabricantes de determinados tipos de *chillers*, admitem uma variação do caudal no evaporador que pode ir até os 60%, para unidades com potência mais elevada (acima dos 500 kW), fazendo recurso a permutadores mais eficientes constituídos com maior número de passagens, onde a velocidade da água pode descer até aos 0,6 m/s, muito inferior aos valores antigos da ordem dos 3,5 m/s, sendo que a decisão final tem que ser sempre confirmada pelo fabricante.

### 18.7.3. Reposição das temperaturas de produção de água fria dos *chillers*

Uma outra maneira de otimizar automaticamente o consumo da instalação é adaptar a temperatura de produção de água fria dos *chillers* em função da temperatura exterior.

Este processo beneficia essencialmente o consumo dos compressores dos *chillers*, uma vez que podem trabalhar com um diferencial de pressão menor no ciclo frigorífico, pois o valor deste no processo de evaporação será também menor.

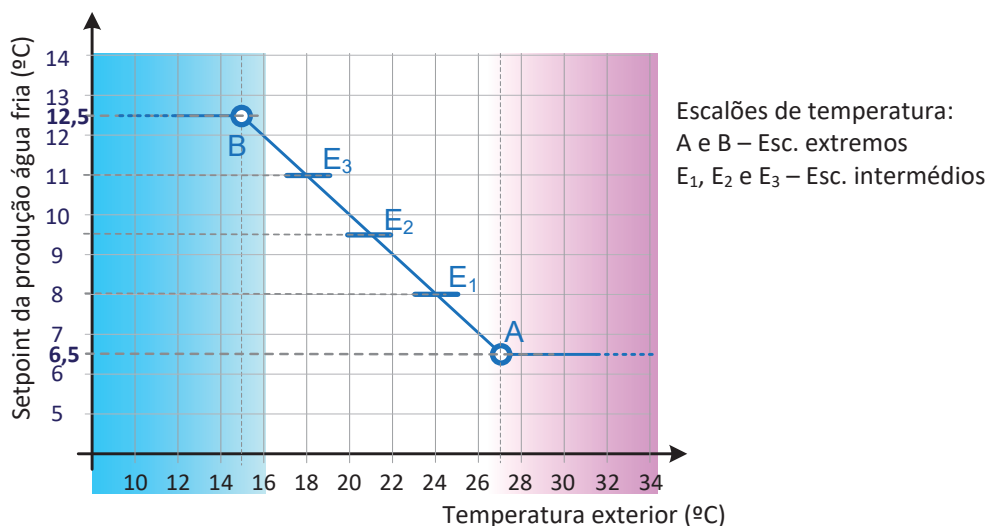


FIGURA 18.7.

Diagrama correspondente ao ajuste do setpoint da temperatura de produção de água fria de um *chiller*, em função da temperatura exterior, para melhoria da sua eficiência.

O *Standard 90.1* da ASHRAE, faz uma recomendação para este método, que se pode traduzir no gráfico da Figura 18.7, admitindo que o *chiller* tem facilidades para receber esta informação, facilmente suportada por um algoritmo a residir no Sistema de Gestão Técnica.

O setpoint do *chiller* será então fixo e da ordem dos 6,5 °C, para temperaturas do ar exterior acima dos 27 °C (ponto A). Para temperaturas exteriores abaixo dos 16 °C o setpoint será também fixo e da ordem dos 12,5 °C, (ponto B). Entre estes dois pontos, o setpoint é ajustado em rampa contínua ou em rampa com vários escalões intermédios descontínuos.

## 19.5.2. Variação de caudal nas bombas

Representa o tipo de atuação mais frequente nos sistemas VVW, como resposta à variação constante da carga térmica desde o valor máximo (condições de projeto) até aos valores mais reduzidos correspondentes à carga mínima.

Por variação de caudal, entende-se que se trata da alteração do caudal de um circuito por via da modulação da velocidade da bomba instalada nesse circuito. Esta variação de velocidade é feita por recurso a um variador de frequência elétrica de alimentação da bomba, que pode atingir valores da ordem dos 30%, da velocidade inicial, (com perda de rendimento).

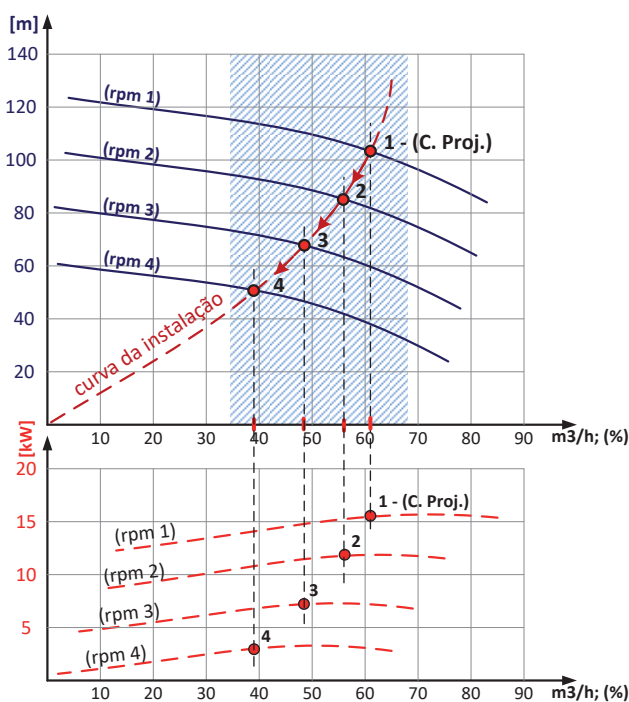


FIGURA 19.11.

Variação de caudal, por alteração da velocidade de rotação da bomba, desde o valor inicial, (rpm 1), até ao valor final, (rpm 4). As características da instalação mantêm-se, representadas pela Curva Característica da Instalação.

Mantendo-se a mesma instalação, ou seja, não havendo modificação no circuito hidráulico, por fecho ou abertura de válvulas, a Curva da Instalação mantém-se e os novos pontos de funcionamento obedecem às leis da afinidade.

Nas UTAs dos sistemas VAV, isso é particularmente significativo, pois que com a redução da carga térmica vai haver também redução do caudal de ar nas serpentinas, da ordem dos 30%, o que é acompanhado pela diminuição do caudal de água.

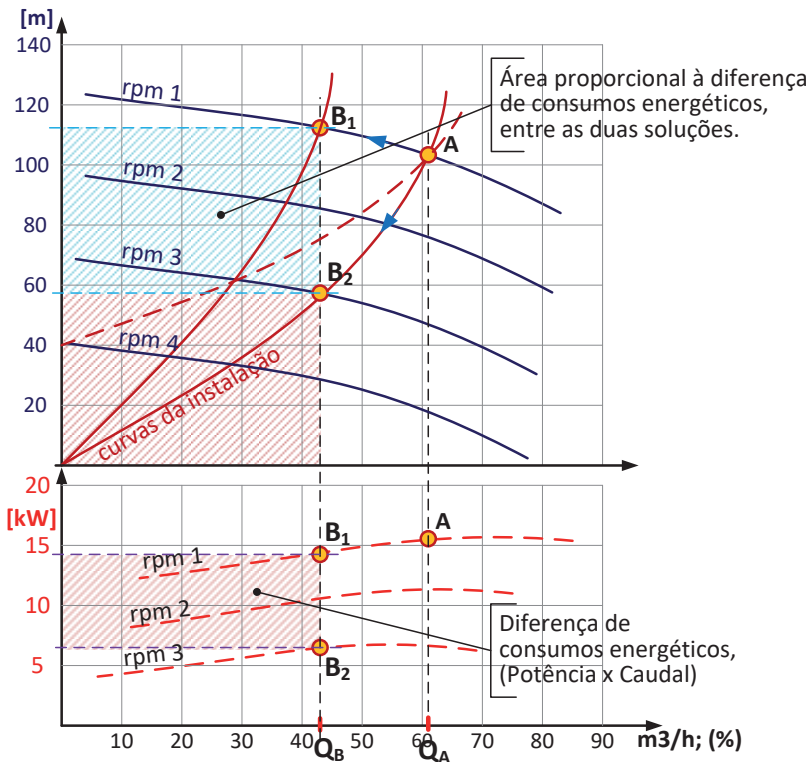


FIGURA 19.12.

Processo de redução de caudal a partir do valor A, para o valor B, com duas soluções possíveis:

Ponto B<sub>1</sub> – atuação em válvulas da Instalação.

Ponto B<sub>2</sub> – redução da velocidade da bomba.

O leitor pode perguntar: porque não regular inicialmente a instalação pelo processo modificação da velocidade da bomba? A resposta será: sim, pode fazê-lo, se não houver outros constrangimentos. Por exemplo:

- Vários circuitos paralelos com necessidades de alteração de caudal diferentes;
- Necessidades de regulação amplas, que saturem a disponibilidade da UVF, para regulação de velocidades mais baixas, como são frequentes nos sistemas VAV;
- Outras condicionantes. Por exemplo, na Figura 19.12., reparar que se a Curva da Instalação tivesse uma componente em altura estática de 40 m, (curva a traço interrompido), não se poderia baixar a velocidade abaixo de rpm 4.

De resto a solução preferencial será sempre o recurso à variação de velocidade, presumindo que partimos de uma situação inicial da instalação, na qual seja possível alinhar razoavelmente três condições:

condições nominais – carga máxima de instalação – disponibilidade de 100 % da(s) UVF(s).



Com base nas velocidades médias calculadas e expressas na linha inferior da tabela, extrapolou-se para tubagens de menor diâmetro, realçando-se que a diferença de custos comerciais destas em relação às tubagens de maior diâmetro, traduzirá algum condicionamento nesta extrapolação, significando assim alguma limitação na comparação.

TABELA 19.3.

Extrapolação dos valores da tabela da ASHRAE, para tubagens de menor diâmetro e velocidades de escoamento da mesma ordem de grandeza.

FUNCIONAM. (hr/ano)	<= 2,000 HR/ANO		> 2,000 E <= 4,400		> 4,400 E <= 8,760	
DN da tubagem (mm)	Caudal e Velocidade Variáveis	Outras situações	Caudal e Velocidade Variáveis	Outras situações	Caudal e Velocidade Variáveis	Outras situações
	(l/s)	(l/s)	(l/s)	(l/s)	(l/s)	(l/s)
25	1,4		1,0		0,8	
32	2,3		1,7		1,4	
40	3,5		2,7		2,2	
50	5,5		4,2		3,4	

### As válvulas de manobra e acessórios da instalação

A perda de carga em válvulas e acessórios, designadas por perdas de carga dinâmicas, são calculadas pela fórmula abaixo. Não se justificando normalmente um cálculo muito apurado, pode o mesmo ser estimado por agrupamento de tipo de válvula e acessórios.

$$H_L = \zeta \cdot \frac{1}{2g} \cdot v^2$$

com:

$H_L$  – perda de carga localizada, (m), (altura de elevação)

$\zeta$  – coeficiente de perda de carga, (adimensional)

$v$  – velocidade do escoamento, (m/s<sup>2</sup>), igual ao da tubagem de ligação.

$g$  – aceleração da gravidade, (9,81 m/s<sup>2</sup>)

O valor do coeficiente  $\zeta$ , para cada tipo de válvula podem ser encontrados com detalhe, em tabelas de válvulas e transformações, nomeadamente no Manual Carrier ou no documento “*Selecting Centrifugal Pumps – KSB*”, numa tabela de fácil seleção e bem organizada, disponível na Internet.

Transformações suaves em vez de transições a 90°, são sempre de preferir e reduzem quase para metade a perda de carga localizada. São situações vulgarizadas, por questões de tradição e menor esforço que vale a pena tentar alterar, como caso da Figura 19.22..

Embora a constituição dependa do Fabricante, o princípio de funcionamento passa pela existência de um mecanismo que inclui um diafragma flexível e uma mola associada, que são impulsionados para cima ou para baixo pela pressão da água à entrada da válvula, P1 e pela pressão à saída P3, com uma atuação que contraria o efeito primário da pressão diferencial do circuito.

O diafragma e mola, empurram ou aliviam a pressão de um “obturador” sobre a “sede”, mantendo-se uma pressão diferencial constante entre P2 e P3, porque quando a pressão P1 aumenta em relação a P3, o diafragma atua no sentido da aproximação do obturador à sede, diminuindo a pressão diferencial entre P1 e P3 e inversamente.

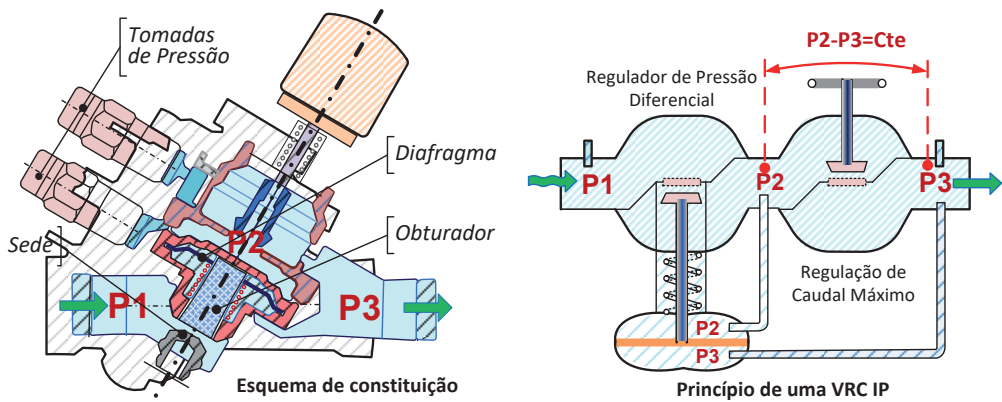


FIGURA 20.4.

Válvulas de regulação do tipo Independente da Pressão. Esquemas de princípio de funcionamento e de constituição, de acordo com o modelo de um fabricante.

Veremos no próximo capítulo, as “Válvulas de Controlo Independentes da Pressão”, que assentam também neste princípio de funcionamento.

### As válvula de seccionamento, VS's

São simples válvulas de manobra, para permitirem isolar o circuito derivado, com vista à intervenção nos equipamentos desse circuito, sendo que no caso da Figura 20.3, não se instalou outra válvula de seccionamento, porque a VRC pode também funcionar para efeitos de seccionamento.

As VS's podem ser do tipo cunha, macho esférico ou borboleta, sendo que a atuação manual muito rápida destas últimas, em grandes instalações pode provocar uma onda de pressão interna na tubagem, semelhante ao golpe de aríete.

Apresentam-se valores típicos para o Kvs de válvulas de controlo de duas vias de um determinado Fabricante.

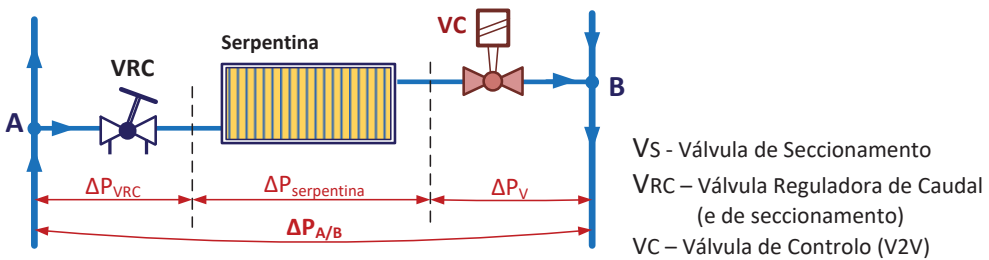
**TABELA 20.1.**

Valores típicos do Coeficiente de Caudal, “Kvs”, para válvulas de duas vias, fornecidos por Fabricante conhecido.

	DN 15	DN 20	DN 25	DN 32	DN 40	DN 50	DN 65	DN 80	DN 100
Kvs	6.3	8.6	10.0	16.0	25.0	36.0	63.0	100.0	160.0
	4	6,3	6.3	10.0	16.0	25.0	36.0	63.0	100.0
	2.5	4,0	4.0	6.3	10.0	16.0	25.0	36.0	63.0
	1.6	1.6	2.5	4.0	6.3	10.0	16.0	25.0	36.0

### Alternativa de calculo do Kvs

Apresentação da matéria de acordo com a Figura 20.19.



**FIGURA 20.19.**

Figura equivalente à Figura 20.17, simplificada e com identificação das perdas de carga individuais e total no circuito.

Poderíamos ter selecionado o Kvs de outro modo mais simples, se tivéssemos em conta que a autoridade  $A_v$  da válvula, não deve ser inferior a pelo menos 0,5 e calcularmos os restantes parâmetros com base nesta imposição.

Considerando a definição da autoridade da válvula,  $A_v$ , e a Figura 20.19. (que é a Figura 20.17., simplificada);

$$A_v = \frac{\Delta P_{\text{válvula totalmente aberta}}}{\Delta P_{\text{válvula fechada}}} \text{ ou } \frac{\Delta P_{v100}}{\Delta P_{v0}}$$

e que se pretende uma  $A_v$  não inferior a 0,5, deverá ser com base na expressão anterior,  $\Delta P_{v100} = \Delta P_{v0} \times 0,5$  e porque, com a válvula VC fechada a pressão perda de carga do circuito A/B, cai todo sobre a válvula, será  $\Delta P_{v100} = (\Delta P_{A/B})/2$ .

Na situação da VC aberta para o caudal máximo, será:

- 1)  $\Delta P_{A/B} = \Delta P_{v100} + \Delta P_{\text{serpentina}} + \Delta P_{\text{vrc}} + \Delta P_{\text{[restantes válvulas e circuito]}}$ , ou
- 2)  $\Delta P_{A/B} \cong \Delta P_{v100} + \Delta P_{\text{serpentina}} + \Delta P_{\text{vrc}}$ , desprezando a 4.ª parcela do 2.º termo

As características das VCIP de atuação mecânica, à semelhança das VRCIP (Cap. 20.2.), embora dependentes da marca, baseiam-se na existência de um diafragma com uma mola associada, localizados numa espécie de antecâmara da válvula e expostos às pressões hidráulicas  $P_1$  à entrada e  $P_3$  à saída daquela.

Em função da diferença entre as pressões  $P_1$  e  $P_3$ , o mecanismo desloca-se segundo um eixo e influencia a pressão  $P_2$  de uma segunda câmara.  $P_2$  vai assim variar de modo inversamente proporcional ao da diferença de pressões  $P_1$ - $P_3$ , permitindo que a esfera de regulação fique como que imersa num ambiente de pressão diferencial constante, que estabiliza o caudal que passa pelo canal da mesma esfera, deixando assim de depender da diferença direta entre as pressões externas  $P_1$  e  $P_3$ .

### Válvulas de controlo IP, por atuação eletrónica

Estas válvulas são mais sofisticadas e como tal mais onerosas, mas também apresentam outras funcionalidades. Uma válvula representativa destas características é a *Energy Valve* de um conhecido fabricante, constituída conforme Figura 20.21, por dois módulos associadas: um tubo de medição de caudal e uma válvula de controlo caracterizada.

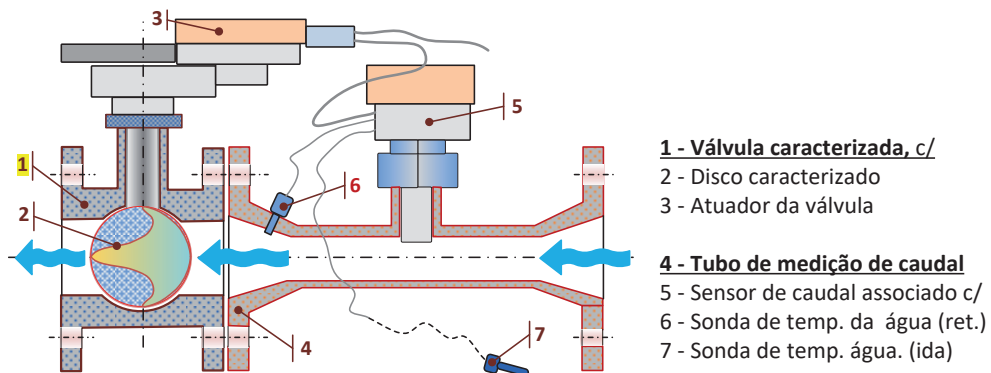


FIGURA 20.21.

Princípio das VC IP, com atuação eletrónica.

As possíveis alterações de caudal, resultantes da flutuação da pressão, são corrigidas pela atuação da válvula, após feedback da variação daquele caudal no tubo de medição.

(Fonte: Belimo)

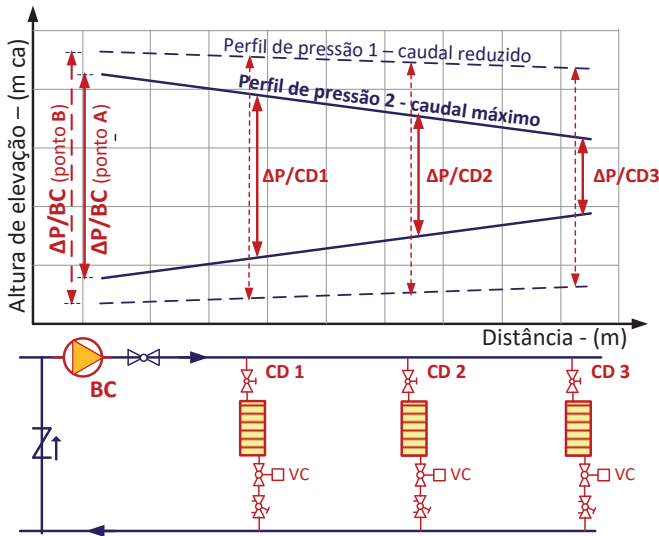
Parte da cota desta curva é representada pela perda de carga correspondente às válvulas de controlo, tendo-se considerada a curva desdobrada na componente das válvulas de controlo e as restantes perdas de carga da instalação.

Quando a carga térmica começa a reduzir-se e o caudal de água fria se reduz de modo correspondente, a curva da instalação aumenta de inclinação e o ponto de funcionamento vai passar de A para B, a que corresponde então um menor caudal mas um aumento da pressão. Qualquer válvula de controlo que esteja nos circuitos derivados passam a estar sujeita a uma maior pressão, pois foi devido ao seu fecho que o caudal de água foi sucessivamente diminuindo.

Por definição da “autoridade” da válvula, esta vai diminuir, pelo aumento do valor do denominador da equação de definição de “autoridade”, pois se recorda que:

$$A = \frac{\Delta P_{\text{válvula toda aberta}}}{\sum (\Delta P_{\text{componentes do circuito associado}})}$$

Vejamos o que se passa num diagrama pressão/distância, com o circuito mais distante e provavelmente o que representa a maior perda de carga da instalação, identificado pelo Circuito Derivado 3, CD3, na Figura 21.2.



**CDs** – circuitos derivados na distribuição secundária.

**ΔP/BC** – Altura manométrica da bomba de circulação, para os pontos de funcionamento “A” e “B”.

**ΔP/CD** – pressão diferencial nos Circuitos Derivados

**FIGURA 21.2.**

*Modificação dos perfis de pressão dos circuitos principais, em resultado da diminuição de caudal no circuito mais distante, (maior perda de carga), CD3, pelo fecho da respetiva válvula de controlo, afetando as pressões diferenciais nos restantes circuitos e a autoridade das respetivas válvulas de controlo.*

Em resposta à menor carga da serpentina, a válvula vai passando de toda aberta e perda de carga reduzida,  $\Delta p / CD3$ , para válvula fechada e caudal nulo, (ou quase), suportando uma pressão cada vez maior, (representado a traço interrompido). Com o caudal reduzido, a perda de carga na tubagem é cada vez menor pelo que o perfil da

## Sistema de “bombas multiplicadas” em instalações de CPV.

O esquema correspondente é o da Figura 22.7., semelhante ao da Figura 22.6., mas com a diferença de que não existem bombas secundárias, pois trata-se de um sistema de caudal primário variável, onde todo o circuito hidráulico é assegurado por bombas primárias, mas de caudal variável.

Sendo os *chillers* de caudal variável é possível otimizar a produção com o consumo para cargas reduzidas, para as quais os *chillers* podem oferecer uma boa eficiência. Não esquecer que se os *chillers* forem de caudal constante o seu rendimento máximo verifica-se para o seu caudal máximo, (caudal nominal do *chiller*), ao passo que os *chillers* de caudal variável apresentam a eficiência máxima para um caudal reduzido da ordem dos 30/40 % do valor máximo.

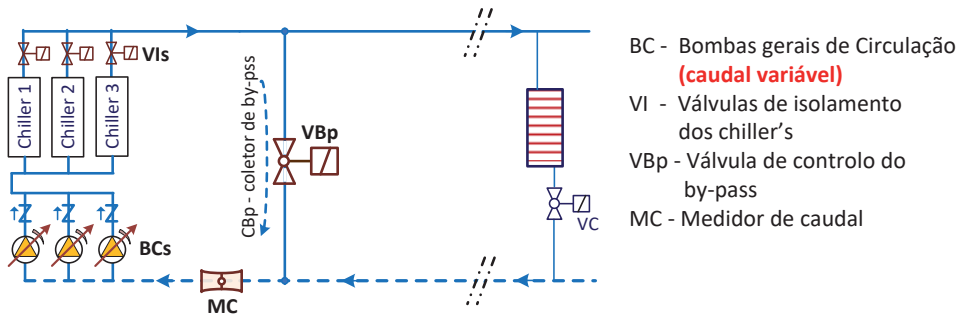


FIGURA 22.7.

Sistema de CPV, com Bombas gerais de Circulação, em sistema multiplicado.

Pode representar uma opção energética eficiente, mas tem um controlo de gestão complexo.

Com esta configuração, são possíveis situações em que o número de *chillers* não é igual ao número de bombas a funcionar. Assim é possível que:

- Duas bombas trabalhem com um só *chiller*, de modo a aumentar a capacidade debitada pelo *chiller* e resolver temporariamente um problema de baixo  $\Delta T$ , dispensando o arranque de um *segundo chiller*;
- Três bombas trabalhem com dois *chillers* permitindo a utilização de um elevado  $\Delta T$  e um baixo caudal, (por controlo da VBp), para uma melhor eficiência na parte da distribuição.

Por estes itens acima, se antevê as vantagens de eficiência energética de um sistema Caudal Primário Variável, mas também a complexidade no seu controlo e exploração.

Nestas condições a entrada em carga de um novo *chiller* pode ser retardada uma vez que há disponibilidade extra na unidade operacional e o eventual arranque de outra unidade deve fazer-se com base na leitura das sondas de temperatura, ST/ida e ST/retorno e no medidor de caudal, MC, que vão permitir calcular a todo o momento a carga absorvida na distribuição (caudal  $\times$   $\Delta T$ ).

A opção do número de *chillers* a disponibilizar, tem ainda a ver com o tipo de compressores de cada um, do tipo velocidade constante ou velocidade variável, em face da diferente eficiência de cada um perante a carga. Sendo todos do mesmo tipo, e isso é uma opção recomendável, a regra será:

- Nos *chillers* de caudal constante, a maior eficiência da produção, é estabelecida com a colocação em funcionamento, do menor número de *chillers*, cada um a trabalhar à maior carga possível, a que corresponde a melhor eficiência.
- Nos *chillers* de caudal variável, a maior eficiência da produção, é estabelecida com a distribuição da carga total da instalação, por vários *chillers*, de modo a que cada um possa trabalhar com a sua melhor eficiência para a carga parcial, ( Ver Fig.22.21).

## 22.7. Controlo das pressões no anel hidráulico – Sistemas CPV

Relacionado com o escalonamento dos *chillers*, está também o controlo das pressões no anel hidráulico, havendo duas pressões diferenciais que é necessário controlar:

- 1) A pressão diferencial de fim de linha, PDFL

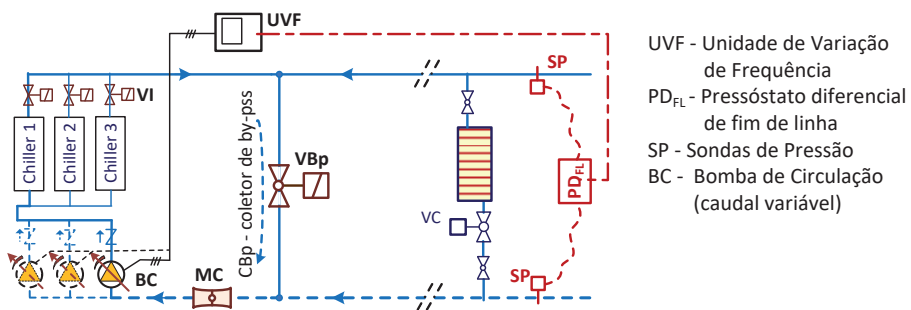


FIGURA 22.16.

Controlo da pressão diferencial de fim de linha, PDFL, um sistema do tipo CPV.

A pressão diferencial no extremo da rede é mantida, com base na modelação da velocidade da bomba (ou bombas), de circulação do sistema, BC.

Esta pressão do extremo do circuito hidráulico normalmente designada de pressão de “fim de linha”, é lida pelo pressóstato diferencial PDFL, associado a duas sondas hidráulicas, SP, cf/ Figura 22.16, e constitui a garantia de que existe pressão suficiente para o circuito derivado mais distante funcionar.

### 22.9.3 Mitigação da degradação do $\Delta T$ .

O problema da diminuição do  $\Delta T$  atenua-se quer corrigindo, na medida do possível, as deficiências que estão na sua origem, (seis situações descritas no Capítulo 22.9.1.), quer, implementando medidas compensatórias, que a seguir se descrevem.

#### Nos sistemas clássicos de CPC/CSV

Os dois problemas referidos em 2) e 3) da alínea anterior, podem ser mitigados pela configuração do coletor de desacoplamento comum ao primário e secundário, com uma válvula unidirecional, conforme já explicado no capítulo 22.5.1, que evita que o sobre caudal do secundário faça retorno direto pelo coletor, misturando-se com o caudal arrefecido no nó "A", aumentando a temperatura de entrega nas serpentinas. Assim o caudal vai ser obrigado a passar pelo(s) *chiller(s)*, que normalmente suportam agravamentos da ordem dos 130%, de modo a retirar dele uma capacidade acrescida (caudal  $\times \Delta T$ ), com uma eficiência melhorada.

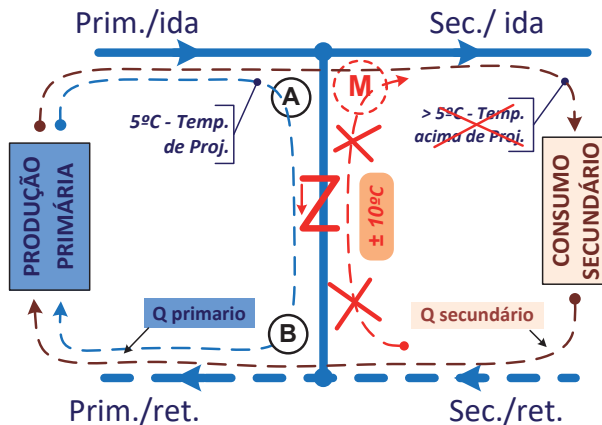


FIGURA 22.25.

Instalação de uma válvula de retenção no coletor, para evitar que o caudal de retorno não arrefecido, se vá misturar com o caudal de ida, em M, com aumento da temperatura deste e conseqüente agravamento da degradação do  $\Delta T$ .

Esta é uma solução possível, quer para sistemas com bombas primárias individualizados por cada *chiller*, quer para sistemas com bombas instaladas em corpo único multiplicado, com *chillers* geralmente do tipo de velocidade fixa.

#### Nos sistemas de CPV

Nos sistemas de caudal primário variável, CPV, onde normalmente são utilizados *chillers* de velocidade variável os quais apresentam melhores eficiências a carga reduzida, a solução do problema é a de acomodar em funcionamento o menor número de *chillers* em função da sua eficiência.



## Carga térmica a 33%

Na Figura 23.10., a carga diminuiu dos 66% anteriores e vai ficar num valor de 33%.

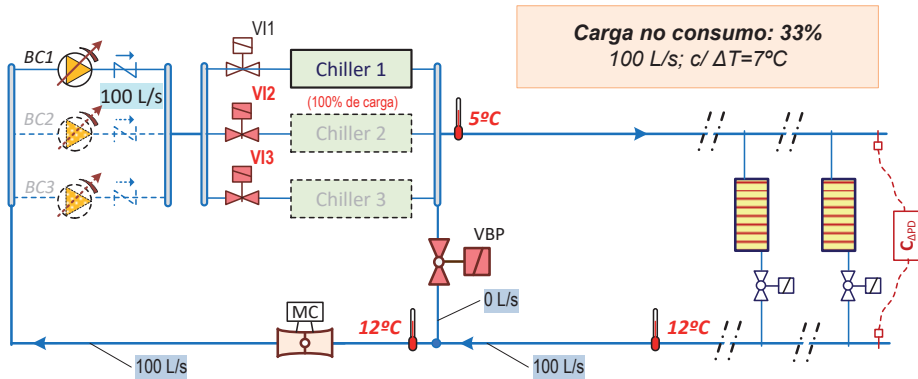


FIGURA 23.10.

Instalação e condições semelhantes às da figura anterior, porém com a carga reduzida para 33%. Foi “isolado” mais um chiller e colocada fora de serviço, mais uma bomba, a BC2.

É possível agora, isolar mais um *chiller*, (n.º 2) e parar mais uma bomba, (n.º 2). O *chiller* ativo suporta isolado a carga total dos consumidores.

Continua a não haver circulação na válvula de *bypass*, pois toda a capacidade térmica da água é absorvida no consumo.

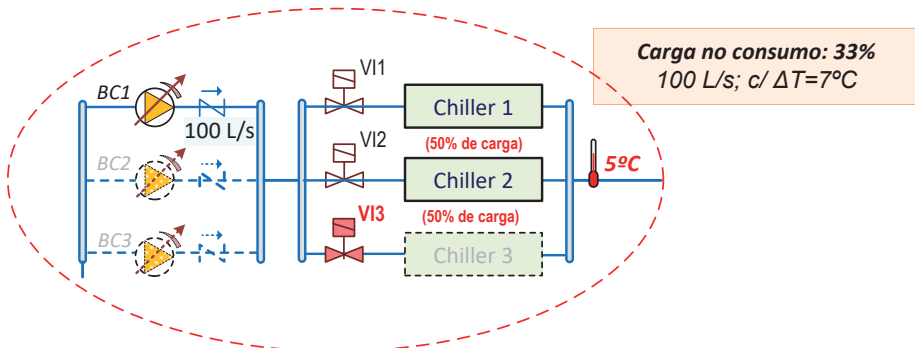


FIGURA 23.11.

Opção alternativa à configuração da instalação da Figura 23.10, mas com maior número de chillers em funcionamento a carga reduzida, 50%, mas com eficiência parcial superior.

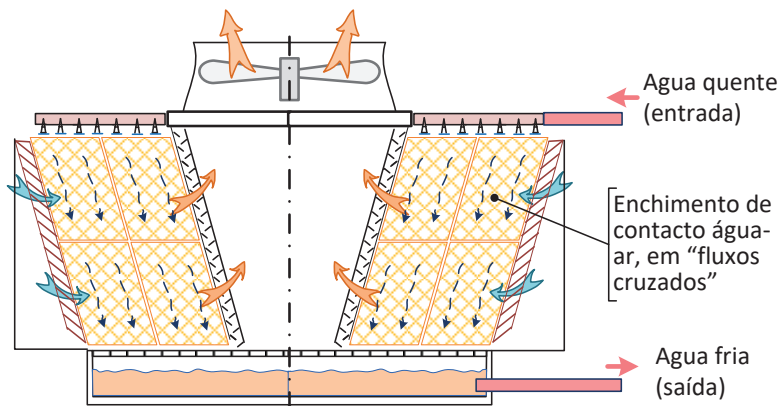


FIGURA 24.3.

Aspetto de uma torre modular, para capacidades elevadas, com ventilador auxiliar axial, em montagem do tipo "ar induzido". Os fluxos de ar e água são designados como do tipo "cruzados".

O tipo de torre representada na Figura 24.3, é a de uso mais vulgarizado com capacidades até valores 1000 TR, ( $\pm 3.500$  kW) nominais, podendo ser instaladas em módulos (ou células) paralelas, para potências maiores.

## 24.2. Parâmetros característicos das torres de arrefecimento

As torres de arrefecimento são caracterizadas pelos parâmetros seguintes.

### 1) Diferencial de temperatura da água

É a diferença de temperatura da água, entre a entrada e a saída, da torre. O valor desta grandeza é uma opção do projetista e tem a ver com a correspondente saída e entrada do mesmo caudal da água no condensador do *chiller* associado à torre, (ou *chillers* e torres).

Estas temperaturas rondam normalmente os 35 °C na entrada na torre e 29,5 °C na saída, correspondendo-lhe um diferencial de 5,5 °C. Estudaremos a otimização destas temperaturas mais à frente.

### 2) "Aproximação" (à temperatura do ar de entrada)

Na literatura técnica da especialidade é designada por *approach*.

Como o nome sugere, é a diferença entre a temperatura da saída da água e a temperatura húmida da entrada do ar, conforme Figura 24.4. Caracteriza teoricamente a temperatura mais baixa a que a água pode sair e condiciona fisicamente a torre, por-

- Podem ser utilizados em agrupamentos de UTAs, nomeadamente em edifícios de elevada altura, com uma UTA por piso;
- Representam normalmente um investimento inicial menos oneroso do que o dos economizadores do lado do ar.

### 24.8.2. Princípio de funcionamento

Na Figura 24.15, está representado um esquema de tubagem de um “economizador integrado”, assim designado porque permite o funcionamento simultâneo com o(s) *chiller(s)*, garantindo um primeiro arrefecimento da água no secundário do permutador de calor, antes da passagem da água das serpentinas das UTAs, pelo evaporador do *chiller*, se tal for necessário e possível.

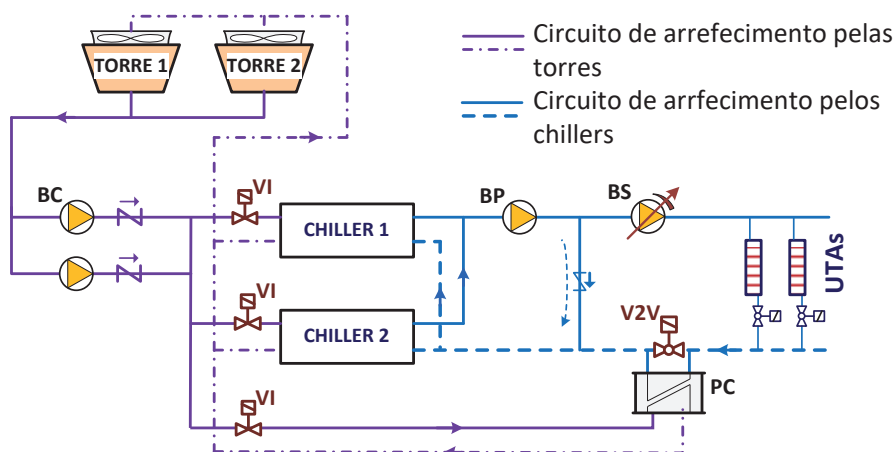


FIGURA 24.15.

Sistema economizador do lado da água, do “tipo integrado”, num sistema primário/secundário, permitindo o funcionamento em sequência e se necessário, do free cooling das torres e do arrefecimento mecânico dos chillers. O permutador PC, pode ser, p. ex. do tipo placas paralelas.

No diagrama, a tubagem do lado da água fria tem uma distribuição CPC/CSV, [caudal primário constante / caudal secundário variável], mas poderia ser do tipo caudal único variável e, nesse caso, com a localização do permutador no circuito primário.

Os *chillers* e as torres de arrefecimento são organizados e dimensionados como se o permutador não existisse, sendo aplicada uma válvula de isolamento VI, no circuito deste, para permitir a sua ativação e desativação de modo algo semelhante ao do escalonamento dos *chillers*, segundo o princípio de base de que, nas épocas quentes, são ativados os *chillers* e desativado o economizador, e nas épocas fria será ativado o economizador e desativados os *chillers*, ficando um em *standby* para arrefecer a água até ao *setpoint* pretendido, se o economizador só por si não o conseguir.

# ÍNDICE GERAL DE MATÉRIAS

Prefácio	V
Agradecimento à EFRIARC	VII
Nota da EFRIARC	IX
A organização base do livro	XI
Linhas de orientação dos assuntos do livro	XIII
Sumário de matérias	XV

## PARTE A | O Volume de Ar Variável

### (Equipamentos e sistemas do lado do AR) 17

<b>1. INTRODUÇÃO – Os sistemas de Volume de Ar Variável</b>	<b>19</b>
1.1. Breves considerações sobre os sistemas de caudal variável	19
1.2. Alguma história sobre os sistemas de caudal variável	20
1.3. Princípio dos sistemas de climatização por VAV	20
1.4. Características dos sistemas VAV – (vantagens e desvantagens)	22
1.5. Deslocação da carga e adaptação da capacidade térmica	23
1.6. Tipos de sistemas VAV – características principais	24
1.7. Os sistemas de VAV, de alta performance	28
1.8. Dimensão, classificação e aplicação dos sistemas	31
1.8.1. Dimensão e classificação	31
1.8.2. Aplicação dos Sistemas VAV	31
1.9. Conceitos de base, recorrentes no livro	32
<b>2. O EQUIPAMENTO CENTRAL – UTA central</b>	<b>33</b>
2.1. A organização da Unidade de Tratamento de Ar Central	33
2.1.1. Configuração de montagem.	33
2.1.2. Algumas recomendações de montagem	37
2.2. Serpentina de arrefecimento	38
2.3. Serpentina de aquecimento	44
2.4. Os registos de caudal	45
2.5. Secção de filtragem	48
2.5.1. A seleção e classificação do sistema de filtragem	51
2.6. Os recuperadores de energia	53
2.6.1. Eficiência e consumo energético do permutador	54
2.6.2. Exemplo prático – (calcula da eficiência)	56
<b>3. O VENTILADOR CENTRAL – Insuflação da UTA central</b>	<b>59</b>
3.1. Genérico	59
3.2. O ventilador central. Tipologia e teoria associada	59
3.3. Ponto de Funcionamento e Curvas Características do Ventilador	63
3.3.1. Curvas Características do Ventilador, CCV	63
3.3.2. Curvas Características da Instalação, CCI	64

3.3.3.	Ponto de Funcionamento da instalação, PF	66
3.3.4.	Alteração da velocidade de um ventilador	67
3.3.5.	Leis da afinidade dos ventiladores	68
3.4.	Comparação de Curvas de Características dos Ventiladores	69
3.5.	Os motores elétricos de Comutação Eletrónica – (Motores EC)	71
3.5.1.	Princípio de funcionamento de um Motor ED	71
3.5.2.	Características gerais dos motores EC	73
3.5.3.	Facilidades de aplicação a equipamentos de AVAC	75
<b>4.</b>	<b>CAIXAS TERMINAIS VAV – Tipos e seleção</b>	<b>79</b>
4.1.	Genérico	79
4.2.	Características construtivas gerais	79
4.3.	Tipo de funcionalidade das caixas VAV	81
4.3.1.	Caixas VAV, só para arrefecimento	82
4.3.2.	Caixas VAV, com reaquecimento	83
4.3.3.	Caixas com reaquecim. e dois valores de caudal máximo, [* SAP/VAV]	84
4.3.4.	Caixas assistida, com ventilador em paralelo	86
4.3.5.	Caixas assistida, com ventilador em série	88
4.3.6.	Caixas para sistemas de dupla conduta	88
4.3.7.	Caixas dependentes ou independentes da pressão	89
4.4.	Seleção das caixas terminais VAV	90
4.4.1.	Caudal máximo e caudal mínimo das caixas	90
4.4.2.	Níveis de ruído, radiado e emitido	91
4.4.3.	Pressão estática de trabalho	92
4.4.4.	Opção entre caixas assistidas com ventilador em série vs paralelo	94
4.5.	Sistemas de Controlo das Caixas VAV	95
4.5.1.	Sistema de leitura do caudal de ar nas caixas	95
4.5.2.	Controlo nas caixas “dependentes” e “independentes” da pressão”	97
4.5.3.	Controlo das caixas VAV, com reaquecimento	99
4.5.4.	Controlo das caixas tipo, <i>dual maximum</i> , [* SAP/VAV]	100
<b>5.</b>	<b>REDE DE CONDUTAS – Conceção e dimensionamento</b>	<b>101</b>
5.1.	Genérico	101
5.2.	Conceção geral das redes de condutas	101
5.2.1.	Redes de insuflação	103
5.2.2.	Execução da rede de condutas na alta pressão	104
5.3.	Execução da rede de condutas na baixa pressão	108
5.4.	O retorno de ar – Conceções e base de dimensionamento.	109
5.4.1.	Aspiração livre por tetos falsos e coretes.	110
5.5.	ANEXO – Métodos de dimensionamento de condutas	112
5.5.1.	Classificação das redes de condutas	112
5.5.2.	Método de dimensionamento por “Igual Perda de Carga”	113
5.5.3.	Dimensionamento pelo método da “Recuperação da Pressão Estática”	114
5.5.4.	Princípio do método de “Redução da Perda de Carga”	116

<b>6.</b>	<b>PERFIL DAS PRESSÕES NUM ESCOAMENTO</b>	<b>119</b>
6.1.	Conceitos gerais das pressões estática, de velocidade e total	119
6.1.1.	O Ventilador	120
6.1.2.	O sistema de ventilação	120
6.2.	Exemplos de perfis de pressão no sistema	122
6.2.1.	Ventilador de insuflação simples, sem tomada de ar novo	123
6.2.2.	Ventilador de insuflação simples, com tomada de ar novo	125
6.2.3.	Ventilador de insuflação e retorno, na mesma UTA	126
<b>7.</b>	<b>CONTROLO DA CAPACIDADE DO VENTILADOR</b>	<b>129</b>
7.1.	Processo do “Ajuste livre da instalação”	130
7.2.	Método do controlo da pressão – sonda na conduta de insuflação	132
7.3.	Controlo da pressão – sensores de caudal, nas caixas VAV – (*SAP/VAV)	136
7.4.	Seleção do ponto inicial de funcionamento nas Condições de Projeto	139
7.5.	Considerações sobre as sondas	140
7.6.	Identificação da Zona Crítica – Sistemas mono e multizona	143
<b>8.</b>	<b>PSICROMETRIA DOS PROCESSOS EM VAV</b>	<b>145</b>
8.1.	Genérico	145
8.2.	Processo de arrefecimento – Carga máxima/Condições de Projeto	146
8.2.1.	Descrição dos processos parciais do ar, (cf/ simbologia da Figura 8.1.)	146
8.2.2.	Condições dos equipamentos	148
8.3.	Processo de arrefecimento – Situações de carga térmica reduzida	148
8.4.	Processo de arrefecimento – Condições exteriores de Inverno	151
8.5.	Controlo da temperatura de insuflação da UTA	153
8.5.1.	Condições Gerais	153
8.5.2.	Vantagens e desvantagens do SAT Reset	155
8.5.3.	Equipamento de controlo	156
8.6.	Controlo dinâmico da temperatura do caudal de insuflação	157
<b>9.</b>	<b>VENTILAÇÃO E QUALIDADE DO AR INTERIOR</b>	<b>161</b>
9.1.	Genérico	161
9.2.	A tomada e a distribuição dos caudais de Ar Novo	161
9.2.1.	A distribuição dos valores do caudal de ar a cada zona	161
9.2.2.	As condições de aspiração do caudal de ar novo, na UTA	164
9.3.	Cálculo do caudal de ar novo, pelo Standard 62.1da ASHRAE	165
9.4.	Aplicação de um exemplo prático	167
9.4.1.	Métodos de cálculo de AN	169
<b>10.</b>	<b>CONTROLO DO CAUDAL DE AR NOVO (AN)</b>	<b>175</b>
10.1	Genérico	175
10.1.1	Posição fixa para o registo e caudal de Ar Novo mínimo	176
10.1.2	Tomada de Ar Novo, com sistema de medição de caudal	177
10.1.3	Tomada de Ar Novo, com controlo proporcional	178
10.1.4	Tomada de Ar Novo, com sistema de injeção por ventilador	179
10.1.5	Tomada de Ar Novo por registo independente com modulação	180

10.2	Regulação dos registos de ar novo (AN) e retorno (AR)	181
<b>11.</b>	<b>ALTERAÇÃO DINÂMICA DO CAUDAL DE AR NOVO</b>	<b>183</b>
11.1.	Controlo dinâmico da ventilação, em face do número de ocupantes	184
11.2.	Controlo dinâmico da ventilação, baseado no teor do CO <sub>2</sub>	186
11.2.1.	Implementação prática do processo “CDV-CO <sub>2</sub> ”	188
11.2.2.	Princípio do controlo do processo “CDV-CO <sub>2</sub> ”	189
<b>11.3.</b>	<b>Métodos do controlo do processo “CDV-CO<sub>2</sub>”</b>	<b>191</b>
11.3.1.	Método de controlo proporcional	192
11.3.2.	Método do <i>setpoint</i> único	194
11.3.3.	Os equipamentos de controlo	195
11.4.	Controlo dinâmico do VAN nas instalações de VAV	197
11.4.1.	Informação do teor de CO <sub>2</sub> ambiente, a partir de sondas, (CDV-CO <sub>2</sub> )	198
11.4.2.	Cálculo dinâmico do caudal VAN, conforme Standard 62.1 ASHRAE	200
<b>12.</b>	<b>DIFUSÃO DE AR NOS LOCAIS</b>	<b>203</b>
12.1.	“Zona de Ocupação” e condições de conforto	203
12.2.	A difusão de ar – conceitos fundamentais	205
12.3.	Dimensionamento dos difusores de ar	207
12.4.	Localização das grelhas de retorno	210
12.5.	A difusão de ar nas instalações de VAV	211
12.6.	A conceção da difusão de ar em espaços periféricos e interiores	213
12.6.1.	Considerações gerais	213
12.6.2.	Locais periféricos com necessidades de aquecimento elevadas	214
12.6.3.	Locais periféricos com necessidades de aquecimento médias	215
12.6.4.	Locais periféricos com necessidades de aquecimento reduzidas	216
12.6.5.	Outros espaços específicos	216
12.7.	As condições de conforto em temperatura e humidade	218
12.7.1.	Ajuste automático das temperaturas de conforto ambiente	219
<b>13.</b>	<b>SOLUÇÕES VARIANTES E ALTERNATIVAS</b>	<b>221</b>
13.1.	Sistemas de VAV com “ar frio”	221
13.1.1.	Bases de dimensionamento nos sistemas de “ar frio”	221
13.1.2.	Vantagens e desvantagens dos sistemas de água fria:	223
13.2.	Sistemas dedicados ao Ar Novo (“DOAS”)	224
13.2.1.	Entrega de Ar Novo, na aspiração de cada UTA	224
13.2.2.	Entrega direta do caudal de AN, na caixa VAV de cada Zona	225
13.2.3.	Entrega do caudal de AR diretamente na Zona	226
13.3.	Sistemas de VAV com unidades autónomas arrefecidas a água	226
<b>14.</b>	<b>SISTEMA ECONOMIZADOR DE ENERGIA (lado do ar)</b>	<b>229</b>
14.1.	Princípio de funcionamento	229
14.2.	Modos de funcionamento	230
14.2.1.	Funcionamento de um sistema clássico, VAC, sem <i>economizer</i>	231
14.2.2.	Funcionamento do <i>economizer</i> , num sistema de VAC	232

<b>14.2.3.</b>	Funcionamento do <i>economizer</i> , num sistema de VAV	235
<b>14.3.</b>	Estratégias de reposição do ar novo nos economizadores	237
<b>14.4.</b>	Análise psicrométrica das estratégias do limite de <i>shut off</i>	240
<b>14.5.</b>	Controlo da temperatura ambiente nos sistemas <i>economizers</i>	242
<b>14.5.1.</b>	Instalações do tipo VAC	243
<b>14.5.2.</b>	Instalações do tipo VAV	245
<b>14.5.3.</b>	Algumas recomendações práticas	248
<b>15.</b>	<b>CONTROLO DA PRESSURIZAÇÃO NUM EDIFÍCIO</b>	<b>249</b>
<b>15.1.</b>	Princípio da pressurização de um edifício	249
<b>15.2.</b>	A pressurização dos Edifícios com sistemas VAV	249
<b>15.3.</b>	Sistemas e modos de controlo da pressurização	251
<b>15.3.1.</b>	Controlo direto da pressurização	252
<b>15.3.2.</b>	Controlo indireto da pressurização, por seguimento de caudais	252
<b>15.4.</b>	Controlo da pressurização, por sistema de Registos de Rejeição	254
<b>15.4.1.</b>	Comando dos Registos de Rejeição	256
<b>15.5.</b>	Controlo da pressurização, por sistema de Ventiladores de Rejeição	257
<b>15.5.1.</b>	Comando e controlo dos Ventiladores e Registos de Rejeição	260
<b>15.5.2.</b>	A pressão estática, nos sistemas com Ventilador de Rejeição, VRj	261
<b>15.6.</b>	Controlo da pressurização, por sistema de Ventilador de Retorno	262
<b>15.6.1.</b>	Comando e controlo nos sistemas com Ventilador de Retorno	264
<b>15.6.2.</b>	Níveis da pressão estática, nos sistemas com VRj	265
<b>15.7.</b>	Seleção e dimensionamento de registos de regulação de caudal	267
<b>15.7.1.</b>	Curvas de registos	269
<b>15.7.2.</b>	Seleção combinada de registos	270
<b>16.</b>	<b>OS ESPAÇOS E A CONCEÇÃO DAS INSTALAÇÕES</b>	<b>273</b>
<b>16.1.</b>	Genérico	273
<b>16.2.</b>	Solução de Unidade Central ou Unidade a piso a piso	273
<b>16.3.</b>	A organização e identificação das “ZONAS térmicas”	274
<b>16.4.</b>	A configuração da rede de condutas	276
<b>16.5.</b>	O dimensionamento da rede de condutas	278
<b>16.6.</b>	Cálculo dos caudais de ar	281
<b>17.</b>	<b>SISTEMA DE GESTÃO TÉCNICA CENTRALIZADA – SGTC</b>	<b>283</b>
<b>17.1.</b>	Genérico	283
<b>17.2.</b>	Organização e tipos de “pontos do SGTC”	285
<b>17.2.1.</b>	Tipos e listagem de “pontos”	286
<b>17.3.</b>	Comando de funcionamento da instalação	292
<b>17.3.1.</b>	Modos de comando horário simples, “ocupado/desocupado”	292
<b>17.3.2.</b>	Horários diferenciados p/zona e “tempo extra” ( <i>timed override</i> )	294
<b>17.3.3.</b>	Arranque e paragens otimizados	294
<b>17.3.4.</b>	Modo de <i>standby</i> e arrefecimento noturno	296
<b>17.4.</b>	Arranque e paragens otimizados	298



## PARTE B | O Caudal de Água Variável (Equipamentos e sistemas do lado da ÁGUA)

299

<b>18. PRODUÇÃO DE ÁGUA FRIA</b>	<b>301</b>
18.1. Genérico	301
18.2. Algumas considerações históricas dos sistemas CAV	301
18.3. Unidades de produção de água fria – <i>Chillers</i>	302
18.3.1. Classificação dos <i>chillers</i> , pelo tipo de arrefecimento	302
18.3.2. Classificação pelo tipo de compressor	303
18.4. Eficiência energética de um <i>chiller</i>	305
18.4.1. Regulamentação europeia sobre eficiência de <i>chillers</i>	306
18.5. Eficiência em função da carga, em velocidades constante e variável	307
18.6. Escalões de temperatura de funcionamento dos <i>chillers</i>	308
18.6.1. Diferencial de temperatura mais elevad	309
18.6.2. Condicionantes ao aumento do $\Delta T$	309
18.6.3. <i>Chillers</i> arrefecido a água	310
18.7. Caudais nominais, de sobrecarga e reduzidos, de um <i>chiller</i>	311
18.7.1. Caudal nominal e caudal de sobrecarga, no evaporador	311
18.7.2. Caudal reduzido, no evaporador	312
18.7.3. Reposição das temperaturas de produção de agua fria dos <i>chillers</i>	313
<b>19. BOMBAS CIRCULADORAS DE ÁGUA FRIA</b>	<b>315</b>
19.1. Tipos de bombas de circulação	315
19.2. Variáveis características das bombas	316
19.2.1. Altura manométrica de elevação – [metros ou kPa]	316
19.2.2. Potências absorvidas – [W]	317
19.2.3. Rendimento hidráulico – [%]	318
19.2.4. NPSH, (Net Positive Suction Head) – [metros]	318
19.2.5. Cálculo da Altura de Elevação	318
19.3. Diagrama das Bombas de Circulação	320
19.4. Curva de funcionamento da instalação – CFI	321
19.4.1. Perdas de carga da instalação hidráulica	323
19.4.2. Instalação em circuito fechado e circuito aberto	324
19.5. Regulação e variação do caudal nas bombas	325
19.5.1. Regulação inicial de caudais	325
19.5.2. Variação de caudal nas bombas	327
19.5.3. Comparação entre regulação por válvulas e modulação por velocidade	328
19.6. Paralelo de bombas	330
19.7. Controlo automático de velocidade nas bombas	332
19.7.1. Tipos de controlo	332
19.7.2. Situação de bombas em paralelo	335
19.8. Dimensionamento das tubagens de água	336

<b>20.</b>	<b>VÁLVULAS DE CONTROLO DAS SERPENTINAS</b>	<b>343</b>
20.1.	Genérico – Tipo de válvulas de controlo das instalações	343
20.1.1.	Controlo das serpentinas com válvulas de três vias – V3V	343
20.1.2.	Controlo das serpentinas com válvulas de duas vias – V2V	344
20.1.3.	Controlo de serpentinas com válvulas termoelétricas	345
20.2.	As válvulas de comando e controlo das instalações	346
20.3.	Características das válvulas de controlo – Curvas e coeficientes	348
20.3.1.	Válvulas de controlo tipo “globo”	348
20.3.2.	Válvulas de controlo tipo “macho esférico”	350
20.3.3.	Curvas característica da serpentina	351
20.4.	“Autoridade” da válvula	353
20.4.1.	“Autoridade” da válvula instalada num circuito	356
20.5.	Coefficiente de Passagem da Válvula de Controlo, “Kvs”	358
20.6.	Válvulas de controlo independentes da pressão, (VCIP)	361
20.6.1.	Conceção das válvulas de controlo independentes da pressão, VCIP	362
20.6.2.	Vantagens e desvantagens das Válvulas de Controlo IP	365
20.7.	Atuadores de válvulas	366
20.7.1.	O anel de controlo	368
<b>21.</b>	<b>CONTROLO DE INSTALAÇÕES DE CAUDAL DE ÁGUA VARIÁVEL</b>	<b>369</b>
21.1.	Circuitos com bomba de caudal constante	369
21.2.	Circuitos com bomba de caudal variável	371
21.3.	Reposição da pressão diferencial, *(SAP)	373
<b>22.</b>	<b>OS SISTEMAS DE PRODUÇÃO/DISTRIBUIÇÃO</b>	<b>379</b>
22.1.	Genérico	379
22.2.	Conceção dos sistemas de produção / distribuição	380
22.2.1.	Sistemas de caudal primário e secundário, constantes	380
22.2.2.	Sistemas de Caudal Prim. Constante, CPC e Caudal Sec. Variável, CSV	381
22.2.3.	Sistemas só caudal primário variável, CPV	383
22.3.	Organização dos sistemas de bombagem primários	384
22.4.	Dimensionamento da altura manométrica das bombas	387
22.5.	Configuração dos Coletores dos sistemas CPC/CSV e CPV	391
22.5.1.	Sistemas CPC/ CSV – (Caudal prim. constante/caudal sec. variável)	391
22.5.2.	Sistemas só CPV – (Caudal primário variável)	393
22.6.	Escalonamento dos <i>chillers</i>	395
22.6.1.	Sistemas CPC / CSV	395
22.6.2.	Sistemas CPV – Sistemas só caudal primário	397
22.7.	Controlo das pressões no anel hidráulico.	398
22.8.	Colocação em carga de <i>chillers</i> em paralelo. Regime transitório	400
22.8.1.	Otimização de escalonamento dos <i>chillers</i> – *(SAP)	402
22.9.	Síndrome de baixo $\Delta T$	403
22.9.1.	Situações que podem contribuir para agravar o problema de baixo $\Delta T$	405
22.9.2.	Consequências da síndrome de baixo $\Delta T$	406

<b>22.9.3</b>	Mitigação da degradação do $\Delta T$	408
<b>22.10.</b>	Circuitos hidráulicos no VAV – Principais opções de conceção	409
<b>22.10.1.</b>	Opção 1 – Sistema primário – UTA única	409
<b>22.10.2.</b>	Opção 2 – Sistema primário – Algumas UTAs de capacidade media	412
<b>22.10.3.</b>	Opção 3 – Sistema primário/secundário – (UTAs de cap. elevada)	413
<b>22.10.4.</b>	Opção 4 – Sistema primário/secundário – (UTAs remotas)	414
<b>23.</b>	<b>ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE CARGA NOS SISTEMAS</b>	<b>415</b>
<b>23.1.</b>	Introdução	415
<b>23.2.</b>	Variação das cargas nos sistemas CPC/CSV – (Sem degradação do $\Delta T$ )	416
<b>23.2.1.</b>	Escalonamento dos <i>chillers</i> , com <i>reset</i> da temp. de ida – *(VAV/SAP)	418
<b>23.3.</b>	Variação das cargas em sistemas CPC/CSV – (Com degradação do $\Delta T$ )	419
<b>23.4.</b>	Variação das cargas nos sistemas CPV	422
<b>24.</b>	<b>TORRES DE ARREFECIMENTO</b>	<b>427</b>
<b>24.1.</b>	Genérico	427
<b>24.1.1.</b>	Tipos de torres de arrefecimento	429
<b>24.1.2.</b>	A circulação de ar – natural e forçado	430
<b>24.2.</b>	Parâmetros característicos das torres de arrefecimento	431
<b>24.3.</b>	Pré-seleção de uma torre	434
<b>24.4.</b>	Paralelo de torres	434
<b>24.5.</b>	Otimização das temperaturas de funcionamento de uma torre	436
<b>24.6.</b>	Psicrometria das torres de arrefecimento	438
<b>24.7.</b>	Comando e controlo de funcionamento das torres	439
<b>24.7.1.</b>	Gestão do caudal mínimo de água em circulação	439
<b>24.7.2.</b>	Gama de temperatura da água nas torres de arrefecimento	441
<b>24.7.3.</b>	Controlo da temperatura de saída das torres	442
<b>24.8.</b>	Sistema <i>economizer</i> no lado da água	444
<b>24.8.1.</b>	Genérico	444
<b>24.8.2.</b>	Princípio de funcionamento	445
<b>24.8.3.</b>	Características dos equipamentos	446
<b>24.8.4.</b>	Controlo da instalação	448

## ANEXOS – Elementos auxiliares

## CDLI

### GLOSSÁRIO DE TERMOS TÉCNICOS E TABELAS

### CDLIII

Termos Técnicos

CDLIII

Tabelas de Conversão de Unidades

CDLVII

### BIBLIOGRAFIA E DOCUMENTAÇÃO

### CDLXI

Bibliografia

CDLXI

Documentação

CDLXII

### ÍNDICE GERAL DE MATÉRIAS

### CDLXVII

### ÍNDICE DE FIGURAS E TABELAS

### CDLXXV

# SISTEMAS de CLIMATIZAÇÃO com VOLUME de AR VARIÁVEL e CAUDAL de ÁGUA VARIÁVEL

EFICIÊNCIA ENERGÉTICA e QUALIDADE do AR INTERIOR

**RUI CAVACA MARCOS**

## Sobre a obra

O presente livro aborda essencialmente os sistemas de climatização do tipo “tudo-ar”, nas vertentes aerúlica, hidráulica e de controlo que lhe estão subjacentes. Faz-se também, e como objetivo central do livro, o desenvolvimento específico para as situações com Volume de Ar Variável e Caudal de Água Variável, numa perspetiva em que a eficiência e a economia de energia constituem a prioridade.

Nos sistemas de AVAC antigos todas as grandezas eram fixas, nomeadamente os caudais de ar, os caudais de água e as pressões destes, as velocidades de rotação de bombas e ventiladores, os pontos de regulação e as programações de funcionamento, etc.

Porém, nos sistemas atuais e com o fim de garantir a melhor eficiência energética, todas as grandezas são (ou deveriam ser) variáveis, adaptadas às necessidades em tempo real das instalações, como a carga térmica, o número de ocupantes, os períodos de funcionamento, etc.

O livro aborda estas questões nas três vertentes referidas, primeiro e necessariamente para os sistemas com grandezas constantes, e depois para os sistemas com grandezas variáveis.

Aborda ainda temas muito atuais, ligados à eficiência energética dos edifícios, como o *Free-Cooling* do lado do ar e do lado da água, o *Demand Control Ventilation*, o *Pressure Reset Control* e outros ligados à Qualidade do Ar Interior.

## Sobre o autor

**Rui Alberto Cavaca Marcos** é licenciado em Engenharia Eletrotécnica, ramo de Energia, pelo IST (1972), e em Engenharia Mecânica, ramo de Termodinâmica, pelo IST (1980). Frequentou o curso de Gestão do ISCTE promovido pela Ordem dos Engenheiros, em 1990. Trabalhou sucessivamente no MOP, Direção de Aeronáutica Civil (Luanda), Gabinete de Projetos Marc & Robat (Marobal), e como consultor técnico do quadro da CGD, na Direção de Património e Obras.

Em simultâneo, exerceu sempre funções de docência, primeiro no IST, na área de Eletrotecnia, e posteriormente no ISEL, na área de Climatização e Energia. Foi também formador em cursos para Peritos Qualificados da Adene / RCESE, no ISEL. Exerceu sempre a atividade privada como consultor e projetista de instalações de AVAC.

É membro sénior da Ordem dos Engenheiros, Perito Qualificado do SCE / RCESE e vogal da Comissão Técnica da EFRIARC.

## Apoio Institucional



## Apoio à Edição



sandometal<sup>®</sup>  
INDUSTRIAS DE ALUMINIO, S.A.



Equipamentos de Ventilação  
e Ar Condicionado, S.A.

Também disponível em formato e-book



ISBN: 978-989-892-747-7



[www.engebook.pt](http://www.engebook.pt)

