

UNIVERSIDADE DO ALGARVE
INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA

**Simulação e Análise das condições de conforto térmico
num espaço típico de escritório com ventilo-convetores**

por

Valente António Pinto da Silva

Trabalho Complementar ao Relatório de Atividade Profissional
Mestrado em Energia e Climatização de Edifícios

Orientador: **Professor Eng.º Armando Costa Inverno**

2015

Trabalho realizado sob orientação de:

Professor Engenheiro Armando Costa Inverno

Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Mecânica

Instituto Superior de Engenharia

Universidade do Algarve

Declaração de Autoria de Trabalho

Declaro ser o autor deste trabalho, que é original e inédito. Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluída.

(Valente António Pinto da Silva)

Copyright Valente António Pinto da Silva, UALG

A Universidade do Algarve tem o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar este trabalho através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, de o divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Ao Professor Engenheiro Armando Costa Inverno, desejo expressar o meu agradecimento pelos conhecimentos transmitidos e pela inteira disponibilidade e dedicação na orientação deste trabalho.

Ao Professor Engenheiro António Hugo Lamarão e ao Professor Doutor Engenheiro Celestino Ruivo pelos incentivos na realização deste objetivo.

Aos meus familiares e amigos que sempre me motivaram ao longo dos meus estudos.

Resumo

O conforto térmico, sendo uma sensação, é um conceito subjetivo porque, para além de depender de muitas variáveis externas, depende do estado de espírito das pessoas. O objetivo do trabalho é realçar a influência de algumas dessas variáveis, sobretudo a temperatura e a humidade relativa do ar, nas condições de conforto térmico em espaços climatizados, durante o período de arrefecimento, tomando como caso de estudo um espaço típico de escritórios com unidades terminais do tipo ventilo-convetor.

Foram analisadas várias configurações de projeto, tal como geralmente são encontradas nas instalações de AVAC. Sabe-se que as unidades do tipo ventilo-convetor, quando são bem selecionadas, conseguem controlar a temperatura do ar do espaço nos valores pré-estabelecidos, mas que, em geral, já não conseguem controlar a humidade relativa, principalmente nos períodos de maiores cargas latentes. Das configurações estudadas, a que mais se destaca, em termos da melhoria da humidade relativa, é aquela em que o ar novo é previamente desumidificado numa unidade de tratamento de ar novo (UTAN). As melhorias são ainda mais significativas quando se aumenta o caudal de ar novo, dentro dos limites justificados para garantir a ventilação dos espaços, porém, aumentando conseqüentemente o consumo de energia. Assim, sem colocar em causa a salubridade do ar interior, os caudais de ar novo devem ser os estritamente necessários de modo a evitar o sobredimensionamento das instalações de AVAC e o excessivo consumo de energia.

Palavras-chave: Conforto térmico, controlo de temperatura, humidade relativa, ventilação, ventilo-convetor, *Trnsys*.

Abstract

Thermal comfort is a subjective concept because it depends of external factors but, mainly, the human's state of mind. The manly purpose of this study is to emphasize the influence of some of these variables, particularly the temperature and relative humidity, in air-condition spaces, taking as a case study a typical office space with terminal units such as fan-coils.

Multiple project configurations were analyzed, as they are commonly found in HVAC installations. It is known that the fan coil unit type, when accurately selected, can control the temperature of the room air in the set point value, but, in general, can no longer control the relative humidity, especially in larger latent loads periods. The studied configurations show us the better solution, in terms of improving the relative humidity, which is when the fresh air is previously dehumidified by an air handling unit. The improvements are even more significant when increasing the fresh air flow rate, within justified limits to ensure the ventilation of spaces, however, increasing energy consumption. Thus, without jeopardizing the health of indoor air, the fresh air flow rates shall be strictly necessary in order to avoid over-sizing of HVAC installations and excessive energy consumption.

Keywords: Thermal comfort, temperature, relative humidity, ventilation, fan-coils, *Trnsys*.

Índice

1. Introdução.....	1
1.1 Objetivo.....	1
1.2 Enquadramento.....	1
1.3 Organização do texto.....	3
2. Revisão bibliográfica	4
2.1 Conforto térmico	4
2.2 A regulamentação para a qualidade do ar interior e térmica de edifícios	6
2.3 Programa de simulação térmica – <i>Trnsys</i> 16.0	8
3. Caracterização térmica do espaço	11
3.1 Características construtivas do espaço.....	11
3.2 Cargas internas e de ventilação.....	14
3.3 Comportamento térmico do espaço	15
3.3.1 Pressupostos de cálculo.....	15
3.3.2 Resultados da simulação do comportamento térmico do espaço	16
4. Aferição dos modelos de ventilo-convetores	18
4.1 Metodologia e resultados obtidos.....	18
5. Estudo de várias soluções de projeto.....	21
5.1 Caracterização do sistema de climatização	21
5.1.1 <i>Types</i> utilizados na simulação do sistema de climatização	22
5.2 Caracterização das diferentes soluções de insuflação do ar no espaço.....	24
5.3 Análise comparativa dos resultados obtidos dos casos estudados	28
5.3.1 Temperatura do ar interior.....	28
5.3.2 Cargas térmicas de arrefecimento	29
5.3.3 Análise da variação da humidade relativa do espaço	34

5.3.4	Condições de conforto térmico segundo ASHRAE	37
5.3.5	Condições de conforto segundo a norma ISO 7730.....	40
6.	Conclusões e propostas de trabalhos futuros	42
6.1	Conclusões.....	42
6.2	Propostas de trabalhos futuros	44
	Referências bibliográficas.....	46
	Bibliografia	47

Índice de Figuras

Fig. 2.1 – Zonas de conforto - ASHRAE [2, pág. 8.12]	5
Fig. 2.2 – Índice PPD em função do índice PMV [2, pág. 8.17]	5
Fig. 2.3 – Interface para a ligação dos <i>types</i> no <i>Trnsys</i>	9
Fig. 3.1 – Planta do espaço.....	12
Fig. 3.2 – Interface do <i>Trnbuild</i>	16
Fig. 3.3 – Perfis das cargas térmicas de arrefecimento em função do ar novo	17
Fig. 3.4 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado.....	17
Fig. 4.1 – Correlação da bateria de arrefecimento do ventilador-convetor VC.1	20
Fig. 4.2 – Correlação da bateria de arrefecimento do ventilador-convetor VC.2	20
Fig. 5.1 – Esquema de controlo utilizado nas simulações.....	23
Fig. 5.2 – Ligação entre os <i>types</i> no <i>Trnsys</i> 16.0	23
Fig. 5.3 – Esquema do caso A.1	24
Fig. 5.4 – Esquema do caso A.2	25
Fig. 5.5 – Esquema do caso B.1	25
Fig. 5.6 – Esquema do caso B.2	26
Fig. 5.7 – Esquema do caso C.1	27
Fig. 5.8 – Perfil das temperaturas do ar do caso A.1 com o ar novo pré-tratamento	28
Fig. 5.9 – Perfil das temperaturas do ar do caso A.1 com o ar novo sem pré-tratamento	29
Fig. 5.10 – Perfil das cargas térmicas totais dos casos A.1 e A.2 com e sem pré-tratamento do ar novo.	31
Fig. 5.11 – Perfil das cargas térmicas totais dos casos B.1 e B.2 com e sem pré-tratamento do ar novo.	32
Fig. 5.12 – Perfil das cargas térmicas totais do caso C.1 com e sem pré-tratamento do ar novo.	32
Fig. 5.13 – Perfil das cargas térmicas totais com e sem pré-tratamento do ar novo de vários dias.	33
Fig. 5.14 – Perfis de humidade relativa e de temperatura do espaço dos casos A.1 e A.2 com e sem pré-tratamento do ar novo	35
Fig. 5.15 – Perfis de humidade relativa e de temperatura do espaço dos casos B.1 e B.2 com e sem pré-tratamento do ar novo	35
Fig. 5.16 – Perfis de humidade relativa e de temperatura do espaço do caso C.1 com e sem pré-tratamento do ar novo	36

Fig. 5.17 – Perfis de humidade relativa e de temperatura dos casos A.1, B.1 e C.1 com e sem pré-tratamento do ar novo	36
Fig. 5.18 – Representação dos estados do ar na sala do caso A.1 _{CT}	37
Fig. 5.19 – Representação dos estados do ar na sala do caso A.1 _{ST}	38
Fig. 5.20 – Representação dos estados do ar na sala do caso B.1 _{CT}	38
Fig. 5.21 – Representação dos estados do ar na sala do caso B.1 _{ST}	39
Fig. 5.22 – Representação dos estados do ar na sala do caso C.1 _{CT}	39
Fig. 5.23 – Representação dos estados do ar na sala do caso C.1 _{ST}	40
Fig. 5.24 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala do caso A.1 _{CT}	41
Fig. 5.25 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala do caso A.1 _{ST}	41

Índice de Quadros

Quadro 2.1 – Escala das sensações térmicas	6
Quadro 3.1 – Características da envolvente opaca	12
Quadro 3.2 – Características da envolvente transparente	12
Quadro 3.3 - Pormenores construtivos	13
Quadro 3.4 – Componentes e cargas térmicas de arrefecimento do espaço às 18 h do dia 21 Julho	17
Quadro 4.1 – Dados de entrada dos VCs	19
Quadro 5.1 – Caudais de ar	27
Quadro 5.2 – Cargas térmicas de arrefecimento às 18 h do dia 21 Julho dos casos A.1 e A.2	30
Quadro 5.3 – Cargas térmicas de arrefecimento às 18 h do dia 21 Julho dos casos B.1, B.2 e C.1	30
Quadro 6.1 – Resume das conclusões	44

1. Introdução

Este trabalho constitui um complemento ao Relatório de Atividade Profissional realizado ao abrigo do Despacho Reitoral n.º 33/2011, tendo por finalidade a obtenção do grau de mestre em Energia e Climatização de Edifícios.

1.1 Objetivo

O objetivo principal deste trabalho é analisar as condições de conforto durante o período de arrefecimento, nomeadamente a temperatura e a humidade relativa, de um espaço típico de escritório, climatizado com unidades ventilo-convetoras, apenas com o controlo da temperatura do ar. Tanto os valores da temperatura, como os da humidade relativa, foram obtidos através da simulação, em regime dinâmico, do comportamento térmico do espaço, integrado com o sistema de climatização, no programa *Trnsys* 16.0. Outro objetivo deste trabalho é testar a adequabilidade do programa *Trnsys* como ferramenta auxiliar no projeto das instalações de AVAC.

1.2 Enquadramento

Com a obrigatoriedade do cumprimento do anterior Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios, RSECE, (Decreto-lei n.º 79/2006 de 4 de Abril) a atividade do projeto de climatização foi confrontada com algumas situações de natureza prática que, nem sempre, foram resolvidas da melhor forma. Uma grande quantidade das instalações de climatização de edifícios que foram projetadas, pelo menos nos últimos anos, baseiam-se em sistemas do tipo “ar-água” com produção centralizada de fluidos térmicos e distribuição através de unidades terminais do tipo ventilo-convetoras e também em sistemas do tipo “VRV”, *Volume of Refrigerant Variable*, ou “VRF”, *Variable Refrigerant Flow*, como também são designados, estes com unidades terminais muito semelhantes às ventilo-convetoras. Ambas as tipologias de sistemas são escolhidas por razões que se ligam com a facilidade de atender às necessidades das múltiplas zonas térmicas que se encontram nos edifícios e,

assim, poder satisfazer, de forma mais individualizada, as diferentes necessidades de conforto dos seus ocupantes.

Convém aqui realçar que existem outros sistemas de climatização mais adequados para fazer o tratamento de caudais de ar novo, ou caudais de ar, em geral, mais elevados, contudo, o que é proposto tratar-se neste trabalho é o desempenho dos sistemas com unidades terminais, do tipo dos acima referidos, e caudais de ar novo mais elevados do que aqueles que essas unidades devem movimentar. Muitas vezes a opção por estes sistemas, com estas unidades terminais, deve-se à maior flexibilidade para poderem servir diversas zonas no edifício e também por não necessitarem de tando espaço técnico no interior do edifício quanto os sistemas tudo-ar.

Quando, com aqueles sistemas, nas condições de projeto, o ar novo é pré-tratado numa unidade de tratamento, dita de ar novo, UTAN, as cargas térmicas dos espaços, sobretudo as sensíveis ficam muito reduzidas. Por vezes, o ar novo é insuflado à temperatura de 20 °C, dito um valor “termicamente neutro” em relação à temperatura dos espaços, embora seja mais neutro no aquecimento do que no arrefecimento, o que, assim, lhe permite remover grande parte das cargas sensíveis no caso do arrefecimento, mesmo nas condições de projeto. Ao mesmo tempo pode também remover parte, ou a totalidade, das latentes se ele tiver sido suficientemente desumidificado, o que deixa para o controlo de temperatura dos espaços uma pequena margem para as unidades terminais. Para além disso, a seleção destas unidades deverá (deveria!) ter em conta estes aspetos para que a humidade do ar interior não conduza (conduzisse) a valores desconfortáveis. Sucede que, muitas vezes, estes aspetos não são suficientemente analisados durante o projeto das instalações e, mesmo quando o são, não existem elementos suficientes para que se avalie o seu real desempenho térmico.

1.3 Organização do texto

O texto deste trabalho encontra-se organizado em seis capítulos, sendo este o primeiro; o segundo capítulo tem como finalidade abordar os conceitos teóricos necessários à abordagem do tema proposto, nomeadamente do conforto térmico e da qualidade do ar interior; o terceiro capítulo visa caracterizar termicamente o espaço; no quarto capítulo faz-se a aferição do desempenho do modelo matemático que descreve a bateria de arrefecimento (*type 52*) com o das baterias dos ventilo-convetores reais; no quinto capítulo comentam-se os resultados dos diversos casos que se propôs analisar, principalmente, no que diz respeito às condições de conforto térmico, que é o objeto deste estudo e, por fim, as conclusões e as referências bibliográficas são apresentadas no sexto e sétimo capítulos, respetivamente.

2. Revisão bibliográfica

Neste capítulo faz-se uma breve introdução ao conforto térmico, fazendo referência às metodologias descritas pelo *Standard 55* da ASHRAE (*American Society of Heating, Ventilation and Air Conditioning Engineers*) e da Norma ISO 7730, bem como à regulamentação nacional para a “térmica de edifícios” e “qualidade do ar interior” e ao programa *Trnsys 16.0*.

2.1 Conforto térmico

Sabe-se que o objetivo principal das instalações de climatização em edifícios é proporcionar aos ocupantes um ambiente salubre e termicamente confortável. A ASHRAE define o conforto térmico como “a condição da mente em expressar satisfação com o ambiente térmico” [1], i.e., a sensação térmica percebida pelo ocupante depende do equilíbrio térmico entre este e o meio ambiente que o envolve.

A sensação de conforto é influenciada por fatores fisiológicos (idade, saúde, atividade metabólica), pelo isolamento térmico (vestuário), pelas perdas térmicas para a envolvente (radiação, convecção, evaporação) e por vários fatores de conforto térmico, alguns influenciando as perdas de calor como a temperatura do ar, a temperatura média radiante, a velocidade e nível de turbulência do ar, a assimetria de temperaturas e, ainda, outros, tais como, o nível de pressão sonora e a pureza do ar. Segundo a ASHRAE, um espaço é termicamente desconfortável quando 20%, ou mais, dos seus ocupantes estão insatisfeitos com, pelo menos, um dos parâmetros de conforto térmico acima mencionados. [2, pág. 8.12]

A análise que se segue é feita com base nos critérios de conforto definidos pelo *Standard 55* da ASHRAE, sendo, também, verificados os índices de conforto definidos pela norma ISO 7730. O primeiro define duas zonas de conforto com base em índices de isolamento térmico do vestuário típico para o verão e inverno durante atividade sedentária, conforme a figura 2.1. A segunda define dois índices de conforto designados por PMV (*Predicted Mean Vote*), o

voto médio de um grande número de pessoas determinado com base em vários parâmetros e distribuído numa escala térmica de sete pontos (quadro 2.1) e PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*), percentagem de votos das pessoas insatisfeitas com o ambiente térmico. Os dois índices estão relacionados da seguinte forma:

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353 \times PMV^4 + 0.2179 \times PMV^2)}$$

Estes estão representados graficamente na figura 2.2, na qual observa-se que, ambientes com valores médios de PMV localizados no intervalo entre -0,5 a 0,5 correspondem a 10% de pessoas insatisfeitas com o ambiente térmico. [2, pág. 8.17]

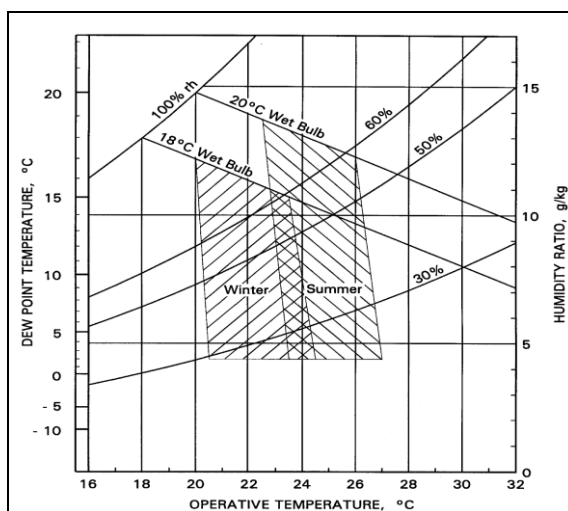


Fig. 2.1 – Zonas de conforto - ASHRAE [2, pág. 8.12]

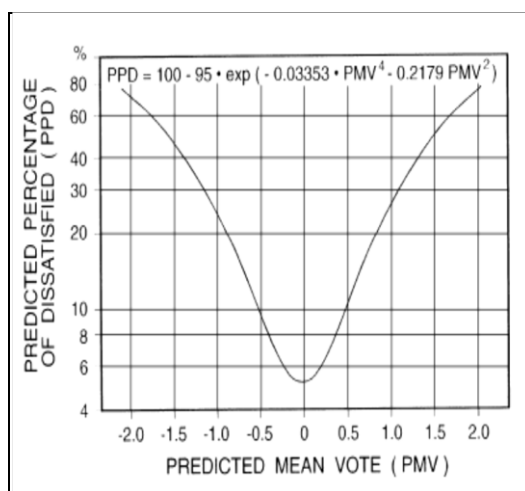


Fig. 2.2 – Índice PPD em função do índice PMV [2, pág. 8.17]

Quadro 2.1 – Escala das sensações térmicas

Parâmetros	Cálculo PMV		Escala térmica	
Taxa metabólica [W/m^2] (área corporal)	$PMV = (0.303 e^{-0.036 M} + 0.028) \times L$ <p>L – termo de acumulação de energia no corpo M – taxa metabólica</p>	⇒	+ 3	Muito quente
Trabalho sobre o exterior [W/m^2] (área corporal)			+ 2	Quente
Resistência térmica do vestuário [m^2C/W]			+ 1	Ligeiramente quente
Temperatura do ar [$^{\circ}C$]			0	Neutro
Temperatura média radiante [$^{\circ}C$]			- 1	Ligeiramente frio
Velocidade do ar [m/s]			- 2	Frio
Pressão parcial do vapor [Pa]			- 3	Muito frio
Humidade relativa [%]				

2.2 A regulamentação para a qualidade do ar interior e térmica de edifícios

A edificação mais recente apresenta melhorias significativas ao nível da sua construção, com a introdução de novos materiais, maior isolamento térmico e acústico contudo, é cada vez mais estanque, o que leva a uma diminuição da taxa de renovação do ar interior. Por outro lado, a população, de uma forma geral, passa maior parte do tempo em espaços confinados, principalmente nos centros urbanos, sob a exposição de concentrações de poluentes que podem atingir níveis superiores aos admissíveis para a saúde. [3, 4, 5]

Os poluentes mais frequentes no interior dos edifícios são provenientes das pessoas com a libertação de dióxido de carbono e substâncias químicas pela transpiração; dos produtos da combustão através das emissões dos veículos nas garagens, do fumo de tabaco, das lareiras, etc., libertando, entre outros, o monóxido e o dióxido de carbono; dos materiais de construção, mobiliário, carpetes, tecidos e alcatifas dando origem ao formaldeído e às partículas em suspensão; dos produtos e equipamentos de limpeza, das tintas e solventes, das fotocopiadoras, impressoras e computadores libertando compostos orgânicos voláteis; da água estagnada em sistemas de AVAC, desumidificadores, condensadores das torres de arrefecimento (*chillers*), torres de refrigeração, da acumulação de sujidade nas condutas de ventilação e dos materiais molhados e húmidos, dando origem às bactérias e fungos que se

propagam em forma de aerossóis e que poderão ser inalados; e das infiltrações do ar exterior poluído. [3]

Assim, a ventilação deficiente dos espaços interiores favorece o aparecimento de doenças do foro respiratório, dores de cabeça, náuseas, fadiga, e reações alérgicas, tais como, irritação dos olhos, nariz e garganta, razões pelas quais é fundamental acautelar medidas para prever e melhorar a qualidade do ar interior, seja de forma passiva seja ativa. [3, 4, 5]

Como já foi referido, o sistema mecânico de ventilação, que se encontra associado aos sistemas de ar condicionado, tem como objetivos proporcionar aos utentes de espaços fechados um ambiente salubre e termicamente confortável, através do controlo da temperatura e humidade do ar e do fornecimento de ar exterior, filtrado, destinado a remover os poluentes gerados nesses espaços. Porém, para além de nem sempre imperarem as boas práticas, como por exemplo: taxa de renovação do ar interior insuficiente, é imprescindível a realização periódica de limpeza do sistema de ventilação, nomeadamente das condutas, filtros e equipamentos onde se pode encontrar água estagnada, na medida em que, podem constituir uma fonte de poluição com as consequências suprarreferidas. Talvez por essas razões, mas sobretudo pela consistência de estudos que foram relacionando a incidência de algumas doenças com a má qualidade do ar interior [3, 4, 5], levaram à definição de estratégias para a construção e gestão de edifícios que permitissem obter níveis adequados de conforto térmico e de qualidade do ar interior.

Mais recentemente foi surgindo legislação que foi impondo, de forma coerciva, a obrigatoriedade de garantir caudais mínimos de ventilação nos edifícios e também manutenção periódica das instalações, de que o RSECE – Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios, publicado no Decreto-lei n.º 79/2006 de 4 de Abril, constitui um dos exemplos mais destacados. Contudo, a metodologia simplificada que era preconizada começou por conduzir a caudais, por vezes excessivos, com os inerentes custos associados em equipamento, quer para o tratamento de ar propriamente dito (unidades de tratamento de ar, ventiladores, e condutas), quer para os equipamentos de produção (*chillers*, bombas de calor e caldeiras) e também com a exploração.

Em 2013 foi publicada a revisão daquele documento através do Decreto-lei n.º 118/2013, de 20 de Agosto, no qual é publicado o novo Regulamento dos Edifícios de Comércio e Serviços (RECS), e também o novo Regulamento dos Edifícios de Habitação (REH), este substituindo o anterior RCCTE - Regulamento das Características do Comportamento Térmico dos Edifícios. Embora o atual RECS também seja exigente relativamente às questões da qualidade do ar interior, verificam-se relativamente ao anterior RSECE principalmente as seguintes diferenças:

- As metodologias de cálculo dos caudais de ar novo são mais consistentes;
- As auditorias da qualidade do ar interior QAI deixaram de fazer parte dos processos de certificação energética dos edifícios e passaram para a alçada das entidades do ambiente, através da Inspeção Geral da Agricultura, do Mar, do Ambiente e do Ordenamento do Território, IGAMAOT. [7]

2.3 Programa de simulação térmica – *Trnsys* 16.0

O *Trnsys* 16.0 é um programa modular muito utilizado, tanto nas universidades como na prática da engenharia, sendo adequado para simular o comportamento dinâmico de múltiplos sistemas térmicos, incluindo os edifícios. É aberto, permitindo ao utilizador escrever as suas próprias rotinas, as quais podem ser utilizadas no ambiente do próprio programa, desde que as compile e *link* seguindo as suas regras.

Neste programa existe já disponíveis um conjunto de sub-rotinas, ou *types*, bastando ao utilizador introduzir os dados específicos do seu caso de estudo em cada uma delas e ligá-las, num modo funcional, como se exemplifica na figura 2.3.

Para a análise do comportamento térmico do espaço caracterizado mais adiante, serão utilizados os *types* 109, 33, 34, 56 referentes aos dados climáticos, ao cálculo de propriedades do ar húmido, às palas de sombreamento, e à geração das funções de transferência do edifício designado por *Trnbuild*, respetivamente, para além de outros *types* auxiliares. E para além desses, serão utilizados os *types* 11, 22 e 52 na simulação do sistema de climatização. O *type* 11 permite variar os caudais de ar, o 22 permite definir o controlo da

instalação e o 52 simula o ventilador-convetor. Estipulou-se a temperatura de 7°C para a água, na ida ao ventilador-convetor.

Um dos principais componentes utilizados na simulação do sistema de climatização, descrito no quinto capítulo, é o *type 52* que simula o comportamento de baterias de arrefecimento, o qual irá ser utilizado, neste caso, para simular as unidades ventilador-convetoras.

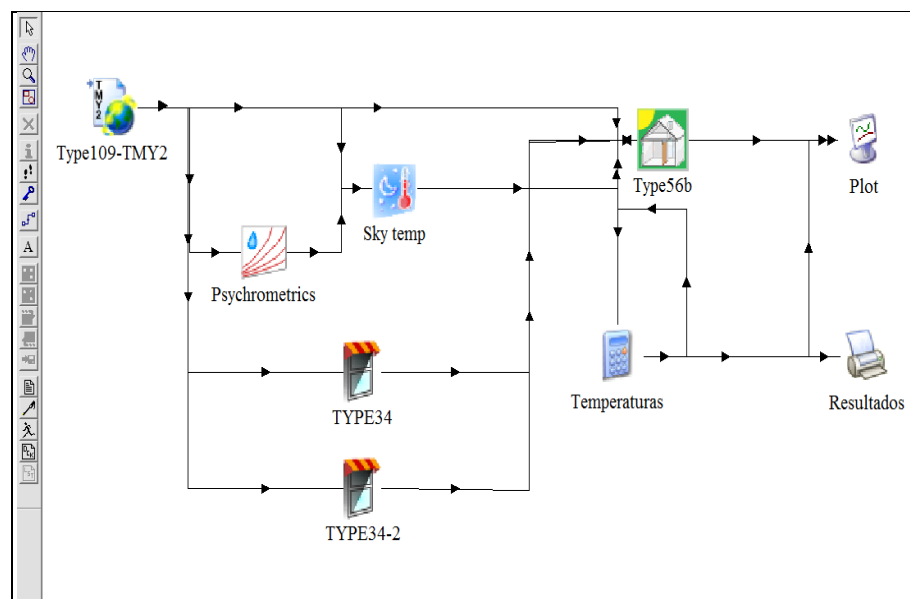


Fig. 2.3 – Interface para a ligação dos *types* no *Trnsys*

O algoritmo descrito na sub-rotina que modela a bateria de arrefecimento é referente ao permutador de calor do tipo compacto [9]. Este tipo de permutador é caracterizado por uma matriz de tubos alhetados na sua superfície externa que lhe confere uma “alta densidade” de superfície de troca de calor, i.e., a relação de área de troca de calor *versus* volume é elevada. Esta relação pode atingir valores superiores $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, caso o fluido, que escoar no lado exterior dos tubos, seja um gás [10].

O *type 52* opera de dois modos: o modo 1 faz uma aproximação simples, assume que a bateria está completamente seca, ou completamente molhada. Se for completamente seca, a transferência de calor latente é desprezada e a transferência calor estimada é baixa. No caso de ser completamente molhada, o modelo estima que o ar é desumidificado a partir de um determinado ponto da serpentina, no qual a temperatura da superfície da serpentina é

inferior ao ponto de orvalho do ar; o modo 2 faz uma aproximação detalhada para determinar a percentagem seca da superfície da serpentina. Neste modo assume-se que o vapor de água começará a condensar na superfície da serpentina no ponto onde a temperatura da superfície iguala o ponto de orvalho do ar. A demonstração matemática do cálculo da transferência de calor através da serpentina, utilizada nesta sub-rotina, foi descrita por Braun [11] e a correlação para determinar o coeficiente de transferência de calor do lado do ar, i.e., do lado exterior dos tubos, foi desenvolvida por Elmadhy [12]. Nas simulações realizadas utilizou-se o modo 2.

3. Caracterização térmica do espaço

Neste capítulo apresenta-se o espaço a ser climatizado, definindo-se as suas soluções construtivas, o perfil da sua ocupação e das restantes cargas internas, tendo como objetivo o estudo do seu comportamento térmico. De seguida, apresenta-se os resultados das cargas térmicas do espaço, calculadas com o controlo simplificado de temperatura, variando entre o mínimo de 20°C e o máximo de 25°C e de humidade relativa com o máximo de 50%, mas, apenas no processo de arrefecimento. Nestas simulações, os valores acima apresentados são mantidos rigorosamente, sem qualquer flutuação. Estes resultados servirão de base de comparação com os obtidos através dos ventilo-convetores, cujo controlo não permite manter a temperatura do espaço rigorosamente constante, tal como se verifica em situações reais.

3.1 Características construtivas do espaço

O espaço consiste num escritório que integra o 1º andar de um edifício de serviços, localizado em Faro, com uma área útil de 25,2 m² e um pé-direito de 3 m até ao teto falso. A envolvente exterior é composta por dois tipos de paredes, para além das heterogeneidades que lhes são comuns, como por exemplo, os elementos estruturais do edifício (pilares e vigas), uma cobertura exterior em terraço e vários vãos envidraçados. A envolvente interior, paredes e pavimento, é adjacente a outros espaços úteis do edifício. No quadro 3.1 estão indicadas as áreas da envolvente e os respetivos coeficientes de transmissão térmica [13]. As áreas e os valores dos coeficientes de transmissão térmica dos envidraçados e os seus factores solares estão indicados no quadro 3.2. Também, foi considerado estores interiores de lâminas, de cor clara como dispositivo de proteção solar [8]. Os pormenores construtivos da envolvente opaca estão indicados no quadro 3.3.

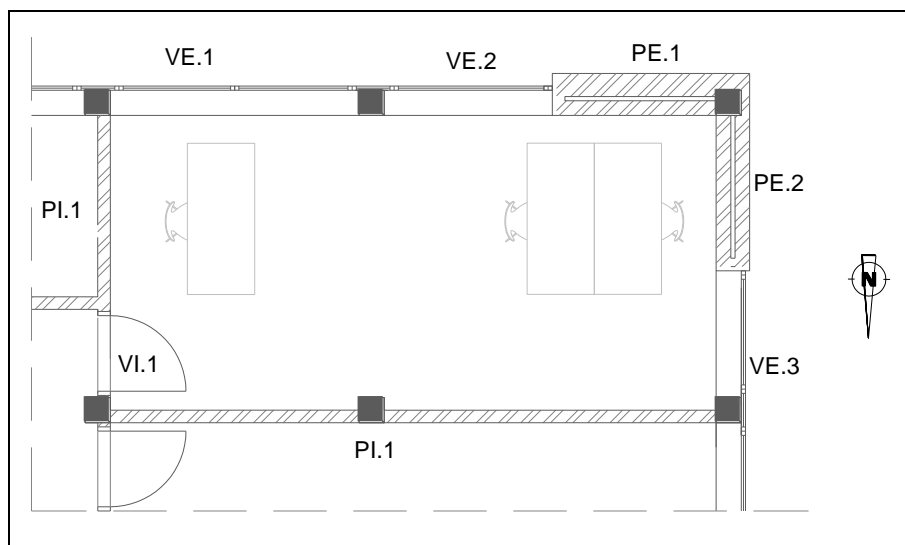


Fig. 3.1 – Planta do espaço

Quadro 3.1 – Características da envolvente opaca

Elemento Construtivo	Orientação	A	U
		[m ²]	[W/(m ² .°C)]
Cobertura	Horizontal	25.20	0.46
Parede Exterior - PE.1	Sul	16.28	0.39
Parede Exterior - PE.2	Oeste	9.60	0.43
Parede Interior - PI	Adjacente	26.10	1.78
Pavimento	Adjacente	25.20	1.64
Pilar	Sul	0.90	0.79
Pilar	Oeste	0.45	0.79

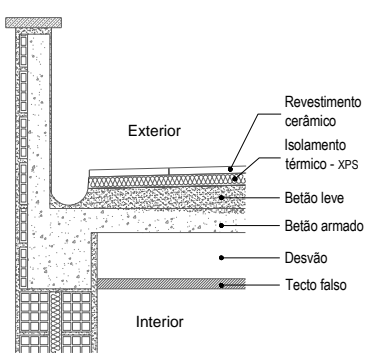
Quadro 3.2 – Características da envolvente transparente

Elemento Construtivo	Orientação	A	U	Factor solar
		[m ²]	[W/(m ² .°C)]	
Vão Exterior - VE.1	Sul	4.43	2.83	0.75
Vão Exterior - VE.2	Sul	3.00	2.83	0.75
Vão Exterior - VE.3	Oeste	2.25	2.83	0.55

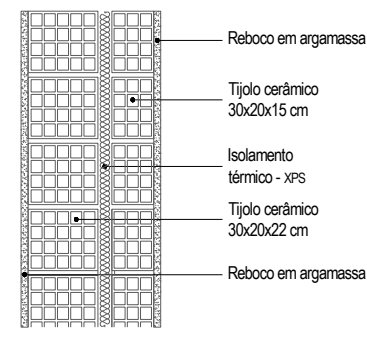
Nota: O factor solar dos vãos contempla a proteção solar ativada a 70%.

Quadro 3.3 - Pormenores construtivos

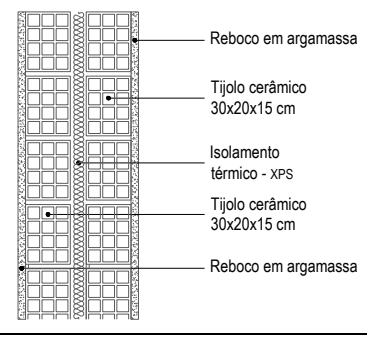
Cobertura	L	λ	R_t	
	[m]	[W/(m.°C)]	[(m ² .°C)/W]	
			Verão	Inverno
Resistências térmica superficial exterior			0.040	0.040
Revestimento cerâmico superficial	0.050	1.300	0.038	0.038
Isolamento térmico em poliestireno Expandido Extrudido (XPS)	0.060	0.037	1.622	1.622
Betão leve de regularização	0.100	1.300	0.077	0.077
Laje em betão armado	0.150	2.000	0.075	0.075
Desvão	0.500		0.220	0.160
Tecto falso (placas de gesso cartonado)	0.015	0.250	0.060	0.060
Resistências térmica superficial interior			0.170	0.100
Resistências térmica total [(m ² .°C)/W]			2.302	2.172
Coefficiente global de transferência calor [W/(m ² .°C)]			0.434	0.460



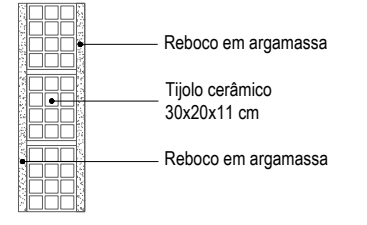
PE.1 - Parede Exterior - 50 cm	L	λ	R_t	
	[m]	[W/(m.°C)]	[(m ² .°C)/W]	
			Verão	Inverno
Resistências térmica superficial exterior			0.04	
Reboco exterior em argamassa tradicional	0.025	1.300	0.019	
Tijolo cerâmico furado 30x20x22	0.220		0.520	
Caixa de ar 5 cm	0.050		0.110	
Isolamento térmico em poliestireno Expandido Extrudido (XPS)	0.050	0.037	1.351	
Tijolo cerâmico furado 30x20x15	0.150		0.390	
Revestimento interior em argamassa tradicional	0.025	1.300	0.019	
Resistências térmica superficial interior			0.130	
Resistências térmica total [(m ² .°C)/W]			2.580	
Coefficiente global de transferência calor [W/(m ² .°C)]			0.388	



PE.2 - Parede Exterior - 40 cm	L	λ	R_t	
	[m]	[W/(m.°C)]	[(m ² .°C)/W]	
			Verão	Inverno
Resistências térmica superficial exterior			0.040	
Reboco exterior em argamassa tradicional	0.025	1.300	0.019	
Tijolo cerâmico furado 30x20x15	0.150		0.390	
Isolamento térmico em poliestireno Expandido Extrudido (XPS)	0.050	0.037	1.351	
Tijolo cerâmico furado 30x20x15	0.150		0.390	
Revestimento interior em argamassa tradicional	0.025	1.300	0.019	
Resistências térmica superficial interior			0.130	
Resistências térmica total [(m ² .°C)/W]			2.340	
Coefficiente global de transferência calor [W/(m ² .°C)]			0.427	

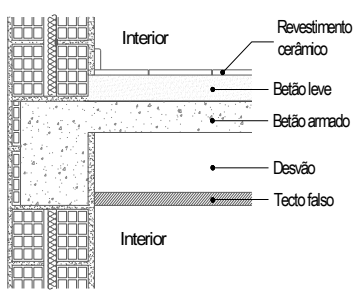


PI - Parede Interior	L	λ	R_t	
	[m]	[W/(m.°C)]	[(m ² .°C)/W]	
			Verão	Inverno
Resistências térmica superficial interior			0.130	
Reboco interior em argamassa tradicional	0.020	1.300	0.015	
Tijolo cerâmico furado 30x20x11	0.110		0.270	
Revestimento interior em argamassa tradicional	0.020	1.300	0.015	
Resistências térmica superficial interior			0.130	
Resistências térmica total [(m ² .°C)/W]			0.561	
Coefficiente global de transferência calor [W/(m ² .°C)]			1.783	

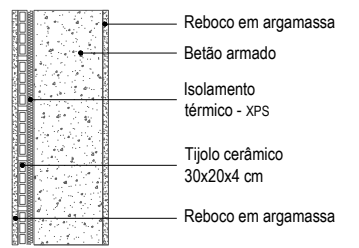


Quadro 3.3 – Pormenores Construtivos (cont.)

Pavimento	L [m]	λ [W/(m.°C)]	R_t [(m ² .°C)/W]	
			Verão	Inverno
			Resistências térmica superficial interior	
Revestimento cerâmico superficial	0.050	1.300	0.038	0.038
Betão leve de regularização	0.100	1.300	0.077	0.077
Laje em betão armado	0.150	2.000	0.075	0.075
Desvão	0.500		0.220	0.160
Tecto falso (placas de gesso cartonado)	0.015	0.250	0.060	0.060
Resistências térmica superficial interior			0.170	0.100
Resistências térmica total [(m ² .°C)/W]			0.810	0.610
Coefficiente global de transferência calor [W/(m ² .°C)]			1.234	1.638



Pilar em betão armado	L [m]	λ [W/(m.°C)]	R_t [(m ² .°C)/W]	
			Resistências térmica superficial exterior	
Reboco exterior em argamassa tradicional	0.020	1.300	0.015	
Tijolo cerâmico furado 30x20x4	0.040		0.100	
Isolamento térmico em poliestireno Expandido	0.030	0.037	0.811	
Pilar em betão armado	0.300	2.000	0.150	
Revestimento interior em argamassa tradicional	0.020	1.300	0.015	
Resistências térmica superficial interior			0.130	
Resistências térmica total [(m ² .°C)/W]			1.262	
Coefficiente global de transferência calor [W/(m ² .°C)]			0.793	



3.2 Cargas internas e de ventilação

Ocupação

O espaço é ocupado normalmente por 3 pessoas cuja atividade é de escritório (trabalho leve - *typing*), em que cada uma dissipa uma carga térmica total de 150 W, sendo 75 W de carga sensível e 75 W de carga latente [14].

Ventilação

O caudal de ar novo total é de 90 m³.h⁻¹, considerando o caudal mínimo de 30 m³.h⁻¹/ocupante, de acordo com a ASHRAE [14, Tabela 6.1], os materiais ecologicamente limpos e o sistema de difusão 100% eficiente. O ar novo é insuflado diretamente no espaço ou admitido no VC com, ou sem, pré-tratamento. Considera-se que o ar novo é pré-tratado quando provém de uma UTAN, neste caso à temperatura de 20 °C e 50% de humidade relativa, e sem pré-tratamento quando vem diretamente do exterior.

Iluminação

Considera-se lâmpadas fluorescentes, com balastro eletrónico, cuja densidade de iluminação é de 10 W/m^2 [14], perfazendo um total de 268,8 W que se transformam em ganhos de calor sensível, ainda que com atraso devido ao processo de acumulação de calor nos materiais de construção.

Equipamentos

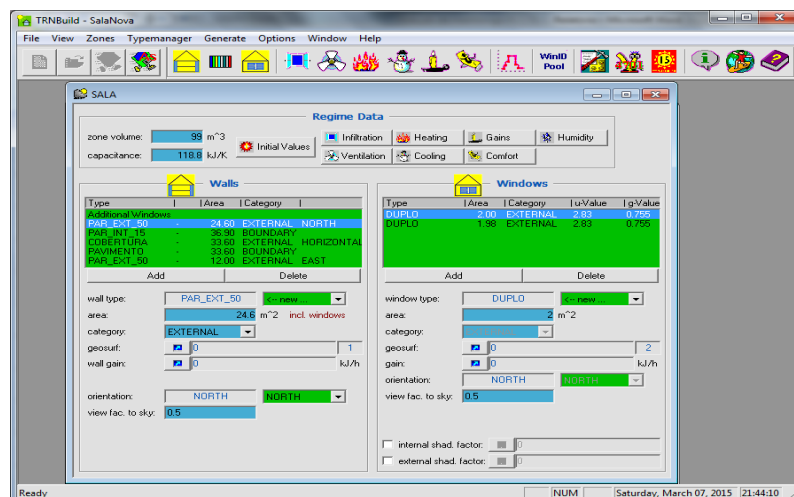
Os equipamentos resumem-se a três computadores, cada um com 140 W de potência [14], que praticamente se transformam logo em ganhos de calor sensível.

3.3 Comportamento térmico do espaço

3.3.1 Pressupostos de cálculo

Na introdução de dados no *Trnbuild* (figura 3.2) podem ser definidos os valores das variáveis de controlo para o cálculo das cargas térmicas. Neste caso, admite-se um valor máximo para a temperatura de 25°C, em simultâneo com a humidade relativa de 50%. Sempre que a temperatura do ar interior for superior a 25°C, ou a humidade relativa superior a 50%, serão calculadas, respetivamente as cargas sensíveis e latentes, de arrefecimento do espaço. Esta é a forma clássica de calcular as cargas térmicas, não levando em consideração o processo externo de controlo, através da atuação sobre os equipamentos tal como acontece na realidade. Tudo se passa como se o controlo fosse perfeito, i.e., sem diferenciais de atuação de termostatos e com tempos de resposta infinitamente pequenos.

As cargas térmicas calculadas com estes pressupostos servirão de base de comparação com os valores obtidos nas simulações de uma instalação mais próximo do real, cujo controlo é realizado externamente sobre a unidade ventilo-convetora. Salienta-se que a análise recai somente sobre o período de arrefecimento e, por considerar o espaço como sendo do tipo escritório, admitiu-se que as horas de funcionamento do sistema são das 8:00 às 20:00.

Fig. 3.2 – Interface do *Trnbuild*

3.3.2 Resultados da simulação do comportamento térmico do espaço

No quadro 3.4 estão resumidos os valores das cargas térmicas de uma hora típica, para três situações: uma com o ar novo com pré-tratamento ($Q.AN_{CT}$), outra com o ar novo sem pré-tratamento ($Q.AN_{ST}$) e outra sem ar novo ($Q.s.AN$), cujos perfis de variação, para o dia em que a temperatura exterior é mais elevada, estão representados no gráfico da figura 3.4. Pode-se concluir que o ar novo pré-tratado é responsável pela remoção de 21% da carga total e, quando não é pré-tratado, acarreta um aumento de 40% na carga total do espaço, dos quais cerca de 35% é devido à carga latente. Assim, a unidade terminal selecionada deve acautelar estas ocorrências.

Não se registam grandes diferenças nas condições de conforto do espaço, para as três situações, devido ao controlo realizado internamente no *Trnbuild*, conforme acima se referiu. As condições de conforto são quase ideais, com apenas 3% dos instantes fora da zona de conforto para o Verão, conforme definido pela ASHRAE. A razão de assim ser foi porque se admitiu que a temperatura podia variar até 25 °C e a humidade relativa até 50% (figura 3.3).

Quadro 3.4 – Componentes e cargas térmicas de arrefecimento do espaço às 18 h do dia 21 Julho

Elementos	Dados	Cargas térmicas sem ar novo (Q.s.AN)			Cargas térmicas - ar novo com pré-tratamento (Q.AN _{CT})			Cargas térmicas - ar novo sem pré-tratamento (Q.AN _{ST})		
		Sensível	Latente	Total	Sensível	Latente	Total	Sensível	Latente	Total
		[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
Env. Exterior	Au = 25,2 [m ²]	1159.7	405.6	1565.3	1017.6	212.1	1229.7	1423.2	764.1	2187.3
Ocupação	3 [pax]									
Iluminação	250 [W]									
Equipamentos	420 [W]									
Ventilação	90 [m ³ /h]									
Diferenciais relativos ao Q.s.AN					-142.1	-193.5	-335.6	263.5	358.5	621.9
					-12.3%	-47.7%	-21.4%	22.7%	88.4%	39.7%

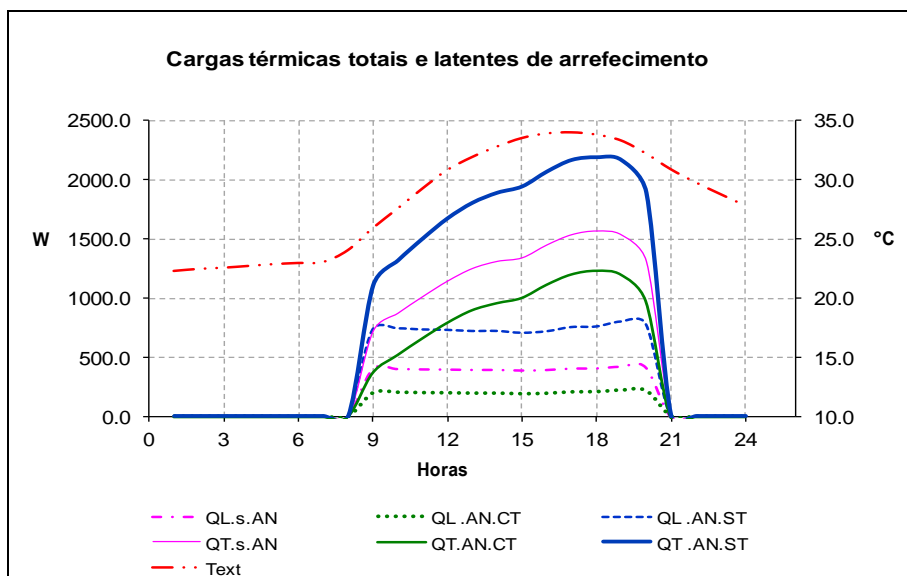


Fig. 3.3 – Perfis das cargas térmicas de arrefecimento em função do ar novo

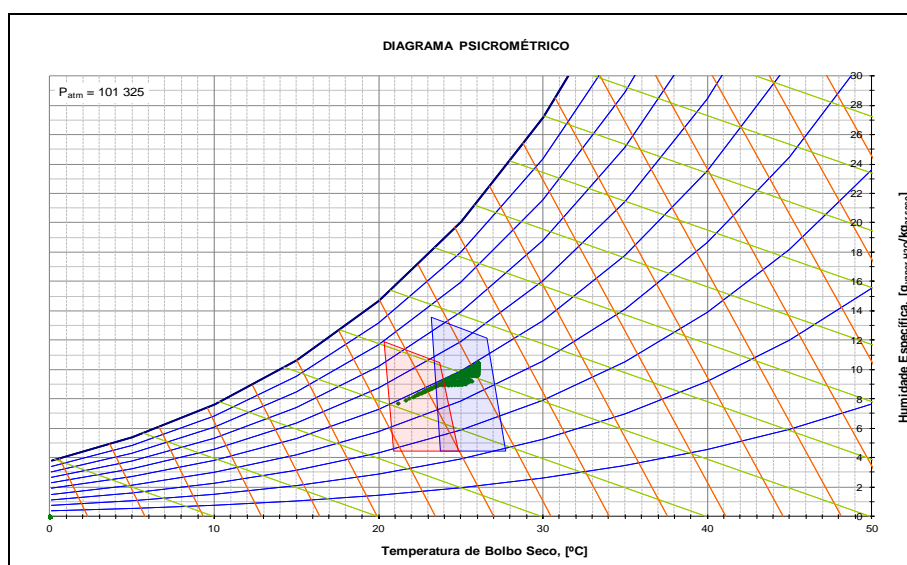


Fig. 3.4 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado

4. Aferição dos modelos de ventilo-convetores

Este capítulo visa descrever a metodologia utilizada para realizar a aferição de dois modelos de ventilo-convetores¹ e apresentar os respetivos resultados. Os modelos aferidos serão utilizados em simultâneo com a simulação do espaço, incluindo também o controlo de temperatura, no próximo capítulo.

4.1 Metodologia e resultados obtidos

Com o objetivo de obter desempenhos térmicos equiparáveis aos dos VCs referidos em catálogos técnicos, tornou-se necessário verificar teoricamente o desempenho dessas unidades através do modelo matemático do referido *type 52*.

O modelo matemático do *type 52* parte da descrição completa da bateria de arrefecimento, o que exige o conhecimento exato do número de tubos, do número de alhetas e dos respetivos materiais, assim como dos arranjos geométricos, como o comprimento, o número de fiadas e a sua distribuição, dados que não são disponibilizados nos catálogos dos fabricantes e dificilmente se conseguem obter. Algumas das características dimensionais foram obtidas somente através da inspeção de uma dessas unidades. Foi por esta razão que se seguiu a metodologia que se apresenta a seguir.

Para um dado fabricante escolheram-se dois modelos de VC e fez-se a representação gráfica do valor do produto da área da serpentina e do coeficiente global de transferência de calor (A.U [W/°C]) *versus* caudal de água para três condições do par “temperatura de bolbo seco / temperatura de bolbo húmido “ do ar (25/18°C, 27/19 °C e 28/20 °C) e para três condições de entrada e saída da água (5/10°C, 7/12°C, 12/17°C).

O passo seguinte consistiu na tentativa de reproduzir o par A.U *versus* caudal de água apenas para o par 27/19 °C do ar e 7/12°C da água, que são, geralmente, as condições de funcionamento mais encontradas nas instalações de climatização com água como fluido arrefecedor. Com estes dados e com os caudais de ar e da água determinaram-se as cargas

¹ Ao longo do texto faz-se muitas vezes referência ao termo ventilo-convetor, para facilitar a escrita passa-se a utilizar a abreviatura VC, quando conveniente.

térmicas para cada um dos VCs, através do programa de simulação, alterando as características geométricas dos VCs num processo iterativo até encontrar as dimensões que permitissem obter um valor de A.U para o respetivo caudal de água próximo dos valores de catálogo.

Os resultados atingidos, representados graficamente nas figuras seguintes, demonstram que a aproximação é aceitável. Em cada caso, representam-se vários pontos que correspondem a cargas térmicas do espaço em vários instantes.

Quadro 4.1 – Dados de entrada dos VCs

Modelo	T_{ar} Bolbo seco [°C]	T_{ar} Bolbo húmido [°C]	$T_{água}$ Entrada [°C]	$T_{água}$ Saída [°C]	\dot{V}_{ar} [m ³ h ⁻¹]	$\dot{m}_{água}$ [kg h ⁻¹]
VC.1	27.0	19.0	7.0	12.0	360.0	370.0
VC.2	27.0	19.0	7.0	12.0	480.0	500.0

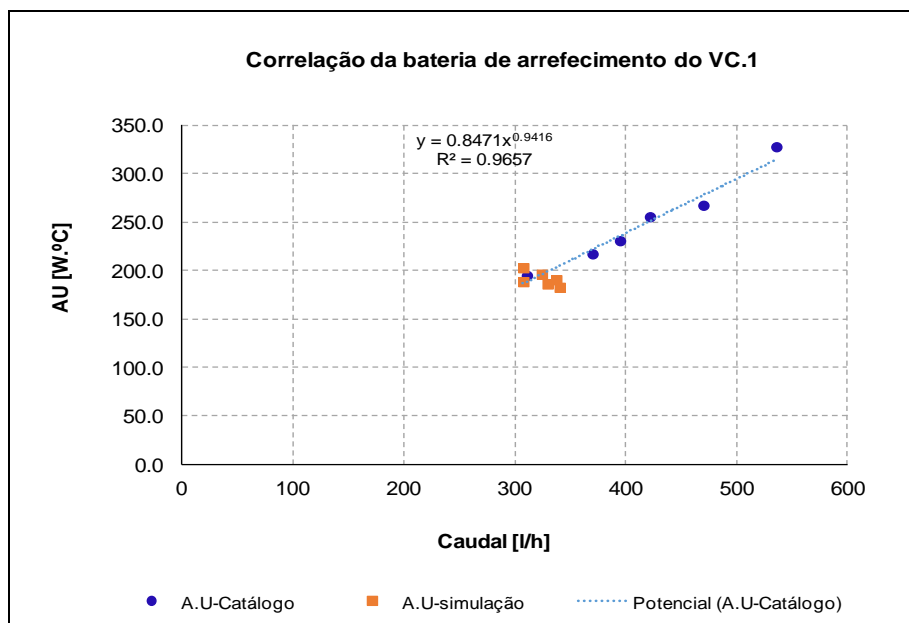


Fig. 4.1 – Correlação para a bateria de arrefecimento do ventilo-convetor VC.1²

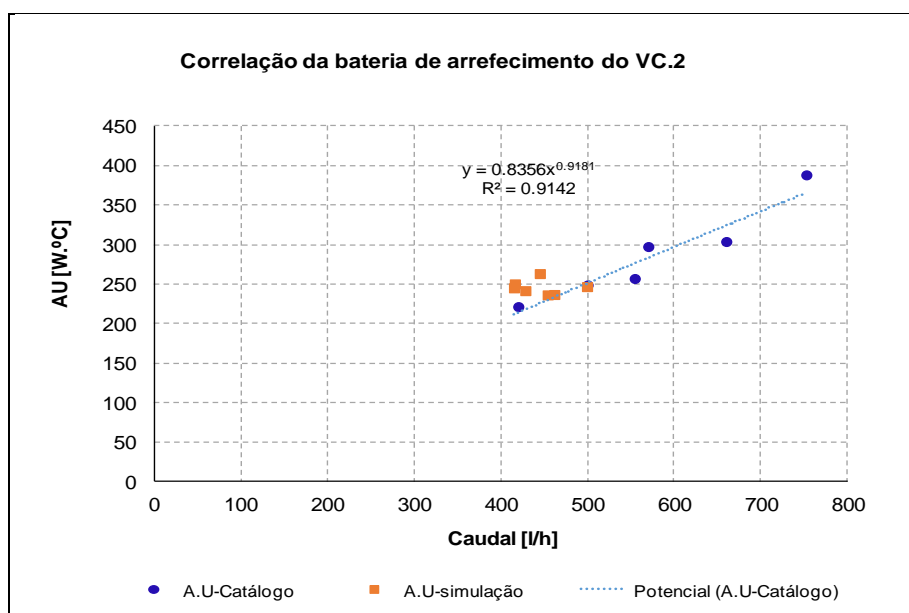


Fig. 4.2 – Correlação para a bateria de arrefecimento do ventilo-convetor VC.2

² A designação “potencial” que aparece nos dois gráficos das figuras seguintes corresponde à denominação da linha de tendência ajustada aos pontos obtidos a partir do catálogo dos ventilo-convetores e significa que a função é uma potência.

5. Estudo de várias soluções de projeto

Este capítulo constitui o objetivo principal deste trabalho e visa analisar a variação da humidade relativa do ar no espaço em função das várias soluções de projeto. É constituído pela caracterização do sistema de climatização e das soluções de insuflação do ar no espaço e pela análise dos resultados obtidos que incluem a temperatura e a humidade relativa do ar interior, tendo em vista a análise das condições de conforto térmico e das cargas térmicas de arrefecimento.

5.1 Caracterização do sistema de climatização

O sistema de climatização preconizado para o espaço caracterizado no capítulo 3 é do tipo “ar-água”, com ventilo-convetores como unidades terminais, apenas com controlo da temperatura, em função de diferentes possibilidades de insuflação de ar novo, no processo de arrefecimento.

Geralmente os sistemas de climatização mais utilizados nos edifícios controlam apenas a temperatura do ar dos espaços, enquanto a humidade relativa varia livremente. No processo de arrefecimento, o ar é desumidificado somente quando a temperatura da superfície da bateria for inferior à temperatura do seu ponto de orvalho, situação que nem sempre ocorre no processo de arrefecimento com ventilo-convetores.

O ar novo, para além de renovar o ar interior, diluindo a concentração de poluentes, pode ajudar na desumidificação, mesmo sem passar por nenhum processo térmico de tratamento, uma vez que, durante muitos períodos, o seu baixo conteúdo de humidade lhe permite remover o excesso de humidade gerado nos espaços. Isto é, geralmente, mais requerido nos processos de arrefecimento do que nos de aquecimento, em espaços com ocupação humana.

Por outro lado é sabido que, geralmente, o dimensionamento das instalações de climatização é feito selecionando as unidades ventilo-convetoras para responder a situação de carga máxima, quase sempre correspondente às designadas condições de projeto,

embora muitas vezes possa não ser o que se verifica na realidade, se, por acaso, não forem analisadas convenientemente todas as possíveis condições de funcionamento. De modo idêntico também não são exploradas, na fase de projeto, outras soluções, diferentes daquelas classicamente utilizadas, as quais passam pela chegada de um caudal mínimo de ar novo até ao ventilador-convetor, misturando-se aí com o restante caudal de ar tomado diretamente dos próprios espaços.

Algumas vezes faz-se uma análise simplificada, admitindo hipóteses que nem sempre se verificam nas instalações reais, em particular as que simulam o funcionamento do equipamento de controlo, cuja atuação conduz à variação dos caudais de água que circula na bateria dos ventilador-convetores. Esta análise é feita de uma forma “quase-estática”, supondo-se que o funcionamento é estacionário em cada um dos regimes de carga térmica analisados. É por isso que neste trabalho se pretende fazer a simulação da instalação em regime dinâmico, interligando todos os componentes que constituem o sistema “espaço – ventiladorconvetor-controlo de temperatura”. A única simplificação admitida é o valor constante da água refrigerada que chega à bateria, o que também se passa na grande maioria das instalações deste tipo.

5.1.1 *Types* utilizados na simulação do sistema de climatização

Nesta análise, como já foi referido, são utilizados os *types* 11, 22 e 52, para além dos outros já supramencionados, na simulação do sistema de climatização, cujas ligações entre eles estão indicadas na figura 5.2.

- O *type* 52 simula o ventilador-convetor, sendo pré-selecionado o modelo 1 para os casos A e B e o modelo 2 para o caso C.
- O *type* 11 permite definir a percentagem de caudal de ar novo a ser insuflado no espaço.
- O *type* 22 (*Feedback control*) permite controlar a temperatura do espaço, através de um sinal de controlo que atua sobre o caudal de água fria que circula na unidade terminal, de modo a manter a temperatura do espaço em torno da temperatura de *set point*. O sinal de controlo é gerado através do cálculo do erro entre o valor da

temperatura de *set point* e o valor da temperatura do ar no espaço no instante anterior. O controlo definido, neste estudo, deve permitir a temperatura do espaço oscilar entre 26 e 24°C. (figura 5.1).

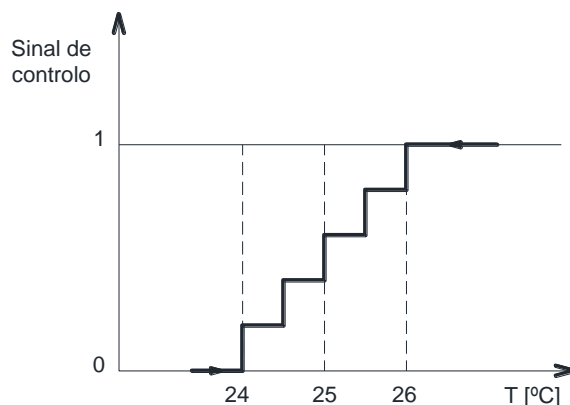


Fig. 5.1 – Esquema de controlo utilizado nas simulações

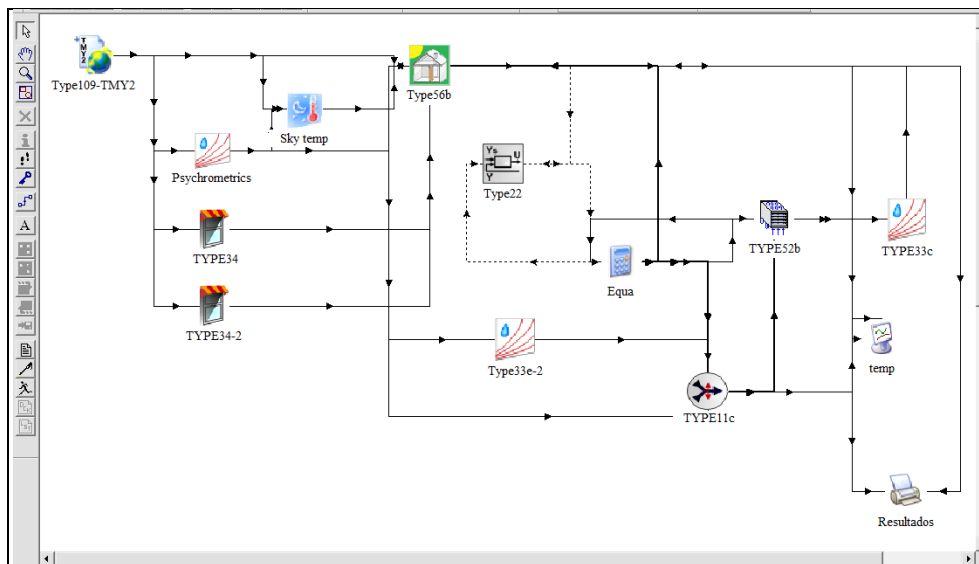


Fig. 5.2 – Ligação entre os types no Trnsys 16.0

5.2 Caracterização das diferentes soluções de insuflação do ar no espaço

Nesta análise são considerados cinco casos. No caso A considera-se $90 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ de caudal de ar novo e, nos restantes casos, o caudal de ar novo é majorado para $169 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, devido aos materiais não serem “ecologicamente limpos” e à eficiência do sistema de difusão do ar que se admite ser de 80%. No último caso, a unidade ventilo-convetora é de maior potência, podendo movimentar $480 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ de ar contra $360 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ dos primeiros casos.

Para além disso, em cada um dos casos, considera-se que o ar novo tem, ou não, pré-tratamento. Finalmente outra variante: o ar novo pode ser admitido no VC, ou insuflado diretamente no espaço.

Os casos de estudo são os seguintes:

- Caso A - Modelo VC.1 com $90 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ de caudal de ar novo
 - A.1 – O ar novo é admitido na aspiração do VC.

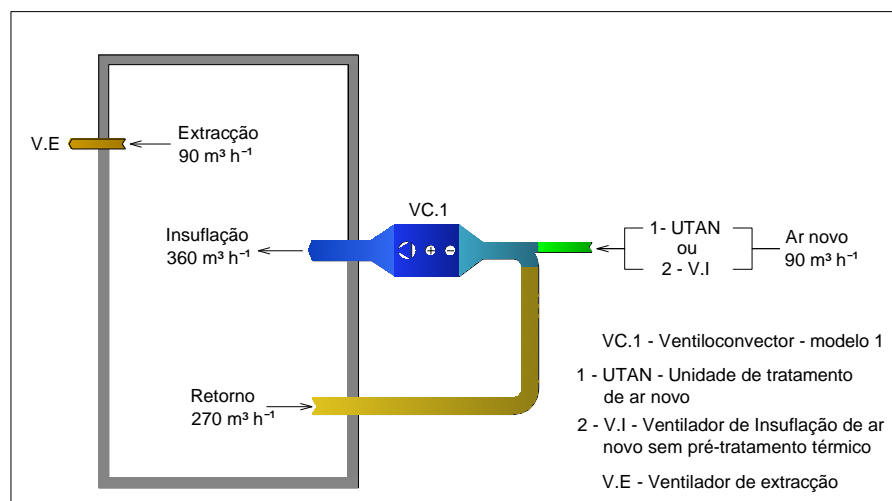


Fig. 5.3 – Esquema do caso A.1

- A.2 – O ar novo é insuflado diretamente na sala.

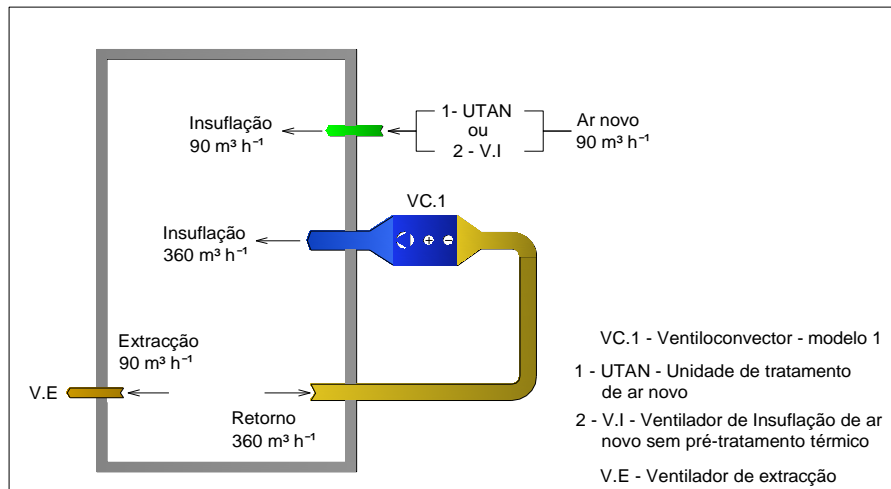


Fig. 5.4 – Esquema do caso A.2

- Caso B - Modelo VC.1 com $169 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ de caudal de ar novo

Neste caso o caudal de ar novo é majorado em cerca de 90% devido às razões da qualidade do ar interior.

- B.1 – O ar novo é admitido na aspiração do VC.

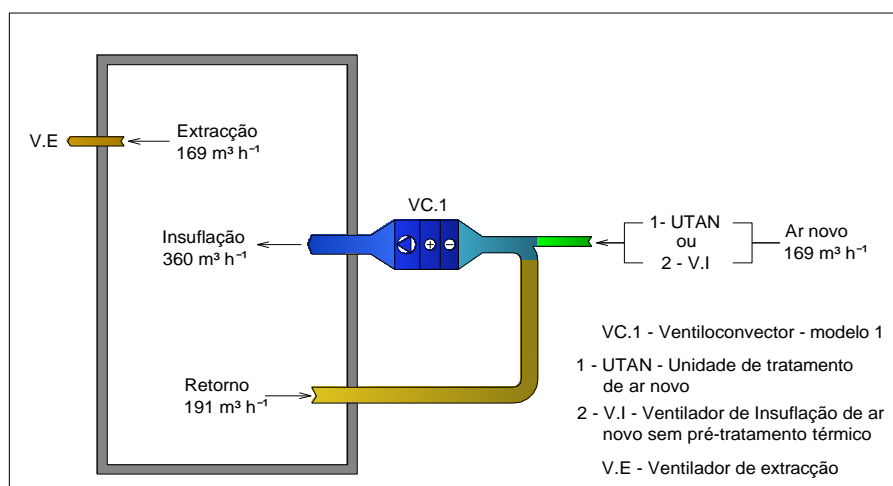


Fig. 5.5 – Esquema do caso B.1

- B.2 – O ar novo é parcialmente admitido na aspiração do VC.

O Caudal de ar novo é parcialmente admitido pela unidade ventilo-convetora. Este caso prende-se com a recomendação de que estas unidades devem admitir até cerca 30% do caudal total, sobretudo quando este não é pré-tratado. Assim, neste caso, dos $169 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, $108 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ é injetado na unidade e o restante ar novo ($61 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$) é insuflado diretamente no espaço.

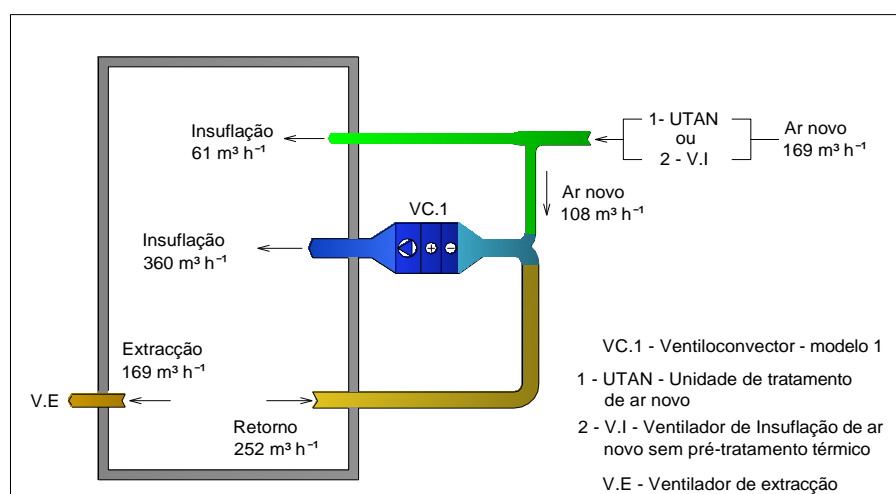


Fig. 5.6 – Esquema do caso B.2

- Caso C - Modelo VC.2 com $169 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ de caudal de ar novo

Para evitar os problemas da solução B.2, propõe-se a utilização de uma unidade ventilo-convetora de maior potência (VC.2), de modo a receber todo o caudal de ar novo e evitar a introdução de uma nova conduta e outros equipamentos de difusão de ar, apesar do custo desta unidade poder ser maior.

- C.1 – O ar novo é admitido na aspiração do VC.

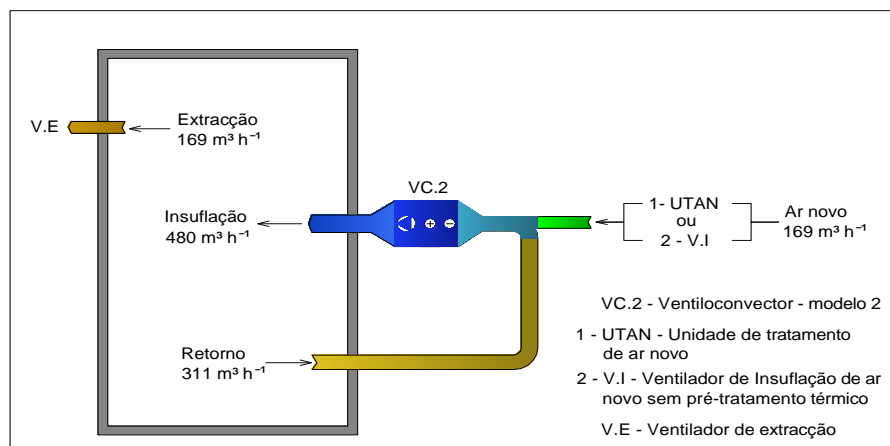


Fig. 5.7 – Esquema do caso C.1

Os caudais de ar dos referidos casos estão indicados no quadro 5.1. O caudal de ar novo é insuflado diretamente no espaço, ou através da unidade ventilador-convetora, durante todo o período de funcionamento da sala, ou seja, entre as 8:00 e as 20:00. Os resultados das simulações de cada um dos casos estão resumidos de forma gráfica no anexo A deste trabalho.

Quadro 5.1 – Caudais de ar

Casos	A_{up}	PD	Volume	Ocupação	Caudal / ocupante	Caudal mínimo de ar	Ar novo ao VC	Ar novo no espaço	Caudal de ar recirculado	Caudal total do VC	Modelo
	m^2	m	m^3	pax	$m^3 h^{-1}$	$m^3 h^{-1}$	$m^3 h^{-1}$	$m^3 h^{-1}$	$m^3 h^{-1}$	$m^3 h^{-1}$	
A.1	25.2	3.0	75.6	3.0	30.0	90.0	90.0	0.0	270.0	360.0	VC.1
A.2	25.2	3.0	75.6	3.0	30.0	90.0	0.0	90.0	360.0	360.0	VC.1
B.1	25.2	3.0	75.6	3.0	30.0	168.8	168.8	0.0	191.3	360.0	VC.1
B.2	25.2	3.0	75.6	3.0	30.0	168.8	108.0	60.8	191.3	360.0	VC.1
C.1	25.2	3.0	75.6	3.0	30.0	168.8	168.8	0.0	311.3	480.0	VC.2

5.3 Análise comparativa dos resultados obtidos dos casos estudados

5.3.1 Temperatura do ar interior

A variação diária da temperatura do ar interior está exemplificada nos gráficos das figuras 5.8 e 5.9 com o ar novo pré-tratado (A.1_{CT}) e sem pré-tratamento (A.1_{ST}). Verifica-se o efeito do ar novo, com e sem pré-tratamento, através do perfil de temperatura da mistura de caudais à entrada do ventilo-convetor ($T_{ar_in_vc}$), em que no primeiro caso está abaixo da temperatura do ar da sala e no segundo está acima. Através do perfil de temperatura do ar à saída da unidade ($T_{ar_out_vc}$) verifica-se que, quando há pré-tratamento do ar novo, ocorre um atraso de uma hora no arranque da unidade, ou seja, o ar novo remove a carga térmica nessa hora. A temperatura do ar da sala é melhor controlada quando há pré-tratamento do ar novo.

Estes gráficos referem-se ao caso A.1, sendo os restantes, referentes aos outros casos, semelhantes e, por isso, encontram-se no anexo A.

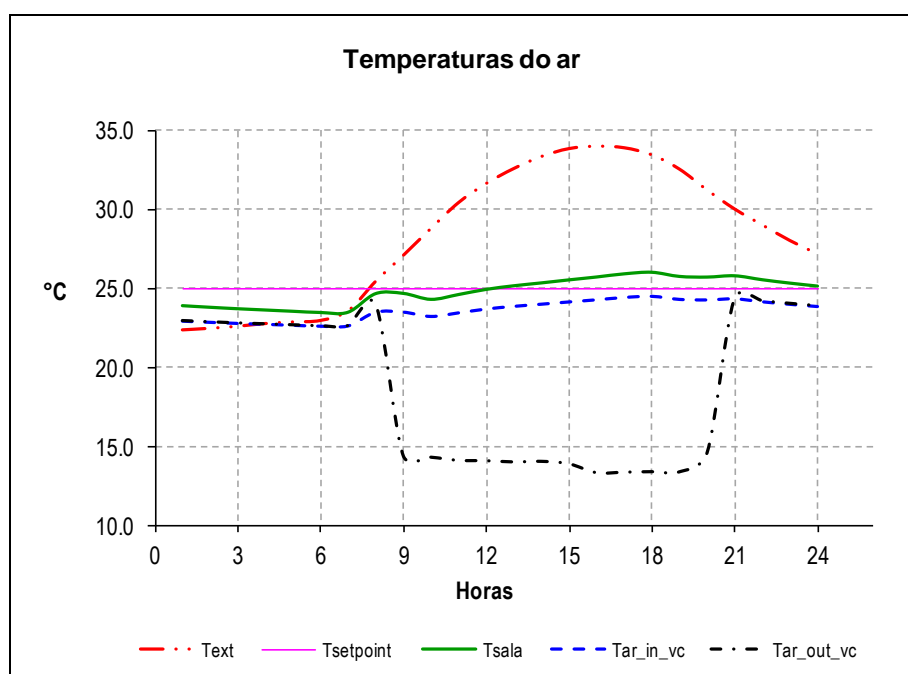


Fig. 5.8 – Perfil das temperaturas do ar do caso A.1 com o ar novo pré-tratamento

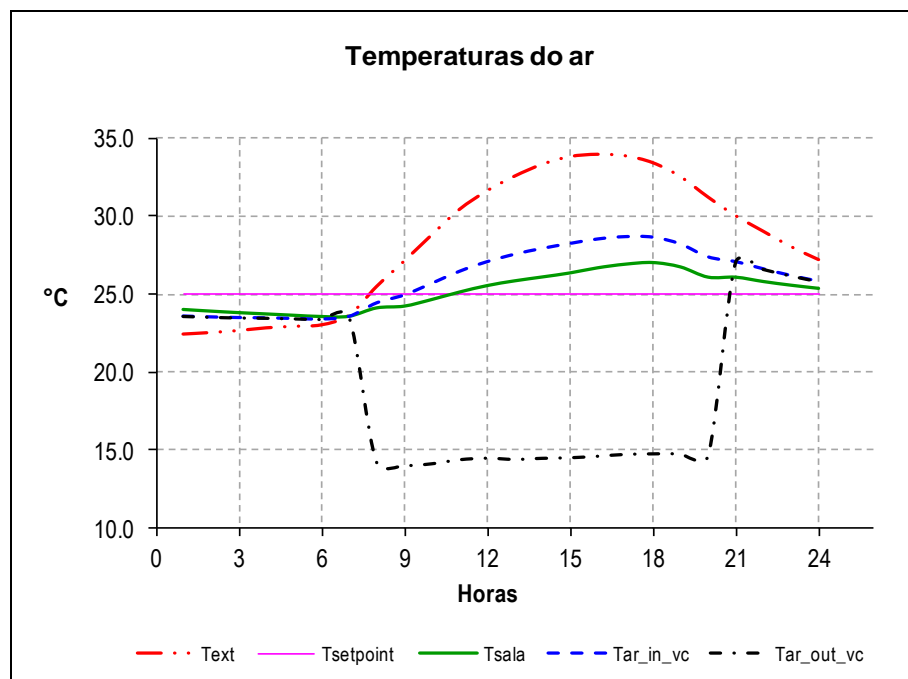


Fig. 5.9 – Perfil das temperaturas do ar do caso A.1 com o ar novo sem pré-tratamento

5.3.2 Cargas térmicas de arrefecimento

Nos quadros seguintes estão resumidos os valores máximos das cargas térmicas de arrefecimento removidas às 18 h do dia 21 de Julho, dia em que a temperatura exterior é mais elevada, nos casos de estudo considerados, e em que o controlo da temperatura é realizado por meio dos ventilo-convetores (VC.1 e VC.2). Para além desses valores, estão também indicados os valores, considerados ideais e tomados como referências, determinados no *Trnbuild*, i.e., com o controlo perfeito da temperatura e da humidade relativa do ar em modo de arrefecimento, respetivamente em 25°C e 50%.

No caso A.1 regista-se um aumento das cargas totais de 22.5%, relativamente aos valores de referência, quando há pré-tratamento do ar novo e de 11.2% quando não há pré-tratamento. No caso A.2 ocorre um aumento de 32.7 e 8.5% nas condições já referidas. Regista-se que o ventilo-convetor, modelo 1, consegue garantir o controlo da temperatura do ar da sala nos valores em torno do “set-point” em ambas as situações.

As cargas térmicas removidas nos casos B e C são maiores do que em A devido ao aumento do caudal de ar novo e, para além disso, em C a unidade ventilo-convetora tem maior área de permuta de calor.

Verificam-se diferenças nos valores das cargas térmicas, sendo maiores os que dizem respeito à situação em que o ar novo não é pré-tratado, tal como, também se verificam diferenças na humidade relativa do espaço, como mais adiante se analisará.

Quadro 5.2 – Cargas térmicas de arrefecimento às 18 h do dia 21 Julho dos casos A.1 e A.2

Caudal ar novo 90 m ³ /h	<i>Trnbuild</i> (controlo "perfeito")	VC.1 - A.1	VC.1 - A.2
		Ar novo ao VC	Ar novo à sala
	Cargas térmicas totais máximas		
	[W]	[W]	[W]
(1) Com pré-tratamento	1229.7	1586.5	1826.1
Dif. percentual entre VC e Trnbuild		22.5%	32.7%
T e HR do ar à entrada do VC		(24.5 °C e 51.8 %)	(25.8 °C e 50.1 %)
(2) - Sem pré-tratamento	2187.3	2587.9	2464.4
Dif. percentual entre VC e Trnbuild		15.5%	11.2%
T e HR do ar à entrada do VC		(28.6 °C e 54.0 %)	(25.2 °C e 57.5 %)

Quadro 5.3 – Cargas térmicas de arrefecimento às 18 h do dia 21 Julho dos casos B.1, B.2 e C.1

Caudal ar novo 169 m ³ /h	<i>Trnbuild</i> (controlo "perfeito")	VC.1 - B.1	VC.1 - B.2	VC.2 - C.1
		Ar novo ao VC	Ar novo parcial ao VC	Ar novo ao VC.2
	Cargas térmicas totais máximas			
	[W]	[W]	[W]	[W]
(1) Com pré-tratamento	917.6	1409.9	1479.6	2004.6
Dif. percentual entre VC e Trnbuild		34.9%	38.0%	54.2%
T e HR do ar à entrada do VC		(22.9 °C e 49.8 %)	(24.1 °C e 50.1 %)	(23.0 °C e 50.5 %)
(2) - Sem pré-tratamento	2742.8	2802.3	2692.0	3628.1
Dif. percentual entre VC e Trnbuild		2.1%	-1.9%	24.4%
T e HR do ar à entrada do VC		(29.9 °C e 51.7 %)	(27.7 °C e 54.6 %)	(28.9 °C e 52.9 %)

Os perfis das cargas térmicas totais do dia 21 de Julho, com e sem pré-tratamento do ar novo, dos casos acima referidos estão representados nas figuras 5.10, 5.11 e 5.12. Nota-se que as cargas térmicas nas primeiras horas de funcionamento da instalação são removidas apenas com o ar novo pré-tratado. Observa-se também que as cargas térmicas removidas pela unidade ventilo-convectiva VC.2 são muito superiores às de referência, ou seja, esta unidade estaria sobredimensionada para o espaço em causa, embora as temperaturas estivessem ainda dentro dos parâmetros estabelecidos (24 e 26°C), contudo mais próximo de 24°C.

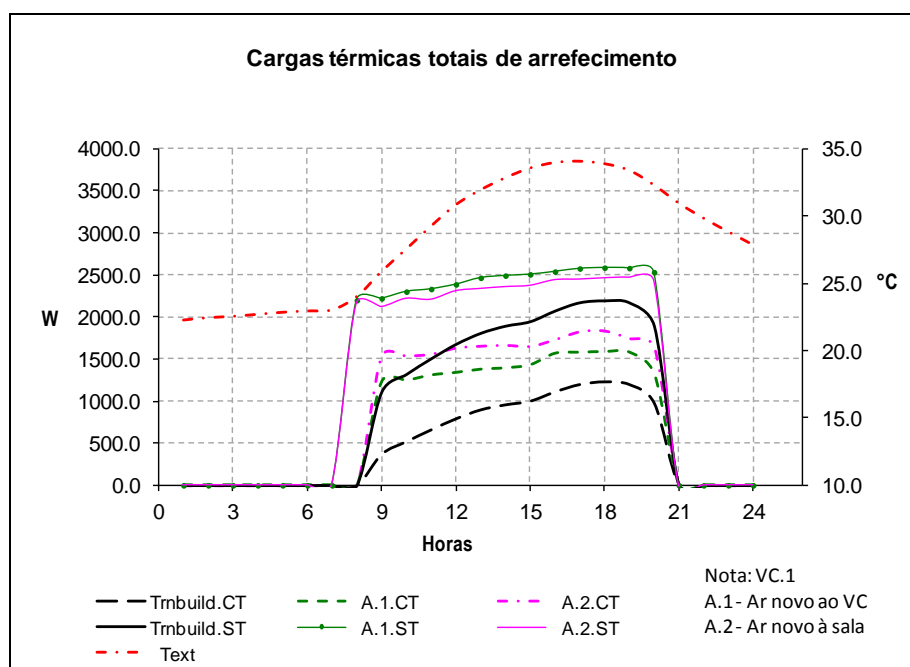


Fig. 5.10 – Perfil das cargas térmicas totais dos casos A.1 e A.2 com e sem pré-tratamento do ar novo.

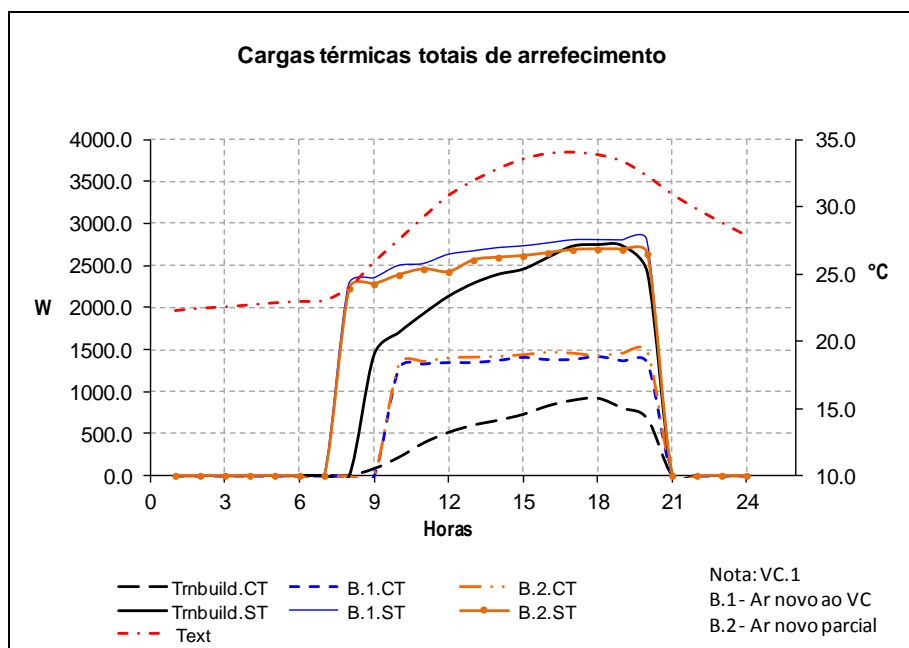


Fig. 5.11 – Perfil das cargas térmicas totais dos casos B.1 e B.2 com e sem pré-tratamento do ar novo.

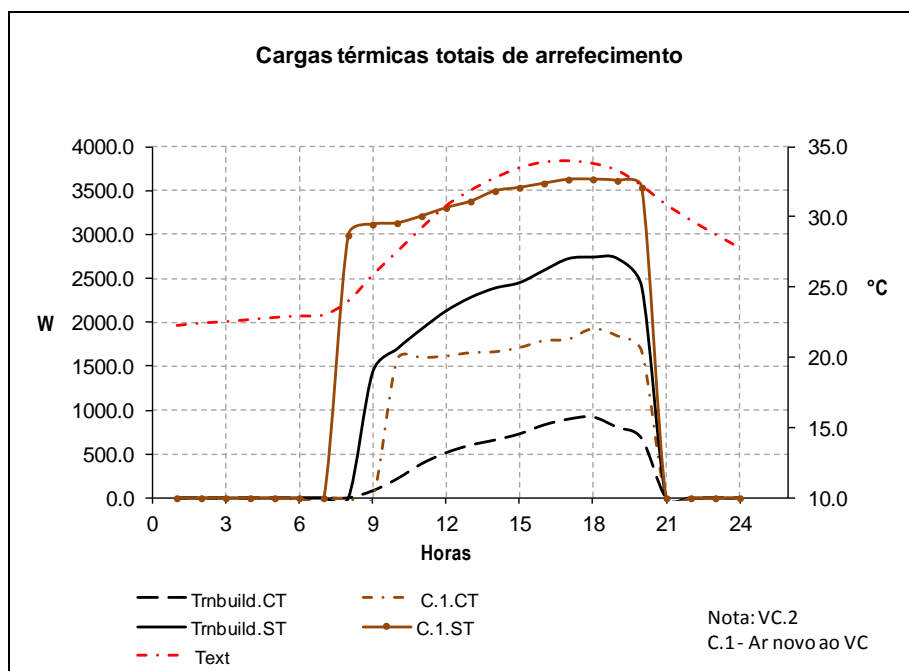


Fig. 5.12 – Perfil das cargas térmicas totais do caso C.1 com e sem pré-tratamento do ar novo.

O perfil das cargas térmicas totais de arrefecimento, que se apresenta na figura seguinte, em simultâneo com a temperatura do ar exterior, mostra as variações para uma sequência de dias. De certa forma, espelha o que se apresentou nos gráficos anteriores. Admitiu-se um dia da semana em que o sistema está desligado, razão pela qual não parecem valores entre as horas 4848 e 4872. Neste gráfico representam-se as cargas térmicas dos casos em que o ar novo é insuflado no espaço através do VC com pré-tratamento (A.1_{CT}) e sem pré-tratamento (A.1_{ST}, B.1_{ST}, C.1_{ST}), bem como as calculadas através do *Trnbuild*, também sem pré-tratamento.

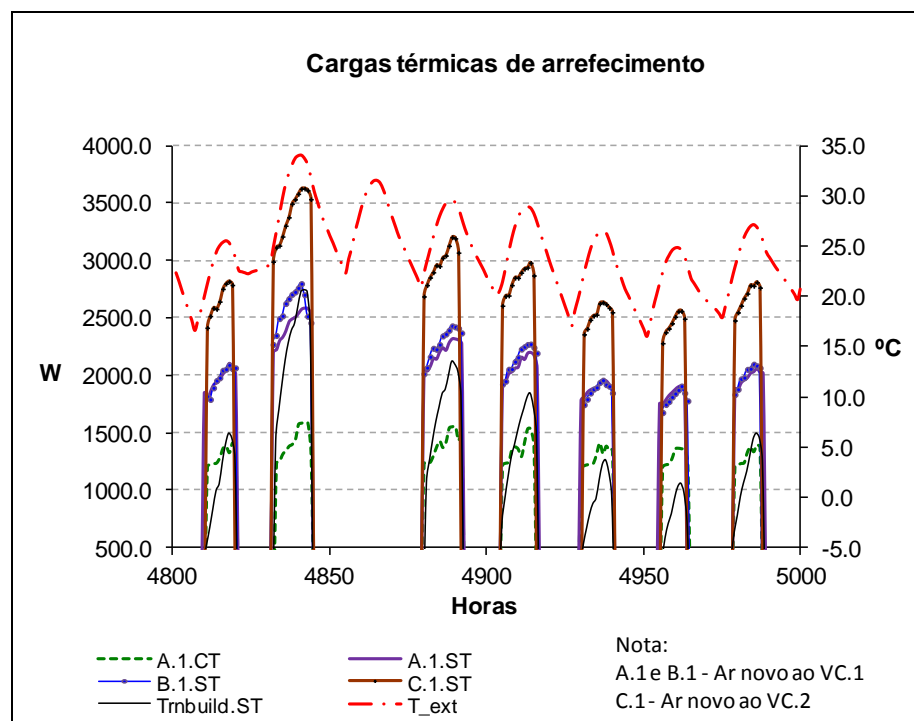


Fig. 5.13 – Perfil das cargas térmicas totais com e sem pré-tratamento do ar novo de vários dias.

5.3.3 Análise da variação da humidade relativa do espaço

Os gráficos das figuras seguintes ilustram os perfis da humidade relativa e da temperatura do espaço, dos vários casos de estudo, relativos ao dia 21 de Julho. Destaca-se o caso em que o ar novo é previamente tratado, em que a humidade relativa do ar interior tende para o valor “ideal”, (50%), geralmente admitido como uma das condições típicas de projecto, principalmente quando se aumenta o caudal de ar novo, enquanto no caso do ar novo sem pré-tratamento a humidade relativa varia entre 70 e 60%. Não se verificam grandes diferenças na humidade relativa entre os casos A.1, em que o ar novo é introduzido no VC, e A.2, em que o ar novo é insuflado diretamente no espaço. Contudo, salienta-se que a solução de introduzir o ar novo diretamente no espaço pode originar assimetrias locais de temperatura e conseqüentemente algum desconforto, sobretudo no caso de aquecimento, uma vez que a temperatura do ar exterior é mais baixa que a do ar insuflado pela unidade terminal. Nestes casos o sistema de difusão deverá garantir uma mistura perfeita do ar exterior com o ar tratado. Verifica-se que a temperatura, variável controlada, é praticamente constante, situando-se em torno de 25°C, o mesmo já não se pode dizer da humidade relativa que só apresenta valores relativamente estáveis quando há pré-tratamento do ar novo.

Nos gráficos das figuras 5.14, 5.15 e 5.16 são também apresentados os perfis de temperatura do ar interior e do ar exterior, apenas com o intuito de mostrar que a primeira daquelas temperaturas se conseguiu manter em torno do valor admitido para o controlo, tal como acima já foi referido. A sua escala é a das ordenadas, da direita, propositadamente estendida para não haver sobreposição entre estes perfis e os da humidade que devem ser lidos nas ordenadas da esquerda.

Na figura 5.17 compara-se os vários casos, e verifica-se que, quando o ar novo é pré-tratado, a humidade relativa é maior no caso A.1 do que nos casos B.1 e C.1, visto que o caudal de ar novo é menor. Quando o ar novo não tem pré-tratamento, os perfis da humidade relativa não apresentam grandes alterações de um caso para outro.

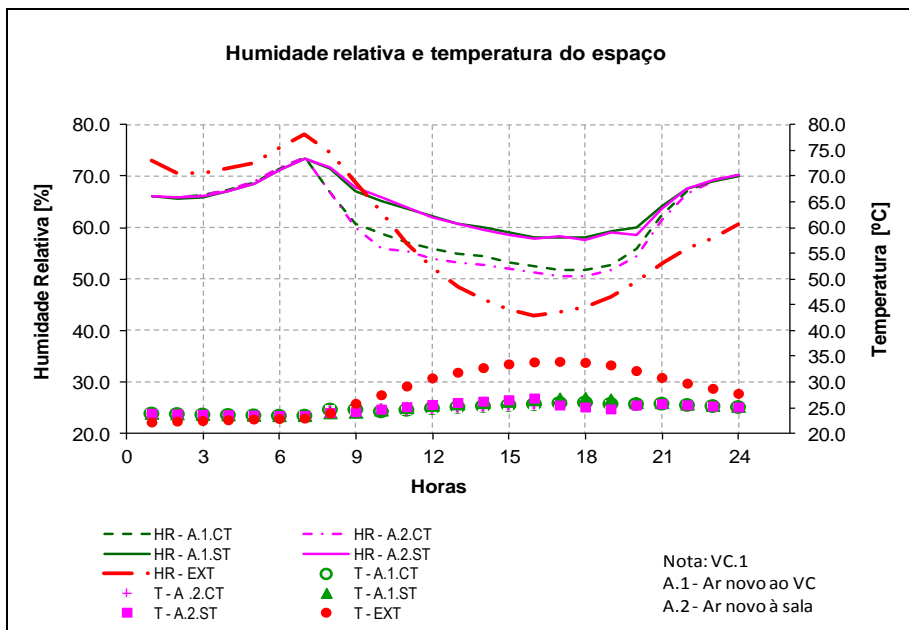


Fig. 5.14 – Perfis de humidade relativa e de temperatura do espaço dos casos A.1 e A.2 com e sem pré-tratamento do ar novo

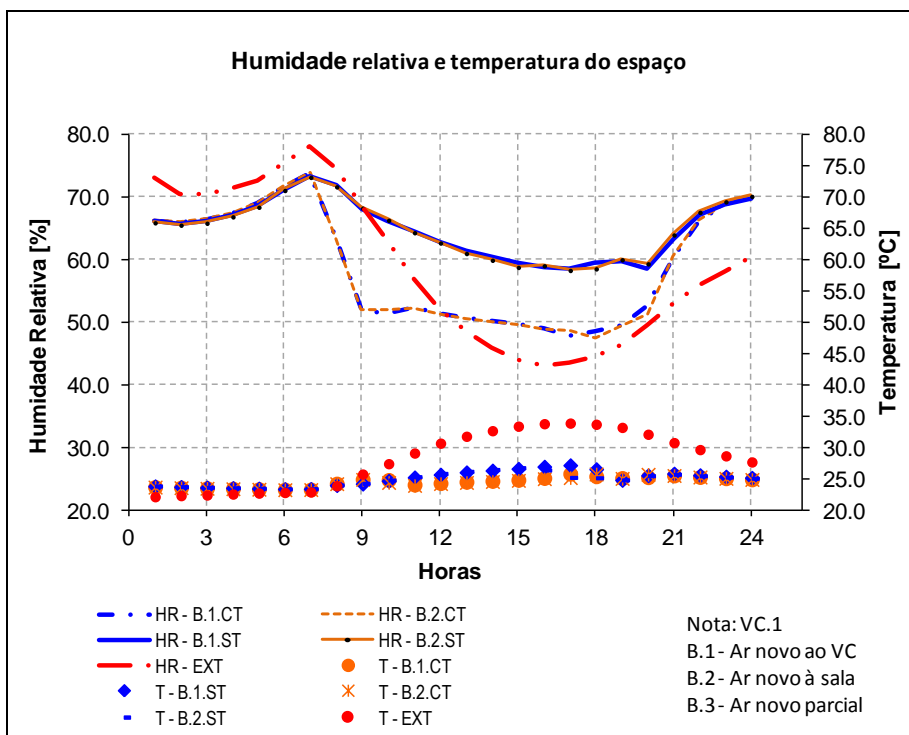


Fig. 5.15 – Perfis de humidade relativa e de temperatura do espaço dos casos B.1 e B.2 com e sem pré-tratamento do ar novo

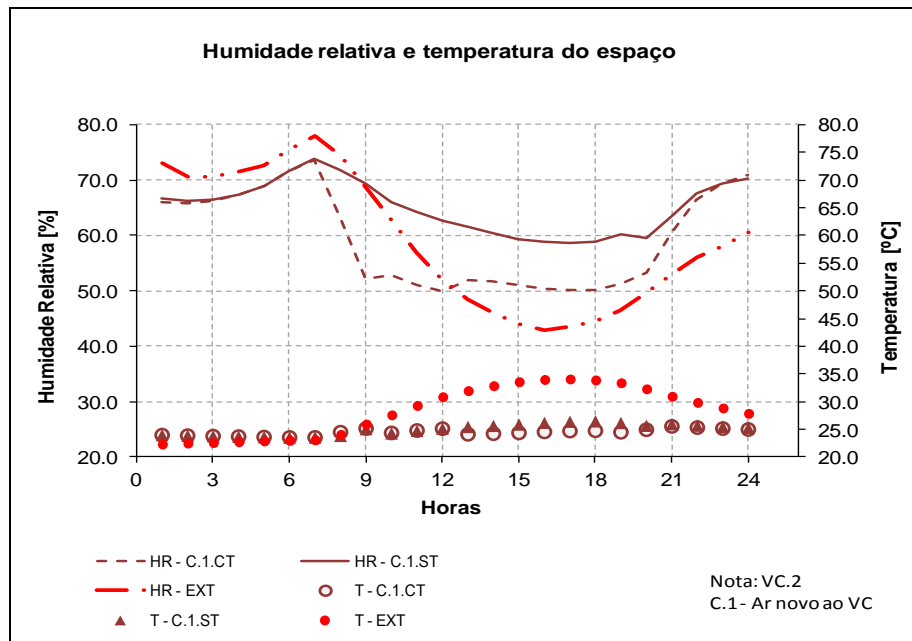


Fig. 5.16 – Perfis de umidade relativa e de temperatura do espaço do caso C.1 com e sem pré-tratamento do ar novo

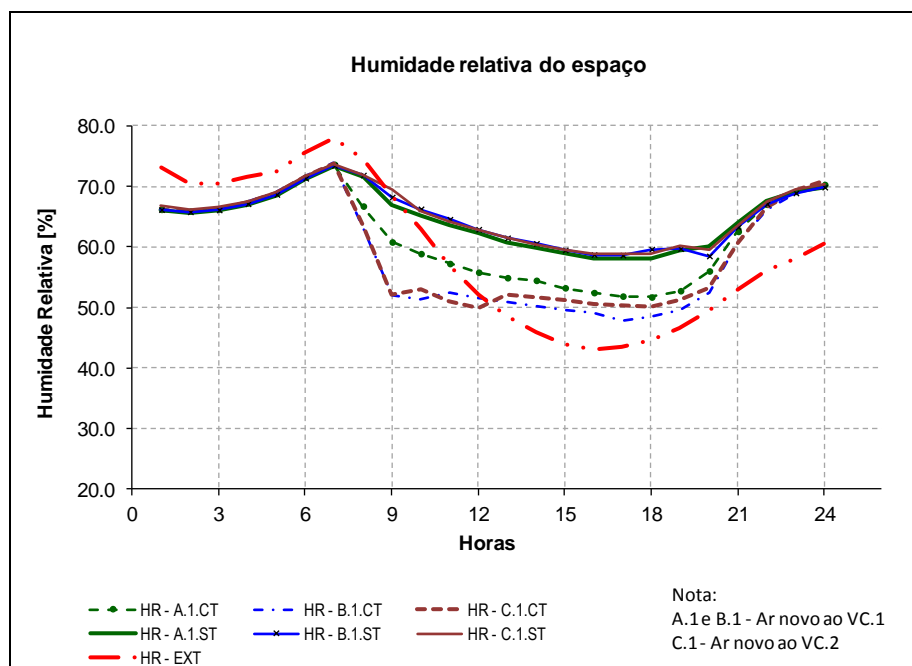


Fig. 5.17 – Perfis de umidade relativa e de temperatura dos casos A.1, B.1 e C.1 com e sem pré-tratamento do ar novo

5.3.4 Condições de conforto térmico segundo ASHRAE

Para se avaliar o conforto térmico recorreu-se ao diagrama psicrométrico fazendo-se a representação dos diversos estados do ar obtidos para ambas as situações, com e sem pré-tratamento do ar novo. Os dados são relativos ao dia 21 de Julho. Comprova-se, segundo o modelo da ASHRAE, que, quando o ar novo é pré-tratado, as condições de conforto são conseguidas, ao contrário do que sucede quando o ar novo não é pré-tratado. Quando há pré-tratamento do ar novo, as condições de conforto em A são piores que as dos outros casos, mas ainda dentro dos valores estipulados pela ASHRAE. Não existem grandes diferenças entre os casos, quando o ar novo não é pré-tratado.

Apresenta-se apenas, nesta secção, os diagramas referentes aos casos em que o ar novo é insuflado no espaço através do VC porque os outros casos são semelhantes.

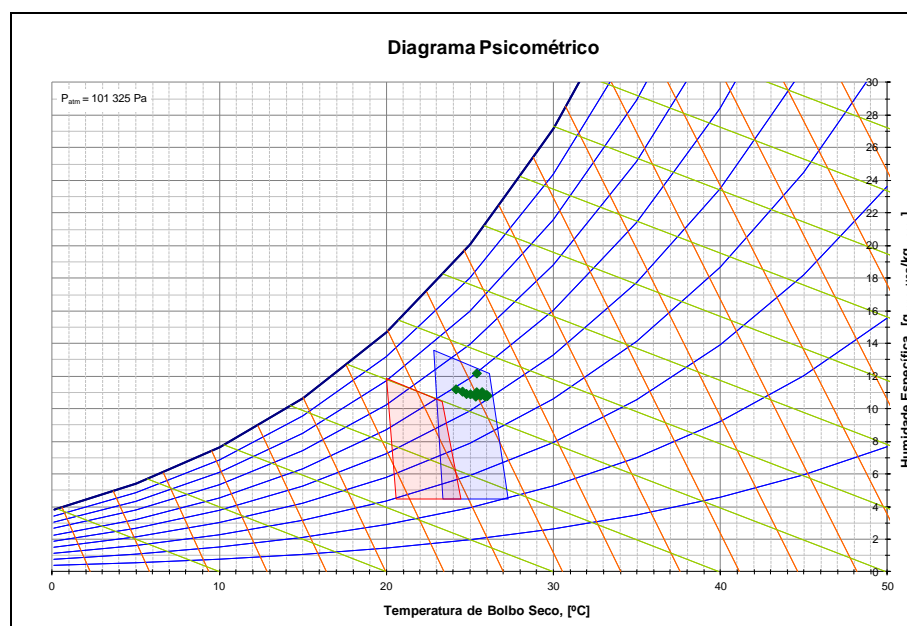


Fig. 5.18 – Representação dos estados do ar na sala do caso A.1_{CT}

Fonte: O diagrama psicrométrico foi obtido da referência [16]

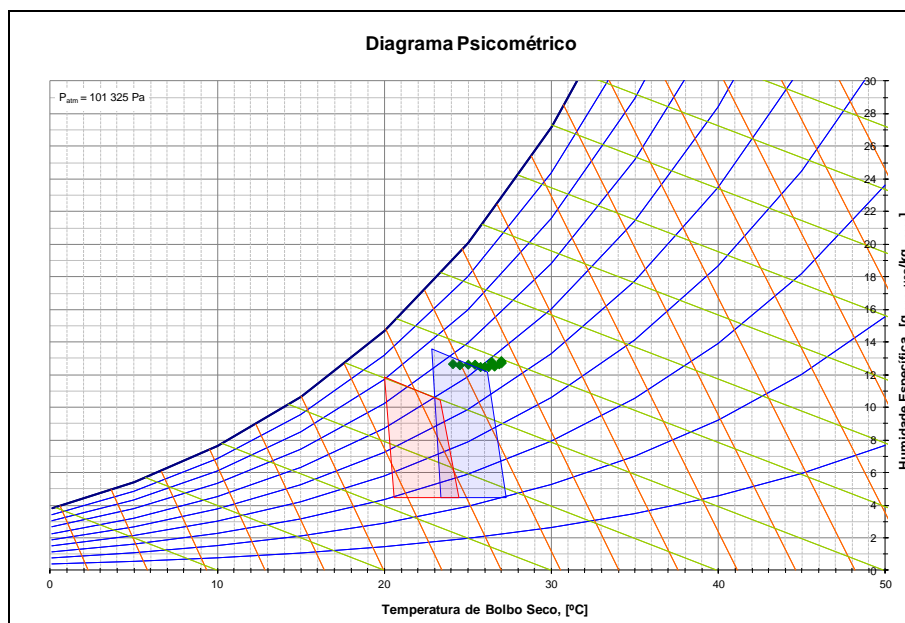


Fig. 5.19 – Representação dos estados do ar na sala do caso A.1_{ST}

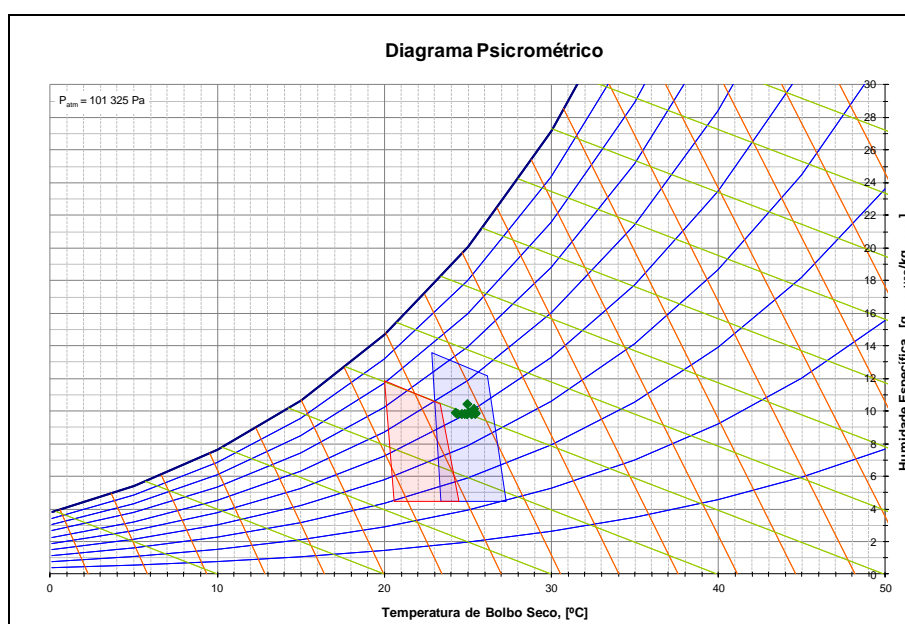


Fig. 5.20 – Representação dos estados do ar na sala do caso B.1_{CT}

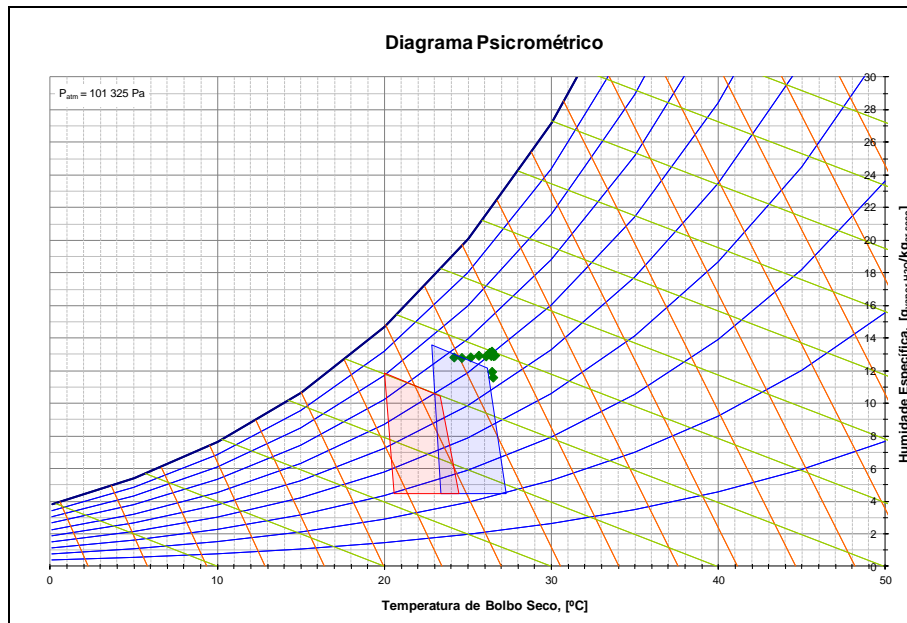


Fig. 5.21 – Representação dos estados do ar na sala do caso B.1_{ST}

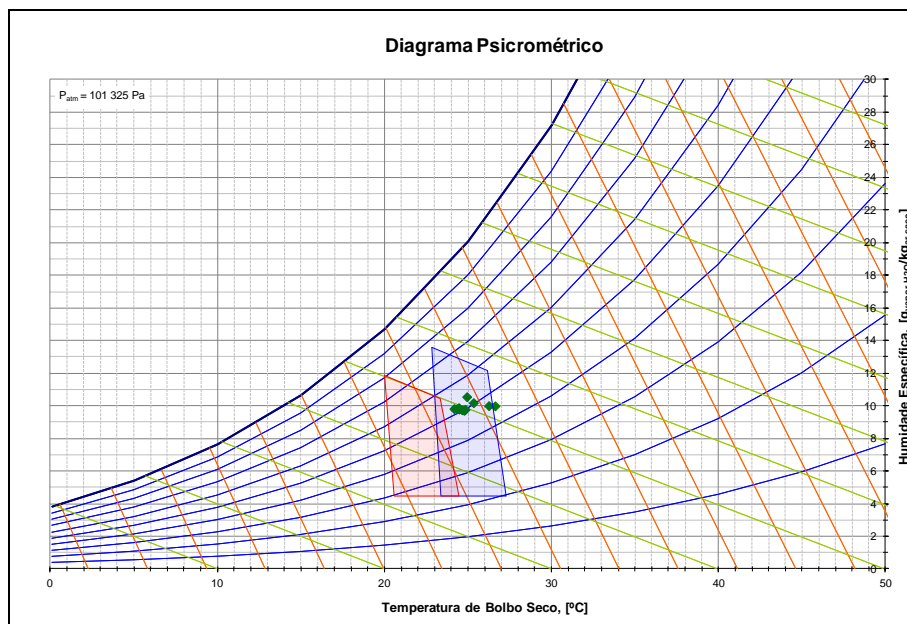


Fig. 5.22 – Representação dos estados do ar na sala do caso C.1_{CT}

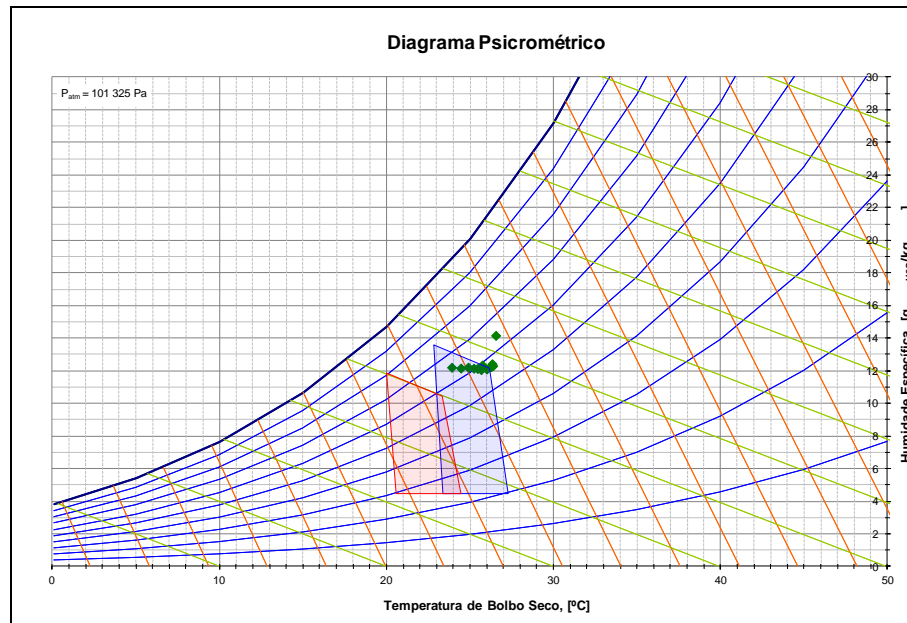


Fig. 5.23 – Representação dos estados do ar na sala do caso C.1_{ST}

5.3.5 Condições de conforto segundo a norma ISO 7730

Para se calcular os índices de conforto foi adotada a velocidade do ar de 0,2 m/s, a resistência térmica para o vestuário de 0,08 (m².°C)/W (0.57 clo) correspondente a roupa própria de uma estação estival, e a taxa metabólica de 65 W/m² (1.1 met), adequada para uma atividade sedentária típica de escritório (*typing*). [2, pág. 8.6, 8.8]

Nos gráficos seguintes apresentam-se os valores dos índices de conforto do dia 21 de Julho do caso A.1 com e sem pré-tratamento de ar novo. Confirmam-se os “níveis” de conforto já determinados segundo ASHRAE. Ressalta-se que os índices de PMV e PPD variam conforme os dados acima referidos.

Apresenta-se apenas os gráficos referentes ao caso A.1, os outros casos são semelhantes.

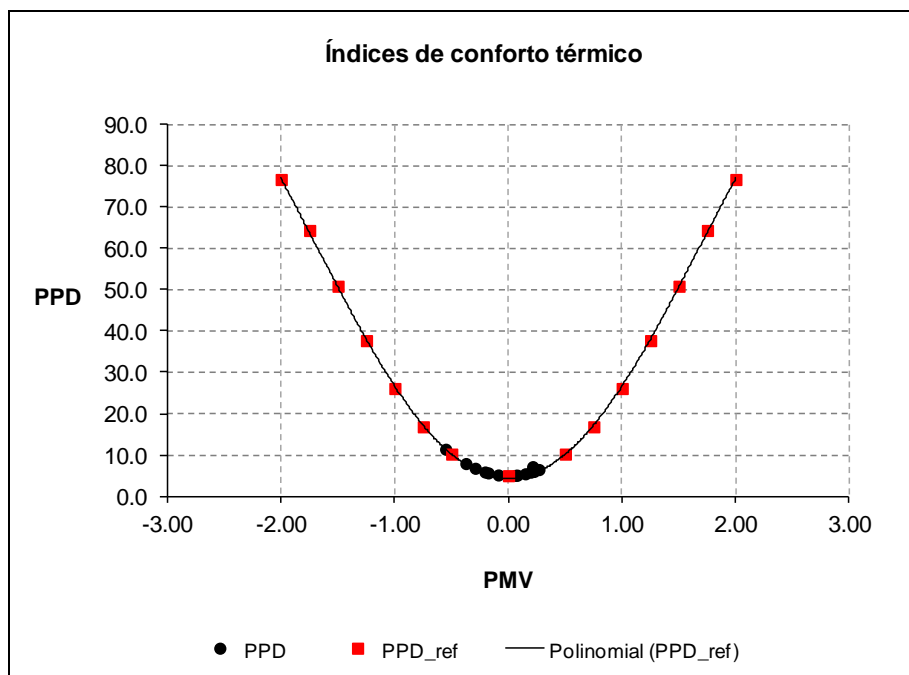


Fig. 5.24 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala do caso A.1CT

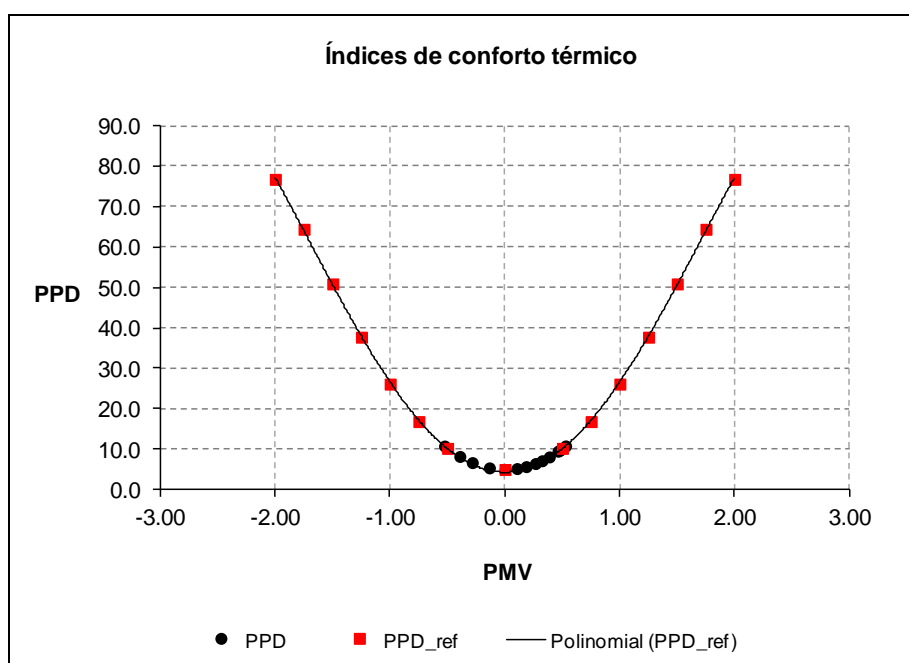


Fig. 5.25 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala do caso A.1ST

6. Conclusões e propostas de trabalhos futuros

6.1 Conclusões

As instalações de aquecimento, ventilação e ar condicionado têm como objetivo criar condições de conforto no ambiente interior dos edifícios climatizados, sobretudo através da temperatura e de humidade relativa do ar, independentemente das condições exteriores, devendo ter sempre como premissas, no seu projeto, os fatores económicos e ambientais. Assim, a avaliação das características térmicas da envolvente dos edifícios e das necessidades de ventilação são fundamentais para o dimensionamento correto do sistema de climatização.

Um dos objetivos deste trabalho, ainda que não fosse o principal, era procurar a adequabilidade do programa *Trnsys* como ferramenta auxiliar no projeto das instalações de AVAC, dada a sua reconhecida versatilidade em simular o comportamento de sistemas térmicos que se podem construir, de forma algo semelhante ao que se verifica na prática, i.e., associando componentes.

Os resultados obtidos com a simulação dos diversos casos explorados neste trabalho são satisfatórios relativamente aos objetivos inicialmente colocados. Isto significa que, globalmente, os modelos matemáticos que descrevem o comportamento dos componentes do sistema de AVAC e do próprio espaço (edifício) se encontram suficientemente “aferidos”. Contudo, o do controlo apresenta-se como o de mais difícil adequação à realidade e, como ele tem influência sobre o desempenho dos outros, é natural que se justifique algum aprofundamento neste domínio, mesmo reconhecendo que o objetivo procurado não é o de estudar apenas o controlo mas o desempenho completo do sistema.

Para os fins a que se propunha este trabalho, demonstra-se que as unidades ventilo-convetoras são adequadas para a remoção de cargas sensíveis, visto que a variável controlada é apenas a temperatura do ar interior. Elas não são adequadas para a remoção das cargas latentes porque não conseguem manter a humidade relativa dentro de valores

consentâneos com o conforto térmico, pelo menos, nas condições assumidas na análise realizada neste trabalho.

Para remover as cargas latentes deve-se utilizar o ar novo pré-tratado, i.e., por exemplo com a temperatura de 20 °C e 50 % de humidade relativa, em unidades de tratamento de ar novo, melhorando-se, em consequência, as condições de conforto. Constatou-se que quanto maior for o caudal de ar novo pré-tratado, dentro dos limites justificados para garantir a ventilação dos espaços, melhores são as condições de conforto. Contudo os caudais de ar novo devem ser os estritamente necessários de modo a evitar o sobredimensionamento das instalações e o excessivo consumo de energia.

A solução de aumentar a potência do ventilador, ou seja, passar do VC.1 para o VC.2, por forma a receber o caudal de ar novo majorado, devido às razões de qualidade do ar interior, para remover as mesmas cargas térmicas, não produziu grande influência na melhoria das condições de conforto.

Os índices de conforto determinados com o modelo da ASHRAE são praticamente confirmados com os determinados aplicando o modelo da norma ISO 7730.

O caso B.1 mostra-se como sendo a melhor solução porque as condições de conforto térmico apresentadas são melhores do que no caso A e, também, melhor do que no caso C, até do ponto de vista económico, já que o modelo de VC utilizado em C é maior do que o modelo em B.

Dos resultados obtidos nas simulações com o programa *Trnsys* 16.0, não foi possível inferir outras conclusões relativas às diferenças entre os diversos casos, uma vez que o programa considera cada espaço como um único ponto para o qual calcula um valor médio das variáveis em cada instante.

Resume-se no quadro seguinte as conclusões comparativas dos vários casos analisados. Dado que, em todos eles, o sistema conseguiu controlar a temperatura do espaço, apresenta-se no referido quadro apenas a comparação qualitativa da humidade relativa do ar interior dos vários casos.

Quadro 6.1 – Resume das conclusões

Termos de comparação	Resultados qualitativos da humidade relativa
Ar novo <u>com</u> pré-tratamento / <u>sem</u> pré-tratamento	Melhorias significativas com ar novo pré-tratado em todos os casos A, B e C.
Ar novo ao <u>VC</u> / ar novo à <u>sala</u>	Não existem grandes diferenças entre os dois casos, com ou sem pré-tratamento do ar novo
A (<u>VC.1</u> e <u>90 m³ h⁻¹</u>) / B (<u>VC.1</u> e <u>169 m³ h⁻¹</u>) e A (<u>VC.1</u> e <u>90 m³ h⁻¹</u>) / C (<u>VC.2</u> e <u>169 m³ h⁻¹</u>)	Os casos B e C apresentam melhorias quando o ar novo tem pré-tratamento devido ao aumento do caudal. Quando não têm pré-tratamento as diferenças são irrelevantes.
B (<u>VC.1</u> e <u>169 m³ h⁻¹</u>) / C (<u>VC.2</u> e <u>169 m³ h⁻¹</u>)	Não existem grandes diferenças entre os dois casos, com ou sem pré-tratamento do ar novo

6.2 Propostas de trabalhos futuros

Inicialmente era também proposto, neste trabalho, o estudo das velocidades do ar e da assimetria das temperaturas no espaço climatizado em função do tipo de sistema de difusão de ar. A análise desses dois parâmetros requer um programa de simulação do tipo CFD (*Computational Fluid Dynamics*) que não foi possível ser providenciado. Embora haja vários estudos sobre este tema, propõe-se que nos trabalhos futuros sejam realizados outros que integrem os vários parâmetros de conforto térmico, em complemento dos que já foram objeto deste trabalho, em função do tipo de sistema de difusão do ar no espaço climatizado. Dessa forma, poder-se dispor de resultados mais abrangentes e detalhados, cobrindo tanto os aspetos energéticos como os do conforto térmico, para além do que foi feito neste trabalho.

Apesar do método utilizado para fazer a aferição dos modelos dos ventilo-convetores ter conduzido a resultados satisfatórios, para os fins deste trabalho, propõe-se que seja estudado um método simplificado para melhorar a simulação da bateria de arrefecimento

do ventilo-convetor e do concomitante controlo de temperatura do espaço que ela serve, o que poderá ser feito de uma das seguintes formas:

- Refinamento da rotina de cálculo do sistema de controlo;
- Descrevendo a bateria de arrefecimento e o controlo num único bloco do programa, de forma simplificada, por exemplo através de uma função matemática simples relacionando as variáveis mais influentes no seu funcionamento, obtida a partir dos dados fornecidos pelos fabricantes, estes quase sempre escassos como foi referido neste trabalho.

Referências bibliográficas

- [1] ASHRAE Standard 55. *Thermal Environmental of Conditions for Human Occupancy*, 2004.
- [2] ASHRAE. *ASHRAE Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, 2005.
- [3] Agência Portuguesa do ambiente. *Qualidade do Ar em Espaços Interiores*, 2009.
- [4] J. Ginja, C. Borrego, M. Coutinho, C. Nunes, M. Morais-Almeida. *Qualidade do ar interior nas habitações Portuguesas*, 2012.
- [5] Theodor D. Sterling, Chris Collett, Davi Rumelet. *A epidemiologia dos "edifícios doentes"*, 1991.
- [6] RSECE – Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios, Decreto-lei n.º 79/2006 de 4 de Abril
- [7] Regulamento de desempenho energético dos edifícios de comércio e serviços, Decreto-lei n.º 118/2013, de 20 de Agosto.
- [8] Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios, Decreto-Lei n.º 80/2006, de 4 de Abril.
- [9] Manuais do *Trnsys 16.0, Type 52 – Cooling Coil*.
- [10] K. M. Stone. *Review of Literature on Heat Transfer. Enhancement in Compact Heat Exchangers*, 1996
- [11] Braun, J.E.. *Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems*, Ph. D. Thesis, University of Wisconsin – Madison, 1988.
- [12] A.H. Elmahdy, ASHRAE Transactions. *Finned Tube Heat Exchanger: Correlation of Dry Surface Heat Transfer Data*, 1979.
- [13] PINA dos SANTOS, C.A. e CORDEIRO MATIAS, L.M.. *Coeficientes de Transmissão Térmica de Elementos da Envolvente dos Edifícios – Versão actualizada 2006*», ITE 50, Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Lisboa, 1990.
- [14] Programa de simulação *Trnsys – Trnbuild (ISO 7730)*
- [15] ASHRAE Standard 62. *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*, 2001.
- [16] Javier Martínez Gutiérrez. *Evaluación de Datos Psicrométricos*, 2003.

Bibliografia

1. Stoecker, W. & Jones, J. *Refrigeration & air-conditioning*, 2nd Ed, 1982
2. W.P Jones, *Engenharia de ar condicionado*, 2nd Ed, 1983
3. ASHRAE Handbook HVAC – *Applications*, ASHRAE research, 1999
4. ASHRAE Handbook HVAC – *Systems & Equipment*, ASHRAE research, 2000
5. T. Kuppan, *Heat exchanger Design Handbook*, 2000
6. M. Khamis Mansour and M. Hassab, *Thermal Design of Cooling and Dehumidifying Coils*, 2012.
7. Caroline Stignor, *Liquid side heat transfer and pressure drop in finned-tube cooling-coils*, 2002, Thesis for the degree of Licentiate of Engineering.
8. Celestino R. Ruivo & Giovanni Angrisani, Empirical component model to predict the overall *performance of heating coils: Calibrations and tests based on manufacturer catalogue data*, 2014, Article.
9. Xiaotang Zhou & James E. Braun, *Transient Modeling of Chilled Water Cooling Coils*, 2004. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 652.
10. Jianfeng Wang & Eiji Hihara, *Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method*. International Journal of Refrigeration 26 (2003).

Anexo A

Neste anexo encontram-se resumidos graficamente os resultados dos vários casos estudados, relativos ao dia 21 de Julho, dia em que se atinge a temperatura máxima no local onde se encontra o edifício. Os gráficos são referentes à:

- temperatura do ar na aspiração e de insuflação do VC, bem como a da sala;
- cargas térmicas;
- diagramas psicrométricos mostrando as condições do ar na sala durante todo o período de arrefecimento;
- índices de conforto térmico, PMV e PPD.

Índice

Caso A – Modelo VC.1 com 90 m³ h⁻¹ de ar novo.....	1
A.1 – Ar novo admitido no ventilo-convector	1
A.2 – Ar novo insuflado no espaço	5
Caso B – modelo VC.1 com 169 m³ h⁻¹ de ar novo.....	9
B.1 - Ar novo introduzido no ventilo-convector	9
B.2 – Ar novo repartido entre a unidade e o espaço.....	13
Caso C – modelo VC.2 e 169 m³ h⁻¹	17
C.1 - Ar novo admitido no ventilo-convector	17

Índice de Figuras

Fig.A.1 - Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso A.1 _{CT}	1
Fig.A.2 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso A.1 _{ST}	1
Fig.A.3 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso A.1 _{CT}	2
Fig.A.4 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso A.1 _{ST}	2
Fig.A.5 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso A.1 _{CT}	3
Fig.A.6 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso A.1 _{ST}	3
Fig.A.7 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso A.1 _{CT}	4
Fig.A.8 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo – A.1 _{ST}	4
Fig.A.9 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso A2 _{CT}	5
Fig.A.10 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso A.2 _{ST}	5
Fig.A.11 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso A.2 _{CT}	6
Fig.A.12 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso A2 _{ST}	6
Fig.A.13 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso A2 _{CT}	7
Fig.A.14 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso A2 _{ST}	7
Fig.A.15 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso A2 _{CT}	8
Fig.A.16 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso A2 _{ST}	8
Fig.A.17 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso B.1 _{CT}	9
Fig.A.18 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso B.1 _{ST}	9
Fig.A.19 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso B.1 _{CT}	10
Fig.A.20 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso B.1 _{ST}	10
Fig.A.21 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso B.1 _{CT}	11
Fig.A.22 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.1 _{ST}	11
Fig.A.23 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso B.1 _{CT}	12
Fig.A.24 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.1 _{ST}	12
Fig.A.25 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso B.2 _{CT}	13

Fig.A.26 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso B.2 _{ST}	13
Fig.A.27 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso B.2 _{CT}	14
Fig.A.28 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso B.2 _{ST}	14
Fig.A.29 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso B.2 _{CT}	15
Fig.A.30 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.2 _{ST}	15
Fig.A.31 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso B.2 _{CT}	16
Fig.A.32 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.3 _{ST}	16
Fig.A.33 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso C.1 _{CT}	17
Fig.A.34 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso C.1 _{ST}	17
Fig.A.35 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso C.1 _{CT}	18
Fig.A.36 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso C.1 _{ST}	18
Fig.A.37 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso C.1 _{CT}	19
Fig.A.38 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso C.1 _{ST}	19
Fig.A.39 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso C.1 _{CT}	20
Fig.A.40 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso C.1 _{ST}	20

Caso A – Modelo VC.1 com $90 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ de ar novo

A.1 – Ar novo admitido no ventilador-convetor

Temperaturas

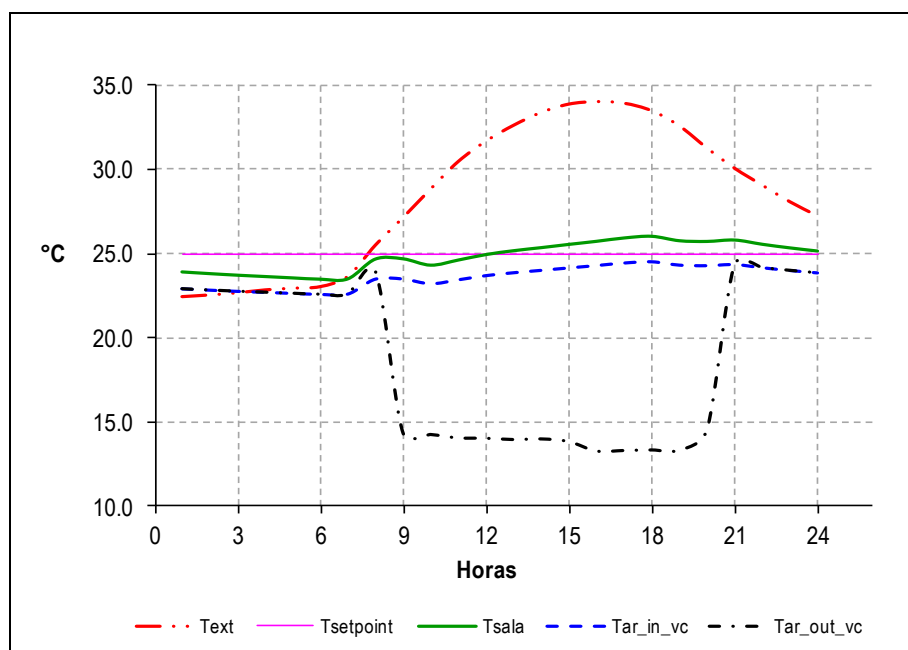


Fig.A.1 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso A.1_{CT}

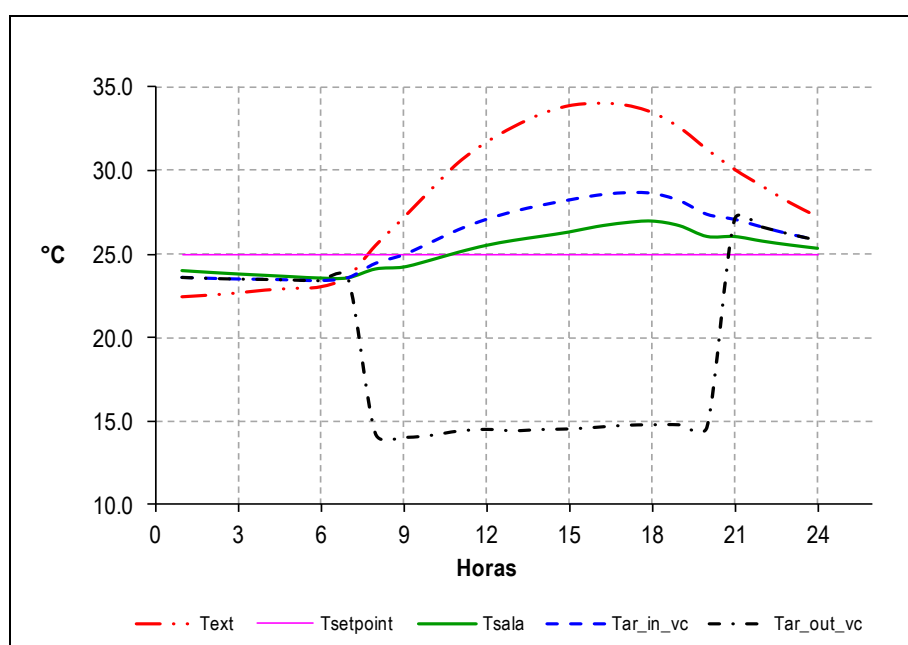


Fig.A.2 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso A.1_{ST}

Cargas Térmicas

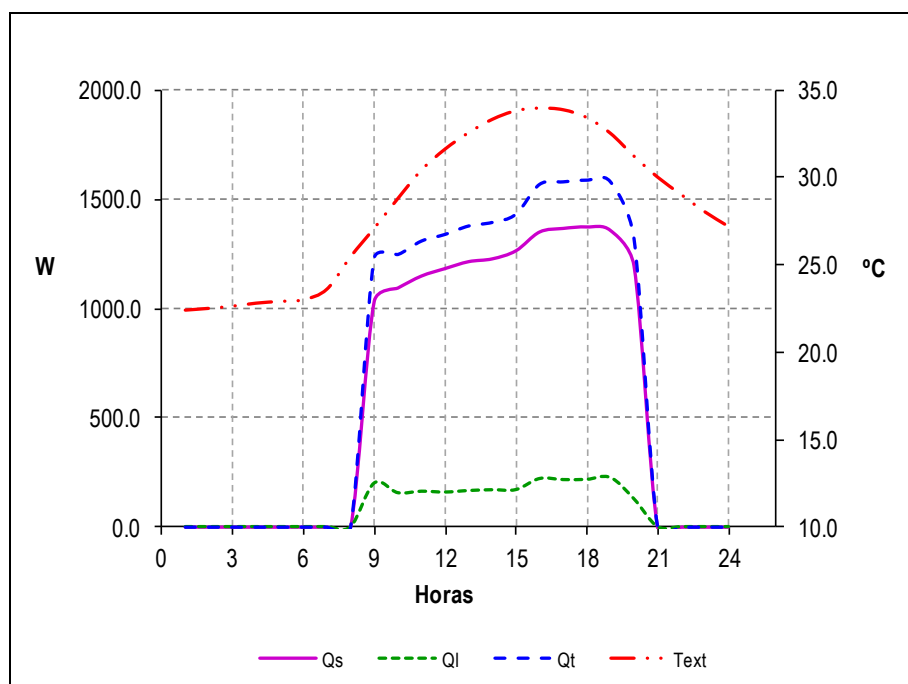


Fig.A.3 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso A.1_{CT}

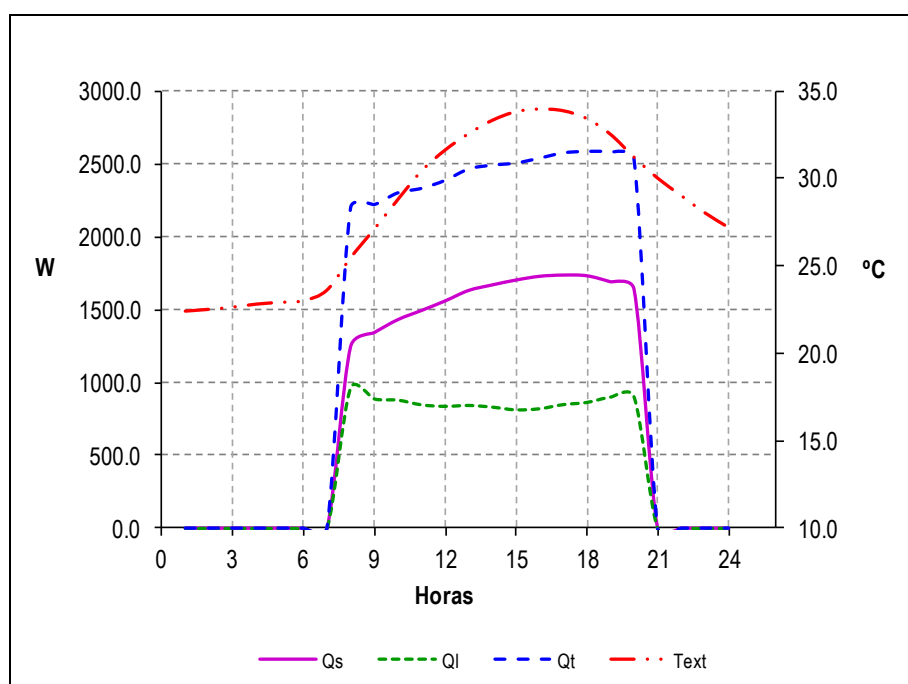


Fig.A.4 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso A.1_{ST}

Condições de conforto térmico segundo ASHRAE

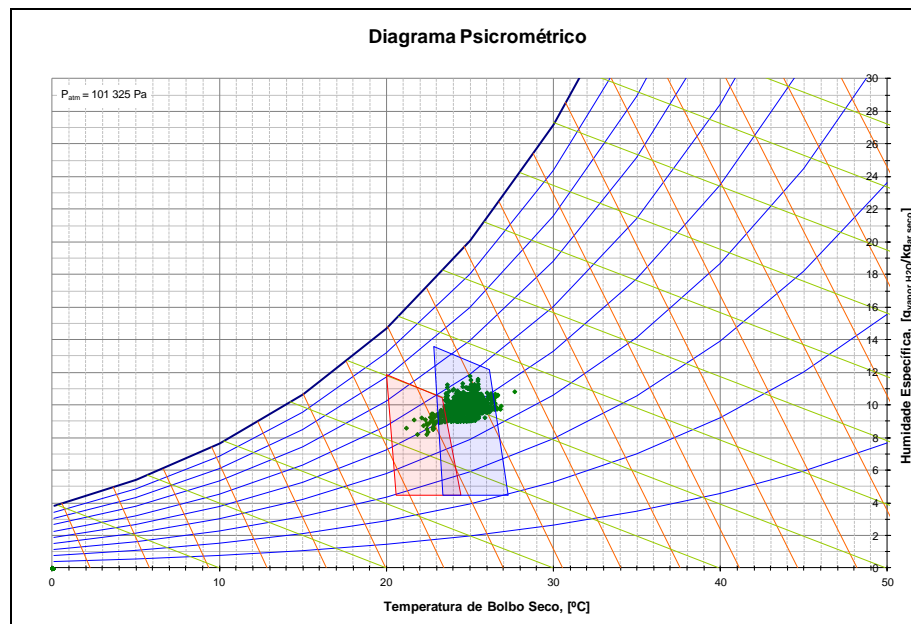


Fig.A.5 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso A.1_{CT}

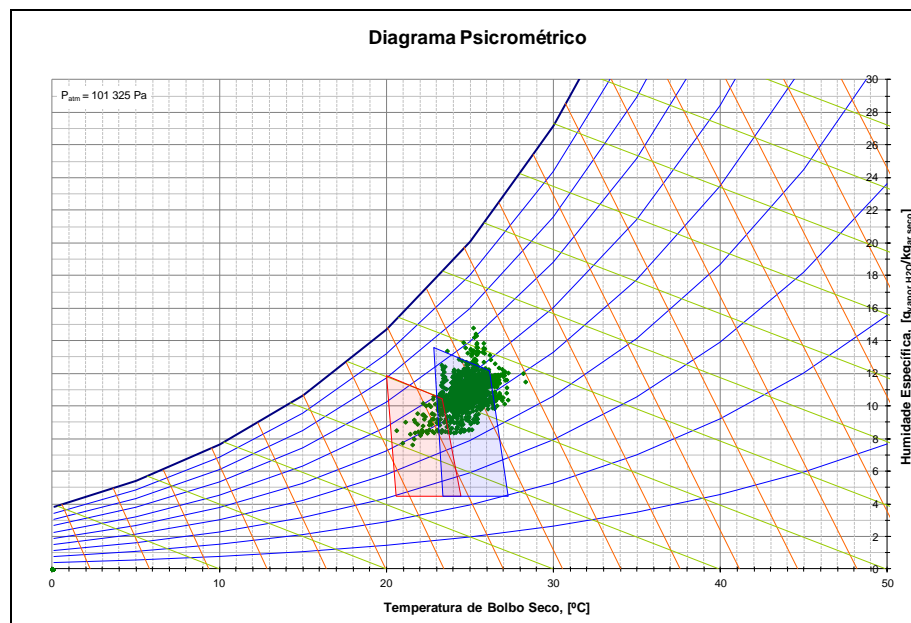
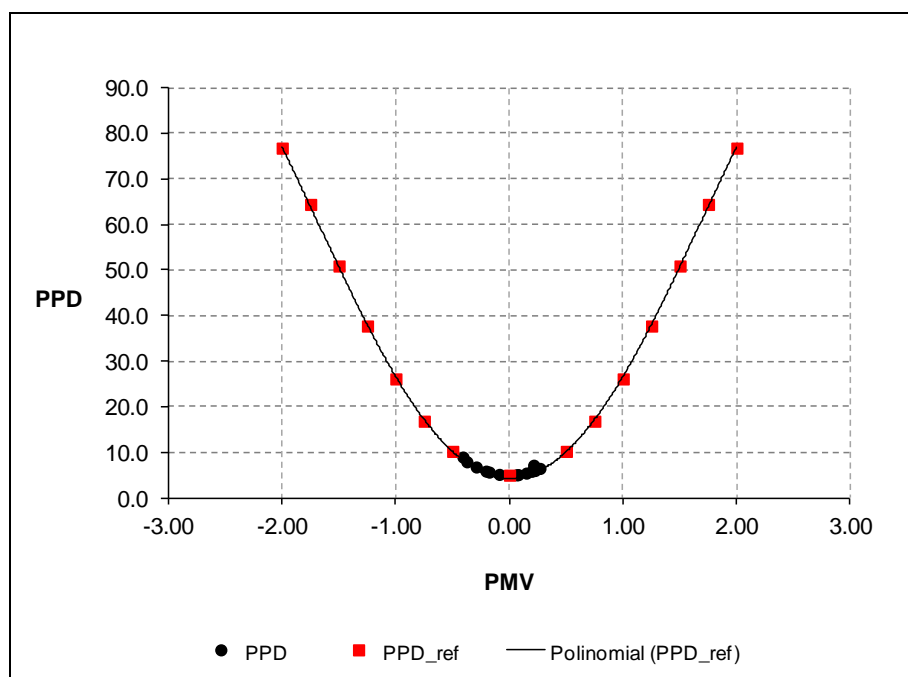
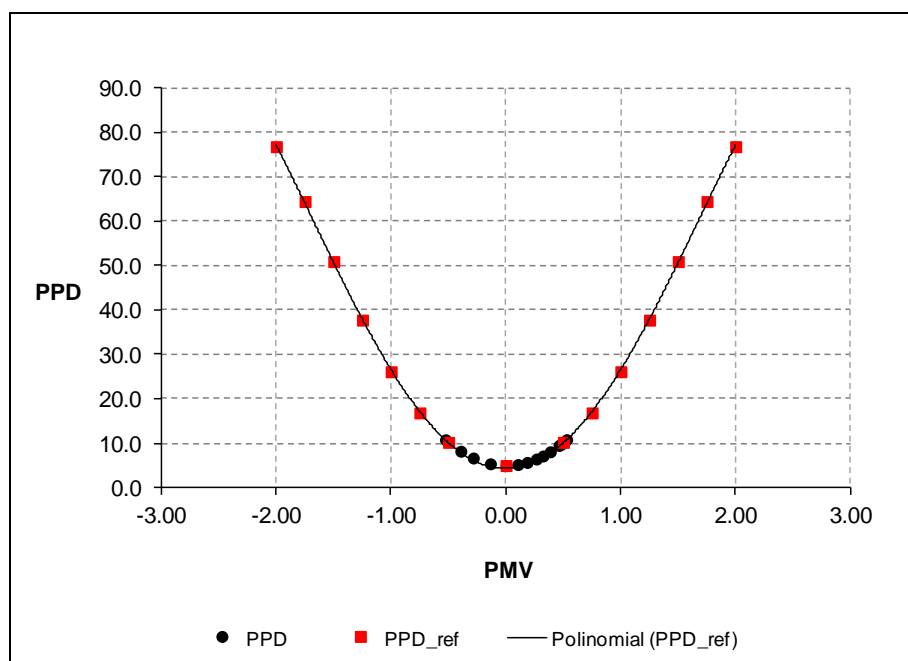


Fig.A.6 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso A.1_{ST}

Condições de conforto segundo a norma ISO 7730**Fig.A.7** – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso A.1_{CT}**Fig.A.8** – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo – A.1_{ST}

A.2 – Ar novo insuflado no espaço

Temperaturas

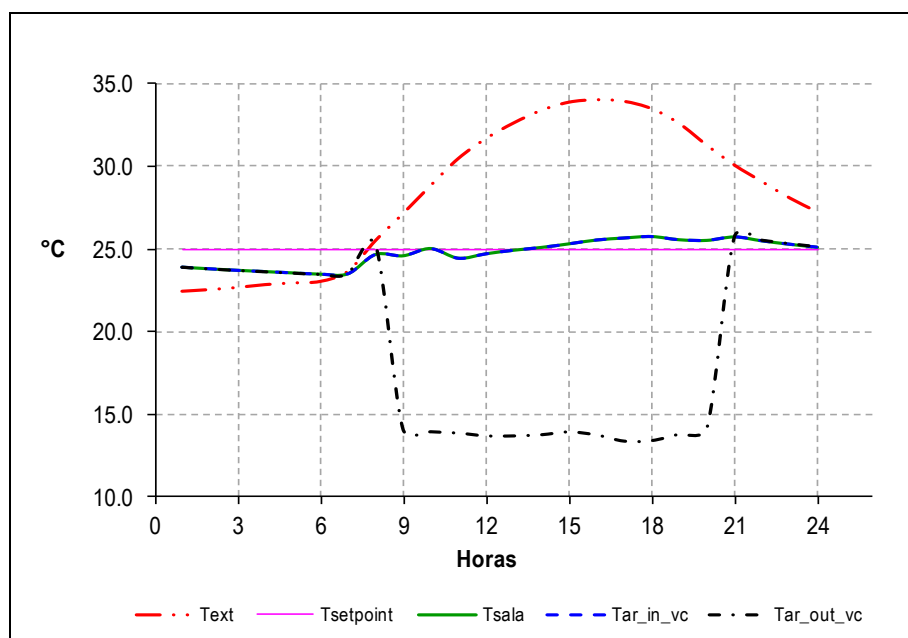


Fig.A.9 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso A2CT

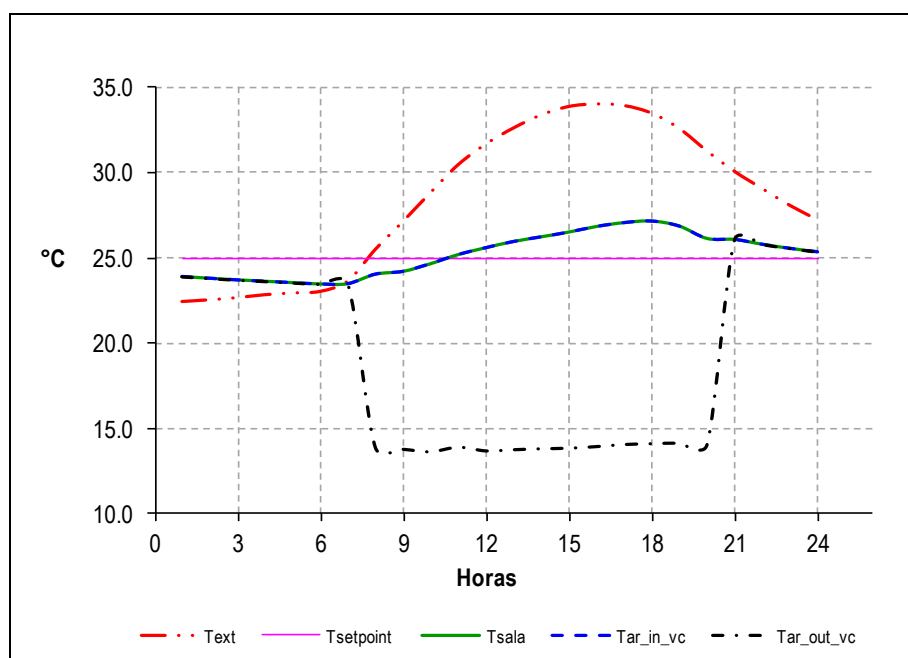


Fig.A.10 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso A.2ST

Cargas Térmicas

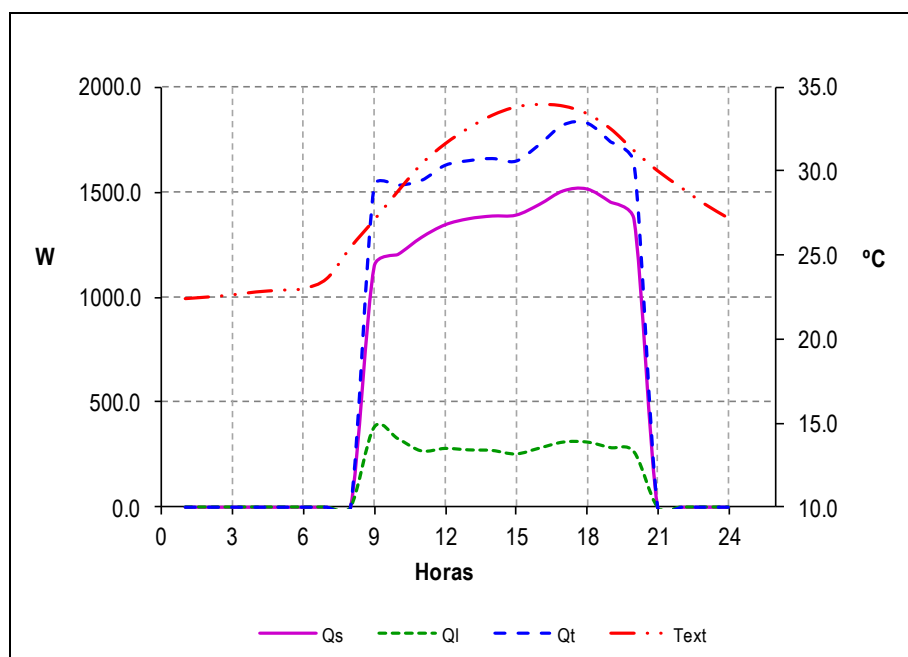


Fig.A.11 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso A.2_{CT}

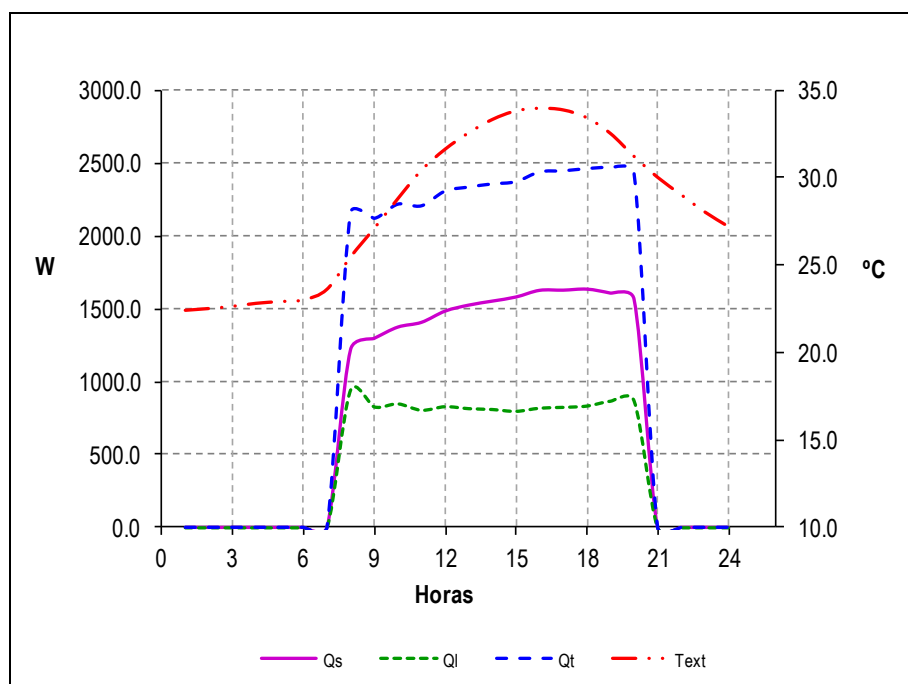


Fig.A.12 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso A2_{ST}

Condições de conforto térmico segundo ASHRAE

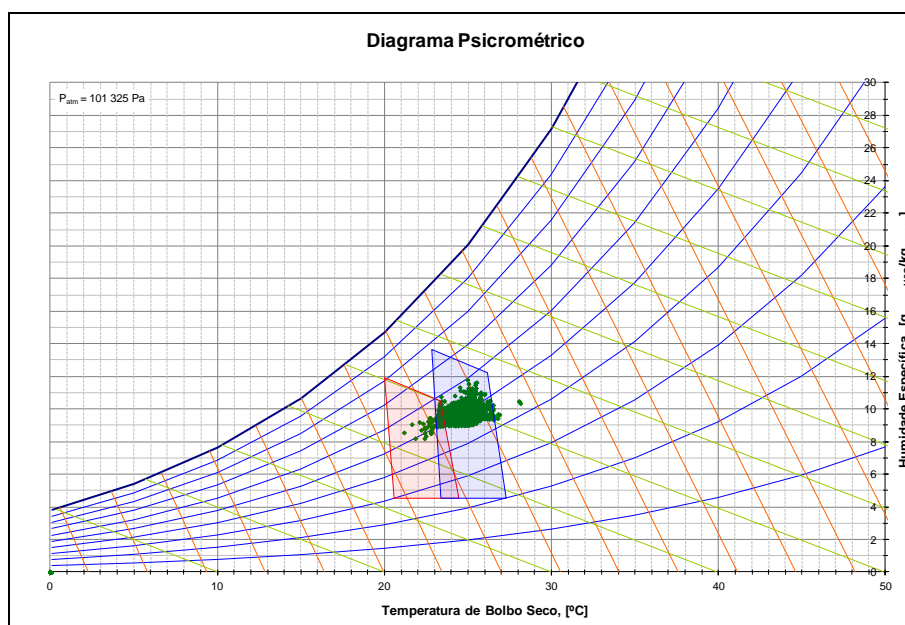


Fig.A.13 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso A2_{CT}

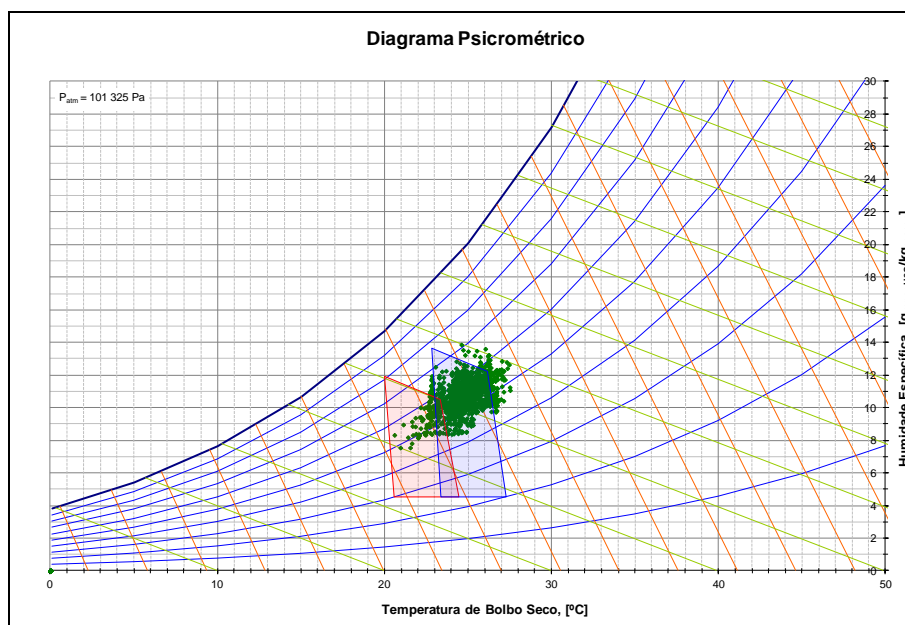
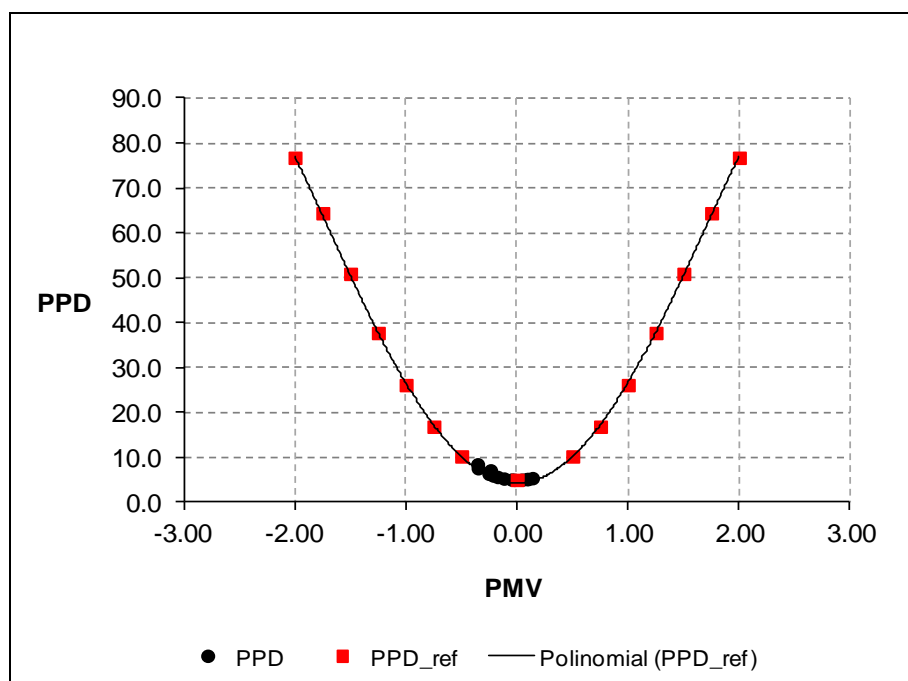
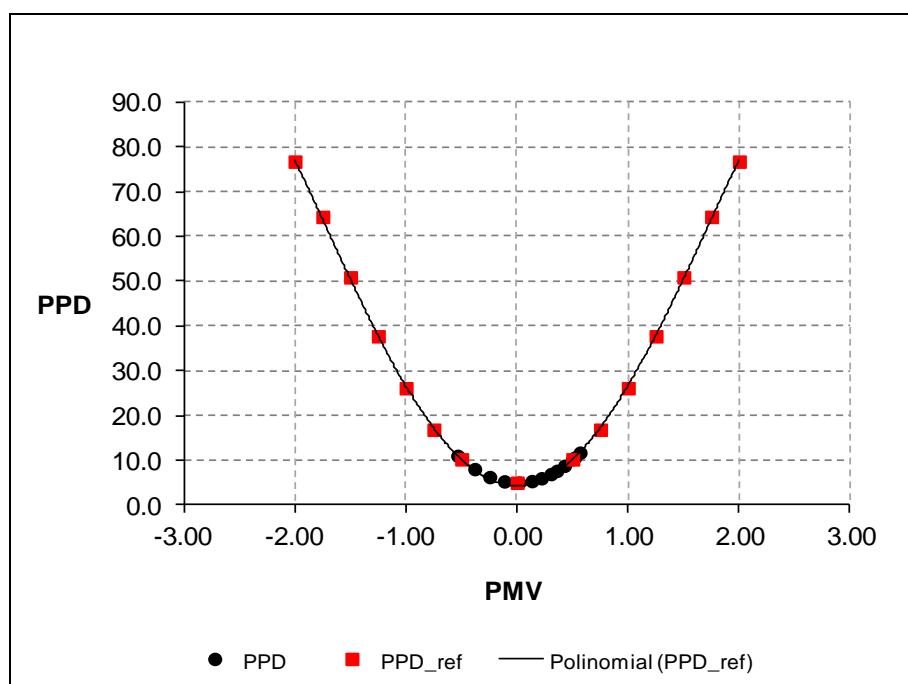


Fig.A.14 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso A2_{ST}

Condições de conforto segundo a norma ISO 7730Fig.A.15 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso A2_{CT}Fig.A.16 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso A2_{ST}

Caso B – modelo VC.1 com $169 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ de ar novo

B.1 - Ar novo introduzido no ventilador-convetor

Temperaturas

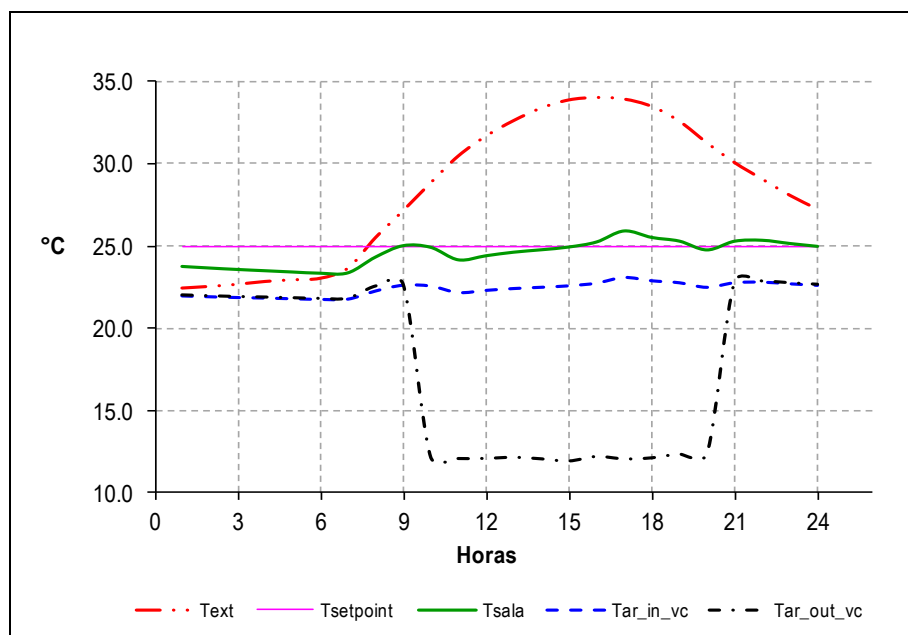


Fig.A.17 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso B.1CT

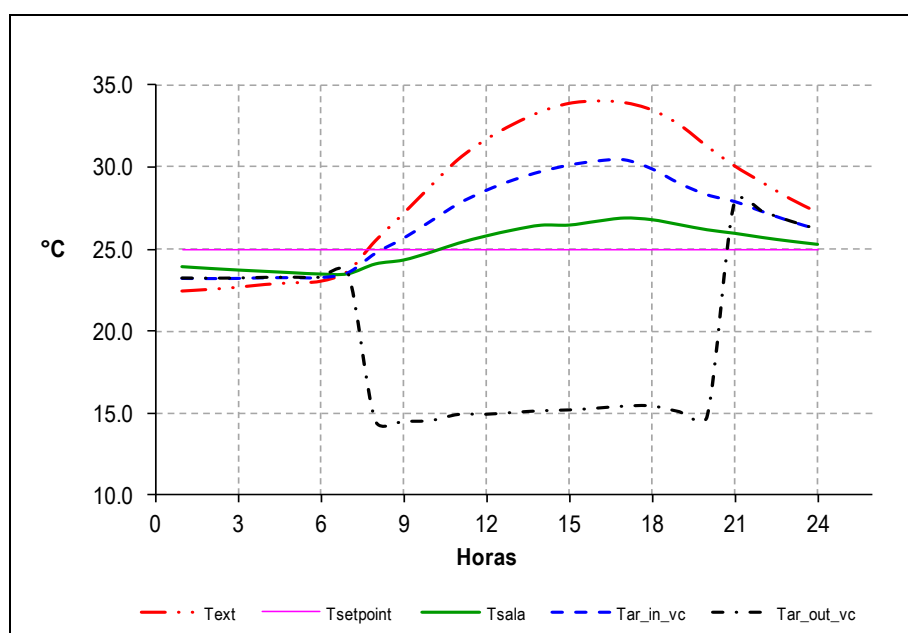


Fig.A.18 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso B.1ST

Cargas Térmicas

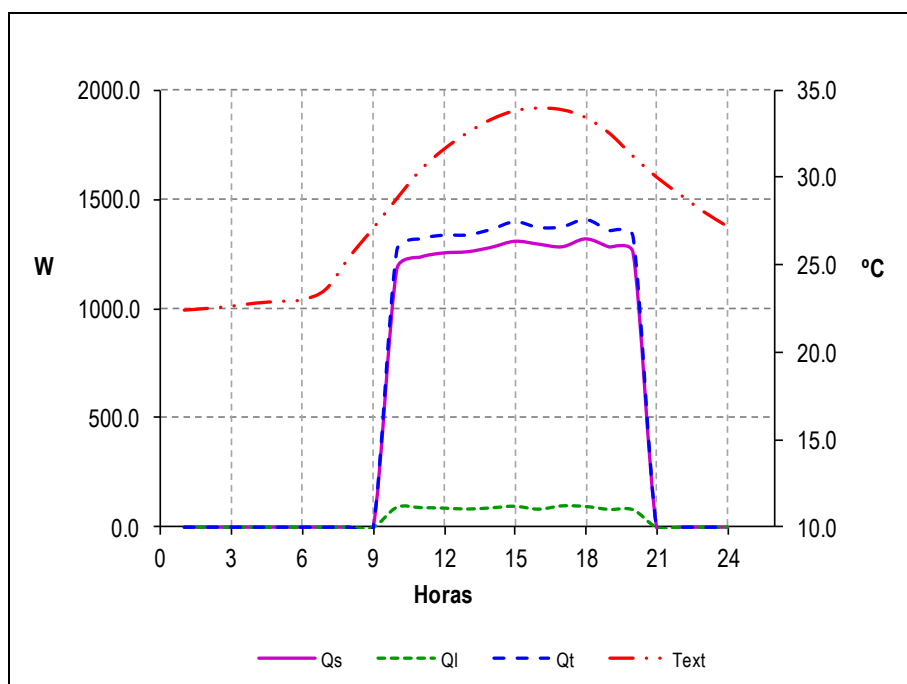


Fig.A.19 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso B.1_{CT}

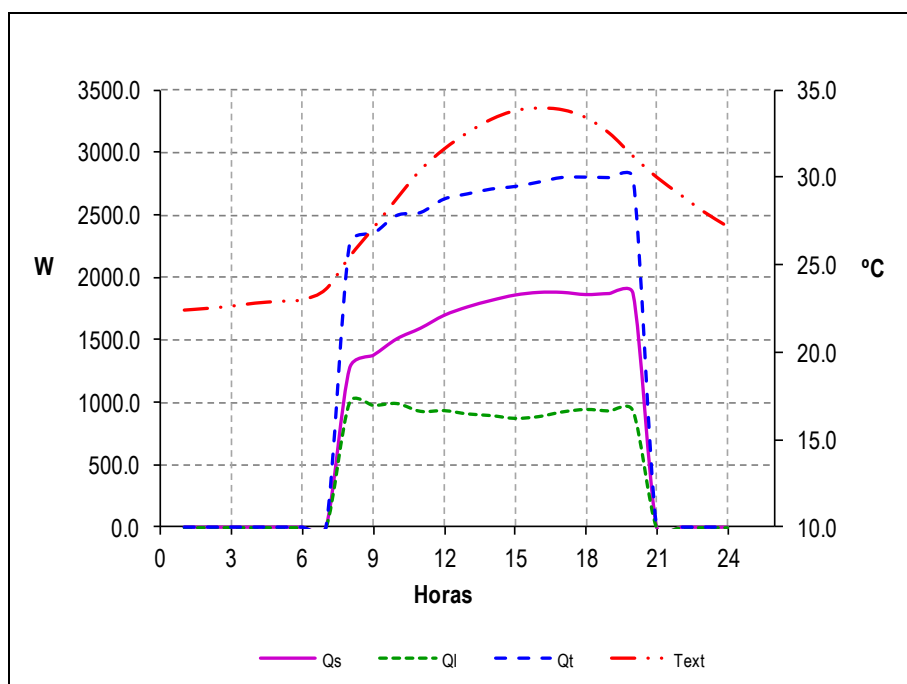


Fig.A.20 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso B.1_{ST}

Condições de conforto térmico segundo ASHRAE

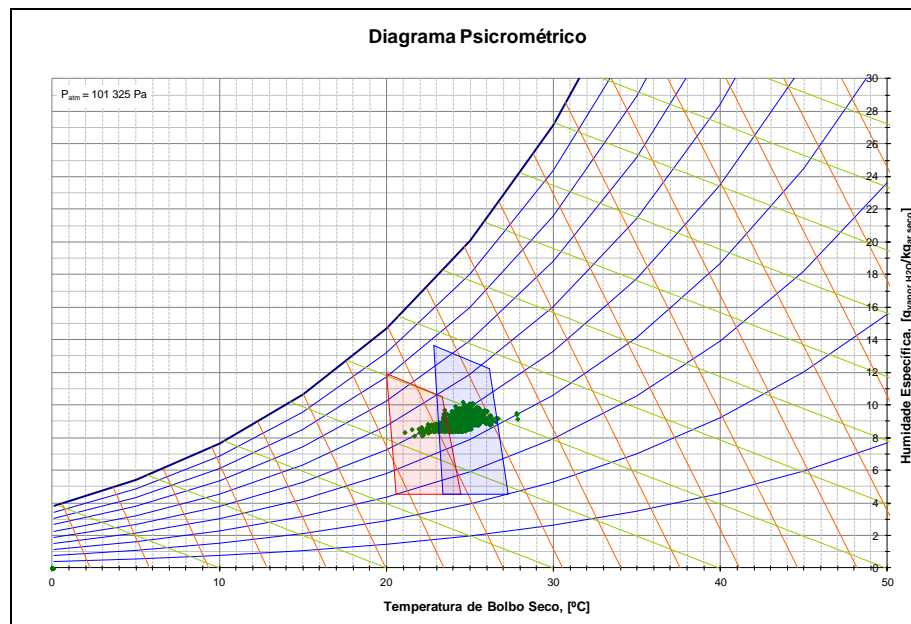


Fig.A.21 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso B.1_{CT}

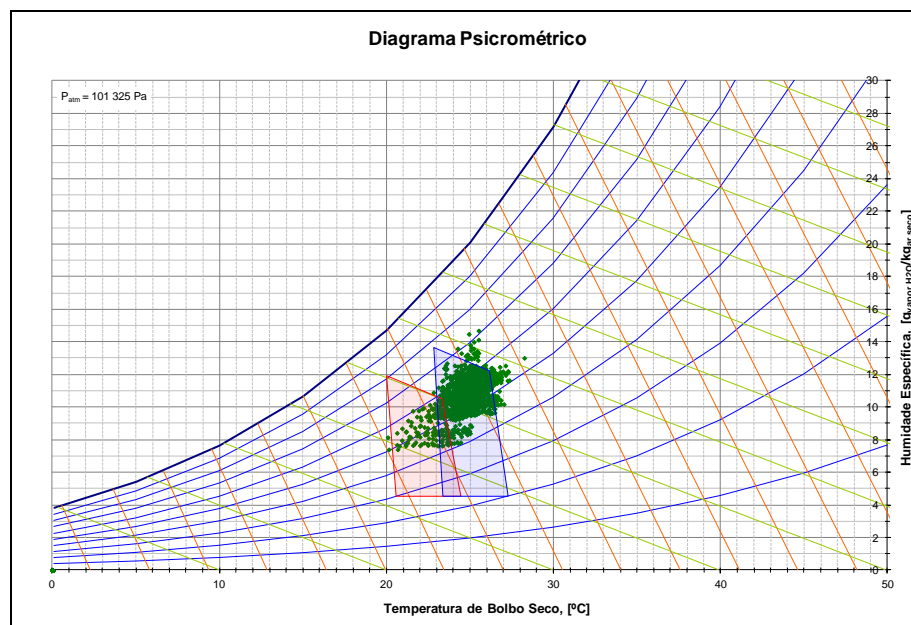
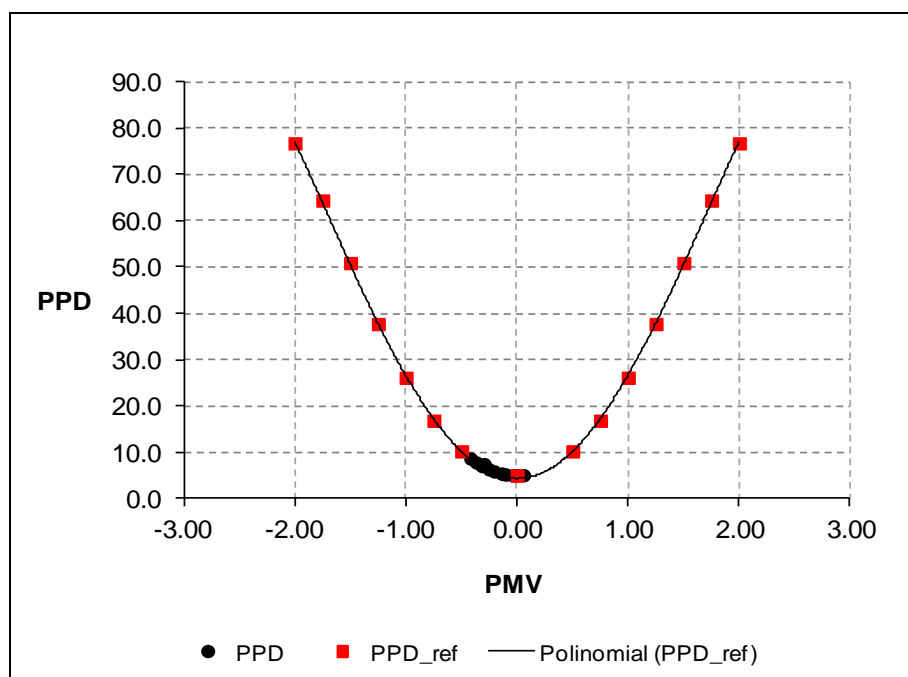
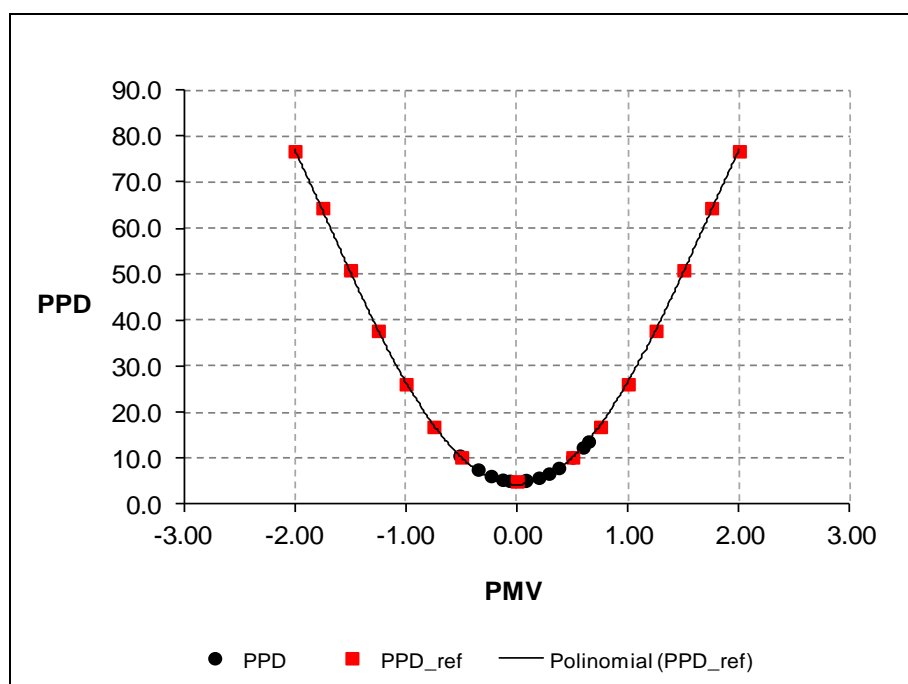
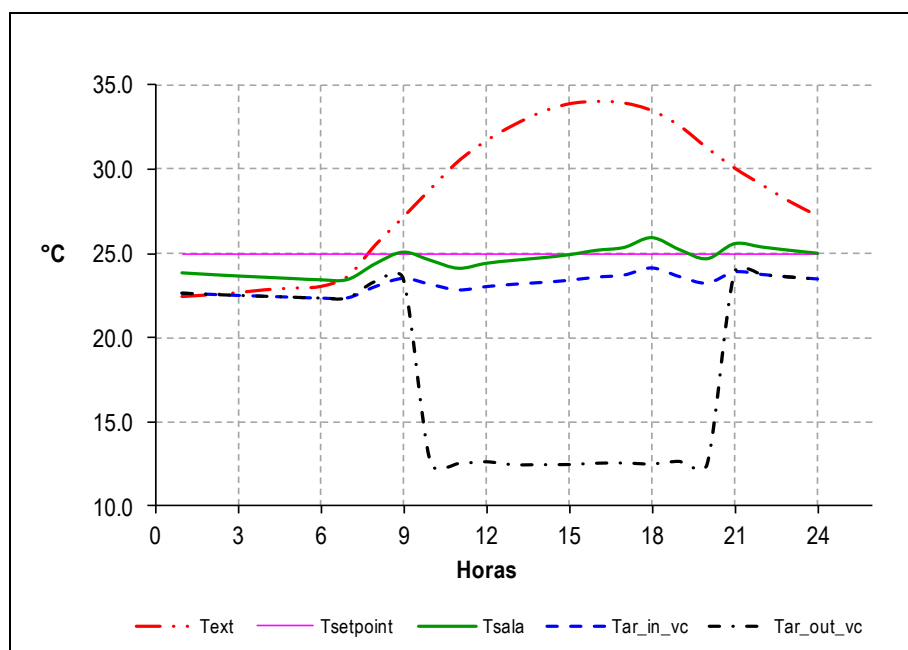
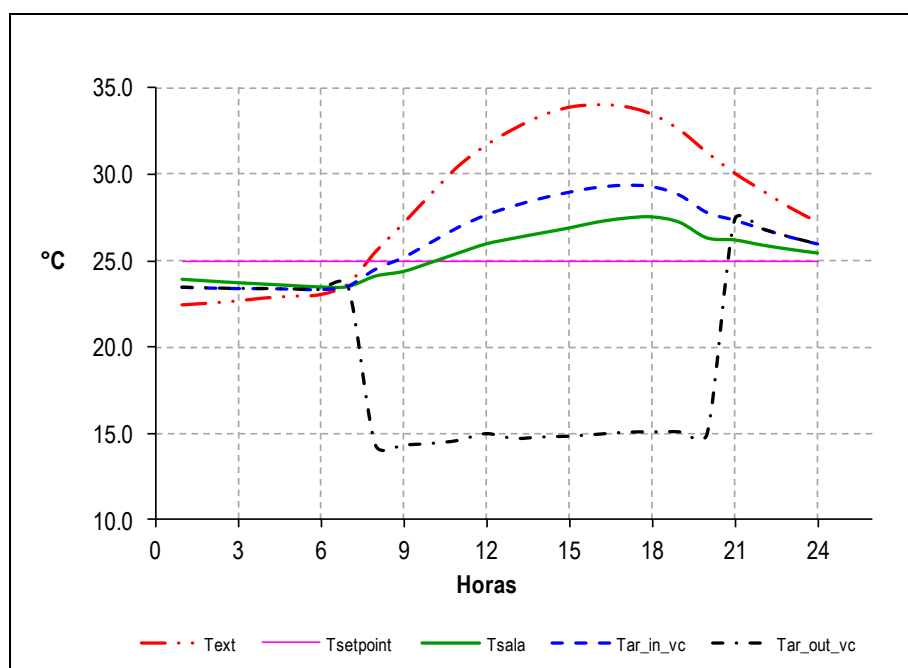


Fig.A.22 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.1_{ST}

Condições de conforto segundo a norma ISO 7730**Fig.A.23** – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso B.1_{CT}**Fig.A.24** – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.1_{ST}

B.2 – Ar novo repartido entre a unidade e o espaço

TemperaturasFig.A.25 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso B.2_{CT}Fig.A.26 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso B.2_{ST}

Cargas Térmicas

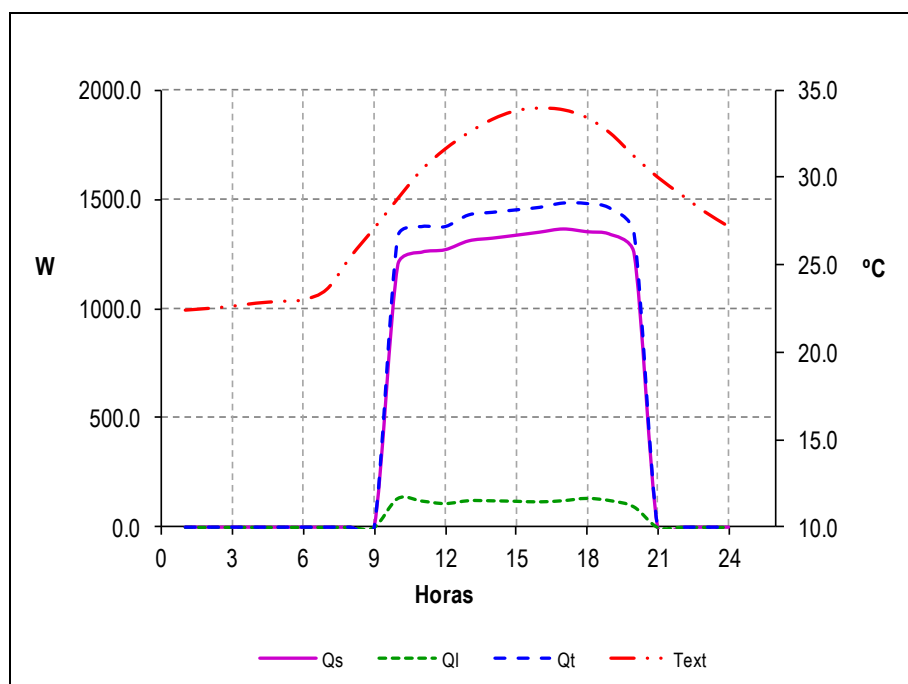


Fig.A.27 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso B.2_{CT}

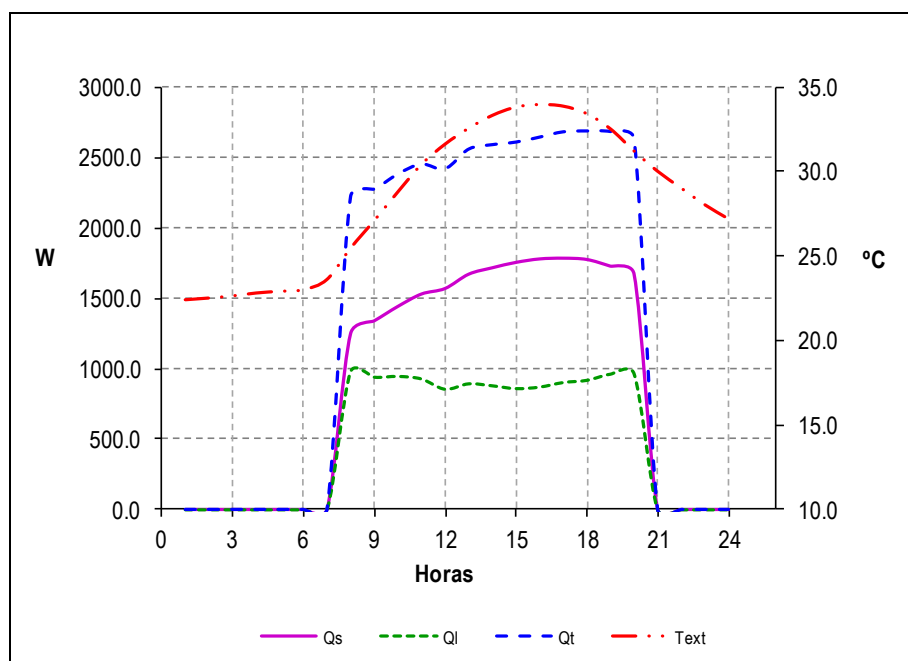


Fig.A.28 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso B.2_{ST}

Condições de conforto térmico segundo ASHRAE

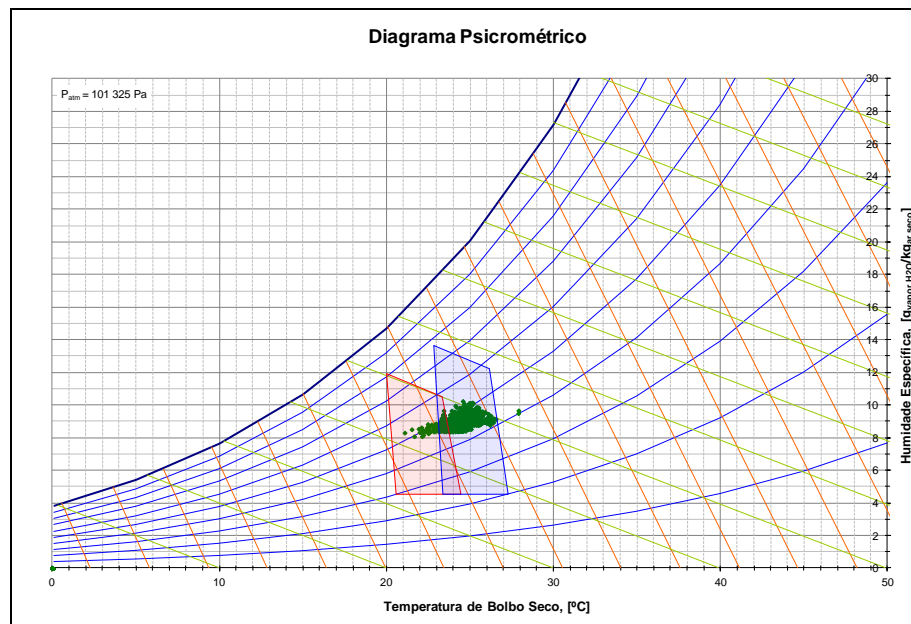


Fig.A.29 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso B.2_{CT}

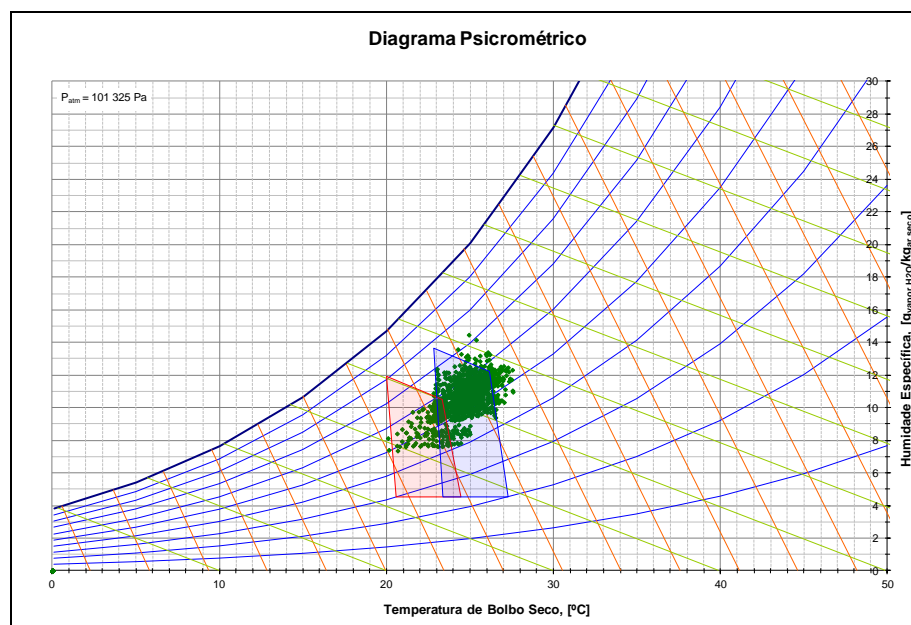


Fig.A.30 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.2_{ST}

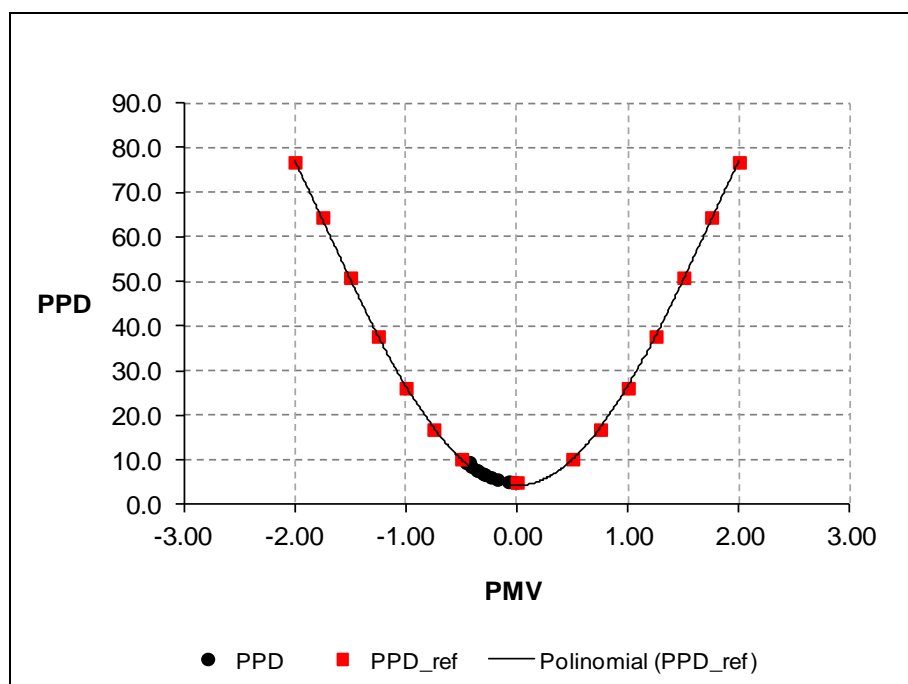
Condições de conforto segundo a norma ISO 7730

Fig.A.31 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso B.2_{CT}

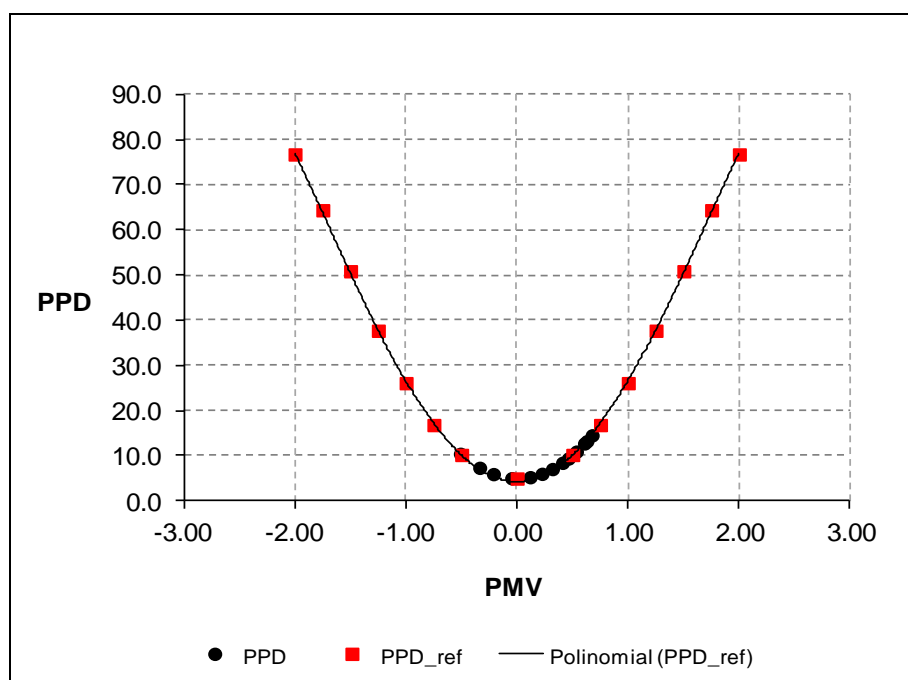


Fig.A.32 – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso B.3_{ST}

Caso C – modelo VC.2 e $169 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$

C.1 - Ar novo admitido no ventilador-convetor

Temperaturas

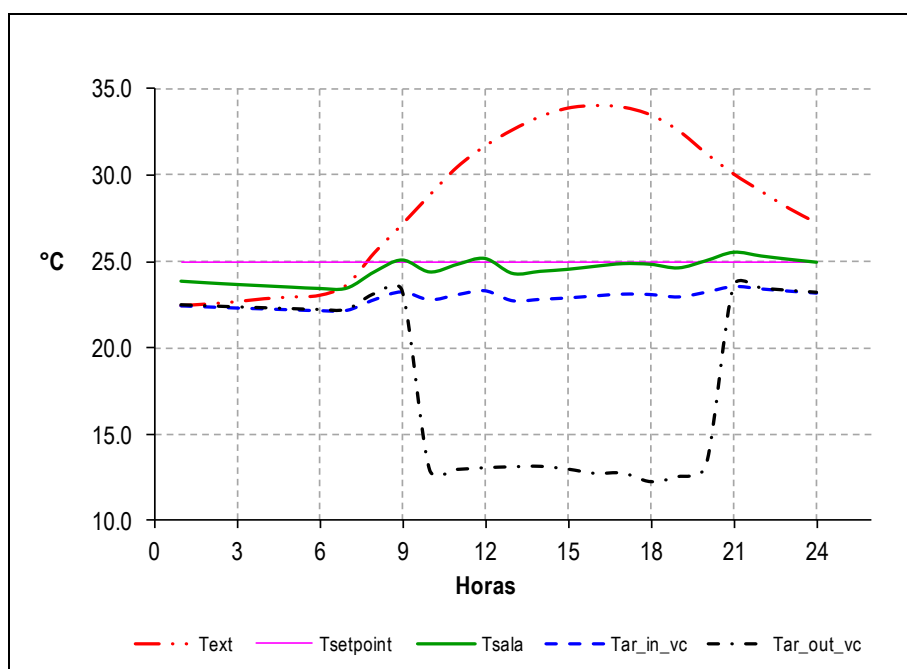


Fig.A.33 – Perfil das temperaturas do ar com o ar novo pré-tratado do caso C.1_{CT}

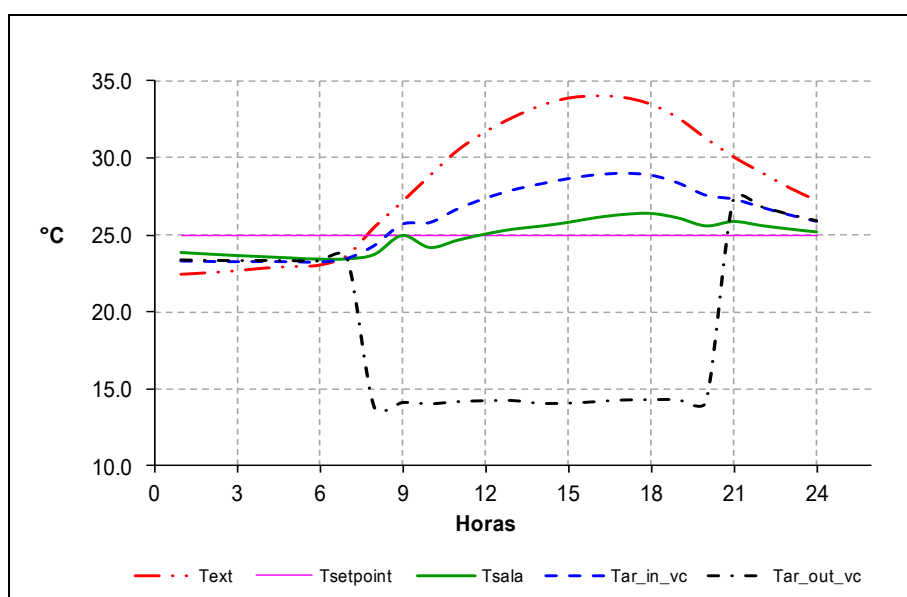


Fig.A.34 – Perfil das temperaturas do ar sem pré-tratamento do ar novo do caso C.1_{ST}

Cargas Térmicas

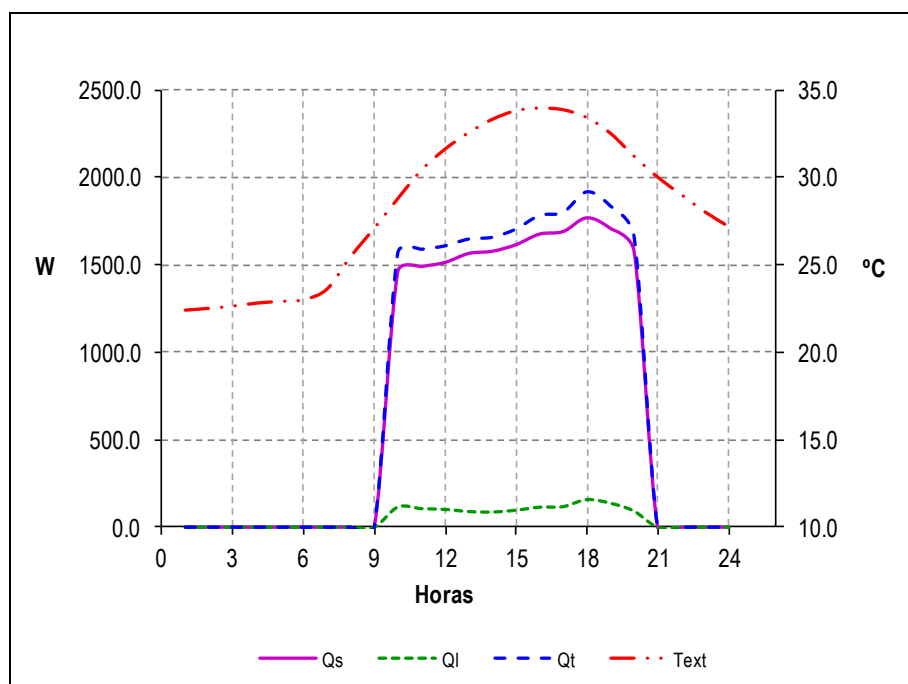


Fig.A.35 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo pré-tratado do caso C.1_{CT}

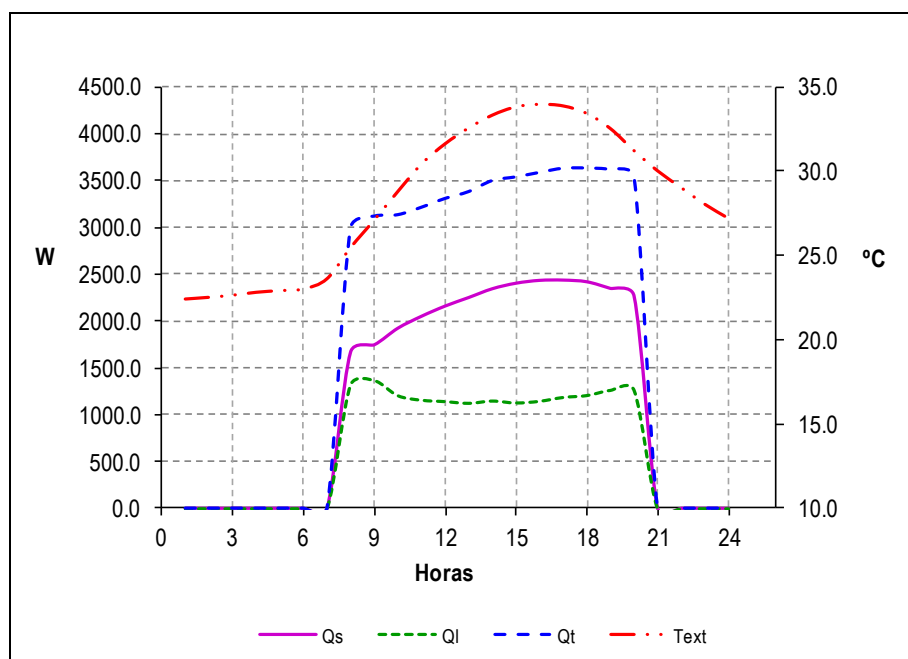


Fig.A.36 – Perfil das cargas térmicas com o ar novo sem pré-tratamento do caso C.1_{ST}

Condições de conforto térmico segundo ASHRAE

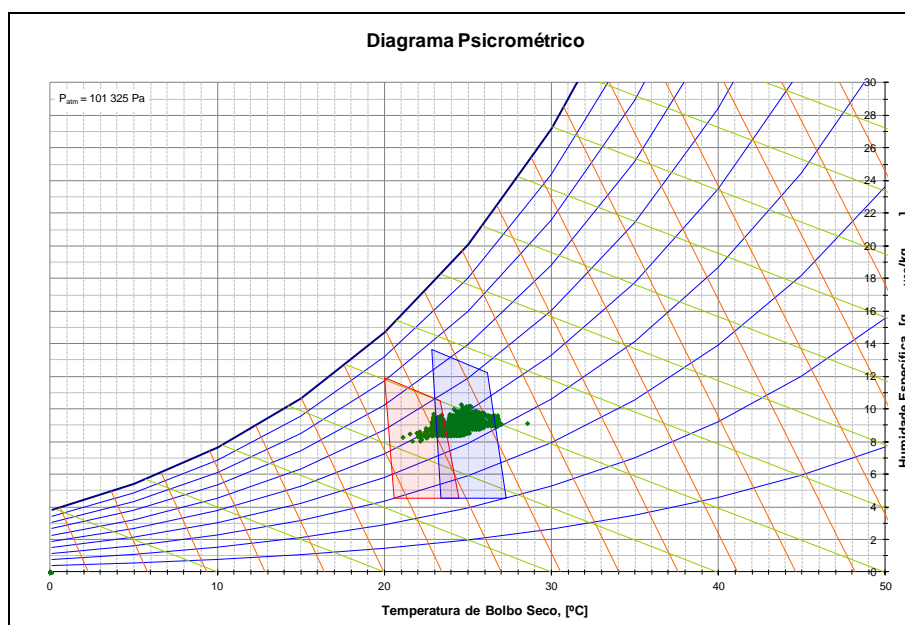


Fig.A.37 – Representação dos estados do ar na sala com o ar novo pré-tratado do caso C.1_{CT}

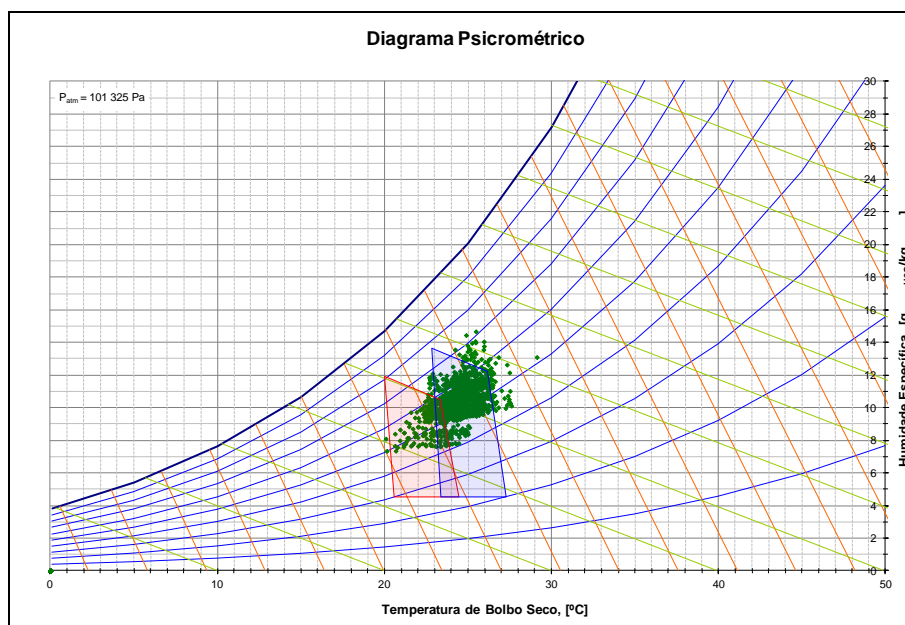
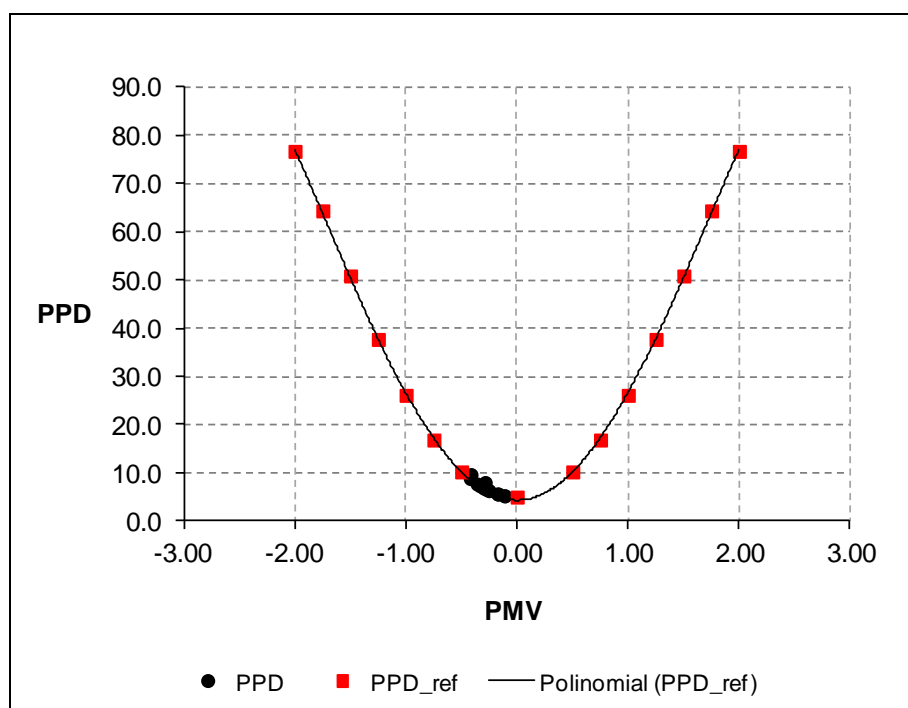
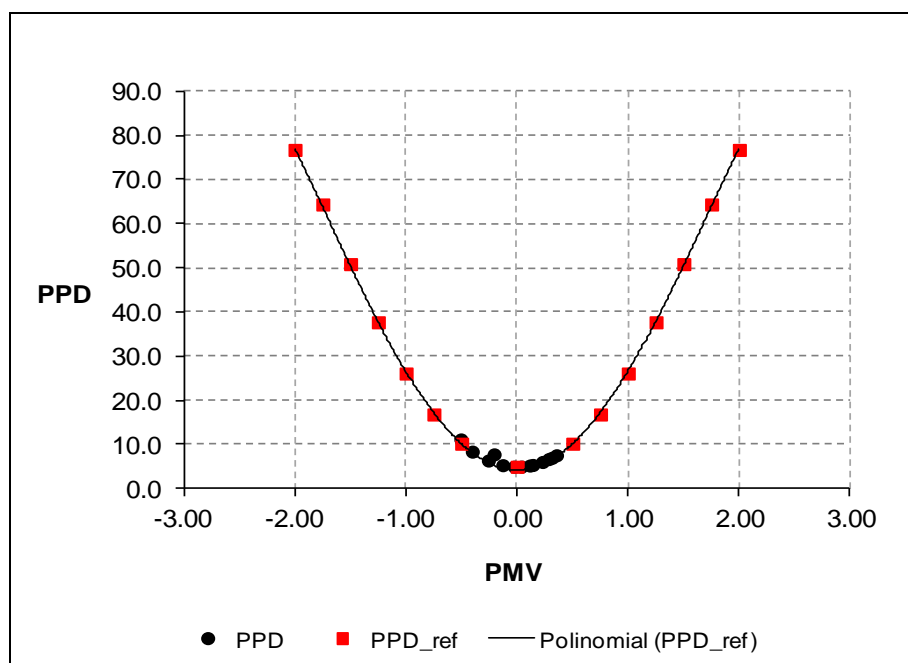


Fig.A.38 – Representação dos estados do ar na sala sem pré-tratamento do ar novo do caso C.1_{ST}

Condições de conforto segundo a norma ISO 7730**Fig.A.39** – Índices de conforto PPD versus PMV da sala com pré-tratamento do ar novo do caso C.1_{CT}**Fig.A.40** – Índices de conforto PPD versus PMV da sala sem pré-tratamento do ar novo do caso C.1_{ST}