0	EMISSÃO INICIAL	03/03/2014	FRT	FRT	
Rev.	Modificação	Data	Projetista	Desenhista	Aprovo

Coordenador do Estudo	CREA / UF	Responsável Técnico	CREA / UF	Co-autor	CREA / UF
FERNANDO TESSARO	9727/D DF	FERNANDO TESSARO	9727/D DF		

Número	Conferido	CREA/UF	Escala	Data
1210/00-IA-RL-0001	CARLOS ALBERTO MORAES 0600991185/SP		SEM ESCALA	02/07/2010

Termacon

Sítio

ASSEMBLÉIA LEGISLATIVA DE RONDÔNIA

Área do sítio

NOVA SEDE

Escala	Data	Desenhista
--	03/03/2014	Fernando Tessaro

Especialidade

AR CONDICIONADO

Endereço / CEP:

SIA Área especial 3 C, Lote 3/4, Entrada 49, Sala 212, Guará , Distrito Federal / 71200-035

www.termacon.com.br

termacon@termacon.com.br

+55 61 3042-1448

Tipo / Especificação do documento

RELATÓRIO TÉCNICO - ESTUDO JUSTIFICADO DO PROJETO

Tipo de obra

CONSTRUÇÃO

Classe geral do projeto

ESTUDO PRELIMINAR

Contrato Nº

002/2014

Substitui a

-

Substituída por

-

Fiscalização

Assembléia Legislativa RO

Rubrica

Codificação

ALERO-ACD-ETJ-V1-R00

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 2
2 DEFINIÇÕES E NORMAS 4
3 CONSIDERAÇÕES INICIAIS PARA APLICAÇÃO SOFTWARE 6
4 CARGA TÉRMICA 9
5 ANEXOS COM OS CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA 27

1 INTRODUÇÃO

As tecnologias utilizadas nos projetos de ar condicionado receberam alterações profundas nos ultimos 03 (três) anos, principalmente após a publicação dos últimos manuais da American Society of Heating, Refrigeration and Airconditining: “Applications” em 2011; “Systems and Equipment” em 2012; e "Fundamentals" em 2013.

As recomendações de sustentabilidade, que estão baseados nos Standards ASHRAE, 90.1 de 2013 e no Standard 62.1, estão causando um impacto enorme no Brasil, onde a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) está muito envolvida em modificar as normativas em uso rapidamente.

De especial releva-se que as modificações introduzidas pela Norma ABNT NBR 16401:2008 partes 1, 2 e 3, que segue fielmente as normas da ASHRAE citadas acima, melhorando de forma acentuada a qualidade dos sistemas de HVAC.

O impacto destas recomendações no que se refere à minimização das cargas térmicas nos edifícios é enorme. Afeta a escolha de superfícies opacas e vidradas, especialmente nas áreas do país onde o clima é mais rigoroso e ainda as dissipações máximas permitidas de energia para iluminação, por exemplo.

Obviamente nem todas as recomendações serão aplicáveis aos interesses do CONTRATANTE, uma vez que se deve levar em consideração:

a) as orientações dos prédios;
b) a execução da obra de alguns ambientes e/ou setores;
c) as definições dos materiais aplicados na arquitetura, bem como os acabamentos;
d) as limitações geofísicas do terreno, da localização;
e) espaços técnicos já definidos;
f) as informações aprovadas anteriormente e as autorizações efetivadas pela fiscalização do Estado;

g) os custos de implantação;
h) as reservas naturais e limitações existentes;
i) os contratos com as concessionárias de fornecimento de água e energia; e
j) outras mais.

A elaboração de um relatório na fase de estudo preliminar, visa justificar técnica e economicamente a solução de engenharia de sistemas de ar condicionado e ventilação/exaustão mais vantajosa, tendo como critérios:

• O desempenho energético, analisando o melhor "coeficiente de performance" e o menor consumo de energia por toneladas de refrigeração (menor valor efetivo de kW/TR);

• As necessárias preocupações às futuras operações do empreendimento comercial, salvaguardando elevados padrões de segurança e saúde, e contribuindo na minimização dos impactos ambientais;

• A vida útil dos equipamentos e das instalações mecânicas, propiciando a confiabilidade para operar com performance constante durante um período mínimo de 18 anos;

• O balizamento dos custos iniciais de implantação, operação e manutenção, permitindo, também, avaliar os ganhos econômicos obtidos associados à solução escolhida;

• Os espaços físicos ocupados pelos equipamentos;

• Os menores níveis de ruído gerados pelos equipamentos, tanto nos ambientes internos ou externos, setores adjacentes ou não;

• A utilização de tecnologias alternativas no setor de climatização;

• A possibilidade de implementação de futuras expansões, reformas e/ou “retrofiting”, considerando a flexibilidade da instalação; e

• A disponibilidade e quantidades de fabricantes na oferta dos equipamentos em função da solução adotada.

2 DEFINIÇÕES E NORMAS

Para facilitar o entendimento desta documentação serão relacionadas as seguintes definições:

• CONTRATANTE – Assembleia Legislativa do Estado de Rondônia;
• PROPONENTE - Empresa apresentadora de uma proposta comercial com as devidas cotações de preço ao trabalho;
• CONTRATADA - empresa escolhida para executar os serviços de fornecimento e instalação dos sistema de ar condicionado e ventilação mecânica;
• FISCALIZAÇÃO - Entidade responsável nomeada pelo CONTRATANTE para acompanhamento técnico da execução da empreitada;
• ADJUDICAÇÃO – ato que dá a expectativa de direito de execução das atividades objeto deste memorial ao vencedor de uma concorrência privada ou uma licitação públicaEntidade responsável nomeada pelo CONTRATANTE para acompanhamento técnico da execução da empreitada; e
• EMPREITADA – obra por conta de terceiro, a ser feita mediante condições prévias e cláusulas contratuais.

As normas que serão consultadas ao estudo de viabilidade e a elaboração do projeto básico encontam-se listadas abaixo. Para o projeto, fabricação, montagem e ensaios dos equipamentos e seus acessórios principais, bem como em toda a terminologia adotada, foram observadas as prescrições aplicáveis da ABNT -- Associação Brasileira de Normas Técnicas (NBR 16401-1, 16401-2 e 16401-3, com validade a partir de 04 de setembro de 2008):

• ABNT NBR 16401-1:2008 – “Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários – Parte 1: Projeto das instalações”

• ABNT NBR 16401-2:2008 – “Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 2: Parâmetros de conforto térmico”;

• ABNT NBR 16401-3:2008 – “Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários – Parte 3: Qualidade do Ar Interior”;

• ABNT NBR 13971:1997 - Sistemas de refrigeração, condicionamento de ar e ventilação - Manutenção programada;

• Publicação SMACNA:1995 - HVAC Duct Construction;

• Publicação SMACNA:1990 - HVAC System Duct Design;

• Publicação SMACNA:1985 - HVAC Air Leakage Test Manual;

• AMCA 203:1990 - Field Performance Measurement of Fan System;

• ABNT NBR 5410:1997 - Instalações elétricas de baixa tensão;

• EN 13779, “Ventilation for non-residential buildings – Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems”, 2005;

• ISO 7730, “Moderate thermal environments – Determination of the PMV and PPD indices and specification for thermal comfort”, 1994;

• ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1, “Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings”, 2004;

• ASTM-A-283: Chapas de aço carbono de qualidade estrutural;

• ASTM-A-570: Chapas finas e tiras de aço carbono laminado a quente;

• ASTM-A-573: Chapas de aço carbono estrutural com tenacidade melhorada;

• ABNT NBR-6649 e NBR-6650: Chapas finas de aço carbono para usos estruturais

• ABNT NBR-5580 e NBR-5590: Tubos de aço carbono;

• AWS-A-5.1: Eletrodos para soldagem manual;

• ABNT NBR-6109, BR-6351, NBR-6352, NBR-7007, NBR-7012, NB-143 e ASTM-A-36: Perfis de aço laminado para fins estruturais;

• ASTM-A-307: Parafusos e porcas para uso geral;

• ABNT NBR-574: Símbolos de solda;

• AWS A 5.1: 1991: Specification for covered carbon steel welding electrodes;

• ASME, Seção IX, 1992: Welding and Brazing Qualifications;

• AWS A 5.20.1979 - Specification for carbon steel electrodes for flux cored arc welding;
• AWS D 1.1, 1992 - Structural welding code shield arc welding;
• SO 6944:1985 - Fire resistance tests - Ventilation ducts;
• ISO 1996-1:2003;
• ISO 1996-2:1987;
• ISO 1996-2/AMD1:1998;
• ISO 1996-3:1987;
• ABNT NBR 10152 – Níveis de Ruído para Conforto Acústico;
• BSI BS5588 4:1998 – Fire precautions in the design, construction and use of buildings; Part 4: Code of practice for smoke control using pressure differentials.

Estas normas deverão ser complementadas, quando necessário, por uma ou mais das seguintes documentações:

- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Airconditioning Engineers;
- BACNET – Protocolo Aberto de comunicação da ASHRAE Standard 235-2005
- NEC - Nacional Electrical Code
- NFPA - National Fire Protection Association
- ARI - Air Conditioning and Refrigerating Institute
- ASME - American Society of Mechanical Engineers
- SMACNA - Sheet Metal and Air Conditioning ContractorNational Association
- NEBB -National Enviromental Balancing Bureau
- NEMA - National Electrical Manufactorers Association

3 CONSIDERAÇÕES INICIAIS PARA APLICAÇÃO SOFTWARE

Na determinação da Carga Térmica dos Edifícios, aplicou-se o software Hour Analisys Program - HAP, versão 4.7, reconhecido pela ASHRAE. Nesta aplicação foram considerados, na simulação da carga térmica anual simultânea e em picos:

a) os parâmetros de entrada de dados à capital Porto Velho, Região Norte;
b) os "Schedules" para os horários comerciais de trabalho das 08:00 hs às 18:00 hs, como regra;
c) as possibilidades de atividades das 18:00 hs às 20:00 hs (segunda à sexta-feira) e das 08:00 h às 13:00 hs (sábados);
d) as condições internas de temperatura ambiente de 24ºC e umidade de 50%;
e) as taxas de ocupação estabelecidas na ABNT NBR 16401:2008 parte 3 e em função dos "lay-outs" definidos pela arquitetura;
f) os desenhos de arquitetura, em planta baixa e cortes; e
g) as orientações geográficas dos edifícios.

Na elaboração deste estudo, analisou-se os seguintes sistemas de climatização:

a) Sistema de expansão indireta com unidades resfriadoras de líquido com condensação a Água;
b) Sistema de expansão indireta com unidades resfriadoras de líquido com condensação a Ar;
c) Sistema de expansão indireta com termoacumulação;
d) Sistemas de expansão direta com fluxo de Refrigerante Variável;
e) Sistemas de expansão direta com unidades minisplits e splitões;
f) Sistemas de expansão indireta com recuperação de energia; e
g) Sistemas de expansão direta com recuperação de energia.

O cálculo da carga térmica anual foi executado considerando vidros simples, com as seguintes especificações:

- vidros laminados refletivos;
- compostos por duas placas de vidro (6mm de refletivo e 4mm de "Float cinza");
- as placas são intercaladas com PVB incolor;
- Fator de transmissão térmica de 5,26 W/m2.K;
- Transmissão de luz 11,6 %;
- Reflexão externa de 32,1 %;
- Reflexão interna de 13,4%;
- Transmissão Energética 8,8%;

- Reflexão Energética Externa de 26%;
- Reflexão Energética Interna de 13,5%;
- Absorção de 65,1%
- Fator Solar de 0,256; e
- Coeficiente de Sombreamento de 0,295.

Nas janelas montadas nas fachadas adotou-se a utilização de persianas de cores claras.

Foram consideradas paredes típicas com blocos de concreto de 200 mm rebocada em ambos os lados, com um fator “U” de 2,10 W/K.m2 e pintadas externamente com cores claras. A norma LEED recomenda a utilização de paredes com um fator de 1,0 W/K.m2. Para isso torna-se-ia necessário fazer uma parede dupla com uma camada de isolamento de poliestireno extrudado de 45 mm ou poder-se-ia reduzir a carga térmica das paredes em cerca de 50%, com a substituição do reboco na face interna pela aplicação de uma camada de 20 mm de lã de rocha comprimida e uma face de gesso cartonado de 16 mm. O gesso poderia ser fixado sobre peças de madeira com 22 mm aplicadas numa “grelha” de 1200 x 600 mm. O fator “U” desta parede cairia para 0,72 W/K.m2. Isto reduziria a carga térmica dessa parede, contudo estima-se que o custo de tal investimento, considerando as fachadas já definidas, seria recuperado em pelo menos 4 anos com a economia no consumo. Neste sentido, simulamos a carga com Fator "U" inicialmente informado.

Na determinação da parcela da carga térmica pelo telhado, adotou-se uma laje de concreto comum, com inserção de uma camada de isolamento de 50 mm de lã de rocha, ou 35 mm de poliuretano projetado e obteve-se um valor “U” de 0,461 W/K.m2.

As condições externas registradas nos dados de entrada da simulação, considerando frequência anual de 1%, foram as seguintes:

a) Temperatura de bulbo seco TBS: 34,8 °C;
b) Temperatura de bulbo úmido TBU: 27,3 °C;
c) Altitude: 88 m;

d) Latitude: 8,77S;
e) Longitude: 63,92W;
f) Pressão Atmosférica: 100,27; e
g) Variação média de temperatura de 10,4.

Fonte: Norma Brasileira, ABNT NBR 16401-1, “Instalações de ar condicionado – centrais e unitários- Parte 1: Projetos das Instalações”, primeira edição 04.08.2008, validade a partir de 04.09.2008; Tabela de Dados A.3., página 32.

As condições internas registradas para obtenção da carga térmica foram as seguintes:

a) temperatura de bulbo seco TBS: 24,0 ℃ (±0,5 ℃);
b) umidade Relativa Interna (Não controlada): 50%;
c) taxa de Iluminação média: 18 W/m2;
d) dissipação dos Equipamentos média: 25 W/m2;
e) renovação do ar externo: Nível 03, conformidade com a NBR 16401:2008, parte 3; e
f) taxa de ocupação: conformidade com a NBR 16401:2008, parte 3 e "lay outs" arquitetura.

4 CARGA TÉRMICA

Registrados os parâmetros de entrada de dados no aplictaivo de determinação da carga térmicas para todo o complexo e efetuadas as simulações pertinentes, obteve-se as informações iniciais ao Projeto de Ar Condicionado e Ventilação Mecânica (AVAC):

• A capacidade térmica total, em pico necessária para manter as condições de conforto foi de 997,48 TR (3,49 MW térmicos), sem considerar a recuperação de calor dos espaços climatizados; e

• A capacidade térmica total, em pico necessária para manter as condições de conforto foi de 925,48 TR (3,24 MW térmicos), sem considerar a recuperação de calor dos espaços climatizados.

Para garantir a qualidade do ar interno e evitar o fenômeno dos edifícios "doentes", seguindo as orientações da ABNT e ANVISA, considerou-se admissão de ar exterior para renovação do ar ambiente para todos os gabinetes, salas de chefia, salas de acessoria, recepções/halls, plenário e auditórios, obrigatoriamente nas partes externas da edificação, em conformidade com a norma ABNT NBR 16401-3:2008 item 5, páginas 4 a 9 e tabela 1 “Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação”, em especial, a utilização de controle de vazão variável de ar exterior de acordo com o conteúdo de CO2 do ar de retorno. Com a parcela significativa da carga sensível e latente do ar externo, estudou-se as situações de não aplicação da recuperação de energia e o uso de recuperadores de energia, onde a energia presente no ar exaurido do ambiente é utilizada para pré-refrigerar e pré-desumidificar o ar exterior sendo admitido para ventilação.

A Resolução nº 9 da Agência Nacional de Vigilência Sanitária - ANVISA, de 16 de Janeiro de 2003, recomenda os seguintes padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados de uso público e coletivo:

a) O Valor Máximo Recomendável - VMR, para contaminação microbiológica deve ser 750 ufc/m3 de fungos, para a relação I/E 1,5, onde I é a quantidade de fungos no ambiente interior e E é a quantidade de fungos no ambiente exterior. Entretanto releva-se que essa relação é exigida como forma de avaliação frente ao conceito de normalidade, representado pelo meio ambiente exterior e a tendência epidemiológica de amplificação dos poluentes nos ambientes fechados. Quando o VMR for ultrapassado ou a relação I/E for > 1,5, torna-se necessário fazer um diagnóstico de fontes poluentes para uma intervenção corretiva. É inaceitável a presença de fungos patogênicos e toxigênicos;

b) Os Valores Máximos Recomendáveis para contaminação química são menores ou iguais a 1000 ppm de dióxido de carbono (CO2), como indicador de renovação de ar

externo, recomendado para conforto e bem-estar e menores ou iguais a 80 µg/m3 de aerodispersóides totais no ar, como indicador do grau de pureza do ar e limpeza do ambiente climatizado. Pela falta de dados epidemiológicos brasileiros é mantida a recomendação como indicador de renovação do ar o valor de 1000 ppm de CO2; e

c) Os valores recomendáveis para os parâmetros físicos de temperatura, umidade, velocidade e taxa de renovação do ar e de grau de pureza do ar, deverão estar de acordo com as normas brasileiras: NBR 16401 – "Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto - Parâmetros Básicos de Projeto da ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.

Os padrões referenciais adotados complementam as medidas básicas definidas na Portaria GM/MS n.º 3.523/98, de 28 de agosto de 1998, para efeito de reconhecimento, avaliação e controle da qualidade do ar interior nos ambientes climatizados e podem subsidiar as decisões do responsável técnico pelo gerenciamento do sistema de climatização, quanto a definição de periodicidade dos procedimentos de limpeza e manutenção dos componentes do sistema, desde que asseguradas as freqüências mínimas para os seguintes componentes, considerados como reservatórios, amplificadores e disseminadores de poluentes.

Em conformidade com os espaços físicos do complexo, nos setores técnicos às instalações de tratamento do ar exetrior (Sistema DOAS), considerou-se a aplicação de recuperadores de energia com tambores rotativos de recuperação entálpica com eficiência certificada de 70%, (ASHRAE) aos setores do plenário e auditório e recuperadores de calor com placas nos demais setores, que transferem energia sensível e latente entre duas massas de ar num arranjo em fluxo paralelo em contracorrente.

Para se avaliar a vantagem no uso desse sistema de recuperação de calor, considero-se que o uso de uma unidade em um determitado controle que transfere 10 TR do ar perdido para o ar exterior, tem os seguintes parâmetros de avaliação:

• Custo global de cada recuperador 10 TR R$ 18.320,00

• Redução de 10 TR no custo da empreitada R$ 22.644,00
• Redução de 10 TR no custo operacional mensal R$ 1.113,88

Assumindo que se tem a possibilidade de introduzir cerca de 72 TR de recuperação entálpica o uso destes dispositivos dá-nos uma redução no custo da empreitada de R$ 158.400,00 e no custo operacional de R$ 8020,00/mês (Adotou-se R$ 0,52 por kWh consumido no horário comercial).

A "American Society Heating Refrigeration and Airconditioning Engineers", ASHRAE, no manual "Applications" de 2011, relata:

• Utilizar o conceito de distribuição de ar exterior segundo a técnica conhecida por "Dedicated Outdoor Air System", DOAS, (ASHRAE). Neste caso todo o controle da umidade relativa do ambiente é centrado sobre o ar exterior que é tratado numa ou mais instalações centralizadas e é distribuído para as diferentes unidades de tratamento de ar, (UTA´s), de acordo com a ocupação dos espaços; e

• Instalar Recuperadores de Calor Total de alta eficiência, (Rodas Entálpicas), que utilizam a energia presente no ar exaurido para precondicionar (Filtrar, resfriar e desumidificar), o ar exterior admitido pelo sistema DOAS para ventilação dos espaços, permitindo uma economia de energia substancial.

Uma vez verificada a carga térmica total com recuperação de calor do ar exaurido, iniciaram-se os estudos com soluções de mais alta eficiência visando assegurar um menor consumo e um maior ciclo de vida da instalação.

Quando da utilização de Chiller Elétricos, a "American Society Heating Refrigeration and Airconditioning Engineers", ASHRAE, no capítulo 42 do seu manual "Applications" de 2011, descreve de forma tutorial o procedimento para otimizar o funcionamento de instalações com unidades de produção de água gelada tirando partido de estratégias de controlo, conceitos e processos utilizando menos energia, que se propos incorporar inicialmente no Projeto e que descrevemos sumariamente a seguir:

• Utilizar de preferência Chillers com condensadores refrigerados a água. O consumo dos CHILLER's é habitualmente a maior carga elétrica de um edifício e pode ser responsável por 50% a 70% do consumo total de energia elétrica no empreendimento. Os Chillers podem ser fornecidos com condensadores resfriados a ar ou a água. Com condensadores refrigerados a água, será necessária a utilização de Torres de Resfriamento e Bombas de Água de Condensação, mas mesmo considerando o consumo destes componentes e a perda de água nas torres, (que será reutilizada para lavagem das garagens, por exemplo), a solução refrigerada a água apresenta um muito menor custo operacional em instalações de capacidade acima de 200 TR;

• Utilizar um sistema supervisor DDC, (Direct Digital Control), que possibilita determinar e parametrizar matematicamente os controles da instalação de ar condicionado que minimizam o custo total de operação. A CAG deve ser controlada por um sistema próprio do fabricante das CHILLER, denominado "Chiller Manager", que determina entre outras funções, a quantidade e a sequência das CHILLER´s em operação, a velocidade das Bombas de Circulação de água gelada e a velocidade dos motores das Torres de Resfriamento para manter a temperatura de água de condensação que corresponde ao menor consumo combinado das CHILLER e dos motores das Torres. Esta automação não necessita ser muito elaborada nem ter um custo exagerado para ser eficaz em obter a maior eficiência possível na instalação;

• Otimizar o controle do sistema analisando os dados registrados pela instalação de automação de modo a determinar constantemente o ponto ótimo, "near-optimal control", do sistema como um todo, utilizando o seguinte algoritmo:

o Mude o regime de operação das Unidades Refrigeradoras de Líquido, (CHILLER), se as unidades estão no limite de operação das mesmas, ou na sua máxima capacidade;

o Para o conjunto corrente de carga térmica e temperatura do bolbo úmido do ar exterior, estimar modos de operação possíveis que evitem operar uma CHILLER e a sua bomba de condensação no seu ponto limite de operação;

o Para o corrente modo de operação das unidades o sistema supervisor deve determinar analiticamente valores ótimos dos parâmetros utilizando as fórmulas 4 a 11, do citado documento. Isto deve ser feito a intervalos de 10 minutos;

o Mudar o regime de operação se o custo ótimo de operação do novo ponto determinado, é significativamente menor que o custo associado com o presente modo de operação;

• Reduzir os custos de operação em 20 a 50%, (ASHRAE), utilizando equipamentos com motores de velocidade variável. Devido às características do perfil da carga térmica anual de uma instalação deste tipo, onde existem um grande número de horas com cargas térmicas reduzidas, é extremamente importante assegurar um elevado COP, (Coeficiente de Performance), dos equipamentos quando em carga parcial. Um Chiller com compressor de velocidade fixa, com uma eficiência de 0,5 kW/TR, (COP = 7,032), a carga plena pode ter a sua eficiência degradada para 0,85 kW/TR, (COP = 4,13), quando em carga parcial. A definição de COP dá a real dimensão da economia de que estamos a tratar, onde COP é igual ao Efeito Refrigeração kWtérmicos / kW Absorvidos na Unidade em kWinput. Com um COP = 7,032 a unidade fornece 7,032 kWtérmicos (2,0 TR) absorvendo 1,0 kWinput. Com um COP típico dos chillers ou equipamentos resfriados a ar, COP= 2,8 a unidade fornece 2,8 kWtérmicos (0,8 TR) absorvendo 1,0 kWinput;

• Utilizar um sistema de acumulação térmica, para armazenar Água Gelada num tanque isolado que será utilizada durante o período de ponta da tarifa de energia sazonal, (tipicamente 3 horas). O período de carregamento do tanque é feito nos períodos de custo reduzido de energia, tipicamente durante a noite, tirando partido da energia sobrante ao carregar um ou mais CHILLER's até ao seu ponto de funcionamento com maior COP. Isto é feito automaticamente pelo "Chiller Manager" atendendo a diversos fatores, como as curvas de eficiência dos componentes, CHILLER's, Torres, UTA's e Bombas ao longo do intervalo de operação e principalmente atendendo ao perfil da carga térmica verificada nos últimos dias anteriores, carga remanescente no tanque e previsão da capacidade térmica necessária no próximo período de ponta;

• Manter a temperatura da água de condensação no ponto ótimo que resulta no consumo total menor do sistema. Por cada grau 1,0K que a temperatura da água do condensador é reduzida, o consumo da CHILLER cai até 6,3%. Estamos dimensionando as unidades CHILLER para uma temperatura de entrada da água de condensação de 29,0ºC. As Torres serão dimensionadas para obter a água de condensação entrando nos condensadores na faixa de 25ºC a 27ºC quando a temperatura úmida exterior oscila de 25,1ºCwb a 26,5ºCwb, (Valores externos indicados na Norma ABNT 16401). A capacidade das Torres de Resfriamento é determinada pelos seus parâmetros construtivos e principalmente pela temperatura de bolbo úmido do ar exterior. É Termo dinamicamente impossível que a água no tanque atinja uma temperatura inferior à temperatura do bolbo úmido do ar entrando na Torre, seja qual for a vazão de ar ou de água. Na realidade, é economicamente proibitivo tentar reduzir a diferença de temperatura entre a água e a temperatura de bolbo úmido do ar a menos de 3,0K. As Torres serão equipadas com variadores de frequência nos motores. Como recomendado pela ASHRAE, com qualquer número de CHILLER's em operação todas as torres devem funcionar simultaneamente. Isto é, todas as Torres devem funcionar, a velocidade dos motores em todas as Torres é a mesma e a variável que controla os variadores de frequência é o valor do "setpoint" determinado pelo programa "Chiller Manager". Este valor é habitualmente igual ao valor da temperatura de bolbo úmido do ar exterior acrescido de 3,5ºC. Automaticamente o "Chiller Manager" verifica se a redução de consumo na CHILLER, com uma temperatura mais baixa da água de condensação, justifica o aumento de consumo nas Torres ao aumentar a vazão de ar nestas. Esta estratégia é conhecida como "Near-Optimal Tower Air-Flow"; e está presente nos "Chiller Managers" dos fabricantes de CHILLER´s principais, (Trane, Carrier e York);

• Utilizar o sistema de distribuição de água gelada designado pela ASHRAE com P-Only. Neste sistema não existem bombas primárias nem secundárias e a vazão nos Chillers é mantida igual à vazão nas serpentinas, sempre acima do mínimo de vazão exigido pelo fabricante dos Chillers.. Variar a pressão estática do sistema de distribuição de água gelada é fundamental. A melhor estratégia do ponto de vista de economia de energia (System Static Pressure Reset), é modificar a pressão diferencial do sistema hidráulico para manter todas as temperaturas de descarga com

pelo menos uma das válvulas de controle “saturada”, (Aberta a 100%). Isto resulta numa perda no sistema hidráulico relativamente constante e na maior economia possível nos custos de bombeamento, durante carga térmicas baixas. Com o setpoint de pressão estática variando, otimizar a distribuição de água gelada é determinar a pressão ótima que minimiza o consumo simultâneo da CHILLER’s e das bombas p-only, com o controle da bombas dependendo da carga térmica e do setpoint de pressão estática;

• Variar o setpoint da água gelada. Sabe-se hoje que é possível economizar uma quantidade considerável de energia não fixando a temperatura de saída da água gelada nos CHILLER’s. À medida que a temperatura da água gelada saindo da unidade aumenta, a energia absorvida pelo CHILLER, é reduzida, devido a uma redução nas necessidades de “Lift” do compressor da unidade. Ao subir a temperatura de saída de água gelada quando a carga térmica, (Load), é reduzida, a pressão no evaporador sobe o que reduz o “Lift” e logo reduz o consumo do CHILLER. A figura abaixo (indicada como Fig.11), reproduzida do Manual Applications citado, indica o processo de forma clara. A estratégia do ponto de vista de economia de energia (Chilled Water Temperature Reset) é fazer subir o setpoint à medida que a carga térmica é reduzida até ao valor que corresponde ao mínimo consumo. A figura abaixo (indicada como Fig. 30) mostra a determinação do ponto ótimo de “reset” da temperatura de água gelada saindo das CHILLER, em função das curvas de energia absorvida das mesmas e das bombas de água gelada, neste caso o ponto ótimo para estas condições de carga térmica corresponde a uma temperatura de saída de água gelada dos CHILLER’s de 8,35 ℃. Esta sendo programando considerar um “reset” de 5ºC até 13,0ºC durante a operação normal do equipamento. Durante a acumulação térmica logicamente o “reset” não ocorre. Antes do comissionamento os parâmetros para o controlo do setpoint da água gelada devem ser determinados usando o procedimento recomendado pela ASHRAE e depois de ter o sistema em operação estes parâmetros podem ser finamente ajustados utilizando os procedimentos descritos. O algoritmo do controle será separado em duas estratégias de “Reset” uma para a pressão no circuito secundário e outra para a temperatura da água gelada que serão verificadas a intervalos de 5 a 10 minutos. E por último vemos como a

temperatura úmida do ar externo pode ser utilizada como calculador do valor do "reset".

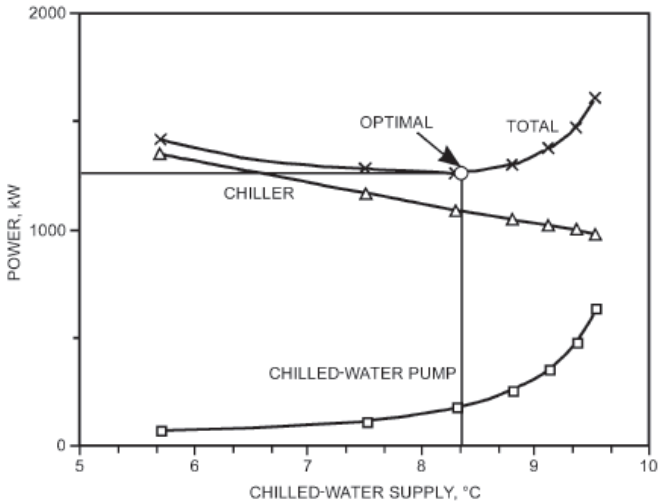


Fig. 30 Tradeoff of Chiller and Pump Power with Chilled-Water Set Point

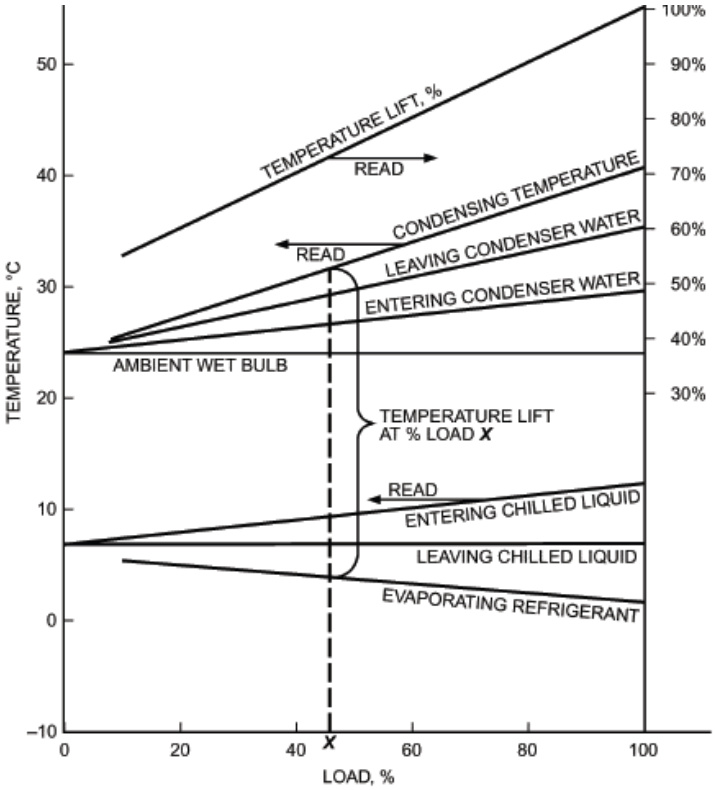


Fig. 11 Temperature Relations in a Typical Centrifugal Liquid Chiller

• Sequenciar os CHILLERs de acordo com as vazões necessárias ao sistema de distribuição tomando atenção às duas estratégias de “Reset” acima citadas. Deste modo o relativo carregamento dos CHILLER’s fica condicionado pela relativa vazão das bombas. A ordem em que os CHILLER’s são ligados e desligados será calculada com o uso das ferramentas analíticas indicadas na fonte citada. O critério utilizado é que um CHILLER será ligada quando a energia total absorvida pela CAG, (CHILLER , Torre, e as Bombas de água gelada e de condensação), será menor operando com o CHILLER adicional que sem ela. O reverso também se aplica no desligamento de um CHILLER;

Analisou-se a aplicação de equipamentos com condensação a Água e consequentemente utilização de torres de resfriamento. Nesta situação, inicialmente, e em conformidade com o custo de aquisição, aplicou-se a instalação de equipamentos com compressores centrífugos. A eficiência das unidades, obedeceu os valores mínimos de eficiência indicados na Norma Ashrae 90.1 de 2013, ou seja, um COP100% melhor que 6,1 avaliado com carga total como determinado de acordo com a norma ARI 550/590. O NPLV teve um COP melhor que 7,0 e foi determinado de acordo as condições Eurovent, como se descreve a seguir:

• Temperatura da água que sai do evaporador: 7 ºC;
• Temperatura da água que entra no evaporador: 12 ºC;
• Temperatura da água que sai do condensador: 35 ºC; e
• Temperatura da água que entra no condensador: 30 ºC.
.
O cálculo do NPLV é feito como segue:

NPLV = 0,01 x COP100% + 0,42 x COP75% + 0,45 x COP50% + 0,12 X COP25%;

COP100%: definido nas condições Eurovent acima;

COP 75%:
• temperatura da água que sai do evaporador: 7 ºC;
• temperatura da água que entra no condensador:24 ºC.

COP 50%:

• temperatura da água que sai do evaporador: 7 ºC;

• temperatura da água que entra no condensador:18 ºC.

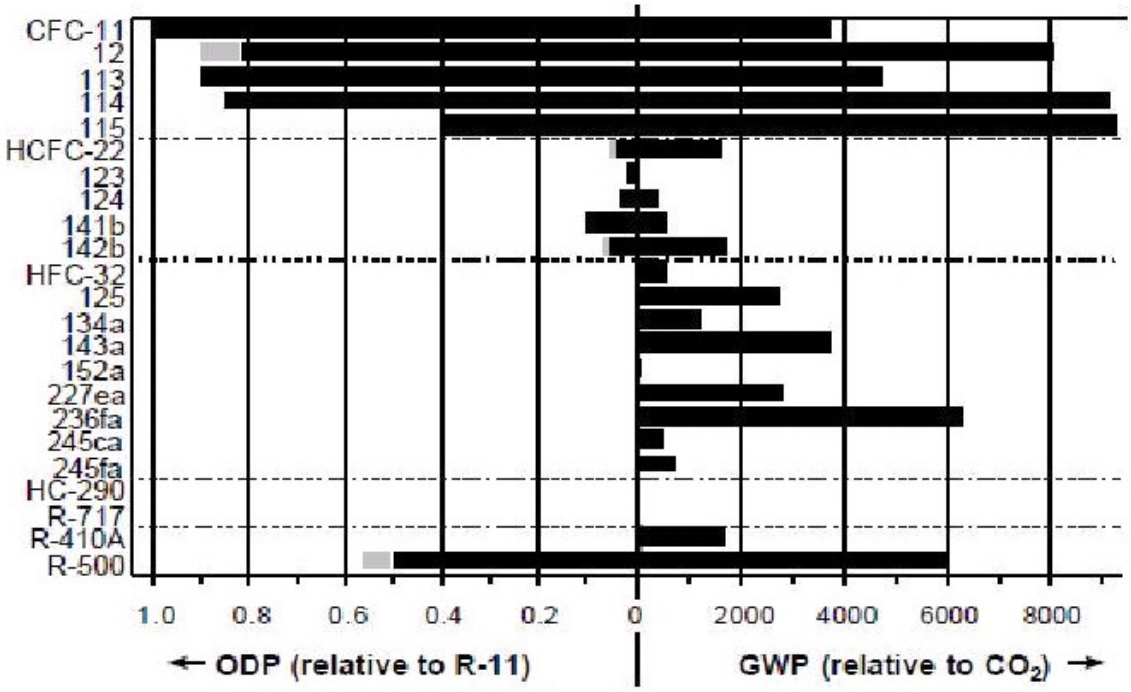
COP 25%:

• temperatura da água que sai do evaporador: 7 ºC;

• temperatura da água que entra no condensador:18 ºC.

Os motores dos chillers centrífugos considerados foram determinados para serem accionados por variadores de frequência e assim permitir um consumo de ponta muito reduzido e um consumo em carga parcial ainda mais baixo. O consumo típico destas unidades em carga total foi considerado inferior a 0,547 kW/TR e o consumo em carga parcial (NPLV), de 0,40 a 0,45 kW/TR. Quando em carga parcial de 50% a eficiência foi de 0,36 kW/TR.

O fluido refrigerante utilizado foi o R134a. O fluido refrigerante R123 devido ao seu pequeno ODP (potencial de ataque à camada de Ozônio igual a 0,012) e ao seu pequeno GWP, (potencial de aquecimento global igual a 73), passou a ser aceite como uma solução menos danosa ao ambiente que o uso de alguns dos refrigerantes azeotrópicos correntes. O mesmo propicia um COP melhor das unidade. Não existe atualmente qualquer refrigerante perfeito e a escolha é motivada na necessidade de não excluir qualquer dos fabricantes de equipamentos de alta qualidade ao fazer uma exigência que os impeça de apresentar uma proposta. No entanto reduziu-se a escolha do refrigerante aos dois comentados acima. A figura abaixo representa a presente situação no que se refere à escolha do refrigerante mais adequado (Refrigerants for the 21st Century, ASHRAE/NIST). Com excepção da Amônia, R717, que é inflamável e tóxica, não existe nenhum refrigerante ambientalmente correto.



ODP versus GWP for common refrigerants

Dando sequência ao estudo, cogitou-se incluir um tanque de acumulação térmica neste projeto que mediante a aprovação do corpo de bombeiros, poderia ser um tanque enterrado com a reserva técnica dos Sprinklers no caso de aplicação do sistema de controle de incêndio no complexo. O tanque de acumulação enterrado ideal seria construído em concreto e teria 600 m3 de volume útil. Na instalação com chillers movidos a electricidade a capacidade de armazenamento permitiria reduzir a demanda de energia eléctrica contratada e a operação do tanque concomitantemente com unidades resfriadoras de líquido poderia vir a reduzir o tamanho da subestação. Durante grande parte do ano seria possível aproveitar a energia térmica do tanque para atender as demandas nos horários de picos e em dias alternativos de trabalho como por exemplo as atividades ao sábado.

A economia no custo de operação da instalação, introduzido por um tanque de acumulação térmica com este volume foi estimada grosseiramente em cerca de R$ 16.000,00 por mês. Sitou-se o termo "grosseiramente" haja vista que essa quantificação dependeria das horas corretas de funcionamento das instalações no

complexo e dos custos na hora de ponta, se aplicáveis operacionalmente. Como não houve possibilidade física de inserir um tanque deste tipo e tamanho, não fizemos um estudo detalhado do período de payback (simples) de tal instalação.

Verificou-se a possibilidade de aplicação do sistema de expansão direta com fluxo de refrigerante variável e condensação a água, bem como, a alternativa em substituir chillers elétricos por chillers de absorção com queimadores diretamente a Gás por exemplo. Esta foi logo e descartada tanto pelas limitações físicas dos espaços com pela inviabilidade de fornecimento de gás natural a custos viáveis. Ainda quanto aos chillers de absorção, com um COP de aproximadamente 1,0, torna-se realmente um estudo muito técnico e depende muito da concessão do Gás.

As análises pertinentes a condensação a água para otimizar e reduzir o consumo de energia do empreendimento foi abandonada, neste sentido não aprofundamos o estudo do sistema de VRF com condensação a Água, principalmente pelo fato de:

a) se ter problemas no fornecimento de água para compensação devidos as perdas no sistema de arrefecimento por evaporação, arraste e "bleed off";

b) se ter uma água de poços ("lençois d'água) no setor, com concentrações de ferro elevadas, fonte local e necessidade de custo de implantação para montagem de uma central de tratamento de água e de elevados custos operacionais quando da aplicação dos produtos e mão de obra para os devidos tratamentos, além de depender operacionalmente de uma automação para controle das dosagens; e

c) limitação os espaços físicos, uma vez que a planta de implantação já fora definida, a construção já iniciou está avançada e o número vagas não poderia ser modificado.

O custo das depesas com a água de reposição dos sistemas não foi determinado pois a solução foi descartada.

Continuou-se o estudo com aplicação de sistemas tanto de expansão indireta e direta, com condensação a Ar. As unidades "à Ar" apresentam coeficientes de eficiência extremamente baixos quando comparados com unidades da mesma qualidade construtiva, mas refrigerados a água. Dada a temperatura extrema no local da obra estas não deveriam ser escolhidas quando o foco é somente o menor gasto com consumo de energia (melhor eficiência). Contudo como não existem sistemas ideias e sim sistemas aplicados as situações do empreendimento, bem como, a exposição das limitações para aplicação de unidades "à água" procuramos criar possibilidades nos sistemas (à ar) para melhorar a eficiência energética e reduzir o custo operacional.

Procurou-se trabalhar com unidades de alta eficência e estudar todas as possibilidades de regimes parciais de cargas, neste sentido, adotou-se os seguintes dados de funcionamento:

• 10 horas de funcionamento diário;
• 264 dias de funcionamento por ano (desconsiderando feriados);
• tarifação de R$ 0,52/Kwh fora de ponta e R$ 3,20/kWh em ponta (estimativa);
• Número de horas a plena carga equivalente ao consumo anual igual a 70% do tempo de operação.

Diante das possibilidades de aplicação e dos estudos de casos, tinha-se a possibilidade de aplicação de sistemas:
a) de expansão indireta com chillers com condensação a ar e de alta eficiência;
b) de expansão direta com fluxo de refigerante variável e condensação a ar; e
c) de sistema mistos, onde recomenda-se um mesmo fabricante por questões de manutenção, operação e controle.

O mercado está muito dividido quanto a aplicação do melhor sistema, lembrando que não se deve levar pelo "modismo". Algumas frentes de estudos e projetistas afirmam que o Sistema de VRF é voltado para pequenos e médio portes e que a Água Gelada é para instalações acima de 200TR.

Diante da vantagens de cada sistema vem crecendo a necessidade de se trabalhar com sistemas mistos quando da aplicação de muitos setores com temperaturas individuais de trabalho, horários e ocupações diferentes, operação em cargas parciais e grandes áreas de ocupação com grandes quantidades de ar exterior. Os próprios fabricantes em palestras e boletins técnicos vem comentando sobre tais sistemas mistos e ainda, a maioria dos fabricantes no brasil, possuem a linha de produção dos equipamentos paras os dois sistemas (VRF e Água Gelada).

O objeto do projeto fixa-se em dois tipos diferentes de instalação porque se trata de dois espaços servidos com diferentes necessidade e características.

Expansão direta com tecnologia de VRF para os gabinetes dos Deputados, Acessorias, recepções/halls e salas de chefia:

• A instalação de VRF, foi considerada apenas para os espaços de pequeno porte dos gabinetes oficiais, onde havia a necessidade de garantir o controlo individual de temperatura nos espaços servidos;

• Não foram consideradas unidades de maior capacidade,> 30 TR, devido ao maior volume de refrigerante, tipicamente cerca de 40 kg de refrigerante. Em caso de fuga catastrófica numa sala de pequenas dimensões existe o risco de asfixia dos ocupantes por deslocamento do oxigénio. Este fato é tratado em grande detalhe nas publicações da ASHRAE, nomeadamente no Manual Systems and Equipment 2012, capítulo 18, página 12, Safety Considerations for Refrigeration;

•As quantidades de ar exterior são moderadas nestas aplicações pelo que a recuperação do calor do ar exaurido não se justifica em termos econômicos;

•A qualidade da filtragem está abaixo do exigido pela Norma NBR 14601, mas devido à pequena capacidade dos equipamentos internos, (<10kW), não é proibida o uso de filtros do tipo utilizado em aparelhos de janela, com eficiência <G1, que não retêm mais de 50% das partículas de contaminação presente no ar externo.

Expansão Indireta com Distribuição de Água gelada para as grandes unidades dos Plenário, Auditório e grandes áreas comuns:

• Este tipo de instalação foi considerado para os espaços com grandes ocupações e necessidades de ar de ventilação excedendo largamente as limitações das unidades internas de VRF. Devido ao grande número de ocupantes, nalguns casos cerca de 500 pessoas, a quantidade de ar exterior excede 8500 m3/h, o que não se compara com a vazão máxima de 200 m3/h por cada unidade interna, característica das instalações de VRF;

• Colocar dentro do espaço acima do forro falso de uma grande sala10 a 20 unidades individuais, absurdamente desprovidas de qualquer sofisticação na sua capacidade de controlar a temperatura e a umidade do ar ambiente, que necessitam de manutenção intensa, dispõem de tabuleiros com água condensada que pinga frequentemente, que precisam de ser limpas internamente, que depredam o teto, é uma solução tecnicamente infeliz;

• Tipicamente em aplicações deste genero encontramos por vezes unidades que ficam avariadas por vários meses sem que o pessoal de manutenção se aperceba que tem unidades avariadas;

•O sistema de VRF não tem recuperador de energia do ar exterior para volumes de 8500 m3/h. Isto significa que o uso desses sistemas em aplicações deste tipo vai resultar num aumento do consumo e da capacidade instalada sem qualquer benefício para o utilizador final;

•Os recuperadores utilizados no projecto, recuperam 70 % da energia presente no ar a exaurir, (a custo desprezível), antes de o lançar para a atmosfera. Isto permite uma economia fácil de visualizar no consumo da principal carga de refrigeração no sistema;

•A filtragem mínima do ar, na ABNT em aplicação como anfiteatros é F5, ou seja uma eficiência de remoção de partículas do ar de >95% (gravimétrico Ashrae). A

montagem de unidades de VRF com eficiências de filtragem tão baixas, (alguns fabricantes com menos de 20%), em aplicações deste tipo é feita comummente, mas é feita à revelia da Norma NBR 14601;

•A utilização de VRF em aplicações de grande porte não permite o uso de ciclos de economia com altas eficiências onde a admissão de ar exterior a 100% é feita sempre que este tenha uma menor entalpia;

•As Unidades de Tratamento de Ar utilizadas em sistemas de alta qualidade, tem serpentinas com 9 aletas por polegada que permitem a sua limpeza sem dificuldade. As pequenas unidades de tratamento de ar do VRF, tem serpentinas com 14 aletas por polegada, o que torna a sua limpeza inviável;

• A quantidade de ar insuflado por unidades de tratamento de ar de grande porte é regulada para permitir que apenas se faça a desumidificação estritamente necessária. As unidades do vrf não tem controle eficaz sobre a desumidificação. Grande parte, por vezes 40% da sua capacidade é utilizada em desumidificação que não sendo necessário na sua totalidade acaba por ir para o ralo do esgoto, literalmente falando;

•Sempre recomendamos ao cliente o uso de unidades de tratamento de ar de muito alta qualidade, pois a diferença no preço é recuperada rapidamente. Por isso preferimos especificar unidades com o isolamento confinado entre dois painéis de aço galvanizado, (construção Sandwich), serpentinas industriais de fácil limpeza, unidades com iluminação interna em todos os compartimentos para auxiliar a manutenção. Estas unidades são limpas e desinfectadas com jato de vapor ou água a alta pressão. As unidades de VRF nem são visíveis ou têm acesso para manutenção especialmente se estão instaladas acima de 5 ou 6 metros chão, nosso caso (plenarios e auditórios). Poderia aplicar as unidades de VRF mas a maioria delas no mercado possuem capacidade até 8TR (ter-se-ia uma quantidade muito grande de unidades embutidas). As Utas comerciais vigentes podem ir até 60TR (capacidades maiores por encomenda);

Nas reuniões técnicas durante a preparação do projeto estas considerações são abordadas mas estas justificações não fazem parte do escopo normativo do memorial descritivo do projeto.

Não existe justificação para que o uso das duas soluções aumente o valor do da obra, haja vista que o Proponente e/ou Contratado pede preços dos dois tipos de equipamento a vários fornecedores e apresenta a sua cotação para o fornecimento e montagem. Reinteramos que a maioria dos grandes fornededores tem as duas linhas de equipamentos no Brasil, pode-se citar Carrier-Midea, Trane, York-Hitachi-Jonshon, DAIKIN-MacQuay. Grandes empresas como LG e Mitshubishi, possuem as duas linhas, mas priorizam comercialmente devido a política da empresa por VRF no Brasil.

Não recomendamos a aplicação de sistemas de VRF no plenário, Auditório e Grandes Áreas Comuns. É correto afirmar que estes sistemas oferecem controlo individual da temperatura, nos diferentes espaços, contudo, nas grandes concentrações de pessoas não dispõem no entanto de qualquer controle sobre a desumidificação que é considerável devido às exíguas dimensões das serpentinas e à necessidade de miniaturização que compromete a quantidade de ar insuflado. Adicionalmente, a distribuição do ar frio tratado diretamente pela máquinas, altos pé direitos, é feita de modo a dificultar as linhas de ação das correntes de ar devido ao pobre controlo direcional da unidade interna.

As instalações projetadas serão de uma relativa complexidade mas não excedem a capacidade das firmas locais que conhecemos. As firmas locais são principalmente firmas de instalação e de manutenção que podem sem qualquer restrição, em um mesmo trabalho, proceder ao fornecimento e instalação de equipamentos de diferentes tipos ou fornecedores ou importadores, desde que obedeçam aos quesitos do projeto.

5 ANEXOS COM OS CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Anexamos os “printouts” dos cálculos de carga térmica feitos com o software HAP v4.7.