

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

COMPARAÇÃO ENTRE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO COM FLUXO DE
REFRIGERANTE VARIÁVEL E ÁGUA GELADA

por

Thiago Marcelo Lucca

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2012



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

COMPARAÇÃO ENTRE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO COM FLUXO DE
REFRIGERANTE VARIÁVEL E ÁGUA GELADA

por

Thiago Marcelo Lucca

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Francis H. Ramos França

Prof. Sérgio Luiz Frey

Prof. Pedro Barbosa Mello

Porto Alegre, 15 de Junho de 2012.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais pelo apoio e carinho e por sempre me incentivarem a buscar meus objetivos.

A minha irmã por sempre acreditar em mim e estar sempre presente.

A minha namorada por estar do meu lado nos momentos mais felizes e tristes de minha vida.

Ao Professor Paulo Otto Beyer, pela qualidade de ensino e por todo apoio e disposição que foi me concedido neste período.

“Só existem dois dias do ano que nada pode ser feito. Um se chama ontem e o outro se chama amanhã, portanto hoje é o dia certo para amar, acreditar, fazer e principalmente viver.”

Dalai Lama

LUCCA, T. M. **Comparação entre sistemas de ar condicionado com fluxo de refrigerante variável e água gelada**. 2012. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo comparar o sistema de ar condicionado com fluxo de refrigerante variável com o sistema de água gelada através de uma análise termo-energética em uma edificação fictícia, composta por escritórios comerciais, situada na cidade de Porto Alegre. Primeiramente é projetado um modelo físico para a edificação proposta com auxílio do *software Google SketchUp* e posteriormente é utilizado o *software EnergyPlus* para a realização da simulação energética da edificação, no período de um ano, com seu respectivo sistema de ar condicionado. Para tanto foi necessário realizar a seleção e o dimensionamento dos equipamentos de ar condicionado de acordo com catálogos de fabricantes, como também o cálculo da pressão de operação da bomba no sistema de água gelada. Como resultado da comparação, obteve-se um consumo de energia por parte do sistema com fluxo de refrigerante variável 33,8% menor em relação ao sistema de água gelada. Tal fato está diretamente relacionado com a eficiência apresentada pelos equipamentos externos dos sistemas.

PALAVRAS-CHAVE: EnergyPlus, Fluxo de Refrigerante Variável (VRF), Água Gelada.

LUCCA, T. M. **Comparison between air conditioning systems with variable refrigerant flow and chilled water**. 2012. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

The work hereby has as a goal to compare the air conditioning system with variable refrigerant flow with the chilled water system through a term-energetic analysis in a fictitious building composed by commercial offices, situated in the city of Porto Alegre. First, a physical model for the construction proposed is projected, with the support of the Google SketchUp software and later the EnergyPlus software is used for the accomplishment of the energetic simulation of the construction, in a period of one year, with its respective air conditioning system. For this, it was the necessary to establish the selection and the dimensioning of the air conditioning equipments in accordance with manufacturers catalogues, as well as the calculation of the pressure of operation of the bomb in chilled water system. As result of the comparison, a 33.8% less consumption of energy on the part of the system with variable refrigerant flow was obtained, in relation to the chilled water system. Such fact is directly related to the efficiency presented by the external equipment of the systems.

KEY WORDS: Energy Plus, Variable Refrigerant Flow (VRF), Chilled Water

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4. FERRAMENTA COMPUTACIONAL.....	2
4.1 <i>Google SketchUp</i>	2
4.2 <i>Plug-in Openstudio</i>	2
4.3 <i>EnergyPlus</i>	2
4.4 Equações de balanço de energia.....	2
4.4.1 Superfícies externas e internas.....	3
4.5 Dados climáticos de projeto.....	4
4.6 Dias de projeto.....	4
5. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	4
5.1 Edificação.....	4
5.2 Cargas internas.....	5
5.2.1 Pessoas.....	6
5.2.2 Iluminação.....	6
5.2.3 Equipamentos elétricos.....	6
6 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO.....	6
6.1 Expansão direta e indireta.....	6
6.2 Configuração das unidades internas e externas.....	6
6.3 Sistema de água gelada.....	7
6.3.1 Dimensionamento da rede hidrônica.....	7
6.3.2 Queda de pressão na tubulação.....	8
6.3.3 Queda de pressão no módulo hidrônico.....	8
6.3.4 Bomba de vazão variável.....	9
6.4 Sistema VRF.....	9
6.5 Dimensionamento e seleção das unidades.....	9
7. RESULTADOS E ANÁLISES.....	10
7.1 Consumo de energia com sistema de água gelada.....	10
7.2 Consumo de energia com sistema VRF.....	12
7.3 Comparação entre VRF e água gelada.....	12
8. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15

Anexo A – CURVA DA BOMBA.....	16
Apêndice A – MATERIAIS E PROPRIEDADES TÉRMICAS.....	16
Apêndice B – DIMENSIONAMENTO DA REDE HIDRÔNICA E PERDA DE CARGA.....	17
Apêndice C – DESEMPENHO DOS VENTILADORES.....	18
Apêndice D – SELEÇÃO DE FANCOILS E UNIDADES INTERNAS DE VRF.....	19
Apêndice E – PLANTA BAIXA E CONFIGURAÇÃO DE DUTOS E DIFUSORES.....	20
Apêndice F - CONFIGURAÇÃO DOS SISTEMAS DE AR CONDICIONADO.....	20

1. INTRODUÇÃO

Após a crise do petróleo, ocorrida na década de 70, muitos países direcionaram seus recursos e linhas de pesquisa para o desenvolvimento de fontes alternativas de energia e sistemas mais eficientes. O desempenho energético das edificações teve sua área bastante aprofundada, pois são responsáveis por uma parcela significativa no consumo de energia elétrica na maioria dos países. Países da Europa e os Estados Unidos, fortemente dependentes do petróleo para o suprimento de energia elétrica, começaram a financiar iniciativas que promovessem o desenvolvimento de edificações mais eficientes [Nathan et alli, 2005]. Com o passar dos anos os programas de simulação termo-energética começaram a ser mais difundidos através dos países que sofreram com a crise. Projetistas e engenheiros se beneficiaram com esse desenvolvimento podendo analisar com mais clareza situações que necessitavam de resoluções de cálculos mais complexos, facilitadas através de uma metodologia computacional.

Os sistemas de ar condicionado sofrem modificações com o passar dos anos. A eficiência, o conforto, a versatilidade e a economia estão diretamente ligadas com essa modernização que os sistemas estão sofrendo. A concorrência entre as empresas fabricantes de ar condicionado está levando as mesmas a fabricarem sistemas ecologicamente corretos e por contraponto alguns sistemas estão ficando obsoletos.

Escritórios modernos e edificações estão preocupados com o conforto térmico de seus usuários. Muito utilizado em sistemas que necessitam de uma grande capacidade de refrigeração e aquecimento, como edificações comerciais e *shopping centers*, o sistema de água gelada sempre foi a melhor alternativa a ser empregada, porém com o surgimento do sistema com fluxo de refrigerante variável gerou-se uma dúvida sobre qual é a melhor escolha para implantação em uma edificação. A escolha do sistema a ser utilizado deve estar relacionada a um estudo preliminar do projeto do sistema a ser empregado, levando-se em conta sua configuração física, reduções de custos e demanda de energia. Programas de simulação energética em edificações tornam-se uma alternativa ideal para comparação entre os dois de sistemas de ar condicionado.

2. OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo a comparação de eficiência energética entre o sistema de ar condicionado VRF (fluxo de refrigerante variável) e o sistema de água gelada sobre uma edificação proposta localizada na região bioclimática de Porto Alegre. O desenvolvimento do trabalho será realizado através do *software* computacional de simulações em edificações *EnergyPlus* e como resultado da análise termo-energética busca-se obter qual sistema de ar condicionado apresenta menor consumo energético e melhor custo-benefício.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O tema VRF e água gelada costuma ser muito discutido por engenheiros, projetistas e fabricantes de ar condicionado. Cada sistema possui particularidades com diferenciais e aplicações variadas. Na determinação de indicadores de consumo de edificações torna-se indispensável o uso de simulação computacional. A seguir são observados estudos sobre os dois sistemas de ar condicionado, onde foram analisados consumo e desempenho.

Souza, 2009, realizou um estudo para otimização do uso da energia do novo prédio do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul seguindo critérios do programa de certificação *LEED (Leadership in Energy and Environmental Design)* com auxílio do *EnergyPlus*. Para obter reduções de consumo de energia elétrica realizou alterações arquitetônicas e não arquitetônicas como também tipo de ar condicionado a ser utilizado. Primeiramente realizou simulações com diferentes orientações para a edificação proposta composta pelo sistema de água gelada com torres de resfriamento. Realizando simulações com o sistema de ar condicionado VRF obteve uma economia de energia de 21%

no consumo total anual comparado com o de água gelada, visto que o sistema não teve gasto de energia com bombas, torres de resfriamento e apresentou melhor eficiência para resfriamento, aquecimento e ventiladores. O *software* mostrou-se bastante útil para a comparação proposta podendo informar valores de consumo mensais para cada sistema.

Stein, 2011, utilizando o *EnergyPlus* verificou a possibilidade de melhorar a eficiência térmica e energética de um edificação com alterações arquitetônicas, através da substituição dos vidros por outros termicamente mais eficientes, controle de iluminação natural por sensores em pontos definidos das zonas e a troca do sistema de ar condicionado de água gelada pelo sistema VRF para uma edificação situada em Porto Alegre. Para simulação do sistema de ar condicionado os equipamentos foram ajustados conforme informações dos fabricantes permitindo o dimensionamento correto dos equipamentos. Obteve uma redução significativa de 37% no consumo anual do prédio, que se deve ao fato da edificação inicial possuir uma envoltória com vidros não eficientes e um grande consumo com as bombas de água, ventiladores e aquecimento.

4. FERRAMENTA COMPUTACIONAL

A simulação termo-energética do edifício proposto é desenvolvida no *software EnergyPlus* versão 7.0 através da modelagem da edificação realizada no *software Google SketchUp* 8.0 em complemento com o *plug-in Open Studio* 1-0-7.

4.1 GOOGLE SKETCHUP

É um conjunto de ferramentas de modelagem tridimensional gratuito criado pela *At Last Software*, a qual foi adquirida pela *Google*. O *software* é um produto com uma interface versátil e de fácil utilização que permite a modelagens de diversas formas e volumes tridimensionais para esboços e projetos arquitetônicos.

4.2 PLUG-IN OPENSTUDIO

É um *software* gratuito criado pelo *National Renewable Energy Laboratory* do *Department of Energy EUA* que permite o uso das ferramentas padrão do *Google SketchUp* para criar e editar zonas e superfícies *EnergyPlus*. Permite que se explore as variáveis de entrada do arquivo de simulação do *EnergyPlus* sem a necessidade de sair do *Google SketchUp*.

4.3 ENERGYPLUS

Trata-se de um *software* de simulação termo-energética em edificações desenvolvido e disponibilizado gratuitamente pelo *National Renewable Energy Laboratory* do *Department of Energy EUA*. O programa permite a otimização de projetos para economia de energia e água, através da definição de variáveis de entrada de dados, como por exemplo, elementos construtivos da edificação e suas propriedades térmicas, cargas internas e configurações do sistema de ar-condicionado. O *software* possui linguagem Fortran 90 e realiza a simulação para dias de projeto através de cálculos de cargas térmicas de aquecimento e refrigeração necessários para manter *setpoint* de controle térmico, calculando consumo de energia de equipamentos e outros recursos de integração simultânea para verificação de como seria o edifício real.

4.4 EQUAÇÕES DE BALANÇO DE ENERGIA

A base de cálculo para balanço de energia da zona térmica do *EnergyPlus* é expresso pela resolução da seguinte equação diferencial ordinária [*EnergyPlus Engineering Reference*, 2011].

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{el}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{superficies}} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sys} \quad (4.1)$$

onde $\sum_{i=1}^{N_{el}} \dot{Q}_i$ é a soma das cargas internas convectivas, $\sum_{i=1}^{N_{superficies}} h_i A_i (T_{si} - T_z)$ é a transferência de calor convectivo das superfícies da zona, $\dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z)$ é a transferência de calor por infiltração de ar exterior, $\sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z)$ é transferência de calor por mistura de ar entre zonas, \dot{Q}_{sys} é a transferência de calor pelo sistema de ar condicionado e $C_z \frac{dT_z}{dt}$ é a energia acumulada na zona. Todos termos da equação são expressos em W.

O coeficiente C_z é expresso por $C_z = \rho_{air} C_p C_T$, onde ρ_{air} é a massa específica, C_p o calor específico do ar e C_T é um multiplicador para capacidade de calor específico a fim de estabilizar a simulação, assumindo valor inicial igual a 1.

A transmissão de calor através de uma superfície é calculada por função de transferência (*CTF – Conduction Transfer Function*), correspondente a uma série temporal da equação que relaciona o fluxo em uma superfície de um elemento por uma série infinita de resultados de temperatura em ambos os lados, como é demonstrado pelas seguintes equações para fluxo de calor interno e externo:

$$q''_{ki}(t) = -Z_0 T_{i,t} - \sum_{j=1}^{nz} Z_j T_{i,t-j\delta} + Y_0 T_{0,t} + \sum_{j=1}^{nz} Y_j T_{0,t-j\delta} + \sum_{j=1}^{nq} \Phi_j q''_{ki,t-j\delta} \quad (4.2)$$

$$q''_{ko}(t) = -Y_0 T_{i,t} - \sum_{j=1}^{nz} Y_j T_{i,t-j\delta} + X_0 T_{0,t} + \sum_{j=1}^{nz} X_j T_{0,t-j\delta} + \sum_{j=1}^{nq} \Phi_j q''_{ko,t-j\delta} \quad (4.3)$$

onde X_j é o coeficiente externo da CTF, com $j=0,1\dots nz$, Y_j é o coeficiente cruzado da CTF, com $j=0,1\dots nz$, Z_j é o coeficiente interno da CTF, $j=0,1\dots nz$, Φ_j é o coeficiente de fluxo da CTF, $j=1,2\dots nq$, T_i = temperatura da face interior (K), T_o = temperatura da face exterior (K) e q''_k é o fluxo de calor por condução (W/m^2). O subscrito após a vírgula indica o período de tempo em relação à quantidade de passo de tempo δ .

4.4.1 SUPERFÍCIES EXTERNAS E INTERNAS

O balanço de energia na superfície externa da parede de uma zona pode ser expresso pela equação abaixo [*EnergyPlus Engineering Reference*, 2011]:

$$q''_{\alpha sol} + q''_{LWR} + q''_{conv} - q''_{ko} = 0 \quad (4.4)$$

onde $q''_{\alpha sol}$ é o fluxo de radiação solar direta e difusa absorvida, q''_{LWR} é o fluxo de radiação de comprimento de onda longo trocado com meio, q''_{conv} é o fluxo de calor por convecção trocado com o ar exterior e q''_{ko} é o fluxo de calor por condução na face externa da parede. Todos termos são expressos em W/m^2 .

O balanço de energia nas superfícies internas da zona é modelado com quatro componentes de transferências de calor, são eles: condução através do elemento de construção, convecção para o ar, radiação de onda curta absorvida e refletida e trocas de radiação de ondas longas. A radiação de onda curta corresponde a radiação solar que incide através das janelas dentro da zona e da emitância de fontes internas, como luzes por exemplo. A radiação por ondas longas inclui absorção e emitância de fontes de baixa temperatura, como

outras superfícies, equipamentos e pessoas [EnergyPlus Engineering Reference, 2011]. O balanço de energia na superfície interna de uma zona térmica de acordo com a metodologia de cálculo do EnergyPlus é dado pela seguinte equação:

$$q_L''_{wx} + q_s''_w + q_L''_{ws} + q_k''_i + q_s''_{ol} + q_c''_{onv} = 0 \quad (4.5)$$

onde $q_L''_{wx}$ é o fluxo de radiação de comprimento de onda longo trocado entre as superfícies, $q_s''_w$ é o fluxo de radiação de comprimento de onda curto emitido por lâmpadas para a superfície, $q_L''_{ws}$ é o fluxo de radiação de ondas longas emitido por equipamentos, $q_k''_i$ é o fluxo de calor por condução através da parede, $q_s''_{ol}$ é o fluxo de radiação solar transmitida e absorvida pela superfície e $q_c''_{onv}$ é o fluxo de calor convectivo para o ar. Todos os termos são expressos em W/m².

4.5 DADOS CLIMÁTICOS DE PROJETO

O arquivo climático é um conjunto de dados climáticos de uma localidade, como temperatura, umidade, pressão, velocidade do vento e radiação solar. As medições normalmente são efetuadas em aeroportos e o cálculo é feito sobre um ano climático, do tipo TRY (*Test Reference Year*) ou TMY (*Test Meteorological Year*). Neste trabalho será utilizado um arquivo climático do tipo TMY, que corresponde ao conjunto dos meses que melhor representam o clima da região, com medições no período mínimo de dez anos. Os dados de Porto Alegre utilizados para simulação foram obtidos de arquivos climáticos disponibilizados na página eletrônica do LabEEE, 2012.

4.6 DIAS DE PROJETO

Os dias de projeto são utilizados para dimensionamento de ar condicionado. Neste trabalho serão simulados dias de projetos estatísticos definidos pela ASHRAE, 2009, com frequência de ocorrência cumulativa anual de 0,4% para verão e 99,6% para inverno, ou seja, no resfriamento a temperatura externa será maior que a considerada nos cálculos em no máximo de 0,4% das horas do ano e para aquecimento será maior em no máximo de 99,6% das 8760 horas do ano. O dia de projeto de verão a ser simulado corresponde ao dia 21 de janeiro e o dia 21 de julho ao dia de projeto de inverno.

5. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Para a realização da comparação entre os sistemas de ar condicionados primeiramente foi projetada uma edificação fictícia situada na região bioclimática de Porto Alegre. O edifício analisado possui níveis de ocupação, iluminação interna e carga térmica de equipamentos compreendidos a uma edificação composta por escritórios comerciais.

5.1 EDIFICAÇÃO

A edificação proposta observada na figura 5.1 possui uma rotação do eixo norte do prédio de 22° (azimute) em relação ao norte geográfico e é composta de sete pavimentos, sendo um térreo, cinco pavimentos típicos e uma cobertura. Como a edificação possui cinco pavimentos típicos com características construtivas iguais, declarou-se no EnergyPlus apenas um pavimento típico e através da ferramenta de multiplicação de dados de entrada (*multiplier*), foi multiplicado por cinco.

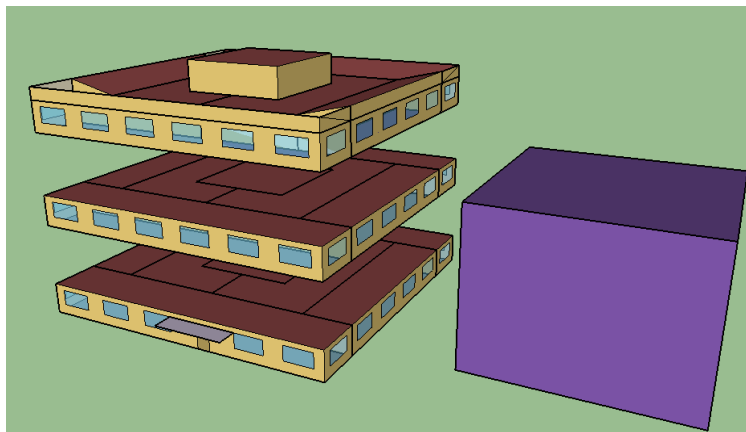


Figura 5.1 – Modelo físico do edifício realizado no *Google SketchUp*

Ao lado sudeste da edificação é representado através do *Google SketchUp* um edifício vizinho com 400 m² de base e 15 metros de altura, realizando assim uma zona de sombreamento na edificação de acordo com o horário de incidência solar. Para fins de simulação cada pavimento foi dividido em sete zonas térmicas (figura 5.2), onde os nomes das zonas foram definidos em relação ao eixo norte do prédio. Cabe salientar que apenas as zonas de serviço são não climatizadas, pois limitam-se a região de escadas, elevadores, copas, banheiros, área de acesso e circulação de pessoas. Os materiais utilizados em cada superfície da edificação e suas propriedades térmicas estão definidos na tabela A.1 do apêndice A.

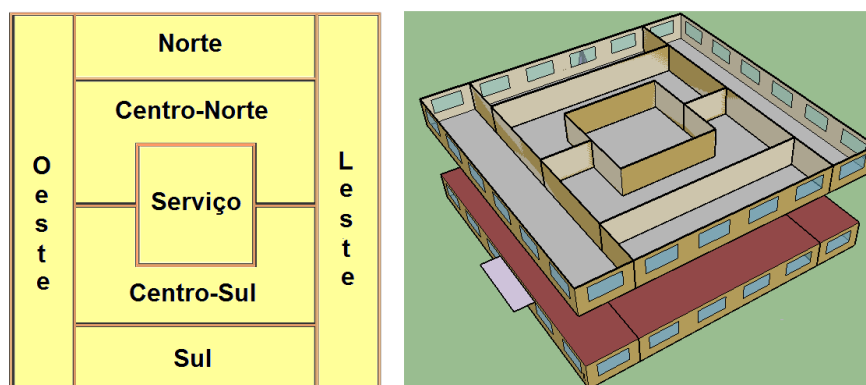


Figura 5.2 – Configuração das zonas térmicas dos pavimentos

A edificação possui um total de 49 zonas climáticas totalizando uma área construída de 7.400 m², sendo 5.600 m² de área condicionada e 1.800 m² de área não condicionada. A planta baixa da edificação proposta pode ser observada no apêndice E.

5.2 CARGAS INTERNAS

As cargas internas correspondem à parcela de calor e umidade liberada ao ambiente referente a pessoas, luzes e equipamentos elétricos. Conforme ABNT, 2008, devem ser avaliadas separadamente as frações sensíveis e latentes, e considerada a defasagem no tempo e a redução da intensidade da fração radiante de cada componente.

5.2.1 PESSOAS

Como a edificação é composta por escritórios comerciais, foi definido que o nível de ocupação máxima ocorre no horário das 8 horas da manhã às 18 horas com um intervalo nas atividades das 12 horas às 14 horas. Para a determinação do nível de ocupação de cada ambiente condicionado segue-se a recomendação proposta pela ASHRAE, 2009, correspondente a ocupações comerciais com uma taxa de $9,3 \text{ m}^2/\text{pessoa}$ e fração radiante de 0,5 sobre o calor sensível. Foi considerada uma taxa de renovação de ar do ambiente, realizada por ventiladores localizados nas paredes externas, correspondente a $7,5 \text{ L/s}$ para cada pessoa.

5.2.2 ILUMINAÇÃO

Responsável por grande parte do consumo energético de uma edificação, para iluminação interna seguiu-se a recomendação da ASHRAE, 2009, para ambientes comerciais com uma taxa de 12 W/m^2 , fração radiante de 0,37 e 0,18 de fração visível. Para iluminações externas da edificação foi utilizada uma potência de 2000 W.

5.2.3 EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS

A determinação da taxa de calor liberada por equipamentos elétricos foi obtida segundo ASHARE, 2009, para uma densidade típica de carga de equipamentos por posto de trabalho igual a $16,1 \text{ W/m}^2$, correspondente a computadores, monitores, impressoras, cafeteiras e aparelhos de fax. Para elevadores e exaustores foi selecionada uma capacidade de 13.000 W e 350 W com uma parcela de fração radiante igual a 0,3.

6. SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

O sistema de ar condicionado tem como objetivo controlar simultaneamente a temperatura, umidade, movimentação, renovação e a qualidade do ar de um ambiente [ABNT, 2008]. A simulação de cada sistema de ar condicionado (VRF e água gelada) é realizada primeiramente no modo de auto dimensionamento (*autosize*), e a partir das variáveis de saída concedidas pelo *EnergyPlus* é possível selecionar cada sistema de ar condicionado com características de equipamentos reais através de dados do catálogo do fabricante.

6.1 EXPANSÃO DIRETA E INDIRETA

O sistema VRF possui o evaporador com sistema de expansão direta, ou seja, a expansão do fluido refrigerante ocorre em contato com o ar de resfriamento sendo o responsável pelo resfriamento final. No sistema de água gelada o fluido refrigerante irá resfriar um fluido intermediário, no caso a água, que irá resfriar os ambientes através dos *fancoils*. Para cada sistema foi considerada a dissipação de calor das unidades externas por condensação a ar.

6.2 CONFIGURAÇÕES DAS UNIDADES INTERNAS E EXTERNAS

Com o objetivo de comparar o sistema VRF com o sistema de água gelada buscou-se a configuração de cada sistema mais similar possível com o outro. Para isso foi selecionado uma unidade externa para atender as unidades internas de seu pavimento, tanto no sistema VRF quanto no sistema de água gelada, com sistema de distribuição de ar refrigerado através de dutos e insuflamento por difusores, como pode ser observado na figura E.1 do apêndice E, limitando-se assim a alterações apenas de equipamentos internos e externos por pavimento para cada sistema. A zona de conforto no ambiente condicionado é garantida através do

controle do *setpoint* do ar condicionado de cada zona definido como 25 °C para resfriamento e 22 °C para aquecimento.

6.3 SISTEMA DE ÁGUA GELADA

É um sistema central de resfriador de líquido com uma ou mais unidades de tratamento de ar denominadas *fancoils* que são supridas com água gelada produzida numa central frigorífica constituída por um ou mais grupos resfriadores de água e distribuídas por bombas em circuito fechado [ABNT, 2008]. O *fancoil* é uma unidade interna composta por tubos de circulação de fluido refrigerante (serpentina) cuja função é forçar a passagem de ar através dos tubos, insuflando o ar a certa temperatura no ambiente.

Cada ambiente a ser condicionado possui sensores de temperaturas que transmitem um sinal elétrico para o atuador das válvulas de duas ou três vias instaladas na tubulação de saída dos *fancoils* e através do controle de vazão de água realizado pelas válvulas é possível atender a carga térmica do ambiente a ser condicionado. A configuração do sistema de água gelada pode ser observada na figura F.2 do apêndice F. Para fins de simulação será necessário dimensionar a pressão de operação do sistema em conjunto com o dimensionamento da rede de distribuição de água.

6.3.1 DIMENSIONAMENTO DA REDE HIDRÔNICA

Cada pavimento da edificação possui um sistema de água gelada identificado na figura 6.1, composto pelo *chiller*, módulo hidráulico acoplado com bomba de vazão variável, *fancoils* com válvulas de duas ou três vias e sistema de recirculação de água com retorno reverso. A bomba de vazão variável foi escolhida por se tratar de um equipamento eficiente que acarreta menor consumo de energia e o sistema de retorno reverso foi adotado em função da equalização do comprimento das tubulações e balanceamento da rede.

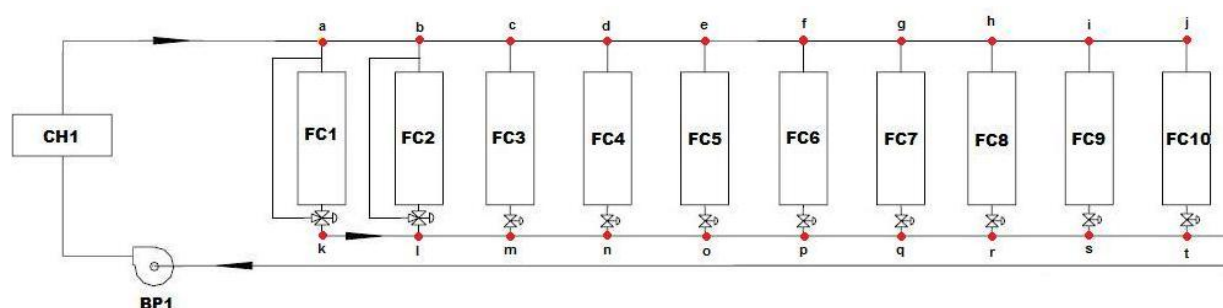


Figura 6.1 – Rede de distribuição e retorno de água em cada pavimento

Depois de realizada a simulação em modo de auto dimensionamento no *EnergyPlus*, são obtidas as vazões máximas de água para a tubulação de cada *fancoil* e do *chiller*. Através destes valores é possível dimensionar toda a tubulação do circuito fechado de distribuição de água que será utilizado em cada pavimento.

A faixa usual para perda por fricção em tubos comerciais de aço no projeto de sistema hidráulicos fica entre 100 e 400 Pa/m de tubulação, com um limite de velocidade de 4 m/s. Tomando-se o valor limite de 400 Pa/m é possível dimensionar o diâmetro mínimo pela seguinte equação [ASHRAE, 2009]:

$$D \geq 34\dot{V}^{0.39} \quad (6.1)$$

onde D é o diâmetro (mm) e \dot{V} a vazão de água (L/s). Para cada tubo do sistema acima foi dimensionado o diâmetro equivalente em polegadas de acordo com tubulações comerciais conforme pode ser observado na tabela B.1 do apêndice B.

6.3.2 QUEDA DE PRESSÃO NA TUBULAÇÃO

A perda de carga total é considerada como as somas das perdas maiores, causadas por efeitos de atrito no escoamento com perdas localizadas, causadas por entradas e acessórios. [Fox et alli, 1995]. O cálculo da perda de carga máxima do sistema é realizado pela soma da perda de carga através do comprimento da tubulação até o *fancoil* mais distante e de maior capacidade, somada das perdas menores, ocasionadas por válvulas e acessórios, como também a perda de carga do módulo hidrônico do *chiller* e do *fancoil* em questão.

Seguindo a metodologia de Fox et alli, 1995, para o cálculo da perda de carga causadas pelo atrito em um escoamento completamente desenvolvido em tubos circulares, primeiramente foi calculado o número de *Reynolds* descrito abaixo:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (6.2)$$

Após o fator de atrito foi selecionado pelo diagrama de *Moody* em função do número de *Reynolds* e da rugosidade, "e", equivalente a 0,046mm para aços comerciais. Então através da equação de Darcy-Weisbach (equação 6.3) é calculada a queda de pressão:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (6.3)$$

onde ΔP é a queda de pressão ao longo do comprimento do tubo (Pa), f fator de atrito, L o comprimento do tubo (m), V a velocidade do fluido (m/s), D o diâmetro do tubo (m), μ a viscosidade dinâmica do fluido (N.s/m²) e ρ a massa específica do fluido (kg/m³). Valores para a queda de pressão causada pelo atrito ao longo da tubulação podem ser observados na tabela B.2 do apêndice B, onde a queda de pressão calculada é equivalente a 21,5 kPa.

As perdas de cargas causadas por válvulas e acessórios foram calculadas através da equação 6.4, onde o valor para o coeficiente de perda adimensional K depende do tipo de acessório e do diâmetro nominal [ASHRAE, 2009].

$$\Delta P = K\rho \frac{V^2}{2} \quad (6.4)$$

A queda de pressão máxima causada por válvulas, curvas e conexões está demonstrada na tabela B.4 do apêndice B, totalizando um valor de 13,2 kPa.

6.3.3 QUEDA DE PRESSÃO NO MÓDULO HIDRÔNICO

Responsável por uma grande parcela da perda de pressão de um sistema, o módulo hidrônico do *chiller* (figura 6.2) necessitou ter sua queda de pressão calculada e não selecionada de catálogos técnicos do fabricante, devido às condições de operação do sistema.

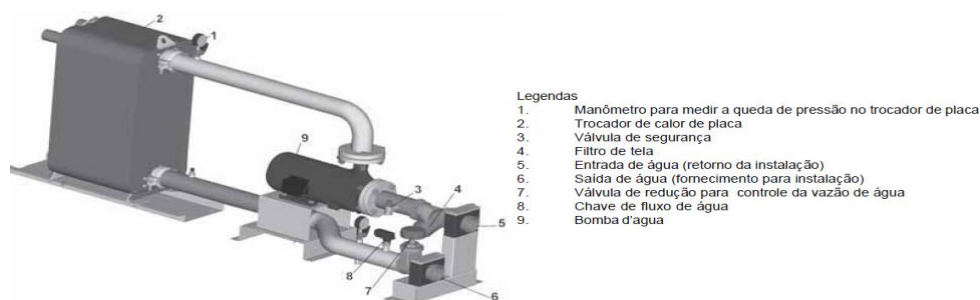


Figura 6.2 - Módulo hidrônico do *chiller* [CARRIER, 2011]

A queda de pressão no trocador de placas foi definida através do catálogo do fabricante CARRIER, 2011, levando-se em consideração a vazão de água e modelo de *chiller*. Válvulas e acessórios foram calculados seguindo a recomendação da ASHRAE, 2009, para perdas de carga localizadas e a perda de pressão no filtro Y foi definida pelo catálogo do fabricante ASCA, 2008. Na tabela B.3 do apêndice B é observado a queda de pressão ao longo do módulo hidráulico causado por seus componentes em função da velocidade máxima de água no sistema (1,5 m/s) e do diâmetro da tubulação, obtendo-se 25,8 kPa.

6.3.4 BOMBA DE VAZÃO VARIÁVEL

Para cada sistema de água gelada foi adotado uma bomba centrífuga de vazão variável, com o objetivo de diminuir o consumo de energia causado pelas bombas. O sensor de pressão na descarga da bomba verifica a pressão do sistema e através do variador de frequência ajusta a rotação da bomba. Para garantir uma mínima vazão no *chiller* recomendada pelo fabricante foram adotadas válvulas de três vias no *fancoil* um e dois para *by-pass*, e de duas vias nos demais. Quando as válvulas fecham, proporcionalmente à carga térmica, as bombas diminuem de rotação.

O ponto de operação do sistema é definido através da intersecção da curva da bomba com a curva do sistema. Para fins de simulação é necessário informar no *EnergyPlus* a pressão de operação do sistema, que foi definida pela soma das perdas de carga ao longo do sistema calculadas anteriormente. Com a definição da pressão de operação da bomba em plena carga (tabela B.5 do apêndice B) foi possível selecionar um modelo de bomba adequado pela análise das curvas de bombas disponíveis no catálogo do fabricante [KSB, 2007].

Foi selecionada a bomba ETALINE 32 – 160 para atender o sistema, e para garantir que não ocorra cavitação foi então recalculada a queda de pressão no sistema para meia carga de operação (tabela B.5) e como observado pela curva da bomba (anexo A), a bomba diminui a rotação e a pressão de operação fica ajustada à nova curva da bomba.

6.4 SISTEMA VRF

O sistema VRF, do inglês “*variable refrigerant flow*”, é um sistema central com unidades de tratamento de ar de expansão direta. É composto por uma unidade condensadora central (unidade externa) que supre as unidades internas com fluido refrigerante líquido em vazão variável, onde cada unidade é operada e controlada de forma independente [ABNT, 2008]. É desenvolvido para trabalhar com resfriamento ou aquecimento (*Heat Pump*) e a variação do fluxo de refrigerante é realizada através do compressor com velocidade variável via um controlador por variador de frequência juntamente com outros compressores de velocidade constante, ocorrendo assim um consumo de energia devido ao fato de que frequentemente o sistema não estará operando com 100% de carga. Este sistema permite que o fluido refrigerante possa ser direcionado para atender a unidade que no presente momento necessita suprir um ambiente onde a carga térmica está elevada, possível por válvulas e comandos eletrônicos.

A configuração do sistema VRF para a edificação proposta pode ser observada na figura F.1 do apêndice F, onde a respectiva unidade externa está situada próximo à zona oeste e atende às unidades internas com fluido refrigerante através de um único par de tubulação com suas respectivas derivações na linha do sistema.

6.5 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DAS UNIDADES

As informações de desempenho de equipamentos são de extrema importância para o dimensionamento no *EnergyPlus*. Após simulação em modo de auto dimensionamento, dados de capacidade de cada equipamento externo em plena carga, como também a capacidade e vazão de ar dos equipamentos internos (*fancoils* e unidades internas de VRF) são fornecidos como resultados da simulação. A partir desses dados é possível realizar uma seleção de

equipamentos por catálogos técnicos de fabricantes e posteriormente ajustar seu dimensionamento no *EnergyPlus* para efetuar a simulação.

Os *chillers* e unidades externas de VRF de cada pavimento são dimensionados pelo seu coeficiente de performance (COP) de refrigeração. Cabe salientar que o *EnergyPlus* não simula *chiller* com ciclo reverso, sendo assim uma solução adotada é selecionar um *boiler* com aquecimento por resistência elétrica e com COP máximo igual a um. Na tabela 6.1 pode ser observada a seleção dos *chillers* através do catálogo do fabricante [CARRIER, 2011].

Tabela 6.1 – Dimensionamento dos *chillers*

Pavimento	Vazão de Água Calculada [L/s]	Capacidade Calculada [kW]	Modelo	Quantidade	Capacidade de Refrigeração [kW]	Capacidade de Aquecimento [kW]	COP
COBERTURA	5,0	139,7	30RH050	1	151,7	168,8	2,43
TÍPICO	3,9	109,2	30RH040	5	123,7	124,1	2,52
TÉRREO	3,7	102,5	30RH035	1	108,2	115,7	2,27

Analogamente aos *chillers*, cada unidade externa de VRF também é selecionada pela sua capacidade calculada pelo *EnergyPlus* e a seleção dos equipamentos pelo catálogo [DAIKIN, 2008] pode ser observada na tabela 6.2 abaixo.

Tabela 6.2 – Dimensionamentos das unidades externas de VRF

Pavimento	Capacidade Calculada [kW]	Modelo	Quantidade	Capacidade de Refrigeração [kW]	Capacidade de Aquecimento [kW]	COP
COBERTURA	124,7	RXYQ44PHTL(E)	1	125	138	3,32
TÍPICO	99,1	RXYQ36PHTL(E)	5	102	113	3,76
TERREO	91,6	RXYQ34PHTL(E)	1	95,6	107	3,68

Percebe-se uma diferença na carga térmica do *chiller* em comparação com a unidade externa de VRF, isto se deve ao fato que o sistema de água gelada possui um acréscimo na carga térmica devido às bombas e a potência do conjunto moto-ventilador dos *fancoils*. Para a seleção de *fancoils* e unidades internas de VRF é importante que o equipamento atenda a capacidade e vazão de ar calculadas pelo *EnergyPlus* para cada zona.

A seleção dos *fancoils* e equipamentos internos de VRF podem ser observados no apêndice D. Após a seleção dos equipamentos internos, o dimensionamento das unidades internas de ar condicionado é realizado através da eficiência do conjunto moto-ventilador e da pressão de ar disponível por essas unidades, conforme é demonstrado no apêndice C.

7. RESULTADOS E ANÁLISES

Após o dimensionamento dos sistemas de ar condicionado no *EnergyPlus*, a simulação é realizada para os 365 dias do ano e como resultado é obtido o consumo anual para cada sistema em questão.

7.1 CONSUMO DE ENERGIA COM SISTEMA DE ÁGUA GELADA

O consumo de energia anual, em kW.h, para a edificação com o sistema de ar condicionado de água gelada pode ser observado pela figura 7.1, especificado para cada componente em questão.

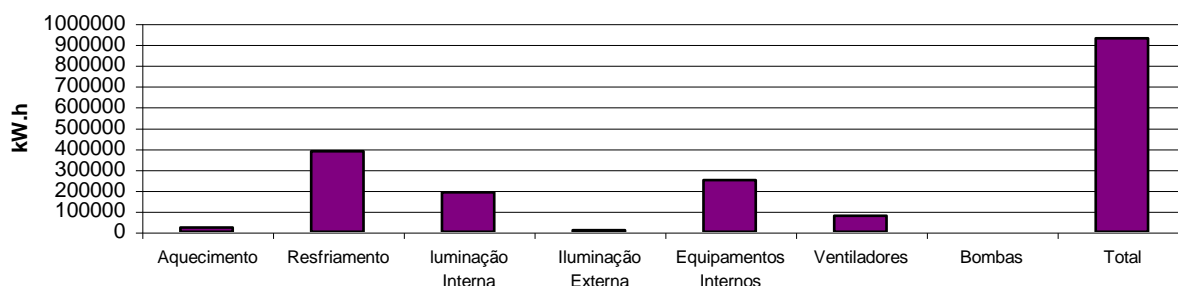


Figura 7.1 – Consumo de energia anual da edificação com sistema de água gelada

Conforme demonstrado o consumo de energia total correspondente à soma de todos componentes da edificação, equivalente a 928.416 kW.h, sendo que o gasto de energia com resfriamento realizado pelos compressores das unidades externas obtiveram maior participação sobre o consumo total, 42% respectivamente, seguido de iluminação interna, 20% e equipamentos internos, 27%. As bombas de vazão variável mostraram-se bastante eficientes com um consumo equivalente a 0.02% do consumo anual da edificação.

Na figura 7.2 é demonstrando o consumo elétrico de cada componente mensalmente.

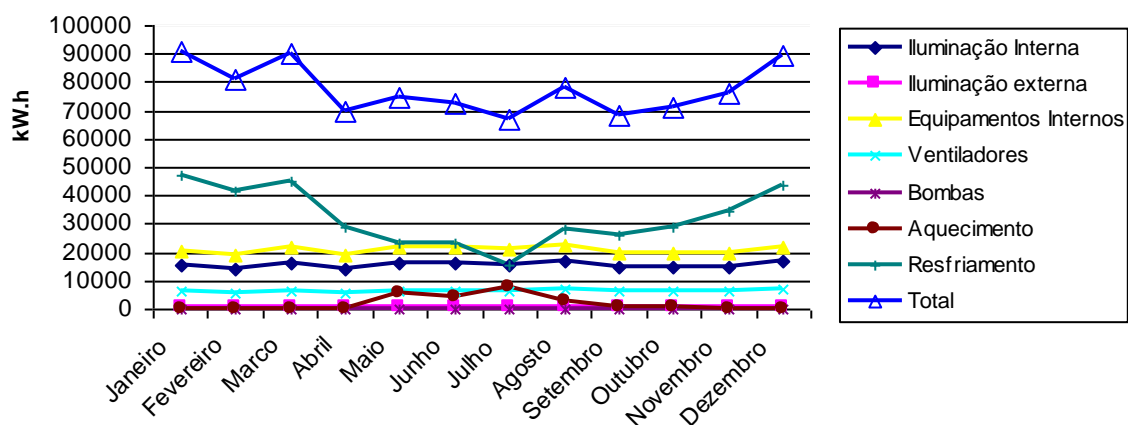


Figura 7.2 – Consumo de energia mensal da edificação com sistema de água gelada

Nota-se que para iluminação interna, iluminação externa e equipamentos internos o consumo se mantém praticamente constante com uma pequena oscilação ao longo de cada mês devido a serem características inerentes da edificação e de sua ocupação. O consumo total assume seus valores máximos nos meses de dezembro a março (verão), devido à alta carga de refrigeração imposta para o sistema de ar condicionado. Em janeiro atinge seu ápice correspondente a 47182 kW.h no resfriamento, 6348 kW.h nos ventiladores, 47,6 kW.h nas bombas e 5,34 kW.h no aquecimento. Nos meses de abril até outubro há um aumento na parcela de aquecimento em contrapartida uma grande diminuição no resfriamento ocorrendo assim o período de menor consumo na edificação, exceto no mês de agosto onde ocorrem períodos com aquecimento e com resfriamento, aumentando assim o consumo neste mês. O consumo com ventiladores mantiveram-se praticamente constantes com uma média 6361 kW.h mensais.

7.2 CONSUMO DE ENERGIA COM SISTEMA VRF

O consumo de energia anual para a edificação proposta com o sistema de ar condicionado VRF é expresso pela figura 7.3.

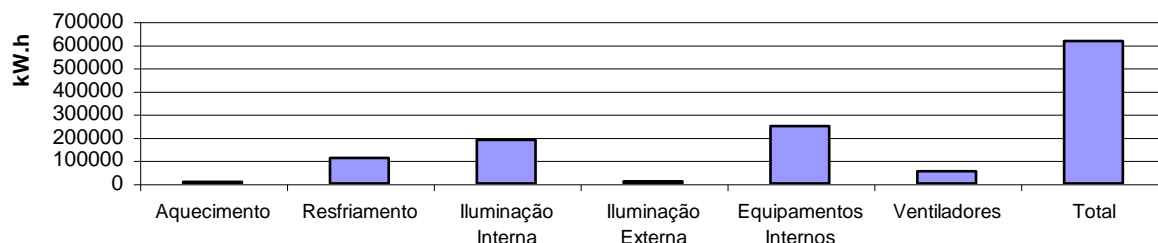


Figura 7.3 – Consumo de energia anual da edificação com sistema VRF

Como pode ser observado o consumo total no ano para a edificação corresponde a 615031 kW.h, onde iluminação interna e equipamentos internos tiveram a maior participação sobre o consumo total, 31% e 40%, seguido do resfriamento, 18%, estes realizados pelos compressores das unidades externas. Na figura abaixo é demonstrado o consumo mensal para cada componente.

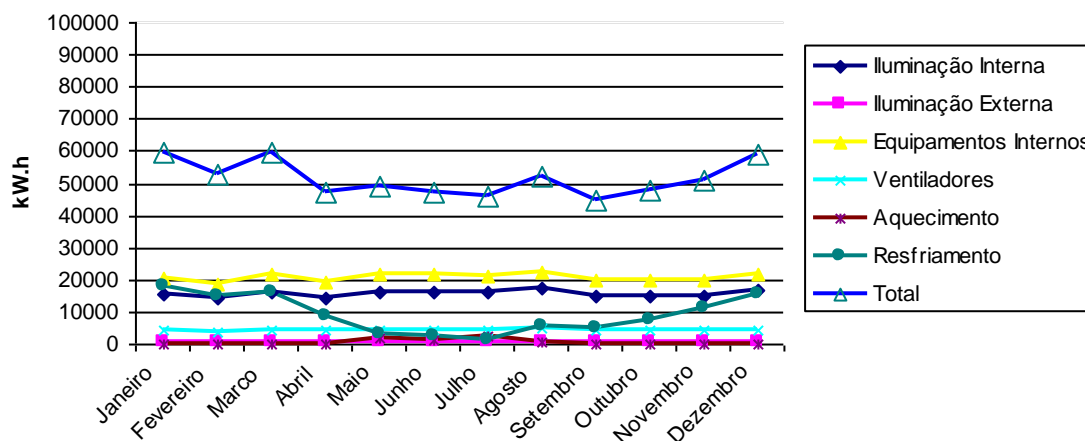


Figura 7.4 – Consumo de energia mensal da edificação com sistema VRF

É observado que no consumo mensal da edificação com o sistema VRF, os picos de consumo máximos também ocorreram nos meses de dezembro até março devido ao consumo de energia dos compressores dos equipamentos externos do VRF para atender a carga de resfriamento. Os ventiladores mantiveram-se constantes com uma pequena oscilação, tendo uma média mensal equivalente a 4372 kW.h e nota-se também que ocorre uma diminuição no consumo de ar condicionado de abril até outubro devido a uma grande diminuição no resfriamento e uma pequena parcela de aumento no aquecimento, atingindo o valor máximo equivalente a 7622 kW.h no mês julho.

7.3 COMPARAÇÃO ENTRE VRF E ÁGUA GELADA

Através da Figura 7.5 pode-se fazer uma comparação do consumo de energia anual da edificação para cada componente, com ambos os sistemas de ar condicionado.

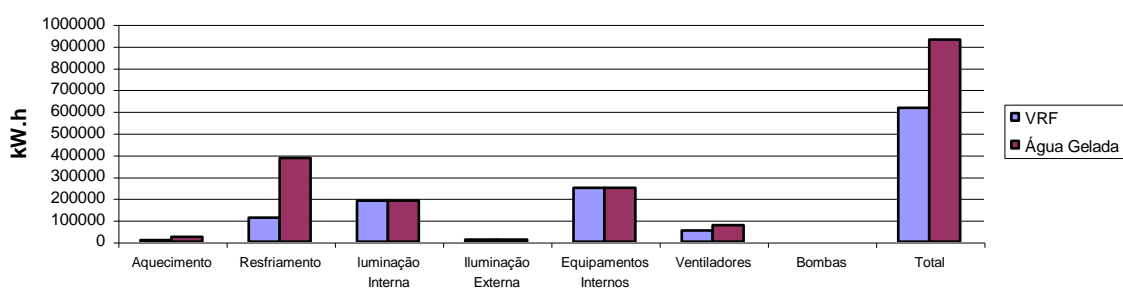


Figura 7.5 – Comparação entre o consumo de energia anual da edificação

A iluminação interna, externa e equipamentos internos são cargas internas previstas na edificação de acordo com a recomendação da ASHRAE, 2009 e assim sendo mantém seus valores independentemente do tipo de sistema de ar condicionado usado. Percebe-se que com sistema de ar condicionado VRF se obtém um consumo anual 33,8 % menor em relação ao sistema de água gelada. No resfriamento é possível enxergar com bastante clareza a superioridade do sistema VRF, 28% de diferença no consumo comparado com água gelada, tal fato está muito ligado com a maior eficiência dos equipamentos externos e também porque no sistema de água gelada há maior pressão de operação por parte dos ventiladores.

As bombas do sistema de água gelada praticamente não tiveram influência na comparação entre os sistemas. Isto se deu ao fato da utilização de bombas com inversores de frequência com uma operação que ajusta com a necessidade do sistema, diferentemente das bombas de vazão constante que têm influência direta no consumo como observado por Souza, 2009. Na figura 7.6 é observado o consumo de energia mensal para cada sistema de ar condicionado, correspondente à soma de resfriamento, aquecimento, ventiladores e bombas.

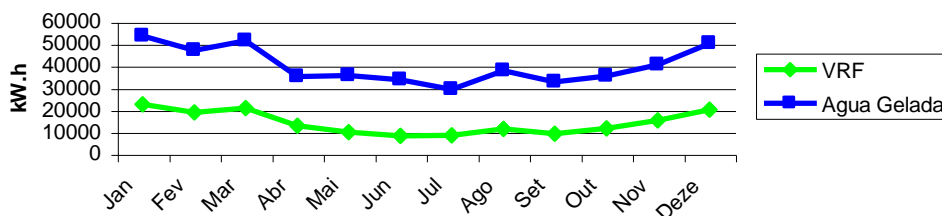


Figura 7.6 – Consumo mensal dos sistemas de ar condicionado

Analisando o gráfico acima é possível perceber a diferença de consumo entre ambos os sistemas de ar condicionado, devido principalmente à diferença de eficiência dos equipamentos no resfriamento. Nota-se uma diferença na concavidade das curvas nos meses de abril a junho. Isto se deve ao fato da diminuição do consumo pelo resfriamento dos ambientes no inverno e devido ao consumo por aquecimento do sistema de água gelada aumentar consideravelmente pelo fato do sistema utilizar resistência elétrica.

O custo mensal, em reais, para a energia elétrica consumida pela edificação com seu respectivo sistema de ar condicionado está demonstrado pela figura 7.7. A tarifa de consumo imposta pela concessionária distribuidora de energia considerada foi de 0,4895 R\$/kW.h, correspondente a classes comerciais. [CEEE, 2012].

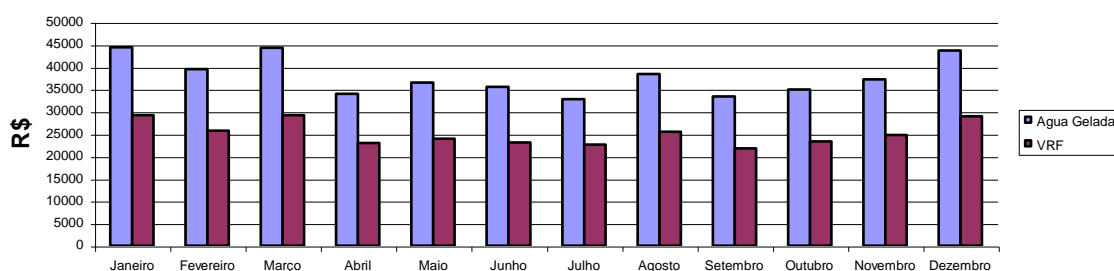


Figura 7.7 – Gastos com energia elétrica pela edificação

O gráfico acima dá uma perfeita impressão de economia com a utilização do sistema VRF. Com o sistema de água gelada a edificação teve um custo anual de R\$ 454.500, em contrapartida com o sistema de VRF teve um custo de R\$ 300.000, sendo assim a edificação possui uma economia anual equivalente a R\$ 154.500. Em janeiro (verão) acontece a maior economia mensal, R\$ 15.181,00 e no mês de julho (inverno), com a diminuição do resfriamento por parte do ar condicionado a diferença cai para R\$ 10.181,00. Através de uma pesquisa de mercado chegou-se ao seguinte investimento necessário para equipamentos externos e internos de VRF e água gelada para a edificação analisada.

Tabela 7.1 – Investimento necessário para aquisição dos equipamentos

Sistema de Ar Condicionado	Investimento
Água Gelada	R\$ 671 600,00
VRF	R\$ 693 980,00

Nota-se que os sistemas apresentaram uma diferença de custo de aquisição baixa (R\$ 22.380) considerando o retorno que é obtido mensalmente como foi observado na figura 7.7 anteriormente. É realizada uma análise de *payback* considerando o retorno mensal como fluxo de caixa (equação 7.1), ou seja, a diferença mensal entre os dois sistemas, e um índice de inflação IPC (índice de preço ao consumidor) de 6,5% correspondente ao último ano.

$$VPL(i) = \sum_{j=0}^n FC_j / (1+i)^j \quad (7.1)$$

onde VPL é o valor presente líquido (R\$), FC é o fluxo de caixa (R\$), j é um período genérico e i é a taxa de juros mensal.

Através desta análise conclui-se que a diferença no investimento pela implantação do sistema de ar condicionado VRF gera um retorno em 2 meses. Realizando também uma análise pela diferença no custo de consumo anual, em reais, entre os dois sistemas, conclui-se que em 5 anos e 7 meses o retorno obtido é equivalente ao investimento pelo sistema VRF.

8. CONCLUSÕES

A disposição dos equipamentos externos e internos possibilitou um consumo de energia pequeno por parte das bombas de velocidade variável no sistema de água gelada, e mesmo assim o sistema de ar condicionado com fluxo de refrigerante variável mostrou-se a melhor escolha para implantação na edificação comercial proposta, gerando um consumo de energia de 33,8% para a edificação, devido a uma melhor eficiência dos compressores através do controle variável do fluxo de refrigerante, contrariamente ao sistema de água gelada onde os compressores possuem uma operação constante.

A superioridade do VRF se deve também pela pressão de ar exercida pelos ventiladores dos equipamentos internos, inferiores quando comparados aos ventiladores dos *fancoils*, obtendo menor o consumo destes equipamentos. Através de uma análise de investimento para

ambos os sistemas, conclui-se que o sistema VRF justifica seu investimento, visto que em dois meses é recuperada a diferença paga em relação ao sistema de água gelada. Sendo assim para o presente trabalho o *software EnergyPlus* mostrou-se uma alternativa essencial para a comparação entre os sistemas de ar condicionado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASCA, **Catálogo de Filtros Tipo Y para Tubulações**, 2008.
- ASHRAE, *American Society of Heating, Refrigerating, and Air – Conditioning Engineers, Handbook of Fundamentals*, SI Edition, Atlanta, USA, 2009.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR 16401-1, **Instalações de Ar-Condicionado – Sistemas Centrais e unitários**, Rio de Janeiro, 2008.
- CARRIER, **Catálogo Técnico de Resfriadores de Líquidos e Bomba de Calor - 30RA 30RH 012 a 075**, 02/2011.
- CARRIER, **Catálogo técnico CT Vortex – C**, 11/2011.
- CEEE, Companhia Estadual de Distribuição de Energia Elétrica, **Tabela de Tarifas – Convencionais**, disponível em <http://www.ceee.com.br> acessado em 14/05/2012.
- DAIKIN, **Engineering Data VRV III Heat Pump ED 34 – 845A**, Japão, 10/2008.
- EnergyPlus. Engineering Reference*, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011.
- EnergyPlus. Input Output Reference*, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011.
- Fox, W. F., McDonald A. T., Pritchard P. J., **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 6 ed., Rio de Janeiro, 2006.
- HITACHI, **Catálogo Técnico – Trocador de Calor para Água Gelada IHCAT – TCDS001**, 2009.
- KSB, **Etaline Pump Drive – Catálogo de Curvas Características**, 06/2007.
- LabEEE, Laboratório de Eficiência Energética em edificações, **Arquivos Climáticos**, disponível em <http://www.labee.ufsc.br>, acessado em 01/03/2012.
- Mendes, N., Westphal, F. S., Lamberts, R., Neto, J. A; **“O uso de instrumentos computacionais para análise de desempenho térmico e energético de edificações no Brasil”**, Revista da Associação Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído, Porto Alegre, v. 5, n. 4, p. 47-68, 2005.
- Stein, T. S., **Impacto das Soluções de Arquitetura e Climatização no consumo de Energia de uma Edificação**, Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2011.
- Souza, L. C., **Avaliação Termo-Energética de um Edifício Segundo Critérios de Prédios Verdes**, Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2009.
- TOSHIBA, **Manual de Projeto SMMSi – A**, 02/2011.

ANEXO A – CURVA DA BOMBA

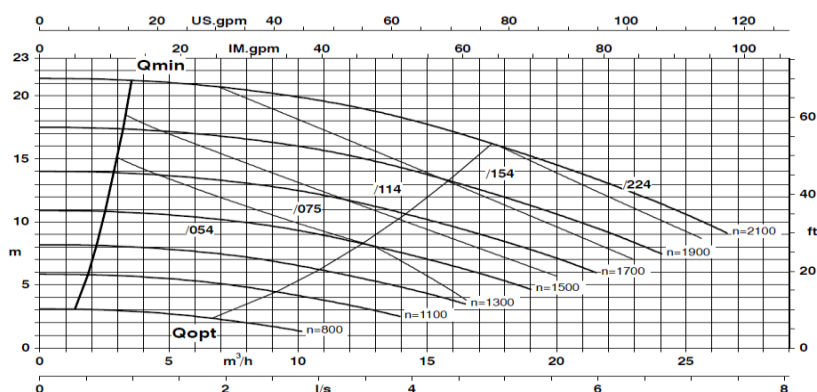


Figura A.1 – Curva da bomba centrífuga ETALINE 32 – 160 [KSB, 2007]

APÊNDICE A - MATERIAIS E PROPRIEDADES TÉRMICAS

Tabela A.1 – Características construtivas

Superfície	Ordem	Material	L [m]	k [W/m.k]	ρ [kg/m³]	Cp [J/kg.K]	R [m².K/W]
Janelas	-	Vidro simples	0,003	0,9	-	-	-
Porta Externa	1	Superfície Metálica	0,0008	45,28	7824	500	-
	2	Camada de ar	-	-	-	-	0,15
Portas Internas	2	Superfície Metálica	0,0008	45,28	7824	500	-
	-	Madeira	0,0254	0,15	608	1630	-
Paredes Externas	1	Argamassa e Reboco	0,0254	0,72	1856	840	-
	2	Tijolo de Barro	0,102	0,675	1600	790	-
	3	Argamassa e Reboco	0,0254	0,72	1856	840	-
Paredes Internas	1	Gesso Cartonado	0,019	0,16	800	1090	-
	2	Camada de ar	-	-	-	-	0,15
	3	Gesso Cartonado	0,019	0,16	800	1090	-
Paredes Internas (Zona de Serviço)	1	Argamassa e Reboco	0,0254	0,72	1856	840	-
	2	Tijolo	0,1016	0,89	1920	790	-
	3	Argamassa e Reboco	0,0254	0,72	1856	840	-
Piso do Térreo	1	Solo	0,3	0,7	1285	840	-
	2	Concreto	0,2032	1,95	2240	900	-
	3	Carpete	-	-	-	-	0,37
Piso do Terraço	1	Placa Acústica	0,0191	0,06	368	590	-
	2	Camada de Ar Horizontal	-	-	-	-	0,18
	3	Concreto Leve	0,1016	0,53	1280	840	-
	4	Superfície cerâmica	0,0254	1,8	2560	790	-
Piso Interno	1	Placa Acústica	0,0191	0,06	368	590	-
	2	Camada de Ar Horizontal	-	-	-	-	0,18
	3	Concreto Leve	0,1016	0,53	1280	840	-
	4	Carpete	-	-	-	-	0,37
Forro Interno	1	Carpete	-	-	-	-	0,37
	2	Concreto Leve	0,1016	0,53	1280	840	-
	3	Camada de Ar Horizontal	-	-	-	-	0,18
	4	Placa Acústica	0,0191	0,06	368	590	-
Piso do Ático	1	Placa Acústica	0,0191	0,06	368	590	-
	2	Camada de Ar Horizontal	-	-	-	-	0,18
	3	Concreto Leve	0,1016	0,53	1280	840	-
	4	Placa de Isolamento	0,0254	0,03	43	1210	-
Forro do Ático	1	Placa de Isolamento	0,0254	0,03	43	1210	-
	2	Concreto Leve	0,1016	0,53	1280	840	-
	3	Camada de Ar Horizontal	-	-	-	-	0,18
	4	Placa Acústica	0,0191	0,06	368	590	-
Telhado	-	Telha de Fibrocimento	0,0064	0,58	1900	1000	-

APÊNDICE B – DIMENSIONAMENTO DA REDE HIDRÔNICA E PERDA DE CARGA

Após cálculos dos diâmetros da tubulação a conversão é feita para polegadas de acordo com tabela de tubos comerciais conforme pode ser observado na tabela abaixo.

Tabela B.1 – Diâmetro das tubulações

Tubulação	Vazão Máxima [L/s]	Diâmetro Mínimo Tubulação [m]	Diâmetro Equivalente [pol]	Velocidade Água [m/s]
a - k	0,665	0,029	1-1/4	0,8
a - b	4,231	0,060	2 - 1/2	1,3
b - l	0,665	0,029	1-1/4	0,8
b - c	3,566	0,056	2 - 1/2	1,1
c - m	0,611	0,028	1-1/4	0,7
c - d	2,955	0,050	2	1,5
d - n	0,601	0,028	1-1/4	0,7
d - e	2,354	0,047	2	1,2
e - o	0,302	0,021	1	0,6
e - f	2,051	0,045	2	1,0
f - p	0,300	0,021	1	0,6
f - g	1,75	0,042	2	0,9
g - q	0,302	0,021	1	0,6
g - h	1,448	0,039	1 - 1/2	1,2
h - r	0,3	0,021	1	0,6
h - i	1,148	0,036	1 - 1/2	0,9
i - s	0,574	0,027	1-1/4	0,7
i - j - t	0,574	0,027	1 - 1/4	0,5
j - t	0,574	0,027	1-1/4	0,7
k - l	0,665	0,029	1-1/4	0,8
l - m	1,331	0,038	1 - 1/2	1,1
m - n	1,942	0,044	2	1,0
n - o	2,543	0,049	2	1,3
o - p	2,845	0,051	2 - 1/2	0,9
p - q	3,146	0,053	2 - 1/2	0,9
q - r	3,448	0,055	2 - 1/2	1,0
r - s	3,749	0,057	2 - 1/2	1,1
s - t	4,323	0,060	2 - 1/2	1,3
t - a	4,99	0,064	2 - 1/2	1,5

Tabela B.2 – Queda de pressão ao longo da tubulação

Tubulação	Comprimento [m]	Diâmetro [m]	Rugosidade [mm]	Velocidade [m/s]	Re	e/D	Fator de Atrito f	Perda de Carga [Pa]
Chiller – a	6,8	0,065	0,046	1,5	9.72E+04	0,0007077	0,022	2585,42
a - b	0,15	0,065	0,046	1,3	8.30E+04	0,0007077	0,024	45,37
b - c	3,3	0,065	0,046	1,1	7.00E+04	0,0007077	0,0245	732,01
c - d	0,15	0,05	0,046	1,5	7.53E+04	0,00092	0,0246	84,14
d - e	1,4	0,05	0,046	1,2	5.98E+04	0,00092	0,0248	499,97
e - f	0,15	0,05	0,046	1,0	5.23E+04	0,00092	0,0248	41,01
f - g	14,8	0,05	0,046	0,9	4.44E+04	0,00092	0,0245	2872,15
g - h	0,15	0,04	0,046	1,2	4.59E+04	0,00115	0,025	62
h - i	5,1	0,04	0,046	0,9	3.63E+04	0,00115	0,0252	1335,56
i - j - t	7,2	0,04	0,046	0,5	1.83E+04	0,00115	0,0258	492,70
t - chiller	33,4	0,065	0,046	1,5	9.72E+04	0,0007077	0,022	12729,12
Total								21479,44

Tabela B.3 – Queda de pressão no módulo hidrônico

Descrição	K	V [m/s]	Queda de Pressão [Pa]
Trocador de Calor de Placas	-	1,5	12000
Válvula de segurança	0,16	1,5	180
Filtro de Tela	-	1,5	2869,9
Válvula de Redução	6,5	1,5	7312,5
Chave de Fluxo d'água	2,2	1,5	2475
Dreno	0,9	1,5	1012,5
Manômetros	-	-	Desprezível
Total			25849,9

Tabela B.4 – Queda de pressão por válvulas e acessórios

Descrição	Quantidade	K	V [m/s]	Queda de Pressão [Pa]
Valvula 2 vias	1	8,5	0,46	899,3
Conexão a	1	0,9	1,5	1012,5
Conexão b	1	0,9	1,28	737,3
Conexão c	1	0,9	1,08	524,9
Conexão d	1	0,9	1,51	1026
Conexão e	1	0,9	1,2	648
Conexão f	1	0,9	1,05	496,1
Conexão g	1	0,9	0,89	356,4
Conexão h	1	0,9	1,15	595,1
Conexão i	1	0,9	0,91	372,6
Conexão t	1	1,7	0,46	179,9
Curva 90	6	0,85	1,5	5737,5
Curva 90	5	1,3	0,46	687,7
Total				13273,3

Tabela B.5 – Pressão de operação do sistema

Velocidade da Água no <i>Chiller</i>	[m/s]	1,5	0,75
Queda de Pressão ao longo do comprimento da Tubulação	[Pa]	21479,4	5077,4
Queda de Pressão devido Válvulas e Acessórios	[Pa]	13273,3	1985,5
Queda de Pressão no Módulo Hidrônico	[Pa]	25849,9	9448,4
Queda de Pressão pelo <i>Fancoil</i>	[Pa]	11200	11200
Total	[Pa]	71802,7	27711,3

APÊNDICE C - DESEMPENHOS DOS VENTILADORES

O dimensionamento das unidades internas estão relacionados com informações de desempenho do conjunto moto-ventilador, como eficiência total do conjunto, eficiência do motor e diferença de pressão estática do ventilador. O cálculo da diferença de pressão estática do ventilador é solucionado pela equação abaixo:

$$\Delta P = P \eta / \dot{V} \quad (C.1)$$

onde ΔP é a diferença de pressão do ventilador (Pa), P é a potência do motor (W), η a eficiência do conjunto moto-ventilador e \dot{V} a vazão de ar do ventilador (m^3/s). Os valores de potência do motor e vazão de ar dos ventiladores são informados pelos catálogos dos fabricantes dos equipamentos selecionados. A eficiência total do conjunto moto-ventilador é igual ao produto da eficiência do motor pela eficiência do ventilador. Seguindo a recomendação de ASHRAE, 2009, foi declarado 80% de eficiência para o motor e 70% de eficiência para o ventilador. Na tabela C.1 é observado os valores de diferença de pressão dos equipamentos.

Tabela C.1 – Desempenho dos equipamentos internos

Equipamento	Vazão de ar [m³/s]	Potência [W]	Eficiência	Diferença de Pressão [Pa]
39V05	1,02	882	0,56	484,24
39V08	1,70	1176	0,56	387,39
TCYD/E24	0,38	190	0,56	281,65
TCYD/E30	0,47	200	0,56	237,18
AP0184H-E	0,30	160	0,56	298,67
AP0484H-E	0,70	260	0,56	208,00
AP0724H-E	1,00	1110	0,56	621,60
FXMQ80PVE	0,42	350	0,56	470,40
FXMQ125PVE	0,65	350	0,56	301,54
FXMQ200MAVE	0,97	760	0,56	440,28

APÊNDICE D - SELEÇÃO DE FANCOILS E UNIDADES INTERNAS DE VRF

A seleção dos *fancoils* conforme a tabela D.1 foi realizada de acordo com catálogos de fabricantes. [CARRIER, 2011; HITACHI, 2009].

Tabela D.1 – Dimensionamento dos *fancoils*

Zona	Vazão de Ar Calculada [L/s]	Capacidade Calculada [W]	Equipamento	Quantidade	Capacidade de Refrigeração [W]	Vazão de ar [L/s]
COBERTURA-OESTE	1759	43041	39V08	2	28136	1700
COBERTURA-CENTRO-SUL	719	18274	TCYD/E30	2	9800	472
COBERTURA-SUL	867	21684	39V08	1	28136	1700
COBERTURA-LESTE	1510	36750	39V08	2	28136	1700
COBERTURA-NORTE	720	18587	39V08	1	28136	1700
COBERTURA-CENTRO-NORTE	724	18388	TCYD/E30	2	9800	472
TÍPICO-NORTE	581	14307	39V05	1	17585	1020
TÍPICO -CENTRO-NORTE	482	13207	TCYD/E24	2	7400	378
TÍPICO -LESTE	1360	31056	39V05	2	17585	1020
TÍPICO -SUL	672	16115	39V05	1	17585	1020
TÍPICO -CENTRO-SUL	482	13207	TCYD/E24	2	7400	378
TÍPICO -OESTE	1540	34646	39V05	2	17585	1020
TERREO-OESTE	1310	30162	39V05	2	17585	1020
TERREO-NORTE	551	13703	39V05	1	17585	1020
TERREO-CENTRO-NORTE	460	12706	TCYD/E24	2	7400	378
TERREO-CENTRO-SUL	460	12706	TCYD/E24	2	7400	378
TERREO-SUL	597	14634	39V05	1	17585	1020
TERREO-LESTE	1300	29820	39V05	2	17585	1020

A seleção dos equipamentos internos de VRF através dos catálogos de fabricantes [DAIKIN, 2008 e TOSHIBA, 2011] é demonstrado a seguir pela tabela D.2.

Tabela D.2 – Dimensionamentos das unidades internas de VRF

Pavimento	Vazão de Ar Calculada [L/s]	Capacidade Calculada [W]	Modelo	Quantidade	Capacidade de Refrigeração [W]	Vazão de ar [L/s]
COBERTURA-OESTE	1980	33738	AP0724H-E	2	22400	1000
COBERTURA-CENTRO-SUL	784	14810	FXMQ80PVE	2	9300	416
COBERTURA-SUL	946	17299	FXMQ200MAVE	1	22400	966
COBERTURA-LESTE	1640	28934	FXMQ200MAVE	2	22400	966
COBERTURA-NORTE	786	15079	FXMQ200MAVE	1	22400	966
COBERTURA-CENTRO-NORTE	789	14913	FXMQ80PVE	2	9300	416
TÍPICO -NORTE	633	11455	FXMQ125PVE	1	14000	650
TÍPICO -CENTRO-NORTE	526	11250	AP0184H-E	2	5600	300
TÍPICO -LESTE	1490	24611	AP0484H-E	2	14000	700
TÍPICO -SUL	733	12745	AP0484H-E	1	14000	700
TÍPICO -CENTRO-SUL	526	11250	AP0184H-E	2	5600	300
TÍPICO -OESTE	1680	27797	FXMQ200MAVE	2	22400	966
TERREO-OESTE	1430	23659	AP0484H-E	2	14000	700
TERREO-NORTE	601	11005	FXMQ125PVE	1	14000	650
TERREO-CENTRO-NORTE	502	10883	AP0184H-E	2	5600	300
TERREO-CENTRO-SUL	502	10883	AP0184H-E	2	5600	300
TERREO-SUL	651	11668	FXMQ125PVE	1	14000	650
TERREO-LESTE	1420	23471	AP0484H-E	2	14000	700

APÊNDICE E – PLANTA BAIXA E CONFIGURAÇÃO DE DUTOS E DIFUSORES



Figura E.1 – Planta baixa e configuração de dutos e difusores

APÊNDICE F – CONFIGURAÇÃO DOS SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

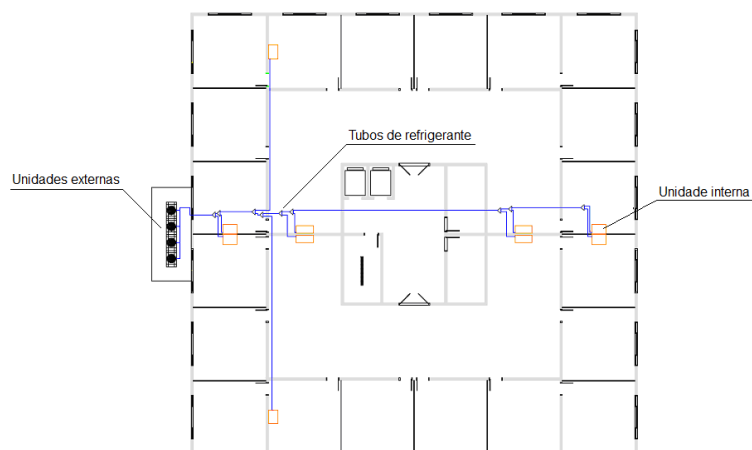


Figura F.1 – Configuração de unidades externas e internas de VRF

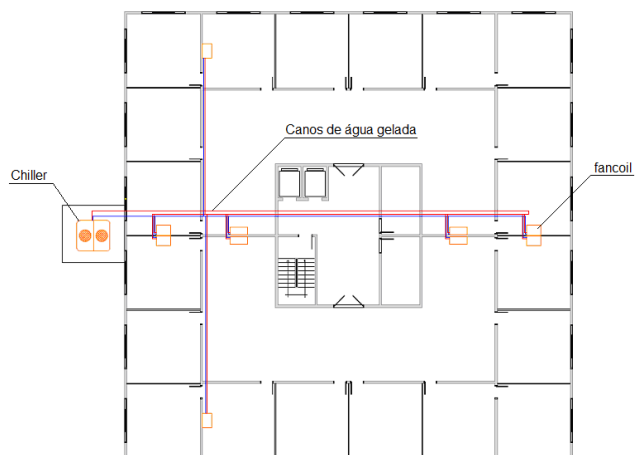


Figura F.2 – Configuração de *chiller*, *fancoils* e rede de distribuição de água