

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

ESTUDO COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO EM UM TEATRO
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

por

Felipe Accetta da Rosa

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 2015



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

ESTUDO COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO EM UM TEATRO
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

por

Felipe Accetta da Rosa

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^o. Dr^o. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Prof. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 12 de junho de 2015.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Paulo Otto Beyer pela orientação, apoio e disposição em compartilhar seu conhecimento e experiência.

Aos colegas e amigos, pelo incentivo e por tornarem mais leves os momentos de dificuldades.

Aos meus pais e minha família, pelo suporte, incentivo e carinho durante todos esses anos.

DA ROSA, F. A. **Estudo Comparativo Entre Sistemas de Climatização em um Teatro Através de Simulação Computacional**. 2015. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

RESUMO

O trabalho busca, através de simulação computacional, obter e avaliar as diferenças no consumo energético entre um sistema de climatização do tipo *split* de alta capacidade com ciclo reverso e um sistema de água gelada e água quente em uma edificação de cinco pavimentos, que abriga um teatro, localizada em Porto Alegre. Para o estudo, é utilizado o software de simulação energética em edificações EnergyPlus onde é feito primeiramente um dimensionamento dos equipamentos de climatização e então é simulado o comportamento da edificação e seus sistemas pelo período de um ano, utilizando dados de um arquivo climático do local. Os resultados apresentam uma vantagem no consumo elétrico do *split* durante todos os meses do ano, sendo o período de inverno quando a diferença se mantém mais acentuada, em grande parte devido ao ciclo reverso não presente no sistema de água gelada. O *chiller* se mostra mais eficiente durante o período de verão, quando o sistema opera mais próximo de sua capacidade máxima já que uma das deficiências desse sistema é o limitado escalonamento em cargas parciais, ainda assim apresentando um consumo pelo menos 44% superior ao *split*. No período de um ano, a diferença no consumo foi de 64% maior no sistema de água gelada.

PALAVRAS-CHAVE: Consumo energético, Eficiência, EnergyPlus, Sistemas de climatização.

DA ROSA, F. A. **Comparative Study Between HVAC Systems in a Theater by Employing Computer Simulation**. 2015. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

ABSTRACT

This paper aims, through computer simulation, obtain and evaluate the differences in energetic consumption between a high capacity split HVAC system with reverse cycle and a chilled and hot water system in a five-floor building, comprehending a theater, located in the city of Porto Alegre. For the study, it is used the building energetic simulation software EnergyPlus where, primarily, the HVAC systems are dimensioned and then the building and its systems are simulated for a period of a year, by using a weather file of the location. The results shows an advantage in electric consumption for the split system during all months of the year, being the winter period when the difference between the systems remains more accentuated, largely because the reverse cycle is not present in the chiller. The chiller becomes more efficient during the summer period, when the system operates closely to its maximum capacity since one of the deficiencies of this system is the limited sizing in partial loads, still consuming at least 44% more than the split. In a year period, the difference in consumption is 64% more in the chilled water system.

KEYWORDS: Energetic consumption, Efficiency, EnergyPlus, HVAC systems.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
3.1 Sistemas de Climatização	2
3.2 EnergyPlus	2
3.3 Balanço da Energia Térmica Sensível	3
3.4 Balanço de Vapor de Água	4
3.5 Balanço Térmico em Superfície Opaca Externa.....	4
3.6 Balanço Térmico em Superfície Opaca Interna.....	5
3.7 Condução Através de Superfície Opaca	5
3.8 Ganho Térmico por Janelas	6
3.9 Dados Climáticos	6
3.10 Coeficiente de Performance (COP).....	6
4. METODOLOGIA.....	7
4.1. SketchUp e Open Studio.....	7
4.2. Definição do Problema.....	7
4.3. Iluminação	8
4.4. Pessoas.....	8
4.5. <i>Schedules</i> (Agendas).....	9
4.6. Construção	9
4.7. Infiltração	10
4.8. Sistemas de climatização.....	10
5. RESULTADOS	11
6. DISCUSSÃO	13
7. CONCLUSÃO.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
ANEXOS A – CORTE ESQUEMÁTICO LONGITUDINAL	16
ANEXO B – PLANTA TEATRO	16

1. INTRODUÇÃO

Há décadas a preocupação com a degradação ambiental vem crescendo assim como a consciência de que o consumo energético excessivo vem causando impactos ambientais que vem afetando a qualidade de vida das pessoas. Mudanças vêm sendo tomadas e dentre elas um maior cuidado com o projeto de novas edificações e o *retrofit* de construções antigas levando em conta uma melhor eficiência energética. Neste cenário, os sistemas de climatização ocupam uma posição de elevada importância, pois podem representar mais de 50% do consumo elétrico de uma edificação comercial [Pérez-Lombard *et al.*, 2008].

Existem diversos tipos de equipamentos de climatização disponíveis, podendo ser citados *chiller*, *split*, *self*, *VRF*, entre outras variações, cada um com características de funcionamento próprias. Os ambientes climatizados também possuem características próprias relevantes a um projeto de climatização como características do envoltório, cargas térmicas internas, inércia térmica, período e forma de utilização do espaço entre outras. Portanto para definir o tipo de sistema de climatização mais adequado a ser adotado em uma edificação é interessante a realização de uma simulação de como o sistema se comportará na edificação específica.

O trabalho tem como objetivo simular energeticamente uma edificação que abriga um teatro em duas situações distintas, alterando em cada simulação o sistema de climatização adotado, sendo que na primeira situação a climatização será realizada por um *chiller* e na segunda por um sistema do tipo *split* de alta capacidade. Com isso, os dados referentes à eficiência energética e consumo de cada sistema será comparado, expondo as diferenças e definindo o sistema mais apropriado para o caso do teatro no que se refere ao consumo energético.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Brasiliense, 2012, simulou o projeto de um prédio comercial em Porto Alegre no EnergyPlus para realizar um estudo termoenergético e propor melhorias que representassem redução no consumo energético. O projeto base previa a utilização de *chillers* para o sistema de climatização, sendo utilizados no projeto propostos condicionadores de ar do tipo *split* VRF. A redução do consumo elétrico utilizando o sistema *split* VRF no período simulado de um ano foi de 45%.

Padilha, 2010, realizou um estudo para o dimensionamento de um sistema de *split* de alta capacidade a ser instalado, em substituição ao sistema de água gelada já presente, no salão de atos da UFRGS, um espaço com características próximas ao teatro do presente trabalho. A análise resultou em um dimensionamento consideravelmente menor do *split* quando comparado à potência instalada de água gelada. Para trabalhos futuros, Padilha recomenda que seja feita uma separação do palco e da plateia em duas zonas distintas, pois na plateia as cargas latentes devido a ocupação são proporcionalmente maiores que no palco.

Rhodes *et al.*, 2015, testaram a precisão da simulação do EnergyPlus para consumo energético de residências na cidade de Austin, EUA, usando a interface gráfica BEopt. Comparando os resultados da simulação com medições reais, obtiveram 2,4% de divergência no consumo anual agregado usando o ano meteorológico real e 9% para o ano meteorológico típico. Usando um modelo geométrico simplificado, não alterou significativamente os resultados de consumo.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Sistemas de Climatização

→ Resfriadores de Água (*Chiller*)

Os sistemas de climatização por *chiller*, também chamados de água gelada, são baseados na utilização de um circuito de água gelada para fazer o transporte da energia térmica. Esse tipo de sistema é composto por *fan-coils*, que refrigeram o ar através da passagem da água gelada por serpentinas com aletados e distribuído por dutos para as zonas através de ventiladores. Para a circulação da água nos circuitos de água gelada e de condensação, são utilizadas bombas.

O *chiller* tratado no presente trabalho é do tipo condensação à água com torre de arrefecimento. Neste tipo de sistema o *chiller* transfere calor do circuito de água gelada (que alimenta os *fan-coils*) para o circuito de água de condensação, que é por sua vez resfriado na torre de arrefecimento por evaporação de parte da água que é aspergida e ventiladores aceleram a evaporação.

Internamente, o *chiller* realiza a transferência de calor através de um ciclo termodinâmico de refrigeração onde um fluido refrigerante muda de fase nos trocadores de calor em temperaturas diferentes pela diferença de pressão produzida por um compressor e uma válvula de expansão que gera grande perda de carga, produzindo uma significativa queda de pressão.

→ Condicionadores de Ar Divididos de Alta Capacidade (“Splitão”)

O “splitão” é um sistema de climatização por expansão direta, isto é, o ciclo de refrigeração troca calor diretamente com o ar que é insuflado na zona climatizada, opondo-se ao *chiller* onde o ciclo de refrigeração resfria um fluido intermediário, no caso, água.

O nome “splitão” vem do fato de a unidade interna ser separada dos componentes principais do sistema (compressor, placa eletrônica, bornes, e acessos ao circuito de refrigeração) que se localizam na unidade externa, e o aumentativo “ão” indica máquinas de grande capacidade, usualmente a partir de 7,5 TR e com insuflamento de ar através de dutos.

→ VRF (*Variable Refrigerant Flow*)

O nome VRF vem do inglês “variable refrigerant flow” significando vazão de refrigerante variável e se encontra dentro da classificação de condicionador de ar dividido, como no “splitão”. Porém, as linhas de fluido refrigerante são interligadas, podendo ser conectadas diversas evaporadoras em uma mesma condensadora, ou até mesmo em diversas condensadoras. Esse tipo de equipamento possui uma central de controle eletrônica avançada capaz de alterar a rotação dos compressores através de variador de frequência e de controlar a abertura das válvulas de expansão eletrônicas das unidades internas, variando a vazão de fluido refrigerante e, portanto adaptando-se melhor à diversidade da demanda de potência de refrigeração ou de aquecimento de cada ambiente.

3.2 EnergyPlus

O EnergyPlus (EP) é o sucessor dos programas BLAST e DOE-2. Ambos os programas foram desenvolvidos no final dos anos setenta e início de oitenta, durante a crise energética, e foram desenvolvidos como softwares de simulação energética e de carga térmica. Similarmente aos predecessores, o EnergyPlus calcula as cargas de aquecimento e refrigeração necessárias para manter o controle térmico na temperatura designada, as condições de operação do sistema de condicionamento do ar e o consumo energético dos equipamentos, assim como

realiza muitos outros cálculos necessários para que a simulação se assemelhe ao comportamento do prédio real.

Alguns dos aspectos principais do EP: solução baseada no balanço de energia (técnica usada para calcular a carga térmica que permite o cálculo simultâneo dos efeitos radiante e convectivo nas superfícies interna e externas para cada instante de tempo), condução de calor transiente (através dos elementos da construção como paredes, telhados, pisos, etc., usando funções de transferência de condução), modelagem da transferência de calor pelo terreno (através de modelos tridimensionais por diferenças finitas e técnicas analíticas simplificadas) e modelagem anisotrópica do céu (para aprimorar o cálculo da radiação solar difusa em superfícies inclinadas).

Um diferencial do EP em relação a seus predecessores é que o sistema de climatização pode impactar diretamente na resposta térmica da edificação, ao invés de sequencialmente calcular a carga térmica e então simular o sistema. O acoplamento do invólucro da edificação com os sistemas fornece uma melhor compreensão de como a edificação responde não apenas aos fatores ambientais, mas também ao sistema de climatização.

3.3 Balanço da Energia Térmica Sensível

Para o EnergyPlus, uma zona é um volume de ar à temperatura uniforme mais todas as superfícies dentro e fronteiriças ao volume de ar. O EP utiliza a equação do balanço de energia na zona para calcular a energia requerida para manter cada zona na temperatura especificada para cada hora do dia. Primeiramente, o EP estima a energia necessária para o condicionador de ar manter a temperatura da zona na temperatura especificada usando a equação de balanço energético da seguinte forma:

$$-\dot{Q}_{sis} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{sup}} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) \quad (3.1)$$

onde:

\dot{Q}_{sis} é a transferência de calor pelo ar condicionado [W]

T_z é a temperatura do ar na zona [°C]

$\sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i$ é o somatório das cargas internas convectivas [W]

$\sum_{i=1}^{N_{sup}} h_i A_i (T_{si} - T_z)$ é o somatório da transferência de calor convectiva das superfícies da zona [W]

$\sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z)$ é o somatório da transferência de calor pelas trocas de ar entre zonas [W]

$\dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z)$ é a transferência de calor devido à infiltração de ar externo [W]

Com o valor da demanda estabelecido, o sistema de climatização é simulado para determinar a real capacidade no momento da simulação. A real capacidade do sistema de climatização é usada na equação (3.2) para calcular a temperatura resultante na zona.

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{sup}} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sis} \quad (3.2)$$

onde,

$C_z = \rho_{ar} C_p C_T$

ρ_{ar} é a massa específica do ar [kg/m³]

C_p é o calor específico do ar [kJ/(kg.°C)]

C_T é um fator multiplicador da capacitância do calor sensível pelo volume de ar, tipicamente 1, porém valores maiores podem ser utilizados para dar maior estabilidade à simulação, adimensional

Para resolver a equação diferencial de primeira ordem acima e estimar a temperatura do ar na zona, é utilizado o método de Taylor de diferenças finitas de terceira ordem, expresso abaixo:

$$\left. \frac{dT_z}{dt} \right|_t \approx (\delta t)^{-1} \left(\frac{11}{6} T_z^t - 3T_z^{t-\delta t} + \frac{3}{2} T_z^{t-2\delta t} - \frac{1}{3} T_z^{t-3\delta t} \right) + O(\delta t^3) \quad (3.3)$$

3.4 Balanço de Vapor de Água

A equação transiente do balanço de massa de umidade na zona considera as cargas latentes internas, infiltração, ar insuflado pelo condicionador de ar, trocas de ar entre zonas e a convecção com as superfícies da zona, sendo expressa da seguinte forma:

$$\rho_{ar} V_z C_W \frac{dW_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} k g_{massa} + \sum_{i=1}^{N_{sup}} h_{mi} A_i \rho_{ar_z} (W_{sup_i} - W_z^t) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i (W_{zi} - W_z^t) + \dot{m}_{inf} (W_{\infty} - W_z^t) + \dot{m}_{sis} (W_{for} - W_z^t) \quad (3.4)$$

onde,

V_z é o volume de ar na zona [m³]

C_W é um fator multiplicador da capacitância do conteúdo de umidade do ar, podendo ser usado para aumentar a estabilidade da simulação, adimensional

$\sum_{i=1}^{N_{sl}} k g_{massa}$ é o somatório da umidade oriunda das cargas internas latentes da zona [kg_w/s]

W_z é o conteúdo de umidade do ar da zona, adimensional

$\sum_{i=1}^{N_{sup}} h_{mi} A_i \rho_{ar_z} (W_{sup_i} - W_z^t)$ é a convecção da umidade para as superfícies da zona [kg_w/s]

$\sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i (W_{zi} - W_z^t)$ é a umidade que entra na zona através das trocas de ar entre zonas [kg_w/s]

$\dot{m}_{inf} (W_{\infty} - W_z^t)$ é a entrada de umidade com o a infiltração de ar [kg_w/s]

$\dot{m}_{sis} (W_{for} - W_z^t)$ é a taxa de umidade que entra ou sai da zona através do ar condicionado [kg_w/s]

Analogamente ao balanço térmico de energia sensível, a solução para a equação do balanço de vapor de água é obtida utilizando a aproximação da derivada pela série de Taylor de terceira ordem.

3.5 Balanço Térmico em Superfície Opaca Externa

Para as superfícies das paredes expostas ao exterior, é usada a equação (3.5) para realizar o balanço térmico. A aplicação dessa equação é feita com base em algumas suposições: cada superfície emite e reflete difusamente, é cinza e opaca ($\alpha=\epsilon$, $\tau=0$, $\rho=1-\epsilon$);

cada superfície está em uma única temperatura uniforme; o fluxo de energia que sai da superfície é uniformemente distribuído pela superfície.

$$q''_{\alpha sol} + q''_{LWR} + q''_{conv} - q''_{ko} = 0 \quad (3.5)$$

onde,

$q''_{\alpha sol}$ é o fluxo de calor radiante direto e difuso solar (ondas curtas) absorvido [W/m²]

q''_{LWR} é o fluxo de calor radiante de onda longa (infravermelho) com o ar e ambiente [W/m²]

q''_{conv} é o fluxo de calor por convecção com o ar externo [W/m²]

q''_{ko} é o fluxo de calor por condução com o interior da parede [W/m²]

3.6 Balanço Térmico em Superfície Opaca Interna

O balanço térmico nas superfícies internas das paredes une os componentes de transferência de calor por condução pela parede, convecção com o ar, absorção e reflexão da radiação de ondas curtas e trocas radiantes de onda longa. O balanço está representado pela equação (3.6).

$$q''_{LWX} + q''_{SW} + q''_{LWS} + q''_{ki} + q''_{sol} + q''_{conv} = 0 \quad (3.6)$$

onde,

q''_{LWX} é o fluxo de calor radiante de onda longa entre superfícies da zona [W/m²]

q''_{SW} é o fluxo de calor radiante de onda curta proveniente da iluminação [W/m²]

q''_{LWS} é o fluxo de calor radiante de onda longa originária de equipamentos [W/m²]

q''_{ki} é o fluxo de calor por condução pela parede [W/m²]

q''_{sol} é o fluxo de calor absorvido pela superfície devido à radiação solar [W/m²]

q''_{conv} é o fluxo de calor convectivo com o ar da zona [W/m²]

3.7 Condução Através de Superfície Opaca

As paredes no EnergyPlus são construções que podem ser compostas por diversas camadas de diferentes materiais, espessuras e propriedades. As paredes que separam zonas em diferentes temperaturas têm a transferência de calor transiente calculada com o auxílio de funções de transferência de condução (CTF – *Conduction Transfer Functions*). A forma básica da solução por funções de transferência de condução para o fluxo de calor interior e exterior, respectivamente, é expressa abaixo:

$$q''_{ki}(t) = -Z_0 T_{i,t} - \sum_{j=1}^{nz} Z_j T_{i,t-j\delta} + Y_0 T_{o,t} + \sum_{j=1}^{nz} Y_j T_{o,t-j\delta} + \sum_{j=1}^{nq} \Phi_j q''_{ki,t-j\delta} \quad (3.7)$$

$$q''_{ko}(t) = -Y_0 T_{i,t} - \sum_{j=1}^{nz} Y_j T_{i,t-j\delta} + X_0 T_{o,t} + \sum_{j=1}^{nz} X_j T_{o,t-j\delta} + \sum_{j=1}^{nq} \Phi_j q''_{ko,t-j\delta} \quad (3.8)$$

onde,

X_j é o coeficiente exterior da CTF [W/(m².°C)]

Y_j é o coeficiente cruzado da CTF [W/(m².°C)]

Z_j é o coeficiente interior da CTF [W/(m².°C)]

Φ_j é o coeficiente de fluxo da CTF, adimensional

T_i é a temperatura na superfície interna [°C]

T_o é a temperatura na superfície externa [°C]
 q''_{ko} é o fluxo de calor na superfície externa [W/m²]
 q''_{ki} é o fluxo de calor na superfície interna [W/m²]

3.8 Ganho Térmico por Janelas

O fluxo de energia em janelas ocorre através de transferência de calor por condução e convecção, trocas radiantes de onda longa com o ambiente, radiação de onda curta emitida diretamente pelo sol ou refletida pelo ambiente e correntes de ar por frestas. A equação básica para as trocas térmicas por uma janela é expressa pela equação (3.9).

$$Q = UA_{pf}(t_{ext} - t_{int}) + (SHGC)A_{pf}E_t + (AL)A_{pf}\rho C_p(t_{ext} - t_{int}) \quad (3.9)$$

onde,

Q é a transferência de calor [W]
 U é o coeficiente de transferência de calor global [W/(m².°C)]
 A_{pf} é a área projetada total da janela [m²]
 t_{ext} é a temperatura do ar externo [°C]
 t_{int} é a temperatura do ar interno [°C]
 $SHGC$ é o coeficiente de ganho de calor solar, adimensional
 E_t é a incidência de irradiação total [W/m²]
 AL é a fuga de ar [m³/(s.m²)]

3.9 Dados Climáticos

Para realizar a simulação, o EnergyPlus necessita de dados que informem o comportamento do clima durante o ano em uma localidade específica. Para isso, o EnergyPlus permite a inserção desses dados através de um arquivo externo chamado de arquivo climático. O arquivo climático utilizado nesta simulação foi elaborado por M. Roriz e é disponibilizado no site do LABEEE (Laboratório de Eficiência Energética em Edificações) da UFSC.

Segundo Roriz, 2012, o arquivo climático foi elaborado utilizando dados horários registrados em estações climatológicas do INMET entre os anos de 2000 e 2010. Os dados do INMET forneceram oito variáveis: temperatura do ar, umidade relativa, temperatura do ponto de orvalho, pressão atmosférica, velocidade e direção do vento, pluviosidade e irradiância global sobre o plano horizontal. Para a utilização no EnergyPlus, o arquivo necessita de outras vinte e sete variáveis que foram estimadas por cálculos e por meio de um aplicativo próprio para conversão de arquivos climáticos. Para a formação do ano climático de referência o método utilizado foi o TMY (*Typical Meteorological Year*), que consiste em formar um ano de referência utilizando os meses mais representativos dos dados históricos.

Para fazer o cálculo de dimensionamento dos condicionadores de ar, é utilizada a carga térmica do dia de projeto que utiliza dados climáticos de projeto. Seguindo a recomendação da norma ABNT NBR 16401-1 foi usado para definir o dia de projeto as temperaturas de bulbo seco (TBS) e temperatura de bulbo úmido (TBU) mais altas (para refrigeração) e mais baixas (para aquecimento) excluindo as 0,04% horas mais extremas.

3.10 Coeficiente de Performance (COP)

O COP é a forma usual de expressar o desempenho energético de um condicionador de ar. O COP é definido como sendo a energia útil produzida pelo condicionador sobre a energia gasta em seu funcionamento. Diferentemente da eficiência, em que os valores ficam entre zero e um, o coeficiente de performance pode atingir valores superiores à um, sendo função das temperaturas da fonte fria e da fonte quente.

4. METODOLOGIA

4.1. SketchUp e Open Studio

O EnergyPlus utiliza dados geométricos para calcular informações como radiação incidente, sombreamento, volume da zona, área de superfícies que conduzirão calor (paredes, janelas, pisos, forros), coeficiente convectivo em superfícies expostas ao vento, etc. Para facilitar a definição geométrica da edificação, é utilizado o software de modelagem 3D SketchUp com o *plugin* Open Studio que grava o arquivo da modelagem na linguagem utilizada pelo EnergyPlus.

4.2. Definição do Problema

O teatro, localizado na cidade de Porto Alegre, faz parte de uma edificação de cinco pavimentos e dois subsolos, com diferentes alturas entre pavimentos, que servirá de modelo para o estudo. A arquitetura do prédio é complexa e existem diversas repartições com horários de uso distintos, sendo feita uma simplificação de forma que mantivesse as principais características do prédio. A figura 4.1a mostra o modelo simulado enquanto que a figura 4.1b mostra o prédio real usado como referência.

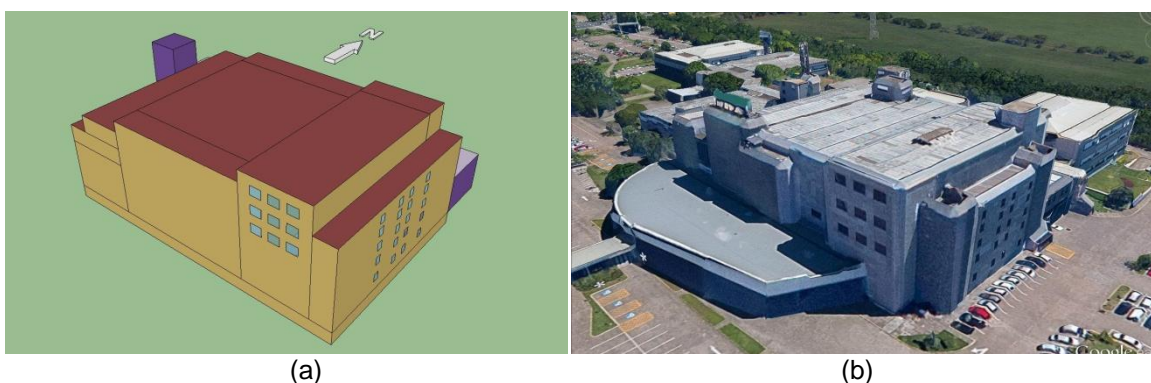


Figura 4.1: (a) Modelo construído no SketchUp, (b) Foto da edificação modelo

A modelagem da edificação foi feita de modo a identificar e agrupar salas com características de uso e características térmica semelhantes em uma mesma zona. A partir das plantas baixas e cortes (anexos A e B), estudou-se o layout da edificação sendo definidas as seguintes zonas:

-Foyer; salas localizadas na entrada da edificação, envolvendo o primeiro e segundo pavimentos.

-Salas 3º Pav.; quatro salas com capacidade aproximada de trinta pessoas cada, usadas para palestras e aulas. Localizada logo acima do Foyer, no terceiro pavimento.

-Salas 4º Pav.; similar à Salas 3º Pav. porém no quarto pavimento. Foi diferenciada da zona Salas 3º Pav. porque a estrutura do teto está exposta ao Sol e tem contato com o ar exterior, fazendo com que a carga térmica seja diferente.

-Platéias; ambiente com pé direito de 22 m, o equivalente aos quatro primeiros pavimentos. Capacidade total para 1790 pessoas. A região do palco não faz parte dessa zona.

-Palco; foi definido em uma zona diferente à das Platéias pela diferença na característica da carga térmica. O palco pode ser ocupado por aproximadamente 70 pessoas e possui uma enorme potência de calor sensível produzido por equipamentos e iluminação.

-Camarins; região localizada na parte posterior da edificação englobando os cinco andares. Possui muitas divisórias sendo composto por muitos ambientes pequenos.

-Esquerda-palco; ambiente de suporte ao palco, com baixa carga térmica, utilização por um limitado número de pessoas e sem contato com o exterior da edificação.

-Salas-esquerda; região composta por grandes salas e corredores, possui uma grande parede com conexão com o exterior. A região estende-se pelos cinco pavimentos.

-Salas-direita; similar a Salas-esquerda, porém, enquanto a Salas-esquerda possui uma grande parede externa com orientação solar sul, a zona Salas-direita possui a parede externa orientada para o norte.

-Subsolo; a zona subsolo estende-se por toda a área de piso do edifício, sendo que a parte localizada abaixo do palco abriga a quartelada e porões servindo como suporte ao palco e depósito e as demais áreas abrigam salas.

4.3. Iluminação

A entrada da potência de iluminação foi feita definindo o tipo de ambiente predominante mais característico da zona e utilizou-se o manual da ASHRAE (2013), no capítulo 18, que fornece padrões recomendados da densidade de potência luminosa, dada em watt por metro quadrado de área de piso para diversos tipos de ambientes. Seguindo o manual e arredondando para o número inteiro mais próximo, definiu-se a seguinte potência de iluminação que pode ser visualizada na tabela 1.

Tabela 1 – Potências de Iluminação

Zona	Foyer	Teatro	Palco	Esq.-palco	Camarins	Salas-esquerda	Salas-direita	Salas 3º Pav.	Salas 4º Pav.
Tipo de ambiente	Lobby de Teatro	Teatro de palco	-	Elétrico/mecânico	Camarins	Corredor/Área de transição	Corredor/Área de transição	Sala de aula/palestra	Sala de aula/palestra
W/m ²	21	12	-	10	4	7	7	13	13
kW	29,568	12,672	-	0,96	4,400	4,158	4,158	9,152	6,292

O sistema de iluminação de alta potência do palco foi tratado de forma diferenciada. A potência instalada informada no site do teatro é de 590 kW entre projetores, refletores e outros equipamentos, porém como esses equipamentos são usados de forma ocasional e a potência na simulação será considerada constante pelo período de funcionamento do teatro, arbitrou-se para a simulação a potência de 90 kW sendo dois terços dessa carga, 60 kW considerada como carga da zona do palco e um terço, 30 kW, como carga da zona do teatro, sendo acrescentada à iluminação anteriormente definida.

4.4. Pessoas

O número de pessoas por zona é uma importante informação para a definição da carga térmica. Seguindo as recomendações da ASHRAE (2013) presentes no capítulo 18, que fornece uma taxa representativa de calor sensível e calor latente emitido por humanos em diferentes estados de atividade, definiu-se as potências apresentadas na tabela.

Tabela 2 – Níveis de Atividade

Zona	Foyer	Teatro	Palco	Esq.-palco	Camarins	Salas-esquerda	Salas-direita	Salas 3º Pav.	Salas 4º Pav.
Tipo de atividade	De pé	Sentado em teatro	Dança moderada	Trabalho leve	Trabalho leve	Caminhand	Caminhand	Sentado	Sentado
W/pessoa	130	105	250	130	130	145	145	105	105

O número de pessoas também influencia na necessidade de renovação de ar, definida na norma ABNT NBR 16401-3 (2008). O número de pessoas por zona foi estimado utilizando as capacidades dos ambientes e as formas de uso, conforme tabela 3.

Tabela 3 – Renovação de Ar

Zona	Foyer	Teatro	Palco	Esq.-palco	Camarins	Salas-esquerda	Salas-direita	Salas 3º Pav.	Salas 4º Pav.
Pessoas	30	1600	30	10	30	10	10	120	120
L/(s*pessoa)	2,5	2,5	5	3,8	3,8	2,5	2,5	5	5
L/(s*m²)	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,3	0,3	0,6	0,6
Renovação de ar total (L/s)	497,4	4316,8	332,4	86	664	203,2	203,2	1022,4	890,4

4.5. Schedules (Agendas)

Os *schedules* são a forma como o EnergyPlus define os horários de operação da iluminação, sistema de climatização e período de ocupação. Como a utilização da edificação do teatro não segue uma agenda regular, se optou por uma aproximação representativa e abrangente da maior diversidade de situações possíveis.

Foram identificadas duas utilizações principais da edificação. O edifício recebe shows, formaturas, cerimônias, entre outros eventos em seu teatro e durante esses eventos as áreas adjacentes (foyer, salas-direita, salas-esquerda, camarins e esquerda-palco) também são utilizadas, necessitando de climatização e iluminação. A outra forma de utilização do espaço é para ministrar aulas, conferências, palestras entre outros eventos que são realizados em salas apropriadas (salas 3º pav. e salas 4º pav.).

A modelagem dessas situações foi feita através de *schedules* conforme pode ser visto abaixo na tabela 4. O campo "Equip." na tabela 4 refere-se aos equipamentos, compreendendo a iluminação e os condicionadores de ar. Os sistemas de iluminação e climatização são ligados trinta minutos antes do início da utilização do espaço e é mantido até trinta minutos após.

Tabela 4 - Schedules

		Segunda	Terça	Quarta	Quinta	Sexta	Sábado	Domingo
Teatro	Equip.	-	18:30-21:30	-	-	-	13:30-17:30	13:30-17:30
	Ocupação	-	19:00-21:00	-	-	-	14:00-17:00	14:00-17:00
Salas	Equip.	8:30-11:30	14:30-17:30	17:30-20:30	14:30-17:30	8:30-11:30	-	-
	Ocupação	9:00-11:00	15:00-17:00	18:00-20:00	15:00-17:00	9:00-11:00	-	-
Camarins	Equip.	-	17:30-19:30	-	-	-	12:30-14:30	12:30-14:30
	Ocupação	-	18:00-19:00	-	-	-	13:00-14:00	13:00-14:00

4.6. Construção

A modelagem construtiva da edificação se baseou nas plantas baixas fornecidas e fotos do local e foi feita da seguinte forma:

- Paredes internas e externas compostas por 25 mm de reboco, 200 mm de tijolo e 25 mm de reboco.
- Lajes compostas por 200 mm de concreto pesado e placas de forro acústico com espaço de ar entre eles.
- Janelas com vidro cor bronze de 3 mm de espessura.

Para as propriedades dos materiais utilizou-se as informações já contidas no banco de dados do EnergyPlus. A seguir, a tabela 5 apresenta as propriedades dos materiais opacos utilizados na simulação e a tabela 6 as propriedades do vidro selecionado. Sendo τ_{solar} a transmissividade no espectro solar, ρ_{solar} a refletância no espectro solar, $\tau_{\text{visível}}$ a transmissividade no espectro visível, $\rho_{\text{visível}}$ a refletância no espectro visível, $\tau_{\text{infravermelha}}$ a transmissividade da radiação infravermelha, $\epsilon_{\text{infravermelha hemisférica}}$ a emissividade hemisférica infravermelha, K a condutividade.

Tabela 5 – Propriedade dos Materiais Opacos

	Reboco	Forro acústico	Tijolo	Concreto pesado
Condutividade (W/m*K)	0,72	0,06	0,89	1,95
Massa específica (kg/m ³)	1856	368	1920	2240
Calor específico (J/kg*K)	840	590	790	900

Tabela 6 – Propriedades do Vidro

	τ_{solar}	ρ_{solar}	$\tau_{visível}$	$\rho_{visível}$	$\tau_{infravermelha}$	ϵ infravermelha hemisférica	K (W/(m*K))
Vidro bronze 3 mm	0,645	0,062	0,685	0,065	0	0,84	0,9

4.7. Infiltração

Partindo dos dados de infiltração fornecidos por Fennell, 2005, de que a taxa média de infiltração em edifícios comerciais encontra-se próxima de 1,5 trocas por hora do volume ambiental, e considerando que a edificação estudada no presente trabalho possui relativamente poucas aberturas, considerou-se apropriado adotar 0,5 trocas de ar por hora como estimativa da taxa de infiltração nas zonas adjacentes ao ambiente exterior. Para as zonas sem ligação direta com o exterior, considerou-se a taxa de infiltração em 0,25 trocas por hora.

4.8. Sistemas de climatização

Neste ponto, dois caminhos foram tomados, um definindo os equipamentos para climatização por água gelada e outro definindo os equipamentos para climatização por *split* de alta capacidade, sendo a região dos camarins climatizada por VRF. Para todas as máquinas, foi definido o *setpoint*, temperatura definida na qual os condicionadores deverão manter o ar da zona, em 20°C para aquecimento e 24°C para refrigeração.

Na simulação do sistema de água gelada, foram definidas uma torre de resfriamento, um *chiller* do tipo parafuso com COP 3, um *boiler* de aquecimento elétrico, um circuito de água quente com uma bomba de vazão contínua de funcionamento intermitente e *bypass* no boiler, um circuito de água gelada com uma bomba primária (circuito do *chiller*) de vazão constante, uma bomba secundária (circuito dos *fan-coils*) de vazão variável e *bypass* no *chiller*, um circuito de água de condensação com uma bomba e um *fan-coil* por zona climatizada.

Para o sistema de *split* de alta capacidade, definiu-se uma máquina para cada zona climatizada, excluindo-se os camarins, onde foi definido um sistema de VRF por melhor se adequar a zonas com muitas divisórias e oferecer um controle individualizado. O COP do *split* simulado é de 3, enquanto que o COP do VRF é de 3,3. O COP escolhido para o *split* e *chiller* representa um valor usual para estes tipos de equipamentos e, ao utilizar o mesmo COP para ambos os sistemas, ficará mais evidente as diferenças de operação características de cada máquina.

O dimensionamento das máquinas foi feito pelo próprio EnergyPlus através de uma simulação das cargas térmicas no dia de projeto.

5. RESULTADOS

O primeiro resultado avaliado foi o dimensionamento feito para cada sistema. Como as cargas térmicas internas e a envoltória foram mantidas inalteradas, pequenas diferenças eram esperadas devido às ineficiências de cada sistema e características próprias de funcionamento. A figura 5.1 mostra que os *fan-coils* do *chiller* foram, em todos os ambientes, dimensionados para uma capacidade maior que as evaporadoras do “splitão”. Essas diferenças variam de 6%, para a zona do teatro, a até 28% para a zona dos camarins.

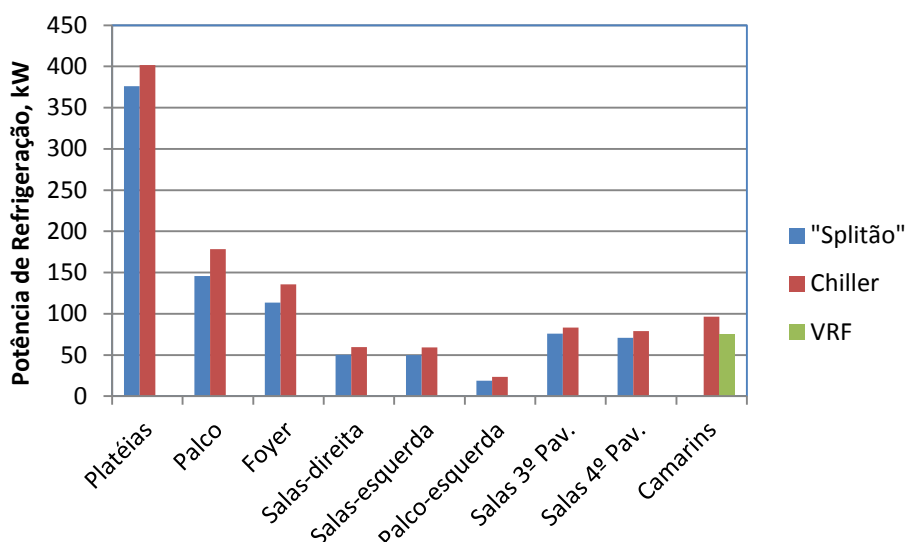


Figura 5.1 – Dimensionamento dos Trocadores de Calor [kW]

Para avaliar se ambos os sistemas foram corretamente dimensionados, verificou o período no qual os sistemas de climatização não foram capazes de manter a temperatura dos ambientes ocupados dentro de uma faixa de temperaturas aceitável, definida como mais ou menos 1,5°C do valor estabelecido em *setpoint*. A tabela 6 mostra que ambos os sistemas tiveram desempenhos aceitáveis, porém o *split* de alta capacidade levou uma significativa vantagem em termos de conforto para os usuários.

Tabela 6 - Tempo no qual *setpoint* não foi atingido

	Splitão	Chiller
Aquecimento	0 h	15,5 h
Refrigeração	15,67 h	39 h
Total	15,67 h	54,5 h

Os dados de consumo energético dos sistemas de climatização apresentados na figura 5.2 evidenciam o impacto das bombas do sistema de água gelada no consumo total. O consumo do ventilador da torre de arrefecimento também impacta negativamente assim como a ineficiência do aquecimento por resistência elétrica que consome 259% mais energia que o ciclo reverso. Para refrigeração, o aumento no consumo foi de 8%, e no total, considerando todo o consumo elétrico da edificação, o aumento foi de 26%.

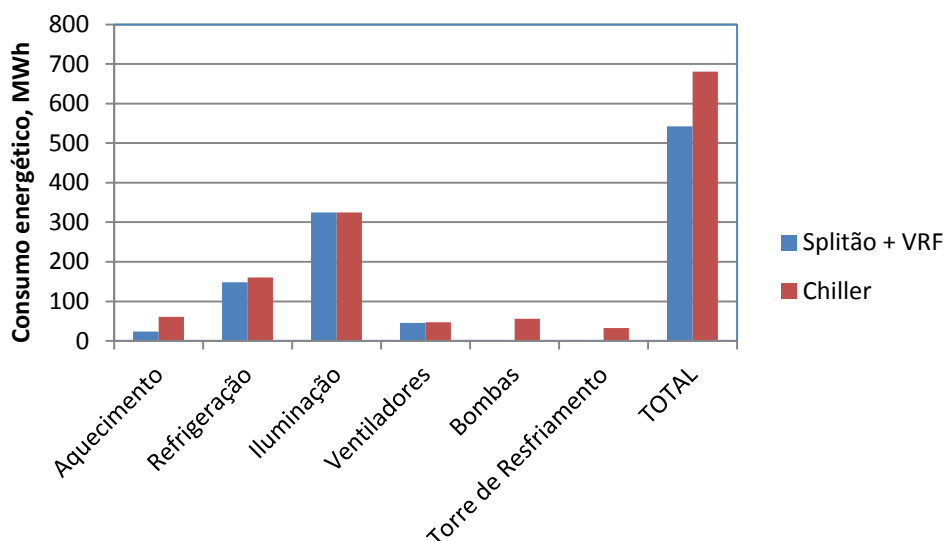


Figura 5.2 – Consumo elétrico no período de um ano [MWh]

Buscando uma visão mais detalhada do que ocorre durante os meses do ano foram gerados os gráficos mostrados nas figuras 5.3, referente ao consumo mensal do sistema “splitão”, 5.4, referente ao consumo mensal do sistema *chiller*, e 5.5 que compara o consumo total mensal dos sistemas. Pela figura 5.3 e 5.4 pode-se ver a influência que cada componente do sistema tem no consumo para cada mês do ano. Nota-se que o consumo apenas do ciclo de refrigeração manteve-se próximo entre os sistemas, variando de 18% a mais de consumo para o *chiller*, até um consumo 5% maior para o “splitão” + VRF. Na figura 5.5 pode-se ver que as diferenças de consumo crescem no inverno, porém a maior diferença, 241%, ocorre no mês de maio. Nos meses de verão o consumo no sistema de climatização por *chiller* é, em média, 47% maior. No total anual, a diferença entre os sistemas fica em 64%.

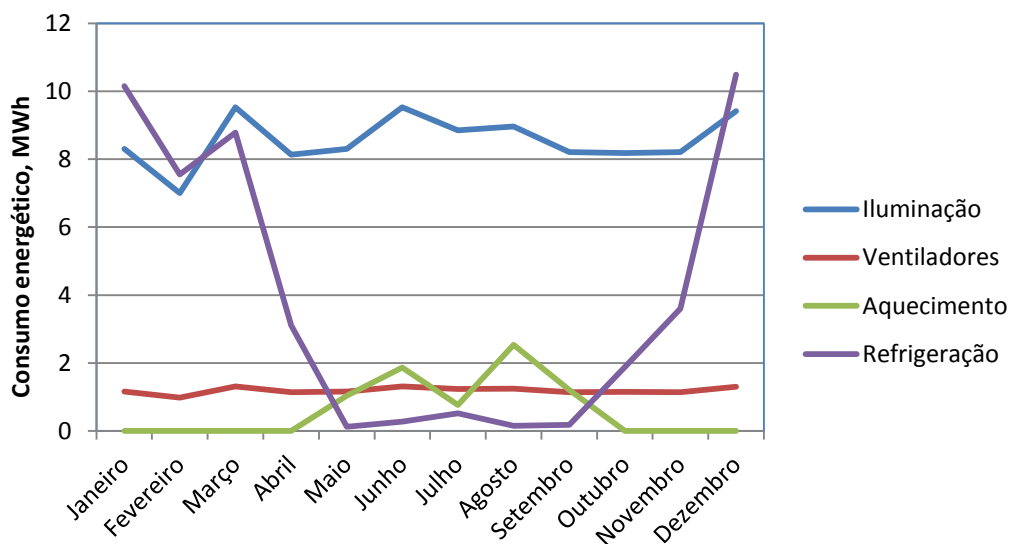


Figura 5.3 – Consumo elétrico mensal por uso final do “Splitão” + VRF [MWh]

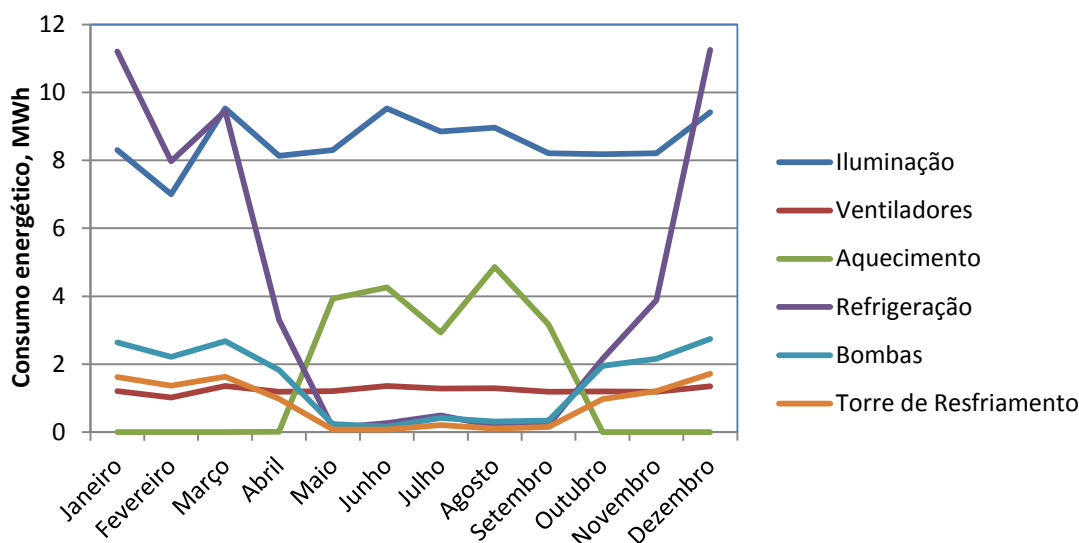


Figura 5.4 – Consumo elétrico mensal por uso final do *Chiller* [MWh]

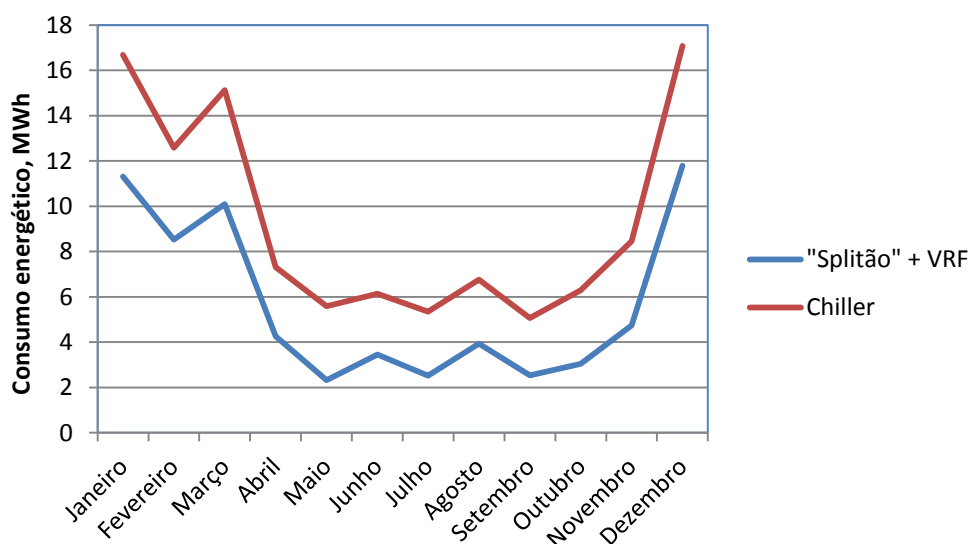


Figura 5.5 – Consumo mensal dos sistemas de climatização [MWh]

6. DISCUSSÃO

Conforme era esperado, o *chiller* apresentou um maior consumo energético. Os circuitos de água gelada e água de condensação necessitam de altas vazões de água para fazer a transferência de energia, pois trabalham com calor sensível e ΔT na água de 5°C , e somada à necessidade de linhas de grande extensão e curvas para que se atinjam todas as zonas da edificação gera a necessidade de bombas de alta potência. Os condicionadores de ar por expansão direta têm a vantagem de serem capazes de transportar altas quantidades de energia com baixas vazões mássicas de fluido refrigerante já que a energia absorvida e liberada na troca de fase pelo fluido refrigerante é, aproximadamente, da ordem de cem vezes maior que a energia transferida pela variação da temperatura da água.

Outro ponto negativo da utilização de um circuito de água gelada na eficiência do sistema é que, enquanto o *split*, com expansão direta, faz a troca de calor diretamente com o ar que se deseja resfriar com um ΔT , a utilização da água como fluido intermediário gera uma necessidade de haver dois ΔT para duas trocas de calor, uma entre a evaporadora do *chiller* e

a água e outra entre a água e o ar. Isso faz com que seja necessário o funcionamento da evaporadora do *chiller* a uma temperatura mais baixa, reduzindo sua eficiência.

O *chiller* tem um melhor desempenho energético quando em funcionamento em dias muito quentes, com alta carga térmica. Um fator que deve influenciar positivamente a operação em altas temperaturas é o fato de a extração de calor do *chiller* ser por um circuito de água de condensação que é mantida em trinta graus Célsius pela torre de resfriamento, que tem sua capacidade de resfriamento da água como função da temperatura de bulbo úmido. No *split* de alta capacidade a troca de calor na condensadora é feita diretamente com o ar exterior e caso a temperatura exterior esteja muito elevada, a eficiência do ciclo de refrigeração, que depende do ΔT entre a temperatura da fonte quente e da fonte fria, cairá.

No inverno, o consumo do sistema *chiller* é prejudicado pelo fato desse sistema, diferentemente do *split*, não possuir funcionamento em ciclo reverso sendo necessário realizar o aquecimento dos ambientes de outra forma, normalmente por resistência elétrica, como no caso simulado. A vantagem de se utilizar ciclo reverso para aquecimento é que a relação entre a energia útil fornecida ao ambiente climatizado e a energia de aquecimento, o coeficiente de performance (COP), costuma variar em torno de três, enquanto que para resistências elétricas essa relação é incapaz de ultrapassar de um.

Vale lembrar que, apesar de não ter sido simulado, o *chiller* consumirá também água, necessária para repor a água evaporada na torre de resfriamento. Outra questão referente às máquinas que não pode ser quantizada é a complexidade de operar o sistema de água gelada, necessitando de operadores especializados e da maior dificuldade de realizar o controle de temperatura nos *fan-coils*.

7. CONCLUSÃO

Como visto, inúmeras são as diferenças entre um sistema de água gelada de um “*split*” de alta capacidade. Em geral, o sistema de água gelada é maior, mais complexo e com maior dificuldade de controle, podendo ser visto nos resultados da simulação o impacto negativo no consumo elétrico. Para a edificação estudada, o *chiller* não foi capaz de atingir os mesmos níveis de consumo em nenhum período do ano, tendo um desempenho pior nos períodos de temperaturas amenas e frias, em parte, possivelmente, pela maior inércia do sistema não se adequar a forma de uso da edificação. O sistema dividido de alta capacidade foi ainda capaz de oferecer maior conforto aos usuários já que foi incapaz de atingir o *setpoint* em apenas, aproximadamente 16h, contra 55h do sistema de água gelada.

Portanto, conclui-se que devido a certas características e limitações do sistema de climatização por *chiller*, o *split* de alta capacidade fornece um desempenho energético para o prédio estudado superior, e gera uma redução no consumo do sistema de climatização anual de 39% e uma redução de 20% para toda a edificação.

Como sugestão, em trabalhos futuros pode-se calcular a quantidade necessária de água para reposição no sistema de água gelada. Dando prosseguimento ao trabalho realizado pode-se realizar uma avaliação econômica que considere o investimento para instalação dos equipamentos, custos de energia e custos de operação e manutenção.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR 16401-1 2008; **“Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários - Parte 1: Projetos das instalações”**.

ABNT NBR 16401-3 2008; **“Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários - Parte 3: Qualidade do ar interior”**.

ASHRAE; **“Handbook - Fundamentals”**, 2013.

Brasiliense, L. P.; **“Simulação Termo-Energética de uma Edificação e Proposição de Melhorias”**, Monografia – DEMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2012.

ENERGYPLUS; **“EnergyPlus Engineering Reference – The Reference to EnergyPlus Calculations”**, Version 8.1, Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, EUA, 2013.

ENERGYPLUS; **“Getting Started with EnergyPlus – Basic Concepts Manual”**, Version 8.1, Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, EUA, 2013.

Fennell, H. C., Haehnel, J.; **“Setting Airtightness Standards”**, ASHRAE Journal 49(9);26-30, 2005.

Padilha, G. R.; **“Análise de Cargas Térmicas e Dimensionamento de Sistemas de Ar Condicionado para o Salão de Atos da UFRGS”**, Monografia – DEMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2010.

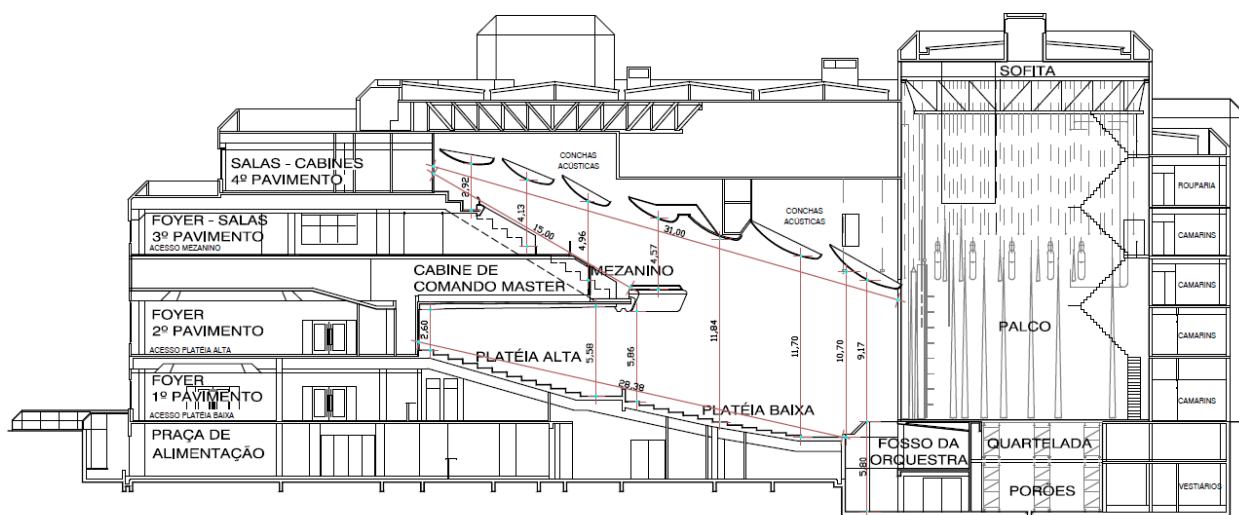
Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Pout, C.; **“A review on buildings energy consumption information”**, Energy and Buildings 40; 394-398, 2008.

Rhodes, J. D., Gorman, W. H., Upshaw, C. R., Webber, M. E.; **“Using BEopt (EnergyPlus) with energy audits and surveys to predict actual residential energy use”**, Energy and Buildings 86, 808-816, 2015.

Roriz, M.; **“Arquivos Climáticos de Municípios Brasileiros”**, ANTAC, São Carlos, SP, 2012.

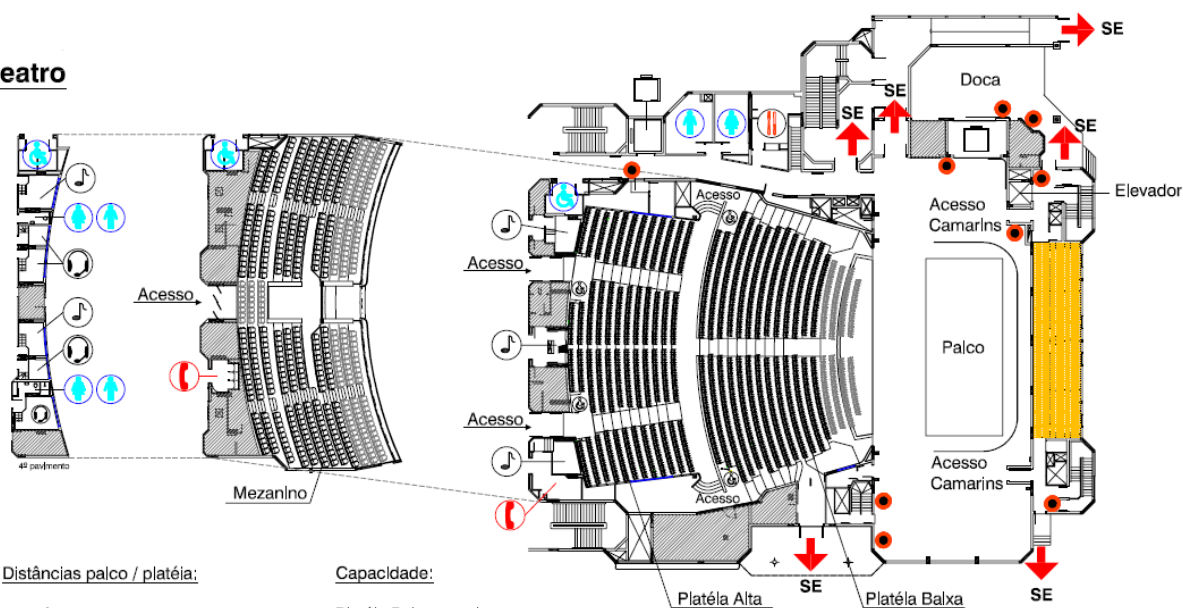
ANEXOS A – CORTE ESQUEMÁTICO LONGITUDINAL

Corte Esquemático Longitudinal



ANEXO B – PLANTA TEATRO

Teatro



Distâncias palco / platéia:

- Platéia Baixa:**
 - 1ª fila poltronas móveis: (orquestra): 2,50m
 - 1ª fila platéia baixa: 6,00m
 - Última fila 17,50m
- Platéia Alta:**
 - 1ª fila: 21,00m
 - Última fila: 31,00m
- Mezanino:**
 - 1ª fila: 18,00m
 - Última fila: 30,00m

Altura piso palco / piso platéia:
 1,05m (ponto mais baixo)

Capacidade:

- Platéia Baixa: 684 lugares**
 - Platéia Baixa: 574 lugares
 - Poltronas opcionais: 106 lugares
 - PNE: 04 lugares
- Platéia Alta: 488 lugares**
 - Platéia Alta: 486 lugares
 - PNE: 02 lugares
- Mezanino: 618 lugares**
- Capacidade Total: 1790**

Legenda

- Acesso restrito
- Telefone público
- Saída de emergência
- Sanitários
- Sanitários PNE
- Espaço PNE
- Copa
- Elevador de carga
- Camarins
- Proteção contra Incêndio
- Cabine de tradução simultânea
- Cabine de som