

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO
EM UM HOTEL ECONÔMICO

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Bruno do Val Jorge dos Santos

Orientador: Alberto Hernandez Neto

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2010

FICHA CATALOGRÁFICA

Santos, Bruno do Val Jorge dos

**Aplicação de um sistema de cogeração em um hotel econômico /
B.V.J. dos**

Santos. – São Paulo, 2010.

57 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Geração de calor 2. Hotéis 3. Ar condicionado 4. Absorção
5. Aquecimento de água I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

RESUMO

O propósito deste trabalho de formatura é estudar a utilização de um sistema de cogeração em um típico hotel da cidade de São Paulo. Esse sistema de cogeração é caracterizado por um ciclo de refrigeração por absorção de brometo de lítio alimentado pela queima de gás natural de maneira que os gases de exaustão esquentem a água de utilização do hotel.

Para este estudo, será comparada a eficiência e o custo deste sistema de cogeração com relação o sistema tradicional, onde um resfriador elétrico climatiza o ambiente e a queima do gás natural aquece a água de utilização do hotel.

Para tanto, o hotel será simulado utilizando-se o aplicativo EnergyPlus que fornece como saída dados de consumo e eficiência energética.

ABSTRACT

The purpose of this graduation work is to study the use of a cogeneration system in a typical hotel in the city of São Paulo. This cogeneration system is characterized by the use of a lithium bromide absorption chiller powered by the heat of the natural gas combustion. The exhaust heat is recovered and used for heating up the water for the hotel use.

This study will compare the efficiency and the cost of this cogeneration system with the traditional system, where an electric chiller climaxes the environment and the burning of natural gas heats water for the hotel use as a .

For this, the hotel will be simulated using the EnergyPlus application that provides as output s energy consumption data and energy efficiency.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 Ciclo de Compressão de Vapor	12
Figura 3.2 Ciclo de refrigeração por absorção	13
Figura 3.3 Ciclo combinado	14
Figura 3.4 Resfriador Elétrico (Wang, 2000).....	15
Figura 3.5 Resfriador por Absorção (Wang, 2000)	16
Figura 3.6 Esquema de um sistema central de climatização (Silva, 2003).....	17
Figura 3.7 Controle de uma Zona Térmica	17
Figura 3.8 Perfil de consumo de água em hotéis, Deng e Burnett (2002)	19
Figura 3.9 Consumo de água em função da temperatura externa, Deng e Burnett (2002).....	20
Figura 3.10 Mínimos COPs de acordo com a norma 90.1	23
Figura 4.1 Interface do IDF editor	25
Figura 4.2 Ângulo de incidência da radiação solar (EnergyPlus, 2010).....	26
Figura 4.3 Perfil de ocupação.....	27
Figura 4.4 Perfil de iluminação e equipamentos	27
Figura 4.5 Planta baixa do hotel.....	28
Figura 4.6 Zonas Térmicas.....	28
Figura 4.7 Vista do andar no google SketchUp	29
Figura 4.8 Perfil do consumo de água.....	31
Figura 4.9 Balanço térmico para a mistura da água aquecida.....	33
Figura 4.10 Volume de controle do gerador de vapor	36
Figura 4.11 Trocador de calor (dimensões em milímetros)	37
Figura 5.1 Gráfico da temperatura externa	41
Figura 5.2 Consumo de energia do hotel	42
Figura 5.3 Consumo de energia dos resfriadores	42
Figura 5.4 Gráfico das Temperaturas internas	43
Figura 5.5 Consumo de água horário	43
Figura 5.6 Calor necessário para o aquecimento da água	44
Figura 5.7 Consumo de energia no gerador de vapor	44
Figura 5.8 Vazões mássicas	45

Figura 5.9 Perfil de temperatura dos gases de exaustão.....	45
Figura 5.10 Comparação da recuperação de calor	47
Figura 5.11 Vazão de gás natural para o aquecimento direto de água	49
Figura 5.12 Comparação entre as vazões de gás natural.....	49

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 Composição do gás natural (Comgás, 2010).....	20
Tabela 3.2 Tarificação de gás natural	21
Tabela 4.1 Características dos materiais	30
Tabela 4.2 Composição das superfícies	30
Tabela 4.3 Consumo de água por atividade (Sabesp, 2010)	32
Tabela 4.4 Reação de combustão do gás natural.....	35
Tabela 5.1 Dados médios da simulação anual	46
Tabela 5.2 Comparação da recuperação de calor	48
Tabela 5.3 Consumo anual de energia discriminado	50
Tabela 5.4 Resumo do consumo energético mensal	51
Tabela 5.5 Custo da energia em base mensal.....	52

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
2. OBJETIVOS	10
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
3.1 CICLOS TERMODINÂMICOS	11
3.2 RESFRIADORES UTILIZADOS.....	15
3.3 A CLIMATIZAÇÃO EM EDIFÍCIOS	16
3.4 A COGERAÇÃO EM EDIFÍCIOS	18
3.5 O CONSUMO DE ÁGUA EM HOTÉIS	18
3.6 O GÁS NATURAL	20
3.7 A NORMA ASHRAE 90.1	22
4. MATERIAIS E MÉTODOS	24
4.1 O ENERGYPLUS	24
4.2 O ANDAR TÍPICO	28
4.3 USO DE ÁGUA NO HOTEL	30
4.4 APROVEITAMENTO DE CALOR NO CICLO DE ABSORÇÃO	34
4.5 APROVEITAMENTO DE CALOR DOS GASES DE EXAUSTÃO.....	36
5. RESULTADOS.....	41
6. CONCLUSÃO	53
ANEXO A.....	54
ANEXO B	54
7. BIBLIOGRAFIA	55

1. INTRODUÇÃO

Durante o funcionamento de um hotel típico, uma grande parcela de energia é gasta para a climatização do ambiente, onde normalmente utiliza-se um sistema de ar condicionado central operando sob compressão de vapor. Neste trabalho, será comparado o desempenho deste ciclo com o ciclo de absorção.

Um sistema de absorção é considerado como uma melhor alternativa quando os custos de energia provenientes do gás natural são substancialmente menores do que o custo da energia elétrica, além de apresentar vantagens, como: a menor necessidade de energia elétrica para o funcionamento, instalações silenciosas e sem vibração e a possibilidade de se utilizar calor gerado em uma turbina a gás para seu funcionamento, que pode também suprir a demanda por energia elétrica da planta acoplando-se geradores elétricos às turbinas (Dorgan, 1995).

No intuito de fazer um melhor aproveitamento energético, pode-se utilizar uma turbina a gás para a geração de energia elétrica e com o calor dos gases de exaustão, resfriar ar para climatização em um processo denominado ciclo de absorção. A este processo dá-se o nome de cogeração, pois com uma única fonte de energia primária, produzem-se duas formas de energia (térmica e elétrica).

Atualmente, o uso de gás natural em sistemas de cogeração de energia tornou-se uma opção interessante para as empresas por uma série de fatores: a maior disponibilidade do gás natural para a geração, maior confiabilidade do sistema, a maior preocupação com o meio ambiente e a possibilidade de venda do excedente de energia elétrica para as concessionárias, de acordo com a reestruturação do setor elétrico.

Com base no custo do gás natural, na tarifação da energia elétrica e na análise de uso de energia feita no software EnergyPlus, será apresentada uma análise econômica da viabilidade de cada sistema.

2. OBJETIVOS

A proposta deste trabalho de formatura é estudar a utilização de um sistema de cogeração em um hotel típico de 19 andares localizado na cidade de São Paulo, e para tanto será feita uma comparação entre dois cenários:

- O sistema tradicional de climatização (compressão de vapor) onde a eletricidade fornece energia para a operação do resfriador, e a queima de gás natural fornece energia para o aquecimento de água para o edifício;
- O sistema de climatização por absorção de brometo de lítio, utilizando como fonte energética a queima de gás natural e com o calor recuperado dos gases de exaustão, aquecer a água a ser utilizada no edifício, caracterizando assim uma cogeração;

Com o auxílio do software EnergyPlus, pode-se estimar a demanda energética de cada cenário e com os custos da energia elétrica e do gás natural argumentar sobre a viabilidade econômica de se utilizar o sistema de cogeração no hotel considerado.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para a elaboração deste trabalho de formatura, serão feitas considerações com base em conceitos termodinâmicos que serão apresentados a seguir. Será apresentada também a maneira com que se climatizam edifícios como o hotel considerado, bem como uma visão geral dos equipamentos envolvidos. O uso de água em hotéis também é discutido, além do uso de gás natural para geração de calor em geradores de vapor e o aproveitamento dos gases residuais em unidade recuperadoras de calor. Por fim, será apresentada a norma americana, que orienta na definição de características de edificações eficientes.

3.1 Ciclos Termodinâmicos

Em um ciclo termodinâmico, um fluido de trabalho passa por processos em que ele recebe calor, rejeita calor, produz trabalho e recebe trabalho. A ordem em que estes processos são realizados e a maneira que são arranjados caracterizam um ciclo de potência ou um ciclo de refrigeração. Nos próximos itens serão mostrados os ciclos relevantes para este trabalho de formatura.

3.1.1 O ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é constituído por quatro processos, percorridos por um fluido refrigerante, que estão ilustrados na Figura 3.1. O processo 1-2 é uma compressão adiabática reversível, calor é rejeitado à pressão constante no processo 2-3 com o fluido saindo em 3 como líquido saturado, o processo 3-4 é um estrangulamento adiabático, e em 4-1 o fluido é vaporizado à pressão constante, recebendo calor do meio (gerando frio).

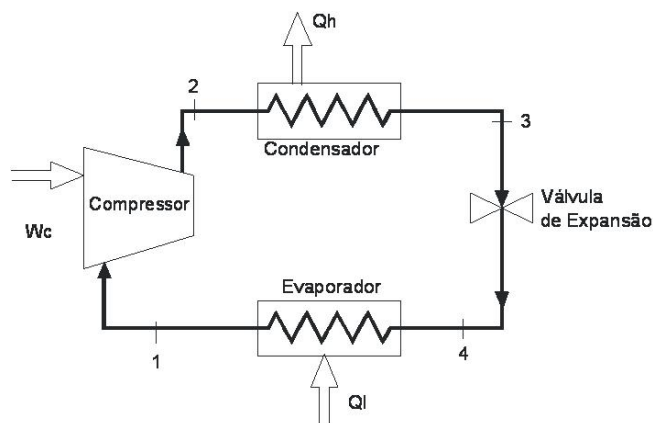


Figura 3.1 Ciclo de Compressão de Vapor

O coeficiente de desempenho do ciclo (COP), definido como a relação entre o calor retirado do meio (geração de frio) e a energia gasta para tal fim fica como:

$$\beta = \frac{Q_l}{W_c} \quad (3.1)$$

Onde β é o coeficiente de desempenho do ciclo (COP), Q_l o calor rejeitado para o meio e W_c o trabalho que o compressor realiza.

3.1.2 O ciclo de refrigeração por absorção com Li-Br

No ciclo de refrigeração por absorção as etapas 2-3, 3-4 e 4-1 ilustradas na Figura 3.2 são iguais às etapas do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A diferença entre os ciclos se dá na forma como se comprime o vapor que sai do evaporador. Para este caso, a água é o fluido refrigerante e o brometo de lítio é o absorvente.

A maneira com que o fluido de trabalho é comprimido, na Figura 3.2 funciona da seguinte maneira: o vapor d'água que sai do evaporador é absorvido por uma solução forte (concentrada) de Li-Br no absorvedor 1-A; essa solução, agora fraca (diluída) é bombeada para o gerador (2-A), onde calor é introduzido no sistema para que se evapore a solução (tornando-a forte novamente) e o vapor gerado é enviado para o condensador. O trocador de calor, representado na figura por TC pré-aquece a solução fraca para se obter um melhor rendimento no ciclo.

Como o fluido refrigerante do sistema é a água, pode-se perceber que, para se obtenha uma temperatura de 6°C no evaporador deve-se manter uma pressão interna

da ordem de 1 kPa, onde se conclui que o ciclo de refrigeração por absorção de brometo de lítio opera próximo da condição de vácuo.

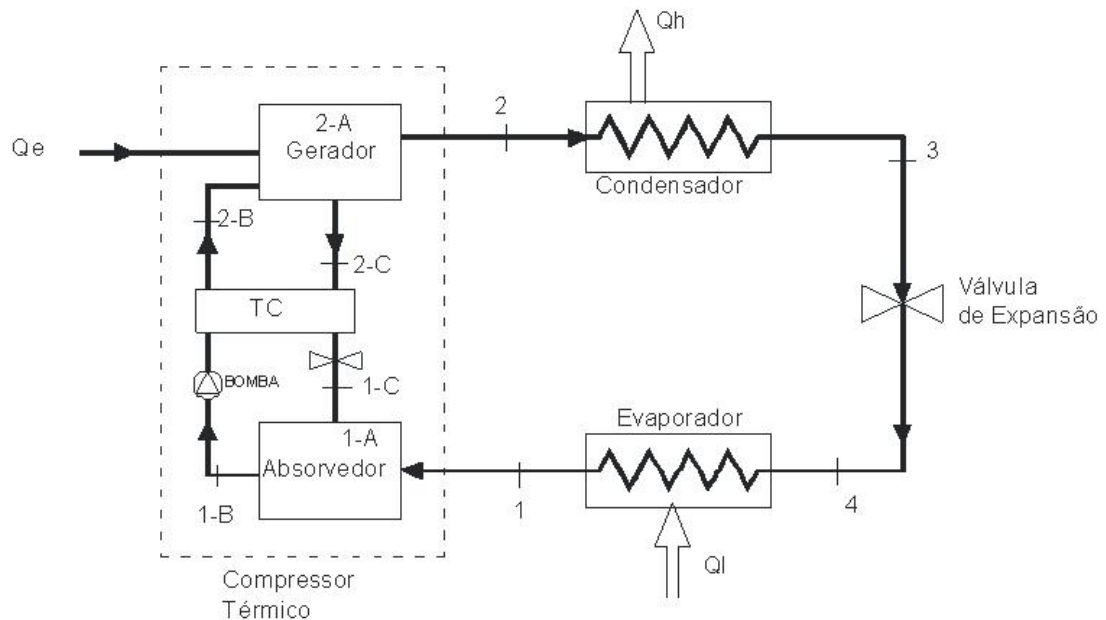


Figura 3.2 Ciclo de refrigeração por absorção

Para este ciclo, o coeficiente de desempenho (COP) será:

$$\beta = \frac{Q_l}{Q_e} \quad (3.2)$$

Onde β é o coeficiente de desempenho do ciclo (COP), Q_l o calor rejeitado para o meio e Q_e o calor fornecido no gerador.

Comparando-se os dois ciclos citados, vale ressaltar que o ciclo operando por absorção tem uma demanda por energia elétrica substancialmente menor do que a demanda do ciclo de compressão. Isso ocorre por que a energia gasta para comprimir um fluido é proporcional ao seu volume específico. Analisando os dois ciclos percebe-se que o ciclo operando por absorção comprime uma solução, e portanto um líquido, que tem em média um volume específico mil vezes menor do que o vapor considerado no ciclo por compressão de vapor.

3.1.3 Ciclos Combinados

O sistema de cogeração se dá quando é gerada energia em duas ou mais formas simultaneamente a partir de uma única entrada de combustível. Neste trabalho, será avaliada a aplicação de um sistema que atua de seguinte maneira: em um *boiler*, ou gerador de vapor, queima-se gás natural; o vapor gerado alimentará o ciclo de refrigeração por absorção e os gases da exaustão passarão por um trocador de calor que aquecerá a água para uso do hotel.

A Figura 3.3 mostra um fluxograma da planta em questão:

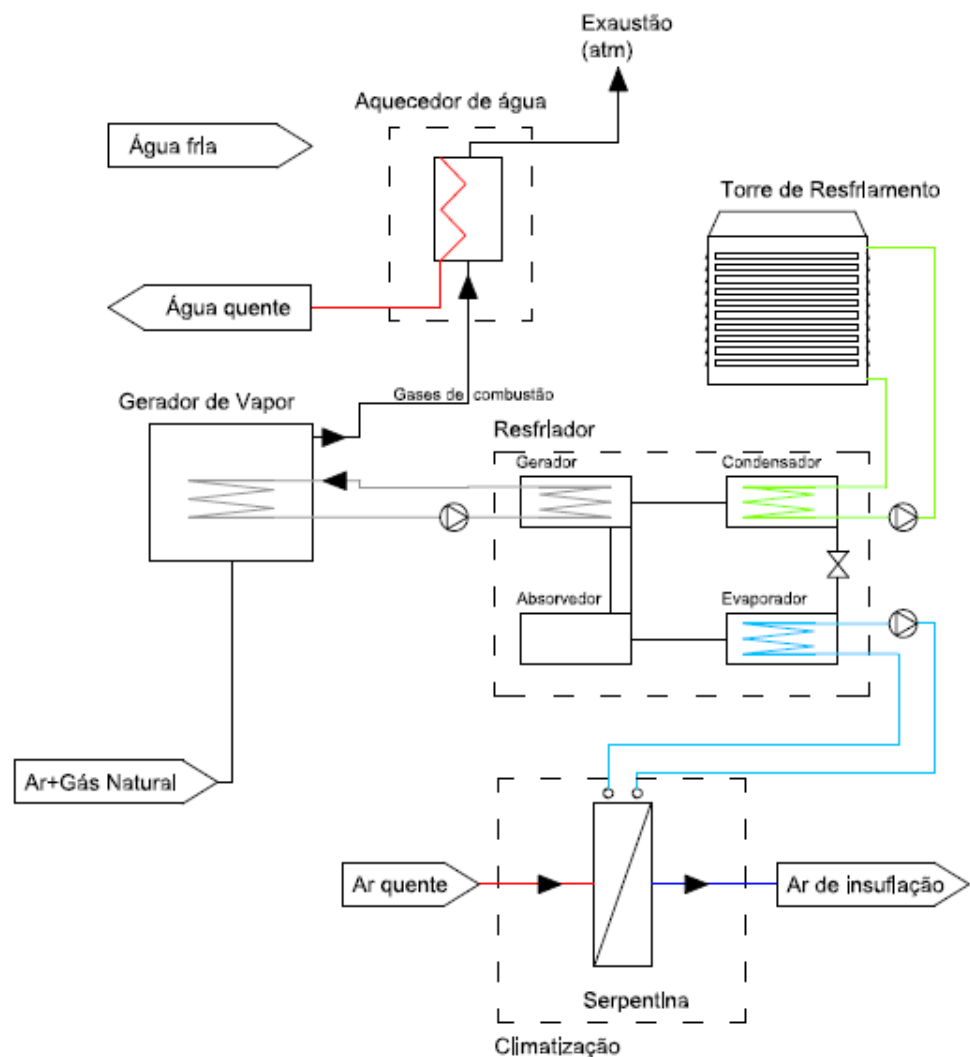


Figura 3.3 Ciclo combinado

3.2 Resfriadores Utilizados

Neste trabalho será feita a comparação entre duas situações: a climatização do hotel feita por meio de chillers elétricos (por compressão de vapor) e em contraponto feita por meio de resfriadores de absorção.

Os resfriadores elétricos são compostos de um evaporador, um condensador, um compressor centrífugo e um dispositivo de expansão do fluido refrigerante, entre outros dispositivos auxiliares. No evaporador é instalado um trocador de calor que troca calor com a água que será utilizada na climatização. No condensador há um trocador de calor com outro circuito d'água que vai para uma torre de resfriamento, tornando a troca de calor no condensador mais eficiente. A Figura 3.4 mostra um corte esquemático deste resfriador.

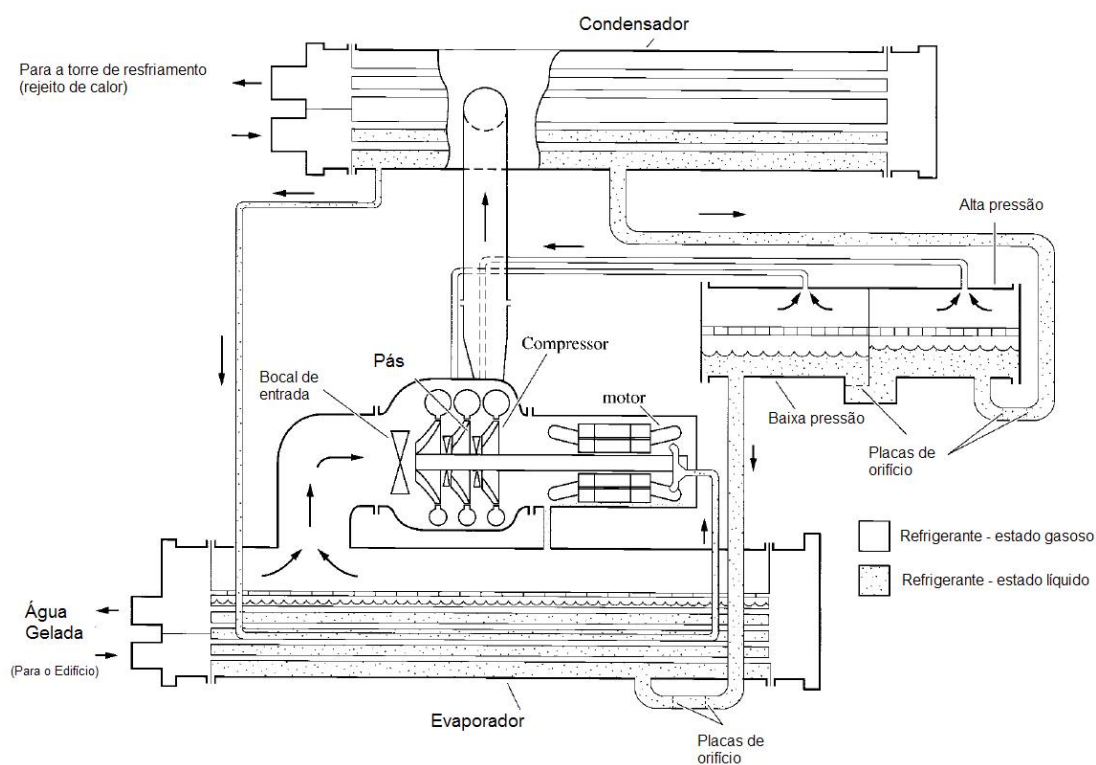


Figura 3.4 Resfriador Elétrico (Wang, 2000)

Os resfriadores de absorção, por sua vez, são mais complexos na questão de equipamentos utilizados, fazem parte do seu sistema um evaporador, absorvedor,

trocadores de calor, gerador (onde se dá a entrada de calor), condensador, dispositivos de expansão e diversas bombas. Por não haver grandes peças rotativas, é um equipamento mais silencioso do que o resfriador elétrico.

A Figura 3.5 mostra um resfriador por absorção com dois cascos: em um se instala o gerador e o condensador e no outro o evaporador e o absorvedor. A entrada de calor do sistema da figura é uma queima direta.

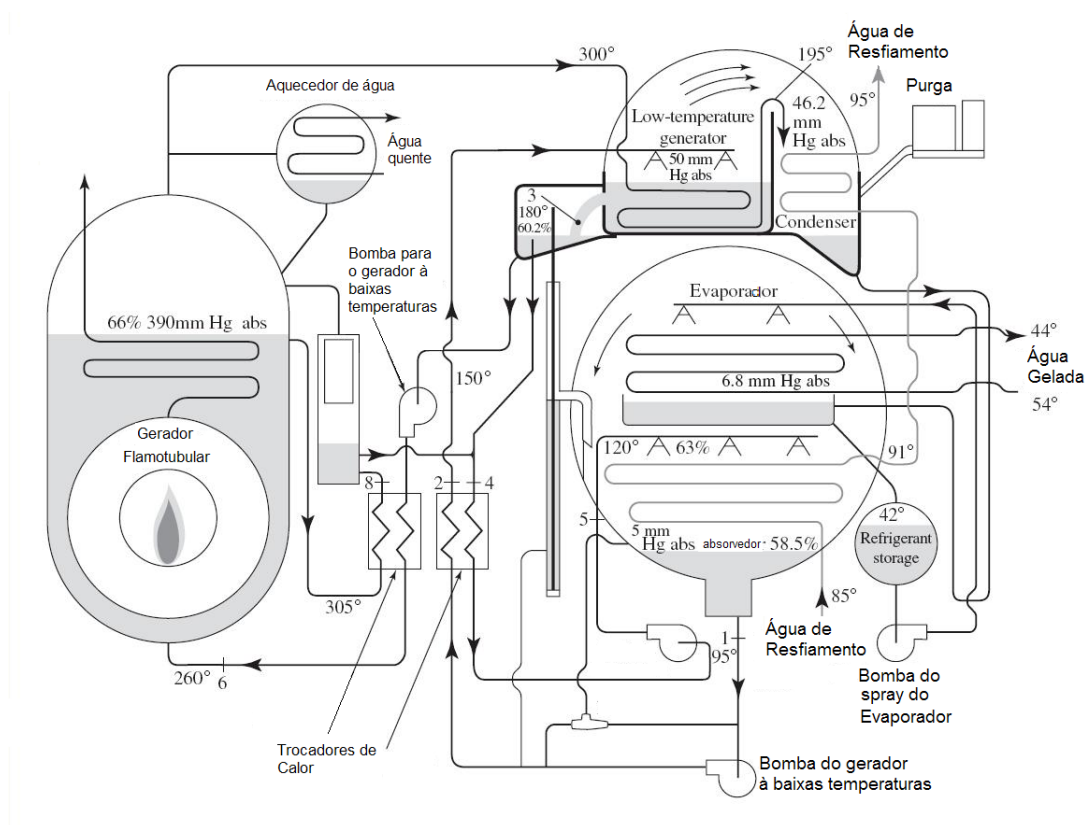


Figura 3.5 Resfriador por Absorção (Wang, 2000)

3.3 A climatização em edifícios

Em edifícios como o hotel estudado neste texto o sistema de climatização é do tipo *fan-coil*. “Nestes sistemas, o ambiente a ser climatizado troca calor com um equipamento composto por uma serpentina e um ventilador (*fan-coil*).” (SILVA, 2003, p. 71).

A água que circula nas serpentinas é antes resfriada nos evaporadores dos resfriadores a valores usuais de 7°C e após trocarem calor com o ar de insuflação,

saem a 12°C. Ventiladores são responsáveis por forçar o fluxo de ar por estas serpentinas, resfriando o ambiente. A Figura 3.6 mostra um esquema da instalação de um sistema central de climatização.

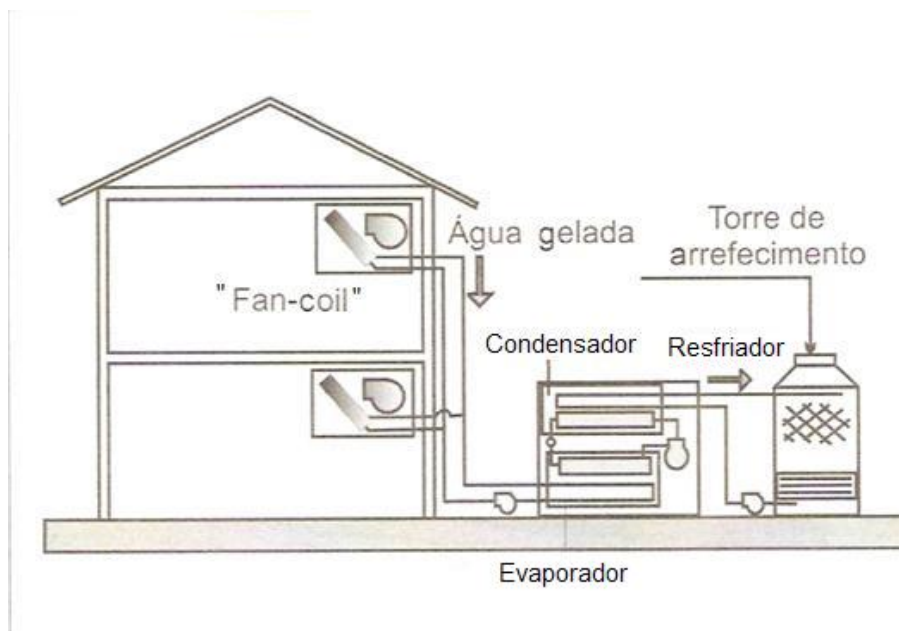


Figura 3.6 Esquema de um sistema central de climatização (Silva, 2003)

O controle de temperatura e umidade desses edifícios é feito em cada zona térmica, insuflando-se ar frio proveniente de um trocador de calor e com um retorno de ar. A temperatura da zona térmica é controlada de acordo com a vazão e a temperatura do ar de insuflação. Esta vazão pode ser misturada com o ar de retorno para a economia de energia, porém piorando a qualidade do ar. A Figura 3.7 ilustra esse controle.

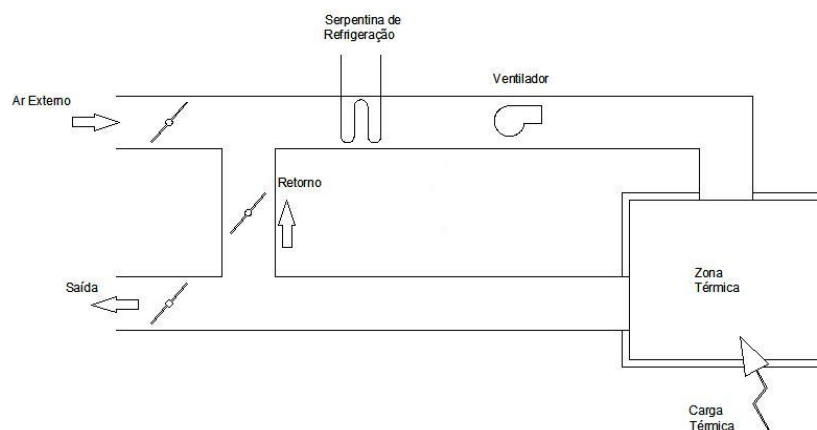


Figura 3.7 Controle de uma Zona Térmica

3.4 A cogeração em edifícios

Um estudo realizado no Irã, por Ehyaei e Mozafari (2009) analisou diferentes modos de se utilizar as microturbinas a gás aliadas a ciclos de absorção para a climatização: o primeiro caso, onde as microturbinas suprem apenas a carga elétrica do edifício que não teria climatização, o segundo caso, onde as microturbinas geram energia elétrica para o edifício e também para a alimentação de um sistema de climatização por compressão de vapor e o terceiro caso, onde se utiliza as microturbinas para geração de energia elétrica e com a exaustão a energia para a climatização em um ciclo de absorção.

Os resultados foram apresentados para um edifício residencial de 10 andares localizado em Teerã e constatou-se que a quantidade de microturbinas (Capstone C-30) necessárias para a operação seriam de 2, 34 e 30 para o primeiro, segundo e terceiro caso, respectivamente. Isso sugere que o uso da cogeração em edifícios com climatização é mais eficiente do que a situação em que a energia elétrica supre também a demanda por climatização em sistemas a compressão de vapor.

Em hotéis, um estudo em Singapura, realizado por Priyadarsini, Xuxhao e Eang (2009) mostrou a correlação existente entre o número de estrelas do hotel e o seu consumo de energia por unidade de área. Para hotéis três estrelas, o consumo de energia é da ordem de 100-300kWh/m², em hotéis quatro estrelas o consumo ocupa a faixa de 300-550kWh/m² e em hotéis cinco estrelas 400-600kWh/m².

O estudo mostra também que esses hotéis em Singapura procuram variar o consumo de energia, utilizando cerca de 90% energia elétrica e 10% de energia proveniente do gás natural (utilizado em turbinas a gás).

3.5 O consumo de água em hotéis

Neste trabalho, a cogeração será caracterizada pelo aproveitamento do calor dos gases de combustão (que inicialmente forneceram energia para o ciclo de absorção)

para aquecer a água de utilização dos hóspedes. Dessa forma, a caracterização do consumo de água é necessária para a avaliação e dimensionamento do sistema.

Um estudo em Hong Kong, por Deng e Burnett (2002), define um parâmetro para a avaliação do consumo de água: o WUI (*Water Use index* – Índice de utilização de água). O WUI é a relação entre o consumo anual de água (em m³) e a área do hotel (em m²).

De acordo com esse estudo, o WUI varia entre 2,1 m³/m² e 7,7 m³/m² e é correlacionado com a classificação do hotel (número de estrelas). Os valores médios do WUI para hotéis de três, quatro e cinco estrelas são, respectivamente 3,3 (m³/m²), 4,1 (m³/m²) e 5,1 (m³/m²) sendo fortemente influenciados pela presença de lavanderia no hotel.

Outro fator é a distribuição do consumo de água ao longo do dia, onde é possível notar picos de consumo perto das 8:00h e das 21:00h como ilustra a Figura 3.8 :

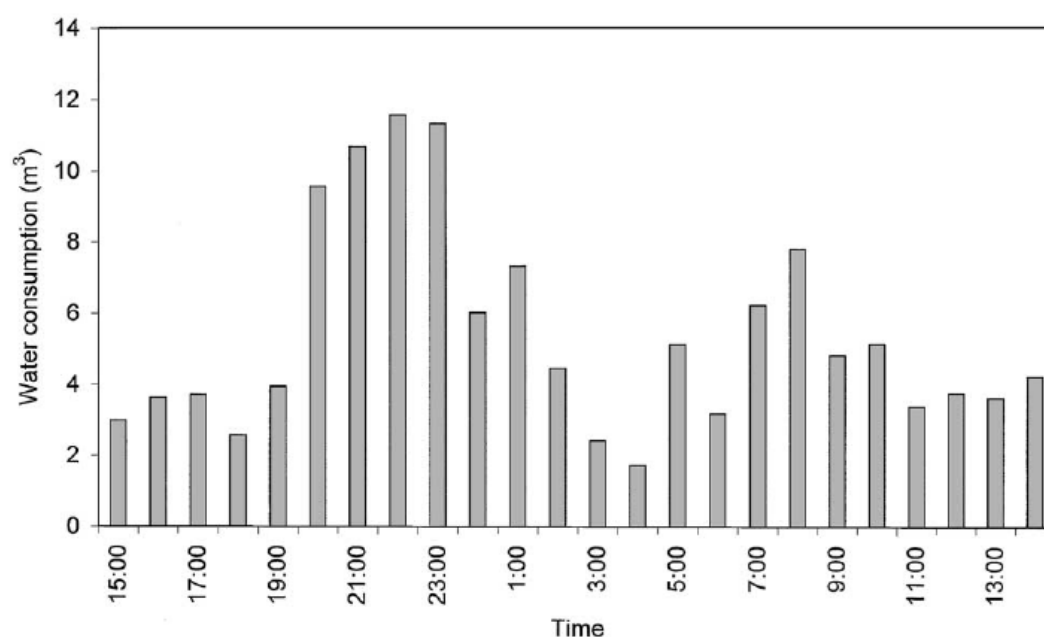


Figura 3.8 Perfil de consumo de água em hotéis, Deng e Burnett (2002)

Por fim o estudo apresenta a relação entre a temperatura externa e o consumo, apresentados na Figura 3.9:

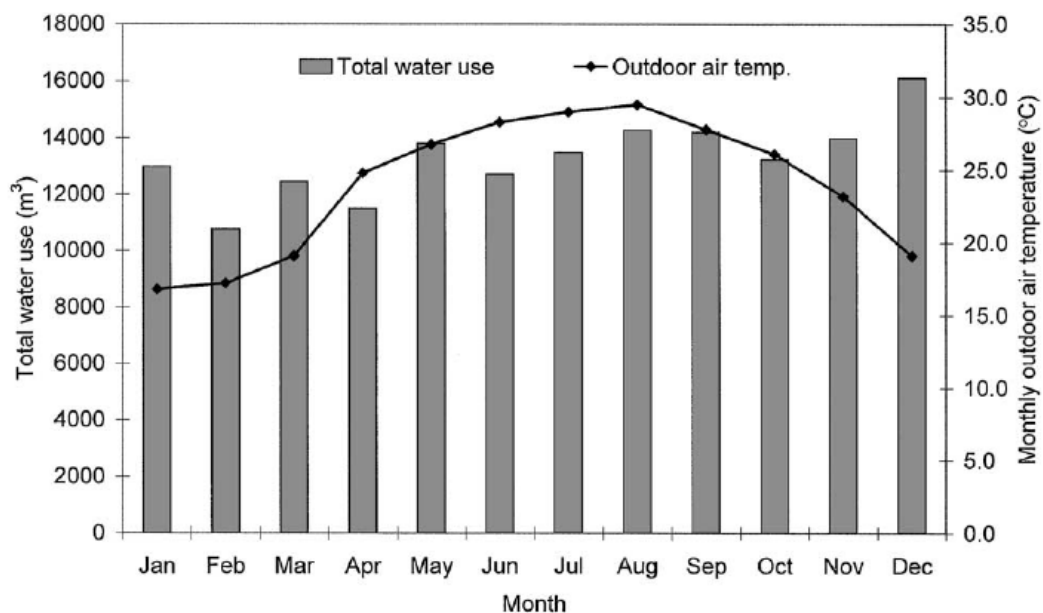


Figura 3.9 Consumo de água em função da temperatura externa, Deng e Burnett (2002)

3.6 O gás natural

Como o hotel está localizado na cidade de São Paulo, será utilizado para os cálculos o gás natural fornecido pela Comgás que apresenta a seguinte composição em base volumétrica (Tabela 3.1):

Tabela 3.1 Composição do gás natural (Comgás, 2010)

Elemento	Percentual %
Metano	89%
Etano	6%
Propano	1,80%
C4+	1,00%
CO2	1,50%
N2	0,70%

Este gás possui densidade específica de $0,766 \text{ kg/m}^3$ a 20°C e 1 atm e poder calorífico superior de 51300 kJ/kg de combustível e poder calorífico inferior (PCI) de 47759 kJ/kg de combustível.

Ainda segundo o site da Comgás é possível obter a tarifação para o setor comercial, como mostra a Tabela 3.2 a seguir:

Tabela 3.2 Tarifação de gás natural

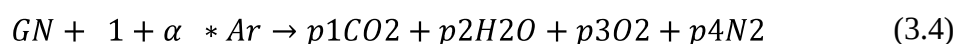
Classes	Volume m ³ /mês	Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m ³	Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m ³
1	0 - 0	21,46	0	24,39	0
2	0,01 a 50,00 m ³	21,46	2,719739	24,39	3,090613
3	50,01 a 150,00 m ³	34,87	2,451516	39,63	2,785814
4	150,01 a 500,00 m ³	61,68	2,273822	70,09	2,583889
5	500,01 a 2.000,00 m ³	140,81	2,115527	160,01	2,404008
6	2.000,01 a 3.500,00 m ³	649,09	1,861424	737,6	2,115255
7	3.500,01 a 50.000,00 m ³	2.434,14	1,351798	2.766,07	1,536134
8	> 50.000,00 m ³	6.457,48	1,271331	7.338,05	1,444694

Onde o volume usado para o cálculo é o volume do gás na condição de 20°C e 1atm. O cálculo para a tarifa é dado pela equação 3.3:

$$I = F + (CM \times V) \quad (3.3)$$

E dessa forma o importe (I) é calculado com base no custo fixo (F), consumo (CM) e custo variável (V).

A reação de combustão do gás natural é escrita da seguinte maneira:



Onde p1, p2, p3 e p4 são as frações molares dos produtos da combustão e α é o excesso de ar considerado.

A partir do cálculo da reação de combustão e do aporte térmico requerido, é possível computar a vazão de gases da exaustão como mostra a sequência de cálculos a seguir:

Sendo Q o aporte térmico requerido, mc a vazão mássica de combustível, mar a vazão mássica de ar, cpar o calor específico do ar, Tar a temperatura de entrada do ar e Tamb a temperatura ambiente temos:

$$Q = mc * PCI + mar * cpar * (Tar - Tamb) \quad (3.5)$$

Considerando que o ar entra no queimador à temperatura ambiente, a vazão de combustível é facilmente calculada:

$$mc\left(\frac{kg}{s}\right) = \frac{Q \text{ kW}}{PCI \frac{kJ}{kg}} \quad (3.6)$$

3.7 A norma ASHRAE 90.1

A simulação do hotel neste trabalho será feita acompanhando-se os moldes da norma americana ASHRAE 90.1, de 2004. Nesta norma estabelecem-se mínimas eficiências de resfriadores, taxas de ocupação e uso de energia, além de características construtivas gerais.

Para resfriadores elétricos, a norma estabelece um COP mínimo de acordo com a capacidade e o tipo do resfriador ilustrado na Figura 3.10 Mínimos COPs de acordo com a norma 90.1. Como sistema de ar condicionado típico deste tipo de hotel é um sistema de expansão indireta com água gelada resfriada a ar percebe-se que o mínimo COP imposto pela norma é de 4.20. Para resfriadores de absorção de duplo-efeito, um COP de 1,0. Considera-se também que o uso de energia elétrica por iluminação seja de 12W/m² em quartos e de 11W/m² em corredores.

Equipment Type	Size Category	Subcategory or Rating Condition	Minimum Efficiency ^a	Test Procedure ^b
Air Cooled, with Condenser, Electrically Operated	All Capacities		2.80 COP 3.05 IPLV	ARI 550/590
Air Cooled, without Condenser, Electrically Operated	All Capacities		3.10 COP 3.45 IPLV	
Water Cooled, Electrically Operated, Positive Displacement (Reciprocating)	All Capacities		4.20 COP 5.05 IPLV	ARI 550/590
Water Cooled, Electrically Operated, Positive Displacement (Rotary Screw and Scroll)	<528 kW		4.45 COP 5.20 IPLV	ARI 550/590
	≥528 kW and <1055 kW		4.90 COP 5.60 IPLV	
	≥1055 kW		5.50 COP 6.15 IPLV	
Water Cooled, Electrically Operated, Centrifugal	<528 kW		5.00 COP 5.25 IPLV	ARI 550/590
	≥528 kW and <1055 kW		5.55 COP 5.90 IPLV	
	≥1055 kW		6.10 COP 6.40 IPLV	
Air-Cooled Absorption Single Effect	All Capacities		0.60 COP	ARI 560
Water-Cooled Absorption Single Effect	All Capacities		0.70 COP	
Absorption Double Effect, Indirect-Fired	All Capacities		1.00 COP 1.05 IPLV	
Absorption Double Effect, Direct-Fired	All Capacities		1.00 COP 1.00 IPLV	

Figura 3.10 Mínimos COPs de acordo com a norma 90.1

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 O EnergyPlus

Para a simulação do hotel será utilizado o aplicativo EnergyPlus. O seu funcionamento se baseia em balanços térmicos com dados climáticos de uma região, carga térmica interna (luz, ocupação e equipamentos) e carga de climatização. Como saída do programa, pode-se obter a temperatura interna das zonas, consumo e o custo da energia demandada, entre outras.

Além dos dados climáticos, o software utiliza a posição do edifício no planeta para calcular a radiação solar e com base na posição do sol determinar a carga térmica de radiação atuante sobre ele.

Define-se no programa então a geometria do edifício a ser simulado, com auxílio de outros softwares (Google SketchUp e OpenStudio) , adicionando também dados termo-físicos dos materiais de cada parede, teto, piso e janelas e dividindo o andar em zonas climáticas com controles independentes. Dados de ocupação, iluminação e uso de equipamentos elétricos são então inseridos podendo inclusive serem variantes no tempo (menu Schedule).

A climatização é caracterizada com a descrição de seus equipamentos e conexões, seguindo como modelo o arquivo-exemplo do programa ElectricChiller.idf.

Com todos esses dados inseridos no programa, é possível simular o comportamento do sistema, avaliando a demanda por climatização e o consumo de energia elétrica para dias típicos de verão (carga térmica mais elevada para o estudo em São Paulo) e para o ano inteiro de trabalho.

Os dados do projeto são inseridos na interface do programa – o *IDF editor* – ilustrado na Figura 4.1.

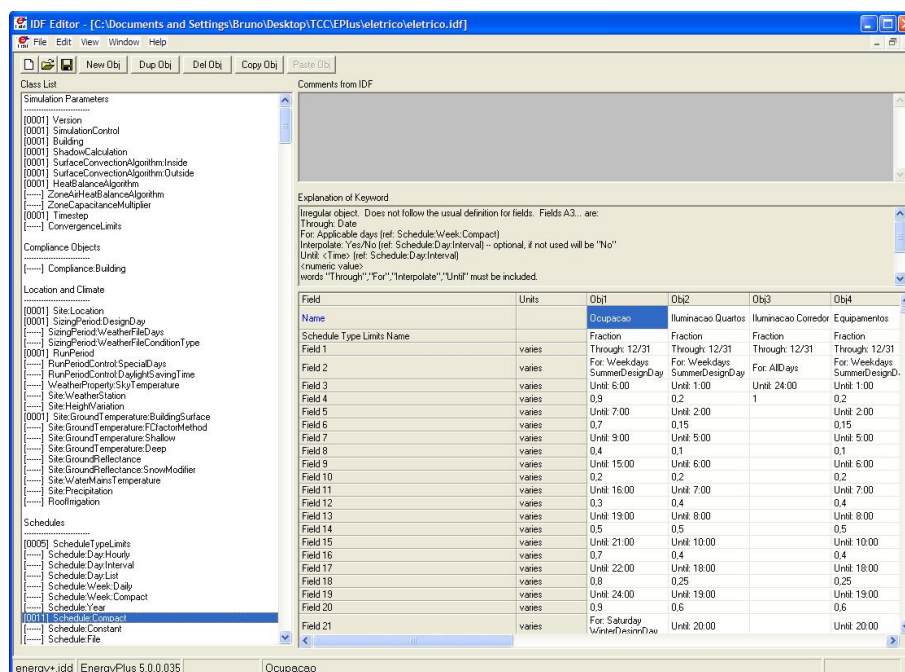


Figura 4.1 Interface do IDF editor

Ao iniciar a simulação, as variáveis iniciais do programa podem ser muito diferentes da condição real. Sendo assim, o EnergyPlus utiliza uma etapa inicial para a simulação, chamada de *warm up days* onde o programa simula o dia típico até haver uma convergência entre as variáveis (temperaturas do ar, temperaturas do ciclo da água, cargas térmicas, etc.) para aí então realizar a simulação propriamente dita, dos dias típicos e anual.

4.1.1 Cargas térmicas

A avaliação das cargas térmicas devido às condições climáticas se dá de duas maneiras: uma referente à troca de calor por convecção pelo ar externo e outra relativa à radiação solar.

Com base no arquivo de dados climáticos (*wheater file*) fornecido no próprio site do EnergyPlus e os dados dos materiais da construção, a troca de calor com as paredes, vidros e teto pode ser avaliada de acordo com a equação

$$Q = U.A.dT \quad (4.1)$$

Onde Q é o calor que atravessa a parede, U é o coeficiente global de troca ($W/m^2\text{°C}$), A é a área da parede e dT é a diferença de temperatura entre o meio interno e o meio externo.

A troca de calor por radiação é dependente da latitude da localização do edifício, pois influi no ângulo de incidência da radiação solar (Figura 4.2) e de sua orientação, que indica quais faces da construção estão sob a luz direta ou se estão em zona de sombra.

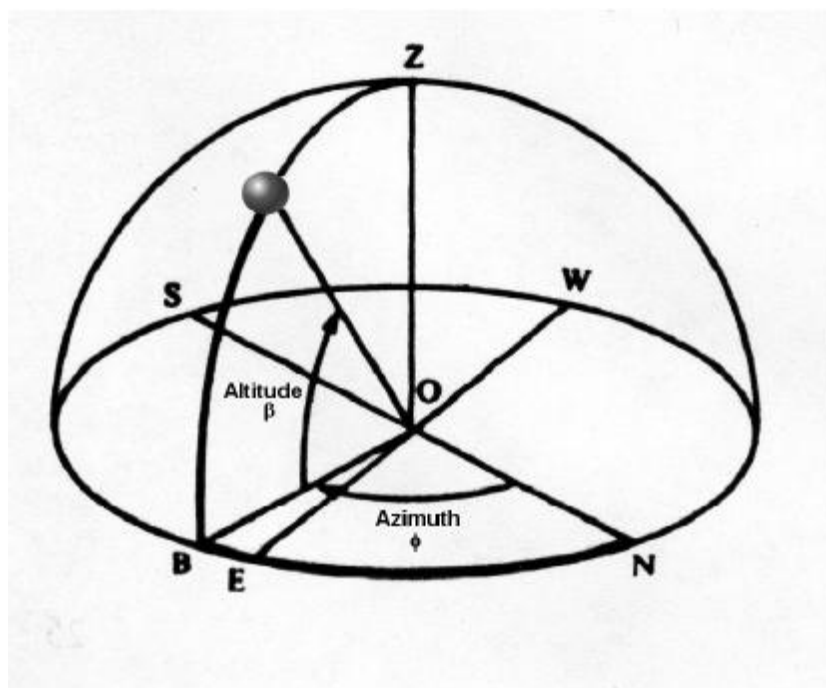


Figura 4.2 Ângulo de incidência da radiação solar (EnergyPlus, 2010)

As cargas térmicas internas são divididas em cargas de ocupação, iluminação e equipamentos. A carga térmica de ocupação é baseada na quantidade de pessoas ocupando determinada zona térmica e as cargas de iluminação e equipamentos são dados fornecidos pelo usuário, geralmente em Watts por metro quadrado de área da zona térmica.

Essas cargas térmicas não são constantes ao longo do dia e a maneira com que essas cargas térmicas são distribuídas ao longo do dia são inseridas no menu SCHEDULE:COMPACT do *IDF Editor* como uma fração de uma máxima carga e

ocupação selecionadas. As Figura 4.3 e Figura 4.4 ilustram essa distribuição para hotéis, de acordo com a norma da ASHRAE.

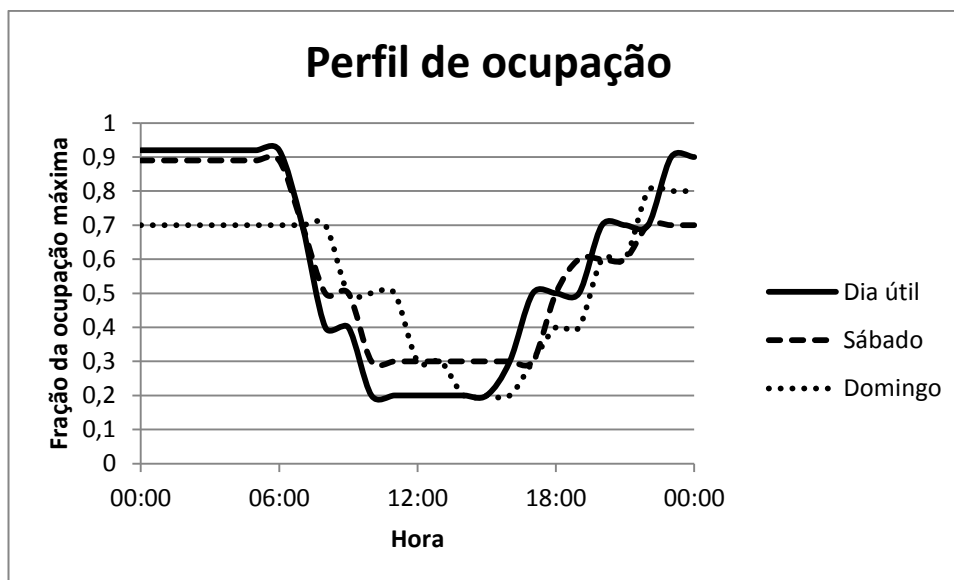


Figura 4.3 Perfil de ocupação

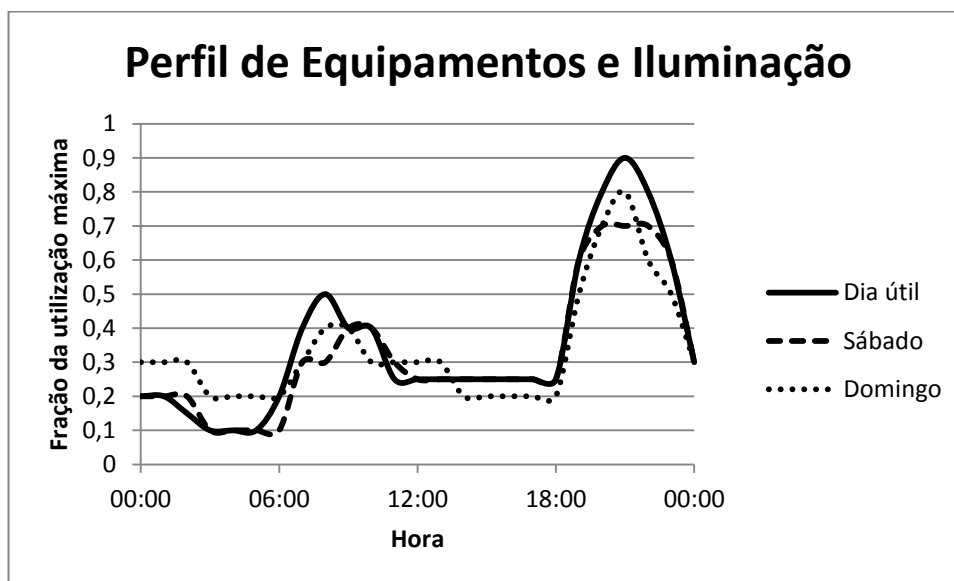


Figura 4.4 Perfil de iluminação e equipamentos

Com os dados da carga térmica interna e da carga térmica externa o EnergyPlus realiza um balanço de massa e energia para obter, considerando o caso da climatização, a vazão e o estado do ar de insuflamento necessário para controlar a temperatura interna do edifício.

4.2 O andar típico

O hotel considerado é localizado na cidade de São Paulo e possui 19 andares de mesma planta baixa. A planta baixa do hotel que será considerada está ilustrada na Figura 4.5.

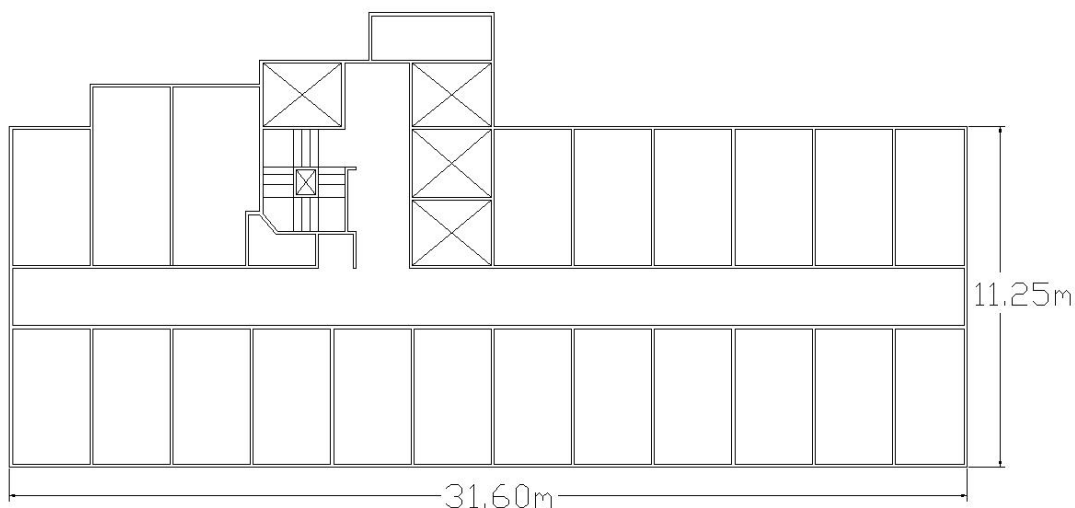


Figura 4.5 Planta baixa do hotel

Dessa maneira, as zona térmicas utilizadas no programa serão consideradas como na Figura 4.6, em que as zonas “12apt”, “6apt” e “3apt” serão climatizadas e a zona “corredor” não será controlada.

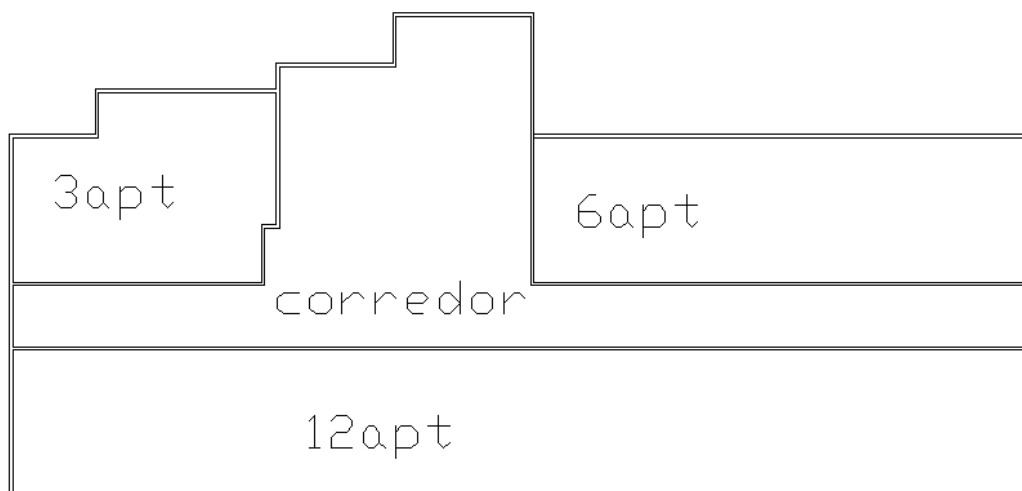


Figura 4.6 Zonas Térmicas

Uma vista do andar gerada pelo Google SketchUp é mostrada a seguir na Figura 4.7

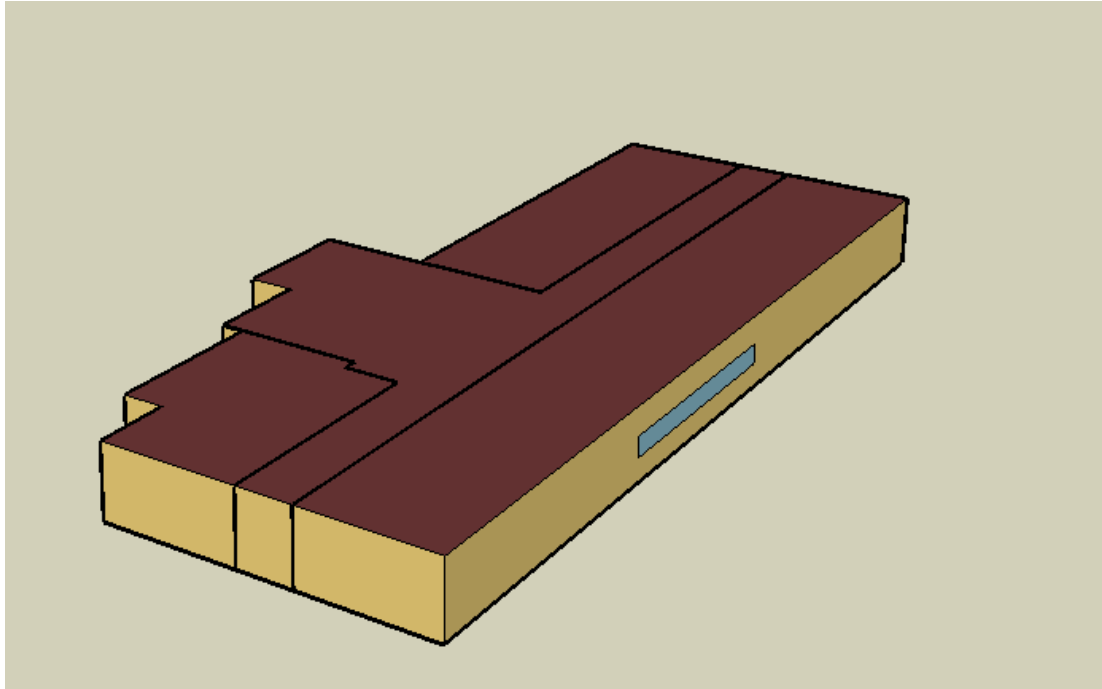


Figura 4.7 Vista do andar no google SketchUp

A simulação será feita a partir dos seguintes dados de valores máximos:

- Ocupação: será considerada uma taxa de ocupação de 2 pessoas por quarto, portanto 6 pessoas na zona 3apt, 12 pessoas na zona 6apt e 24 pessoas na zona 12apt. O corredor terá uma ocupação de 2 pessoas.
- Luzes: serão utilizados os valores citados na norma ASHRAE 90.1, de 12W/m^2 para quartos e 11W/m^2 para corredor
- Equipamentos: a densidade de utilização de equipamentos será de 15 W/m^2 apenas nas zonas térmicas dos apartamentos.

Para avaliar a troca térmica entre zonas e entre o meio externo é necessário descrever as características construtivas do andar. Este andar típico é composto por 5 diferentes superfícies: as paredes externas, as paredes internas, as janelas, o piso e o forro de gesso

Os materiais que compõem essas superfícies são descritos na Tabela 4.1 a seguir:

Tabela 4.1 Características dos materiais

	Espessura (mm)	Condutividade térmica (W/m.K)	Densidade (Kg/m³)	Calor específico (J/kg.K)
PB1	12	0,16	950	840
FQ1	66	0,04	12	840
WS1	9	0,14	530	900
PB2	10	0,16	950	840
FQ2	110	0,04	12	840
RD	19	0,14	530	900
HF	105	1,73	2243	837
GE	2	0,727	1602	840
V	3	0,81	850	850

E dessa maneira, as superfícies são compostas como mostra a Tabela 4.2 a seguir:

Tabela 4.2 Composição das superfícies

Superfície	Materiais		
Parede Externa	WS1	PB2	PB1
Parede Interna	WS1	FQ1	PB1
Piso	HF		
Forro	GE	FQ1	PB2
Janela	V		

O controle da temperatura será feito por meio do chamado “*setpoint*” em que se estabelece que a temperatura será de no máximo 24°C e que por se tratar de um hotel, deverá se manter durante o dia inteiro (no caso de edifícios comerciais não seria necessário controlar a temperatura fora dos horários comerciais).

4.3 Uso de água no hotel

Utilizando como referência o trabalho de Deng e Burnett, de 2002, será considerado um índice de consumo de água para um típico hotel de três estrelas sem lavanderia que é de 3,3m³/m². A área dos 19 andares do hotel é de 7365m² e portanto o consumo anual de água é de 24303m³.

Para a construção do perfil de consumo de água será utilizada a Figura 3.8 Perfil de consumo de água em hotéis, Deng e Burnett (2002), dividindo-se todos os valores pelo máximo valor do gráfico e portanto pode ser apresentado na Figura 3.8 o perfil de consumo em fração do consumo máximo de água (diário):

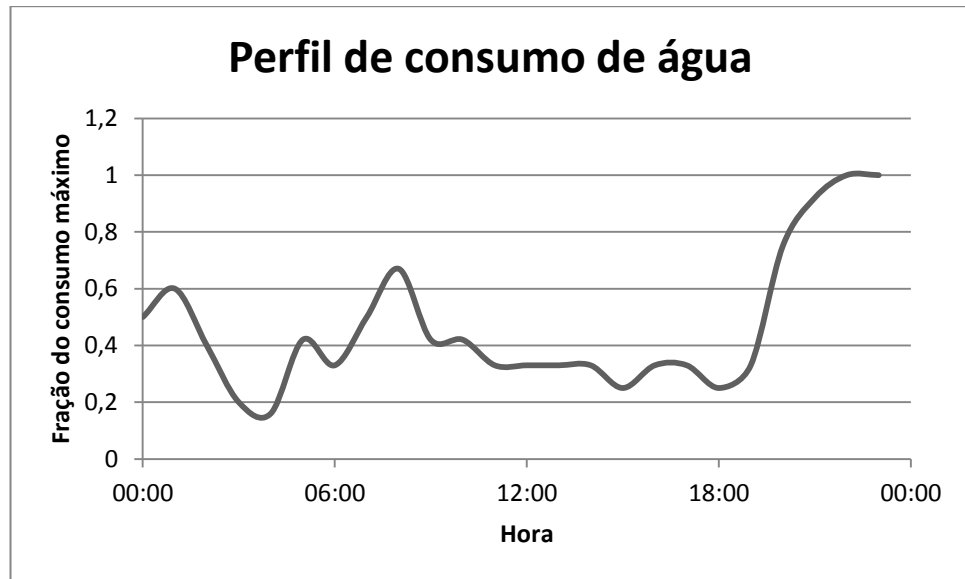


Figura 4.8 Perfil do consumo de água

Dado que o consumo anual de água é de 24303m³, o consumo médio diário é então de 66,6m³. Calculando a somatória do perfil de consumo hora a hora e dividindo o consumo diário pelo resultado da soma resulta o pico de demanda de água:

$$C_{m\acute{a}x} = \frac{Cd}{f_{cm}} = \frac{66,6}{11,1} = 6m^3/h \quad (4.2)$$

Onde Cd é o consumo diário e fcm é a fração de consumo máximo. Dessa forma o perfil de consumo de água C (em m³/h) é obtido por:

$$C = C_{m\acute{a}x} * f_{cm} \quad (4.3)$$

Para realizar uma estimativa do consumo de água quente, serão utilizados dados retirados do site da Sabesp (Sabesp, 2010) que são apresentados na Tabela 4.3 que relaciona o consumo de água por atividade:

Tabela 4.3 Consumo de água por atividade (Sabesp, 2010)

Atividade	Consumo (litros)
Tomar banho	135
Lavar o rosto	12
Escovar os dentes	12
Descarga	6
Lavar as mãos	2

Admitindo que estas atividades ocorram com a mesma frequência, e que apenas o banho possui água aquecida (*faq*) é fácil perceber que a fração de água aquecida é dada por:

$$faq = \frac{135}{135 + 12 + 12 + 6 + 2} \approx 80\% \quad (4.4)$$

Dessa maneira, para calcular o calor necessário para fornecer água quente ao hotel são feitas as seguintes suposições:

- A água fria tem temperatura igual à temperatura de bulbo úmido ambiente;
- O aquecedor de água opera fornecendo água entre 52°C e 55°C (*setpoints* inferior e superior do controle do aquecedor);
- A temperatura , média da água aquecida é de 36°C.

Onde a água quente é aquela que é fornecida pelo aquecedor de água e a água aquecida é de uso final, após ser misturada com a água fria.

Com esses dados é possível calcular a vazão de água quente do hotel, realizando um balanço térmico entre a vazão mássica água fria (*mf*) na temperatura de bulbo

úmido (TBU), a vazão mássica de água quente (mq) a 53,5°C e a vazão de água aquecida (maq) a 36°C como mostra a Figura 4.9:

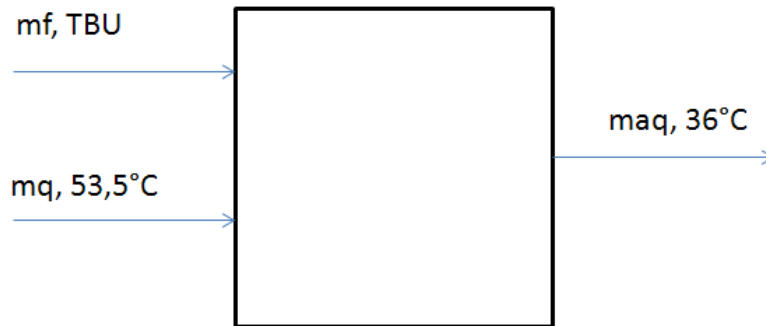


Figura 4.9 Balanço térmico para a mistura da água aquecida

Dessa forma, o balanço térmico fica:

$$maq * hL\ 36 = mf * hL\ TBU + mq * hL(53,5)$$

Onde $hL(T)$ é a entalpia da água à temperatura T . Mas $maq = mf + mq$,

$$maq * hL\ 36 = (maq - mq) * hL\ TBU + mq * hL(53,5)$$

Rearranjando a equação acima, têm-se:

$$maq * hL\ 36 - hL\ TBU = mq * (hL\ 53,5 - hL\ TBU)$$

Ou,

$$\frac{mq}{maq} = \frac{hL\ 36 - hL(TBU)}{hL\ 53,5 - hL(TBU)} = \frac{cp_{\text{água}} * (36 - TBU)}{cp_{\text{água}} * (53,5 - TBU)}$$

Considerando que o calor específico da água é constante,

$$\frac{mq}{maq} = \frac{(36 - TBU)}{(53,5 - TBU)} \quad (4.5)$$

Para dimensionar o aquecedor de água, basta calcular o calor (Qaq) necessário para aquecer a vazão mq de água quente de temperatura de bulbo úmido à temperatura média de armazenamento (53,5°C):

$$Qaq = mq * (hL_{53,5} - hL_{TBU}) \quad (4.6)$$

4.4 Aproveitamento de calor no ciclo de absorção

Para a alimentação de energia para o ciclo de absorção será utilizado um gerador de vapor. Este gerador segundo modelos de exemplos do aplicativo EnergyPlus tem eficiência de 70% em máxima carga caindo para 60% quando operando em 40% da carga. Dessa forma, foi considerado um ajuste linear da eficiência do gerador de vapor:

$$\varepsilon_{GV} = \frac{70\% - 60\%}{100\% - 40\%} * PLR_{GV} - 1 + 70\% \quad (4.7)$$

Onde ε_{GV} é a eficiência do gerador de vapor e PLR_{GV} é o seu fator de carga (potência consumida dividida pela máxima potência do equipamento).

Como resultado das simulações será obtida a potência consumida pelo resfriador (Q_{resfr}) em cada hora de operação. Sendo assim a energia demanda no gerador de vapor (Q_{GV}) em cada hora de simulação será calculada por:

$$Q_{GV} = \frac{Q_{resfr}}{\varepsilon_{GV}} \quad (4.8)$$

Para o cálculo da temperatura de saída dos gases, é formulada a hipótese de que a combustão se dá com 10% de excesso de ar. Sendo assim realizando a estequiometria da reação admitindo a proporcionalidade entre vazão volumétrica e vazão molar, obtêm-se:

Tabela 4.4 Reação de combustão do gás natural

	Vazão (m ³ /s)α(Mol/s)	Massa molar (kg/kMol)	Vazão (kg/s)	Porcentagem em massa (%)
Combustível				
CH₄	89,00	16	1424,0	78,0%
C₂H₆	6,00	30	180,0	9,9%
C₃H₈	1,80	44	79,2	4,3%
C₄H₁₀	1,00	58	58,0	3,2%
CO₂	1,50	44	66,0	3,6%
N₂	0,70	28	19,6	1,1%
+				
Oxidante				
O₂	244,13	32	7812,2	23,1%
N₂	917,93	28	25702,1	76,1%
H₂O	14,87	18	267,7	0,8%
=				
Produtos				
CO₂	111,90	44	4923,6	13,8%
H₂O	223,07	18	4015,3	11,3%
O₂	29,63	32	948,2	2,7%
N₂	918,63	28	25721,7	72,2%

Onde a vazão mássica é obtida pela multiplicação da vazão molar pela massa molar termo a termo. É possível então observar que a relação entre a vazão de gases de combustão e a vazão de combustível é de:

$$\frac{mg}{mc} = \frac{\text{produtos em base mássica}}{\text{reagentes em base mássica}} = 19,49 \quad (4.9)$$

A temperatura adiabática de chama pode ser aproximada por:

$$T_{ad} = T_{amb} + \frac{mc * PCI}{mg * cpg} \quad (4.10)$$

Onde cpg é o calor específico dos gases de combustão que é obtido pela ponderação dos calores específicos de seus componentes em base mássica. (Sontag et al., 2003). A Figura 4.10 ilustra o volume de controle considerado e as variáveis envolvidas.

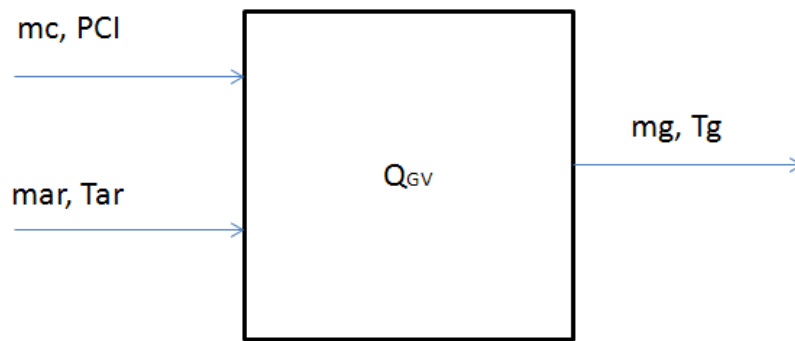


Figura 4.10 Volume de controle do gerador de vapor

Finalmente, a temperatura de saída dos gases (T_g) é calculada por:

$$T_g = T_{ad} - \frac{Q_{GV}}{mg * cpg} \quad (4.11)$$

4.5 Aproveitamento de calor dos gases de exaustão

O aproveitamento do calor dos gases de exaustão será feito por meio de um trocador de calor com uma matriz tubular (7 colunas por 7 linhas de tubos, tubos com 600mm de comprimento) . Neste trocador a água escoia dentro dos tubos e os gases de exaustão em fluxo cruzado. A figura 4.11 mostra a configuração e as dimensões desse trocador.

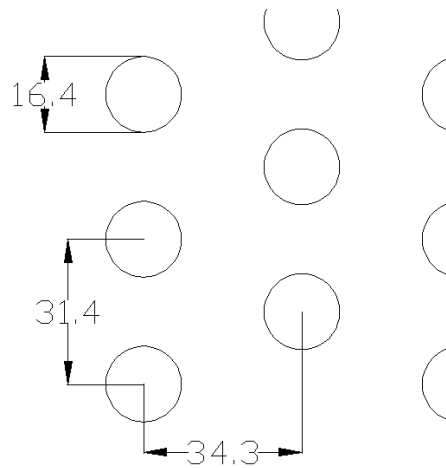


Figura 4.11 Trocador de calor (dimensões em milímetros)

A avaliação da troca de calor nessa unidade será feita com base no método da efetividade-NUT (número de unidades de transferência) sugerido por Incropera et al (2008):

A vazão média de água quente pode ser estimada utilizando a vazão média de água aquecida ($80\% \cdot 66,6 \text{ m}^3/\text{dia} = 0,000617 \text{ m}^3/\text{s} = 0,609 \text{ kg/s}$). Dessa forma é possível calcular o número de Reynolds (Re_{Di}) do escoamento pela matriz tubular utilizando equação para escoamento interno incompressível em tubos circulares:

$$Re_{Di} = \frac{4 \cdot \dot{m} / 49 \text{ tubos}}{\pi D \mu} = \frac{4 \cdot 0,0124}{\pi \cdot 0,0164 \cdot 516 \cdot 10^{-6}} = 1870 \quad (4.12)$$

Como Re_{Di} é menor do que 2300 o escoamento é laminar. Condições plenamente turbulentas são alcançadas apenas em escoamentos com número de Reynolds superior a 10000 e portanto pode ser considerado escoamento laminar da água. Fazendo a suposição de troca de calor uniforme ao longo do tubo, o número de Nusselt para escoamentos laminares é de 4,26.

O número de Nusselt é calculado pela expressão a seguir:

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} \quad (4.13)$$

Onde $h(\text{W/m}^2.\text{K})$ é o coeficiente de troca de calor por convecção, D é o diâmetro do tubo e $k (\text{W/m.K})$ é a condutividade térmica do fluido. Para a água escoando internamente tem-se que $k=0,644\text{W/m.K}$ e dessa forma pode-se concluir que o coeficiente de troca por convecção para $Nu_D=4,36$ de acordo com 4.13 é $171,3\text{W/m}^2\text{K}$.

Para avaliar o coeficiente de troca de calor externo, do lado dos gases de exaustão será utilizada a correlação para o número de Nusselt para matriz tubular, dado por:

$$Nu_D = 0,51 * 0,89 * Re_D^{0,5} * Pr^{0,36} \quad (4.14)$$

Onde o número de Prandtl é dado pela relação $cp * \mu / k$ e o número de Reynolds é calculado por:

$$Re_D = \frac{St}{St - D} * \frac{\rho * V * D}{\mu} \quad (4.15)$$

Em que St é o passo da seção transversal da matriz de tubos, D é o diâmetro do tubo μ é a viscosidade dinâmica do fluido, ρ é a densidade do fluido e V é a velocidade de escoamento dos gases na entrada do trocador de calor.

Dessa forma pode-se calcular o coeficiente de troca de calor por convecção do lado externo utilizando-se a equação 4.13 com o número de Nusselt calculado por 4.14 e o número de Reynolds calculado por 4.15.

O coeficiente global de troca de calor, desprezando-se a resistência térmica da parede do tubo é calculado pela expressão a seguir:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{ex}}} = \frac{h_i * h_{ex}}{h_i + h_{ex}} \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (4.16)$$

Com esse resultado é possível computar o número de unidades de transferência (NUT) dado pela expressão:

$$NUT = \frac{U * A}{C_{\min}} \quad (4.17)$$

Onde A é a área de troca do trocador de calor e $C_{\min}$ é o menor valor entre $m_g * c_{pg}$ e $m_q * c_{p\acute{a}gua}$.

Simulações preliminares indicaram que $m_g * c_{pg} \ll m_q * c_{p\acute{a}gua}$ e $hex \ll hi$ e, portanto, a efetividade em função de $m_g * c_{pg}$, $m_q * c_{p\acute{a}gua}$ e NUT é dada por:

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{C_{\max}}{C_{\min}} * (1 - e^{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} * NUT})} \quad (4.18)$$

Como $hex \ll hi$ a equação 4.16 fica praticamente proporcional à hex . Como hex é proporcional à raiz quadrada do número de Reynolds do escoamento gás que por sua vez é proporcional à vazão mássica do gás, calculando um coeficiente global U' para vazão média m_g' de gás, podemos aplicar essa semelhança para obter o coeficiente global para uma vazão m_g :

$$\frac{U'}{U} = \frac{\overline{m_g'}}{\overline{m_g}} \quad (4.19)$$

Finalmente é possível aplicar 4.19 em 4.17 para obter o número de unidades de transferência em função da vazão mássica dos gases de combustão:

$$NUT = \frac{A * U'}{m_g * c_{pg}} * \frac{\overline{m_g}}{\overline{m_g'}} \quad (4.20)$$

A troca de calor nessa unidade recuperadora é dada pela seguinte expressão:

$$Q_{rec} = \varepsilon * m_g * c_{pg} * (T_{qi} - T_{fi}) \quad (4.21)$$

Onde Q_{rec} é o calor recuperado, T_{qi} é a temperatura do fluido quente na entrada e T_{fi} é a temperatura do fluido frio na entrada. Substituindo para os valores deste trabalho:

$$Q_{rec} = \varepsilon * m_g * c_{pg} * (T_g - 53,5) \quad (4.22)$$

5. RESULTADOS

As simulações são realizadas para as duas condições de operação do hotel: uma com resfriador elétrico e outra com o resfriador por absorção. Essencialmente o arquivo de simulação tem o mesmo conteúdo exceto pela diferença no COP dos resfriadores – o resfriador elétrico tem um COP nominal de 6 e o resfriador por absorção um COP nominal de 1.4.

Foi simulado no aplicativo EnergyPlus inicialmente o dia típico de verão da cidade de São Paulo, com a seguinte distribuição de temperaturas externas (temperatura de bulbo seco (TBS) e temperatura de bulbo úmido (TBU)), mostradas na Figura 5.1:

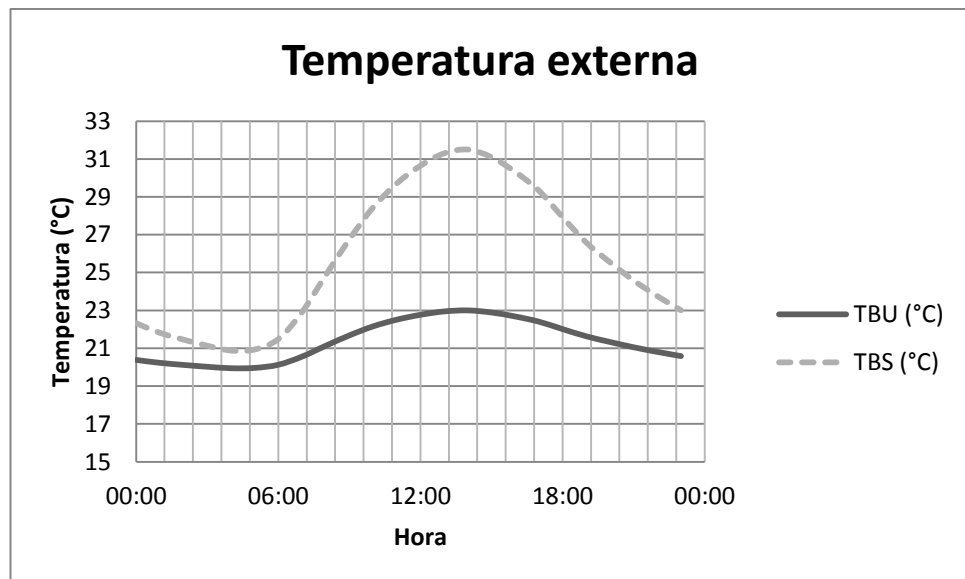


Figura 5.1 Gráfico da temperatura externa

O consumo de energia elétrica do hotel (desconsiderando a energia consumida pela climatização) é apresentada na figura 5.2:

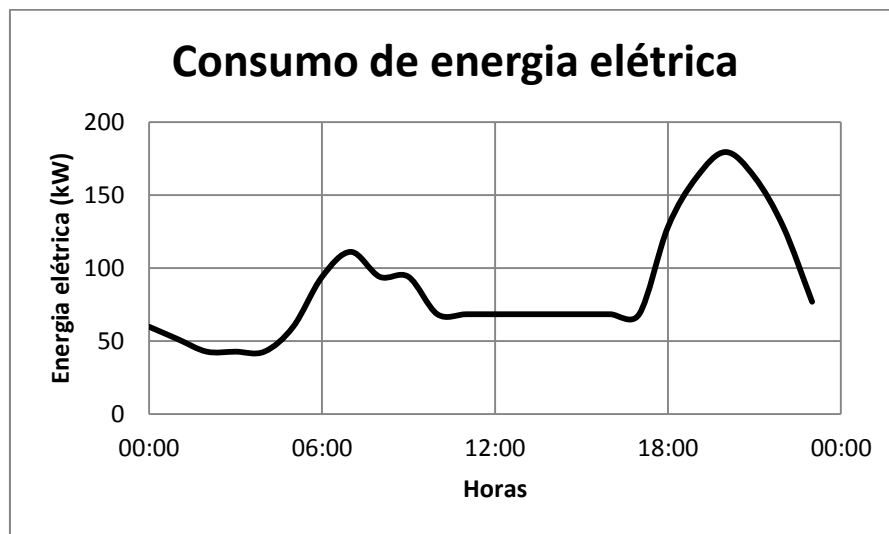


Figura 5.2 Consumo de energia do hotel

O consumo de energia dos resfriadores é mostrado na figura 5.3:

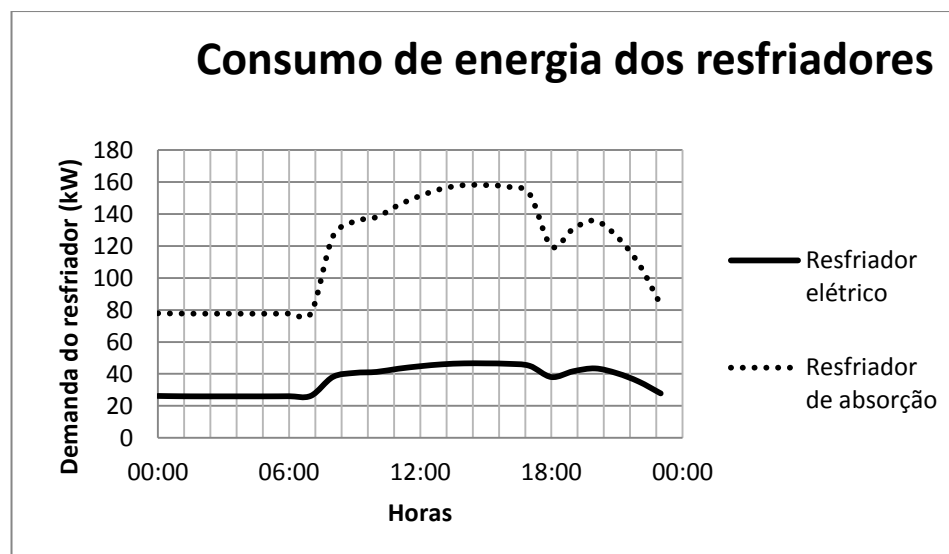


Figura 5.3 Consumo de energia dos resfriadores

Nesse dia típico é possível observar as seguintes temperaturas internas, onde vale ressaltar que o *set point* para o hotel é de 24°C e o corredor não possui nenhum tipo de climatização (figura 5.4):

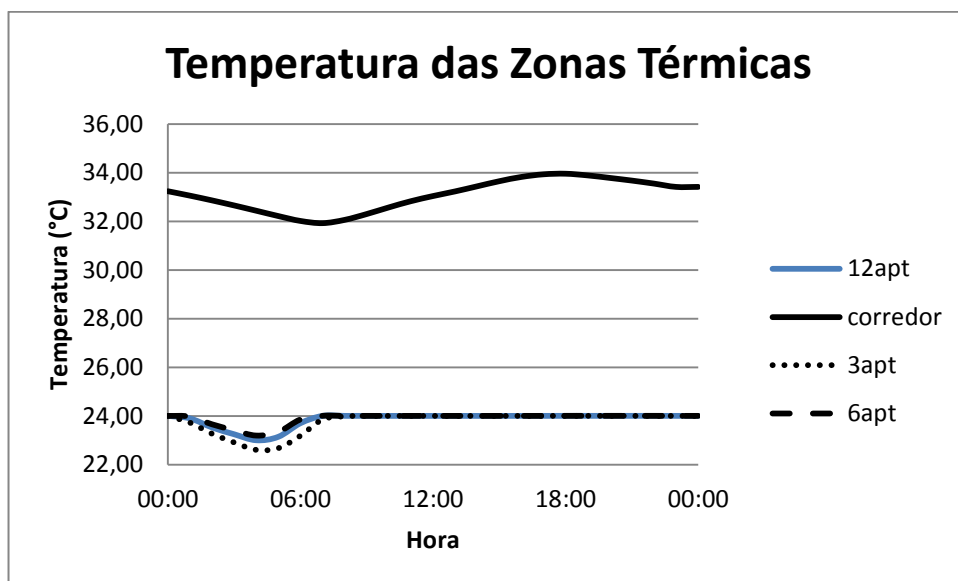


Figura 5.4 Gráfico das Temperaturas internas

O consumo de água calculado pelas equações 4.3, 4.4 e 4.5 é mostrado na figura 5.5:

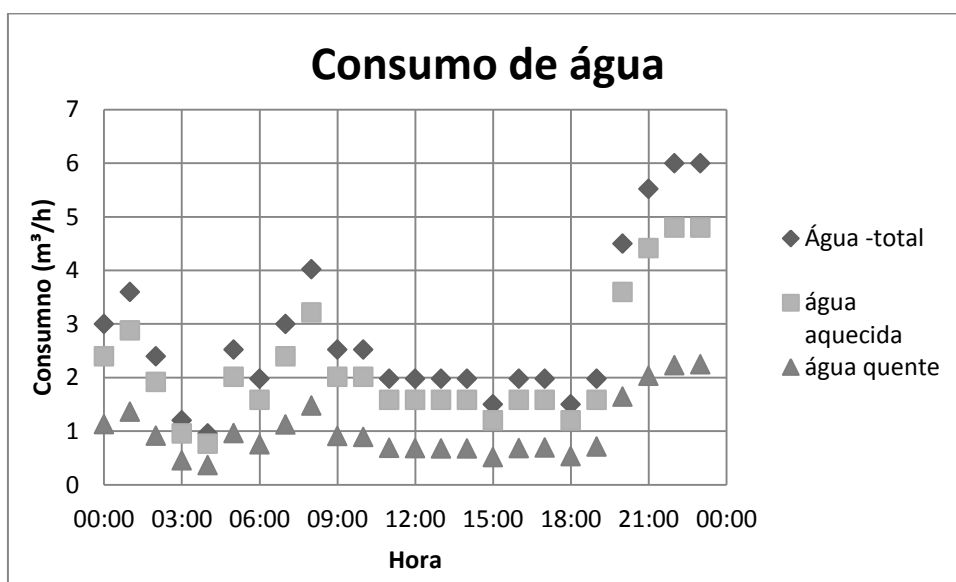


Figura 5.5 Consumo de água horário

Utilizando a equação 4.6 para obter o consumo de energia para aquecer a água, (após conversão da vazão de m^3/h para m^3/s) têm-se o consumo de energia necessário para o aquecimento da água (figura 5.6):

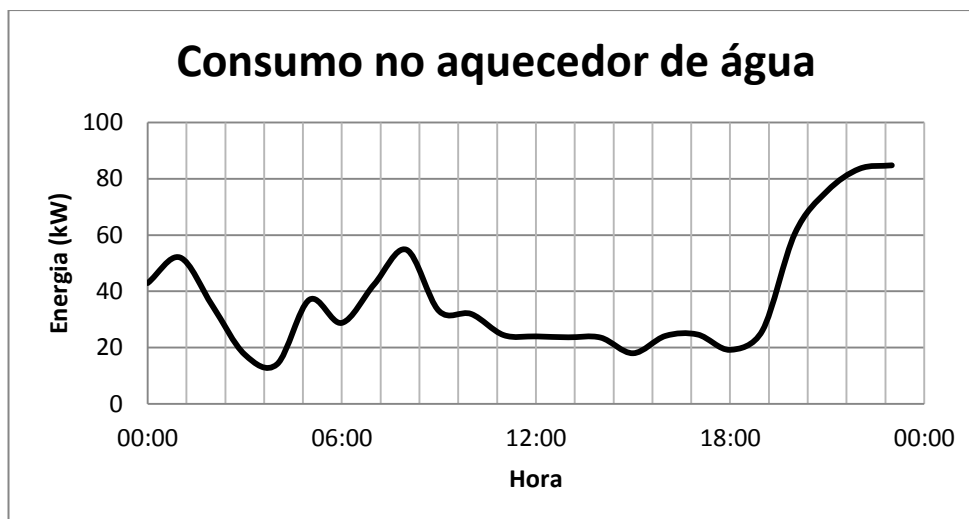


Figura 5.6 Energia necessária para o aquecimento da água

A seguir, serão mostrados os resultados para a cogeração de energia (ciclo de absorção associado ao aquecimento de água):

O consumo de energia no gerador de vapor é obtido por meio das expressões 4.7 e 4.8 e é ilustrado na figura 5.7 a fração da carga máxima (PLR), a eficiência e o consumo de energia.

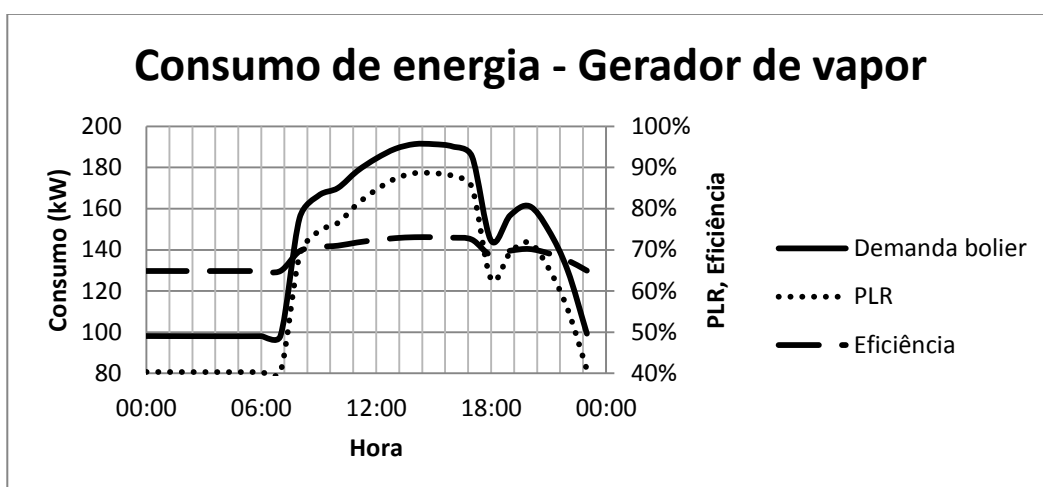


Figura 5.7 Consumo de energia no gerador de vapor

A partir do consumo de energia do gerador de vapor é possível obter as vazões mássicas de combustível e gases de exaustão, utilizando as equações 3.6 e 4.9. Essas vazões estão mostradas na figura 5.8:

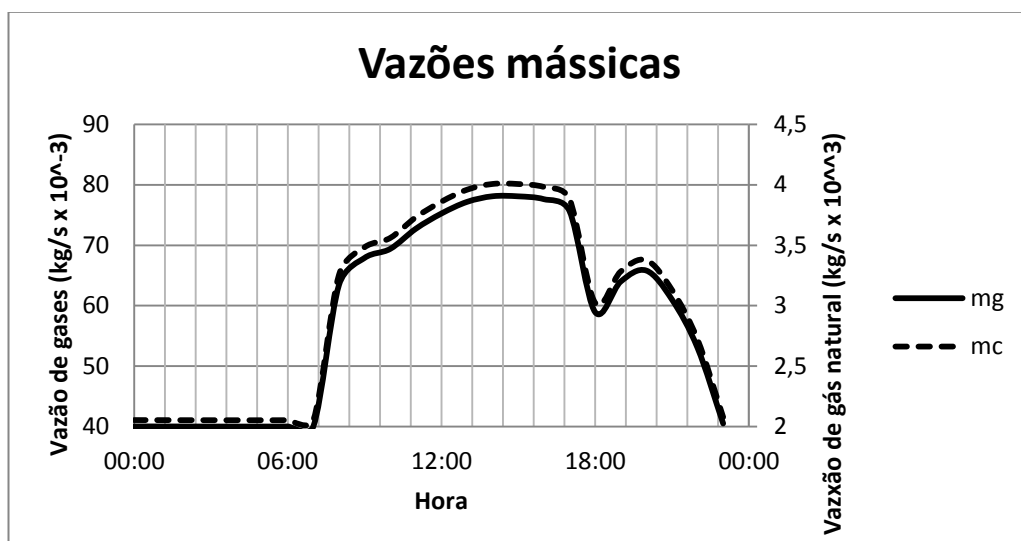


Figura 5.8 Vazões mássicas

Com base nos resultados anteriores e nas equações 4.10 e 4.11 é possível obter o perfil de temperatura dos gases de exaustão do gerador de vapor, como mostra a figura 5.9.

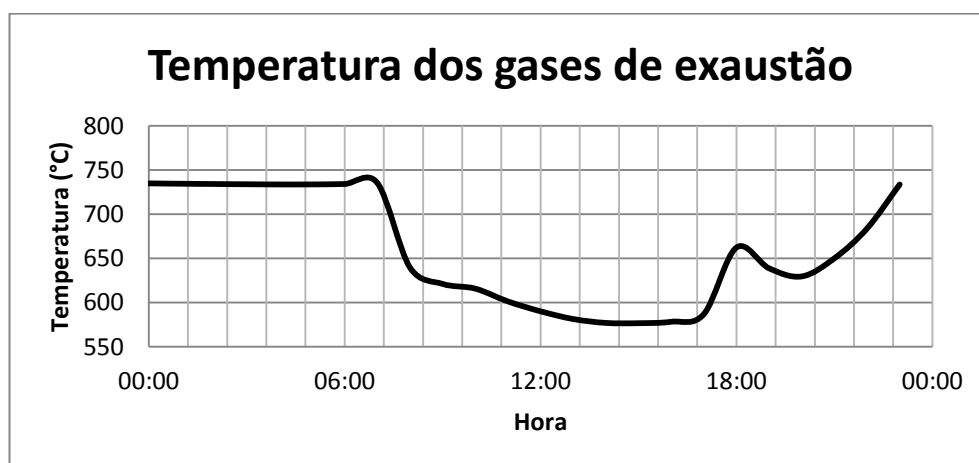


Figura 5.9 Perfil de temperatura dos gases de exaustão

Para o cálculo da recuperação de calor, serão utilizados valores médios, obtidos na simulação anual e apresentados na tabela 5.1. Os valores do número de Reynolds, Nusselt e os coeficientes de troca de calor por convecção são calculados conforme as equações 4.12 a 4.15.

Tabela 5.1 Dados médios da simulação anual

Variável	Unidade	Valor	Variável	Unidade	Valor
mg'	kg/s	0,0581	mq	kg/s	0,609
vg'	m ³ /s	0,18	Vq	m ³ /s	0,000618
Tgi'	°C	798,3	Tqi	°C	53,5
cpg'	kJ/kg°C	1,23	cpágua	kJ/kg°C	4,18
kg'	W/mK	0,054	kg	W/mK	0,644
μ	Ns/m	3,36E-05	μ		0,000516
Pr		0,762			
ReDe		486,6	ReDi		1869
NuD		9,1	NuD		4,36
hex	W/m ² K	30,1	hi	W/m ² K	171
U'=25,6 W/(m²K)					

Com os dados da tabela 5.1 é possível obter uma expressão para o número de unidades de transferência (NUT) em função da vazão mássica de gás, como em 4.20:

$$NUT = \frac{A * U'}{C_{mín}} \frac{\overline{mg}}{\overline{mg'}} = \frac{0,159}{mg * cpg} \frac{\overline{mg}}{0,0581} \quad (5.1)$$

A partir do resultado da expressão 5.1 é possível calcular a efetividade do trocador de calor e com os valores hora a hora de vazão mássica dos gases e temperatura de saída calcular o calor recuperado pela unidade (equação 4.22). A figura 5.10 mostra uma comparação entre o calor recuperado e o calor necessário para aquecer a água.

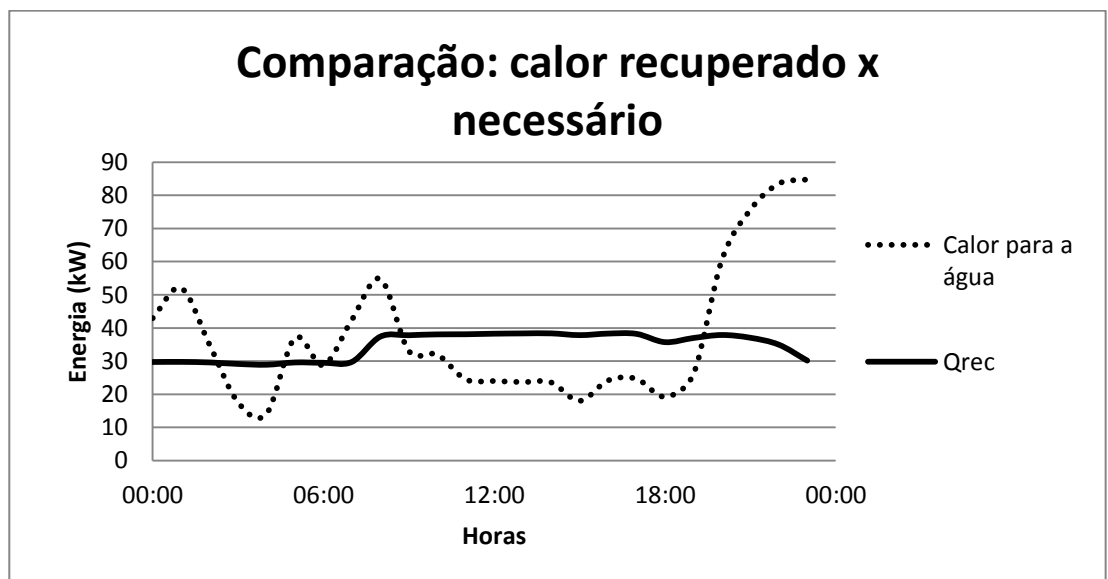


Figura 5.10 Comparação da recuperação de calor

Apresentando essa comparação na tabela 5.2, tem-se:

Tabela 5.2 Comparação da recuperação de calor

Hora	Calor para a água (kW)	Qrec (kW)
00:00	42,94	29,73
01:00	52,03	29,77
02:00	34,93	29,61
03:00	17,57	29,15
04:00	14,12	28,91
05:00	37,04	29,60
06:00	28,80	29,51
07:00	42,46	29,76
08:00	54,78	37,38
09:00	33,07	37,80
10:00	31,97	38,06
11:00	24,47	38,10
12:00	24,01	38,27
13:00	23,68	38,35
14:00	23,58	38,37
15:00	18,02	37,83
16:00	24,17	38,30
17:00	24,66	38,22
18:00	19,22	35,72
19:00	26,07	36,97
20:00	60,48	37,88
21:00	75,61	37,05
22:00	83,52	34,97
23:00	84,75	30,16
Energia Total (MJ)	3247	2986

Onde a energia total é a soma de cada parcela multiplicada por 3600s (considerando cada consumo constante por hora).

Para o hotel operando com o resfriador elétrico, o aquecimento da água é realizado por um *boiler* semelhante ao utilizado para fornecimento da energia para o ciclo de absorção e para calcular seu consumo de combustível foi utilizado o mesmo

modelo de eficiência. O cálculo do fator de carga PLR é feito dividindo-se a demanda de energia pela máxima demanda de aquecimento de água.

Assim pelos mesmos meios anteriormente citados, é mostrado a seguir o consumo de gás natural para o aquecimento de água do hotel (figura 5.11):

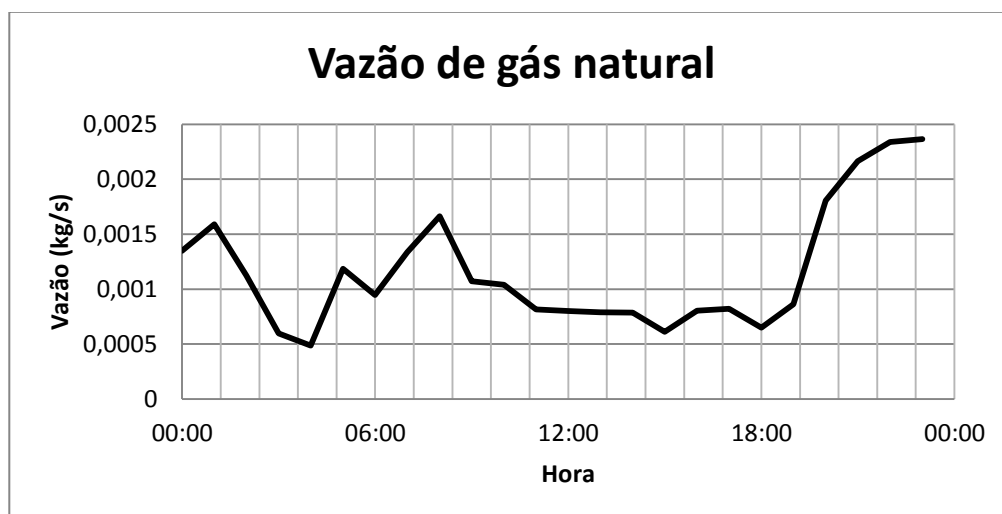


Figura 5.11 Vazão de gás natural para o aquecimento direto de água

E por fim, a comparação entre as vazões de gás natural entra a situação com cogeração e a situação com cogeração (figura 5.12):

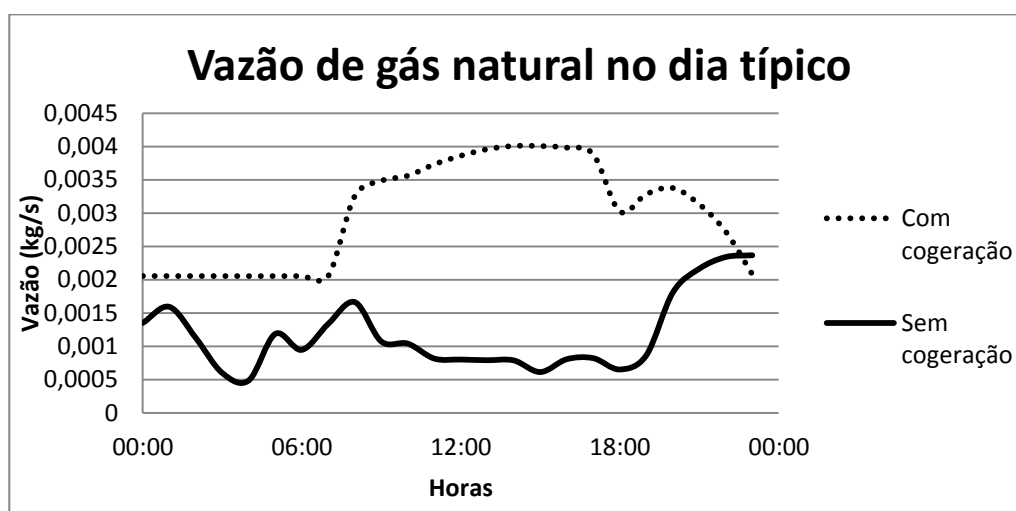


Figura 5.12 Comparação entre as vazões de gás natural

A seguir, será apresentado o resultado da simulação durante um ano inteiro de trabalho. O processo para o cálculo do aporte de gás natural bem como seu aproveitamento no trocador de calor é realizado da mesma maneira que anteriormente apresentado pois o resultado da simulação anual também fornece os mesmos dados hora a hora. Os cálculos foram realizados em uma planilha eletrônica e são apresentados nos anexos A e B os relatórios mensais do consumo de energia do hotel.

Na simulação anual o consumo de energia para os diferentes fins é mostrado na tabela 5.3, onde para fins de comparação optou-se por mostrá-los em kWh :

Tabela 5.3 Consumo anual de energia discriminado

	Hotel + resfriador elétrico	Hotel + resfriador por absorção
	kWh	kWh
Resfriador	181165	638515
Bombas	58734	58296
Rejeição de calor	5770	8016
Ventiladores	56511	43372
Iluminação	409283	409283
Equipamentos	231236	231236
Total	942700	1388717
Específico (kWh/m²)	128	189

Um resumo mensal é apresentado a seguir na tabela 5.4:

Tabela 5.4 Resumo do consumo energético mensal

	Hotel+ resfriador elétrico		Hotel+ resfriador por absorção	
	Consumo elétrico kWh	Consumo gás natural m ³ de gás natural	Consumo elétrico kWh	Consumo gás natural m ³ de gás natural
jan	83753	4718	64470	10599
fev	75431	4240	58184	9466
mar	82004	4979	64245	10290
abr	77830	5188	61669	9793
mai	78315	5954	63480	10005
jun	74692	5980	61098	9565
jul	77489	6157	63148	9922
ago	76773	6386	62968	9935
set	74756	5927	60963	9526
out	80972	5415	63901	10248
nov	78237	5183	61903	9864
dez	82448	4978	64173	10429
Total	942700	65104	750203	119642

A demanda mensal de gás natural é sempre maior do que 3500 m³/mês, o que enquadra o hotel na classe 7 de consumidor de gás natural. Além disso, será considerado como 0,29651R\$/kWh a tarifa de energia elétrica (consumidor B1, ANEEL, 2010).

Finalmente, a tabela 5.5 mostra o custo da energia em cada mês para cada componente da matriz energética:

Tabela 5.5 Custo da energia em base mensal

	Hotel+ resfriador elétrico		Hotel+ resfriador por absorção	
	Custo - energia elétrica R\$	Custo - Gás natural R\$	Custo - energia elétrica R\$	Custo - Gás natural R\$
jan	24834	10014	19116	19048
fev	22366	9279	17252	17308
mar	24315	10414	19049	18573
abr	23077	10735	18285	17809
mai	23221	11912	18822	18135
jun	22147	11952	18116	17459
jul	22976	12224	18724	18007
ago	22764	12576	18671	18028
set	22166	11871	18076	17399
out	24009	11084	18947	18508
nov	23198	10727	18355	17919
dez	24447	10413	19028	18786
Total	279520	102774	222443	186552

E portanto, anualmente o custo da energia para o hotel operando com resfriador elétrico é de R\$382.294,10 enquanto o custo da energia para o hotel operando com resfriador por absorção é de R\$408.994,30.

6. CONCLUSÃO

Analisando os resultados das simulações pode-se perceber o efetivo controle da temperatura nas zonas climatizadas e comparando a energia demandada em cada resfriador pela figura 5.3 nota-se a coerência entre o que se esperava e o que se obteve de um resfriador por absorção: demanda muito mais energia para a mesma remoção de carga térmica.

Na simulação anual, constatou-se que o uso de energia por unidade de área do hotel é de 128kWh/m² quando se utiliza o resfriador elétrico e de 189kWh/m² ao se utiliza o resfriador por absorção. Esses resultados são condizentes com o que foi levantado por Priyadarsini, Xuxhao e Eang (2009) em estudo sobre hotéis em Singapura, onde foi mostrado que hotéis três estrelas têm em média um uso de energia por unidade de área entre 200 e 300kWh/m².

Comparando-se os custos das duas situações propostas no trabalho (tabela 5.5), percebe-se que a cogeração, para os dados utilizados, não é economicamente viável. Este resultado pode ser explicado pelo alto COP do ciclo de resfriador elétrico: o custo mais baixo do gás natural não sobrepuja o baixo consumo de eletricidade, ainda que mais cara, do resfriador elétrico.

Além desse fator, a economia de combustível que é feita ao aproveitar o calor residual dos gases para aquecimento de água não apresenta impacto significativo no balanço final dos custos pois a participação do gás natural no custo anual já era relativamente baixa (30%).

Sendo assim pode-se concluir que esta configuração de cogeração não teve o efeito de redução de custos desejado, mas pode servir como base para futuras análises, como por exemplo a utilização de microturbinas a gás para geração de eletricidade e os gases de exaustão para a alimentação do ciclo de absorção e o aquecimento de água.

ANEXO A

Resumo do consumo de energia do hotel operando com resfriador elétrico							
	Resfriador	Bombas	Ventiladores	Rejeição de Calor	Iluminação	Equipamentos	Aquecimento de água m³ de gás natural
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	
jan	18429	5145	4973	796	34765	19644	4718
fev	16455	4647	4478	711	31398	17740	4240
mar	16921	5145	4818	649	34792	19678	4979
abr	15240	4855	4691	507	33592	18945	5188
mai	13902	4930	4685	327	34792	19678	5954
jun	12607	4600	4527	265	33661	19032	5980
jul	13299	4923	4678	275	34723	19591	6157
ago	12639	4644	4759	261	34792	19678	6386
set	12725	4574	4573	285	33619	18979	5927
out	16103	5145	4795	520	34765	19644	5415
nov	15441	4979	4631	492	33661	19032	5183
dez	17405	5145	4903	680	34723	19591	4978
Total	181165	58734	56511	5770	409283	231236	65104

ANEXO B

Resumo do consumo de energia do hotel operando com resfriador por absorção								
	Resfriador		Bombas	Ventiladores	Rejeição de Calor	Iluminação	Equipamentos	Aquecimento de água
	kWh	m³ gás natural	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	m³ de gás natural
jan	98973	9739	5102	3870	1089	34765	19644	860
fev	88347	8694	4609	3464	973	31398	17740	773
mar	91697	9023	5102	3764	908	34792	19678	1267
abr	81584	8028	4843	3587	702	33592	18945	1764
mai	74809	7362	4969	3575	466	34792	19678	2644
jun	67414	6634	4590	3437	378	33661	19032	2931
jul	70907	6978	4876	3567	392	34723	19591	2944
ago	67311	6624	4549	3582	366	34792	19678	3312
set	67401	6633	4513	3454	398	33619	18979	2893
out	85253	8389	5102	3674	715	34765	19644	1858
nov	82851	8153	4938	3580	692	33661	19032	1711
dez	93399	9191	5102	3819	938	34723	19591	1238
Total	969945	95447	58296	43372	8016	409283	231236	24195

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] ANEEL, site, <http://aneel.gov.br>, acesso em 3 nov. de 2010.
- [2] ASHRAE STANDARD, ANSI/ASHRAE/IESNA **Standard 90.1-2004 Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings**, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 2004.
- [3] CÂMARA, P. R., **Fatores de Decisão na Adoção de Um Sistema de Microcogeração de Energia a Gás Natural: Um estudo em Hotéis Três Estrelas**, Natal, RN 2005
- [4] COMGÁS, site, <http://www.comgas.com.br>, acesso em 3 de nov. de 2010.
- [5] DENG, S.M., BURNETT, J., **Water use in hotels in Hong Kong**, Department of Services Engineering, The Honk Kong Polytechnic University, Hung Hom, SAR, Kowloon, Hong Kong, 2002.
- [6] DORGAN, C. B., LEIGHT, S. P e DORGAN, C. E., **Application guide for Absorption Cooling/Refrigeration using Recovered Heat**, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 1995.
- [7] EHYAEI, M. A., MOZAFARI, A., **Energy, economic and environmental (3E) analysis of a micro gas turbine employed for on-site combine heat and power production**, Tehran, 2009.
- [8] ENERGYPLUS, **Energyplus engineering reference**, 2010.
- [9] ENERGYPLUS, site, <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>, acesso em 30 mai. de 2010.
- [10] HORLOCK, J. H., **Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP): Thermodynamics and economics**, Reprint Edition, Pergamon Press, Oxford: New York, 1997.
- [11] INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, tradução da 6ª edição americana, 6ª Ed., Editora LTC, Rio de Janeiro, 2008.
- [12] MONÉ, C. D., CHAU, D. S., PHELAN, P E., **Economic feasibility of combined heat and power and absorption refrigeration with commercially**

available gas turbines, Department of Mechanical and Aerospace engineering, Arizona State University, 2000.

[13] MONÉ, C. D., CHAU, D. S., PHELAN, P E., **Economic feasibility of combined heat and power and absorption refrigeration with commercially available gas turbines**, Department of Mechanical and Aerospace engineering, Arizona State University, 2000.

[14] PIMENTA, J. M. D. e SANTOS, R. O., **Modelagem e Simulação de Ciclos de Absorção de Simples Efeito**, Brasília, DF.

[15] PRIYADARSINI, R., XUCHAO, W. e EANG, L. S., **A Study on Energy Performance of Hotel Buildings in Singapore**, mar. 2009.

[16] SABESP, site, <http://site.sabesp.com.br>, acesso em 3 de nov. de 2010.

[17] SILVA, J. G., **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**, 1ª Ed., Artliber Editora, São Paulo, 2003.

[18] SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C., WYLEN, G. J. V., **Fundamentos da Termodinâmica**, tradução da 6ª edição americana, 6ª Ed., Editora Edgard Blucher, São Paulo, 2003.

[19] WANG, S. K., **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**, 2ª Ed., McGraw-Hill, New York, 2000.