

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DO USO DE BOMBAS DE CALOR PARA APLICAÇÃO
EM AQUECIMENTO DE ÁGUA EM HOTÉIS

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

João Guilherme Nii de Paiva

Orientador: Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

Paiva, João Guilherme Nii de

Avaliação do uso de bombas de calor para aquecimento de água em hotéis, por J. G. Paiva, São Paulo: EPUSP, 2014. 80 p + apêndice

Trabalho de formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica

1. Aquecimento de água 2. Bomba de calor 3. Aquecimento centralizado de água para banho. Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica

RESUMO

O presente trabalho trata do estudo de sistemas de aquecimento centralizado de água em hotéis, através do uso de bombas de calor. O consumo de água quente em hotéis é um fator significativo no consumo de energia, seja na forma de gás canalizado ou energia elétrica, gerando boa parte das despesas do hotel. O objetivo deste trabalho é apresentar uma análise dos benefícios financeiros de se utilizar um sistema centralizado de aquecimento por bomba de calor, comparado ao sistema mais comumente utilizado, por aquecedores de passagem. Além disso, com a crescente demanda por energia, também há um interesse sócio-ambiental em diminuir o consumo desses insumos energéticos, através de um melhor aproveitamento dos mesmos. A metodologia seguida utilizou dados de um hotel real, para estabelecer perfil de consumo mensal e diário, e em seguida poder avaliar as perdas de calor desse sistema para o ambiente e calcular a demanda total de calor a ser fornecida para aquecimento. A partir dos dados de demanda de calor e perfil, foram selecionados os equipamentos e em seguida uma análise técnico-econômica foi feita para avaliar os benefícios financeiros dessa solução, comparada a um sistema que se utiliza de aquecedores de passagem. A utilização de bombas de calor se mostrou muito melhor do ponto de vista financeiro, com um valor presente entre 36% e 45% do valor presente da solução por aquecedores de passagem para uma análise de 15 anos.

ABSTRACT

This work is a study over centralized heating systems in hotels, through the usage of heat pumps. Hot water consumption in hotels is a major contributor to energy consumption, either in the form of natural gas or electric energy, incurring a good portion of the hotel expenses. The goal of this study is to present an analysis of the financial benefits when one uses a centralized heating system through heat pump, versus the ordinary system of centralized heating through gas heater. Moreover, with the increasing demand for energy there are also social-environmental interests to reduce the consumption of energy sources, through a better use of them. The methodology applied real data from local hotel, to define a monthly and daily consumption profile, and afterwards evaluate the heat losses of this system to the environment and calculate the total heat needed for the supplying hot water. From the data of demand of heat and the hot water consumption profile, it was possible to select the proper equipment's and then make a technical-economic analysis to evaluate the financial benefits of the heat pump solution, versus the system based on heating by gas heaters. The heat pump system was the best one, from a financial perspective, with a present value from 36% to 45% of the system with gas heaters.

SUMÁRIO

1.	Introdução.....	8
1.1	Motivação.....	8
1.2	Objetivos	8
2.	Metodologia.....	10
2.1	Etapas a serem desenvolvidas	10
2.2	Produtos do trabalho.....	11
3.	Revisão bibliográfica.....	12
3.1	Introdução à bomba de calor	12
3.2	Revisão bibliográfica.....	15
4.	Caracterização do Sistema.....	29
4.1	A Instalação.....	30
4.1.1	O Edifício	30
4.1.2	Principais Equipamentos	31
4.1.3	Ocupação e consumo.....	33
4.2	Tipos de Sistemas de Aquecimento.....	37
4.2.1	Sistema 1: Bomba de calor 100%.....	37
4.2.2	Sistema 2: Aquecimento a Gás.....	38
4.3	Sistema de Recirculação de Água Quente.....	39
5.	Perfil de Consumo Diário.....	39
5.1	Perfis de consumo diário de água quente	39
5.1.1	Modelo de perfil de consumo obtido na ASHRAE (2007)	39
5.1.2	Modelos de Perfis de Consumo apresentados em outros países.....	42
5.2	Perfil escolhido	43
6.	Dimensionamento do Sistema.....	46
6.1	Definição da tubulação e vazão.....	46
6.2	Modelagens	52
6.2.1	Modelagem de perda de calor na tubulação para o meio	52
6.2.2	Modelagem da vazão de recirculação	56

6.2.3	Modelagem do perfil de temperatura ao longo da tubulação	56
6.3	Cálculos e Resultados.....	57
6.4	Seleção da Bomba de Calor.....	59
6.4.1	Dados técnicos das bombas de calor selecionada.....	61
6.4.2	Estimativa de desempenho e outros parâmetros da bomba de calor	64
6.5	Avaliação do reservatório de água quente.....	67
6.6	Demanda Final de Água Quente	70
7.	Avaliação técnico-econômica do sistema.....	71
7.1	Custo dos Insumos Energéticos.....	71
7.1.1	Energia Elétrica	71
7.1.1	Gás Natural Canalizado.....	73
7.2	Custo dos Equipamentos e Instalação	75
7.2.1	Bombas de Calor e Reservatório	75
7.2.2	Aquecedores de passagem.....	76
7.3	Cálculo do consumo de gás canalizado e de energia elétrica.....	77
7.3.1	Consumo e custo mensal estimado de gás canalizado para aquecedor de passagem	77
7.3.2	Consumo e custo mensal estimado de energia elétrica para as bombas de calor	78
7.4	Cálculo do valor presente de cada solução.....	80
8.	Conclusão	82
9.	Bibliografia.....	84

Lista de Figuras

<i>Figura 1: Ciclo de bomba de calor</i>	12
<i>Figura 2: Unidade de bomba de calor testada</i>	16
<i>Figura 3: Esquema do aparato experimental para testar a performance da bomba de calor para aquecimento de água.</i>	17
<i>Figura 4: Resultados experimentais do COP em função do comprimento do tubo do condensador; (a)150L 750W; (b)200L 1125W;</i>	19
<i>Figura 5: Modelo físico do tanque de água com as seções de temperatura.</i>	19
<i>Figura 6: Sistema convencional de aquecimento de água.</i>	21
<i>Figura 7: Perfil de consumo de água quente doméstica normalizado.</i>	23
<i>Figura 8: Perfil horário de demanda de energia elétrica de aquecedores de água domésticos normalizado.</i>	23
<i>Figura 9: Metodologia de aquecimento de água com design melhorado.</i>	24
<i>Figura 10: t^* em função de Q^* e V^* para o modelo convencional, com resistência elétrica dentro do reservatório.</i>	27
<i>Figura 11: t^* em função de Q^* e V^* para o modelo melhorado, com bomba de calor e resistência elétrica de apoio, localizados externamente ao reservatório.</i>	28
<i>Figura 12: Foto do edifício objeto de estudo.</i>	30
<i>Figura 13: Planta de um andar típico do hotel.</i>	31
<i>Figura 14: Aquecedores de passagem e tanque de armazenamento</i>	32
<i>Figura 15: Sistema de controle da temperatura dos reservatórios de água quente.</i> ..	32
<i>Figura 16: Ocupação do hotel - hóspedes/mês e em %</i>	36
<i>Figura 17: Ocupação vs. Consumo de água quente e gás natural</i>	36
<i>Figura 18: Perfis de consumo diário de acordo com a norma e ajustado.</i>	42
<i>Figura 19: Comparação dos perfis de consumo encontrados na literatura.</i>	45
<i>Figura 20: Comparação do perfil de consumo aconselhado pela norma com os perfis encontrados na literatura.</i>	45
<i>Figura 21: Divisão da alimentação de água quente nos apartamentos em cada andar.</i>	47
<i>Figura 22: Esquema ilustrativo das tubulações do sistema de água quente do hotel.</i>	48
<i>Figura 23: Perfil de vazões nas tubulações.</i>	49

<i>Figura 24: Dados técnicos da tubulação do tipo PEX multicamada da marca Tigre.</i>	51
<i>Figura 25: Dimensões da tubulação PEX multicamada de acordo com o diâmetro.</i>	51
<i>Figura 26: Distância entre os nós da tubulação.</i>	52
<i>Figura 27: Demanda horária de água quente</i>	60
<i>Figura 28: Catálogo Bombas de Calor Jelly Fish</i>	61
<i>Figura 29: Especificações Técnicas da Bomba de Calor</i>	62
<i>Figura 30: Desenho Técnico das Bombas de Calor BC 80 HOT 55 e BC 120 HOT 55</i>	63
<i>Figura 31: Gráfico de desempenho estimado da bomba de calor BC 480 HOT 55.</i>	65
<i>Figura 32: Tarifa de Energia Elétrica do Grupo B - fonte: site da AES Eletropaulo</i>	72
<i>Figura 33: Tarifa de energia elétrica cobra pela AES Eletropaulo para grupo residencial - fonte: site da ANEEL</i>	73
<i>Figura 34: Tarifa de gás natural canalizado para setor comercial - fonte: site da Comgás</i>	74

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

O presente trabalho trata do estudo de sistemas de aquecimento de água em hotéis ou estabelecimentos comerciais de mesmo gênero. O uso de água quente em hotéis é um fator que contribui significativamente no consumo de energia (na forma de eletricidade ou gás encanado), juntamente com outros, como iluminação e ar-condicionado (ou aquecimento nas regiões sujeitas a climas mais frios). O aquecimento da água em empreendimentos desse tipo é feito de diferentes maneiras, sendo as duas principais: aquecimento localizado em cada unidade através do uso de resistências elétricas ou um aquecedor a gás centralizado. Como os gastos com energia elétrica ou gás encanado somam uma parcela considerável nas despesas de um hotel, é de interesse dos administradores do mesmo diminuir essas despesas, através da diminuição do consumo de eletricidade (ou gás). Além disso, com a crescente demanda por energia, também há um interesse sócio-ambiental em diminuir o consumo desses insumos energéticos, através de um melhor aproveitamento. Existem outros métodos de se fazer o aquecimento de água em hotéis de uma maneira mais eficiente, suprimindo as necessidades citadas acima. Um exemplo é a utilização de um aquecimento central com bomba de calor.

A bomba de calor já é largamente utilizada para aquecimento de água de piscina, e em países de clima frio, para aquecimento de ambientes. Mas a sua utilização para aquecimento de água para banho ainda não é muito explorada, devido principalmente à alta temperatura no qual a água deve ser aquecida. O presente trabalho, então, consiste em avaliar o uso de bomba de calor no aquecimento central de água em hotéis.

1.2 Objetivos

O objetivo dessa análise é avaliar a viabilidade técnica e econômica do uso de bomba(s) de calor elétrica em substituição total, em primeira instância, de uma

caldeira de aquecimento de água central a gás de um hotel particular. Essa análise deve consistir de verificação da eficiência do sistema que planeja se implementar e do sistema atual (caldeira), levantamento de gastos para implementar e utilizar o novo sistema e o sistema utilizado atualmente, de modo a poder fazer uma comparação econômica e de eficiência energética.

Como as análises são feitas com base no consumo energético e despesas de um hotel, o principal resultado esperado deste trabalho é avaliar se é viável economicamente implementar a bomba de calor para aquecimento de água em um hotel padrão, a partir de dados de consumo de energia, água ao longo do tempo, além de outros dados, pertinentes na caracterização de todo o sistema. Além de definir o potencial de economia que se consegue em relação ao sistema já utilizado.

2. METODOLOGIA

2.1 Etapas a serem desenvolvidas

A primeira parte tarefa do trabalho consiste em se fazer um levantamento bibliográfico de teses, livros-textos, artigos ou trabalhos relacionados com o assunto, e análise dessa bibliografia. No presente relatório essa bibliografia e respectiva análise é apresentada no item “3. Revisão bibliográfica”.

Em seguida deve se fazer uma caracterização de todo o sistema, e do perfil de ocupação do hotel. Na definição do perfil de ocupação, deve também se avaliar e levantar o consumo diário de água quente, além da média mensal. Depois, deve-se realizar um estudo dirigido, de modo a ter um entendimento melhor de todos os aspectos relevantes ao tema. Em seguida deve-se coletar informações referentes à bombas de calor, como fabricantes e seus catálogos, e se possível curvas de desempenho. Também deve-se coletar informações referentes à tarifação de energia elétrica e de fornecimento de gás.

A sequência das atividades são definição do sistema e escolha de uma bomba de calor. Em seguida inicia-se a modelagem de um primeiro cenário. Nesta etapa, utilizar-se-ão dados preliminares, fornecidos pelo professor, em conjunto com outros dados formulados pelo aluno. Terminadas a modelagem e simulação, uma análise de viabilidade técnico-econômica é feita. Os processos de modelagem, simulação e análise de viabilidade técnico-econômica, para outros cenários devem correr em paralelo, e desse modo, diversas modelagens, simulações e análises devem ser feitas, de modo a obter uma grande variedade de resultados, possibilitando uma análise de quais cenários a utilização dos sistemas apresentados neste trabalho são melhores, piores e se são viáveis ou não.

2.2 Produtos do trabalho

O presente trabalho de formatura espera como resultado da aplicação da metodologia descrito no item anterior:

- Avaliação técnica do uso de bomba calor para aquecimento de água centralizada
- Com base na avaliação de viabilidade técnica será verificada também a viabilidade econômica bem como a avaliação da taxa de retorno do investimento
- Definição os parâmetros que mais influenciam a eficiência e o desempenho econômico do sistema.
- Levantamento do estado atual da tecnologia (bombas de calor para aplicação de aquecimento de água para banho em hotel).
- Tendências atuais tecnológicas para o aquecimento de água para banho.
- Fornecimento de alternativas para sistemas de aquecimento de água para hotéis.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Introdução à bomba de calor

Uma primeira análise da bibliografia consistiu em relembrar alguns conceitos relativos a ciclos termodinâmicos de refrigeração (e aquecimento), e conceitos relacionados à bomba de calor. Isso foi feito com auxílio dos livros-textos [1] e [2], da bibliografia.

Uma bomba de calor é uma máquina térmica que transfere calor de uma fonte fria para uma fonte quente, através do ciclo de refrigeração, e as leis da termodinâmica estabelecem que para realizar isso, deve se fornecer trabalho ao sistema.

Resumidamente, uma bomba de calor ideal consiste em um ciclo que utiliza um compressor isoentrópico para fornecer trabalho ao fluido de trabalho, e em seguida o fluido passa através de um evaporador, onde ocorre troca de calor com o reservatório frio (geralmente ar ambiente), e o sistema recebe calor. Depois o fluido passa através de uma válvula de expansão, para em seguida passar por um condensador, onde troca calor com o reservatório quente. É nesta última etapa que ocorre o aquecimento da água. A Figura 1 abaixo ilustra o ciclo de uma bomba de calor para aquecer água:

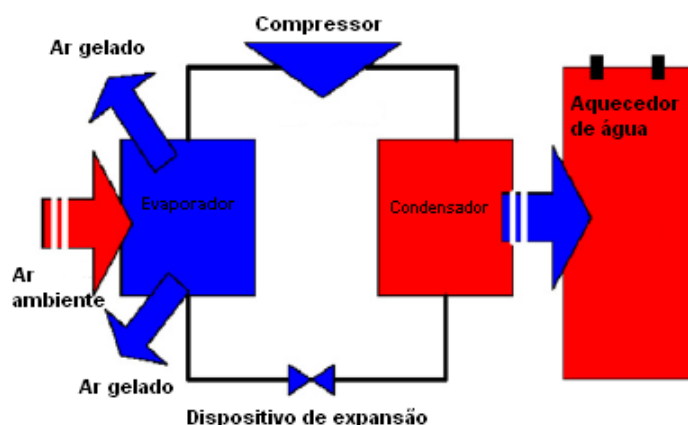


Figura 1: Ciclo de bomba de calor

Além de poder ser utilizado para aquecimento, este ciclo também pode ser utilizado para refrigeração, já que também remove calor de um ambiente. Porém o enfoque deste trabalho é na sua utilização para aquecimento de água.

O parâmetro utilizado para medir a eficiência da bomba de calor é o coeficiente de performance (COP), que relaciona o calor total transferido à água e a energia elétrica fornecida ao compressor, conforme a expressão abaixo:

$$COP = \frac{Q_{aquec.}}{W_{elet.}}$$

Em comparação com os métodos convencionais (resistências elétricas e aquecimento à gás) as bombas de calor possuem um COP mais elevado, normalmente variando entre 1,5 e 4, dependendo do tipo de bomba, da aplicação, instalação, condições climáticas, entre outros fatores. O COP dos métodos convencionais não ultrapassa o valor unitário.

De acordo com Arif et al. [1], existem muitos tipos de bomba de calor. Na atividade de aquecimento de água, os principais são: air-source heat pumps (bombas de calor com ar como fonte de calor), water-source heat pumps (bombas de calor com água como fonte de calor), ground-source heat pumps (bombas de calor com o solo servindo como fonte de calor), solar-assisted heat pump (bomba de calor que utiliza radiação solar como fonte primária de calor), entre outros. O artigo faz uma revisão dos principais trabalhos feitos acerca das bombas de calor mencionadas acima para aplicação em aquecimento de água, além de fornecer uma breve introdução à teoria de bombas de calor. Ele também faz menção ao problema de consumo de energia nos EUA pelo setor comercial, sendo que o aquecimento de água é o quarto maior consumidor, atrás de aquecimento central, ar-condicionado e iluminação, e de como esse consumo pode ser reduzido através de métodos mais eficientes de aquecimento de água, o principal deles sendo a bomba de calor.

Um aspecto importante mencionado nesse artigo é o de que o coeficiente de desempenho da bomba de calor é afetado por muitos fatores como a temperatura da fonte de calor (ambiente), a temperatura na qual a água deve ser aquecida (geralmente essa temperatura está entre 55°C e 70°C), o fluido de trabalho, as características dos componentes da bomba de calor, entre outros. Mas dos mencionados acima, um dos fatores que afeta mais significativamente a performance da bomba de calor é a temperatura do evaporador, ou seja, a temperatura no qual o fluido de trabalho vai receber calor do ambiente.

Outro aspecto importante é o de que bombas de calor geralmente têm um custo inicial de implantação mais elevado que os métodos convencionais. Portanto, a redução dos custos relativos a consumo de energia (gás no caso do presente trabalho) deve gerar um eventual retorno nesse investimento, de forma a viabilizá-lo.

O artigo também faz um breve resumo da história da bomba de calor, do qual os fatos mais importantes são o de que essa é uma tecnologia antiga, com a primeira concepção teórica datando de 1824, num livro de uma oficial do exército francês, Sadi Carnot. O conceito de bomba de calor geralmente é creditado a Lord Kelvin, mas a primeira patente foi creditada à um inventor inglês, T.G.N. Haldane, somente em 1927. Somente nos anos 50 começou a distribuição comercial de bombas de calor, sofrendo declínio nos anos 60 devido principalmente a baixa confiança dos equipamentos. Nos anos 70 sofreu um novo crescimento devido a elevação nas tarifas de energia elétrica. Mais tarde as bombas de calor começaram a ficar populares para aplicações de aquecimento e resfriamento.

Como mencionado o artigo apresenta um resumo dos principais trabalhos acerca da aplicação de bombas de calor para aquecimento de água. De todos os tipos diferentes de bomba de calor analisadas, a mais convencional é a do tipo air-source heat pumps (bombas de calor com ar como fonte de calor). Esse fato e o de que uma bomba convencional é mais simples e barata, motivou a leitura e análise somente a esse tipo de bomba de calor, e a definir que esse seria o tipo utilizado no trabalho. Estender a análise a todos os tipos de bomba levaria muito tempo, e inviabilizaria o presente trabalho.

Uma conclusão importante do artigo é a de que bombas de calor em escala comercial são uma tecnologia promissora. No entanto, elas têm uma presença fraca no mercado ainda, necessitando de melhor condicionamento do mercado, com demonstrações e desenvolvimento, além de estudos de caso bem documentados para dar apoio aos esforços de vendedores e designers de bombas de calor. No volume de produção atual, os preços do equipamento estão além do que os consumidores desse tipo de equipamento geralmente estão dispostos a pagar. E isso dificulta a propagação da tecnologia. Para melhorar esse cenário, seria necessário uma produção em maior escala para diminuir preços e aumentar a disponibilidade do equipamento.

No item a seguir são apresentados os resumos presentes no artigo mencionado anteriormente e também são apresentados resumos de outros artigos encontrados acerca do tema.

3.2 Revisão bibliográfica

Um dos estudos feitos acerca do uso de bomba de calor, e mencionado no artigo do item anterior, foi desenvolvido por Sloane et al. (1979) e por Harris et al. (2005), que conduziram estudos de caráter tanto teórico quanto experimental, no qual 100 unidades de um modelo de bomba de calor foram produzidos e colocados em casas de consumidores para aquecimento de água. A performance dessas unidades foram testadas durante o período de um ano. Uma ilustração da unidade modelo testada é apresentada na Figura 2. Com um tanque de armazenamento de água de $0,31 \text{ m}^3$ de volume o valor do COP variou de 2,0 com ar ambiente à 18°C e temperatura de entrada da água igual à 27°C , a até aproximadamente 2,8 com ar ambiente à 35°C e temperatura de entrada da água igual à $4,4^\circ\text{C}$.

Outro estudo mencionado no artigo do item anterior, de caráter somente experimental, foi conduzido por Harata et al. (1998), utilizando energia termoelétrica. Nele, era estudada a performance de uma bomba de calor que utilizava o calor latente da atmosfera e, além disso, coletava calor do equipamento de fornecimento de energia, num efeito combinado. Utilizando um tanque com 3,7 L de capacidade, esquentando a água a até 85°C , com temperatura ambiente de 23° e eficiência de 80% no equipamento de fornecimento de energia conseguiu-se uma redução de 13% no consumo de energia.

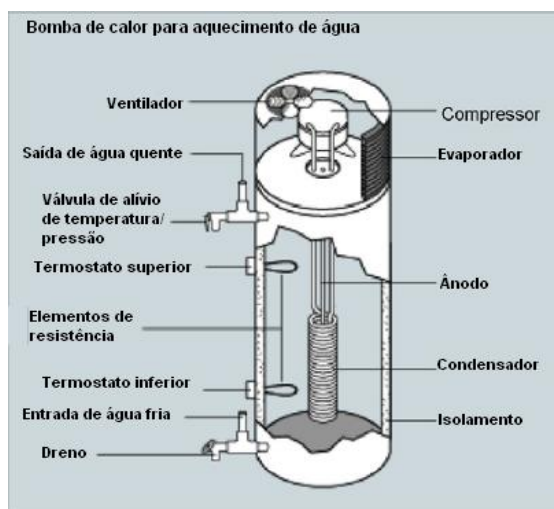
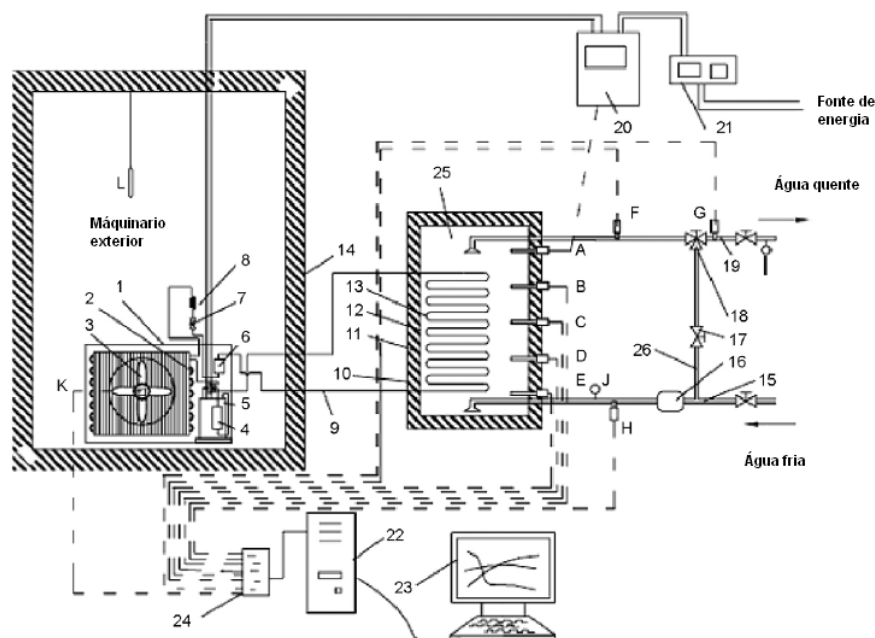


Figura 2: Unidade de bomba de calor testada

Ito e Miura (2000) investigaram de maneira teórica e experimental, o mecanismo de bombas de calor para aquecimento de água utilizando uma fonte de calor dupla: ar-ambiente e água. Esse estudo também foi apresentado no artigo mencionado anteriormente. No estudo a utilização de uma ou ambas as fontes de calor dependia da temperatura da água utilizada como fonte de calor. Quando a temperatura da água utilizada como fonte de calor baixava além da temperatura de evaporação da bomba de calor, somente retirava-se calor do ar-ambiente. Esse é o caso que abrange o escopo do trabalho (somente ar-ambiente como fonte de calor), e nele, conseguiu-se um COP igual à 4,0 com temperatura do ar-ambiente igual à 20°C.

Ji et al. (2003), em outro estudo experimental, citado no mesmo artigo, introduzem um novo tipo de ar-condicionado, com um aquecedor de água acoplado, para realizar resfriamento do ar e aquecimento de água simultaneamente. Nesse estudo, quando o aparelho era ligado somente na função de aquecimento de água, os valores de COP alcançados, para diferentes temperaturas do ar-ambiente foram de: 3,42; 3,25; 2,52; 2,00; Temperaturas do ar-ambiente, respectivamente: $T_0 = 31^\circ\text{C}$, 25°C , 15°C , $4,5^\circ\text{C}$.

Zhang et al. (2007) realizaram um estudo experimental, no qual o objetivo é a otimização dos parâmetros de um sistema de bomba de calor para aquecimento de água, utilizando ar-ambiente como fonte de calor. A Figura 3a seguir mostra um esquema do aparato experimental, que é baseado no ciclo Rankine, utilizado no estudo. Ele é composto por um ambiente controlado (temperatura e umidade), chamado de maquinário exterior, bomba de calor, tanque de água, e tubos de conexão, além dos sistemas de medição, controle e teste. Um computador foi utilizado para assimilar e guardar os valores da temperatura dentro do tanque de água, temperaturas de entrada e saída de água, temperatura ambiente dentro do



Legenda do aparato experimental: (1)corpo; (2)trocador de calor; (3)ventilador; (4)reservatório; (5)compressor; (6)filtro; (7)válvula; (8)válvula de expansão térmica; (9)tubo de cobre; (10)casco exterior; (11)isolamento térmico; (12)tanque interior; (13)serpentina do condensador; (14)ambiente com temperatura e umidade controlados; (15)tubo da água de entrada; (16)bomba da água de circulação; (17)válvula misturadora de água; (18)válvula de três vias; (19) tubo da água de saída; (20)controlador; (21)amperômetro; (22) computador; (23)apuração de dados; (24)logger de dados; (25) tanque de água quente; (26)tubo da água de circulação; A-H: sensores de temperatura; I-J: medidores de água.

Figura 3: Esquema do aparato experimental para testar a performance da bomba de calor para aquecimento de água.

ambiente controlado, temperatura de evaporação e a energia elétrica consumida pelo compressor. A partir desses dados, eles conseguiram medir a influência de diversos fatores na performance da bomba de calor. Além disso, conseguiram ajustar os valores desses parâmetros e modo a otimizar o COP, que pode ser calculado com o ganho de calor líquido da água e com a energia consumida durante o processo. A seguir é descrito como os principais parâmetros influenciam o COP.

Um dos fatores que influenciam a performance é a quantidade de fluido de trabalho presente no sistema. No caso desse experimento utilizou-se R22 como fluido de trabalho. O fluido de trabalho está relacionado com o evaporador, compressor e condensador, respectivos volumes e taxa de vazão do fluido. No experimento foi utilizado uma bomba de calor de 750W de potência e a temperatura do ambiente controlado foi mantida constante, analisando-se 3 situações diferentes: - 5°C para simular a temperatura do inverno, 25°C para simular o outono/primavera e 30°C para simular o verão.. Foi utilizado um tanque de água com 150L de capacidade, 60 m de tubos no condensador, com especificação de 9,9 mm de diâmetro e 0,75 mm de espessura. As temperaturas de entrada e saída da água no tanque são 15°C e 55°C respectivamente. Os resultados são apresentados abaixo, na Tabela 1, e representam a quantidade de fluido de trabalho no sistema que apresenta o melhor COP, em cada situação de temperatura ambiente.

Tabela 1: Quantidade de fluido de trabalho

Estação do ano	Inverno	Verão	Outono/Primavera
Temperatura ambiente (°C)	-5	30	25
Quantidade de fluido de trabalho (kg)	1,268	2,476	1,577

No caso simulado como outono/primavera, com temperatura ambiente igual a 25°C, o melhor COP obtido, com a quantidade apresentada na tabela acima foi de aproximadamente 4,5. E ficou claro que a quantidade de fluido deve aumentar, conforme aumenta-se a temperatura ambiente. No estudo eles consideraram o cenário de outono/primavera como o melhor para ser utilizado de modo a não sobrecarregar o compressor no verão.

Outro fator que influencia significativamente a performance da bomba é o comprimento do tubo da serpentina do condensador. Ele conduziu o estudo para dois casos diferentes: o primeiro com 750W de potência e um tanque de 150L; o segunda para uma bomba de calor de 1125W de potência e tanque de água de 200L. A Figura 4a seguir apresenta o resultado para o estudo experimental para ambos os casos, sendo o primeiro o caso (a) e o segundo o caso (b). Em todos os casos, a temperatura média no tanque de água é igual à 55°C, e o tubo de cobre utilizado tem as especificações de 9,9 mm de diâmetro e 0,75 mm e espessura.

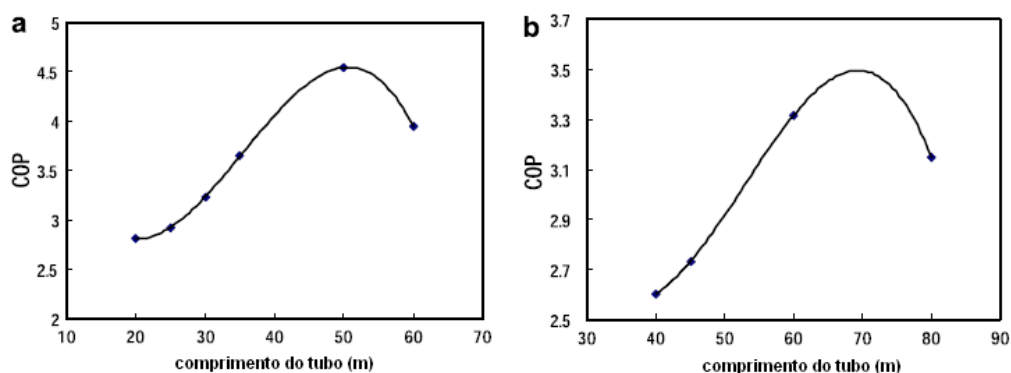


Figura 4: Resultados experimentais do COP em função do comprimento do tubo do condensador; (a)150L 750W; (b)200L 1125W;

Esses resultados estão de acordo com os do cálculo teórico, conduzido também no estudo, que são de 47,64 m no caso (a) e 69,9 no caso (b). Para esse cálculo foi considerada uma carga de calor de 3375W, temperatura de condensação de 60°C, temperatura de evaporação de 15°C (para o cenário outono/primavera). Como existe mudança de fase no condensador, a área em que ocorre troca de calor é dividida em três para os cálculos: gás, líquido e seção com duas fases, e cada seção os cálculos são feitos separadamente. A Figura 5a seguir ilustra melhor essa divisão de temperaturas. Outras hipóteses adotadas para o cálculo foram: desconsiderar a espessura e a resistência térmica do tubo de cobre do condensador; temperatura média da água na seção de super-aquecimento é de 55°C (igual à temperatura desejada para a água de saída); temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante iguais à 80°C e 50°C, respectivamente; e temperaturas da água, na parte inferior do tanque e na parte superior do tanque iguais à 60°C e 50°C, respectivamente.

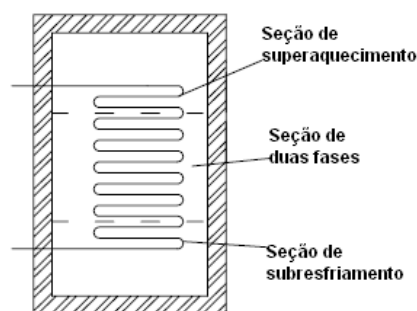


Figura 5: Modelo físico do tanque de água com as seções de temperatura.

Alguns outros parâmetros foram discutidos no artigo, dentre eles, a combinação entre o tamanho do tanque de armazenamento e capacidade da bomba de calor. As principais conclusões sobre esses parâmetros e os todos os mencionados anteriormente são apresentadas nas conclusões abaixo.

As principais conclusões alcançadas no estudo foram as seguintes:

1. A quantidade de fluido de trabalho tem um papel importante no funcionamento da bomba de calor, e está relacionado não somente com as condições de temperatura ambiente, mas também com fatores com a abertura da válvula de expansão térmica. O estudo chegou em resultados empíricos de valores ótimos de quantidade de fluido para uma bomba em particular.
2. Comprimento do tubo do condensador também tem um papel importante no desempenho da bomba de calor. O estudo chegou em valores ótimos a partir de cálculos teóricos e análise experimental.
3. É importante combinar adequadamente o tamanho do tanque de armazenamento com a capacidade da bomba de calor, de modo a equilibrar o tempo para aquecer toda a água do tanque, consumo de água e custos.
4. Resultados alcançados para o COP, quando utilizando a bomba de calor para aquecer a água do estado ambiente para o valor definido de 55°C. Foram obtidos COP's para as diferentes épocas do ano: Verão: COP=5,66 e temperatura ambiente de 35°C; Inverno: COP=2,61 e temperatura ambiente de 0°C; Outono/Primavera: COP=4,82 e temperatura ambiente de 25°C;

Greyvenstein et al. (1998) desenvolveram um estudo acerca das possibilidades de se aumentar o impacto e utilização de bombas de calor para aquecimento de água sanitária no setor comercial, que engloba hotéis, hospitais, prisões e residências universitárias e escolares, na África do Sul, como uma alternativa ao método tradicionalmente utilizado, que é o aquecimento da água com resistências elétricas. A motivação do estudo foi o fato de que geralmente as bombas de calor apresentam um COP igual à 3,0, e portanto, simplesmente substituindo-se as resistências elétricas pela bomba de calor, consegue-se uma redução de dois terços no consumo de eletricidade, além de se reduzir o pico de demanda de eletricidade. Com isso o

proprietário economiza dinheiro e pode-se diminuir o impacto total gerado na rede nacional de energia elétrica. Desse modo este estudo oferece uma alternativa para proprietários de estabelecimentos comerciais, de modo a diminuir gastos com aquecimento de água. Além disso, pode servir como base para projeto do governo, para amenizar os picos de consumo de energia elétrica, e desse modo, diminuir gastos futuros com a construção de novas estações de geração de energia para atender a crescente demanda pelo insumo. Outro fator importante no estudo é que ele apresenta não só a substituição das resistências elétricas pela bomba de calor, mas um novo método de integrar a bomba de calor ao sistema de aquecimento e armazenagem de água quente. As vantagens dessa nova metodologia são resumidas nos parágrafos a seguir.

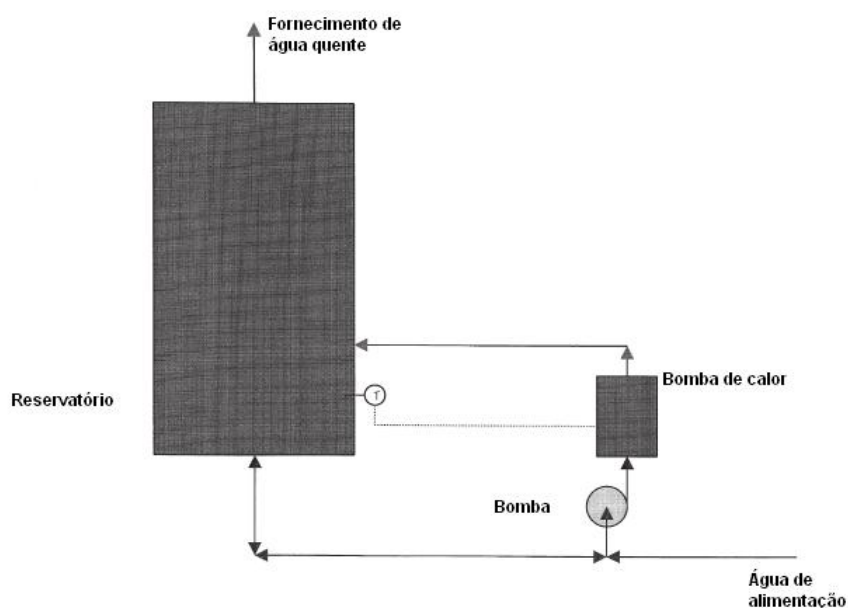


Figura 6: Sistema convencional de aquecimento de água.

No estudo, existe o chamado design de aquecimento convencional, também chamado de configuração “in-tank”, no qual os elementos de aquecimento elétrico estão instalados dentro do tanque de armazenagem de água, geralmente próximos da parte inferior do tanque. Uma variação dessa configuração é utilizar uma bomba

de calor ou os elementos de aquecimento elétricos fora do tanque, com a água no fundo do tanque circulando através da bomba ou dos aquecedores com ajuda de uma bomba. Essa configuração é ilustrada pela Figura 6. Em ambos os casos, a água é aquecida gradualmente no fundo do reservatório e o fornecimento de água quente é retirado do topo do reservatório. Um termostato localizado próximo ao fundo do tanque aciona o sistema de aquecimento (resistências ou bomba de calor e bomba de circulação) sempre que a temperatura da água no fundo estiver abaixo de um valor pré-determinado. Assim, sempre que a água quente sair pelo topo do tanque, água fria entra pela parte inferior, diminuindo a temperatura média na porção inferior do tanque, acionando o termostato, que por sua vez aciona o sistema de aquecimento de água. O resultado disso é uma correlação muito próxima entre os picos matutinos e vespertinos de consumo de água quente e os picos na demanda de energia elétrica para aquecimento de água. Essa correlação pode ser observada nos gráficos na Figura 7 e na Figura 8, extraídos do artigo. Esses perfis são de lares na África do Sul, e são resultados de extensas medidas.

Esse sistema convencional implica, também, que se o tanque se encher de água fria depois de um período de alta demanda de água quente, praticamente todo o tanque deve ser reaquecido até a temperatura desejada, antes que qualquer quantidade esteja disponível nessa temperatura. A filosofia desse design gera, então, a necessidade de a bomba de calor ter capacidade de aquecer todo o volume do tanque num período de tempo relativamente curto, geralmente de 4 horas. Como normalmente o tanque é dimensionado para sustentar aproximadamente metade do consumo diário, isto significa que a bomba deve ser dimensionada para aquecer toda a água quente consumida em um dia, em até 8 horas.

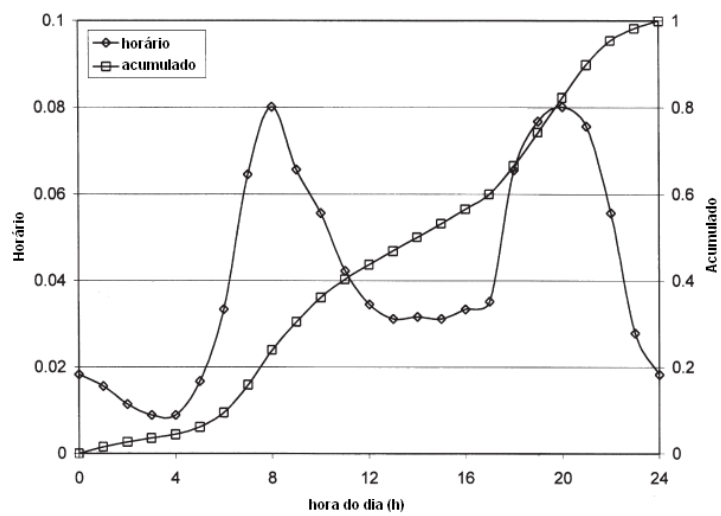


Figura 7: Perfil de consumo de água quente doméstica normalizado.

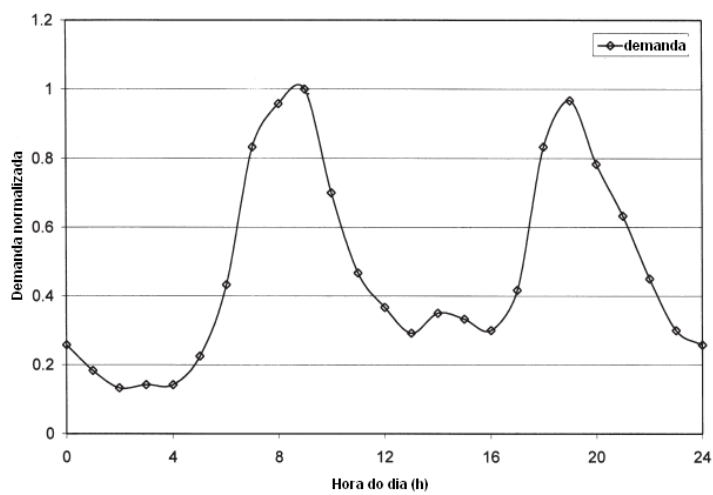


Figura 8: Perfil horário de demanda de energia elétrica de aquecedores de água domésticos normalizado.

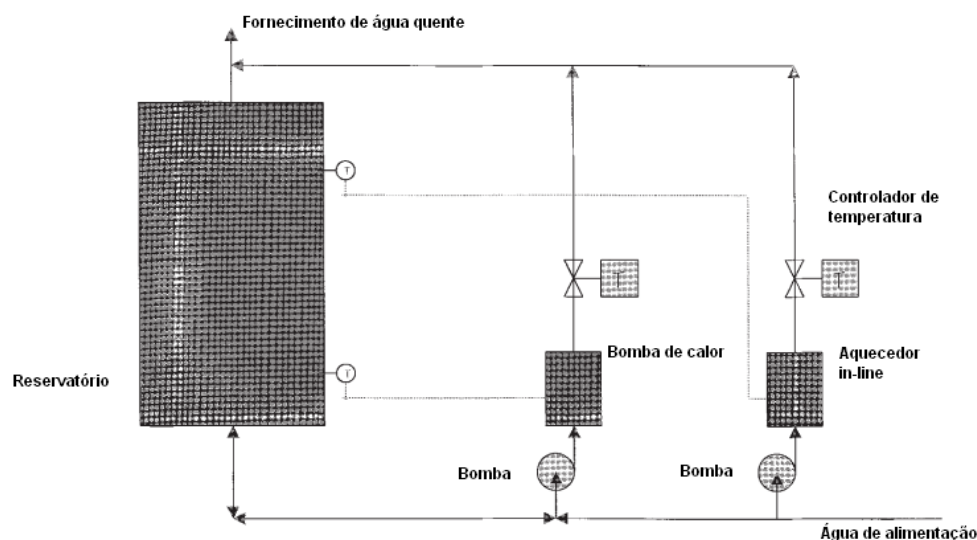


Figura 9: Metodologia de aquecimento de água com design melhorado.

O estudo propõe, então, aprimorar o conceito, aqui mencionado, de aquecimento de água. No conceito convencional, mencionado anteriormente, a maior parte do aquecimento de água se dá nos momentos de pico de consumo, e pouco se aquece nas horas de baixo consumo de água, subaproveitando a capacidade de armazenamento do tanque. Com uma metodologia melhorada, pode-se aproveitar melhor a capacidade do tanque, e aquecer a água gradualmente ao longo do dia, ao invés de aquecê-las num período curto de 8 horas. Esse novo conceito pode ser visualizado na Figura 9, acima. Esse novo design inclui um aquecedor in-line, montado em paralelo com a bomba de calor, para complementar o aquecimento somente em casos extremos. Além disso, outra mudança é que a água quente produzida pela bomba de calor ou pelo aquecedor elétrico é retornada para o topo do tanque de armazenamento, ao invés de retornar para a parte inferior, como no caso convencional. O sistema de circulação também inclui válvulas de controle, que regulam o fluxo de água através da bomba e do aquecedor, de modo que a temperatura da água que deixa esses equipamentos seja igual à temperatura desejada de 55°C. Isto significa que mesmo que o tanque se encha com água fria, a água no topo do tanque, re-circulada através da bomba e do aquecedor, vai estar na temperatura desejada. Isso garante que mesmo que a temperatura média do tanque esteja abaixo muito abaixo da temperatura desejada, sempre existe um volume de

água quente no topo do reservatório, pronto para ser utilizado, já que um gradiente bem definido de temperatura é criado e sustentado.

A bomba de calor produzirá água quente a uma temperatura de aproximadamente 60°C. O sistema de controle faz com que a bomba de calor somente seja acionada quando a temperatura próxima do fundo do tanque esteja abaixo de 55°C. As resistências elétricas somente serão acionadas quando a temperatura numa posição de aproximadamente um terço a partir do topo do tanque ficar abaixo de 55°C. Desse modo a temperatura de entrada da bomba de calor varia desde 55°C até a temperatura da água ambiente. Para isso, a bomba de calor tem que ser capaz de fornecer água quente a uma temperatura desejada, para uma variedade relativamente grande de temperaturas de entrada e vazões proporcionais.

Para os autores, um dos fatores de maior importância então, é uma otimização da combinação do tamanho do reservatório e capacidade de aquecimento do sistema, para a dada aplicação. Para auxiliar no design e na busca por essa combinação, além de poder comprar os dois modelos apresentados pelos autores, os mesmos criaram uma ferramenta de simulação. Essa ferramenta é uma rotina de computador que permite simular a dinâmica térmica dentro do reservatório, integrada com um aquecedor interno do tipo resistência elétrica e/ou uma bomba de calor externa e resistência elétrica de apoio montados como mostrado na Figura 9. Para essa simulação o reservatório é dividido em um número de camadas de volumes de controle horizontais, que são representados com um único nodo, modelo parecido com o chamado modelo de multi-nodo estratificado apresentado por Kleinbachtel *et al.*, em seu estudo. Maiores detalhes da simulação fogem ao escopo desse relatório, e somente serão apresentados os seus resultados. Vale ressaltar que os autores realizaram um experimento para validar a simulação, e que os resultados desse experimento indicam que a simulação apresenta resultados coerentes para uma análise com os componentes montados conforme a Figura 9, mas perde um pouco de precisão quando utilizado para simular o caso com resistência elétrica interna ao tanque.

Os resultados da simulação são apresentados com formato de números adimensionais, de modo a possibilitar uma comparação que seja a mais genérica

possível entre os dois modelos apresentados. Os parâmetros analisados são o volume adimensional V^* , Capacidade de aquecimento adimensional Q^* e a temperatura mínima adimensional de fornecimento de água quente t^* . V^* é definido como:

$$V^* = \frac{V}{V_{dia}} \quad (1)$$

com V sendo o volume real do tanque e V_{dia} o volume de consumo diário de água quente para o qual a instalação é dimensionada. Q^* é definido como:

$$Q^* = \frac{Q}{\rho V_{dia} C (t_{sp} - t_c) (24 \times 3600)} \quad (2)$$

onde Q é a capacidade de aquecimento real da bomba de calor ou da resistência elétrica, ρ é a densidade da água, C é a capacidade específica da água, t_{sp} é a temperatura desejada para a água quente e t_c é a temperatura de entrada da água no tanque (temperatura ambiente da água). Essa definição implica que quando o $Q^* = 1$, a capacidade de aquecimento instalada real precisará de um total de 24 horas para aquecer toda água quente consumida no dia. O adimensional t^* é definido como:

$$t^* = \frac{t'_s - t_c}{t_{sp} - t_c} \quad (3)$$

onde t'_s é o menor valor registrado para a temperatura de fornecimento da água quente e, novamente, t_c é a temperatura de entrada da água no tanque e t_{sp} é o valor desejado para a temperatura de fornecimento de água quente.

A Figura 10 e a Figura 11, a seguir, mostram os resultados das simulações, para os casos do modelo convencional, com o aquecimento utilizando resistência elétrica dentro do tanque, e a metodologia melhorada, com aquecimento utilizando bomba de calor e resistência elétrica de apoio, externamente ao tanque, respectivamente. Nos gráficos, o adimensional da temperatura mínima é apresentado como função dos adimensionais Q^* e V^* . É importante perceber que quanto menor t^* , pior o cenário, pois isso significa que a temperatura real da água, fornecida pelo sistema de aquecimento, está mais distante do valor desejado (estabelecido como igual à 60°C para a simulação). É ideal ter um valor mínimo de 0,9 para t^* . Em ambos os casos, à medida que V^* aumenta, melhora-se o valor de t^* , mas essa melhora é menos significativa no segundo caso.

Comparando os dois resultados, é possível perceber que é necessário uma capacidade adimensional de aquecimento de pelo menos 1,4, combinada com um volume adimensional do tanque de pelo menos 1, para que t^* seja pelo menos 0,9. Já no caso do modelo melhorado, para que t^* fique acima de 0,9 somente é necessário uma capacidade adimensional de aquecimento de 1,06, combinada com um volume adimensional de 0,4. Isso implica em equipamentos muito menores e mais baratos para o segundo caso, aumento a atratividade econômica dessa metodologia, em comparação com a primeira. Se for fixado também um volume adimensional para ambos os casos, o caso convencional precisará de um tanque com pelo menos um Q^* igual à 1,75, muito superior aos 1,06 do caso melhorado. Além disso, geralmente é utilizado um alto fator de segurança no caso de resistência elétrica interna, e então o valor mais comumente encontrado é de 3,0 para Q^* , para evitar problemas em casos extremos. O modelo melhorado não precisa disso, pois já leva isso em consideração quando utiliza as resistências elétricas de apoio.

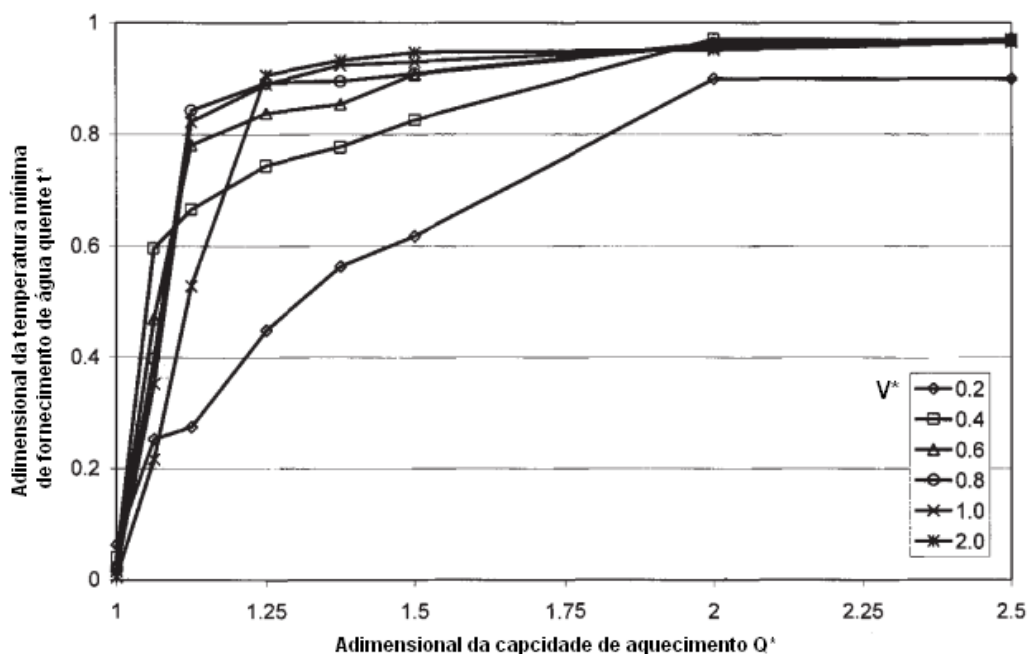


Figura 10: t^* em função de Q^* e V^* para o modelo convencional, com resistência elétrica dentro do reservatório.

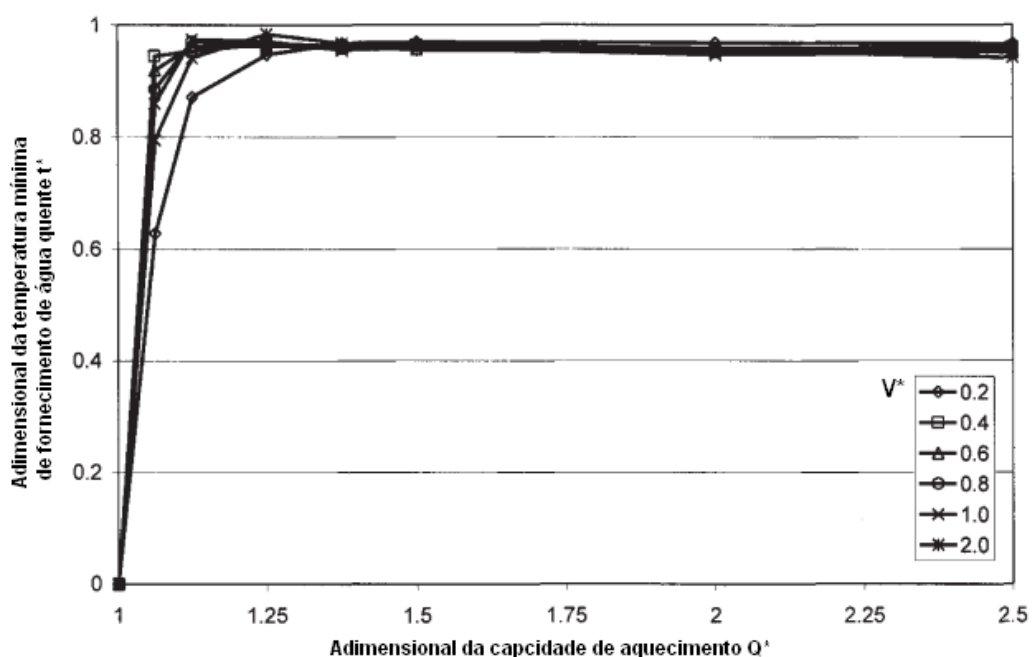


Figura 11: t^* em função de Q^* e V^* para o modelo melhorado, com bomba de calor e resistência elétrica de apoio, localizados externamente ao reservatório.

Da simulação os autores concluíram que é possível dimensionar com segurança um modelo melhorado, onde o aquecimento se dá espalhado durante as 24 horas do dia, enquanto que no caso convencional das resistências elétricas internas ao tanque, devem ser dimensionadas para funcionar no máximo 8 horas por dia.

O restante do artigo discute a viabilidade econômica de se implantar um projeto com a metodologia melhorada, a partir de correlações montadas para COP, preços, capacidades, tamanhos e custo de ciclos de vida de bombas de calor e resistências elétricas. Como esse estudo não é aplicável aqui no Brasil, não está detalhado no presente relatório.

4. CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA

Definição do objeto de estudo

Definiu-se que o objeto da análise seria um hotel de médio porte. Além disso, seria uma vantagem se o hotel apresentasse um consumo de água quente constante ao longo do ano, pois isso permitiria a utilização de uma média dos valores, e garantiria um desvio pequeno. Isso é de muita importância para garantir a validade da análise ao longo de todo o ano (independência de questões como alta ou baixa temporadas). Para que o hotel tenha esse consumo constante de água, é, portanto, necessário que tenha uma ocupação razoavelmente constante ao longo de todos os dias do ano. Além disso, é também muito importante que o hotel não só apresente somente uma regularidade ao longo do ano, mas que não apresente uma diferença muito grande entre sua ocupação nos dias de semana e nos finais de semana. Assim a análise de viabilidade técnico-econômica, que será feita para um dia inteiro de consumo, pode ser aplicada para praticamente qualquer dia típico de funcionamento do estabelecimento com resultados reais muito próximos dos teóricos.

De modo a atender os critérios mencionados acima, e simular as características de um estabelecimento como esse, utilizou-se dados obtidos de Kurotsu, E. K. (2010). O hotel de onde os dados foram obtidos é o Hotel Formule 1, da empresa Acoor hotéis, localizado na Rua da Consolação, 2303, São Paulo – SP. Os dados são todos referentes ao ano de 2006 (último ano para o qual os dados foram coletados, e portanto, os mais recentes disponíveis).

4.1 A Instalação

4.1.1 O Edifício

A edificação é constituída de 1 torre com 19 andares e 399 quartos para hóspedes, além de um andar térreo, com as facilidades regulares a um hotel: recepção, refeitório e salas administrativas. O edifício também possui garagens no subsolo. A Figura 12 mostra uma foto do edifício.



Figura 12: Foto do edifício objeto de estudo.

Cada andar típico do hotel possui 21 quartos e 11.625 m^2 . A Figura 13, obtida de Kurotsu, E. K (2010), a seguir, apresenta a planta de um andar típico do hotel.

A Figura 14 apresenta fotos dos aquecedores e reservatório e a Figura 15 dos controles. Fotos obtidas de Kurotsu, E. K., (2010).



Figura 14: Aquecedores de passagem e tanque de armazenamento



Figura 15: Sistema de controle da temperatura dos reservatórios de água quente.

4.1.3 Ocupação e consumo

A seguir dados de ocupação do hotel na Tabela 3, e consumo de água, eletricidade e gás para todo o ano de 2006 na Tabela 4.

Tabela 3: Padrões mensais de ocupação em 2006

Mês	Aptos disponíveis/mês	Aptos ocupados/mês	Hóspedes/mês	Hóspedes/Apto	Ocupação
Jan	12369	10128	18209	1,80	81,88%
Fev	11172	8966	15949	1,78	80,25%
Mar	12369	10737	18354	1,71	86,81%
Abr	11970	10503	18448	1,76	87,74%
Mai	12369	10777	18367	1,70	87,13%
Jun	11970	10534	19054	1,81	88,00%
Jul	12369	11503	21315	1,85	93,00%
Ago	12369	11002	18625	1,69	88,95%
Set	11970	9972	17945	1,80	83,31%
Out	12369	10490	18639	1,78	84,81%
Nov	11970	10733	18833	1,75	89,67%
Dez	12369	9282	16466	1,77	75,04%
Total	145.635	124.627	220.204	1,77	85,5%
Média	12.136	10.386	18.350	1,77	85,5%
Desvio	359	710	1321	0,047	4,8%
Desvio em relação a média	3,0%	6,8%	7,2%	2,7%	5,6%

Para obter o consumo de água quente, adotou-se que o mesmo equivale a uma parcela igual a 60% do consumo total de água do hotel. Após essa hipótese, calculou-se o consumo diário de água quente e gás por hóspede, e um índice de consumo de gás por consumo de água quente, para poder avaliar a consistência dos dados. Os valores calculados são apresentados na Tabela 5.

Tabela 4: Consumo mensal em 2006

Mês	Eletricidade (kWh)	Água (m ³)	Gás (m ³)
Jan	94193	2336	4928
Fev	115981	2251	3591
Mar	92611	2245	4537
Abr	97869	2324	4393
Mai	91056	2242	6165
Jun	75184	2524	6452
Jul	72160	2673	6548
Ago	80170	2284	5527
Set	74602	2361	7140
Out	79954	2392	5271
Nov	78752	2326	5692
Dez	98841	2142	5155
Total	1051373	28100	65399
Média	87614	2342	5450
Desvio	13043	141	1020
Desvio em relação a média	14,9%	6,0%	18,7%

Tabela 5: Índices de consumo de água quente e gás natural

Mês	Água quente (m ³)	Gás (m ³)	Água quente/hóspede (L/pessoa)	Gás/hóspede (L/pessoa)	Gás/Água quente (m ³ /m ³)	Água quente/dia (m ³ /dia)
Jan	1402	4928	77,0	270,6	3,52	45,2
Fev	1351	3591	84,7	225,2	2,66	48,2
Mar	1347	4537	73,4	247,2	3,37	43,5
Abr	1394	4393	75,6	238,1	3,15	46,5
Mai	1345	6165	73,2	335,7	4,58	43,4
Jun	1514	6452	79,5	338,6	4,26	50,5
Jul	1604	6548	75,2	307,2	4,08	51,7
Ago	1370	5527	73,6	296,8	4,03	44,2
Set	1417	7140	78,9	397,9	5,04	47,2
Out	1435	5271	77,0	282,8	3,67	46,3
Nov	1396	5692	74,1	302,2	4,08	46,5
Dez	1285	5155	78,1	313,1	4,01	41,5
Total	16860	65399	76,7	296	3,87	46,2
Média	1405	5450	76,7	296	3,87	46,2
Desvio	84	1020	3,3	48	0,64	3,0
Desvio em relação a média	6,0%	18,7%	4,3%	16,3%	16,6%	6,4%

Na Tabela 3 pode-se perceber o pequeno desvio em relação a média do número de hóspedes (7,2%) e da ocupação do hotel (5,6%). Além disso, pode-se perceber que o desvio do consumo de “água quente/hóspede” é pequeno comparado com a média (4,3%), enquanto que o desvio do consumo de “gás/hóspede” e “gás/água quente” são significativos (aproximadamente 16%). Isso pode estar relacionado ao fato de que o gás não é utilizado somente para o aquecimento de água, mas também é muito utilizado para cozinhar alimentos. Por esse motivo o consumo de gás não será utilizado como um dado a ser considerado nos cálculos, mas somente como uma referência.

A seguir na Tabela 6 também os valores de consumo de água quente e gás natural por dia. Novamente o consumo de gás apresenta um desvio elevado em relação à média.

Tabela 6: Consumo por dia de água quente e gás natural

Mês	Dias	Hóspedes/dia	Água quente/dia (m ³ /dia)	Gás/dia (m ³ /dia)
Jan	31	587,4	45,2	159
Fev	28	569,6	48,2	128
Mar	31	592,1	43,5	146
Abr	30	614,9	46,5	146
Mai	31	592,5	43,4	199
Jun	30	635,1	50,5	215
Jul	31	687,6	51,7	211
Ago	31	600,8	44,2	178
Set	30	598,2	47,2	238
Out	31	601,3	46,3	170
Nov	30	627,8	46,5	190
Dez	31	531,2	41,5	166
Total	365	603,2	46,2	179
Média	30	603	46,2	179
Desvio	0,9	37,8	3,0	33
Desvio em relação a média	3,0%	6,3%	6,4%	18,2%

A seguir os gráficos com o resumo das tabelas. Na Figura 16 a ocupação do hotel e na o consumo de água quente e gás natural. Neles fica evidente a ocupação regular

do hotel durante o ano, assim como do consumo de água quente, e o alto desvio do consumo de gás natural.

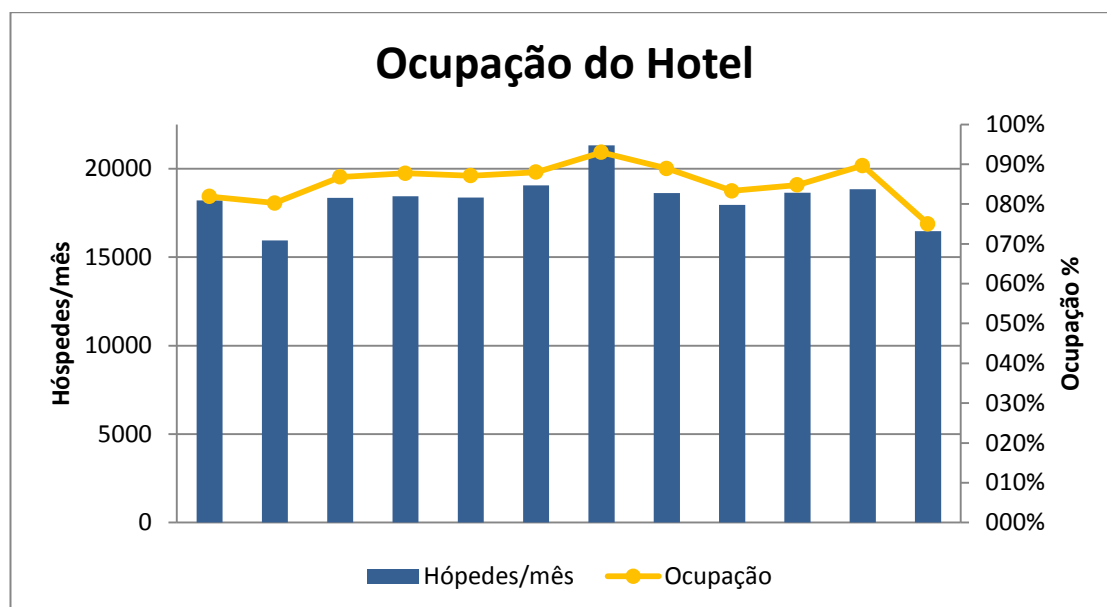


Figura 16: Ocupação do hotel - hóspedes/mês e em %

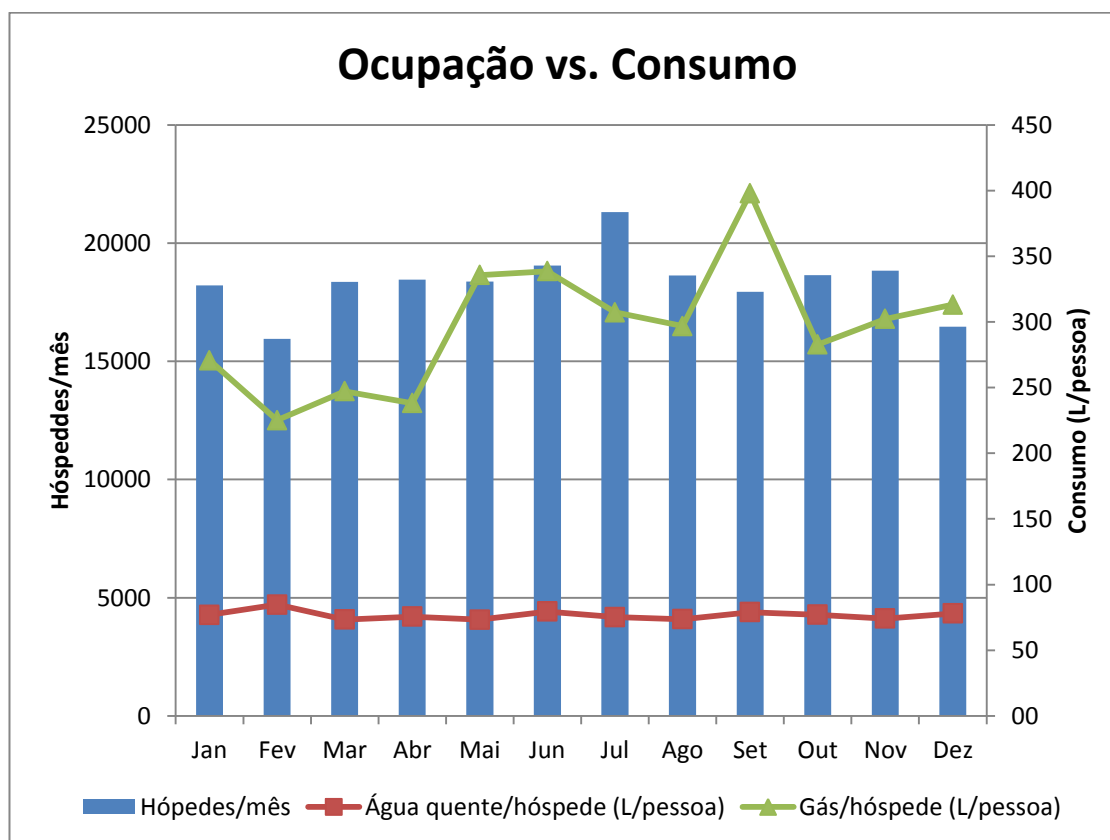


Figura 17: Ocupação vs. Consumo de água quente e gás natural

Das tabelas anteriores, obtivemos as seguintes médias diárias, importantes para os próximos passos no desenvolvimento do presente trabalho, apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7: Médias diárias de ocupação e consumo

	Média diária
Hóspedes	603
Hóspedes/Apto	1,77
Ocupação (%)	86%
Água quente Total (m ³)	46,224
Gás Natural Total (m ³)	179,0
Água quente horária (m ³ /h)	1,93
Gás Natural horário (m ³ /h)	7,5

4.2 Tipos de Sistemas de Aquecimento

A análise consiste da comparação de 2 sistemas, do ponto de vista de viabilidade técnico-econômico. Todos com distribuição centralizada de água quente para os quartos, e utilização de um tanque para armazenar a água quente.

#	Sistema	Tecnologia de Aquecimento	Tipo de Aquecimento	Insumo Energético
1	Bomba de calor 100%	Bomba de Calor	Centralizado	Eletricidade
2	Aquecimento a gás	Aquecedores de passagem	Centralizado	Gás Natural

A seguir a caracterização de cada sistema.

4.2.1 Sistema 1: Bomba de calor 100%

Esse sistema consiste da utilização de bombas de calor para suprir 100% da demanda de água quente do hotel ao longo do dia. A(s) bomba(s) de calor fariam o aquecimento da água que viria das caixas d'água do hotel, e que em seguida seria acumulada dentro de um tanque isolado termicamente. Os hóspedes do hotel consumiriam essa água do tanque de armazenamento quando necessitassem de água quente. O reservatório tem, então, a função de suprir a necessidade de água quente nos horários de pico, e a bomba recuperaria o volume de água quente nos horários de baixa demanda. A bomba de calor forneceria uma vazão constante de água quente

para o tanque, de modo que atenda a demanda diária total do hotel. Além disso, a bomba de calor também deve fornecer um adicional de água quente, chamado de demanda de recirculação para suprir também as perdas de calor no tanque de armazenamento e perdas na tubulação de água quente. Essa questão da demanda de água de recirculação será melhor detalhada mais a frente.

A metodologia a ser aplicada então, é calcular o perfil de demanda horário de água quente a partir da demanda diária, obtida no item anterior. A bomba de calor deve ser escolhida de tal forma a fornecer a demanda média horária, calculada anteriormente. Com o perfil e a bomba selecionada, é possível dimensionar qual deve ser a capacidade do reservatório, afim de atender ao pico de demanda de água quente. Com os equipamentos selecionados é possível avaliar o consumo de energia elétrica pela bomba de calor, assim como o custo de instalar os próprios equipamentos.

4.2.2 Sistema 2: Aquecimento a Gás

Esse sistema é o que está atualmente instalado no hotel e consiste em diversos (12 na realidade) aquecedores de passagem que alimentam 2 reservatórios de 1500 L cada. Conforme a demanda de água quente aumenta, a temperatura da água no reservatórios diminui. Os aquecedores são acionados pelo sistema de controle quando a temperatura cai para baixo de 52°C, e desligam quando a temperatura média do reservatório atinge 55°C (os aquecedores podem fornecer água quente a uma temperatura superior a 55°C). Assim, o fornecimento de água quente segue a demanda da mesma, e por sua vez a demanda de gás também deve seguir um perfil parecido com o da demanda de água quente (ignorando a demanda de gás para cozinha, já que isso não entra no mérito do presente trabalho).

Os equipamentos e dados dos equipamentos já foram apresentados no item 4.1.2 Principais Equipamentos. Eles serão utilizados no cálculo do perfil de consumo de gás, com base no perfil de demanda de água quente estabelecido. Com o perfil de consumo de gás, é possível avaliar seu custo, e comparar com a primeira opção avaliada neste trabalho, da bomba de calor.

4.3 Sistema de Recirculação de Água Quente

Um sistema de recirculação serve para manter em níveis satisfatórios a temperatura da água na rede de distribuição do estabelecimento e no reservatório, prevenindo a demora do aquecimento da água em pontos muito distantes do reservatório de água quente, quando o registro é aberto. A demanda de recirculação é calculada com base nas perdas de calor para o meio no sistema de distribuição (tubulação de água quente) e perdas no reservatório. Em ambos os casos (bomba de calor ou aquecedores de passagem) a demanda de recirculação, calculada com base nessas perdas, é somente acrescida à demanda horária de água quente.

5. PERFIL DE CONSUMO DIÁRIO

A seguir serão apresentados diferentes tipos de perfis diários de consumo de água quente em estabelecimentos comerciais e residenciais, encontrados na literatura. Será escolhido um deles para utilizar como base para os cálculos do presente trabalho.

5.1 Perfis de consumo diário de água quente

5.1.1 Modelo de perfil de consumo obtido na ASHRAE (2007)

A norma aconselha a utilizar o perfil apresentado na Tabela 8, a seguir, para ocupação e consumo de água quente para Hotéis/Motéis, em percentual da ocupação/consumo máximo, para dias da semana (ou seja, não para sábados e domingos). Com não se sabe o consumo máximo durante um dia, uma maneira de obter os valores em L/h é utilizando a máxima capacidade instalada dos aquecedores de passagem, através da expressão abaixo:

$$Q_{hw} \text{ t} = \% (t) \times Wmax_{hw} \quad (4)$$

Onde,

$Q_{hw}(t)$ é o valor do consumo de água quente para cada hora do dia, em L/h;

$\%(t)$ é a porcentagem da carga máxima;

$W_{max_{hw}}$ é a potência máxima instalada para fornecimento de água quente, em L/h;

Esse perfil será chamado de Perfil de Consumo de Água Quente da Norma.

Apesar dessa estimativa ser razoável, deve existir uma folga por questões de segurança. Logo, essa demanda de água pode estar super-dimensionada. Uma outra maneira de calcular então, seria com base na demanda diária total média, calculada em 4.1.3. A Tabela 7 apresenta a média de valor de 53.928 m³/dia, ou 53,93 L/dia, para o consumo do hotel. A partir desse valor podemos calcular o perfil de consumo, em L/h, de acordo com a seguinte expressão de ponderação:

$$Q_{hw\ t} = \frac{\%(t)}{\%_{total}} \times Q_{hw\ diário} \quad (5)$$

Onde,

$\%_{total}$ é a soma de todos os $\%(t)$ para cada hora do dia, que é igual a 900%, na norma;

$Q_{hw\ diário}$ é o consumo calculado para um dia inteiro, na média do ano, em L/dia;

Chamaremos esse último de Perfil de Consumo de Água Quente Ajustado.

Os resultados desses cálculos são apresentados na Tabela 8, a seguir.

Tabela 8: Perfil de ocupação e consumo de acordo com norma da ASHRAE

Hora do dia	% da Ocupação máxima	% da Carga máxima [NORMA]	Perfil de consumo de água quente [NORMA]	Perfil de consumo de água quente [AJUSTADO]
0-1 h	90%	20%	1267	1027
1-2 h	90%	15%	950	770
2-3 h	90%	15%	950	770
3-4 h	90%	15%	950	770
4-5 h	90%	20%	1267	1027
5-6 h	90%	25%	1584	1284
6-7 h	70%	50%	3168	2568
7-8 h	40%	60%	3802	3082
8-9 h	40%	55%	3485	2825
9-10 h	20%	45%	2851	2311
10-11 h	20%	40%	2534	2054
11-12 h	20%	45%	2851	2311
12-13 h	20%	40%	2534	2054
13-14 h	20%	35%	2218	1798
14-15 h	20%	30%	1901	1541
15-16 h	30%	30%	1901	1541
16-17 h	50%	30%	1901	1541
17-18 h	50%	40%	2534	2054
18-19 h	50%	55%	3485	2825
19-20 h	70%	60%	3802	3082
20-21 h	70%	50%	3168	2568
21-22 h	80%	55%	3485	2825
22-23 h	90%	45%	2851	2311
23-24 h	90%	25%	1584	1284
Total	1390%	900%	57024	46224
Média	58%	38%	2376	1926

A Figura 18, a seguir, apresenta os dois gráficos dos perfis calculados anteriormente. É possível observar que ambos são praticamente idênticos. Como o Perfil Ajustado apresenta uma média e consumos iguais aos calculados para o hotel (já que foram calculados com esse objetivo), não será utilizado o perfil calculado com a máxima capacidade de fornecimento de água dos aquecedores.

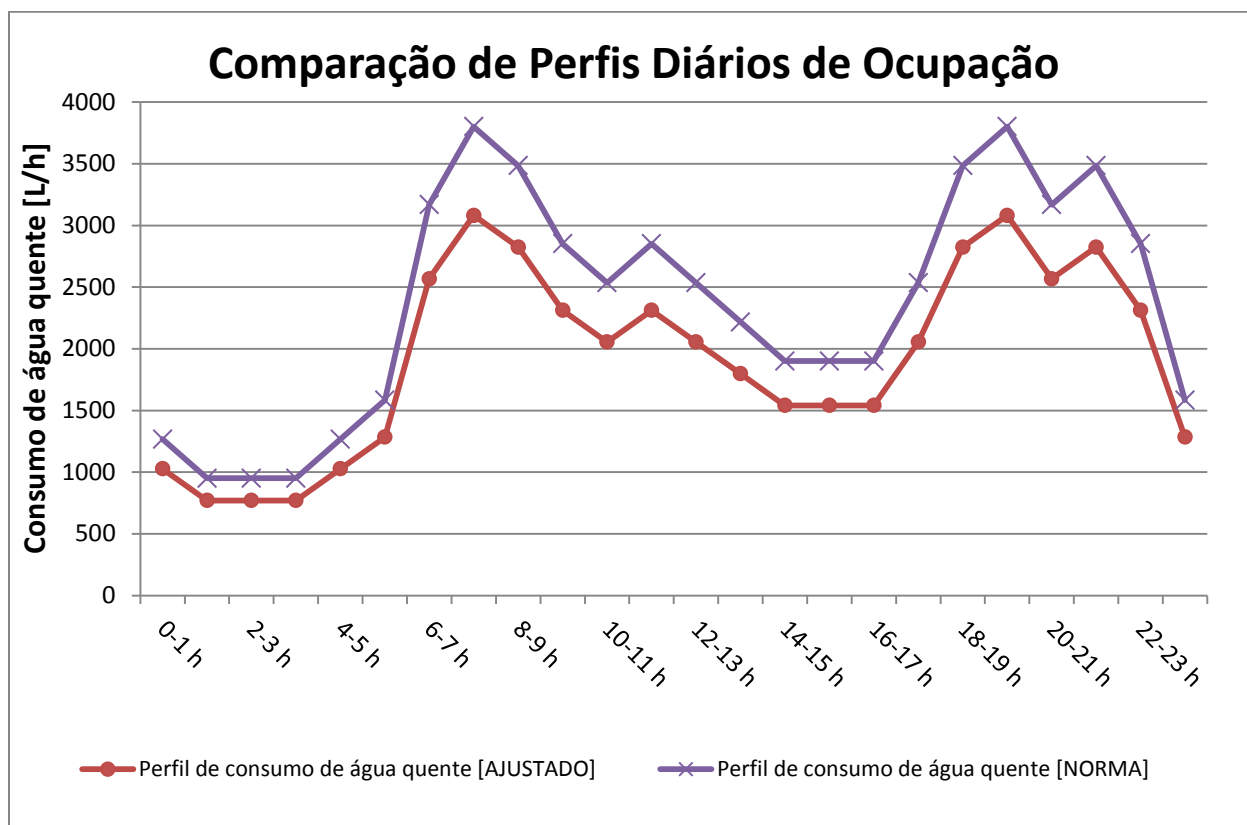


Figura 18: Perfis de consumo diário de acordo com a norma e ajustado.

5.1.2 Modelos de Perfis de Consumo apresentados em outros países

No artigo de Rankin, R., Rousseau, P.G. (2003), são apresentados alguns perfis de consumo de água quente, entre eles, um perfil de consumo em um hotel em Johannesburg, e outro perfil de consumo residencial para comparação. Os dados dos hotéis foram obtidos através da média de medidas ao longo de pelo menos um ano inteiro. Os dados residenciais foram obtidos de estudos realizados anteriormente. O Objetivo deles era avaliar qual o impacto dos perfis de consumo ao se projetar sistemas de aquecimento de água centralizados.

O consumo era apresentado na forma de um percentual do consumo total ao longo do dia. Utilizou-se esse percentual para extrapolar esse consumo para a mesma base no qual foi calculado o Perfil de Consumo de Água Quente Ajustado, do item anterior. Para isso bastava multiplicar o percentual do estudo pelo consumo total diário do hotel ($Q_{hw \text{ diário}}$). Dessa forma é possível comparar os perfis de consumo do

estudo, com o perfil de consumo do presente trabalho, já que ambos têm a mesma base.

No artigo de Papakostas, K.T., Papagergiou, N.E., Sotiropoulos, B.A. (1995), é apresentado o perfil diário de consumo de água a partir de medidas em 4 prédios residenciais na Grécia. O objetivo era obter um perfil médio de consumo de água quente para ser utilizado em estudos posteriores. Como no caso anterior, os consumo eram dado com uma porcentagem do consumo total em um dia. A mesma metodologia aplicada nos perfis do artigo anterior foi aplicada nesse caso.

Os resultados desses cálculos são apresentados na Tabela 9. Os gráficos comparativos desses perfis são apresentados na Figura 19.

Na Figura 20 são comparados os consumos dos artigos com o consumo aconselhado pela ASHRAE, ajustado para o consumo diário do Hotel. Neste gráfico, todos os perfis possuem um consumo diário total igual à 53.928 L.

5.2 Perfil escolhido

Como os artigos escolhidos apresentavam perfis para países com climas e costumes diferentes do Brasil e que, em alguns casos, não eram necessariamente de hotéis, mas perfis residenciais, e como não foi possível encontrar na literatura estudos de casos no Brasil (mais especificamente São Paulo), optou-se por utilizar o perfil aconselhado pela norma da ASHRAE para hotéis. Os perfis encontrados na literatura no foram mantidos presente trabalho como referência para posteriores projetos.

Tabela 9: Perfis de consumo de água quente encontrados na literatura.

Hora do dia	% da Carga Diária Total [Greece]	Perfil de consumo de água quente [Greece]	% da Carga Diária Total [South Africa Residence]	Perfil de consumo de água quente [South Africa Residence] (L)	% da Carga Diária Total [South Africa Hotel]	Perfil de consumo de água quente [South Africa Hotel] (L)
0-1 h	1,7%	786	1,9%	878	0,9%	416
1-2 h	0,5%	231	1,6%	740	0,1%	46
2-3 h	0,1%	46	1,1%	508	0,1%	46
3-4 h	0,1%	46	0,9%	416	0,1%	46
4-5 h	0,8%	370	0,9%	416	1,9%	878
5-6 h	1,8%	832	1,7%	786	4,6%	2126
6-7 h	2,5%	1.156	3,4%	1572	13,0%	6009
7-8 h	2,9%	1.341	6,5%	3005	10,7%	4946
8-9 h	3,9%	1.803	8,0%	3698	8,7%	4022
9-10 h	4,5%	2.080	6,5%	3005	7,2%	3328
10-11 h	5,0%	2.311	5,6%	2589	7,3%	3374
11-12 h	5,4%	2.496	4,2%	1941	7,3%	3374
12-13 h	5,4%	2.496	3,4%	1572	5,9%	2727
13-14 h	5,2%	2.404	3,1%	1433	3,9%	1803
14-15 h	5,0%	2.311	3,2%	1479	2,4%	1109
15-16 h	5,6%	2.589	3,1%	1433	1,7%	786
16-17 h	5,7%	2.635	3,3%	1525	1,8%	832
17-18 h	6,1%	2.820	3,4%	1572	2,5%	1156
18-19 h	6,4%	2.958	6,5%	3005	3,9%	1803
19-20 h	6,9%	3.189	7,6%	3513	3,7%	1710
20-21 h	7,4%	3.421	8,0%	3698	3,9%	1803
21-22 h	7,5%	3.467	7,6%	3513	4,3%	1988
22-23 h	6,0%	2.773	5,7%	2635	3,1%	1433
23-24 h	3,6%	1.664	2,8%	1294	1,0%	462
Total	100,0%	46224	100,0%	46224	100,0%	46224
Média	4,2%	1926	4,2%	1926	4,2%	1926

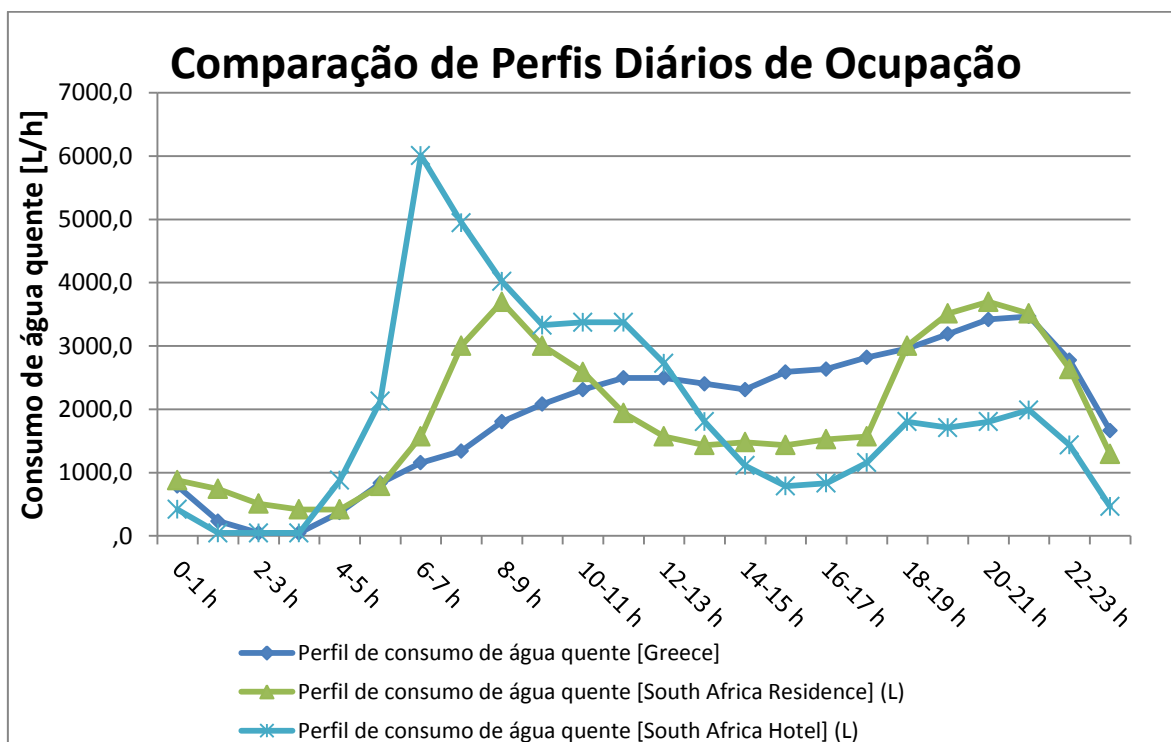


Figura 19: Comparação dos perfis de consumo encontrados na literatura.

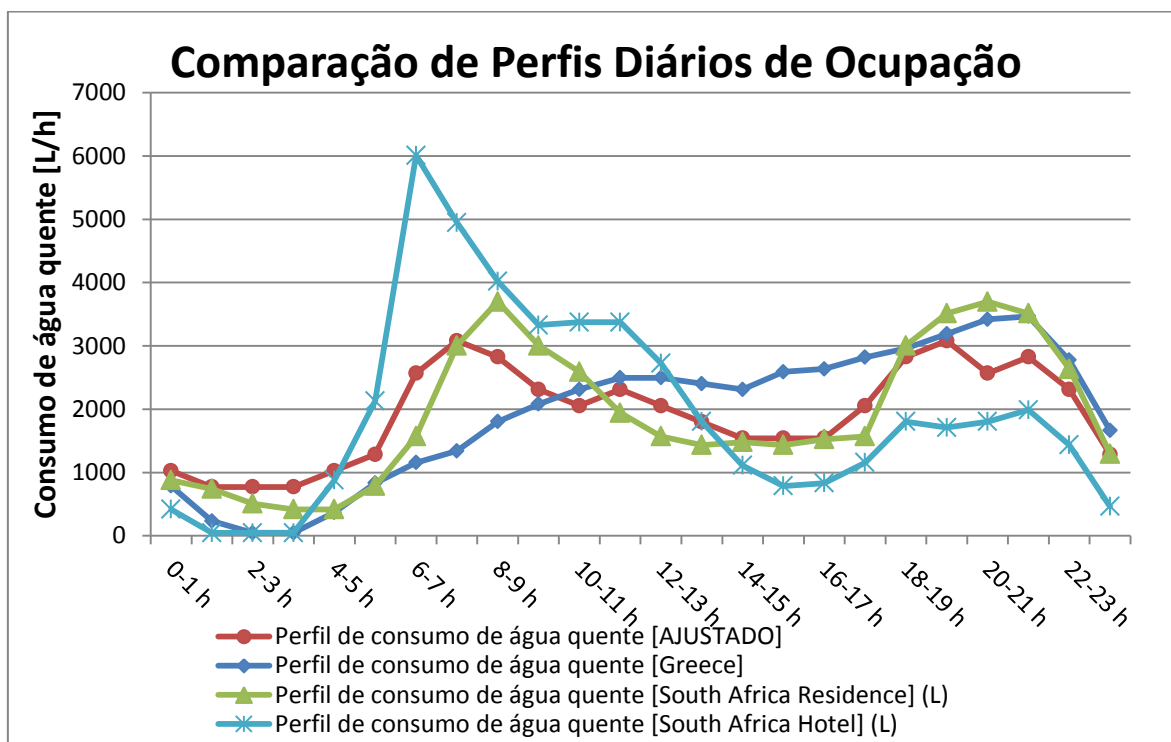


Figura 20: Comparação do perfil de consumo aconselhado pela norma com os perfis encontrados na literatura.

6. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA

6.1 Definição da tubulação e vazão

Como não foi possível ter acesso ao sistema de distribuição de água do hotel, deve-se assumir um sistema e trabalhar em cima dele. Esse sistema deve ser escolhido de tal forma que respeite o critério de que a velocidade de escoamento da água no duto não deve ultrapassar 3 m/s, de acordo com a norma ABNT NBR 7198 (1993), para evitar elevada perda de carga e ruídos excessivos. Também deve-se assumir o material do dutos, assim como do reservatório.

Optou-se por um sistema de fornecimento descendente de água, com a bomba de calor (ou aquecedores de passagem) e reservatórios localizados na parte superior do prédio. Na parte inferior seria necessária uma bomba para retornar a água de recirculação para o topo do prédio. Analisando a planta dos andares do hotel (apresentada na Figura 13), escolheu-se por dividir a distribuição em cada andar em 4 colunas, nomeadas de A à D. Cada um desses troncos ramifica-se da tubulação principal que sai do reservatório de água quente no topo do prédio. A Figura 21 ilustra quais apartamentos em cada andar são alimentados por cada tronco. O tronco A alimenta 3 apartamentos em cada andar e os troncos B, C e D alimentam 6 apartamentos em cada um.

Para propósito de escolha do diâmetro da tubulação, é preciso definir como se ramificam as tubulações para poder estimar as vazões nelas. A Figura 22 é um esquema representativo das ramificações nos troncos A à D, atendendo os andares do prédio, conforme detalhado anteriormente. Foi estabelecida uma cota de 3 metros para cada andar do prédio.

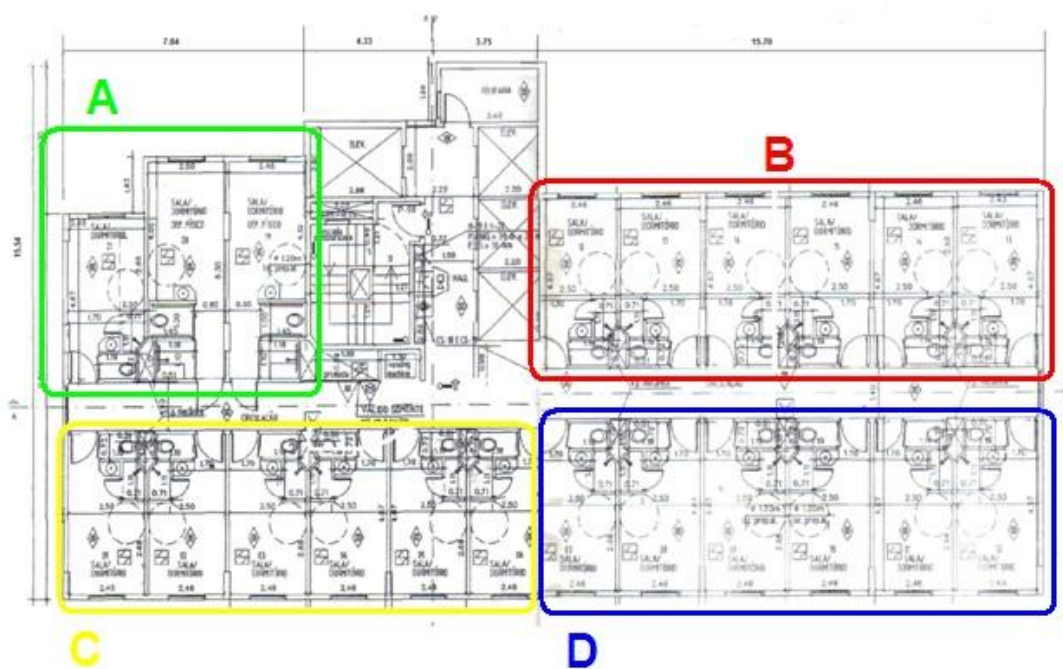


Figura 21: Divisão da alimentação de água quente nos apartamentos em cada andar.

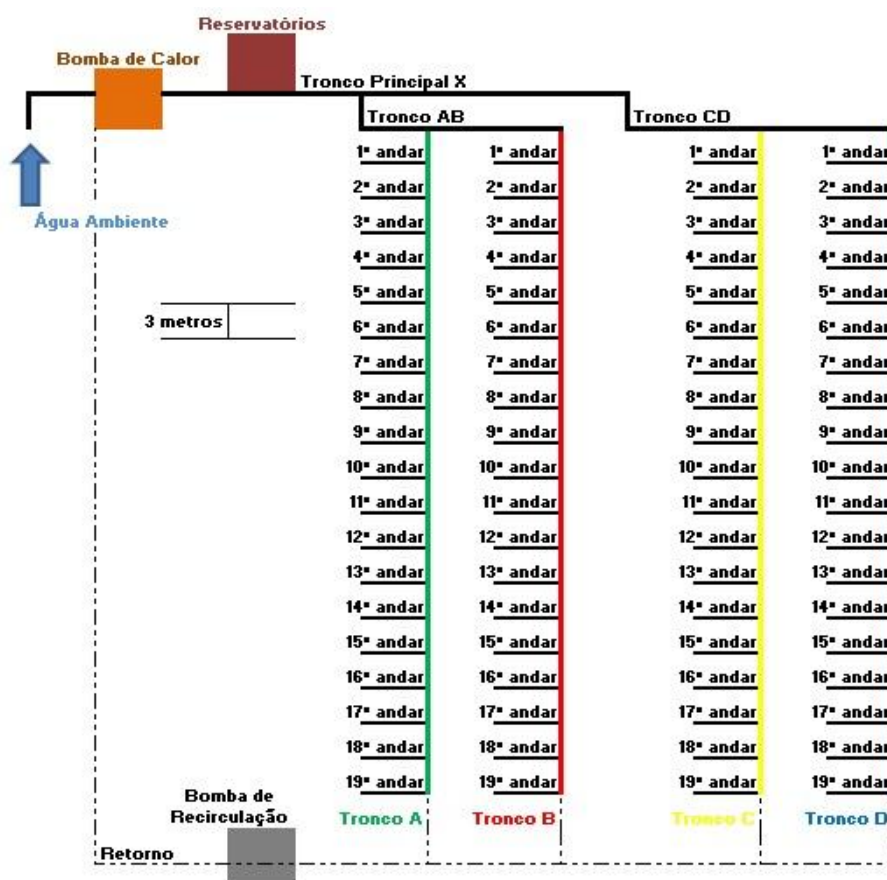


Figura 22: Esquema ilustrativo das tubulações do sistema de água quente do hotel.

De acordo com a Tabela 8, para o perfil de demanda ajustado, temos que a máxima demanda ocorre nos períodos de 7 a 8 horas e das 19 as 20 horas. Para definir qual diâmetro de tubulação utilizar, é preciso calcular as vazões em cada setor, para essa vazão máxima total, respeitando o critério de velocidade máxima igual a 3 m/s. Se dividirmos a vazão igualmente para cada apartamento, temos o seguinte perfil de vazões, apresentado na Figura 23. Essa vazão total não considera uma vazão extra de recirculação, além de ser estimada, podendo em determinadas ocasiões ultrapassar esse valor. Por isso para o cálculo do diâmetro será utilizado um fator de segurança igual a 2.

3082 L/h			
1321 L/h		1761 L/h	
440 L/h	880 L/h	880 L/h	880 L/h
417 L/h	834 L/h	834 L/h	834 L/h
394 L/h	788 L/h	788 L/h	788 L/h
371 L/h	741 L/h	741 L/h	741 L/h
348 L/h	695 L/h	695 L/h	695 L/h
324 L/h	649 L/h	649 L/h	649 L/h
301 L/h	602 L/h	602 L/h	602 L/h
278 L/h	556 L/h	556 L/h	556 L/h
255 L/h	510 L/h	510 L/h	510 L/h
232 L/h	463 L/h	463 L/h	463 L/h
209 L/h	417 L/h	417 L/h	417 L/h
185 L/h	371 L/h	371 L/h	371 L/h
162 L/h	324 L/h	324 L/h	324 L/h
139 L/h	278 L/h	278 L/h	278 L/h
116 L/h	232 L/h	232 L/h	232 L/h
93 L/h	185 L/h	185 L/h	185 L/h
70 L/h	139 L/h	139 L/h	139 L/h
46 L/h	93 L/h	93 L/h	93 L/h
23 L/h	46 L/h	46 L/h	46 L/h
Tronco A	Tronco B	Tronco C	Tronco D

Figura 23: Perfil de vazões nas tubulações.

Para estimar o diâmetro das tubulações utilizaremos a seguinte expressão que relaciona vazão Q em m^3/s , velocidade de escoamento da água V , em m/s , e diâmetro da tubulação em m :

$$Q = V \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (6)$$

Utilizando $V = 3 \text{ m/s}$, com um fator de segurança igual a 2, ou seja, efetivamente $V = 2 \text{ m/s}$, e para as vazões apresentadas acima, temos os seguintes resultados para os diâmetros mínimos para cada ramo da tubulação:

	Diâmetro (mm)
Tronco Principal X	27,0
Tronco AB	17,6
Tronco CD	20,4
Tronco A	10,2
Tronco B	14,4
Tronco C	14,4
Tronco D	14,4

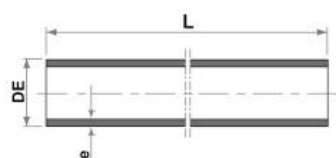
Utilizando o catálogo de tubulação da linha PEX multicamada da marca Tigre, foram escolhidos os seguintes diâmetros para atender os resultados acima:

	Diâmetro (mm)
Tronco Principal X	32
Tronco AB	20
Tronco CD	25
Tronco A	16
Tronco B	16
Tronco C	16
Tronco D	16

Para as tubulações que saem desses ramos principais e vão para os apartamentos o diâmetro é de 166 mm também, pois é o mínimo vendido pela Tigre para essa linha. A seguir as propriedades do material e da tubulação, na Figura 24. Deles o mais importante é a condutividade térmica, igual a 0,35 W/m.°C. E na Figura 25, também retirado do catálogo, as dimensões da tubulação de acordo com o seu diâmetro. Dessa tabela será utilizada a espessura.

Propriedade do tubo	Valor	Unidade
Coefficiente de dilatação	$2,3 \times 10^{-5}$	m/m°C
Temperatura de serviço	95	°C
Temperatura de pico	110	°C
Pressão de serviço	100	mca
Rugosidade	0,004	
Condutividade térmica	0,35	w/m°C
Densidade	1470	kg/m³

Figura 24: Dados técnicos da tubulação do tipo PEX multicamada da marca Tigre.



DIMENSÕES (mm)			
DN	DE	e	L
16	16	2	100000
20	20	2	100000
25	25	2,5	50000
32	32	3	50000

Figura 25: Dimensões da tubulação PEX multicamada de acordo com o diâmetro.

Para poder calcular as áreas de troca A de cada seção da tubulação, é preciso assumir qual o comprimento da tubulação entre cada. Tendo como base o mapa da Figura 13, e utilizando o bom senso, foram assumidas as seguintes distâncias entre cada nó, apresentado na Figura 26. Entre cada andar, temos uma altura de 3 metros, portanto essa é o comprimento de cada tubulação entre os andares.

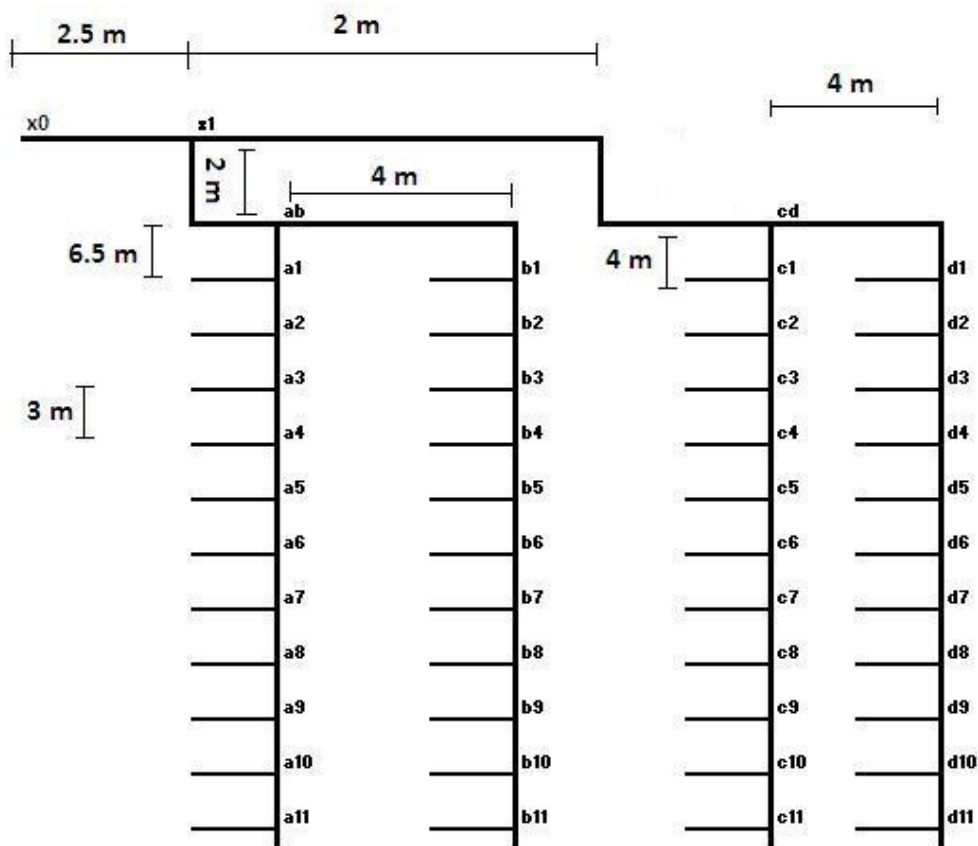


Figura 26: Distância entre os nós da tubulação.

Com a geometria material da tubulação definidas, assim como a vazão, é possível calcular as perdas de calor e temperatura ao longo da mesa e a vazão de recirculação. Com isso é possível escolher qual a melhor bomba de calor e reservatórios para o projeto.

6.2 Modelagens

6.2.1 Modelagem de perda de calor na tubulação para o meio

A perda de calor na tubulação e no reservatório ocorrem simultaneamente por convecção e radiação. De acordo com Incropera F.P. (2008), podemos calcular essa perda de calor através da seguinte expressão:

$$q = U \cdot A \cdot (T_m - T_\infty) + q_{rad} \quad (7)$$

Onde:

q é a taxa de transferência de calor, em W.

U é o fator global de troca de calor por convecção, em $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

A é a área de troca de calor, em m^2 .

T_m é a temperatura média de água que esta escoando num determinado comprimento de tubulação, ou a temperatura média da água no reservatório, em K.

T_∞ é a temperatura do meio, em K.

q_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação, em W.

O fator U é calculado através da seguinte expressão, no qual cada uma das frações no denominador representa, respectivamente, convecção interna, condução e convecção externa:

$$U_e \cdot A_e = U_i \cdot A_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} \cdot A_i} + \frac{t}{k \cdot A} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_e}} \quad (8)$$

h_{int} é o coeficiente de convecção interno, em $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

k é a condutividade térmica, que depende do material do tubo ou reservatório, em $\frac{W}{m \cdot K}$.

h_{ext} é o coeficiente de convecção externo, em $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

t é a espessura do tubo ou da parede do reservatório, em m.

$A_e = A_i$, é a mesma que antes, a área de troca de calor, em m^2 .

Para calcular os coeficientes de convecção (interno e externo) devemos utilizar correlações empíricas, retiradas de Incropera F.P. (2008). A escolha de qual correlação utilizar depende de tipo de escoamento que se desenvolve dentro dos tubos, além de alguns outros parâmetros adimensionais. Mais a frente no trabalho é apresentado o cálculo desses parâmetros e com base neles sabe-se que o escoamento dentro dos dutos é turbulento e plenamente desenvolvido.

De acordo com os valores obtidos para os parâmetros e para este tipo de escoamento, temos a seguinte correlação empírica para o cálculo de h_{int} , de acordo com Incropera F.P. (2008), válida para $Re > 10000$ e $0,6 < Pr < 160$ e $\frac{L}{D} > 10$:

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} \cdot D}{k} = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \quad (9)$$

Onde:

Nu_{int} é o número adimensional de Nusselt para o escoamento interno.

D é o diâmetro do duto, em m.

k novamente é a condutividade térmica, em $\frac{W}{m \cdot K}$.

Re é o número adimensional de Reynolds, definido por:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (10)$$

Pr é o número adimensional de Prandtl, definido por:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (11)$$

V é a velocidade média do escoamento no duto, em m/s.

ν é a viscosidade cinemática do água, em m^2/s .

α é a difusividade térmica do fluido, em m^2/s .

Para o escoamento externo, temos a seguinte expressão recomendada por Incropera F.P. (2008), para cálculo do h_{ext} , válido para $Ra > 10^{12}$:

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} \cdot D}{k} = 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{1 + \frac{0,559}{Pr}^{9/16} \frac{8/27}}{2} \quad (12)$$

Onde:

Nu_{ext} é número adimensional de Nusselt para o escoamento externo.

Ra é o adimensional de Rayleigh, definido por:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot T_s - T_\infty \cdot D^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (13)$$

g é a aceleração da gravidade em m/s^2 .

β é o coeficiente de expansão térmico do fluido (neste caso o ar), em $1/K$.

D , v e α foram apresentados antes.

T_s é a temperatura na superfície externa do tubo (ou reservatório) e pode ser aproximada por:

$$T_s \cong \frac{T_m - T_\infty}{2} \quad (14)$$

T_∞ é a temperatura do meio, em K.

T_m , conforme definido anteriormente, é a temperatura média de água que esta escoando num determinado comprimento de tubulação, ou a temperatura média da água no reservatório, em K.

Para calcular q_{rad} usaremos a equação de Boltzmann, de acordo com Incropera F.P.(2008):

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T_s^4 - T_\infty^4 \quad (15)$$

Onde:

ε é a emissividade da superfície externa, adimensional.

σ é a constante de Stefan-Boltzmann, e vale $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$.

A , T_s e T_∞ foram apresentados anteriormente.

Com as expressões acima, adimensionais e propriedades da água para as temperaturas no duto, é possível calcular as perdas para o meio ao longo de toda a tubulação e no reservatório.

6.2.2 Modelagem da vazão de recirculação

Determinada a perda de calor para o ambiente, temos que a vazão de recirculação deve ser tal de forma a compensar todas essas perdas. Aplicando o balanço de energia temos:

$$q_{meio} = q_{recirc} \quad (16)$$

Para fornecer essa taxa de calor ao sistema de água quente, a bomba de calor deve fornecer uma vazão extra de água ($m_{recirc.}$), em kg/s, calculada com a seguinte expressão, de acordo com Van Wylen (2009):

$$m_{recirc.} = \frac{q_{recirc.}}{c_p \cdot (T_{w\ ent.} - T_{w\ amb.})} \quad (17)$$

Onde:

c_p é o calor específico da água, $\frac{J}{kg \cdot K}$.

$T_{w\ ent.}$ é a temperatura na qual a bomba de calor fornece a água (55°C).

$T_{w\ amb.}$ é a temperatura na ambiente da água.

6.2.3 Modelagem do perfil de temperatura ao longo da tubulação

Novamente, de acordo com Van Wylen (2009) e de acordo com Incropera F.P. (2008), aplicando o balanço de energia para uma seção do duto podemos determinar as temperaturas ao longo de toda tubulação através de:

$$q_{meio} = m \cdot c_p \cdot T_{m\ ent} - T_{m\ sai} \quad (18)$$

Onde:

q_{meio} é a taxa de perda de calor para o meio, em W, e pode ser calculado através da metodologia detalhada em 6.2.1.

m é a vazão de água quente na tubulação, em kg/s.

$T_{m\ ent}$ é a temperatura média de entrada da água em determinado ponto da tubulação.

$T_{m \text{ sai}}$ é a temperatura média de entrada da água em determinado ponto da tubulação.

Partindo de uma temperatura fixa de fornecimento de água, podemos obter as temperaturas ao longo de toda a tubulação. Basta definir como é a tubulação e os pontos no qual se deseja saber a temperatura.

6.3 Cálculos e Resultados

Utilizando as modelagens apresentadas no item 6.2 e dados da tubulação e reservatório apresentados em 6.1 apresentaremos abaixo os resultados para as perdas de calor para o meio na tubulação, no reservatório, vazão de recirculação para cobrir essas perdas e o perfil de temperatura na tubulação.

Abaixo um tabelas com os dados de propriedades do ar e da água assumidos para os cálculos. Assumiu-se a temperatura externa do ar igual a 20°C com base nas médias anuais de temperatura para São Paulo em 2009. E para avaliar qual a sensibilidade do sistema com relação a ao fator da temperatura externa do ar, também foram avaliados outros dois cenários: 15°C e 25°C

Tabela 10: Propriedades Gerais da Água e do Ar

Dados Gerais água		
$\rho_{\text{água}}$	1000	kg/m ³
$\mu_{\text{água}}$	4,89E-04	Pa.s
$cp_{\text{água}}$	4,18	kJ/kg.K
$Re_{\text{escoamento turbulento}}$	2300	
Dados Gerais ar		
v_{ar}	1,59E-05	m ² /s
α_{ar}	2,25E-05	m ² /s
β_{ar}	0,003663	
aceleração da gravidade	9,8	m/s ²

Dados Água			
T	k	Pr	$\mu_{\text{água}}$
°C	W/m.K		Pa.s
57	0,650	3,15	4,89E-04
52	0,645	3,42	5,28E-04
47	0,640	3,77	5,77E-04

Dados Ar				
T	v	k	alpha	Pr
K	m²/s	W/m.K	m²/s	
250	1,14E-05	2,23E-02	1,59E-05	0,72
300	1,59E-05	2,63E-02	2,25E-05	0,707
350	2,09E-05	3,00E-02	2,99E-05	0,7

Também foi assumido que as perdas por radiação na tubulação podem ser consideradas desprezíveis e, portanto, não foram consideradas nos cálculos das perdas. Além disso, como ainda não foi avaliado se somente um tanque de 3000 L é suficiente para suprir toda a demanda de pico do sistema, também foi analisado um cenário com perdas em 2 tanques de 3000 L.

Abaixo os resultados calculados:

Tabela 11: Resultados de perda de calor para o meio de vazão

		Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	
	Temperatura do Ar	14	20	25	°C
	Perdas de calor tubulação	1,73	1,41	1,17	kW
	Perdas de calor em 1 reservatório de 3000L	0,57	0,49	0,41	kW
	Perdas de calor Total com 1 reservatório 3000L	2,29	1,90	1,58	kW
	Perdas de calor Total com 2 reservatório 3000L	2,86	2,39	2,00	kW
1 Tanque de 3000L	Vazão de Recirculação	0,01371	0,01301	0,01261	kg/s
		49	47	45	l/h
		1.184	1.124	1.089	l/dia
	Novo consumo horário total	1.975	1.973	1.971	l/h
	Novo consumo diário total	47.409	47.349	47.313	l/dia
2 Tanque 3000 L	Vazão de Recirculação	0,01709	0,01636	0,01591	kg/s
		62	59	57	l/h
		1.477	1.414	1.375	l/dia
	Novo consumo horário total	1.988	1.985	1.983	l/h
	Novo consumo diário total	47.701	47.638	47.599	l/dia

Foi calculada também a distribuição de temperatura ao longo de toda a tubulação, a partir das perdas de calor. A temperatura mínima calculada, nos ponto mais distante da tubulação foi de 50,7°C.

A partir dos resultados pode se perceber que a sensibilidade do sistema modelado com relação à temperatura externa do ar e quantidade de reservatórios é baixa: 1.477 L/dia no pior cenário e 1.089 L/dia no melhor cenário.

6.4 Seleção da Bomba de Calor

A bomba de calor selecionada deve ser capaz de suprir toda a demanda diária de água quente acrescida da vazão de recirculação. Ele deve suprir essa demanda através de um fornecimento constante de água quente equivalente a média de consumo por hora, com o auxílio do reservatório de um ou mais reservatórios. Dessa

maneira, nos horários no qual o consumo é inferior à média, a bomba enche o(s) reservatório(s) com água quente. E nos horários no qual o consumo é maior que a média fornecida pela bomba, o reservatório supre essa demanda que a bomba não consegue atender.

A Figura 27 abaixo mostra o consumo horário de água quente no hotel, já incluindo a vazão de recirculação. A média, conforme já estimamos é de 1.985 L/h.

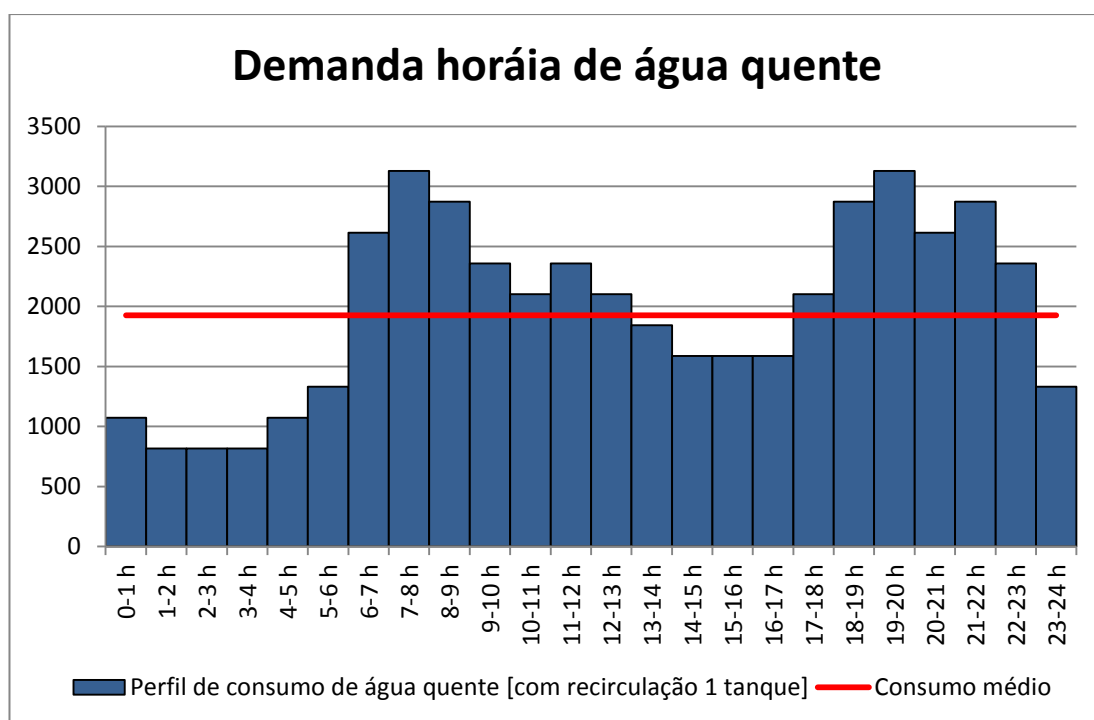


Figura 27: Demanda horária de água quente

A Figura 28 abaixo, do catálogo de bombas de calor da empresa Jelly Fish, apresenta algumas opções de bomba de calor do qual podemos escolher com fornecimento de água a 55°C. Para a escolha de quantas bombas seriam necessárias, devemos considerar a situação extrema da temperatura do ar igual a 14°C, e a demanda média estimada de 1.985 L/h.

Temperatura Ambiente x Temperatura da Água Aquecida x Produção em Litros/h												
Temp. Ar (°C)	14	14	14	18	18	18	22	22	22	27	27	27
Temp. H2O (°C)	45	50	55	45	50	55	45	50	55	45	50	55
BC 50 HOT 55	369	295	246	434	347	290	499	399	333	581	464	387
BC 80 HOT 55	608	486	405	698	558	465	788	630	525	900	720	600
BC 120 HOT 55	804	643	536	923	739	616	1042	834	695	1191	953	794
BC 480 HOT 55	3402	2722	2268	3822	3057	2548	4241	3393	2827	4765	3812	3177
BC 120 HOT 70	486	425	378	529	463	411	543	475	422	594	520	462

Figura 28: Catálogo Bombas de Calor Jelly Fish

Obtemos as seguintes opções de combinação de bombas de calor.

- 8 bombas de calor modelo BC 50 HOT 55
- 5 bombas de calor modelo BC 80 HOT 55
- 4 bombas de calor modelo BC 120 HOT 55
- 1 bomba de calor modelo BC 480 HOT 55 (fabricante não está produzindo momentaneamente)

Como o fabricante não está mais produzindo mais a opção d), optou-se por analisar as opções b) e c), para minimizar a quantidade de bombas de calor, e respectivas instalações/manutenções, e comparar os resultados econômicos. Agora é preciso avaliar se essas quantidades de bomba de calor dão conta do fornecimento de água quente, mesmo em cenários mais extremos de temperatura ambiente. Para essa avaliação é preciso obter os dados técnicos dessas bombas de calor, para diferentes cenários de temperatura do ar ambiente e da água que alimenta a bomba de calor.

6.4.1 Dados técnicos das bombas de calor selecionada

A seguir a Figura 29 fornece os dados nominais das bombas selecionadas de acordo com catálogo técnico fornecido pela empresa, e a Figura 30 o desenho técnico da máquina. Pela tabela abaixo já possível perceber que a empresa considera a temperatura do ar igual a 27°C para calcular os dados nominais.

CAPACIDADE EM KILOCALORIAS						
Temperatura do Ar (°C)		14	18	22	27	
BC 50		7385	8685	9986	11612	
BC 80		12150	13950	15750	18000	
BC 120		16083	18465	20848	23826	
BC 480		68047	76434	84821	95304	
BC 120 HOT 70		17000	18500	19000	20800	

CARACTERÍSTICAS	UNIDADES	BC 50 M	BC 80 T	BC 120 T	BC 480 T	BC 120 T HOT 70
Fases		230-1-60	230-3-60	230-3-60	230-3-60	230-3-60
Capacidade Nominal	Kcal	11.612	18.723	23.826	95,304	21.622
Potência Compressor	Kw	3.12	4.27	16.7	16.7	24.9
Corrente Compressor	A	14.6	12.6	22	22	12.6
Qtde Compressores	Un	1	1	1	4	1
Potência Ventilador	Kw	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
Corrente Ventilador	A	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Qtde Ventiladores	Un.	1	1	1	6	1
Potência Nominal Total	Kw	3.27	4.42	5.55	5.55	8.35
Corrente Nominal Total	A	16.1	14.1	18.2	18.2	26.4
C.O.P. Água Quente		3.78	3.61	3.72	3.72	3.00
Comprimento	mm	765	965	965	2030	965
Largura	mm	665	855	855	2445	855
Altura	mm	770	770	970	2525	970
Peso	Kg	70	102	139	998	152
Vazão Água Quente	M³/h	3	4	5	64	5

Figura 29: Especificações Técnicas da Bomba de Calor

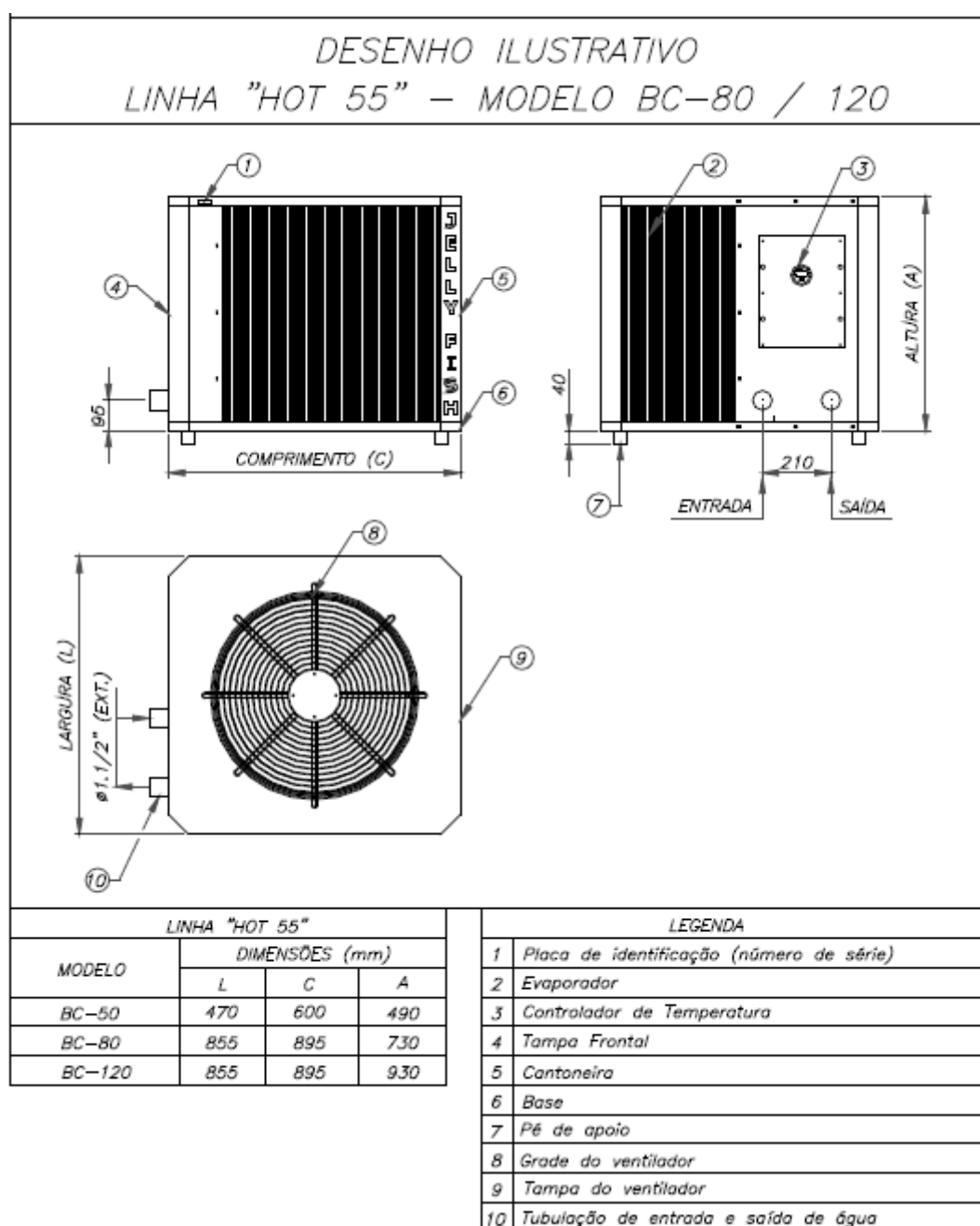


Figura 30: Desenho Técnico das Bombas de Calor BC 80 HOT 55 e BC 120 HOT 55

Com os dados técnicos de capacidade nominal da Figura 29 acima e com os dados de vazão da Figura 28, a partir da equação a seguir, é possível calcular qual a temperatura de entrada da água que o fabricante considerou pra calcular os dados nominais (como o COP, por exemplo).

$$m_w = \frac{q_{B.C.}}{c_p \cdot (T_{w \text{ sai.}} - T_{w \text{ amb.}})} \quad (19)$$

Onde:

c_p é o calor específico da água, $\frac{J}{kg \cdot K}$.

$T_{w \text{ sai.}}$ é a temperatura na qual a bomba de calor fornece a água (55°C).

$T_{w \text{ amb.}}$ é a temperatura na ambiente da água.

m_w é a vazão de água fornecida pela bomba, iguais a 600 L/h e 794 L/h para as bombas de calor modelo BC 80 e BC 120 HOT55, respectivamente, e com temperatura do ar a 27°C.

$q_{B.C.}$ é o calor nominal fornecido à água pela bomba, iguais a 18.723 kcal/h e 23.826 kcal/h para as bombas de calor modelo BC 80 e BC 120 HOT55, respectivamente

A temperatura encontrada é igual a 25°C para o modelo BC120 HOT55 e 24°C para o modelo BC 80 HOT55. Foi considerado 25°C para a temperatura de entrada da água, para os dados nominais do fabricante.

6.4.2 Estimativa de desempenho e outros parâmetros da bomba de calor

Infelizmente a empresa não informou a curva de desempenho das bombas selecionadas. Mas podemos estimar os gráficos de desempenho a partir das informações fornecidas no catálogo técnico. A partir da equação abaixo:

$$COP = \frac{Q_{aquec.}}{W_{elet.}} \quad (20)$$

e utilizando os dados nominais de COP e do calor fornecido pela bomba, é possível calcular a potência elétrica exigida. Assumindo que essa potência elétrica é constante, pois não é influenciada pela temperatura do ar, podemos estimar então o COP para as diferentes temperaturas do ar. A seguir a Tabela 12 apresenta os resultado dessas estimativas para o COP e a Figura 31 apresenta um gráfico estimado de desempenho para as duas bombas de calor escolhidas para a análise.

Tabela 12: Estimativa desempenho bomba de calor

Dados Bomba de Calor						
T entrada água = 25°C	Temperatura do ar	°C	14	18	22	27
	Temperatura Saída Água	°C	55	55	55	55
	Vazão água quente BC 80	L/h	405	465	525	600
	Vazão água quente BC 120	L/h	536	616	695	794
	Calor Fornecido BC 80	kW	14,1	16,2	18,3	20,9
	Calor Fornecido BC 120	kW	18,7	21,5	24,2	27,7
	Calor Fornecido BC 80	kcal/h	12150	13950	15750	18000
	Calor Fornecido BC 120	kcal/h	16080	18480	20850	23820
	Potência elétrica BC 80	kW	5,8	5,8	5,8	5,8
	Potência elétrica BC 120	kW	7,4	7,4	7,4	7
	COP BC 80		2,44	2,80	3,16	3,61
	COP BC 120		2,51	2,89	3,26	3,72

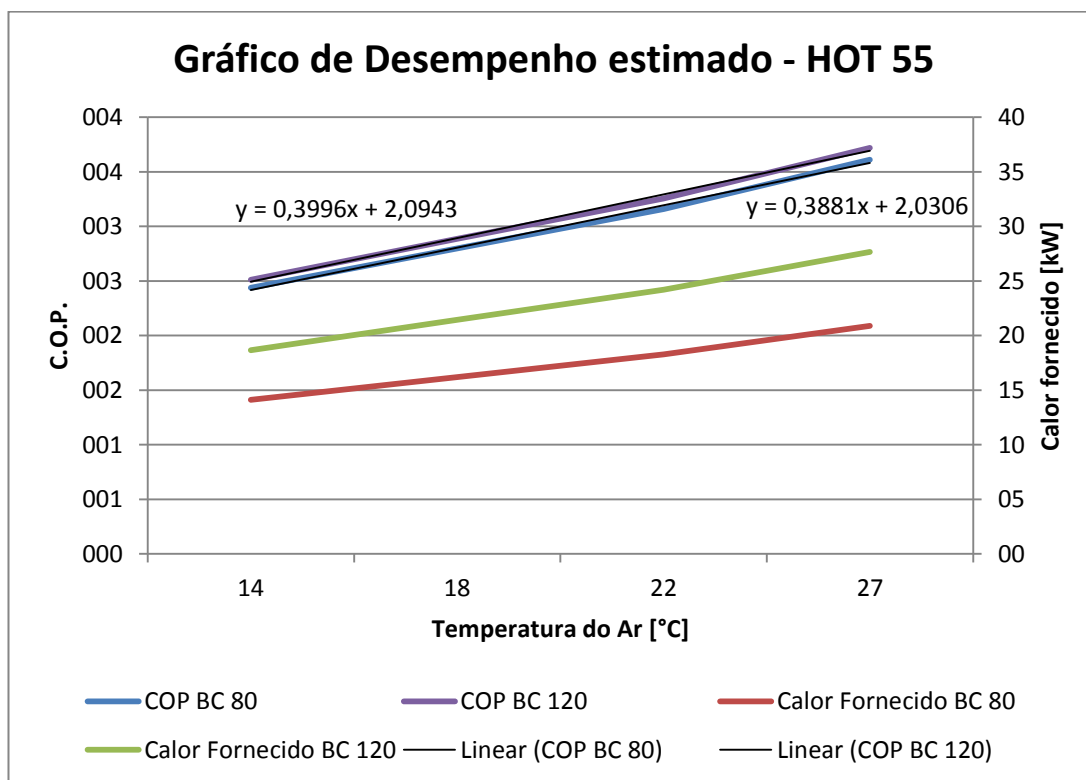


Figura 31: Gráfico de desempenho estimado da bomba de calor BC 480 HOT 55

Ao invés de simplesmente considerarmos que a temperatura de entrada da água na bomba de calor é igual a 25°C, podemos agora, a partir da estimativa de

desempenho avaliar qual é o fornecimento estimado de água quente para diferentes temperaturas de entrada de água. Abaixo uma análise assumindo que a temperatura de entrada da água varia entre 15°C, 20°C e 25°C.

Tabela 13: Nova estimativa de vazão de água quente, com variação da temperatura da água de entrada

Temp. Ar (°C)	14			18			22			27		
Temp entrada H2O (°C)	15	20	25	15	20	25	15	20	25	15	20	25
BC-80 HOT 55	304	347	405	349	399	465	394	450	525	450	514	600
BC-120 HOT 55	402	459	536	462	528	616	521	596	695	596	681	794

A partir dos novos dados, podemos selecionar a quantidade de cada modelo de bombas de calor necessárias para um cenário de dia frio, de modo a garantir fornecimento de água quente, mesmo na situação mais extrema. Para um dia com temperatura do ar igual a 14°C e temperatura de entrada da água igual a 15°C, são necessárias:

- 7 bombas de calor modelo BC 80 HOT 55
- 5 bombas de calor modelo BC 120 HOT 55

Além disso, também considerou-se a necessidade de uma bomba de calor reserva, para o eventual caso de falha ou quebra, totalizando 8 e 6 bombas, respectivamente em cada caso.

6.5 Avaliação do reservatório de água quente

O hotel possui um reservatório com capacidade para 3000 L de água quente. Como a bomba não consegue atender a demanda nos horários de pico, é preciso avaliar se esse reservatório consegue atender a demanda excedente. Para essa análise inicial iremos utilizar a demanda média de água quente com recirculação calculada no cenário 2 da Tabela 11, para 1 tanque, que é igual à 1.973 L/h. A Tabela 14 mostra os resultados dessa avaliação.

É fácil observar que um tanque de 3.000 L não dá conta da demanda total no horários de pico (já que foram calculados valores de volume negativo de água quente no tanque) e que é necessário outro reservatório de água quente, com pelo menos 3.600 L. Foi escolhido um tanque com capacidade de 5.000L (totalizando uma capacidade de armazenamento de 8.000 L) para operar com folga. Para dois tanques a perda de calor é maior e portanto a vazão de recirculação deve ser maior também. Se aproveitando da análise que já foi feita para vazão com 2 tanques de 3.000 L, iremos utilizar a vazão já calculado de 1.985 L da Tabela 11 para o cenário 2. A Tabela 15 mostra o resultado da avaliação, mas dessa vez para uma capacidade total de 8.000 L. Nela pode-se observar que a combinação de um tanque de 3.000 L já existente e outro tanque de 5.000 L atende a demanda total de água quente do hotel.

Tabela 14: Avaliação da capacidade de armazenamento do reservatório de 3.000L

Hora do Dia	Volume no reservatório [L]		Entrada de água quente [L]	Saída de água quente [L]		
	Inicial	Final		Recirculação	Consumo	Total
0-1 h	3.000	3.000	1.973	46,8	1.027	1.074
1-2 h	3.000	3.000	1.973	46,8	770	817
2-3 h	3.000	3.000	1.973	46,8	770	817
3-4 h	3.000	3.000	1.973	46,8	770	817
4-5 h	3.000	3.000	1.973	46,8	1.027	1.074
5-6 h	3.000	3.000	1.973	46,8	1.284	1.331
6-7 h	3.000	2.358	1.973	46,8	2.568	2.615
7-8 h	2.358	1.202	1.973	46,8	3.082	3.128
8-9 h	1.202	304	1.973	46,8	2.825	2.872
9-10 h	304	-82	1.973	46,8	2.311	2.358
10-11 h	-82	-210	1.973	46,8	2.054	2.101
11-12 h	-210	-595	1.973	46,8	2.311	2.358
12-13 h	-595	-724	1.973	46,8	2.054	2.101
13-14 h	-724	-595	1.973	46,8	1.798	1.844
14-15 h	-595	-210	1.973	46,8	1.541	1.588
15-16 h	-210	175	1.973	46,8	1.541	1.588
16-17 h	175	560	1.973	46,8	1.541	1.588
17-18 h	560	432	1.973	46,8	2.054	2.101
18-19 h	432	-467	1.973	46,8	2.825	2.872
19-20 h	-467	-1.622	1.973	46,8	3.082	3.128
20-21 h	-1.622	-2.264	1.973	46,8	2.568	2.615
21-22 h	-2.264	-3.163	1.973	46,8	2.825	2.872
22-23 h	-3.163	-3.548	1.973	46,8	2.311	2.358
23-24 h	-3.548	-2.906	1.973	46,8	1.284	1.331

A empresa Acqualimp produz tanques/reservatórios desse porte (5.000 L), feitos de polietileno. Para isolar termicamente o tanque ,é possível revestir o mesmo com lã de vidro, que possuem condutividade térmica igual a 0,05 W.m/K.

Recalculando as perdas para o meio para esse novo tanque, chegamos uma nova vazão de recirculação muito próxima a anteriormente calculada para uma temperatura média do ar externo igual a 20°C: 62 L/h (ou 1.480 L/dia), contra os 59 L/h (ou 1.414 L/dia). Logo essa alteração não impacta significativamente os valores assumidos anteriormente.

Tabela 15: Avaliação da capacidade de armazenamento de 8.000 L

Hora do Dia	Volume no reservatório [L]		Entrada de água quente [L]	Saída de água quente [L]		
	Inicial	Final		Recirculação	Consumo	Total
0-1 h	3.000	3.899	1.985	58,9	1.027	1.086
1-2 h	3.899	5.054	1.985	58,9	770	829
2-3 h	5.054	6.210	1.985	58,9	770	829
3-4 h	6.210	7.366	1.985	58,9	770	829
4-5 h	7.366	8.000	1.985	58,9	1.027	1.086
5-6 h	8.000	8.000	1.985	58,9	1.284	1.343
6-7 h	8.000	7.358	1.985	58,9	2.568	2.627
7-8 h	7.358	6.202	1.985	58,9	3.082	3.141
8-9 h	6.202	5.304	1.985	58,9	2.825	2.884
9-10 h	5.304	4.918	1.985	58,9	2.311	2.370
10-11 h	4.918	4.790	1.985	58,9	2.054	2.113
11-12 h	4.790	4.405	1.985	58,9	2.311	2.370
12-13 h	4.405	4.276	1.985	58,9	2.054	2.113
13-14 h	4.276	4.405	1.985	58,9	1.798	1.857
14-15 h	4.405	4.790	1.985	58,9	1.541	1.600
15-16 h	4.790	5.175	1.985	58,9	1.541	1.600
16-17 h	5.175	5.560	1.985	58,9	1.541	1.600
17-18 h	5.560	5.432	1.985	58,9	2.054	2.113
18-19 h	5.432	4.533	1.985	58,9	2.825	2.884
19-20 h	4.533	3.378	1.985	58,9	3.082	3.141
20-21 h	3.378	2.736	1.985	58,9	2.568	2.627
21-22 h	2.736	1.837	1.985	58,9	2.825	2.884
22-23 h	1.837	1.452	1.985	58,9	2.311	2.370
23-24 h	1.452	2.094	1.985	58,9	1.284	1.343

6.6 Demanda Final de Água Quente

Agora que já foram selecionadas as bombas de calor, os tanques de armazenamento e já foi recalculado o valor da vazão de recirculação, é possível apresentar o perfil final de demanda de água quente calculado, na Tabela 16, e o novo valor da média mensal de consumo de água quente é de 1.451 m³/mês.

Tabela 16: Perfil final de demanda horária de água quente

Hora do dia	Perfil de consumo de água quente [tanque 8000 L]
0-1 h	1089
1-2 h	832
2-3 h	832
3-4 h	832
4-5 h	1089
5-6 h	1346
6-7 h	2630
7-8 h	3143
8-9 h	2886
9-10 h	2373
10-11 h	2116
11-12 h	2373
12-13 h	2116
13-14 h	1859
14-15 h	1602
15-16 h	1602
16-17 h	1602
17-18 h	2116
18-19 h	2886
19-20 h	3143
20-21 h	2630
21-22 h	2886
22-23 h	2373
23-24 h	1346
Total	47704
Média	1988

7. AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA DO SISTEMA

A avaliação técnico-econômica visa comparar, do ponto de vista financeiro, as duas alternativas para aquecimento de água definidos em “4.2 Tipos de Sistemas de Aquecimento”. Ela leva em consideração os custos de investimento em infraestrutura necessária para a demanda de água quente, instalação de todo o sistema de aquecimento além de custos com energia elétrica ou gás encanado, dependendo da alternativa.

A análise será feita para um período de 15 anos, através da metodologia do valor presente apresentada por Ehrlich (1989), no qual os gastos feitos ao longo do tempo são ajustados ao seu valor no tempo presente por uma taxa de retorno definida. Dessa maneira é possível comparar os cenários que tem gastos diferenciados ao longo do tempo, e concluir qual é mais vantajoso agora, do ponto de vista econômico.

7.1 Custo dos Insumos Energéticos

7.1.1 Energia Elétrica

No Brasil a tarifa de energia elétrica é definida pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). O preço cobrado do consumidor final é calculado para as distribuidoras de energia e é chamado de tarifa de uso dos sistemas elétricos de distribuição (TUSD). Todas as distribuidoras são reguladas pela ANEEL, e a que atende a região da cidade de São Paulo é a empresa AES ELETROPAULO.

Na Figura 32 abaixo, obtida do site da própria AES Eletropaulo, é possível observar as tarifas cobradas para o Grupo B de baixa tensão. A tarifa cobrada para o hotel em análise se enquadra no subgrupo B3 – Demais Classes, que engloba indústria, comércio e serviços, de acordo com o ABNT NBR 7198 – Projeto e execução de instalações prediais de água quente, 1993

ANEEL , Caderno Temático de Tarifas de Fornecimento de Energia Elétrico (2005).

AES Eletropaulo > Para sua Casa > Prazos e tarifas > Tarifa de energia elétrica

TARIFAS PARA O FORNECIMENTO DE ENERGIA ELÉTRICA RESOLUÇÃO Nº 1.759 DE 03/07/2014 DA ANEEL - VÁLIDAS À PARTIR DE 04/07/2014.

Tarifas Aplicadas a clientes atendidos em Baixa Tensão (Grupo B)

MODALIDADE TARIFÁRIA CONVENCIONAL		
SUBGRUPO / CLASSE / SUBCLASSE (R\$/kWh)	Tarifa do Uso do Sistema de Distribuição (TUSD) (R\$/kWh)	Tarifa de Energia (TE) (R\$/kWh)
B1 - RESIDENCIAL	0,11011	0,17106
B1 - RESIDENCIAL - BAIXA RENDA		
Consumo mensal até 30kWh	0,03637	0,05987
Consumo mensal entre 31 e 100kWh	0,06235	0,10264
Consumo mensal entre 101 e 220kWh	0,09352	0,15396
Consumo mensal superior a 220kWh	0,10392	0,17106
B2 - RURAL	0,07708	0,11974
B2 - COOPERATIVA DE ELETRIFICAÇÃO RURAL	0,07708	0,11974
B2 - SERVIÇO PÚBLICO DE IRRIGAÇÃO	0,06607	0,10264
B3 - DEMAIS CLASSES	0,11181	0,17145
B4 - ILUMINAÇÃO PÚBLICA		
Iluminação Pública (B4a)	0,06287	0,09595
Iluminação Pública (B4b)	0,06858	0,10467

Figura 32: Tarifa de Energia Elétrica do Grupo B - fonte: site da AES Eletropaulo (www.aeseletropaulo.com.br)

É possível observar também que a AES divide a tarifa em duas. Mas se compararmos com os valores referentes à tarifa B1 residencial da Eletropaulo, apresentados na Figura 33, obtidos diretamente do site da ANEEL, concluímos que basta somar os dois valores fornecidos na Figura 32 para obter a tarifa total. E o valor da tarifa para o subgrupo B3 é de R\$ 0,28326/kWh.

Empresa: ELETROPAULO - Eletropaulo Metropolitana Eletricidade de São Paulo S/A

Vigência da Tarifa de 04/07/2014 a 03/07/2015

Resolução Homologatória Nº 1759 Publicada em 04/07/2014

Descrição	R\$/kWh*
B1 - Residencial	0,28117
B1 - Residencial Baixa Renda	
Consumo mensal até 30 kWh	0,09841
Consumo mensal entre 31 até 100 kWh	0,16870
Consumo mensal entre 101 até 220 kWh	0,25305

* Os valores constantes da Resolução Homologatória referida são expressos em R\$/MWh

Empresa: ELETROPAULO - Eletropaulo Metropolitana Eletricidade de São Paulo S/A

Vigência da Tarifa de 04/07/2013 a 03/07/2014

Resolução Homologatória Nº 1563 Publicada em 03/07/2013

Variação percentual em relação ao período anterior: 0,28%

Descrição	R\$/kWh*
B1 - Residencial	0,23844
B1 - Residencial Baixa Renda	
Consumo mensal inferior ou igual a 30 kWh	0,08152
Consumo mensal superior a 30 kWh e inferior ou igual a 100 kWh	0,13975
Consumo mensal superior a 100 kWh e inferior ou igual a 220 kWh	0,20962
Consumo mensal superior a 220 kWh	0,23291

* Os valores constantes da Resolução Homologatória referida são expressos em R\$/MWh

Figura 33: Tarifa de energia elétrica cobra pela AES Eletropaulo para grupo residencial - fonte: site da ANEEL (www.aneel.gov.br)

7.1.1 Gás Natural Canalizado

Quem regula sobre o preço do gás natural no Brasil, desde 1997, é a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), a partir da Lei 9.478/97 que criou a própria ANP e o Conselho Nacional de Política Energética. De acordo com ANP (2010), à partir de 2008, o preço do gás natural passou a vigorar a cada trimestre sendo constituído pela soma de uma Parcela Fixa (PF), atualizada anualmente pelo IGP-M publicado pela FV, com uma Parcela Variável (PV), reajustada trimestralmente pela variação de uma cesta de óleos e do câmbio.

A Figura 34 apresenta as tarifas cobradas pela Comgás, com vigência a partir de 31/05/2014. O hotel em análise se enquadra na classe 7, com consumo mensal entre 3.500 e 50.000 m³ de gás natural canalizado. Para classe, os valores com imposto são:

- PF: R\$ 3.480,44/mês
- PV: R\$ 2,111614/m³

Comercial versão para impressão

Tarifas do Gás Natural Canalizado
 Área de Concessão da Comgás
 Deliberação ARSESP nº 496, de 27/05/2014, com vigência a partir de 31/05/2014.
Segmento Comercial

Classes	Volume m³/mês	Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m³	Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m³
1	0 - 0	27,00	-	30,68	-
2	0,01 a 50,00 m³	27,00	3,579453	30,68	4,067560
3	50,01 a 150,00 m³	43,87	3,241958	49,85	3,684043
4	150,01 a 500,00 m³	77,62	3,018371	88,20	3,429967
5	500,01 a 2.000,00 m³	177,18	2,819194	201,34	3,203630
6	2.000,01 a 3.500,00 m³	816,72	2,499466	928,09	2,840302
7	3.500,01 a 50.000,00 m³	3.062,79	1,858220	3.480,44	2,111614
8	> 50.000,00 m³	8.125,22	1,756972	9.233,20	1,996559

Nota do Faturamento: Cada classe é independente. Aplica-se a cada uma delas um encargo variável e um encargo fixo.

Notas:

1) Valores para Gás Natural referidos nas seguintes condições:
 Poder Calorífico Superior : 9.400 kcal/m³ (39.348,400 kJ/m³ ou 10,932 kWh/m³)
 Temperatura = 293,15° K (20° C)
 Pressão = 101.325 Pa (1 atm)

2) Fórmula de Cálculo do Importe: $I = F + (CM \times V)$, onde:
 F = Valor do Encargo Fixo
 CM = Consumo Mensal Medido em m³
 V = Valor do Encargo Variável

Figura 34: Tarifa de gás natural canalizado para setor comercial - fonte: site da Comgás (www.comgas.com.br)

Os dados do gás natural também são fornecidos pelo site da Comgás, conforme a Figura 34.

- Poder calorífico superior: 9.400 kcal/m³ (39.348,4 kJ/m³)
- A uma temperatura de 20°C e pressão de 1 atm

7.2 Custo dos Equipamentos e Instalação

7.2.1 Bombas de Calor e Reservatório

Conforme análise no capítulo 6.4 Seleção da Bomba de Calor, as bombas de calor selecionadas foram as da empresa Jelly Fish, fabricante de bombas de calor nos modelos e quantidade abaixo. Foi admitida uma vida útil de 15 anos para as bombas de calor, necessitando troca do aparelho após esse período. O custo de manutenção foi definido como 2% do valor do equipamento para o primeiro ano, com um acréscimo de 0,5% a esses 2% para cada ano subsequente, de acordo com ABRAMAN.

- 8 bombas de calor modelo BC 80 HOT 55
- 6 bombas de calor modelo BC 120 HOT 55

Para o reservatório, foi escolhido o modelo de 5.000 L da empresa Acqualimp, conforme explicado no capítulo 6.5 Avaliação do reservatório de água quente, com a necessidade de revestimento com manta de lã de vidro, para isolamento térmico. A vida útil desses equipamentos foi estimada como maior que 15 anos, não sendo necessária troca para o período analisado.

A Tabela 17 abaixo exhibe os valores dos custos dos equipamentos e respectivas instalações de acordo com os fornecedores.

Tabela 17: Custo total dos equipamentos para cenário 1: bomba de calor

Equipamento	Custo [R\$]	Quantidade [un]	TOTAL [R\$]	Vida Útil [anos]
Jelly Fish BC 80 HOT 55	11.160,00	8	89.280,00	15
Jelly Fish BC 120 HOT 55	18.000,00	6	108.000,00	15
Instalação BC 80	5.000,00	1	5.000,00	15
Instalação BC 120	4.000,00	1	4.000,00	15
Manutenção BC 80	223,20	8	1.785,60	1
Manutenção BC 120	360,00	6	2.160,00	1
Reservatório 5000 L Acqualimp	2.000,00	1	2.000,00	20
Manta de lã de vidro (espessura 40 mm)	1.500,00	1	1.500,00	20
Instalação e montagem reservatório	500,00	1	500,00	20

7.2.2 Aquecedores de passagem

O Hotel analisado já possui 12 aquecedores de passagem, portanto não seria necessário comprar novos equipamentos. Mas para efeito de análise, também faremos cálculo partindo do pressuposto que queremos analisar uma nova instalação, ou seja, que o hotel não tem os equipamentos, e portanto é preciso cotar os preços de aquecedores de passagem existentes no mercado hoje em dia.

A Tabela 2 apresenta os dados dos equipamentos já instalados no hotel. O aquecedor de passagem que mais se assemelha essas características é o da marca BOSCH, modelo GWH 420 CODB de exaustão forçada, com os dados técnicos abaixo, na Tabela 18. O custo desse aquecedor é de R\$ 1.399,00 e pode ser encontrado em praticamente qualquer rede de supermercado varejista (como o Wal-Mart) ou rede de eletrodomésticos. O custo de instalação foi estimado em R\$ 2.000,00 e a vida útil em 15 anos. Como no caso das bombas, o custo de manutenção foi definido como 2% do valor do equipamento para o primeiro ano, com um acréscimo de 0,5% a esses 2% para cada ano subsequente.

Tabela 18: Dados nominais do aquecedor de passagem BOSCH a gás natural

Bosch - GWH420-CODB - Exaustão Forçada	
Potência nominal [kcal/h]	30.029
Potência nominal [kW]	34,9
Potência útil [kcal/h]	24.436
Potência útil [kW]	28,4
Rendimento sobre PCS (GN)[%]	81,4%
Consumo máximo de GN [m ³ /h]	3,15
Vazão de água para deltaT de 20C (GN)[L/h]	1230

7.3 Cálculo do consumo de gás canalizado e de energia elétrica

7.3.1 Consumo e custo mensal estimado de gás canalizado para aquecedor de passagem

Para estimar o consumo de gás primeiro calculamos o calor necessário para aquecer a demanda mensal total de água quente a 55°C, definida em 6.6, de 1.451 m³, através da equação:

$$Q_w = M_w \cdot c_p \cdot T_{w\text{ sai}} - T_{w\text{ ent}} \quad (21)$$

Onde:

c_p é o calor específico da água, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$.

$T_{w\text{ sai}}$ é a temperatura na qual a bomba de calor fornece a água (55°C).

$T_{w\text{ ent}}$ é a temperatura de entrada da água.

M_w é a demanda média mensal de água quente em kg (1 kg = 1L).

Q_w é o calor fornecido necessário para aquecer toda a água em kJ

Foram analisados 3 cenários para a temperatura de entrada da água: i) 15°C, ii) 20°C e iii) 25°C.

Em seguida, com o rendimento dos aquecedores selecionados (81,4%) e o PCS do gás natural fornecido pela Comgás (39.348,4 kJ/m³) é possível calcular o consumo de gás natural canalizado através de:

$$V_{gn} = \frac{Q_w / \eta}{PCS} \quad (22)$$

Onde:

V_{gn} é o volume mensal de gás natural em m³.

PCS é o poder calorífico superior do gás natural.

η é o rendimento nominal do aquecedor de passagem.

E com os valores fornecidos na Figura 34 é possível calcular o custo mensal do gás canalizado. Os resultados dos cálculos são apresentados na Tabela 19 a seguir.

Os resultados calculados para o volume de gás canalizado são bem próximos aos valores reais de consumo mensais apresentados na Tabela 5. Além disso, o valor que mais se aproxima da média é o que foi calculado utilizando 25°C para o parâmetro de temperatura de entrada da água: 5.681 m³. Esse será portanto o resultado utilizado para o cálculo do valor presente: cenário iii).

Tabela 19: Cálculo de consumo e custo mensal de gás canalizado

Consumos Mensais	Cenário i	Cenário ii	Cenário iii	
Temperatura de entrada da água	15	20	25	°C
Temperatura de saída da água	55	55	55	°C
Consumo de água aquecida - média mensal	1.451,0	1.451,0	1.451,0	m ³
Consumo de água aquecida - média mensal	1.451,0	1.451,0	1.451,0	ton
Calor fornecido a água	242.607	212.281	181.955	MJ
Rendimento aquecedor	81,4%	81,4%	81,4%	
Calor do gás natural	298.043	260.788	223.532	MJ
Volume mensal de gás	7.574	6.628	5.681	m ³
Custo mensal de gás	19.475	17.475	15.476	R\$/mês

7.3.2 Consumo e custo mensal estimado de energia elétrica para as bombas de calor

Para estimar o consumo de energia elétrica pelas bombas de calor utilizamos os resultados de calor fornecido a água calculados no item anterior, e com os COP calculados em 6.4.2, e apresentados na Tabela 12 podemos a energia elétrica consumida através de:

$$E_{elet.} = \frac{Q_w}{COP} \quad (23)$$

Onde:

Q_w é o calor fornecido a água, calculado no item anterior, para o cenário iii), em kJ

$E_{elet.}$ É a energia elétrica consumida, em kJ.

Foram calculados os consumos para 4 cenários diferentes de temperatura do ar ambiente, já que esse é o fator que influencia o COP das bombas de calor. Os

resultados do cálculo são apresentados na Tabela 20. É possível observar que, até mesmo no cenário mais adverso, o custo operacional das bombas de calor é significativamente inferior (62% menor) ao dos aquecedores de passagem.

Tabela 20: Estimativa mensal de consumo de energia elétrica pelas bombas de calor

Temperatura do ar igual a 27°C	COP da Bomba de calor BC 80	3,61	
	COP da Bomba de calor BC 120	3,72	
	Energia Elétrica consumida BC 80	50.403	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 120	48.913	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 80	14.001	kWh
	Energia Elétrica consumida BC 120	13.587	kWh
	Custo mensal de energia elétrica BC 80	3.966	R\$/mês
	Custo mensal de energia elétrica BC 120	3.849	R\$/mês
Temperatura do ar igual a 22°C	COP da Bomba de calor BC 80	3,16	
	COP da Bomba de calor BC 120	3,26	
	Energia Elétrica consumida BC 80	57.604	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 120	55.880	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 80	16.001	kWh
	Energia Elétrica consumida BC 120	15.522	kWh
	Custo mensal de energia elétrica BC 80	4.532	R\$/mês
	Custo mensal de energia elétrica BC 120	4.397	R\$/mês
Temperatura do ar igual a 18°C	COP da Bomba de calor BC 80	2,80	
	COP da Bomba de calor BC 120	2,89	
	Energia Elétrica consumida BC 80	65.036	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 120	63.047	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 80	18.066	kWh
	Energia Elétrica consumida BC 120	17.513	kWh
	Custo mensal de energia elétrica BC 80	5.117	R\$/mês
	Custo mensal de energia elétrica BC 120	4.961	R\$/mês
Temperatura do ar igual a 14°C	COP da Bomba de calor BC 80	2,44	
	COP da Bomba de calor BC 120	2,51	
	Energia Elétrica consumida BC 80	74.671	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 120	72.457	MJ
	Energia Elétrica consumida BC 80	20.742	kWh
	Energia Elétrica consumida BC 120	20.127	kWh
	Custo mensal de energia elétrica BC 80	5.875	R\$/mês
	Custo mensal de energia elétrica BC 120	5.701	R\$/mês

O cálculo de valor presente será feito para 2 situações: temperatura do ar igual a 22°C (pois essa é a temperatura que mais se aproxima da média anual de 24°C), e também será feito o cálculo para a temperatura do ar igual a 14°C, como forma de controle, para garantir que mesmo na situação mais adversa, o resultado ainda é válido e positivo.

7.4 Cálculo do valor presente de cada solução

Podemos calcular o valor presente de cada solução proposta a partir da equação do valor presente:

$$VP = VF/(1 + r)^n \quad (24)$$

Onde:

VP é o valor presente

VF é o valor do gasto no período futuro

n é o período no qual o gasto foi feito, comparado com o período presente, em anos.

r é a taxa de juros.

A taxa de juros depende das possibilidades de financiamento (custo de oportunidade) de quem implementará o sistema, neste caso dos proprietários do hotel. Como as possibilidades são muitas, adotou-se a taxa básica de juros, de uma maneira conservadora. A taxa SELIC no dia 24/11/2014 era de 11,25% a.a. e foi esse o valor utilizado para o cálculo do valor presente.

O período considerado para a análise foi de 15 anos, para poder analisar um ciclo inteiro de vida útil dos principais equipamentos utilizados (bombas de calor e aquecedores de passagem).

A Tabela 21 abaixo apresenta os resultados para as soluções analisadas, para o período de 15 anos.

Tabela 21: Cálculo de valores presentes para as soluções propostas

VP sistema 1 - aquecedores de passagem	1.486.565,39	R\$
VP sistema 2a - bomba de calor BC 80 (temp. Ar igual a 22°C)	540.048,15	R\$
VP sistema 2b - bomba de calor BC 120 (temp. Ar igual a 22°C)	547.570,07	R\$
VP sistema 2a - bomba de calor BC 80 (temp. Ar igual a 14°C)	667.208,78	R\$
VP sistema 2b - bomba de calor BC 120 (temp. Ar igual a 14°C)	671.070,02	R\$

É possível verificar que a solução de aquecimento através de bomba de calor, apesar do alto investimento inicial com equipamentos, é muito mais vantajosa que a por aquecedores de passagem. Com custo em valor presente equivalente a 36% ao custo da solução por aquecedores de passagem. Além disso, também é possível verificar que a solução com a bomba de calor modelo BC 80 HOT 55 é mais vantajosa que a solução com bomba modelo BC 120 HOT 55, ainda que essa diferença seja pequena (aprox. R\$ 10 mil para período de 15 anos).

Outra conclusão importante é que mesmo na situação adversa (com temperatura do ar igual a 14°C, onde o COP das bombas de calor é inferior, ou seja, o consumo de energia elétrica é maior para um mesmo aquecimento de água), o valor presente da análise ainda é significativamente melhor para a solução com bombas de calor (45% do valor da solução com aquecedor de passagem), sendo que o modelo BC 80 também se mostra favorável.

8. CONCLUSÃO

Primeiramente, neste relatório, foi feita uma revisão bibliográfica sobre estudo acerca de aquecimento centralizado por bomba de calor, seja para fim comercial ou residencial. Nessa revisão foi possível observar que o COP da grande maioria das bombas de calor varia entre 1,5 e 4 e que é fortemente influenciado por fatores como a fonte e calor (ar externo no caso deste trabalho) e temperatura no qual a água será aquecida. Os valores encontrados para as bombas selecionadas encontram-se dentro dessa faixa e estão bem próximos dos valores encontrados nos estudos, para as faixas de temperatura de ar externo e de aquecimento da água.

Em seguida foi caracterizado um sistema para o estudo, com ocupação, equipamentos e consumos estabelecidos. Com isso foi possível dimensionar demandas e perfis mensais e diários de água quente (com base em ASHRAE, 2007), assim como definir o sistema de circulação e recirculação de água. Com o sistema dimensionado, foi possível então modelar as perdas de calor de todo o sistema, e selecionar os equipamentos de aquecimento. Também foi modelada a curva de desempenho estimado das bombas selecionadas, a partir dos dados fornecidos pelo fabricante.

Finalmente, foi feita a análise de viabilidade técnico-econômica, comparando a instalação de um sistema de aquecimento por bomba de calor, com um sistema de aquecimento por aquecedores de passagem, para um período de 15 anos, incluindo os gastos com equipamentos, instalação, manutenção e consumo de insumos energéticos. O resultado desse estudo foi que o sistema de aquecimento centralizado por bomba de calor se mostra vantajoso ao do aquecimento por aquecedor de passagem, no cenário brasileiro, dados os custos do gás canalizado e energia elétrica para o setor comercial. A solução por bomba de calor apresenta um valor presente que pode variar entre 36% e 45% do valor presente da solução por aquecedor de passagem, dependendo das condições climáticas (temperatura do ar externo e de entrada de água).

A solução por bomba de calor é tão benéfica, que ela tem taxa de retorno inferior a um ano. Além disso, ela se torna mais benéfico, quanto maior for a demanda de

água aquecida, pois os gastos variáveis de gás canalizado são de 2x a 3x os gastos com energia elétrica.

Outra conclusão, é que entre as bombas avaliadas, o modelo BC 80 tem ligeira vantagem sobre o modelo BC 120, mas essa diferença é tão insignificante para o período total analisado de 15 anos, que qualquer uma das duas se mostra como uma boa escolha para o sistema de aquecimento.

A partir desse trabalho, é fácil verificar que para estabelecimentos com grande consumo de água aquecida (maior que 1.000 m³ por mês) para banho (temperatura entre 45 e 60°C), a opção de fazer esse aquecimento através de bombas de calor ao invés de utilizar aquecedores de passagem sempre se mostra vantajoso, permanecendo esse ambiente de tarifas energéticas (energia elétrica barata, quando comparada ao gás canalizado). E essa vantagem existe apesar da baixa demanda e oferta por bombas de calor, o que torna os equipamentos caros, ou seja, alto investimento inicial. Caso se aumentasse esse tipo de solução em empreendimentos comerciais, a tendência é que haja mais oferta desse tipo de equipamentos, tornando-os mais baratos e confiáveis, reduzindo-se assim esse custo inicial necessário.

9. BIBLIOGRAFIA

- ABNT NBR 7198 – Projeto e execução de instalações prediais de água quente, 1993
- ANEEL , Caderno Temático de Tarifas de Fornecimento de Energia Elétrico, 2005
- ANP, Formação atual do preço do gás natural no Brasil, 2010
- Arif Hepbasli, Yildiz Kalinci. A review of heat pump water heating systems. Izmir, Turkey. 7 de Fevereiro de 2008.
- Ehrlich, P. J.; Engenharia econômica: avaliação e seleção de projetos de investimento. Quinta edição. Atlas: São Paulo, 1989.
- Greyvenstein, G.P., Rousseau, P. G., Enhancing the impact of heat pump water heaters in the South African commercial sector. África do Sul. 9 de Outubro de 1998.
- Harata I, Takagi S, Wakabayashi I, Sakai M, Tetuka H, Toshou T. The development of the storage tank water heater by thermoelectric technology. In: Proceedings of the 17th international conference on thermoelectrics, ICT; 1998. p. 547–50.
- Harris J, Neme C, Calwell C. Residential heat pump water heaters: energy efficiency potential and industry status. Prepared for Natural Resources Defense Council, November 2005
- Incropera F.P., Dewitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S., Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, 6ª Edição, 2008, Editora LTC.
- Ito S, Miura N. Studies of a heat pump using water and air heat sources in parallel. Heat Transfer Asian Research 2000;29:473–90.
- Ji J, Chow T, Pei G, Dong J, He W. Domestic air-conditioner and integrated water heater for subtropical climate. Applied Thermal Engineering 2003; 23:581–92.
- Kleinbach EM, Beckman WA, Klein SA. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. Solar Energy 1993;50:155–66.

- Kurotsu, E. K. Determinação dos índices de desempenho energético de hotéis. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, 84 págs, 2010.
- Papakostas, K.T., Papagergiou, N.E., Sotiropoulos, B.A, Residential Hot Water Use Patterns in Greece. Solar Energy, Vol. 54, nº 6, pp. 369-374, 1995. Aristotle University of Thessaloniki.
- Rankin, R., Rousseau, P.G., Eldik, M.V. Demand side management for commercial buildings using an inline heat pump water heating methodology. África do Sul. 19 de Agosto de 2003.
- Rankin, R., Rousseau, P.G., Sanitary hot water consumption patterns in commercial and industrial sectors in South Africa: Impact on heating system designs. Energy Conversion and Management 47 pp. 687-701, 2006. School of Mechanical and Materials Engineering, North-West University, South Africa.
- Site da AES Eletropaulo, 2014: www.aeseletropaulo.com.br - Tarifas Aplicadas a clientes atendidos em Baixa Tensão (Grupo B).
- Site da ANEEL: www.aneel.gov.br – Tarifas residenciais
- Site da Comgás, 2014: www.comgas.com.br – Tarifa do segmento comercial
- Sloane BD, Krise RC, Kent DD. Energy Utilization Systems, Inc., Demonstration of a heat pump water heater, A subcontracted report, ORNL/Sub-7321/3, December 1979.
- Stoecker. Wilbert F. Refrigeração e ar condicionado. 2ª edição, 1985.
- Tigre, Ficha técnica da linha de tubulação PEX, 2011.
- User's Manual for ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2007.
- Van Wylen, Sonntag&Borgnakke, Fundamentos da Termodinâmica, 7ª edição, 2009
- Zhang J, Wang RZ, Wu JY. System optimization and experimental research on air source heat pump water heater. Applied Thermal Engineering 2007; 27:1029–35.