



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS DE ANDRADE FIALHO DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM COGERAÇÃO UTILIZANDO ENERGIA SOLAR PARA
CLIMATIZAÇÃO SUSTENTÁVEL**

Recife
2023

LUCAS DE ANDRADE FIALHO DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM COGERAÇÃO UTILIZANDO ENERGIA SOLAR PARA
CLIMATIZAÇÃO SUSTENTÁVEL**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Pernambuco como requisito parcial para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo

Recife
2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Oliveira, Lucas de Andrade Fialho de.

Análise do desempenho térmico de um sistema de refrigeração por absorção com cogeração utilizando energia solar para climatização sustentável / Lucas de Andrade Fialho de Oliveira. - Recife, 2023.

106 p. : il., tab.

Orientador(a): Flávio Augusto Bueno Figueiredo

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica - Bacharelado, 2023.

Inclui referências, apêndices, anexos.

1. Climatização. 2. Chiller de Absorção. 3. Refrigeração Solar. 4. Cogeração. 5. Desempenho Térmico. I. Figueiredo, Flávio Augusto Bueno. (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)

LUCAS DE ANDRADE FIALHO DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM COGERAÇÃO UTILIZANDO ENERGIA SOLAR PARA
CLIMATIZAÇÃO SUSTENTÁVEL**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Pernambuco como requisito parcial para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Aprovado em: 28/09/2023

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Guilherme Medeiros Soares de Andrade (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

RESUMO

A busca por métodos sustentáveis de energia é crucial para o desenvolvimento e bem-estar da sociedade. No Brasil, o consumo crescente de eletricidade destaca a necessidade de implementar abordagens mais eficientes e sustentáveis para seu uso. De acordo com dados do Balanço Energético Nacional de 2022, edifícios residenciais, comerciais e públicos são responsáveis por quase metade do consumo total de energia elétrica no país, principalmente devido aos sistemas de climatização convencionais, que representam cerca de 48% desse consumo. Nesse contexto, os sistemas de refrigeração por absorção aliados a energia solar térmica surgem como alternativas sustentáveis para reduzir o consumo de eletricidade de forma sustentável. O objetivo deste estudo é analisar o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza energia solar térmica como fonte de calor. Para o presente trabalho foi realizada a modelagem do sistema, a obtenção dos parâmetros necessários, a coleta de dados solares e a análise comparativa com sistemas de refrigeração convencionais. O estudo envolveu a coleta de dados do edifício do laboratório COGENCASA, a modelagem do sistema usando o software EES e a análise dos dados meteorológicos locais. Os resultados obtidos do levantamento da carga térmica do local no estado em que a coleta de dados foi realizada, 35,82 kW, indicou uma menor potência de acionamento do chiller de absorção, enquanto os aparelhos de condicionamento de ar por compressão de vapor apresentaram um consumo elétrico de 10850 W. Apesar de ter um coeficiente de performance menor e custos mais elevados, o sistema de refrigeração solar se destacou devido ao menor consumo elétrico em comparação com sistemas de compressão de vapor. A viabilidade do sistema depende do custo da eletricidade, das condições climáticas e da disponibilidade de mão de obra especializada para a manutenção.

Palavras-chave: Climatização. Chiller de Absorção. Refrigeração Solar. Cogeração. Desempenho Térmico.

ABSTRACT

The search for sustainable energy methods is crucial for the development and well-being of society. In Brazil, the increasing consumption of electricity underscores the need to implement more efficient and sustainable approaches to its use. According to data from the National Energy Balance of 2022, residential, commercial, and public buildings account for nearly half of the total electricity consumption in the country, primarily due to conventional air conditioning systems, which represent about 48% of this consumption. In this context, absorption refrigeration systems combined with solar thermal energy emerge as sustainable alternatives to reduce electricity consumption in a sustainable manner. The objective of this study is to analyze the performance of a single-effect absorption refrigeration system using solar thermal energy as a source of heat. For this work, the system was modeled, the necessary parameters were obtained, solar data was collected, and a comparative analysis was conducted with conventional refrigeration systems. The study involved data collection from the COGENCASA laboratory building, system modeling using EES software, and the analysis of local meteorological data. The results obtained from the thermal load survey of the location, where the data collection was performed, 35.82 kW, indicated a lower drive power of the absorption chiller, while vapor compression air conditioning units showed an electrical consumption of 10850 W. Despite having a lower coefficient of performance and higher costs, the solar refrigeration system stood out due to its lower electrical consumption compared to vapor compression systems. The viability of the system depends on the cost of electricity, climatic conditions, and the availability of skilled labor for maintenance.

Keywords: Air Conditioning. Absorption Chiller. Solar Refrigeration. Cogeneration. Thermal Performance.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
1.1	OBJETIVOS	12
1.1.1	Objetivo Geral	12
1.1.2	Objetivos Específicos	12
2	REFERENCIAL TEÓRICO	13
2.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	13
2.1.1	Princípio de Funcionamento do Ciclo de Refrigeração por Absorção	13
2.1.2	Componentes Básicos de um Ciclo de Refrigeração por Absorção	14
2.1.3	Chiller de Absorção de Simples Efeito de BrLi – H ₂ O	16
2.2	ENERGIA SOLAR TÉRMICA	19
2.2.1	Características dos Tipos de Coletores Solares	21
2.2.2	Coletores Solares de Placas Planas	22
2.2.3	Coletores Solares de Tubo Evacuado	23
2.2.4	Coletor Solares de Parabólicos Compostos	24
2.2.5	Sistemas de Armazenamento Térmico	25
2.2.6	Utilização de Energia Solar Térmica em Sistemas de Refrigeração por Absorção	27
2.3	CARGA TÉRMICA	29
2.3.1	Carga Térmica de Resfriamento	29
2.3.1.1	Ganho de calor devido à geração interna	29
2.3.1.2	Ganho de calor através da insolação em superfícies transparentes	31
2.3.1.3	Ganho de calor através da insolação em superfícies opacas	31
2.3.1.4	Ganho de calor devido à infiltração de ar	33
2.3.2	Conforto Térmico	33
3	METODOLOGIA	35
3.1	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	36
3.2	MODELAGEM DO SISTEMA	39

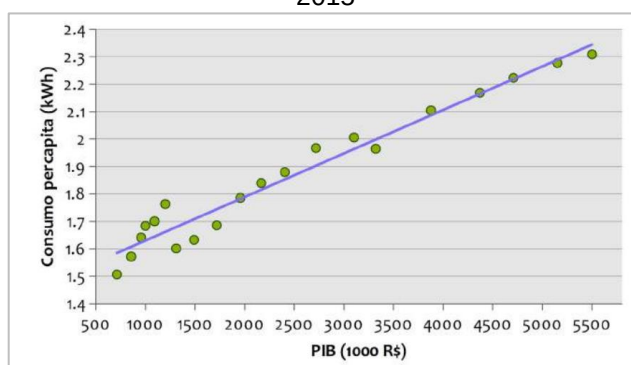
3.2.1	Absorvedor (ABS)	42
3.2.2	Bomba da Solução – BrLi – H₂O (BS)	43
3.2.3	Trocador de Calor da Solução – BrLi – H₂O (TCS)	45
3.2.4	Gerador (GER)	47
3.2.5	Válvula de Expansão da Solução – BrLi – H₂O (VES)	48
3.2.6	Condensador (CON)	50
3.2.7	Válvula de Expansão do Fluido Refrigerante – H₂O (VER)	51
3.2.8	Evaporador (EVA)	52
3.2.9	Coeficiente de Performance – COP	53
3.3	MODELAGEM DO COLETOR SOLAR	55
3.3.1	Parâmetros solares	55
3.3.1.1	Constante solar	55
3.3.1.2	Ângulo de incidência solar	56
3.3.2	Energia útil	58
3.3.3	Eficiência do coletor solar	60
3.3.4	Seleção do tipo de coletor solar	63
3.3.5	Reservatório de acumulação de água quente	64
3.3.6	Integração do sistema solar e chiller de absorção	68
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	70
4.1	LEVANTAMENTO DA CARGA TÉRMICA	70
4.1.1	Descrição do Local e Considerações Climáticas do Ambiente	70
4.1.2	Condições de Conforto Térmico e Requisitos do Projeto	74
4.1.3	Carga Térmica Devido à Radiação e Condução	75
4.1.3.1	Superfícies opacas	75
4.1.3.2	Superfícies transparentes	76
4.1.4	Carga Térmica Devido à Infiltração e Ventilação	76
4.1.5	Carga Térmica Devido à Ocupação	77
4.1.6	Carga Térmica Total	78
4.2	MODELAGEM DO SISTEMA DE ABSORÇÃO	78
4.2.1	Validação de Modelo	79

4.2.2	Modelagem do Sistema Refrigeração por Absorção	80
4.3	LEVANTAMENTO DE DADOS SOLARES LOCAL	82
4.3.1	Irradiação solar local	82
4.4	MODELAGEM DO COLETOR SOLAR	83
4.4.1	Seleção do Tipo de Coletor	83
4.4.2	Definição do Número de Coletores	84
4.4.3	Caracterização do Reservatório de Água Quente	86
4.5	ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO	87
4.5.1	Parâmetros Obtidos da Modelagem do Sistema por Absorção	87
4.5.2	Comparação com Sistema Convencional	88
5	CONCLUSÃO	91
5.1	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	92
	REFERÊNCIAS	93
	APÊNDICE A	96
	APÊNDICE B	98
	ANEXO A	99
	ANEXO B	101
	ANEXO C	104

1. INTRODUÇÃO

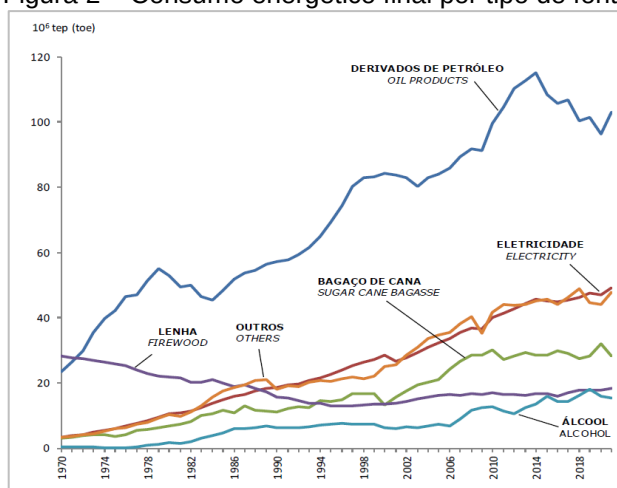
A descoberta de métodos de conversão e utilização de energia tem desempenhado um papel crucial no avanço da sociedade, contribuindo para um maior desenvolvimento e bem-estar. No Brasil, em concordância ao desenvolvimento nacional, dentre as fontes de energia ofertadas no território, se destaca o crescente consumo de eletricidade (Figura 1) que, conforme ilustra a Figura 2, com quase 20% da demanda total no ano de 2021, se posiciona como a segunda fonte energética mais consumida, se colocando abaixo apenas dos derivados de petróleo.

Figura 1 – Variação do consumo de energia versus Produto Interno Bruto Brasileiro entre 1995 e 2015



Fonte: Compilado de IBGE (2017) e EPE (2016).

Figura 2 – Consumo energético final por tipo de fonte

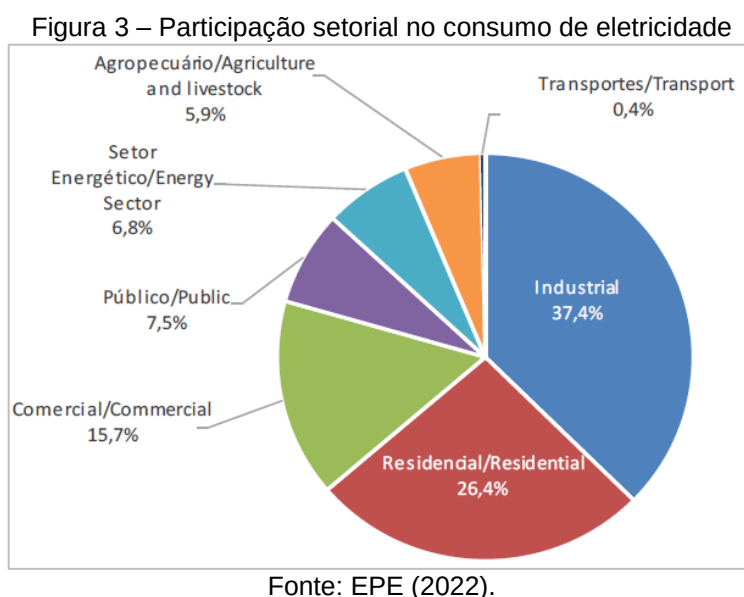


Fonte: EPE (2022).

Nesse sentido, conforme ilustra a Figura 1, pode-se afirmar que nas últimas décadas, o consumo de energia elétrica tem aumentado constantemente. Além disso, é estimado que o consumo de energia elétrica no Brasil triplique até 2050 (EPE, 2016).

Sendo assim, este cenário demonstra a necessidade de implantação de meios mais sustentáveis e eficientes da utilização de energia elétrica, ainda mais evidente após a crise no setor elétrico brasileiro em 2001 que resultou em tarifas elétricas mais caras.

Conforme os dados apresentados pelo Balanço Energético Nacional de 2022, Figura 3, as construções residenciais, comerciais e públicas são responsáveis por quase metade do consumo total de energia elétrica no território brasileiro. Além disso, nesse mesmo ano, houve um aumento de 4,2% no consumo final de eletricidade, sendo os setores residencial, comercial e público os principais protagonistas desse incremento (EPE, 2022).



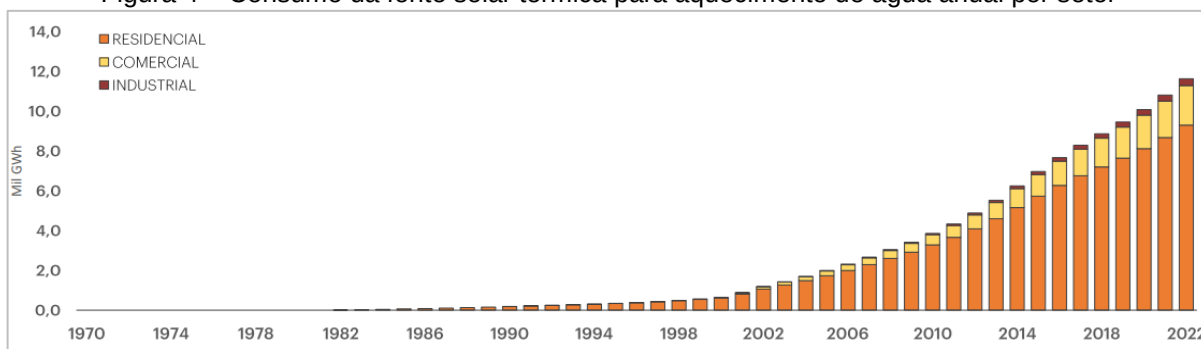
Nesse contexto, a busca constante por assegurar o conforto dos ocupantes desses estabelecimentos torna a demanda por sistemas de climatização artificial a principal influência na expressiva parcela do consumo energético total, fato que contribuiu para o referido crescimento (MACIEL et al., 2020). Além do mais, cerca de 48%, ou seja, quase metade do consumo de energia elétrica de um imóvel se deve aos sistemas de climatização convencionais (BENEDITO et al., 2020).

Nesse âmbito, os sistemas de refrigeração por absorção são uma alternativa sustentável para redução do alto consumo elétrico resultante do uso de equipamentos de climatização convencionais, pelo aproveitamento de calor externo com menor gasto elétrico. Além disso, os sistemas de refrigeração por absorção são versáteis quanto aos tipos de fontes térmicas, tais como calor residual de processos, queima de combustíveis fósseis ou energia solar térmica. Esta última fonte se destaca como

uma opção renovável e limpa, com alto índice de disponibilidade e baixo custo de extração.

Além disso, segundo EPE (2022), o uso de energia solar térmica tem aumentado constantemente nas últimas duas décadas, principalmente pelos setores comercial e residencial, conforme ilustra Figura 4.

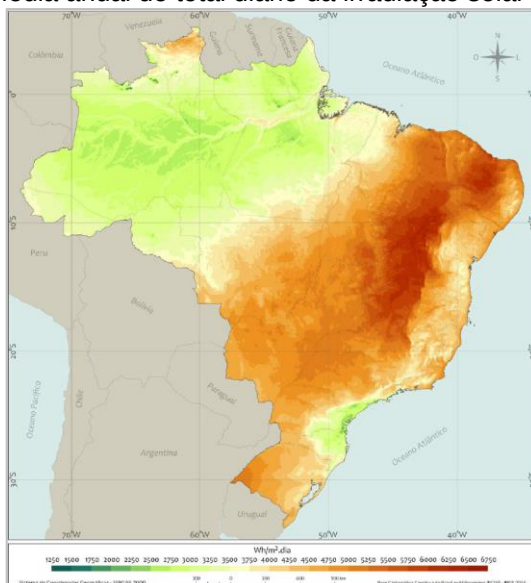
Figura 4 – Consumo da fonte solar térmica para aquecimento de água anual por setor



Fonte: EPE (2022).

Sendo assim, o aumento do consumo no país da fonte solar térmica resulta do fato de que o Brasil se destaca dos demais pelo seu alto nível e baixa variabilidade da irradiação solar em comparação, por exemplo, com o observado em países onde a tecnologia solar está bastante estabelecida (PEREIRA et al., 2017). Além disso, a maior contribuição para esse resultado é proveniente da região Nordeste que apresenta o maior potencial solar do Brasil, conforme ilustra a Figura 5.

Figura 5 – Média anual do total diário da irradiação solar direta normal



Fonte: Pereira et al. (2017).

Segundo Pereira et al. (2017), a região apresenta um valor médio do total diário da irradiação global horizontal de $5,49 \text{ kWh/m}^2$, conforme ilustra a Figura 6, superando os países ibéricos, além de possuir uma variabilidade mensal bastante inferior. Sendo assim, a implantação de um sistema de refrigeração por absorção que utiliza energia solar no Nordeste é atrativa, dado os índices favoráveis de radiação solar na região frente às demais do país. Além de ser economicamente vantajoso pela redução do consumo elétrico, esse sistema é sustentável e limpo, devido à natureza da fonte térmica que o abastece.

Figura 6 – Média anual do total diário da irradiação solar direta normal



Fonte: Adaptado de Pereira et al. (2017).

O presente trabalho tem por objetivo analisar o desempenho térmico de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza, de forma total, a energia solar térmica como insumo de calor que supre o sistema. Além disso, será simulada a aplicação desse sistema em um laboratório universitário, levando em consideração a carga térmica dos ambientes a serem climatizados e os dados de irradiação solar da região em que se encontra o laboratório.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral do presente trabalho é analisar o desempenho térmico de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com cogeração que utiliza energia solar para a climatização sustentável de salas do laboratório de estudos energéticos da UFPE.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Caracterizar o que são sistemas de refrigeração por absorção para aplicação de climatização de ambientes;
- Coletar dados experimentais sobre a carga térmica do ambiente a ser climatizado considerado como objeto de estudo;
- Propor um modelo de sistema de refrigeração por absorção utilizando o par brometo de lítio e água alimentado por energia solar;
- Simular para avaliar o desempenho térmico do sistema de refrigeração por absorção nas condições de operação, utilizando os dados coletados;
- Avaliar a viabilidade técnica da aplicação do sistema de refrigeração por absorção com energia solar para a climatização sustentável de salas do laboratório de estudos energéticos da UFPE, baseando-se no desempenho alcançado.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

A seguir serão abordados os principais fundamentos teóricos dos tópicos necessários para o entendimento e desenvolvimento do presente trabalho.

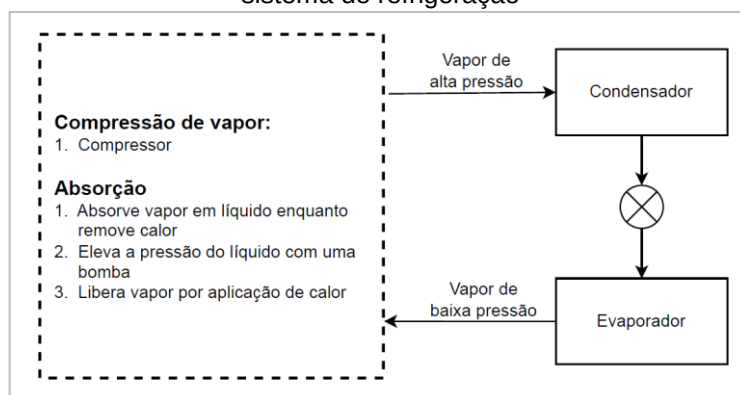
2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O sistema de absorção foi inventado pelo engenheiro francês Ferdinand Carré, que obteve a devida patente nos Estados Unidos em 1860. Durante a Guerra Civil, o uso pioneiro desse sistema nos Estados Unidos foi, provavelmente, realizado pelos Estados Confederados, visando o fornecimento de gelo natural, anteriormente cortado pelo Norte (STOECKER e JONES, 1985).

2.1.1 Princípio de Funcionamento do Ciclo de Refrigeração por Absorção

O ciclo de absorção é semelhante ao ciclo de compressão a vapor, visto que são usados em ciclos de refrigeração com condensador, válvula de expansão e evaporador (Figura 7). No entanto, além de possuir mais componentes, a principal diferença é que no ciclo de absorção, o vapor de baixa pressão do evaporador é transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador sem a necessidade de um compressor, visto que o sistema de compressão a vapor utiliza esse equipamento para essa função. (STOECKER e JONES, 1985).

Figura 7 – Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabardo (1985).

De maneira distinta, o sistema de absorção absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente adequado, onde há conversão desse vapor em líquido, em

que, analogamente à condensação, calor é rejeitado durante o processo. O passo seguinte é elevar a pressão do líquido com uma bomba, logo em seguida liberando o vapor do líquido absorvente por adição de calor (STOECKER e JONES, 1985).

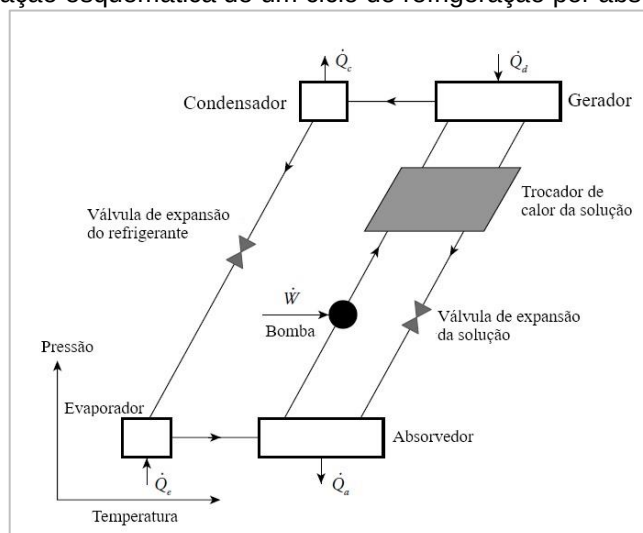
Sendo assim, o ciclo de compressão de vapor é descrito como um ciclo operado a trabalho, visto que a elevação de pressão do refrigerante é possível por um compressor que requer trabalho. Por outro lado, o ciclo de absorção é referido como um ciclo operado a calor, tendo em vista que o custo de operação é associado ao fornecimento de calor que libera o vapor do líquido a alta pressão. Além do mais, existe necessidade de aplicação de trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, porém irrisória quando comparada com a quantidade necessária no ciclo de compressão de vapor (STOECKER e JONES, 1985).

Sendo assim, os sistemas de refrigeração por absorção são uma tecnologia relevante, consistindo em um método acionado por calor com a função de transferir energia térmica de um meio frio para um meio quente, se assemelhando a outros tipos de bombas de calor (HEROLD et al., 2016).

2.1.2 Componentes Básicos de um Ciclo de Refrigeração por Absorção

A Figura 8 ilustra a representação esquemática considerando os fluxos energéticos de um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito. Seus principais componentes são o absorvedor, válvula de expansão da solução, bomba da solução, trocador de calor da solução, gerador, condensador, válvula de expansão do refrigerante e evaporador.

Figura 8 – Representação esquemática de um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito



Fonte: Adaptado de Herold et al. (2016).

Sendo assim, baseado na representação esquemática da Figura 8, é possível descrever a função de cada componente inserido no ciclo:

- **Absorvedor** – Responsável por receber o vapor refrigerante à baixa pressão, após ter removido calor do espaço que se deseja resfriar. Por ser um processo exotérmico, a absorção do vapor refrigerante pelo absorvente se torna mais eficaz quanto mais energia térmica for retirada do sistema, normalmente utiliza-se água proveniente de uma torre de resfriamento para auxiliar a troca térmica.
- **Bomba da solução** – Pressuriza e movimenta a solução líquida de baixa concentração de absorvente conduzindo para o gerador. Nesse processo é elevada a pressão da solução líquida a partir da pressão do absorvedor para a pressão do gerador.
- **Trocador de calor da solução** – Possibilita a troca térmica entre os fluxos das soluções de baixa concentração, que recebe calor, e alta concentração, que cede calor. A troca térmica que ocorre neste componente resulta em um aumento do coeficiente de desempenho do ciclo.
- **Válvula de expansão da solução** – Reduz a pressão da solução de alta concentração da pressão do gerador para a pressão do absorvedor, mantendo a diferença de pressão desses componentes.
- **Gerador** – Recebe a energia térmica que alimenta o sistema para a vaporizar uma fração da solução e deslocar o vapor do refrigerante à alta pressão para o condensador. A parcela da solução restante, com maior concentração de absorvente, retorna para o absorvedor, passando pelo trocador de calor da solução.
- **Condensador** – Remove energia térmica do vapor do fluido refrigerante, condensando à pressão constante e transportando para a válvula de expansão do refrigerante. Assim como ocorre no absorvedor, a troca térmica pode ser auxiliada por água proveniente de uma torre de resfriamento.
- **Válvula de expansão do refrigerante** – Reduz a pressão do líquido do fluido refrigerante proveniente do condensador para a pressão do

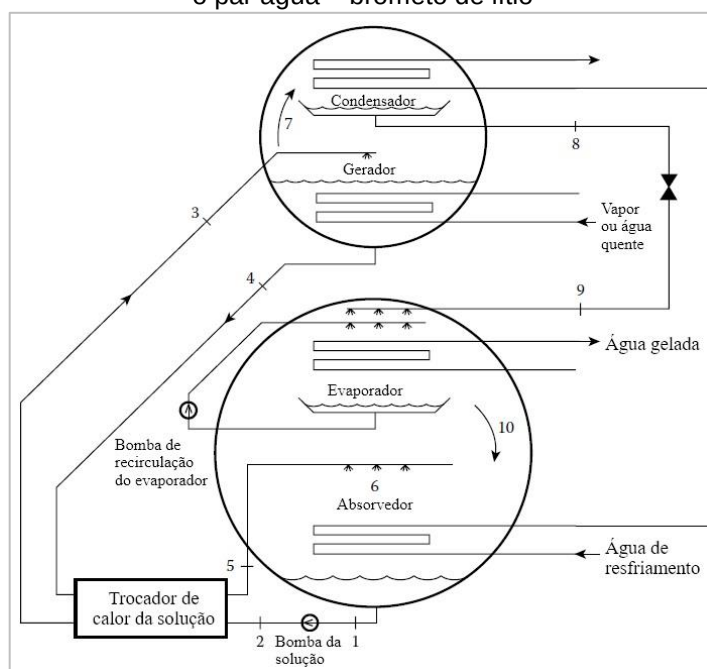
evaporador, mantendo a diferença de pressão entre os dois equipamentos.

- **Evaporador** – Responsável pela troca térmica entre o fluido refrigerante e o ambiente refrigerado. Nesse processo, o fluido refrigerante é vaporizado totalmente, removendo calor do ambiente.

2.1.3 Chiller de Absorção de Simples Efeito de BrLi – H₂O

Um chiller de absorção de simples efeito que utiliza o par água e brometo de lítio como fluido de trabalho é provavelmente a concepção mais usual da tecnologia de refrigeração por absorção. Um esquema dos componentes físicos de uma unidade de absorção comercializada é apresentado na Figura 9. (HEROLD et al., 2016).

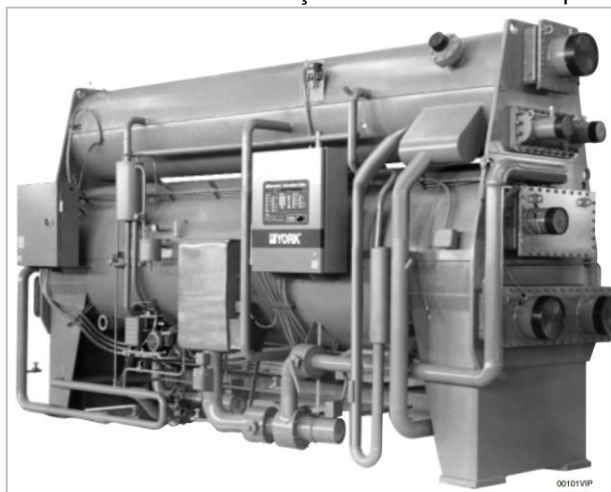
Figura 9 – Esquema dos componentes físicos de um chiller de absorção de simples efeito que utiliza o par água – brometo de lítio



Fonte: Adaptado Herold et al. (2016).

Além disso, a construção de uma unidade de absorção comercial tira proveito do fato de que o condensador e o gerador estão à mesma pressão, combinando esses componentes em um mesmo vaso. O mesmo fato é válido para o absorvedor e evaporador, que operam à mesma pressão, sendo instalados em um mesmo vaso, como ilustra a Figura 10 (STOECKER e JONES, 1985).

Figura 10 – Uma unidade comercial de absorção de 1200 kW de capacidade de resfriamento



Fonte: York International Corporation (2002).

Nesse equipamento, a água assume a função de refrigerante enquanto o sal brometo de lítio é utilizado como absorvente. Nesse sentido, algumas características tornam a solução um bom fluido de trabalho para sistemas de refrigeração por absorção, tais como: alto calor latente e baixa viscosidade do refrigerante, baixa pressão de vapor e viscosidade do absorvente, boa afinidade e baixa toxicidade (HEROLD et al., 2016).

Entretanto, sob certas condições, a solução de brometo de lítio pode aumentar de viscosidade e tornar-se semelhante a uma pasta, ou até mesmo solidificar. A probabilidade de cristalização da solução aumenta à medida que a concentração aumenta e/ou a temperatura diminui. Normalmente, a cristalização ocorre quando a solução aquecida e altamente concentrada sai do gerador e passa pelo trocador de calor. É nesse ponto que a solução está na sua maior concentração, encontrando a temperatura mais baixa. As causas típicas de cristalização são temperaturas ambientes extremamente frias, falhas de energia e vazamentos de ar na unidade (YORK INTERNATIONAL CORPORATION, 2002).

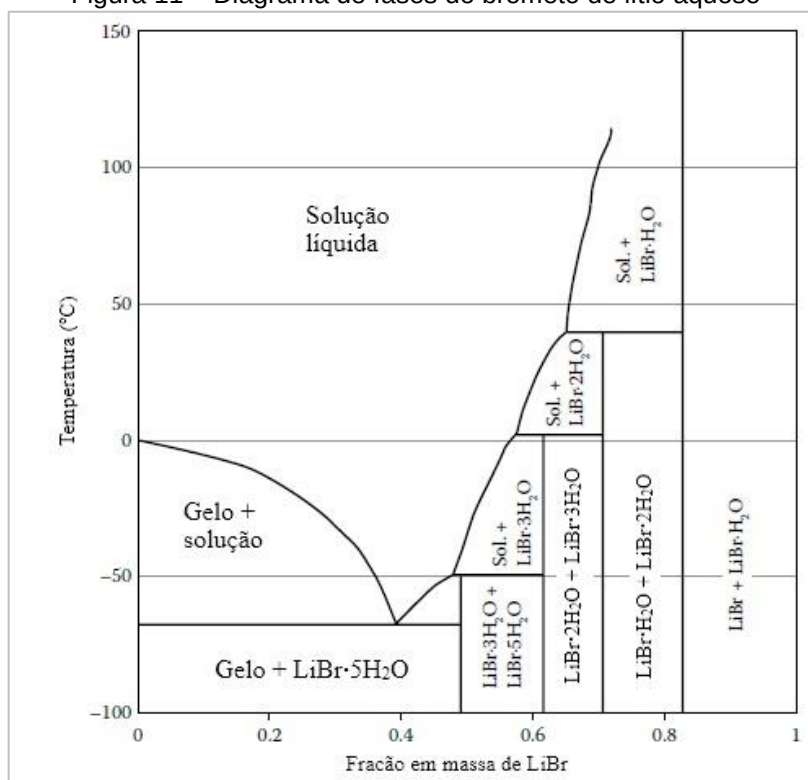
Segundo Herold et al. (2016), a natureza das soluções salinas, como a solução aquosa de brometo de lítio, é tal que o componente sal precipita quando a fração mássica de sal excede o limite de solubilidade. Esse limite é uma função forte da fração mássica e da temperatura, e pouco sensível à variação da pressão.

Sendo assim, a precipitação de cristais de brometo de lítio pode ser observada ao misturar a solução a 0,70 de concentração em massa a 100°C e, em seguida, resfriá-la até a temperatura ambiente. A 100°C, a solução consiste em um líquido de fase única. Conforme a solução é resfriada lentamente, podem ser vistos flocos

brancos e tênues que parecem ser apenas ligeiramente mais densos do que o líquido. Nesse caso, o precipitado observado é uma fase sólida hidratada (HEROLD et al., 2016).

O diagrama de fases para o brometo de lítio aquoso é mostrado na Figura 11, onde é esboçado um gráfico de temperatura em função da fração mássica e mostra as diversas fronteiras de fase presentes no sistema. O diagrama foi construído com base em dados obtidos à pressão atmosférica. No entanto, como a pressão tem apenas um efeito fraco na faixa de pressão de interesse, esses dados são diretamente aplicáveis (HEROLD et al., 2016).

Figura 11 – Diagrama de fases do brometo de lítio aquoso



Fonte: Adaptado de Herold et al. (2016).

Segundo ilustra a Figura 11, as regiões bifásicas adjacentes à região líquida consistem em um sólido hidratado junto a solução líquida. Sendo assim, um sólido úmido pode se formar nos tubos da unidade de absorção se as condições de operação se desviarem das condições de projeto. O precipitado sólido tende a aderir aos componentes dos tubos e, se as condições persistirem, pode obstruir completamente o fluxo do sistema (HEROLD et al., 2016).

2.2 ENERGIA SOLAR TÉRMICA

O aproveitamento do recurso energético solar envolve a conversão da energia emitida pelo Sol em energia térmica ou diretamente em energia elétrica por meio do processo fotovoltaico. A energia solar difere das fontes convencionais de energia, pois é temporalmente intermitente e possui alta variabilidade espacial, devido à sua forte dependência das condições meteorológicas locais, como cobertura de nuvens, concentração de gases atmosféricos e sistemas sinóticos, além de fatores astronômicos relacionados aos movimentos orbital e de rotação da Terra. Para impulsionar o uso dessa fonte de energia, é essencial compreender o potencial do recurso solar incidente na superfície (PEREIRA et al., 2017).

Segundo Pereira et al. (2017), define-se como irradiância solar o fluxo de radiação solar, em W/m^2 , que incide em uma superfície. Esta é constituída por suas componentes direta e difusa, conforme ilustra a Figura 12.

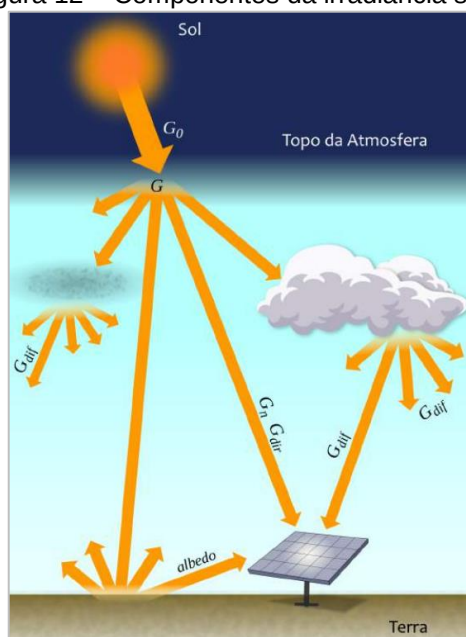
Ainda segundo o autor, a irradiância solar direta se manifesta ao longo da linha imaginária que liga a superfície terrestre ao Sol e representa a porção de luz que não passou pelos processos de absorção e espalhamento radiativo ocorrentes na atmosfera. Por outro lado, a componente difusa abrange a radiação proveniente de todas as outras direções, resultante dos processos de espalhamento causados pelos gases e partículas presentes na atmosfera.

Sendo assim, conforme ilustra a Figura 12, a composição da irradiância solar que atinge a superfície terrestre, em W/m^2 é dada por:

- **Irradiância extraterrestre (G_0):** taxa de energia incidente em um plano horizontal unitário situado no topo da atmosfera (irradiância no topo da atmosfera);
- **Irradiância solar (G):** taxa de energia solar ou a potência que incide sobre uma superfície em um determinado momento por unidade de área (W/m^2);
- **Irradiância direta normal (G_n):** também conhecida como DNI, é a taxa de energia por unidade de área proveniente diretamente do Sol que incide perpendicularmente à superfície.

- **Irradiância direta horizontal** (G_{dir}): é a taxa de energia por unidade de área do feixe solar direto numa superfície horizontal. Pode ser determinada como o produto entre a irradiância direta normal (DNI) e o cosseno do ângulo zenital solar.
- **Irradiância difusa horizontal** (G_{dif}): é a taxa de energia incidente sobre uma superfície horizontal por unidade de área, decorrente do espalhamento do feixe solar direto pelos constituintes atmosféricos (moléculas, material particulado, nuvens, etc.).
- **Irradiância global horizontal** (G): é a taxa de energia total por unidade de área incidente numa superfície horizontal. A irradiância global é dada pela soma da irradiância direta e difusa.

Figura 12 – Componentes da irradiância solar



Fonte: Pereira et al. (2017).

Sendo assim, utilizar a energia por concentração solar requer o conhecimento adequado sobre a captação e armazenamento para garantir alta eficiência na geração. Nesse sentido, encontram-se os coletores solares que são dispositivos de troca térmica capazes de captar e converter a radiação solar em energia térmica utilizável. Estes aparelhos são amplamente utilizados para o aquecimento de fluidos, que podem ser líquidos ou gases. Eles se dividem em duas categorias principais: concentradores ou planos, conforme a presença ou ausência de concentração da radiação solar (MAIA et al., 2020).

2.2.1 Características dos Tipos de Coletores Solares

Existem diversos modelos de coletores solares disponíveis no mercado. Uma lista abrangente está apresentada na Tabela 1. A classificação dos coletores é baseada em sua movimentação, pelos tipos de coletores e absorvedores, a razão de concentração - que é definida como a relação entre a área de captação e a área do absorvedor - e a faixa de temperatura de operação. Entretanto, nem todos os tipos de coletores listados na Tabela 1 são apropriados para aplicações que envolvem geração de calor, visto que alguns deles, como os coletores de rastreamento de dois eixos, são destinados a aplicações de alta temperatura, como na produção de energia elétrica (KALOGIROU, 2013).

Tabela 1 – Tipos de Coletores de Energia Solar Térmica

Movimento	Tipo de Coletor	Tipo de Absorvedor	Razão de Concentração	Faixa de Temperatura [°C]
Fixo	Coletor Placa Plana (FPC)	Plano	1	30 – 80
Fixo	Coletor de Tubos Evacuados (ETC)	Plano	1	50 – 200
Fixo	Coletor Parabólico Composto (CPC)	Tubular	1 – 5	60 – 240
Rastreamento de um Eixo	Coletor de Lente Fresnel (FLC)	Tubular	10 – 40	60 – 250
Rastreamento de um Eixo	Coletor de Calha Parabólica (PTC)	Tubular	15 – 45	60 – 300
Rastreamento de um Eixo	Coletor de Calha Cilíndrica (CTC)	Tubular	10 – 50	60 – 300
Rastreamento de dois Eixos	Refletor Parabólico (PDR)	Pontual	100 – 1000	100 – 500
Rastreamento de dois Eixos	Coletor de Campo Heliostato	Pontual	100 – 1500	150 – 2000

Fonte: Adaptado de Kalogirou (2013).

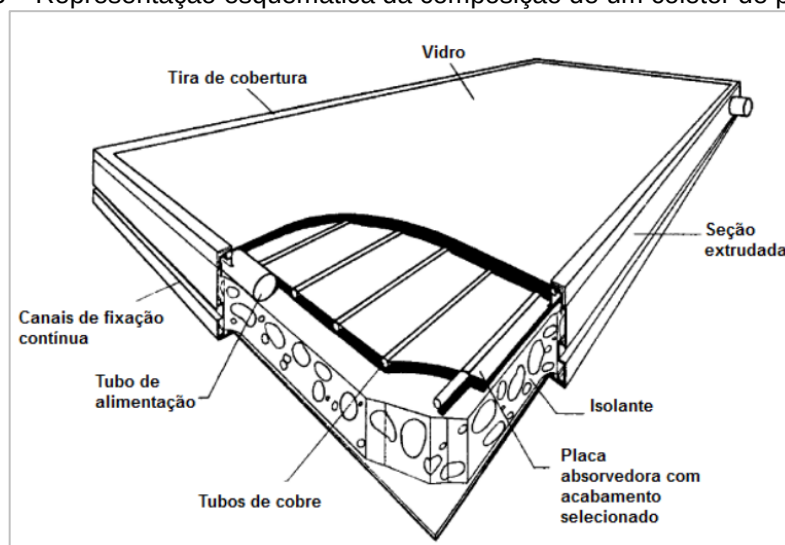
Segundo Kalogirou (2013), existem dois principais tipos de coletores que são indicados para aplicações de aquecimento industrial, que são os coletores do tipo fixo (não-rastreáveis) e os coletores de calhas parabólicas de um eixo com rastreamento solar. Além disso, fundamentalmente os coletores podem ser categorizados em dois tipos: estacionários e os concentradores.

Coletores estacionários possuem uma área uniforme para capturar e absorver a radiação solar. Em contrapartida, os coletores concentradores empregam superfícies curvas e refletivas para focalizar a radiação em uma área menor de absorção, otimizando assim sua eficiência.

2.2.2 Coletores Solares de Placas Planas

Devido a sua simplicidade geométrica em comparação aos demais, trata-se do formato mais tradicional de coletor fixo. Conforme ilustra a Figura 13, é composto por uma caixa de vidro condutora de radiação, com isolamento térmico nas bordas, que contém uma placa absorvente conectada a aletas e tubos por onde o fluido de aquecimento circula. Quando a radiação proveniente dos raios solares atravessa a superfície de vidro transparente, alcança a placa absorvente de material mais escuro. Uma porção considerável da energia é absorvida por essa superfície e, em seguida, transmitida aos tubos de cobre nos quais fluido escoa. A retenção de calor dentro do coletor é facilitada pelo efeito estufa (KALOGIROU, 2013).

Figura 13 – Representação esquemática da composição de um coletor de placa plana



Fonte: Adaptado de Kalogirou (2013).

A porção inferior e os lados do coletor são termicamente isolados, de modo a impedir a dissipação do calor para o ambiente circundante. A camada adicional de vidro sobreposta tem a função de salvaguardar os demais componentes contra poeira e umidade, que poderiam reduzir a capacidade de absorção da placa. Além disso, também cumpre a função de reduzir as perdas por convecção entre a placa absorvedora e a porção de ar que se encontra contida entre a placa e o vidro (KALOGIROU, 2013).

Os coletores de placas planas estão fixos permanentemente e não requerem mecanismos de rastreamento que os ajustem em relação à posição do sol. Sua principal finalidade consiste em obter a maior quantidade possível de energia solar com um custo reduzido. Para otimizar a captura da luz solar, é necessário posicionar esses coletores diretamente voltados para o equador. Em outras palavras, no hemisfério norte, eles devem ser voltados para o sul, enquanto no hemisfério sul, devem estar direcionados para o norte. A inclinação da placa deve ser igual à latitude do local, podendo variar ligeiramente de 10 a 15° dependendo da aplicação específica (KALOGIROU, 2013).

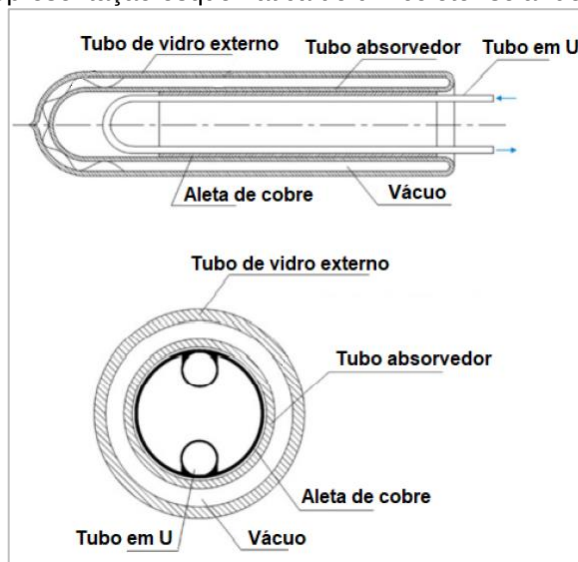
2.2.3 Coletores Solares de Tubo Evacuado

Os coletores solares tradicionais de placas planas foram concebidos para serem empregados em regiões com clima ensolarado e temperaturas elevadas. No entanto, suas vantagens diminuem consideravelmente quando as condições se tornam adversas, como em dias frios, nublados e ventosos. Além disso, fatores climáticos e ambientes com umidade relativa elevada podem contribuir para a deterioração prematura dos componentes internos, ocasionando a diminuição do desempenho e falha do sistema. Os coletores solares de tubos de calor evacuados funcionam de maneira distinta em comparação a outros tipos de coletores disponíveis no mercado. Esses coletores solares são compostos por um tubo de calor ou termosifão contido dentro de um tubo selado em condições de vácuo (CARVALHO e SIONEK, 2015).

Segundo Tyagi et al. (2012), ao contrário do que ocorre nos coletores de placa plana, entre a estrutura externa transparente e a interna absorvedora, é criado um vácuo nesse caso, como ilustra a Figura 14. Esse vácuo reduz de maneira significativa a perda de calor por convecção com o ar. Os coletores de tubo evacuado apresentam

eficiência elevada para obtenção de calor para aplicações com temperatura acima de 80 °C.

Figura 14 – Representação esquemática de um coletor solar de tubo evacuado



Fonte: Adaptado de Tyagi et al. (2012).

Além disso, esses coletores empregam um fluido propenso a mudanças de fase enquanto percorre o dispositivo. O fluido entra como líquido em um ou mais condutos e sai em estado gasoso para a aplicação pretendida. Esses condutos são inseridos dentro de uma aleta altamente condutiva, geralmente feita de metal, a qual está contida em um tubo absorvedor escurecido que está situado no interior de um tubo transparente (TYAGI et al., 2012).

2.2.4 Coletor Solares de Parabólicos Compostos

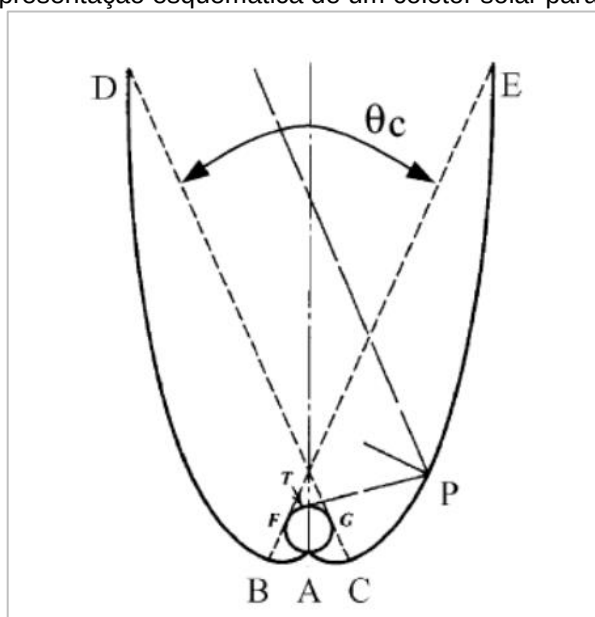
Os coletores solares de parabólicos compostos, também conhecidos como concentradores solares de parabólicos compostos, são dispositivos utilizados na captação e concentração da energia solar para a geração de calor ou eletricidade. Os coletores solares de parabólicos compostos são eficientes na concentração da energia solar, permitindo a geração de temperaturas mais altas em comparação com os coletores solares planos convencionais.

Além disso, a configuração de um coletor solar parabólico composto geralmente envolve uma estrutura de suporte que segura uma série de elementos refletivos em formato de parábola. Esses elementos refletem os raios solares

incidentes em direção a um tubo receptor localizado ao longo do foco da parábola. Dentro desse tubo, um fluido de transferência térmica, como óleo ou água, é aquecido pelo intenso calor concentrado dos raios solares.

Esses coletores possuem a característica de, a partir de uma área maior, direcionar toda a radiação solar incidente para o absorvedor, reduzindo a necessidade de utilização de rastreamento solar, visto que são aplicadas duas seções parabólicas com concavidades voltadas para o eixo de simetria, como ilustra a Figura 15 (KALOGIROU, 2013).

Figura 15 – Representação esquemática de um coletor solar parabólico composto



Fonte: Kalogirou et al. (2013).

2.2.5 Sistemas de Armazenamento Térmico

Apesar do crescente avanço da utilização de fontes renováveis na geração de energia, um desafio significativo persiste nessa tecnologia, relacionado à sua dependência sazonal. Isso resulta em uma discrepância entre a disponibilidade de energia e a demanda, o que por sua vez dificulta a integração eficiente dessas fontes no panorama energético. Nesse cenário, como forma de solução, são propostos sistemas de armazenamento de energia, os quais abrangem desde soluções de pequena escala até sistemas de grande porte (LIMA, 2021).

Segundo Moreira (2019), os sistemas de armazenamento de energia podem ser classificados em:

- **Mecânicos:** quando ocorre a estocagem de energia cinética e potencial, tais como hidrelétricas e ar comprimido;
- **Eletroquímicos:** aqueles que ocorrem pela conversão de energia elétrica em química, como é o caso de baterias e células de combustíveis;
- **Químicos:** onde a energia é utilizada para gerar elementos químicos estocáveis;
- **Térmicos:** quando ocorre a acumulação de calor para uso direto ou na conversão de outra forma de energia;
- **Elétricos:** utilizado para manter a energia em um campo elétrico, tais como capacitores.

Além da série de coletores solares, outro elemento relevante no sistema de aquecimento de água é o reservatório de água quente. Esse reservatório atua como um acumulador térmico, coletando a energia cedida pelos coletores em forma de calor sensível e armazenando-a na água contida em seu interior. De maneira geral, o dimensionamento do reservatório de armazenamento é efetuado considerando o consumo diário de água quente.

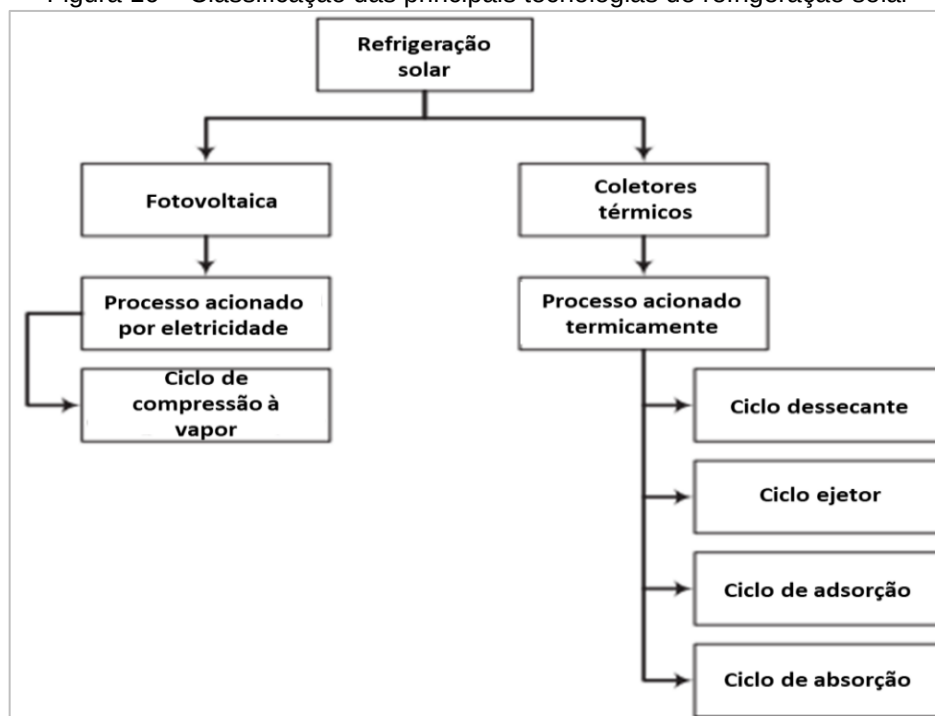
O armazenamento de calor sensível é a tecnologia mais simples e madura para armazenamento térmico (KOÇAK; FERNANDEZ; PAKSOY, 2020), este armazenamento pode ser feito por meio de um ou mais tanques, e o fluido no seu interior pode ser considerado com temperatura constante no espaço ou estratificado, sendo a água um dos fluidos mais utilizados, na faixa de temperatura de 0 – 100 °C, devido a sua abundância, custo, não toxicidade e capacidade térmica.

Além disso, segundo Lima (2021), a adoção da hipótese de um fluido perfeitamente homogeneizado facilita uma análise mais simplificada, pois pressupõe-se que a temperatura do fluido permanece constante em todo o espaço. Essa suposição é viável em sistemas que incorporam misturadores ou em situações em que o processo de enchimento e esvaziamento do tanque promove a completa homogeneização do fluido.

2.2.6 Utilização de Energia Solar Térmica em Sistemas de Refrigeração por Absorção

Segundo Aliane et al. (2016), sistemas de refrigeração que aproveitam a energia solar são conhecidos como refrigeração solar. Esses sistemas podem operar por meio de dois mecanismos principais: utilizando energia térmica proveniente de coletores solares ou gerando energia elétrica por meio de placas fotovoltaicas (NKWETTA e SANDERCOCK, 2016). Shirazi et al. (2018) apresentam, na Figura 16, uma síntese da classificação das principais tecnologias envolvidas na refrigeração solar.

Figura 16 – Classificação das principais tecnologias de refrigeração solar



Fonte: Adaptado de Shirazi et al. (2018)

A tecnologia da refrigeração solar demonstra uma ampla gama de possíveis aplicações em sistemas de climatização. Ao longo das últimas décadas, várias pesquisas têm explorado tanto a viabilidade técnica quanto econômica desses sistemas. Entre as opções que mostraram ser particularmente viáveis, merecem destaque os sistemas de ciclo de absorção (HASSAN e MOHAMED, 2012).

Diferentemente dos sistemas de refrigeração por absorção que utilizam o par amônia-água, onde a gerador opera em uma faixa de temperatura de 95 °C a 170 °C, os sistemas que utilizam o brometo de lítio e água necessitam de temperaturas mais

2.3 CARGA TÉRMICA

2.3.1 Carga Térmica de Resfriamento

Com o objetivo de determinar melhores condições de projeto de um sistema de condicionamento de ar de um ambiente, se faz necessário a determinação da carga térmica de resfriamento. Segundo a norma ASHRAE 55 (2017), há diferença entre a carga térmica e ganhos de calor:

- Carga térmica é a taxa de calor que deve ser retirada ou inserida em um ambiente para manter a temperatura do ar interior em um valor constante;
- Ganho de calor é a taxa instantânea em que o calor é transferido para um ambiente ou convertido internamente.

De acordo com Stoecker e Jones (1985), são considerados quatro fatores para a definição dos ganhos de calor que compõem a carga térmica total do ambiente que são:

- Transmissão de calor;
- Geração de calor interna;
- Irradiação solar;
- Infiltração;

O ganho de calor pela transmissão de calor pode ser determinado pela Equação 16, como visto anteriormente. Entretanto sua estimativa não considera os efeitos devido aos ganhos abordados a seguir.

2.3.1.1 Ganho de calor devido à geração interna

De acordo com Stoecker e Jones (1985), as principais fontes de geração interna são: luzes, ocupantes e equipamentos em funcionamento. No presente trabalho, considera-se apenas os ganhos de calor devido aos ocupantes, uma vez que

no ambiente de estudo são utilizadas lâmpadas em LED e os equipamentos presentes são relativamente pequenos, gerando um ganho que pode ser desprezado.

Segundo Stoecker e Jones (1985) e a norma ASHRAE 55 (2017), a taxa de calor gerada devido às pessoas que ocupam o local pode ser obtida pela tabela 2, apresentando alguns valores da taxa de calor para algumas atividades.

Tabela 2 – Calor proveniente dos ocupantes

Atividade	Calor liberado [W]	Calor sensível liberado [%]
Dormindo	70	75
Sentado, quieto	100	60
Em pé	150	50
Andando, 3 km/h	305	35
Trabalho de escritório	150	55
Professor ministrando aula	175	50
Trabalho de loja	185	50
Trabalho industrial	300 – 600	35

Fonte: Stoecker e Jones (1985).

Nesse sentido, a taxa de calor total devido aos ocupantes pode ser obtida segundo a Equação 18.

$$\dot{Q} = n\dot{Q}_{ocupante} \quad (18)$$

Em que:

$\dot{Q}$ – Taxa de calor total devido à ocupação do ambiente [W];

n – Número de ocupantes do ambiente;

$\dot{Q}_{ocupante}$ – Taxa de calor liberado por cada ocupante do ambiente [W];

2.3.1.2 Ganho de calor através da insolação em superfícies transparentes

Segundo Stoecker e Jones (1985), para superfícies transparentes, como janelas e portas de vidro, por exemplo, a energia térmica solar pode ser calculada de acordo com a Equação 19.

$$\dot{Q} = A(\tau I_t + N\alpha I_t) = AI_t(\tau + N\alpha) = AI_t \left(\tau + \frac{U\alpha}{h_e} \right) \quad (19)$$

Em que:

$\dot{Q}$ – Taxa de calor por insolação através de superfícies transparentes [W];

A – Área da superfície transparente [m^2];

τ – Transmissibilidade da superfície transparente [%];

α – Absortividade da superfície transparente [%];

h_e – Coeficiente de transferência de calor na superfície externa [W/m^2K];

U – Coeficiente global de transferência de calor [W/m^2K].

Segundo Stoecker e Jones (1985), a Equação 19 pode ser reduzida e simplificada pela utilização de um fator de ganho de calor por insolação (FGCI), obtido via tabelas, substituindo alguns parâmetros e obtendo a Equação 20 para estimar os ganhos de calor devido às superfícies transparentes.

$$\dot{Q} = A \cdot (FGCI) \quad (20)$$

Em que:

$\dot{Q}$ – Taxa de calor por insolação através de superfícies transparentes [W];

A – Área da superfície transparente [m^2];

$FGCI$ – Fator de ganho de calor por insolação [W/m^2];

2.3.1.3 Ganho de calor através da insolação em superfícies opacas

Segundo Stoecker e Jones (1985), nas superfícies opacas, uma porção da energia solar é refletida, enquanto o restante é absorvido. Da energia assim absorvida, uma fração é transmitida por meio de convecção, e outra por meio de radiação para o ambiente interno. A Equação 23 representa a transferência de energia através de uma parede opaca.

$$\dot{Q} = UA(T_{eq} - T_i) \quad (23)$$

$$T_{eq} = T_e + \frac{\alpha I_t}{h_e} \quad (24)$$

Em que:

$\dot{Q}$ – Taxa de calor por insolação através de superfícies opacas [W];

U – Coeficiente global de transferência de calor [W/m^2K];

A – Área da superfície opaca [m^2];

T_{eq} – Temperatura equivalente [K];

T_i – Temperatura da superfície interna [K];

T_e – Temperatura externa [K];

α – Absortividade da superfície opaca [%];

I_t – Irradiação da superfície exterior [W/m^2];

h_e – Coeficiente de transferência de calor na superfície externa [W/m^2K].

Segundo Stoecker e Jones (1985), temperatura equivalente é a temperatura externa adicionada de um valor considerando a influência da radiação solar. Além disso, em paredes opacas ocorre o efeito de armazenamento térmico da estrutura. Caso seja considerado esse efeito, é aplicado o fator de diferença de temperatura para a carga de resfriamento DT_{CR} indicado na Equação 25.

$$\dot{Q} = UA(DT_{CR}) \quad (25)$$

Em que:

$\dot{Q}$ – Taxa de calor por insolação através de superfícies opacas $[W]$;

U – Coeficiente global de transferência de calor $[W/m^2K]$;

A – Área da superfície opaca $[m^2]$;

$DTCR$ – Diferença de temperatura para a carga de resfriamento $[K]$.

Este fator considera o calor recebido devido à insolação e a capacidade térmica da parede. Seus valores são determinados via tabelas, de acordo com a posição solar, o tipo de superfície e a diferença entre temperaturas.

2.3.1.4 Ganho de calor devido à infiltração de ar

Segundo Stoecker e Jones (1985), a infiltração de ar externo ao ambiente refrigerado tem influência tanto sobre a temperatura quanto a umidade. O efeito sobre a temperatura é definido como calor sensível e o efeito sobre a umidade é definido como calor latente.

2.3.2 Conforto Térmico

Segundo a norma ASHRAE 55 (2017), conforto térmico é uma condição da mente que expressa a satisfação com o ambiente térmico. De acordo com Goedert (2006), o conforto térmico é compreendido como a sensação de satisfação que um indivíduo experimenta em relação às condições térmicas do ambiente. Esse estado de conforto decorre de um fenômeno que envolve aspectos psicofisiológicos.

De acordo com a norma ASHRAE 55 (2017), é reconhecido que não é viável atingir um ambiente termicamente agradável para todos os indivíduos em um determinado espaço, devido às divergências individuais, que abrangem desde atividades realizadas até as vestimentas utilizadas.

A norma identifica seis fatores principais que estabelecem o conforto térmico, e todos esses fatores têm a capacidade de variar ao longo do tempo:

- Taxa metabólica;

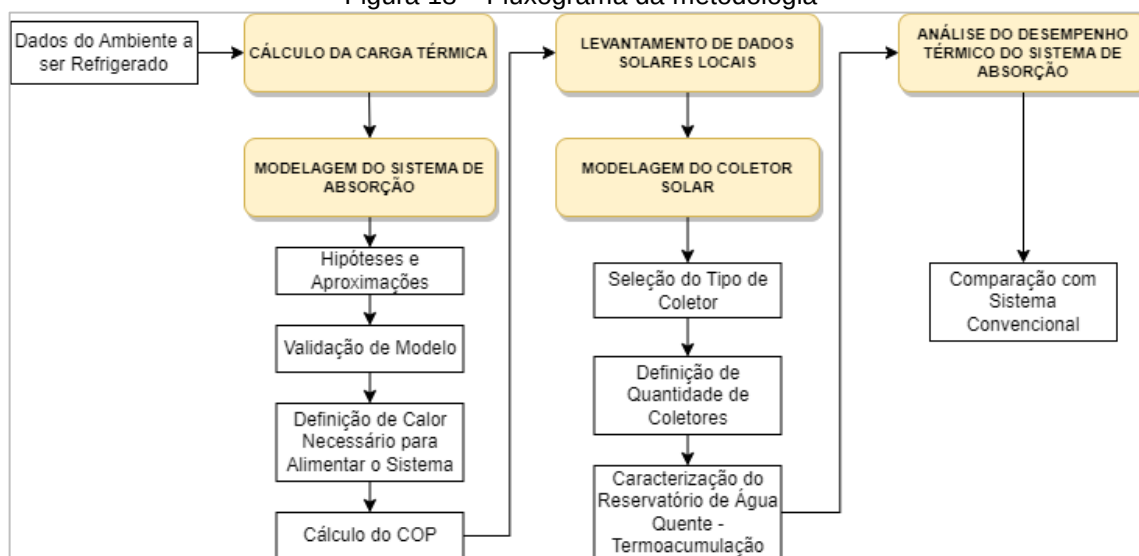
- Isolamento de vestimenta;
- Temperatura do ar;
- Temperatura radiante;
- Velocidade do ar;
- Umidade.

No estado estacionário, é observado que a energia gerada pelo metabolismo humano equivale ao calor transmitido por meio de radiação, convecção, evaporação e respiração.

3. METODOLOGIA

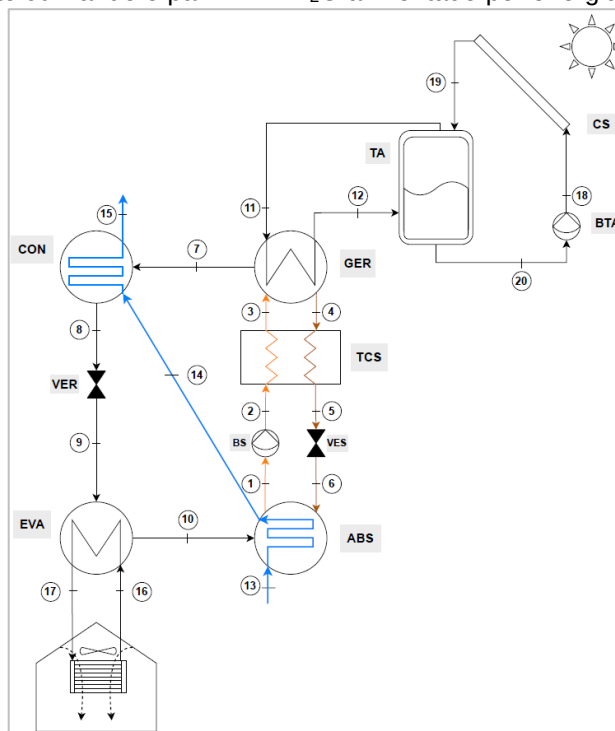
Para o presente trabalho, foi definido um fluxograma para orientação das etapas necessárias para o seu desenvolvimento. Nesse sentido, a metodologia consiste em iniciar pelos dados dos ambientes a serem refrigerados pelo sistema, calculando a carga térmica dos referidos locais. Próxima etapa compreende a modelagem do sistema de absorção, bem como a obtenção dos principais parâmetros. Após a finalização da etapa anterior, são coletados os dados solares do local de estudo para a posterior modelagem dos coletores solares. Por fim, estando definidas as características de carga térmica, sistema de absorção e coletores solares, pode ser feita a análise do desempenho térmico do sistema de absorção alimentado por energia solar (Figura 19), além de uma comparação com sistemas de refrigeração usuais. Esta metodologia está representada pelo fluxograma ilustrado pela Figura 18.

Figura 18 – Fluxograma da metodologia



Fonte: O autor (2023).

Figura 19 – Diagrama esquemático do modelo proposto de sistema de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando o par BrLi – H₂O alimentado por energia solar térmica

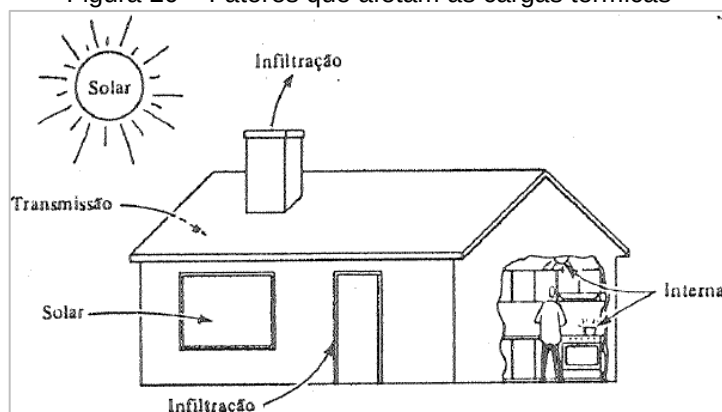


Fonte: Adaptado de Ochoa (2010).

3.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Embora uma gama de procedimentos para o cálculo da carga térmica tenha sido desenvolvida, o presente trabalho segue o proposto pelas normas ASHRAE, NBR 16401 e NBR 15220. Sendo assim, todos se baseiam na determinação, de forma sistemática, dos fatores que afetam as trocas térmicas, sendo divididos em quatro categorias que são as cargas de transmissão, solar, infiltração e geração interna, conforme ilustra a Figura 20 (STOECKER E JONES, 1985).

Figura 20 – Fatores que afetam as cargas térmicas



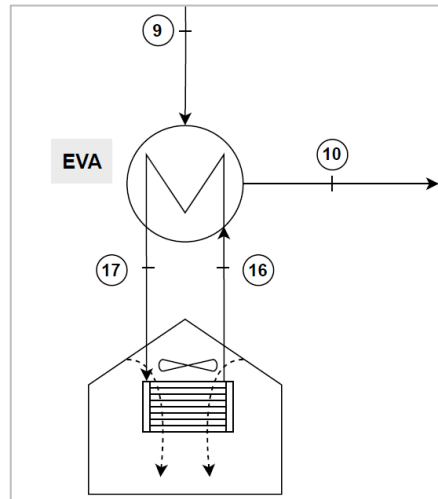
Fonte: Stoecker e Jones (1985).

Segundo Stoecker e Jones (1985), o procedimento para o cálculo da carga térmica de climatização de um ambiente seguem as seguintes etapas:

- Escolher valores de projeto da temperatura exterior de bulbo seco de verão, da temperatura de bulbo úmido correspondente e da temperatura média do dia;
- Escolher a temperatura interior de projeto;
- Verificar condições especiais, como recintos adjacentes não condicionados. Estimar a temperatura desses recintos;
- Determinar os coeficientes de transferência de calor das distintas paredes do edifício com base no seu projeto. Paredes que separem ambientes à mesma temperatura devem ser ignoradas;
- Baseando-se nas características construtivas do edifício, no programa de operação do sistema e nos valores de projeto da velocidade do vento e da diferença de temperatura, estimar a taxa de infiltração e ventilação com ar externo. A carga latente deve ser considerada;
- Determinar as características adicionais do edifício, tais como localização, orientação, sombreamento externo e massa, as quais afetam o ganho de calor por insolação;
- Com base nas características construtivas do edifício e nas condições de projeto determinar as diferenças de temperatura para carga de refrigeração, fatores de ganho de calor por insolação e fatores de carga de refrigeração apropriados;
- Determinar a taxa de transferência de calor para o recinto em função dos coeficientes de transferência de calor, áreas e diferenças de temperatura, previamente calculados;
- Para espaços com geração interna de calor (luzes, equipamentos ou pessoas) aplicar os fatores de carga de refrigeração quando necessário;
- Adicionar todas as cargas para determinar a carga total máxima de refrigeração. Carga adicional será necessária, caso o edifício seja operado de uma maneira intermitente.

Ao final destas etapas, é obtido o valor da carga térmica de refrigeração do edifício em análise (Equação 32). Este valor é igualado à quantidade de calor removida pelo evaporador do sistema de refrigeração (Equação 33), com o objetivo de atender aos requisitos de projeto estabelecidos inicialmente. Este processo é ilustrado pela Figura 21.

Figura 21 – Seção do modelo proposto de sistema de refrigeração relacionada à carga térmica do ambiente



Fonte: Adaptado de Ochoa (2010).

$$\dot{Q}_{carga} = \sum \dot{Q}_{solar} + \sum \dot{Q}_{transmissão} + \sum \dot{Q}_{infiltração} + \sum \dot{Q}_{interna} \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{carga} = \dot{Q}_{eva} \quad (33)$$

Em que:

$\dot{Q}_{carga}$ – Carga térmica do edifício [kW];

$\sum \dot{Q}_{solar}$ – Ganho de calor por superfícies transparentes [kW];

$\sum \dot{Q}_{transmissão}$ – Ganho de calor por superfícies opacas [kW];

$\sum \dot{Q}_{infiltração}$ – Ganho de calor por infiltração do ar externo no ambiente [kW];

$\sum \dot{Q}_{interna}$ – Ganho de calor devido a ocupação interna [kW];

$\dot{Q}_{eva}$ – Taxa de calor transferida para o evaporador [kW].

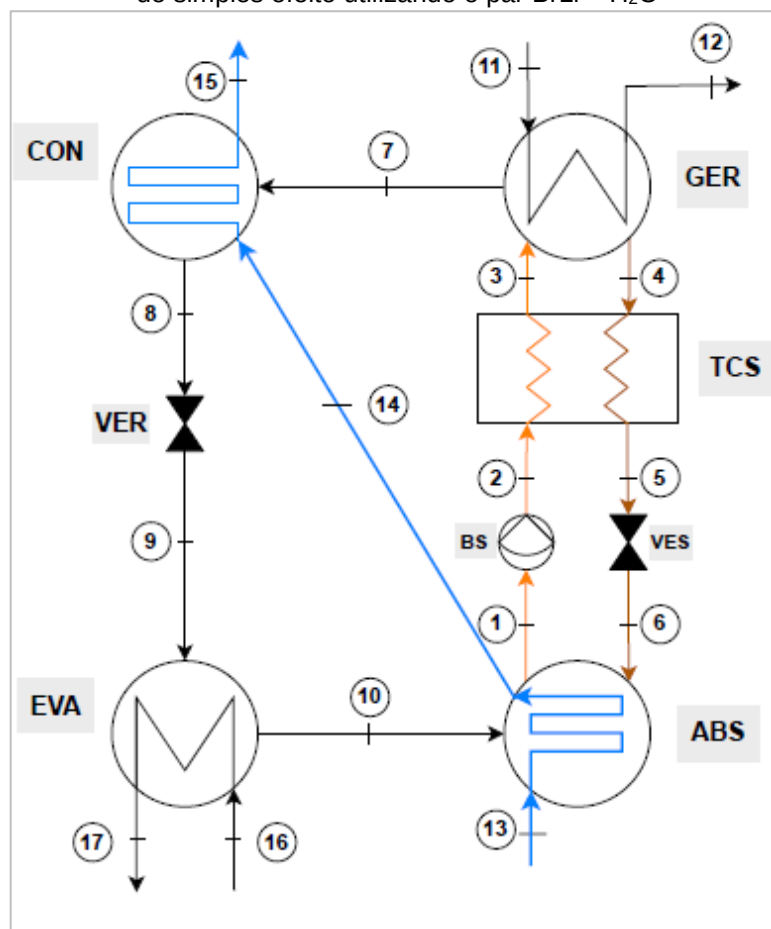
3.2 MODELAGEM DO SISTEMA

O modelo proposto do sistema de refrigeração por absorção se baseia nos métodos apresentados por Herold et al. (2016) e Ochoa (2010). Optou-se como referência o chiller de absorção de simples efeito que utiliza o par BrLi – H₂O. Além disso, o modelo proposto pelos autores considera algumas hipóteses e aproximações simplificadoras que viabilizam a modelagem do sistema, as quais são:

- Ciclo de refrigeração operando em regime permanente;
- Sistema funciona entre duas pressões distintas e constantes: Pressão de alta e de baixa;
- Variação de pressão, aumento e diminuição, ocorre apenas nas bombas e válvulas de expansão, respectivamente;
- Troca térmica ocorre apenas nos trocadores de calor e sistema de coletores solares;
- Não há perda de calor e pressão nas tubulações do sistema;
- Coeficientes globais de troca térmica dos trocadores de calor são considerados constantes, não variando com a temperatura;
- Bombas consideradas isentrópicas;
- Não há presença de brometo de lítio no circuito de refrigeração do sistema, o qual é percorrido somente por água pura;
- As variações de energias cinética e potencial são pequenas o suficiente para serem desconsideradas;

Um diagrama do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito e sua configuração é ilustrado pela Figura 22.

Figura 22 – Seção do modelo proposto do sistema de refrigeração relacionado ao chiller de absorção de simples efeito utilizando o par BrLi – H₂O



Fonte: Adaptado de Ochoa (2010).

Para a modelagem do ciclo de refrigeração por absorção, são considerados os estados termodinâmicos que são descritos na Tabela 3.

Tabela 3 – Estado termodinâmico considerado para cada ponto do ciclo da Figura 22

Ponto	Estado	Observação
1	Solução líquida saturada	Título do vapor da solução definido como 0. Solução à baixa concentração.
2	Solução líquida sub-resfriada	Estado calculado a partir de um modelo de bomba isentrópica. Solução à baixa concentração.
3	Solução líquida sub-resfriada	Estado calculado a partir do modelo de trocador de calor de solução. Solução à baixa concentração.
4	Solução líquida saturada	Título do vapor da solução definido como 0. Solução à alta concentração.

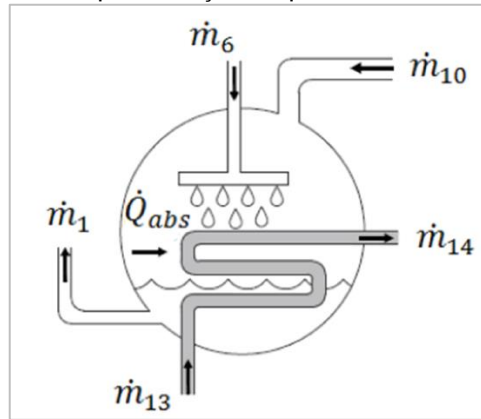
5	Solução líquida sub-resfriada	Estado calculado a partir do modelo de trocador de calor de solução. Solução à alta concentração.
6	Solução no estado líquido-vapor	O vapor se condensa à medida que o líquido passa através da válvula de expansão. Solução à alta concentração. Observação: Se a eficiência do trocador de calor da solução for definida como superior a cerca de 80%, o estado 6 estará em forma de líquido sub-resfriado.
7	Vapor de água superaquecido	Concentração de brometo de lítio é nula. Apenas água circula no circuito de refrigeração.
8	Água líquido saturado	Título do vapor de água definido como 0.
9	Água no estado vapor-líquido	O vapor se condensa à medida que o líquido passa através da válvula de expansão.
10	Vapor de água saturado	Título do vapor de água definido como 1.
11	Água quente aquecida pela fonte térmica	Considerada no estado de saturação para a definição das propriedades termodinâmicas.
12	Água quente sub-resfriada	Considerada no estado de saturação para a definição das propriedades termodinâmicas.
13	Água fria de resfriamento	Considerada no estado de saturação para a definição das propriedades termodinâmicas.
14	Água fria de resfriamento sub-resfriada	Considerada no estado de saturação para a definição das propriedades termodinâmicas.
15	Água fria de resfriamento sub-resfriada	Considerada no estado de saturação para a definição das propriedades termodinâmicas.
16	Água gelada a ser refrigerada	Considerada no estado de saturação para a definição das propriedades termodinâmicas.
17	Água gelada refrigerada para a carga térmica	Considerada no estado de saturação para a definição das propriedades termodinâmicas.

Fonte: Adaptado de Ochoa (2010).

3.2.1 Absorvedor (ABS)

No absorvedor ocorre o processo de absorção do vapor refrigerante advindo do evaporador, que no modelo adotado é a água pura, pelo absorvente, a solução aquosa de brometo de lítio de alta concentração proveniente do gerador. Este processo é exotérmico, onde o calor é retirado da mistura para a água da torre de resfriamento. Sendo assim, neste equipamento ocorrem dois processos simultâneos de transferência de calor para o trocador e transferência de massa para a solução de alta concentração de BrLi, conforme ilustrado na Figura 23.

Figura 23 – Representação esquemática do absorvedor



Fonte: Ochoa (2010).

Aplicando a conservação de massa no absorvedor, temos que:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (34)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (35)$$

$$x_{10} = 0 \quad (36)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad (37)$$

Em que:

$\dot{m}_{13}, \dot{m}_{14}$ – Vazão mássica da água de resfriamento [kg/s];

$\dot{m}_1$ – Vazão mássica da solução fraca de BrLi [kg/s];

- $\dot{m}_6$ – Vazão mássica da solução forte de BrLi [kg/s];
 $\dot{m}_{10}$ – Vazão mássica de vapor de água à baixa pressão [kg/s];
 $\dot{m}_6$ – Vazão mássica da solução forte de BrLi [kg/s];
 x_{10} – Concentração de BrLi na entrada do absorvedor [kg/kg];
 x_1 – Concentração de BrLi da solução fraca [kg/kg];
 x_6 – Concentração de BrLi da solução forte [kg/kg].

A partir da primeira lei da termodinâmica, temos que:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (38)$$

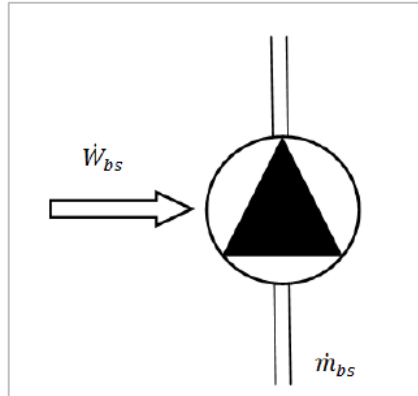
Em que:

- $\dot{Q}_{abs}$ – Taxa de calor cedida pelo absorvedor [kW];
 $\dot{m}_{13}$ – Vazão mássica da água de resfriamento [kg/s];
 h_{13} – Entalpia específica da entrada da água de resfriamento [kJ/kg];
 h_{14} – Entalpia específica da saída da água de resfriamento [kJ/kg];
 h_{10} – Entalpia específica do vapor de água à baixa pressão [kJ/kg];
 h_6 – Entalpia específica da solução forte de BrLi [kJ/kg];
 h_1 – Entalpia específica da solução fraca de BrLi [kJ/kg].

3.2.2 Bomba da Solução – BrLi – H₂O (BS)

A bomba da solução possui dupla função no sistema. A primeira é de elevar a pressão da solução fraca a partir da baixa até atingir a pressão alta do ciclo, evidenciada no gerador e condensador. A segunda é a de circular a solução através do trocador de calor intermediário, elevando a troca térmica e vazão mássica. Nesse modelo o processo de bombeamento da solução é considerado isotérmico e incompressível. A Figura 24 ilustra de forma esquemática a bomba da solução.

Figura 24 – Representação esquemática da bomba da solução



Fonte: Ochoa (2010)

Aplicando a conservação de massa na bomba da solução, temos que:

$$\dot{m}_{bs} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (39)$$

Em que:

$\dot{m}_{bs}, \dot{m}_1, \dot{m}_2$ – Vazão mássica da bomba da solução $[kg/s]$.

Pela da primeira lei da termodinâmica, temos o balanço energético:

$$\dot{W}_{bs} = \frac{v_1 \dot{m}_1}{\eta_{bs}} (P_H - P_L) \quad (40)$$

$$\dot{W}_{bs} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (41)$$

$$h_2 = h_1 + v_1 (P_H - P_L) \quad (42)$$

Em que:

$\dot{W}_{bs}$ – Potência de acionamento da bomba da solução $[kW]$;

η_{bs} – Eficiência mecânica da bomba da solução $[\%]$;

v_1 – Volume específico da solução na entrada da bomba $[m^3/kg]$;

$\dot{m}_1$ – Vazão mássica da bomba da solução $[kg/s]$;

P_H – Pressão de alta do sistema $[kPa]$;

P_L – Pressão de baixa do sistema $[kPa]$;

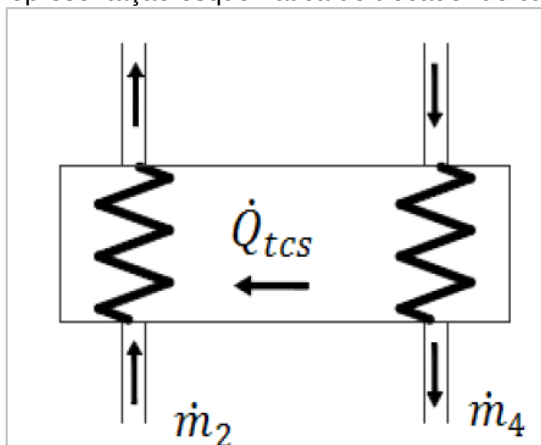
h_1 – Entalpia específica da solução fraca de BrLi na entrada da bomba $[kJ/kg]$;

h_2 – Entalpia específica da solução fraca de BrLi na saída da bomba $[kJ/kg]$.

3.2.3 Trocador de Calor da Solução – BrLi – H₂O (TCS)

O trocador de calor da solução consiste em um dispositivo de troca térmica entre as soluções aquosas de alta concentração de BrLi advindas do gerador e baixa concentração de BrLi do absorvedor. O uso desse equipamento resulta em uma menor demanda de calor no gerador e, por consequência, uma maior eficiência térmica do ciclo. A Figura 25 esquematiza o trocador de calor da solução.

Figura 25 – Representação esquemática do trocador de calor da solução



Fonte: Ochoa (2010).

Aplicando o princípio da conservação de massa no trocador de calor da solução, temos:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (43)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (44)$$

$$x_4 = x_5 \quad (45)$$

$$x_3 = x_2 \quad (46)$$

Em que:

$\dot{m}_4, \dot{m}_5$ – Vazão mássica da solução forte de BrLi [kg/s];

$\dot{m}_3, \dot{m}_2$ – Vazão mássica da solução fraca de BrLi [kg/s];

x_4, x_5 – Concentração de BrLi da solução forte [kg/kg];

x_2, x_3 – Concentração de BrLi da solução fraca [kg/kg].

Pela primeira lei da termodinâmica, temos o balanço energético:

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (47)$$

Em que:

$\dot{Q}_{tcs}$ – Taxa de calor transferida pelo trocador de calor da solução [kW];

$\dot{m}_2$ – Vazão mássica da solução fraca de BrLi [kg/s];

h_3 – Entalpia específica da saída da solução fraca de BrLi [kJ/kg];

h_2 – Entalpia específica da entrada da solução fraca de BrLi [kJ/kg];

$\dot{m}_4$ – Vazão mássica da solução forte de BrLi [kg/s];

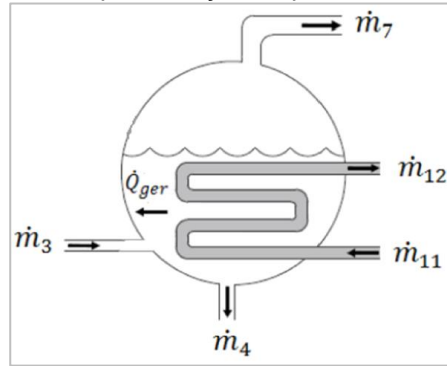
h_4 – Entalpia específica da entrada da solução forte de BrLi [kJ/kg];

h_5 – Entalpia específica da saída da solução forte de BrLi [kJ/kg].

3.2.4 Gerador (GER)

No gerador ocorre o fornecimento de calor advindo de uma fonte térmica externa, que no presente modelo são utilizados coletores solares para aquecimento de água. O fluxo de calor é transmitido para a solução de água – LiBr, fazendo com que a água da solução passe para o estado de vapor. A parcela da solução que não se tornou vapor, com alta concentração de brometo de lítio, retorna para o absorvedor. Os processos de transferência de calor e massa são ilustrados na Figura 26.

Figura 26 – Representação esquemática do gerador



Fonte: Ochoa (2010).

Aplicando a conservação de massa no gerador, temos que:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (48)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (49)$$

$$x_7 = 0 \quad (50)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (51)$$

Em que:

$\dot{m}_{11}, \dot{m}_{12}$ – Vazão mássica da água quente [kg/s];

$\dot{m}_3$ – Vazão mássica da solução fraca de BrLi [kg/s];

$\dot{m}_4$ – Vazão mássica da solução forte de BrLi [kg/s];

$\dot{m}_7$ – Vazão mássica de vapor de água à alta pressão [kg/s];

- x_7 – Concentração de BrLi na saída do gerador $[kg/kg]$;
 x_3 – Concentração de BrLi da solução fraca $[kg/kg]$;
 x_4 – Concentração de BrLi da solução forte $[kg/kg]$.

A partir da primeira lei da termodinâmica, temos que:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{12}(h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (52)$$

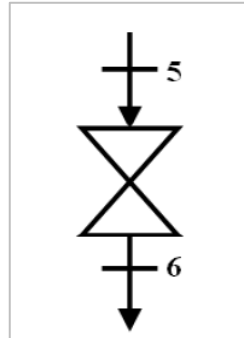
Em que:

- $\dot{Q}_{ger}$ – Taxa de calor transferida para o gerador $[kW]$;
 $\dot{m}_{12}$ – Vazão mássica da água quente $[kg/s]$;
 h_{11} – Entalpia específica da entrada da água quente $[kJ/kg]$;
 h_{12} – Entalpia específica da saída da água quente $[kJ/kg]$;
 $\dot{m}_4$ – Vazão mássica da solução forte de BrLi $[kg/s]$;
 h_4 – Entalpia específica da saída da solução forte de BrLi $[kJ/kg]$;
 $\dot{m}_7$ – Vazão mássica de vapor de água à alta pressão $[kg/s]$;
 h_7 – Entalpia específica do vapor de água à alta pressão $[kJ/kg]$;
 $\dot{m}_3$ – Vazão mássica da solução fraca de BrLi $[kg/s]$;
 h_3 – Entalpia específica da entrada da solução fraca de BrLi $[kJ/kg]$.

3.2.5 Válvula de Expansão da Solução – BrLi – H₂O (VES)

A válvula de expansão da solução de água – LiBr, especificamente a de alta concentração, é o dispositivo de redução de pressão a partir da alta para a baixa do sistema, ou seja, da pressão do gerador para a pressão evidenciada no absorvedor. O processo é assumido adiabático, consequentemente de entalpia constante. A figura 27 ilustra a válvula de expansão da solução.

Figura 27 –Representação esquemática da válvula de expansão da solução



Fonte: Ochoa (2010).

Aplicando a conservação de massa na válvula de expansão da solução, temos que:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (53)$$

Em que:

$\dot{m}_5$ – Vazão mássica da solução forte líquida de BrLi [kg/s];

$\dot{m}_6$ – Vazão mássica da mistura líquido-vapor da solução forte de BrLi [kg/s];

Pela primeira lei, considerando processo adiabático, temos que:

$$h_5 = h_6 \quad (54)$$

Em que:

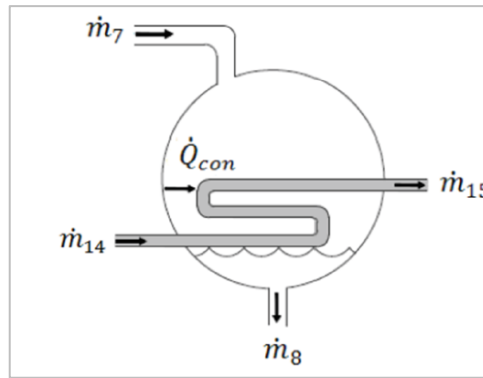
h_5 – Entalpia específica da solução forte líquida de BrLi à alta pressão [kJ/kg];

h_6 – Entalpia específica da mistura líquido-vapor solução forte de BrLi à baixa pressão [kJ/kg].

3.2.6 Condensador (CON)

No condensador o vapor de água à alta pressão advindo do gerador transfere calor para a água de resfriamento que circula no interior do equipamento. Neste processo, o vapor de água à alta pressão que entrou no condensador deixa o equipamento na forma de líquido saturado, seguindo para a válvula de expansão. A Figura 28 ilustra os fluxos mássicos e térmicos do equipamento.

Figura 28 – Representação esquemática do condensador



Fonte: Adaptado de Ochoa (2010).

Aplicando a conservação de massa no condensador, temos que:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (55)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (56)$$

Em que:

$\dot{m}_7$ – Vazão mássica de vapor de água à alta pressão [kg/s];

$\dot{m}_8$ – Vazão mássica de água líquida à alta pressão [kg/s];

$\dot{m}_{14}, \dot{m}_{15}$ – Vazão mássica da água de resfriamento [kg/s].

Pela primeira lei da termodinâmica, temos o balanço energético:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}) = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (57)$$

Em que:

$\dot{Q}_{con}$ – Taxa de calor cedida pelo condensador $[kW]$;

$\dot{m}_{14}$ – Vazão mássica da água de resfriamento $[kg/s]$;

h_{15} – Entalpia específica da saída da água de resfriamento $[kJ/kg]$;

h_{14} – Entalpia específica da entrada da água de resfriamento $[kJ/kg]$;

$\dot{m}_7$ – Vazão mássica de vapor de água à alta pressão $[kg/s]$;

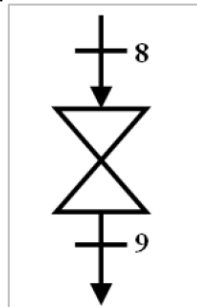
h_7 – Entalpia específica do vapor de água à alta pressão $[kJ/kg]$;

h_8 – Entalpia específica da água líquida à alta pressão $[kJ/kg]$.

3.2.7 Válvula de Expansão do Fluido Refrigerante – H₂O (VER)

A válvula de expansão do fluido refrigerante, que no modelo atual é a água, é o dispositivo responsável pela redução de pressão entre o condensador, à pressão alta, e o evaporador que se encontra à pressão baixa. Considera-se esse processo como adiabático, consequentemente de entalpia constante. A figura 29 mostra uma representação esquemática da válvula de expansão do fluido refrigerante.

Figura 29 – Representação esquemática da válvula de expansão do refrigerante



Fonte: Ochoa (2010).

Aplicando o princípio da conservação de massa na válvula de expansão do fluido refrigerante, temos:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (58)$$

Em que:

$\dot{m}_8$ – Vazão mássica de água líquida à alta pressão $[kg/s]$;

$\dot{m}_9$ – Vazão mássica de mistura líquido-vapor de água à baixa pressão $[kg/s]$.

Pela primeira lei, considerando processo adiabático, temos que:

$$h_8 = h_9 \quad (59)$$

Em que:

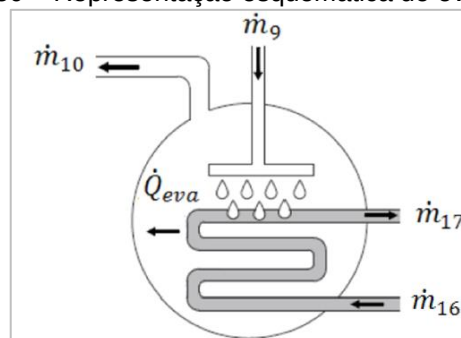
h_8 – Entalpia específica da água líquida à alta pressão $[kJ/kg]$;

h_9 – Entalpia específica da mistura líquido-vapor de água à baixa pressão $[kJ/kg]$.

3.2.8 Evaporador (EVA)

No evaporador o fluido refrigerante, que no presente modelo utiliza-se a água, após submetido a uma queda de pressão e expansão, encontra-se na forma de mistura líquido – vapor. Neste equipamento, a mistura recebe calor do circuito de água gelada que troca calor com o ambiente refrigerado. Nesse processo o refrigerante deixa o equipamento na forma de vapor saturado seguindo para o absorvedor. Na Figura 30 são ilustrados os fluxos de massa e calor do evaporador.

Figura 30 – Representação esquemática do evaporador



Fonte: Adaptado de Ochoa (2010).

Aplicando a conservação de massa no evaporador, temos que:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{16} \quad (60)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (61)$$

Em que:

$\dot{m}_{17}, \dot{m}_{16}$ – Vazão mássica da água gelada [kg/s];

$\dot{m}_9$ – Vazão mássica de mistura líquido-vapor de água à baixa pressão [kg/s];

$\dot{m}_{10}$ – Vazão mássica de vapor de água à baixa pressão [kg/s];

Pela primeira lei da termodinâmica, temos o balanço energético:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17}) = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (62)$$

Em que:

$\dot{Q}_{eva}$ – Taxa de calor transferida para o evaporador [kW];

$\dot{m}_{16}$ – Vazão mássica da água gelada [kg/s];

h_{16} – Entalpia específica da entrada da água gelada [kJ/kg];

h_{17} – Entalpia específica da saída da água gelada [kJ/kg];

$\dot{m}_9$ – Vazão mássica de mistura líquido-vapor de água à baixa pressão [kg/s];

h_{10} – Entalpia específica do vapor de água à baixa pressão [kJ/kg];

h_9 – Entalpia específica da mistura líquido-vapor de água à baixa pressão [kJ/kg].

3.2.9 Coeficiente de Performance – COP

Segundo Herold et al. (2016), para sistemas de refrigeração por absorção, o COP – coeficiente de performance do sistema é definido pela razão da taxa de calor admitida pelo evaporador e a taxa de energia requerida para a operação do sistema, representada pela taxa de transferência de calor admitida gerador e a potência da bomba da solução.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{ger} + \dot{W}_{bs}} \quad (63)$$

Em que:

COP – Coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção;

$\dot{Q}_{eva}$ – Taxa de calor transferida para o evaporador $[kW]$;

$\dot{Q}_{ger}$ – Taxa de calor transferida para o gerador $[kW]$;

$\dot{W}_{bs}$ – Potência de acionamento da bomba da solução $[kW]$;

Ainda segundo o autor, em termos quantitativos, a taxa de transferência de calor admitida pelo gerador é relativamente maior que a potência de acionamento da bomba da solução.

$$\dot{Q}_{ger} \gg \dot{W}_{bs} \quad (64)$$

Em que:

$\dot{Q}_{ger}$ – Taxa de calor transferida para o gerador $[kW]$;

$\dot{W}_{bs}$ – Potência de acionamento da bomba da solução $[kW]$;

Sendo assim, devido à baixa influência para o valor do COP em sistemas de refrigeração por absorção, a potência de acionamento da bomba da solução pode ser desconsiderada para o cálculo do coeficiente de desempenho do ciclo.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (65)$$

Em que:

COP – Coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção;

$\dot{Q}_{eva}$ – Taxa de calor transferida para o evaporador $[kW]$;

$\dot{Q}_{ger}$ – Taxa de calor transferida para o gerador $[kW]$;

3.3 MODELAGEM DO COLETOR SOLAR

O coletor de placas planas foi o tipo selecionado para o presente trabalho devido à sua capacidade de atender de forma eficaz às demandas de energia na faixa de temperatura necessária para o chiller. Além disso, ele se destaca por ser uma opção mais econômica e disponível em comparação com outras alternativas.

Além disso, a modelagem do coletor solar de placas planas foi realizada baseando-se na metodologia sugerida por Duffie e Beckman (2013), em que os aspectos mais importantes para a análise são a eficiência e a energia útil fornecida. Segundo os autores, os parâmetros mais importantes são:

- **Materiais construtivos:** Propriedades térmicas dos materiais da placa absorvedora, isolamentos e coberturas;
- **Geometria do coletor:** Área do coletor, número de tubos, diâmetros e comprimentos, distância entre tubos, quantidade de coberturas, altura da borda e espessura do painel;
- **Condições operacionais:** Intensidade do vento, irradiação solar disponível, ângulo de incidência, temperatura do ambiente, vazão e tipo do fluido.

3.3.1 Parâmetros solares

3.3.1.1 Constante solar

A constante solar é a quantidade de radiação solar que atinge a Terra por unidade de tempo em um plano perpendicular à direção dos raios solares, localizado fora da atmosfera, a uma distância média entre o planeta e o sol (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

$$G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2 \quad (66)$$

Além disso, devido à distância entre a Terra e o Sol variar ao longo do ano, a energia incidente sobre o plano perpendicular externo à atmosfera também varia. Segundo Duffie e Beckman (2013), essa variação pode ser definida pela Equação 67.

$$G_{on} = G_{sc} \cdot [1 + 0,033 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{n_{dia}}{365}\right)] \quad (67)$$

Em que:

G_{on} – Incidência solar em função do dia do ano [W/m^2];

G_{sc} – Constante solar [W/m^2];

n_{dia} – Número do dia no calendário anual;

3.3.1.2 Ângulo de incidência solar

O ângulo de incidência é o ângulo formado entre a direção normal do plano considerado e a direção de propagação dos raios solares. Este ângulo desempenha um papel crucial no cálculo da energia útil obtida pelos coletores solares, pois indica como os raios solares serão absorvidos pelo coletor. Sua estimativa depende da localização do coletor na Terra, sua orientação e a posição relativa do Sol em relação ao coletor. Segundo Duffie e Beckman (2013), o ângulo de incidência solar pode ser obtido a partir da Equação 68.

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\varphi) \cdot \cos(\beta) - \text{sen}(\delta) \cdot \cos(\varphi) + \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \\ & \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\omega) + \cos(\delta) \cdot \text{sen}(\varphi) \cdot \text{sen}(\beta) \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(\omega) \\ & + \cos(\delta) \cdot \text{sen}(\beta) \cdot \text{sen}(\gamma) \cdot \text{sen}(\omega) \end{aligned} \quad (68)$$

Em que:

θ – Ângulo de incidência solar [°];

δ – Ângulo de solar com relação ao plano do equador no meridiano local [°];

φ – Latitude do local [°];

β – Ângulo de inclinação da placa do coletor com relação ao solo [°];

ω – Hora solar local, 0° quando meio-dia, negativo ante e positivo após [°];

γ – Ângulo de azimute, corresponde à orientação do coletor ao hemisfério [°].

Sendo assim, a hora solar local pode ser calculada em intervalos de 15°. Por exemplo, 14:00 no horário local corresponde a 30° em horas solares. A hora solar local é expressa pela Equação 69.

$$\omega = 15 \cdot (h - 12) \quad (69)$$

Em que:

ω – Hora solar local [°];

h – Valor das horas no horário local;

O ângulo δ , que é a declinação solar com relação ao plano da linha do equador, pode ser calculado pela Equação 70, conhecida como fórmula de Cooper (1969).

$$\delta = 23,45 \cdot \text{sen} \left(2\pi \cdot \frac{(284 + n_{dia})}{365} \right) \quad (70)$$

Em que:

δ – Ângulo de solar com relação ao plano do equador no meridiano local [°];

n_{dia} – Número do dia no calendário anual;

Para o presente trabalho, como o local de estudo encontra-se no hemisfério sul, foi escolhida direção norte correspondendo a um ângulo de azimute $\gamma = 180^\circ$ relacionado à orientação do coletor solar. A latitude do local de estudo é cerca de 8° Sul, logo $\varphi = -8^\circ$ e a partir desse ângulo, foi estabelecida a inclinação do coletor com um ângulo $\beta = 8^\circ$. Sendo assim, a partir desses dados é possível calcular o ângulo de incidência dos raios solares sobre os coletores em função da hora do dia e dia do ano.

Além disso, para calcular o modificador de ângulo de incidência de um coletor de tubos evacuados, é útil determinar as componentes transversal e longitudinal do ângulo de incidência solar. No caso de coletores com os tubos alinhados na direção norte-sul, a componente transversal é simplesmente igual ao ângulo da hora solar.

Para a mesma situação, a componente longitudinal é igual à diferença entre a declinação da Terra e a latitude do local, corrigida pela inclinação do coletor em relação à horizontal. Estas relações são definidas pelas Equações 71 e 72:

$$\theta_t = \omega \quad (71)$$

$$\theta_l = \delta - (\varphi \pm \beta) \quad (72)$$

Em que:

θ_t – Componente transversal do ângulo de incidência solar [°];

ω – Hora solar local [°];

θ_l – Componente longitudinal do ângulo de incidência solar [°];

δ – Ângulo de solar com relação ao plano do equador no meridiano local [°];

φ – Latitude do local [°];

β – Ângulo de inclinação da placa do coletor com relação ao solo [°];

Por fim, é necessário estabelecer a razão entre a quantidade de energia que incide sobre um plano inclinado em relação à quantidade de energia que incide sobre um plano horizontal. Esta relação é definida pela Equação 73.

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (73)$$

Em que:

θ – Ângulo de incidência solar [°];

θ_z – Ângulo de zênite medido entre a direção dos raios solares e a vertical [°].

3.3.2 Energia útil

A energia útil de um coletor solar corresponde à energia térmica transferida da placa para o fluido que escoa através dos tubos. Essa energia é responsável pelo aumento da temperatura do fluido na saída do coletor e pode ser calculada subtraindo

as perdas de energia para o ambiente da energia absorvida pela placa. Segundo Duffie e Beckman (2013), a energia útil de um coletor solar pode ser definida pela Equação 74.

$$\dot{Q}_u = A_{cs}(S - U_{cs}(T_m - T_a)) \quad (74)$$

Em que:

$\dot{Q}_u$ – Energia útil transferida para o fluido [W];

A_{cs} – Área do coletor solar [m^2];

S – Taxa de irradiação solar [W/m^2];

U_{cs} – Coeficiente global do coletor solar [W/m^2K];

T_m – Temperatura média da placa do coletor [kW/m^2];

T_a – Temperatura do ambiente [kW/m^2];

A taxa de radiação solar absorvida é descrita como uma função da irradiação solar total, a transmitância e absorbância do coletor. Essa relação é descrita pelas Equações 75 e 76.

$$S = G_T \cdot (\tau\alpha) \quad (75)$$

$$(\tau\alpha) = 1,01 \cdot \tau \cdot \alpha \quad (76)$$

Em que:

S – Taxa de irradiação solar [W/m^2];

G_T – Taxa de irradiação solar total (direta, difusa e refletida) [W/m^2];

$\tau\alpha$ – Produto transmitância – absorbância do coletor solar.

Além disso, uma forma alternativa de medir a taxa de transferência de calor útil do coletor solar para o fluido que escoar internamente, é definida pela Equação 77.

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_f \cdot c_{p,fluido} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,entra}) \quad (77)$$

Em que:

$\dot{Q}_u$ – Energia útil transferida para o fluido [W];

$\dot{m}_f$ – Vazão mássica do fluido escoando pelo coletor [kg/s];

$c_{p,fluido}$ – Calor específico à pressão constante do fluido [kJ/kg °C];

$T_{f,sai}$ – Temperatura do fluido na saída do coletor solar [°C];

$T_{f,entra}$ – Temperatura do fluido na entrada do coletor solar [°C];

3.3.3 Eficiência do coletor solar

A eficiência instantânea de um coletor pode ser caracterizada como uma função da taxa de transferência de energia útil absorvida $\dot{Q}_u$, que é consideravelmente influenciada pelas condições de temperatura do fluido de entrada e do ambiente circundante. A eficiência pode ser matematicamente definida pela Equação 78 como a razão entre a taxa de transferência de calor útil e a energia total incidente (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

$$\eta_i = \frac{\dot{Q}_u}{A_{cs} G_T} = \frac{\dot{m}_f \cdot c_{p,fluido} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,entra})}{A_{cs} G_T} \quad (78)$$

Em que:

η_i – Eficiência do coletor solar;

$\dot{Q}_u$ – Energia útil transferida para o fluido [W];

A_{cs} – Área do coletor solar [m²];

G_T – Taxa de irradiação solar total (direta, difusa e refletida) [W/m²];

$\dot{m}_f$ – Vazão mássica do fluido escoando pelo coletor [kg/s];

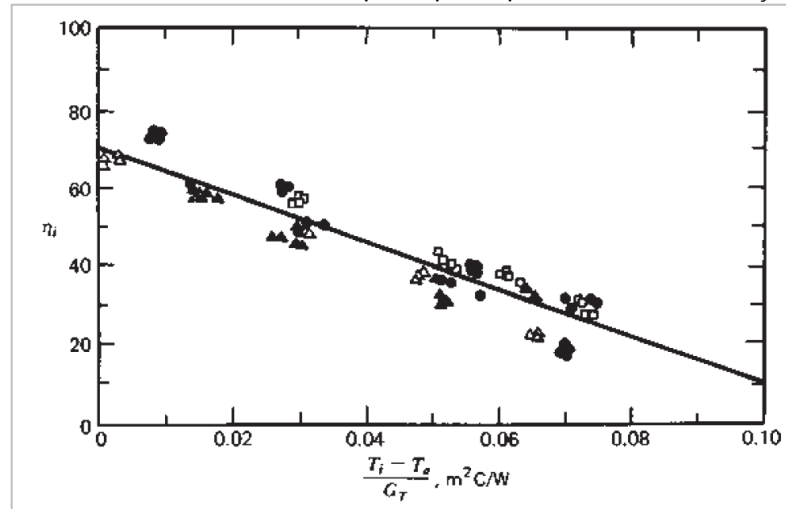
$c_{p,fluido}$ – Calor específico à pressão constante do fluido [kJ/kg °C];

$T_{f,sai}$ – Temperatura do fluido na saída do coletor solar [°C];

$T_{f,entra}$ – Temperatura do fluido na entrada do coletor solar [°C];

Devido à dificuldade de previsão de eficiência de um coletor de forma prática, são coletados dados a partir de diferentes temperaturas de entrada do fluido e ambiente, velocidade relativa do vento, irradiação solar total, irradiação incidente e ângulo. Em seguida são reunidos esses dados, calculados as eficiências com relação à grandeza $(T_{f,entra} - T_a)/G_T$, ajustando uma reta que define a eficiência aproximada média do coletor conforme ilustra a Figura 31 (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

Figura 31 – Eficiência de um coletor de placa plana para diferentes condições de teste



Fonte: Duffie e Beckman (2013).

Segundo Duffie e Beckman (2013), a eficiência do coletor solar é uma função de seus parâmetros construtivos, sendo definida pela Equação 79.

$$\eta_i = \frac{\dot{Q}_u}{A_c G_T} = \left(F_R \cdot (\tau \cdot \alpha) - \frac{F_R U_{cs} (T_{f,entra} - T_a)}{G_T} \right) \quad (79)$$

Em que:

η_i – Eficiência do coletor solar;

$\dot{Q}_u$ – Energia útil transferida para o fluido [W];

A_{cs} – Área do coletor solar [m^2];

G_T – Taxa de irradiação solar total (direta, difusa e refletida) [W/m^2];

F_R – Fator de remoção;

U_{cs} – Coeficiente global do coletor solar [W/m^2K];

$\tau\alpha$ – Produto transmitância – absorvância do coletor solar;

$T_{f,entra}$ – Temperatura do fluido na entrada do coletor solar [$^{\circ}C$];

T_a – Temperatura do ambiente [$^{\circ}C$].

Segundo Kalogirou (2013), é conveniente aproximar que o termo $F_R U_L$ varia de forma linear com a temperatura. Essa aproximação é definida pela Equação 80.

$$F_R U_{cs} = c_1 + c_2(T_{f,entra} - T_a) \quad (80)$$

Em que:

F_R – Fator de remoção;

U_{cs} – Coeficiente global do coletor solar [$W/m^2 K$];

c_1 – Constante do coletor solar [$W/m^2 K$];

c_2 – Constante do coletor solar [$W/m^2 K^2$];

$T_{f,entra}$ – Temperatura do fluido na entrada do coletor solar [$^{\circ}C$];

T_a – Temperatura do ambiente [$^{\circ}C$].

Sendo assim, utilizando a aproximação linear da Equação 80, a eficiência do coletor solar pode ser definida pela Equação 81.

$$\begin{aligned} \eta_i &= \left(F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_{cs}(T_{f,entra} - T_a)}{G_T} \right) \\ &= F_R(\tau\alpha) - c_1 \frac{(T_{f,entra} - T_a)}{G_T} - c_2 \frac{(T_{f,entra} - T_a)^2}{G_T} \end{aligned} \quad (81)$$

Em que:

η_i – Eficiência do coletor solar;

F_R – Fator de remoção;

$\tau\alpha$ – Produto transmitância – absorvância do coletor solar;

U_{cs} – Coeficiente global do coletor solar [$W/m^2 K$];

G_T – Taxa de irradiação solar total (direta, difusa e refletida) [W/m^2];

c_1 – Constante do coletor solar [$W/m^2 K$];

c_2 – Constante do coletor solar [$W/m^2 K^2$];

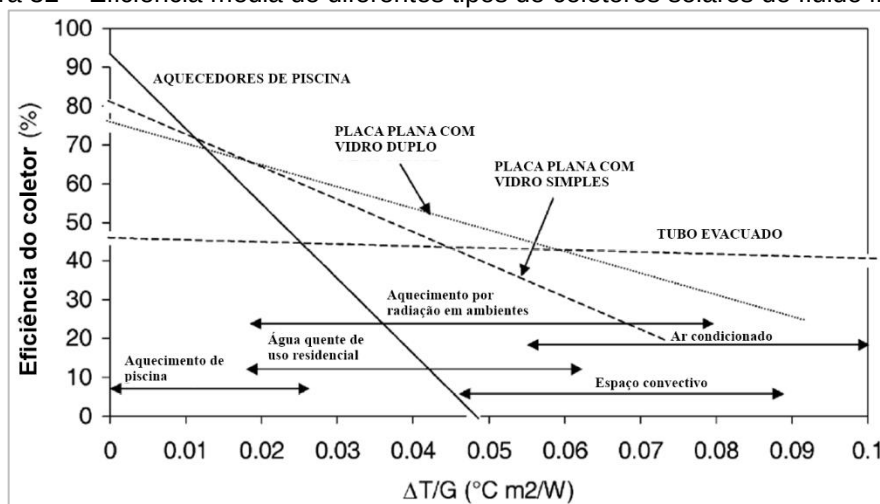
$T_{f,entra}$ – Temperatura do fluido na entrada do coletor solar [°C];

T_a – Temperatura do ambiente [°C].

3.3.4 Seleção do tipo de coletor solar

Conforme Kalogirou (2013), a seleção do coletor solar apropriado deve ser feita considerando as exigências da carga térmica a ser suprida, especialmente em relação à sua aplicação específica e à faixa de temperatura requerida. A Figura 32 apresenta uma comparação da eficiência entre os diferentes tipos de coletores fixos, relacionando-os com o perfil da carga térmica, a diferença de temperatura e a irradiação incidente, em que $\Delta T = (T_{f,entra} - T_a)$.

Figura 32 – Eficiência média de diferentes tipos de coletores solares de fluido líquido



Fonte: Kalogirou (2013).

Sendo assim, para a correta seleção do tipo de coletor solar, a partir da aplicação desejada com as temperaturas máxima e mínima de entrada do fluido no coletor, temperatura ambiente média e taxas de irradiação solar total máxima e mínima, são estabelecidos os índices $\Delta T/G$ máximo e mínimo, indicando a melhor e pior condição respectivamente. Estas condições são definidas pelas Equações 82 e 83 (KALOGIROU, 2013).

$$\left(\frac{\Delta T}{G}\right)_{\min} = \frac{((T_{f,entra})_{\min} - T_a)}{G_{T,\min}} \quad (82)$$

$$\left(\frac{\Delta T}{G}\right)_{\max} = \frac{((T_{f,entra})_{\max} - T_a)}{G_{T,\max}} \quad (83)$$

Em que:

$\left(\frac{\Delta T}{G}\right)_{\min}$ – Índice de pior condição [$^{\circ}\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$];

$(T_{f,entra})_{\min}$ – Temperatura mínima do fluido na entrada do coletor solar [$^{\circ}\text{C}$];

T_a – Temperatura do ambiente [$^{\circ}\text{C}$];

$G_{T,\min}$ – Taxa de irradiação solar mínima [W/m^2];

$\left(\frac{\Delta T}{G}\right)_{\max}$ – Índice de melhor condição [$^{\circ}\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$];

$(T_{f,entra})_{\max}$ – Temperatura máxima do fluido na entrada do coletor solar [$^{\circ}\text{C}$];

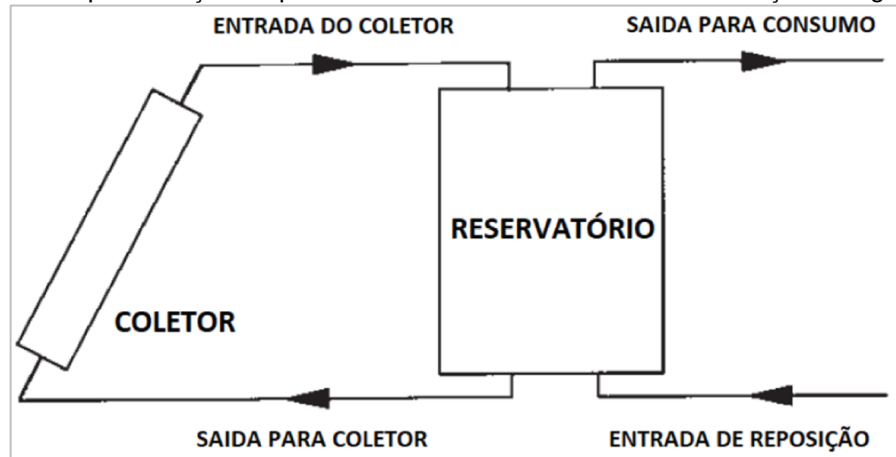
$G_{T,\max}$ – Taxa de irradiação solar máxima [W/m^2].

Após o cálculo dos índices de melhor e pior condição, é estabelecido o intervalo de análise no eixo horizontal verificado na Figura 32. Em seguida é realizada a escolha do tipo de coletor mais eficiente de acordo com a aplicação desejada.

3.3.5 Reservatório de acumulação de água quente

Além do conjunto de coletores, outro elemento fundamental do sistema de aquecimento de água é o reservatório de água quente. Este reservatório opera como um acumulador térmico, armazenando a energia fornecida pelos coletores na forma de calor sensível dentro da água contida em seu interior. No presente trabalho será considerado o reservatório instalado no local de estudo que possui uma capacidade de 300 litros. Além disso, o equipamento também está conectado a um sistema adicional de aquecimento por gás GLP. A Figura 33 ilustra o reservatório e suas conexões com o chiller e os coletores.

Figura 33 – Representação esquemática de um reservatório de acumulação de água quente



Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2013).

Segundo Duffie e Beckman (2013), um reservatório de acumulação de água quente pode ser analisado utilizando a primeira lei da termodinâmica. Quando o reservatório não apresenta estratificação, ou seja, quando a temperatura do fluido é uniforme em todo o seu interior, a variação da energia dentro do reservatório pode ser descrita por meio da Equação 84.

$$(mC_p)_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{L}_s - (UA)_s(T_s - T'_a) \quad (84)$$

Em que:

$(mC_p)_s$ – Capacidade térmica do fluido no interior do reservatório [kJ/K];

$\frac{dT_s}{dt}$ – Taxa de variação da temperatura do fluido dentro do reservatório [°C/s];

$\dot{Q}_u$ – Energia útil transferida para o fluido pelos coletores [W];

$\dot{L}_s$ – Demanda térmica requerida pelo sistema [W];

$(UA)_s$ – Coeficiente global de troca de calor do reservatório [W/K];

T_s – Temperatura do fluido dentro do reservatório [°C];

T'_a – Temperatura do ambiente em que o reservatório se encontra [°C].

Quando o sistema se encontra em regime permanente, a variação interna de energia térmica no interior do reservatório é nula, ou seja, temos que $\frac{dT_S}{dt} = 0$. Logo o balanço energético do reservatório é definido pela Equação 85.

$$\dot{Q}_u = \dot{L}_S + (UA)_S(T_S - T'_a) \quad (85)$$

Em que:

$\dot{Q}_u$ – Energia útil transferida para o fluido pelos coletores [W];

$\dot{L}_S$ – Demanda térmica requerida pelo sistema [W];

$(UA)_S$ – Coeficiente global de troca de calor do reservatório [W/K];

T_S – Temperatura do fluido dentro do reservatório [°C];

T'_a – Temperatura do ambiente em que o reservatório se encontra [°C].

Nesta equação, a energia útil é igual à soma das perdas e das demandas. Quando o sistema é resolvido sob essas condições, a temperatura T_S indica o estado de equilíbrio do sistema. Quando a temperatura do reservatório está abaixo desse valor, significa que o coletor está fornecendo mais energia do que a carga pode absorver. Por outro lado, quando a temperatura está acima desse ponto, a carga está retirando mais energia do que o coletor é capaz de fornecer. No entanto, na prática, atingir precisamente esse ponto é difícil devido às constantes variações nas variáveis do processo, como a radiação solar e a velocidade do vento, além do tempo de resposta do chiller e do tempo necessário de estabilização da temperatura do fluido no interior reservatório.

A taxa de energia útil transferida para o fluido $\dot{Q}_u$ deve ser sempre mantida positiva, ou seja, o sistema de bombeamento é desativado assim que for detectado que o conjunto de coletores não está fornecendo calor ao sistema, mas, ao contrário, está retirando calor dele, atuando como um trocador de calor com o ambiente. Para isso, um sensor de temperatura é empregado na saída dos coletores, e é calculado se a energia adquirida pelo fluido é maior do que a energia consumida pelas bombas. Se necessário, o sistema de energia auxiliar pode ser utilizado para aquecer a água quando a contribuição de energia dos coletores não é suficiente. Isso pode ser

realizado através da inclusão de um termo adicional $\dot{Q}_{GLP}$ nas equações, como uma fonte auxiliar de calor adicionado à taxa $\dot{Q}_u$.

A equação de balanço energético geral (Equação 84) pode ser integrada para determinar o desempenho ao longo do tempo. Normalmente, uma simples integração de Euler é adequada para obter valores de energia aproximados. Esta relação é definida pela Equação 86.

$$T_S^+ = T_S + \frac{\Delta t}{(mC_p)_S} (\dot{Q}_u - \dot{L}_S - (UA)_S(T_S - T'_a)) \quad (86)$$

Em que:

T_S^+ – Temperatura do fluido dentro do reservatório após um período [°C];

T_S – Temperatura do fluido dentro do reservatório [°C];

Δt – Intervalo de tempo [s];

$(mC_p)_S$ – Capacidade térmica do fluido no interior do reservatório [kJ/K];

$\dot{Q}_u$ – Energia útil transferida para o fluido pelos coletores [W];

$\dot{L}_S$ – Demanda térmica requerida pelo sistema [W];

$(UA)_S$ – Coeficiente global de troca de calor do reservatório [W/K];

T'_a – Temperatura do ambiente em que o reservatório se encontra [°C].

Para o reservatório no local de estudo, com um volume de 300L, a capacidade térmica é calculada na seguinte forma:

$$(mC_p)_S = \left(300 \text{ l} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{1000 \text{ l}} \right) \cdot 4186 \text{ J/kg} \cdot \text{K} = 1257 \text{ kJ/K} \quad (87)$$

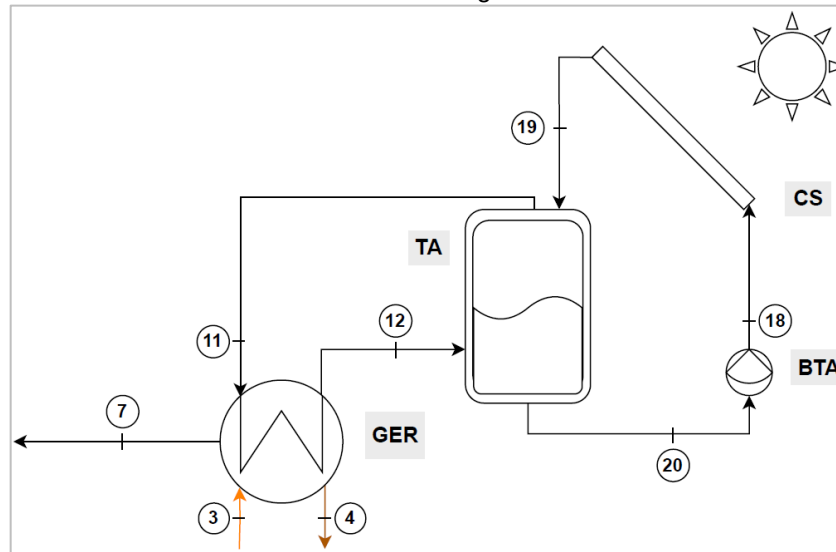
Além disso, não existem dados suficientes disponíveis sobre o reservatório do local de estudo para o cálculo do seu coeficiente global de transferência de calor. Sendo assim, foi feita uma estimativa de $(UA)_S = 11,1 \text{ W/K}$ baseada no exemplo 8.3.1 fornecido por Duffie e Beckman (2013). Esse valor é considerado conservador,

levando em conta as diferenças nas dimensões do reservatório em estudo em comparação com o do exemplo referenciado.

3.3.6 Integração do sistema solar e chiller de absorção

Após as etapas de coleta dos dados solares do local, seleção do tipo de coletor com sua respectiva eficiência e características geométricas, é então definida a taxa de energia térmica útil transferida para o fluido (Equação 88). Em regime permanente, o reservatório de água quente acumula energia térmica para ser utilizada pelo sistema de refrigeração que demanda calor para alimentar o gerador do chiller de absorção (Equação 91). A Figura 34 ilustra a seção do sistema integrado com a função de captação da fonte térmica.2

Figura 34 – Seção do modelo proposto de sistema de refrigeração relacionada à coleta e armazenamento de energia solar térmica



Fonte: O autor (2023).

$$\dot{Q}_u = \eta_i \cdot A_c G_T \quad (88)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{L}_s + (UA)_s(T_s - T'_a) \quad (89)$$

$$\dot{L}_s = \dot{Q}_{ger} \quad (90)$$

$$\eta_i \cdot A_c G_T = \dot{Q}_{ger} + (UA)_S (T_S - T'_a) \quad (91)$$

Em que:

η_i – Eficiência do coletor solar;

A_{cs} – Área efetiva do coletor solar [m^2];

G_T – Taxa de irradiação solar total (direta, difusa e refletida) [W/m^2];

$\dot{L}_S$ – Demanda térmica requerida pelo sistema [W];

$(UA)_S$ – Coeficiente global de troca de calor do reservatório [W/K];

T_S – Temperatura do fluido dentro do reservatório [$^{\circ}C$];

T'_a – Temperatura do ambiente em que o reservatório se encontra [$^{\circ}C$];

$\dot{Q}_{ger}$ – Taxa de calor transferida para o gerador [kW].

Além disso, em condições de operação, é esperado que um único coletor solar não seja o suficiente para atender a demanda térmica do sistema de refrigeração. Nesse caso, o número de coletores solares de área e eficiência iguais, com a mesma incidência solar é definido pela Equação 92.

$$N_{cs} = \frac{\dot{Q}_{ger}}{\eta_i \cdot A_c \cdot G_T} \quad (92)$$

Em que:

N_{cs} – Número de coletores solares;

$\dot{Q}_{ger}$ – Taxa de calor transferida para o gerador [kW].

A_{cs} – Área efetiva do coletor solar [m^2];

G_T – Taxa de irradiação solar total (direta, difusa e refletida) [W/m^2].

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

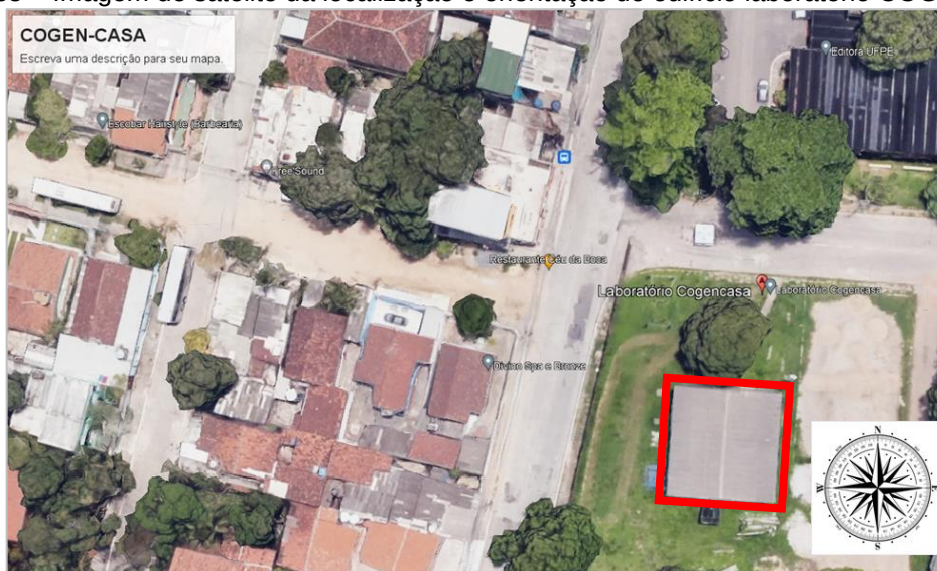
4.1 LEVANTAMENTO DA CARGA TÉRMICA

A seguir estão descritos e detalhados cada etapa para o levantamento da carga térmica do edifício para estudo.

4.1.1 Descrição do Local e Considerações Climáticas do Ambiente

O Laboratório de Estudos Energéticos – COGENCASA, situado no campus da Universidade Federal de Pernambuco – UFPE, foi criado em 2004 e pertence ao Departamento de Engenharia Mecânica – DEMEC da instituição. Está localizado na cidade de Recife no estado de Pernambuco na latitude $8,13^{\circ}\text{S}$ e longitude $34,92^{\circ}\text{O}$. Com relação à sua orientação, as paredes leste e oeste têm um azimuth aproximado de 96° e 276° e as paredes norte e sul 6° e 186° , respectivamente. A Figura 35 mostra o posicionamento geográfico do edifício do laboratório.

Figura 35 – Imagem de satélite da localização e orientação do edifício laboratório COGENCASA

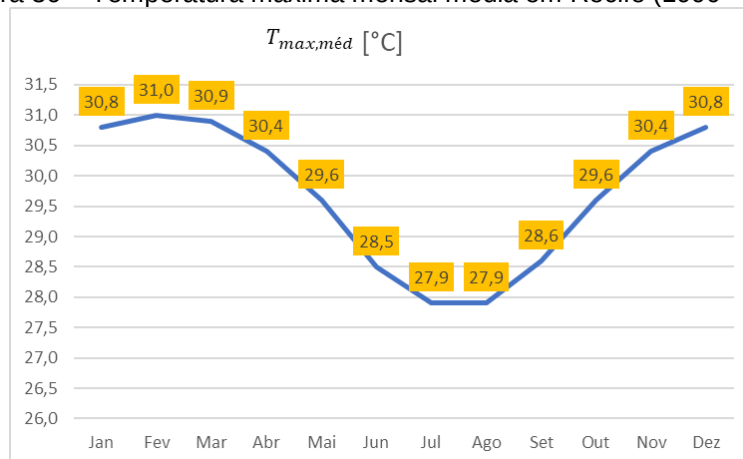


Fonte: Google Maps (2023).

O clima da região é tropical úmido, tendo como característica uma alta temperatura e elevado índice de umidade durante o ano, conforme ilustram as Figuras 36 e 37. O verão na região é entre dezembro e março, atingindo temperaturas

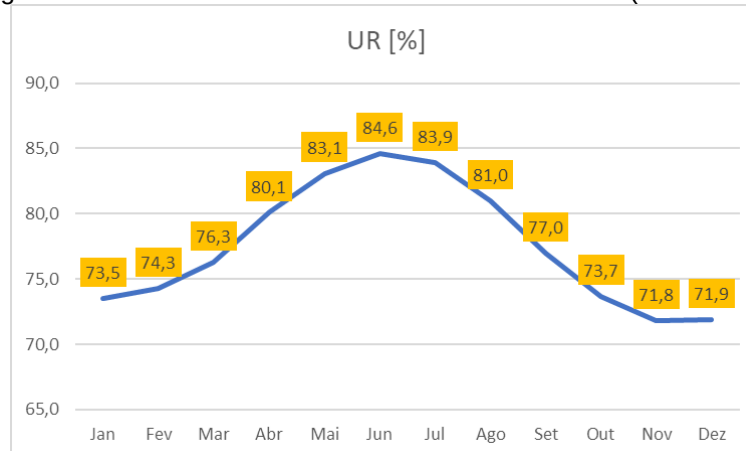
máximas médias em fevereiro. O inverno é compreendido entre os meses de junho e setembro, com temperaturas mínimas médias entre julho e agosto (INMET, 2021).

Figura 36 – Temperatura máxima mensal média em Recife (1990 – 2020)



Fonte: INMET (2021).

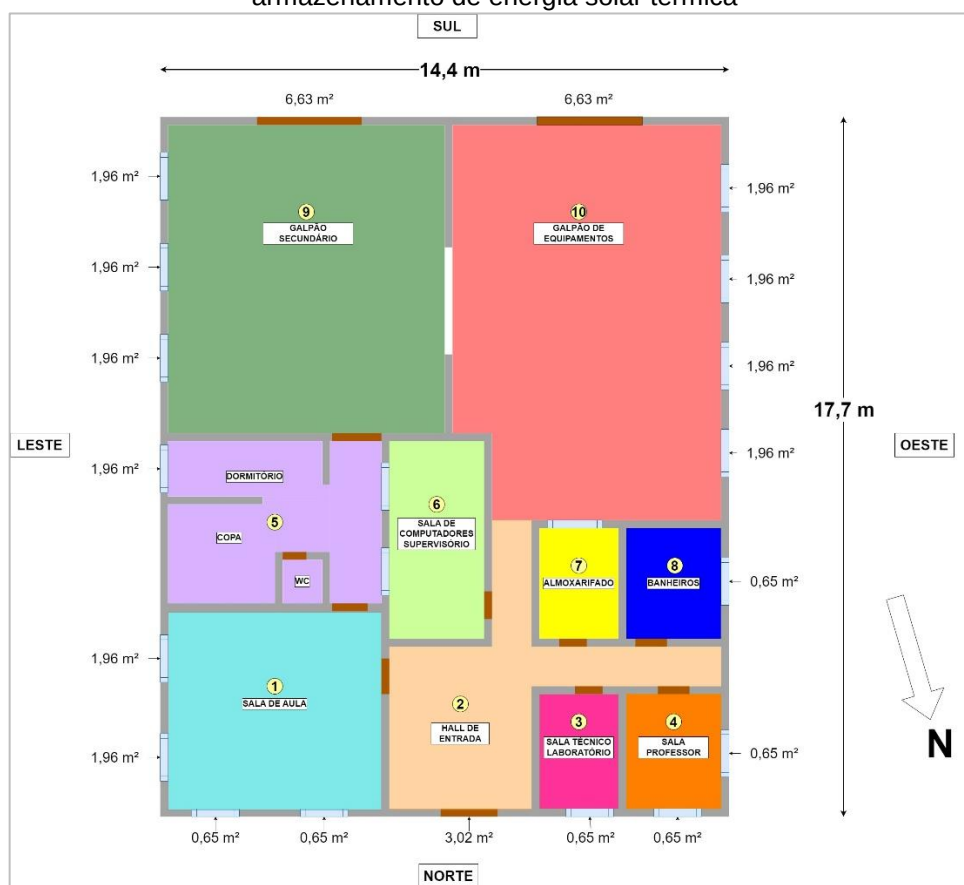
Figura 37 – Umidade relativa média mensal em Recife (1990 – 2020)



Fonte: INMET (2021).

O edifício do laboratório, local escolhido para o cálculo da carga térmica, é constituído por sala de professores, sala de aula, sala de computadores para supervisão, dois galpões possuindo uma planta de micro-cogeração voltada para estudos energéticos, além de salas auxiliares adjacentes. A área, as janelas e o formato de cada sala variam, sendo necessária uma análise individual para cada ambiente. A área total do edifício é em torno de 234 m², contando com banheiros, almoxarifado, copa e *hall* de entrada. A Figura 38 o esboço da planta baixa do prédio com a numeração das respectivas salas em que foram consideradas para o projeto.

Figura 38 – Seção do modelo proposto de sistema de refrigeração relacionada à coleta e armazenamento de energia solar térmica



Fonte: O autor (2023).

Na tabela 4 estão descritas as salas do edifício do COGENCASA com as suas áreas respectivas.

Tabela 4 – Descrição e área dos ambientes do laboratório COGENCASA

Sala	Descrição	Área [m^2]
1	Sala de aula	27
2	Hall de entrada	24,4
3	Sala técnico laboratório	5,8
4	Sala professor	6,7
5	Dormitório/Copa/WC	26,2
6	Sala de computadores supervisorio	12,0
7	Almojarifado	5,6
8	Banheiros	6,7
9	Galpão secundário	54,4
10	Galpão de equipamentos	65,3
Total		234,1

Fonte: O autor (2023).

Na tabela 5 estão descritas as características geométricas aproximadas do edifício do COGENCASA de acordo com suas propriedades e com seus respectivos valores.

Tabela 5 – Considerações de projeto do ambiente avaliado

Item	Valor
Telhado	351,53 m ²
Telhado, sobre as salas	234,1 m ²
Portas de vidro	5,62 m ²
Portões de aço	13,26 m ²
Paredes expostas externamente	271,80 m ²
Superfície exposta total	623,33 m ²
Janelas de vidro	20,9 m ²
Superfícies opacas	479,38 m ²
Superfícies transparentes	26,52 m ²
Volume	812,6 m ³
Largura	14,4 m
Comprimento	17,7 m

Fonte: O autor (2023).

Na tabela 6 estão descritas as propriedades térmicas aproximadas do edifício de cada componente de ganho de carga térmica do edifício, bem como suas particularidades.

Tabela 6 – Propriedades térmicas do edifício segundo a norma ABNT 15220-3

Componente	Descrição	Fatores
Telhado	Fibrocimento e forro de gesso, ambientes 9 e 10 sem forro de gesso	$U_{s/forro} = 4,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ $U_{c/forro} = 1,94 \text{ W/m}^2\text{K}$ $\alpha = 0,85$
Paredes externas	Alvenaria, cor clara	$U = 2,02 \text{ W/m}^2\text{K}$ $\alpha = 0,2$
Portas	Porta de vidro com película na entrada (face norte), dois portões em aço carbono galvanizado na parte posterior (face sul)	$U_{porta,vidro} = 5,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ $U_{portão} = 15,51 \text{ W/m}^2\text{K}$

Janelas	Translúcidas, camada simples, deslizantes, armação em alumínio sem isolamento térmico e sem cortinas ou persianas	$U = 7,01 \text{ W/m}^2\text{K}$ $\alpha = 0,75$
Qualidade construtiva (Salas 2 a 7)	Boa	$A_{ul} = 1,4 \text{ cm}^2/\text{m}^2$
Qualidade construtiva (Salas 1, 8 a 10)	Regular	$A_{ul} = 2,8 \text{ cm}^2/\text{m}^2$

Fonte: Adaptado de ABNT (2005).

4.1.2 Condições de Conforto Térmico e Requisitos do Projeto

Segundo a norma NBR 16401-2, são definidos parâmetros de temperatura interna e umidade interna para cada finalidade e tipo de local. Nesse sentido, a Tabela 7 define os parâmetros ambientais do ambiente climatizado com a finalidade de conforto térmico.

Tabela 7 – Condições de conforto de temperatura e umidade internas para verão					
Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		TBS [°C]	UR [%]	TBS [°C]	UR [%]
Conforto	Residências				
	Hotéis				
	Escritórios	23 – 25	40 – 60	26,5	65
	Escolas				

Fonte: Adaptado de ABNT (2008).

Sendo assim, são definidos os parâmetros operacionais do sistema de climatização seguindo a finalidade de conforto térmico para escolas. Além disso, são definidos os parâmetros climáticos da região onde o edifício está localizado. Os referidos parâmetros são descritos na Tabela 8.

Tabela 8 – Considerações de projeto do ambiente avaliado	
Dado	Valor
Temperatura interna	24 °C
Umidade relativa interna	50%
Temperatura externa, bulbo seco	30 °C

Umidade relativa externa	77,6 %
Variação da temperatura diária ΔT_{dia}	5 °C
Temperatura externa, bulbo úmido	26,7 °C
ΔT do projeto	6 °C
Diferença da umidade absoluta	0,01097 kg_{h_2O}/kg_{ar}

Fonte: O autor (2023).

4.1.3 Carga Térmica Devido à Radiação e Condução

Segundo a norma ASHRAE (2021), são consideradas para o ganho de calor por radiação as superfícies opacas, tais como paredes e telhado, e transparentes, tais como janelas e portas de vidro, expostas ao ambiente. A seguir são calculadas e estimadas cada contribuição.

4.1.3.1 Superfícies opacas

Segundo a norma ASHRAE (2021), para cada superfície opaca do edifício, o ganho de calor por radiação e condução é definido pela Equação 93.

$$\dot{Q}_{opc} = UA(OF_t\Delta T + OF_b + OF_r\Delta T_{dia}) \quad (93)$$

Aplicando a Equação 93 para as superfícies opacas, consultando os fatores tabelados na norma em questão, foram obtidos os resultados listados na Tabela 9.

Tabela 9 – Resultados do levantamento de carga térmica para as superfícies opacas

Componente	Carga Térmica [W]
Paredes	5811,6
Telhado (Salas 9 e 10)	16386,5
Telhado (Salas 1 a 8)	1331,6
Portões de aço carbono galvanizado	1234,0
Total	24763,7

Fonte: O autor (2023).

4.1.3.2 Superfícies transparentes

Segundo a norma ASHRAE (2021), para cada superfície transparente do edifício, o ganho de calor por radiação e condução, chamado de fenestração, é definido pela Equação 94.

$$\dot{Q}_{fen} = UA(\Delta T - 0,46\Delta T_{dia}) + PXI \cdot SHGC \cdot IAC \cdot FF_S \quad (94)$$

Aplicando a Equação 94 para as superfícies transparentes, consultando os fatores tabelados na norma em questão, foram obtidos os resultados listados na Tabela 10.

Tabela 10 – Resultados do levantamento de carga térmica para as superfícies transparentes

Componente	Carga Térmica [W]
Parede N	429,9
Parede L	2350,2
Parede S	0
Parede O	3108,5
Total	5888,56

Fonte: O autor (2023).

4.1.4 Carga Térmica Devido à Infiltração e Ventilação

Segundo a norma ASHRAE (2021), os ganhos de carga térmica devido à infiltração e ventilação são compostos pelo calor latente, em função das diferenças de umidade absoluta do ar interno e externo, e sensível, devido à diferença de temperatura do ar externo e interno. Este ganho é descrito pelas Equações 95, 96 e 97.

$$\dot{Q}_{iv} = \dot{Q}_{iv,l} + \dot{Q}_{iv,s} \quad (95)$$

$$\dot{Q}_{iv,l} = 3010\dot{V} \cdot \Delta w \quad (96)$$

$$\dot{Q}_{iv,s} = 1,23\dot{V} \cdot \Delta T \quad (97)$$

Aplicando as Equações 95, 96 e 97 para cada ambiente do edifício, considerando a qualidade da construção de cada sala e consultando os fatores tabelados na norma em questão, foram obtidos os ganhos listados na Tabela 11.

Tabela 11 – Resultados do levantamento de carga térmica devido à ventilação e infiltração de ar externo nos ambientes

Componente	Calor Latente	Calor Sensível	Carga Térmica
Sala de aula	175,0	39,1	214,11
Hall de entrada	124,1	27,7	151,81
Sala técnico laboratório	38,7	8,6	47,34
Sala professor	41,8	9,4	51,20
Dormitório/Copa/WC	175,0	39,1	214,11
Sala de computadores supervisorio	58,4	13,1	71,49
Almoxarifado	37,9	8,5	46,37
Banheiros	85,5	19,1	104,59
Galpão secundário	419,5	93,8	513,30
Galpão de equipamentos	476,2	106,4	582,66
Total	1632,2	364,8	1997,0

Fonte: O autor (2023).

4.1.5 Carga Térmica Devido à Ocupação

Para a geração interna de carga térmica, são considerados o calor sensível e latente, devido a transpiração e respiração, da quantidade máxima estimada em cada ambiente com suas respectivas atividades. A quantidade de pessoas e sua respectiva atividade por ambiente estão descritas na tabela 12.

Tabela 12 – Estimativas do quantitativo de pessoas e suas respectivas atividades

Descrição	Ocupantes sentados	Ocupantes em pé	Ministrando aula
COGENCASA	26	3	1

Fonte: O autor (2023).

Baseando-se nos valores correspondentes de calor latente e sensível liberado devido às atividades dos ocupantes listados na Tabela 2, são estimados os ganhos devido à ocupação. Os resultados são descritos na Tabela 13.

Tabela 13 – Resultados do levantamento de carga térmica devido à ocupação interna dos ambientes

Descrição	Calor Latente	Calor Sensível	Carga Térmica
Total	1287,5	1887,5	3175,0

Fonte: O autor (2023).

4.1.6 Carga Térmica Total

A partir dos resultados obtidos anteriormente, é estimada a carga térmica total como sendo a soma das contribuições de cada tipo de ganho. O resultado é descrito na Tabela 14.

Tabela 14 – Contribuição de cada tipo de ganho para a carga térmica total do ambiente

Contribuição	Calor Latente	Calor Sensível	Carga Térmica
Superfícies opacas	–	24763,7	24763,7
Superfícies transparentes	–	5888,6	5888,6
Infiltração e ventilação	1632,2	364,8	1997,0
Geração interna ocupantes	1287,5	1887,5	3175,0
Total	2919,7	32904,6	35824,3

Fonte: O autor (2023).

4.2 MODELAGEM DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

No presente estudo, foi desenvolvido inicialmente um código computacional no software *Engineering Equation Solver* (EES) para realizar uma modelagem termodinâmica em regime permanente de um chiller de absorção de simples efeito que utiliza brometo de lítio e água como refrigerante. O objetivo era calcular as temperaturas, os fluxos de calor e o coeficiente de desempenho (COP) do chiller de absorção em análise. Os valores dos parâmetros do sistema de absorção, conhecidos previamente, foram inseridos no código, e todas as equações relacionadas aos balanços de massa, energia e concentração do chiller de absorção estudado foram calculadas.

O objetivo da modelagem neste estudo é obter, a partir das propriedades termodinâmicas calculadas, a quantidade necessária de calor a ser transferida para o gerador do sistema de absorção. Para a validação do modelo, são utilizados os dados fornecidos pelo fabricante do *chiller* de absorção localizado no laboratório COGENCASA. Em seguida são comparados os valores obtidos pela modelagem e fornecidos pelo fabricante.

4.2.1 Validação de Modelo

Na Tabela 15 estão descritos os parâmetros fornecidos pelo fabricante do equipamento localizado no laboratório.

Tabela 15 – Parâmetros referentes às especificações técnicas do chiller localizado no laboratório

Ponto	Descrição	Unidade	Valor
11	Temperatura da água quente na entrada do gerador	°C	88
12	Temperatura da água quente na saída do gerador	°C	83
16	Temperatura da água de resfriamento na saída do condensador	°C	36
13	Temperatura da água de resfriamento na entrada do absorvedor	°C	31
8	Temperatura da água de refrigeração na saída do condensador	°C	35
18	Temperatura da água gelada na entrada do evaporador	°C	7
9,10	Temperatura do evaporador	kg/s	3,89
11,12	Vazão de água quente	kg/s	2,39
17,18	Vazão de água gelada	kg/s	1,52
13,14,15,16	Vazão da água de resfriamento	kg/s	5,08
	Capacidade térmica do gerador	kW	50,2
	Capacidade térmica do evaporador	kW	35,2
	COP		0,704

Fonte: YAZAKI (2016).

Esses valores são inseridos no programa da modelagem para serem comparados e mensurados os seus respectivos desvios. A Tabela 16 lista os valores obtidos em comparação aos fornecidos pelo fabricante. São analisados os valores que podem variar, os demais são considerados constantes.

Tabela 16 – Comparativo entre os valores calculados pela simulação e as especificações técnicas do fabricante do chiller localizado no laboratório

Ponto	Unidade	Modelo	Fabricante	Diferença
12	°C	83,24	83	+0,29 %
13	°C	30,85	31	-0,48 %
18	°C	6,78	7	-3,14 %
Gerador	kW	49,78	50,2	-0,84 %
Evaporador	kW	37,62	35,2	+6,88 %
COP		0,756	0,704	+7,39 %

Fonte: O autor (2023).

Conforme apontado pela Tabela 16, o desvio com os valores fornecidos pelo fabricante foi considerado pequeno. O maior desvio foi evidenciado pelo valor do COP e capacidade de refrigeração do evaporador. Este fato se deve que o programa de simulação não leva em consideração as perdas de calor e pressão entre outros fatores que influenciam na troca térmica. Sendo assim, o modelo pode ser levado em consideração e aplicável para o estudo.

4.2.2 Modelagem do Sistema Refrigeração por Absorção

Após a validação do código computacional desenvolvido no EES e a análise dos desvios observados nas abordagens anteriores, que se basearam nos dados fornecidos pelas especificações de Yazaki (2016), disponibilizados pelo fabricante do chiller de absorção, procedeu-se com um estudo de caso que considera a carga térmica do laboratório COGENCASA da UFPE, com a função de conforto térmico. Segundo a norma ASHRAE (2017), é recomendada uma diferença mínima de 6 °C com relação à temperatura interna, temperatura do evaporador, temperatura externa e temperatura do condensador. A Tabela 17 apresenta os valores de entrada utilizados para a modelagem, levando em consideração as recomendações normativas.

Tabela 17 – Dados de entrada para o modelo da simulação computacional

Parâmetro	Unidade	Valor
Temperatura interna	°C	24
Temperatura externa	°C	30
Temperatura condensador	°C	36
Temperatura evaporador	°C	18
Carga térmica	kW	35,82

Fonte: O autor (2023).

Após a simulação, foram obtidos resultados calculados a partir dos dados de entrada e hipóteses consideradas para cada estado termodinâmico. Os resultados obtidos são listados na Tabela 18.

Tabela 18 – Parâmetros do ciclo de absorção calculados na simulação computacional

Parâmetro	Unidade	Valor
Pressão de alta	<i>kPa</i>	5,945
Pressão de baixa	<i>kPa</i>	2,064
Entalpia de vaporização	<i>kJ/kg</i>	2458,4
Vazão de fluido refrigerante	<i>kg/s</i>	0,014
COP		0,783
Taxa de calor requerida no gerador	<i>kW</i>	45,74

Fonte: O autor (2023).

O sistema apresentou uma demanda energética de calor para alimentar o gerador de 45,74 *kW*. Este valor será considerado para o cálculo e seleção dos coletores solares.

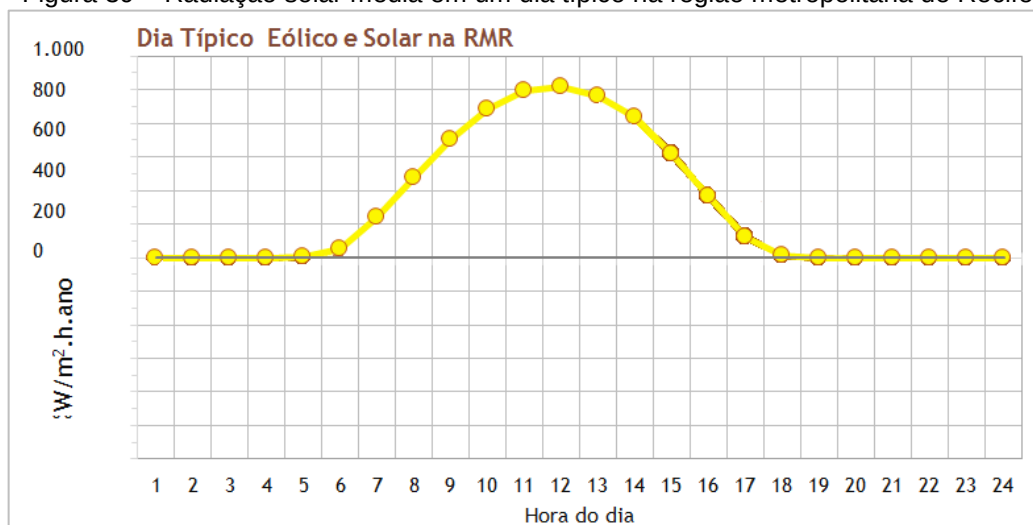
4.3 LEVANTAMENTO DE DADOS SOLARES LOCAL

4.3.1 Irradiação solar local

Para avaliar o desempenho do sistema de aquecimento de água solar, é fundamental utilizar dados sobre a radiação solar incidente, a fim de obter uma representação fiel do funcionamento do sistema.

Sendo assim, são utilizados os dados de radiação solar obtidos durante o levantamento realizado para o atlas de energia eólica e solar do estado de Pernambuco, que abrange a cidade considerada na simulação. Esses dados de radiação solar estão representados na forma de um dia típico, exibindo os valores médios de irradiação solar para cada hora do dia. Esses valores foram calculados levando em consideração a média anual dos dados, como ilustrado na Figura 39.

Figura 39 – Radiação solar média em um dia típico na região metropolitana de Recife



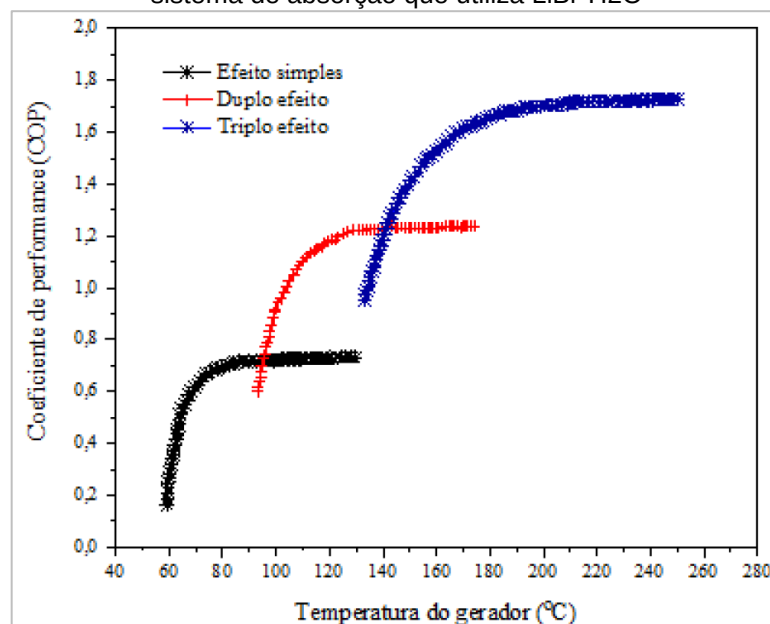
Fonte: Pernambuco (2017).

Sendo assim, conforme Pernambuco (2017), em um dia típico na região metropolitana de Recife, a irradiação solar incidente apresenta valores significativos a partir das 8 horas da manhã até 16 horas da tarde, com o seu valor máximo de cerca de 800 W/m^2 que é atingido próximo ao horário do meio dia.

4.4 MODELAGEM DO COLETOR SOLAR

Segundo Mazloumi et al. (2008), para a operação eficiente do chiller de simples efeito, é necessário que a temperatura da água na saída do coletor esteja dentro da faixa de 70 °C a 95 °C, que é a faixa de temperatura mais admitida pelos equipamentos comerciais de sistemas que utilizam brometo de lítio aquoso. Para temperaturas acima destas, o chiller que opera por duplo e triplo efeito se tornam mais vantajosos, conforme ilustra a Figura 40.

Figura 40 – Curvas do COP para ciclos de refrigeração de simples, duplo e triplo efeito para um sistema de absorção que utiliza LiBr-H₂O



Fonte: Mazloumi et al. (2008).

Sendo assim, visto que no presente estudo é considerado o ciclo de simples efeito de brometo de lítio e água, este intervalo é considerado nos procedimentos que se seguem.

4.4.1 Seleção do Tipo de Coletor

Para a seleção do tipo adequado de coletor, são definidos os parâmetros pertinentes, levando em consideração a melhor, a pior condição, a aplicação e dados climáticos de irradiação solar na região do estudo. Tais parâmetros são descritos e listados na Tabela 19.

Tabela 19 – Parâmetros de entrada para a definição do tipo de coletor solar a ser utilizado no sistema de refrigeração por absorção

Parâmetro	Unidade	Valor
Temperatura máxima de entrada de água quente gerador admitida	$^{\circ}\text{C}$	95
Temperatura mínima de entrada de água quente no gerador admitida	$^{\circ}\text{C}$	70
Temperatura média ambiente em Recife diária	$^{\circ}\text{C}$	29,7
Irradiação solar máxima incidente	W/m^2	800
Irradiação solar mínima incidente	W/m^2	400
Melhor condição	$^{\circ}\text{Cm}^2/\text{W}$	0,0816
Pior condição	$^{\circ}\text{Cm}^2/\text{W}$	0,1008

Fonte: O autor (2023).

A partir dos coeficientes de melhor e pior condição obtidos, baseando na Figura 32, o tipo de coletor que apresenta a melhor eficiência é o coletor de tubos evacuados apresentando uma eficiência de aproximadamente 61%. Tendo em vista que o estudo prevê a utilização de apenas energia solar na refrigeração, este tipo de coletor se apresenta como o mais indicado, visto que tem a melhor eficiência para a aplicação de climatização. A Figura 41 ilustra a aplicação desse tipo de coletor solar.

Figura 41 – Conjuntos de aquecedores solares de água divididos com tubo evacuado para restaurantes nas Ilhas Maurício



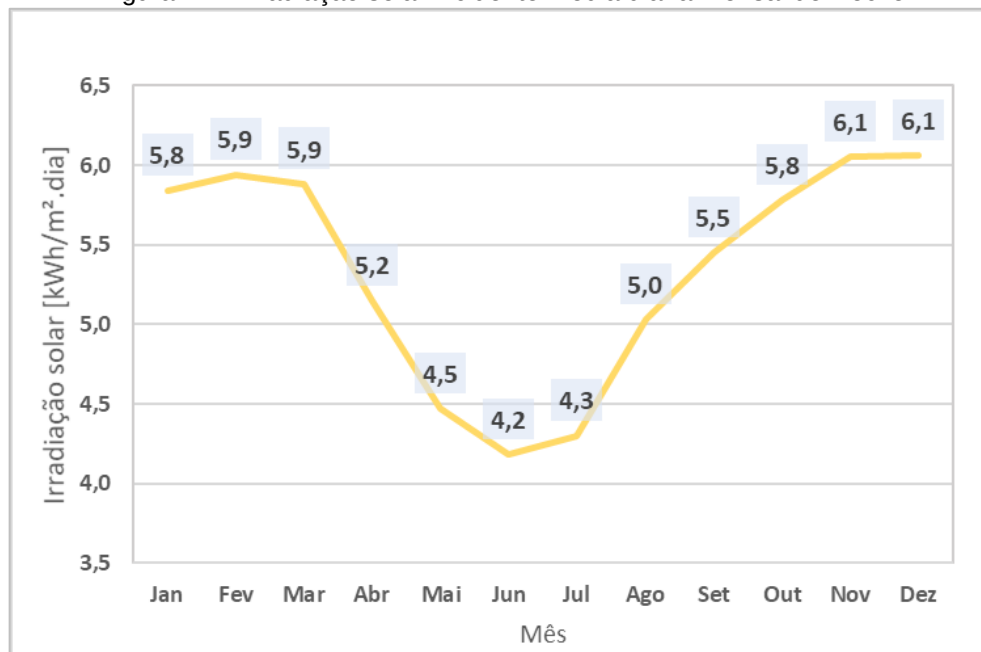
Fonte: JJ Hot Water (2021).

4.4.2 Definição do Número de Coletores

Sendo assim, para a determinação do número mínimo de coletores solares necessários, se acrescenta o fato de que na região é constatado que a menor

irradiação solar incidente diária ocorre entre os meses de abril e agosto (Figura 42), registrando uma média anual de $5,35 \text{ kWh/m}^2$ (CRESESB e CEPEL, 2018).

Figura 42 – Irradiação solar incidente média diária mensal de Recife



Fonte: CRESESB e CEPEL (2018).

A partir de então são definidos e listados os parâmetros pertinentes ao sistema de coletores solares. Tais parâmetros são descritos na Tabela 20.

Tabela 20 – Parâmetros pertinentes ao sistema de coletores solares

Parâmetro	Unidade	Valor
Orientação dos coletores		N
Inclinação com relação ao plano horizontal	°	8
Irradiação solar diária média anual	kWh/m^2	5,35
Horário do início de funcionamento	horas	9
Horário do término de funcionamento	horas	15
Temperatura nominal de entrada no chiller	°C	83
Consumo térmico pelo sistema	kW	45,74
Tempo de operação da demanda térmica	h	6
Demanda térmica pelo sistema	kWh	274,44

Fonte: O autor (2023).

Nesse sentido, no presente estudo foi selecionado o coletor solar de tubo evacuado modelo JJ ETC-30 fabricado pela JJ Hot Water. Suas especificações estão listadas na Tabela 21.

Tabela 21 – Especificação técnica de coletor solar de tubo evacuado modelo JJ ETC-30

Parâmetro	Descrição
Modelo	Coletor Solar JJ ETC-30
Número de tubos	30
Dimensões	2005x2196x136 <i>mm</i>
Área de abertura	2,84 <i>m</i> ²
Vazão máxima	15 <i>L/min</i>
Pressão de operação máxima	800 <i>kPa</i>
Eficiência	0,61

Fonte: JJ Hot Water (2021).

Por conseguinte, são definidos os parâmetros de área mínima de captação para atendimento da demanda de refrigeração e o número mínimo de coletores solares. Os resultados encontram-se listados na Tabela 22.

Tabela 22 – Parâmetros referentes à captação de energia solar térmica para atendimento da demanda de refrigeração

Parâmetro	Valor
Área de captação necessária	51,3 <i>m</i> ²
Número de coletores	18

Fonte: O autor (2023).

4.4.3 Caracterização do Reservatório de Água Quente

Por fim, com a função de armazenar energia térmica e retardar a variação de temperatura que alimenta o gerador do sistema de absorção, são definidos os parâmetros do reservatório de água quente. É considerado o equipamento presente nas instalações do laboratório, para o presente estudo. Além disso, são consideradas as hipóteses de regime permanente da operação do sistema. Nesse sentido, são descritas as características referentes ao reservatório térmico de água quente na Tabela 23.

Tabela 23 – Características referentes ao reservatório térmico considerando o equipamento instalado no laboratório

Parâmetro	Unidade	Valor
Capacidade volumétrica	<i>l</i>	300
Capacidade térmica	<i>kJ/K</i>	1257

Coeficiente global de transferência de calor	W/K	11,1
Temperatura da saída de água quente para o sistema	$^{\circ}C$	83
Demanda térmica	kW	45,74

Fonte: O autor (2023).

Sendo assim, são definidos os tempos de carga e descarga do reservatório de água quente do sistema de refrigeração por absorção, nas condições do chiller ligado ou desligado. Estes parâmetros são importantes para o início e fim da operação do sistema. Os resultados estão descritos na Tabela 24.

Tabela 24 – Tempos de carregamento e descarga de energia térmica do reservatório de água quente do sistema de refrigeração por absorção

Parâmetro	Unidade	Valor
Tempo de carga com chiller ligado	<i>min</i>	58,2
Tempo de carga com chiller desligado	<i>min</i>	35,6
Tempo de descarga com chiller ligado	<i>min</i>	47,8
Tempo de descarga com chiller desligado	<i>min</i>	163,6

Fonte: O autor (2023).

4.5 ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

Nesta seção estão listados os resultados provenientes da modelagem do sistema de refrigeração por absorção integrado ao sistema de coletores solares. Para que seja possível uma referência, também é realizada uma comparação com equipamentos de operam pelo ciclo de refrigeração de compressão de vapor, pontuando as principais diferenças encontradas.

4.5.1 Parâmetros Obtidos da Modelagem do Sistema por Absorção

A Tabela 25 descreve os resultados obtidos a partir do programa computacional da modelagem do sistema de refrigeração por absorção integrado aos coletores solares. Nota-se que a potência de acionamento da bomba da solução é consideravelmente menor que a quantidade de calor necessária para alimentar o gerador.

Tabela 25 – Parâmetros obtidos do modelo computacional do sistema de refrigeração por absorção acionado por energia solar térmica

Parâmetro	Unidade	Valor
Potência de acionamento da bomba de solução	<i>W</i>	2,65
Evaporador	<i>kW</i>	35,82
Gerador	<i>kW</i>	45,74
Condensador	<i>kW</i>	24,8
Absorvedor	<i>kW</i>	29,5
Trocador de calor da solução	<i>kW</i>	3,17
COP		0,783

Fonte: O autor (2023).

O resultado condiz com o esperado, tendo em vista que são as duas principais características do ciclo de absorção, um COP relativamente baixo, juntamente com um baixo consumo elétrico pelo sistema.

4.5.2 Comparação com Sistema Convencional

Para que seja estabelecida uma comparação do sistema modelado, foi selecionado um equipamento comumente utilizado em salas comerciais, salas escolares, ambientes de trabalho e restaurantes. As suas especificações técnicas fornecidas pelo fabricante estão descritas na Tabela 26.

Tabela 26 – Especificações técnicas de um equipamento comercial de refrigeração por compressão de vapor

Parâmetro	Descrição
Fabricante	TCL
Modelo	TAC-12CSA
Tipo	<i>Split (Hi Wall)</i>
Capacidade de refrigeração nominal	12.000 BTU/h (3516 W)
Potência elétrica de refrigeração nominal	1085 W
COP	3,24
Vazão de ar	560 m ³ /h
Fluido refrigerante	R – 410A

Fonte: SEMP TCL (2019).

As Tabelas 27 e 28 demonstram uma possível aplicação do equipamento citado acima para a climatização do edifício do laboratório COGENCASA, local de aplicação do presente estudo.

Tabela 27 – Parâmetros referentes a uma possível aplicação do equipamento de refrigeração por absorção para climatização do laboratório

Parâmetro	Valor
Carga térmica	35,82 kW (10,17 TR)
Equipamentos necessários mínimo	1
Potência elétrica de refrigeração nominal	2,6 W
Tempo de operação diário	6 h
Consumo diário de eletricidade	0,0156 kWh
Consumo mensal de eletricidade (21 dias úteis)	0,3276 kWh

Fonte: O autor (2023).

Tabela 28 – Parâmetros referentes a uma possível aplicação do equipamento de refrigeração por compressão de vapor para climatização do laboratório

Parâmetro	Valor
Carga térmica	35,82 kW (10,17 TR)
Equipamentos necessários mínimo	10
Potência de refrigeração nominal	3516 W (Unitário)
Potência elétrica de refrigeração nominal	1085 W (Unitário)
Tempo de operação diário	6 h
Consumo diário de eletricidade	65,10 kWh (10 un.)
Consumo mensal de eletricidade (21 dias úteis)	1367,10 kWh (10 un.)

Fonte: O autor (2023).

A distribuição dos aparelhos condicionadores de ar pode ser definida a partir da contribuição para a carga térmica de cada ambiente do edifício. Como, a maior contribuição é referente às salas 9 e 10, são destinados 4 equipamentos *splits* para o condicionamento destes ambientes. Além disso, são destinados 2 equipamentos para a sala de aula, e 4 para os demais ambientes.

Tendo em vista uma utilização de 6 horas diárias, é alcançado um menor consumo elétrico mensal pelo chiller de absorção, representando menos de 1% do que seria consumido pelos 10 equipamentos *splits*.

Sendo assim, são elencados na Tabela 29 os principais resultados referentes aos componentes do sistema de refrigeração solar.

Tabela 29 – Resumo dos principais parâmetros de cada componente do sistema de refrigeração solar do presente estudo

Componente	Parâmetro	Valor
Laboratório COGENCASA	Temperatura interna	24 °C
	Carga térmica	35,82 kW
	Calor sensível	32,90 kW
	Calor latente	2,92 kW

Chiller de absorção	COP	0,783
	Evaporador	35,82 kW
	Vazão refrigerante	0,014 kg/s
	Taxa de calor do gerador	45,74 kW
	Potência de acionamento	2,65 W
Coletores Solares	Tipo	Tubos evacuados - ETC
	Quantidade	18
	Área de abertura	2,84 m ²
	Número de tubos	30
	Eficiência	61%
Reservatório de água quente	Capacidade volumétrica	300 L
	Capacidade térmica	1257 kJ/K
	Temperatura de saída de água quente para o sistema	83 °C
	Tempo de carga (Chiller desligado)	35,6 min
	Tempo de carga (Chiller ligado)	58,2 min
	Tempo de descarga (Chiller desligado)	163,6 min
	Tempo de descarga (Chiller ligado)	47,8 min

Fonte: O autor (2023).

Além disso, os dados levantados sobre a carga térmica levaram em consideração a atual condição estrutural do edifício, uma vez que o valor encontrado pode ser reduzido após uma reforma, adicionando forro, películas e isolamento nas janelas. Para o chiller de absorção, foi considerado apenas a potência de acionamento da bomba da solução do chiller de absorção. Outras demandas de consumo elétricos podem surgir ao utilizar a torre de resfriamento e bomba hidráulica para recirculação do sistema de coletores solares e reservatório térmico.

Entretanto, para uma análise mais precisa da comparação, se faz necessário avaliar fatores como o custo de aquisição, operação e manutenção. Além da disponibilidade da fonte térmica com seu custo associado. É esperado que o custo de aquisição e manutenção do sistema de refrigeração por absorção por energia solar seja mais elevado, devido ao maior número de equipamentos, tubulações e componentes, além de requerer uma mão de obra mais especializada que, para o contexto nacional, é relativamente reduzido em comparação com outros países.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia para a realização de uma análise de desempenho térmico de um sistema de refrigeração por absorção que utiliza energia solar térmica para aquecer a água de alimentação do gerador. A análise se vale da coleta de dados do local de estudo, que no presente estudo se concentrou na climatização para conforto térmico do edifício do laboratório de estudos energéticos – COGENCASA, além da utilização do *software Engineering Equation Solver* – EES para a modelagem do sistema de refrigeração por absorção integrado a coletores solares. Acrescido a isto, para um estudo mais acurado, se fez necessário analisar e coletar os dados meteorológicos da região em que o laboratório está situado.

Em um primeiro momento foi realizado a coleta dos dados do edifício em que se encontra o laboratório para a estimativa da carga térmica total dos ambientes (35,82 kW). Foi levado em consideração os materiais de construção, superfícies transparentes, geração interna por ocupação, ventilação e infiltração. Para que a estimativa se aproximasse mais da realidade, recorreu-se à literatura acadêmica, normas técnicas brasileiras e internacionais.

Com a posse dessas informações, foi proposto a utilização de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza o par brometo de lítio e água como absorvente e refrigerante, respectivamente. Realizada a elaboração e validação do programa computacional no software EES, são obtidos o coeficiente de performance (0,783), a taxa de calor que alimenta o gerador (45,74 kW) e a potência elétrica de acionamento da bomba da solução (2,65 W).

Por fim, são realizadas a seleção do tipo (Tubos evacuados) e definição do número de coletores solares que são necessários para acionar o sistema (18). Baseando-se nos dados climáticos e modelos de coletores comercializados, constatou-se uma área considerável para coleta de energia solar térmica (51,3 m²), aproximadamente 85% menor que a área do telhado do edifício (351,53 m²).

Conclui-se que, mesmo com um coeficiente de performance menor, custos de manutenção e aquisição altos, o sistema de refrigeração solar se destacou pelo menor consumo elétrico diário (0,0159 kWh) que, em comparação a sistemas que operam por ciclo de compressão de vapor, se torna vantajoso no presente local de estudo.

5.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Ao longo do desenvolvimento deste estudo, surgiram diversas questões e foram identificadas potenciais áreas de análise. Esses questionamentos, além dos resultados alcançados, principalmente aqueles não esperados, podem ser consolidados em sugestões para investigações futuras.

- Realizar uma análise da viabilidade financeira econômica da instalação de um sistema de refrigeração por energia solar térmica;
- Realizar um estudo de otimização das variáveis de entrada do sistema de refrigeração por absorção, baseado no efeito da variação dos parâmetros de forma independente;
- Analisar a implementação um sistema de refrigeração por absorção híbrido que utiliza GLP e energia solar térmica de forma simultânea, acionados e controlados eletronicamente por microcontroladores;
- Analisar o efeito da torre de resfriamento no sistema de refrigeração por absorção que utiliza energia solar térmica como insumo;
- Estudar a viabilidade térmica e econômica da utilização de placas PV/T para acionamento dos componentes elétricos e fornecimento de calor para o sistema de refrigeração por absorção;
- Realizar um estudo de otimização dos coletores solares para a redução do seu número mínimo necessário e aumento de eficiência;
- Realizar uma análise em regime transiente do sistema integrado de coletores solares, reservatório térmico, chiller de absorção, torre de resfriamento e fonte auxiliar de calor se utilizando de dados experimentais.

REFERÊNCIAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-3: **Desempenho térmico de edificações, parte 3: zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2005.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16.401: **instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários - parte 1 (projetos das instalações), parte 2 (parâmetros de conforto térmico) e parte 3 (qualidade do ar interior)**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

ALIANE, A. et al. **An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 65, p. 443-458, 2016.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **2021 ASHRAE Handbook: Fundamentals: Inch Pound Edition**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., Atlanta: ASHRAE, 2021.

ASHRAE, ANSI. ASHRAE Standard 55: **Thermal environmental conditions for human occupancy**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers: Atlanta, GA, USA, 2017.

BENEDITO, V. M. et al. **Impacto do sistema de refrigeração nos custos de demanda elétrica de uma universidade pública federal—estudo de caso da Universidade Federal Do Espírito Santo**. Brazilian Journal of Production Engineering, v. 6, n. 2, p. 97-113, 2020.

CARVALHO, F. R.; SIONEK, M. C. **Análise da eficiência de um coletor solar plano**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2015.

COOPER, P. I. **The absorption of radiation in solar stills**. Solar energy, v. 12, n. 3, p. 333-346, 1969.

CRESESB – CENTRO DE REFERÊNCIA PARA ENERGIA SOLAR E EÓLICA SÉRGIO BRITO; CEPEL – CENTRO DE PESQUISAS DE ENERGIA ELÉTRICA. **Potencial Solar - SunData v. 3**. 2018.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. John Wiley & Sons, 2013.

EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanço energético nacional: relatório síntese, ano base 2015**. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2016.

EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanço energético nacional: relatório síntese, ano base 2021**. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2022.

EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Matriz energética e elétrica**, 2022. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdnenergia/matriz-energetica-e-eletrica#ELETRICA>. Acesso em: 13 ago. 2023.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Nota técnica DEA 13/15: demanda de energia 2050**. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2016. Recuperado de: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-227/topico-458/DEA%2013-15%20Demanda%20de%20Energia%202050.pdf>. Acesso em: 19 jul. 2023.

GOOGLE MAPS. **"Laboratório Cogencasa"**, 2023. Disponível em: <<https://maps.app.goo.gl/pCAhtuwG6hPssfiT7>>. Acesso em: 02 set. 2023. Acesso em: 6 de agosto de 2019.

HASSAN, H. Z.; MOHAMAD, A. A. **A review on solar cold production through absorption technology**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 16, n. 7, p. 5331-5348, 2012.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. CRC press, 2016.

IBGE – INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Banco de dados séries estatísticas e séries históricas**, 2017. Disponível em <<https://serieestatisticas.ibge.gov.br/>>. Acesso em: 01 ago. 2023.

INMET – INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA. **Banco de Dados Meteorológicos do INMET**. 2021.

KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering: processes and systems**. Academic press, 2013.

KOÇAK, B.; FERNANDEZ, A. I.; PAKSOY, H. **Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects**. Solar Energy, v. 209, n. March, p. 135–169, 2020.

JJ HOT WATER. **JJ Hot Water Project Gallery**, 2021. Disponível em: <https://jjhotwater.com/project-gallery/>. Acesso em: 10 ago. 2023.

LI, H. et al. **Analysis of H₂O/EMISE absorption chiller driven by stationary solar collectors in hot-humid climate**. Thermal Science and Engineering Progress, v. 27, p. 101155, 2022.

LIMA, Á. A. S. **Análise energética de um sistema fotovoltaico/térmico e sua integração a uma unidade de poligeração**. Tese de Doutorado. Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2021.

MACIEL, T. S. et al. **Otimização termoenergética de uma edificação escolar: discussão sobre o desempenho de quatro algoritmos evolutivos multiobjetivo**. Ambiente Construído, v. 21, p. 221-246, 2021.

MAIA, J. M. B.; PEREIRA, B. G.; LORA, F. A. **Materiais como alternativa para uso em Coletores Solares**. Brazilian Applied Science Review, v. 4, n. 5, p. 2895-2903, 2020.

MOREIRA, J. R. S. **Energias renováveis, geração distribuída e eficiência energética**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

MAZLOUMI, M. NAGHASHZADEGAN, M. JAVAHERDEH, K. "Simulation of solar lithium bromide-water absorption cooling system with parabolic trough collector", **Energy Conversion and Management**, v. 49, n. 2820–32, 2008. DOI: 10.1016/j.enconman.2008.03.014.

NKWETTA, D. N.; SANDERCOCK, J. **A state-of-the-art review of solar air-conditioning systems**. Renewable and sustainable energy reviews, v. 60, p. 1351-1366, 2016.

OCHOA, Á. A. V. **Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10tr integrado a um sistema de microgeração com microturbinaa gás de 30kw**. 2010. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Pernambuco.

PEREIRA, E. B. et al. **Atlas brasileiro de energia solar**. 2ª Edição. São José dos Campos: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, v. 1, 2017.

PERNAMBUCO. Secretaria de Desenvolvimento Econômico de Pernambuco. **Atlas eólico solar de Pernambuco**, 2017. Disponível em: <http://www.atlaseolicosolar.pe.gov.br/>. Acesso em: 05 ago. 2023.

RAJA, V. B.; SHANMUGAM, V. **A review and new approach to minimize the cost of solar assisted absorption cooling system**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 16, n. 9, p. 6725-6731, 2012.

SHIRAZI, A. et al. **Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review**. Energy conversion and management, v. 171, p. 59-81, 2018.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. McGraw-Hill do Brasil, 1985.

SEMP TCL. **Condicionador de ar, manual do usuário. Elite series**. Brasil, 2019.

TYAGI, V. V.; KAUSHIK, S. C.; TYAGI, S. K. **Advancement in solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector technology**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 16, n. 3, p. 1383-1398, 2012.

YAZAKI. **S Series Catalog 5-10-15-2030-50 RT**. Japão, 2016.

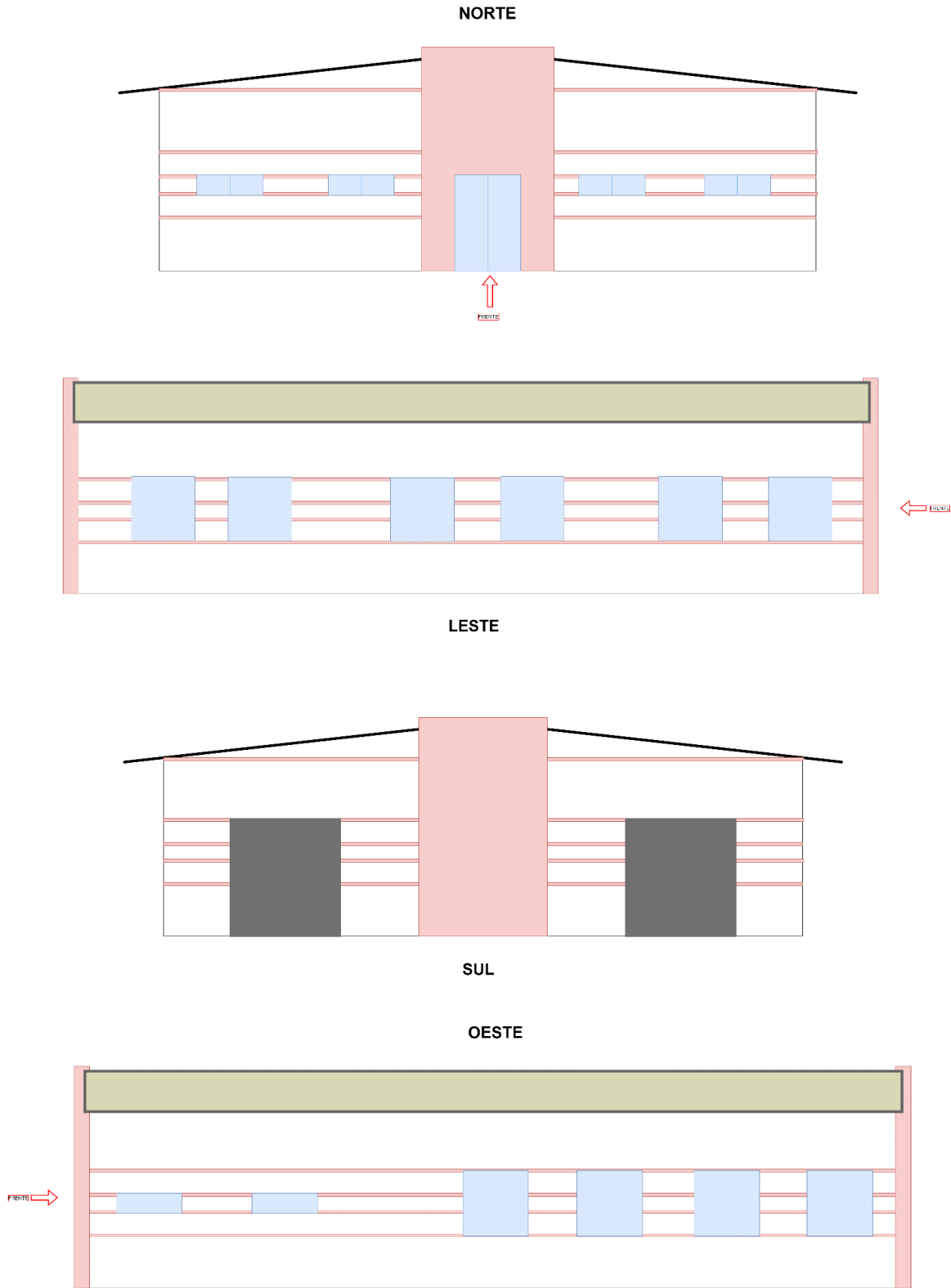
YORK INTERNATIONAL CORPORATION. **Operating and maintenance instructions. Single-stage Isoflow™. Absorption liquid chillers**. New Release. Form 155.16-OM1 (1200). United States of America, 2002.

APÊNDICE A – DESCRITIVO E FOLHA DE CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DO LABORATÓRIO COGENCASA UFPE

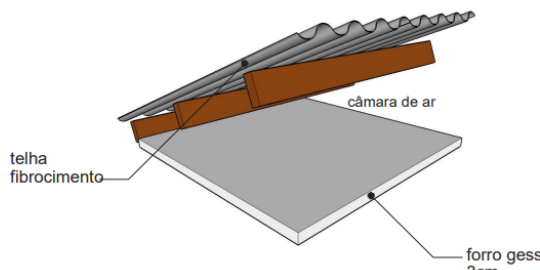
ÁREA EXTERNA						
FACE	N	S	L	O	TETO	
ÁREA OPACA [m ²]	58,88	51,24	59,64	62,26	351,53	
ÁREA ENVIDRAÇADA [m ²]	5,62	0	11,76	9,14	0	
ÁREA METAL [m ²]	0	13,26	0	0	0	
ÁREA TOTAL [m ²]	64,5	64,5	71,4	71,4	351,53	
ÁREA INTERNA						
DESCRIÇÃO DA SALA	NÚMERO	ÁREA	Altura	Volume	Perímetro	Área Lateral
Sala de aula	1	27	2,6	70,2	20,8	54,1
Hall de entrada	2	24,4	2,44	59,5	31,43	76,7
Sala técnico laboratório	3	5,8	2,44	14,2	9,8	23,9
Sala professor	4	6,7	2,44	16,3	10,6	25,9
Dormitório/Copa/WC	5	26,2	2,6	68,1	41,6	108,2
Sala de computadores supervisorio	6	12	2,44	29,3	14,8	36,1
Almoxarifado	7	5,6	2,44	13,7	9,6	23,4
Banheiros	8	6,7	2,54	17,0	10,4	26,4
Galpão secundário	9	54,4	4,38	238,3	29,6	129,6
Galpão de equipamentos	10	65,3	4,38	286,0	33,6	147,2

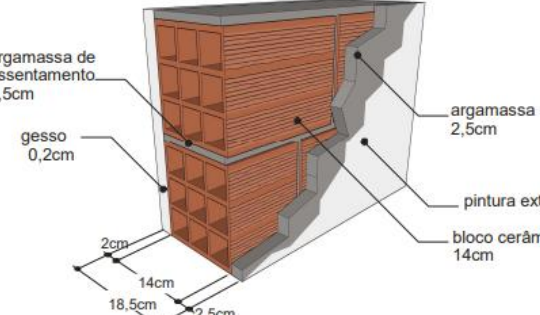
SUPERFÍCIES OPACAS										CARGA TÉRMICA TOTAL [kW]					
Local	Área	U	ΔT	OF_t	OF_b	OF_r	Varição de temp dia	CARGA TÉRMICA							
Paredes	232,02	2,02	6	1	8,2	-0,36	5	5811,6							
Teto (9 e 10)	119,7	4,60	6	1	25,56	-0,36	5	16386,5							
Teto (1 a 8)	114,4	1,94	6	1	25,56	-0,36	5	1331,6							
Portões de metal	13,26	15,51	6	-	-	-	-	1234,0							
Total								24763,7							
SUPERFÍCIES TRANSPARENTES															
Local	A	U	ΔT	Varição de temp dia	PXI	SHGC	FF_s	CARGA TÉRMICA							
Parede N	5,62	5,6	6	5	169	0,75	0,44	429,87							
Parede L	11,76	7,01	6	5	748	0,75	0,31	2350,20							
Parede S	0	7,01	6	5	471	0,75	0,47	0,00							
Parede O	9,14	7,01	6	5	748	0,75	0,56	3108,49							
Total								5888,56							
INFILTRAÇÃO E VENTILAÇÃO															
Local	Cs	Cl	Q	Calor Latente	Calor Sensível	Volume	ACH	ΔW	IDF	ΔT	Aes	Aul	AL	Qi	CARGA TÉRMICA
Sala de aula	1,23	3010	5,3	175,0	39,1	70,2	0,27	0,01097	0,035	6	54,1	2,8	151,4	5,3	214,11
Hall de entrada	1,23	3010	3,8	124,1	27,7	59,5	0,23	0,01097	0,035	6	76,7	1,4	107,4	3,8	151,81
Sala técnico laboratório	1,23	3010	1,2	38,7	8,6	14,2	0,30	0,01097	0,035	6	23,9	1,4	33,5	1,2	47,34
Sala professor	1,23	3010	1,3	41,8	9,4	16,3	0,28	0,01097	0,035	6	25,9	1,4	36,2	1,3	51,20
Dormitório/Copa/WC	1,23	3010	5,3	175,0	39,1	68,1	0,28	0,01097	0,035	6	108,2	1,4	151,4	5,3	214,11
Sala de computadores supervisorório	1,23	3010	1,8	58,4	13,1	29,3	0,22	0,01097	0,035	6	36,1	1,4	50,6	1,8	71,49
Almoxarifado	1,23	3010	1,1	37,9	8,5	13,7	0,30	0,01097	0,035	6	23,4	1,4	32,8	1,1	46,37
Banheiros	1,23	3010	2,6	85,5	19,1	17,0	0,55	0,01097	0,035	6	26,4	2,8	74,0	2,6	104,59
Galpão secundário	1,23	3010	12,7	419,5	93,8	238,3	0,19	0,01097	0,035	6	129,6	2,8	363,0	12,7	513,30
Galpão de equipamentos	1,23	3010	14,4	476,2	106,4	286,0	0,18	0,01097	0,035	6	147,2	2,8	412,1	14,4	582,66
Total															1997,0
GERAÇÃO INTERNA OCUPANTES															
Local	Sentado, quieto	Em pé	Ministrando aula			Calor Sensível	Calor Latente								
Área	30		1			1887,5	1287,5								
Total															

**APÊNDICE B – ESBOÇO DAS VISTAS LATERAIS DAS PAREDES DO
LABORATÓRIO COGENCASA UFPE**

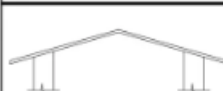


ANEXO A – PROPRIEDADES TÉRMICAS E COEFICIENTES GLOBAIS DOS MATERIAIS QUE COMPÕEM O LABORATÓRIO SEGUNDO NBR ABNT 15220-3

	Descrição:			
	Forro gesso (3,0 cm) Câmara de ar (> 5,0 cm) Telha fibrocimento			
	U [W/(m².K)]	C _T [kJ/m².K]	α [-]	FCS [-]
	1,94	31,7	0,2 0,4 0,8	1,6 3,1 6,2

	Descrição:			
	Gesso interno (0,2cm) Bloco cerâmico (14,0 x 19,0 x 29,0cm) Argamassa externa (2,5cm) Pintura externa (α)			
	U [W/(m².K)]	C _T [kJ/m².K]	α [-]	FCS [-]
	2,02	103	0,2 0,4 0,8	1,6 3,2 6,5

R _{si} (m².K)/W			R _{se} (m².K)/W		
Direção do fluxo de calor			Direção do fluxo de calor		
Horizontal	Ascendente	Descendente	Horizontal	Ascendente	Descendente
⇒	— ↑	— ↓	⇒	— ↑	— ↓
0,13	0,10	0,17	0,04	0,04	0,04

Cobertura	Descrição	U [W/(m².K)]	C _T [kJ/(m².K)]	[horas]
	Cobertura de telha de barro sem forro Espessura da telha: 1,0 cm	4,55	18	0,3
	Cobertura de telha de fibro-cimento sem forro Espessura da telha: 0,7 cm	4,60	11	0,2

A.1 Propriedades térmicas dos materiais construtivos utilizados para as paredes

Material	Propriedade térmica		
	Densidade de massa aparente (ρ)	Condutividade térmica (λ)	Calor específico (c)
	[kg/m ³]	[W/(m.K)]	[J/(kg.K)]
Argamassa de assentamento	2000	1,15	1,00
Concreto (bloco e parede)	2400	1,75	1,00
Reboco	2000	1,15	1,00
Tijolo cerâmico	1600	0,90	0,92

Fonte: ABNT (2005).

A.2 Propriedades térmicas dos materiais construtivos utilizados para as coberturas

Material	Propriedade térmica		
	Densidade de massa aparente (ρ)	Condutividade térmica (λ)	Calor específico (c)
	[kg/m ³]	[W/(m.K)]	[J/(kg.K)]
Argamassa de reboco	2000	1,15	1,00
Cerâmica	2000	1,05	0,92
Concreto (laje)	2200	1,75	1,00
Fibrocimento	1900	0,95	0,84
Gesso	750	0,35	0,84
Madeira	600	0,15	1,34
PVC	1300	0,20	0,96
Telha metálica de aço	7800	55	0,46

Fonte: ABNT (2005).

**ANEXO B – TABELAS AUXILIARES PARA O CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA
SEGUNDO O 2017 ASHRAE FUNDAMENTALS HANDBOOK**

Table 3 Unit Leakage Areas

Construction	Description	$A_{ul}, \text{cm}^2/\text{m}^2$
Tight	Construction supervised by air-sealing specialist	0.7
Good	Carefully sealed construction by knowledgeable builder	1.4
Average	Typical current production housing	2.8
Leaky	Typical pre-1970 houses	5.6
Very leaky	Old houses in original condition	10.4

Table 7 Opaque Surface Cooling Factor Coefficients

Surface Type	OF_t	OF_b, K	OF_r
Ceiling or wall adjacent to vented attic	0.62	$14.3\alpha_{roof} - 4.5$	-0.19
Ceiling/roof assembly	1	$38.3\alpha_{roof} - 7.0$	-0.36
Wall (wood frame) or door with solar exposure	1	8.2	-0.36
Wall (wood frame) or door (shaded)	1	0	-0.36
Floor over ambient	1	0	-0.06
Floor over crawlspace	0.33	0	-0.28
Slab floor (see Slab Floor section)			

α_{roof} = roof solar absorptance (see [Table 8](#)).

Table 8 Roof Solar Absorptance α_{roof}

Material	Color			
	White	Light	Medium	Dark
Asphalt shingles	0.75	0.75	0.85	0.92
Tile	0.30	0.40	0.80	0.80
Metal	0.35	0.50	0.70	0.90
Elastomeric coating	0.30			

Source: Summarized from Parker et al. (2000).

The RLF method uses the following to estimate cooling load:

$$q_{opq} = A \times CF_{opq} \quad (20)$$

$$CF_{opq} = U(OF_t \Delta t + OF_b + OF_r DR) \quad (21)$$

where

q_{opq} = opaque surface cooling load, W

A = net surface area, m^2

CF = surface cooling factor, W/m^2

U = construction U-factor, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Δt = cooling design temperature difference, K

OF_t, OF_b, OF_r = opaque-surface cooling factors (see [Table 7](#))

DR = cooling daily range, K

Table 10 Peak Irradiance, W/m²

Exposure		Latitude								
		20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
North	E_D	106	98	98	104	117	138	167	203	106
	E_d	97	85	74	65	56	48	41	34	97
	E_t	203	183	172	169	174	187	208	237	203
Northeast/Northwest	E_D	442	442	444	447	451	457	465	474	442
	E_d	149	139	131	124	117	111	106	100	149
	E_t	590	582	575	571	568	568	570	574	590
East/West	E_D	524	548	570	590	608	624	638	651	524
	E_d	178	171	164	159	154	149	145	141	178
	E_t	702	719	734	748	761	773	783	792	702
Southeast/Southwest	E_D	299	355	407	455	499	540	577	610	299
	E_d	193	187	182	178	174	170	167	164	193
	E_t	492	542	589	632	673	710	744	775	492
South	E_D	21	114	203	286	365	439	509	574	21
	E_d	197	192	188	185	182	180	177	175	197
	E_t	218	306	391	471	547	619	686	749	218
Horizontal	E_D	788	790	782	765	739	705	661	608	788
	E_d	170	170	170	170	170	170	170	170	170
	E_t	958	960	952	935	909	875	831	778	958

Peak Exterior Irradiance (PXI). Although solar gain occurs throughout the day, RP-1199 regression studies (Barnaby et al. 2004) showed that the cooling load contribution of fenestration correlates well with the peak-hour irradiance incident on the fenestration exterior. PXI is calculated as follows:

$$\text{PXI} = T_x E_t \text{ (unshaded fenestration)} \quad (26)$$

$$\text{PXI} = T_x [E_d + (1 - F_{shd})E_D] \text{ (shaded fenestration)} \quad (27)$$

where

PXI = peak exterior irradiance, W/m²

E_t, E_d, E_D = peak total, diffuse, and direct irradiance (Table 9 or 10), W/m²

T_x = transmission of exterior attachment (insect screen or shade screen)

F_{shd} = fraction of fenestration shaded by permanent overhangs, fins, or environmental obstacles

Table 11 Exterior Attachment Transmission

Attachment	T_x
None	1.0
Exterior insect screen	0.64 (see Chapter 15, Table 13G)
Shade screen	Manufacturer shading coefficient (SC) value, typically 0.4 to 0.6

Table 12 Shade Line Factors (SLFs)

Exposure	Latitude								
	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
North	2.8	2.1	1.4	1.5	1.7	1.0	0.8	0.9	0.8
Northeast/Northwest	1.4	1.5	1.6	1.2	1.3	1.3	0.9	0.9	0.8
East/West	1.2	1.2	1.1	1.1	1.1	1.0	1.0	0.9	0.8
Southeast/Southwest	2.1	1.8	2.0	1.7	1.5	1.6	1.4	1.2	1.1
South	20.0	14.0	6.9	4.7	3.3	2.7	2.1	1.7	1.4

Note: Shadow length below overhang = $SLF \times D_{oh}$.

Table 13 Fenestration Solar Load Factors FF_s

Exposure	Single Family Detached	Multifamily
North	0.44	0.27
Northeast	0.21	0.43
East	0.31	0.56
Southeast	0.37	0.54
South	0.47	0.53
Southwest	0.58	0.61
West	0.56	0.65
Northwest	0.46	0.57
Horizontal	0.58	0.73

Table 15 Summary of RLF Cooling Load Equations

Load Source	Equation	Tables and Notes
Exterior opaque surfaces	$q_{opq} = A \times CF$ $CF = U(OF_t \Delta t + OF_b + OF_r DR)$	OF factors from Table 7
Exterior transparent surfaces	$q_{fen} = A \times CF$ $CF = U(\Delta t - 0.46DR) + PXI \times SHGC \times IAC \times FF_s$	PXI from Table 9 or 10 plus adjustments FF_s from Table 13
Partitions to unconditioned space	$q = AU\Delta t$	Δt = temperature difference across partition
Ventilation/infiltration	$q_s = C_s Q \Delta t$	See Common Data and Procedures section
Occupants and appliances	$q_{ig,s} = 136 + 2.2A_{cf} + 22N_{oc}$	
Distribution	$q_d = F_{dl} \sum q$	F_{dl} from Table 6
Total sensible load	$q_s = q_d + \sum q$	
Latent load	$q_l = q_{vi,l} + q_{ig,l}$	
Ventilation/infiltration	$q_{vi,l} = C_l Q \Delta W$	

ANEXO C – ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA CHILLER YAZAKI



WFC-SC 10 & -SH 10

Specifications:

Water Fired Chiller absorption type with H₂O/LiBr

System functionality provides cooling

Heating with an automatic change over control mode (SH model only)

Utilizing Hot Water



Model	Production
WFC-SC10	Chilled Water
WFC-SH10	Chilled & Heating Water

ITEM		MODEL	WFC-SH10	WFC-SC10
Cooling Capacity		kW	35.2	
Heating Capacity		kW	48.7	-
Chilled Water and Hot Water	Chilled Water	Inlet °C	12.5	
	Temperature	Outlet °C	7.0	
	Hot Water	Inlet °C	47.4	-
	Temperature	Outlet °C	55.0	-
	Evaporator Pressure Loss(Max) *3	kPa	56.1	
	Max Operating Pressure	kPa	588	
	Rated Water Flow	L/sec	1.52	
	Water Retention Volume	m ³ /hr	5.47	
Cooling Water	Heat Rejection	L	17	
	Heat Rejection	kW	85.4	
	Cooling Water	Inlet °C	31.0	
	Temperature	Outlet °C	35.0	
	Abs.&Cond.Pressure Loss(Max) *3	kPa	85.3	
	Max Operating Pressure	kPa	588	
	Rated Water Flow	L/sec	5.1	
	Water Retention Volume	m ³ /hr	18.4	
Heat Medium	Heat Input	L	66	
	Heat Input	kW	50.2	
	Heat Medium	Inlet °C	88	
	Temperature	Outlet °C	83	
	Generator. Pressure Loss(Max) *3	Inlet Limit °C	70 - 95	
	Max Operating Pressure	kPa	90.4	
	Rated Water Flow	kPa	588	
	Water Retention Volume	L/sec	2.4	
Electrical	Power Source	m ³ /hr	8.64	
	Consumption *1	L	21	
Control			400V 50Hz 3ph.	
Dimension	Width	W	210	
	Depth		On—Off	
	Height *2	mm	760 (855)	
Piping	Chilled Water	mm	970	
	Cooling Water	A	1,900 (1,983)	
	Heat Medium	A	40	
Weight	Dry Weight	A	50	
	Operating Weight	kg	40	
		kg	500	
		kg	600	

*1. Power consumption of Chiller Only.(excluding recirculating pumps and cooling tower fan)

*2. Dimension in() include fixed plate and eye bolt.

*3. Specification are subject to change without prior notice.

*. The table shows standard operating condition (i.e. 88 °C heat medium inlet temperature)