

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO - UFPE
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS – CTG
ENGENHARIA NAVAL - DEMEC

METODOLOGIA PARA ANÁLISE DA APLICAÇÃO DE TERMOACUMULAÇÃO EM NAVIOS

ALEXANDRE MARQUES KOURY MONTEIRO

Recife, outubro de 2016.

ALEXANDRE MARQUES KOURY MONTEIRO

**METODOLOGIA PARA ANÁLISE DA APLICAÇÃO DE
TERMOACUMULAÇÃO EM NAVIOS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Engenheiro Naval, ao curso de Engenharia Naval da Universidade Federal de Pernambuco.

Prof. orientador: José Claudino de Lira Júnior

Co-orientador: Jorge Recarte Henriques Guerrero

Recife, 2016

Autoria: Alexandre Marques Koury Monteiro

Título: Metodologia para análise da aplicação de termoacumulação em navios

Trabalho de conclusão de curso apresentado como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Engenheiro Naval, ao curso de Engenharia Naval da Universidade Federal de Pernambuco.

Os componentes da banca de avaliação, abaixo listados, consideram este trabalho aprovado.

Prof. Marco Antônio Ladislau Petkovic, MSc

Prof., MSc

Prof., MSc

Data da aprovação: ____ de _____ de _____.

Recife, PE

Outubro, 2016

*Dedico este trabalho ao Senhor, que,
dono de tudo, não me negou o que de
mais valioso tinha. Tudo o que sou e faço
a Ele pertence.*

*Dedico-o também a Cecy Koury. Seu
amor pelo mar e seu sonho de viajar o
mundo em um navio renovaram sempre a
alegria no caminho para tornar-me um
engenheiro naval.*

AGRADECIMENTOS

Sou grato à minha família e à minha namorada pela nossa forte união e pelo inestimável apoio prestado, que me deram impulso para seguir durante os anos deste curso.

Ao meu irmão e advogado Jaime Cordeiro, cuja competência garantiu-me o direito de pleitear uma vaga na Universidade.

A Bartira Koury, que, não bastasse ser mãe, amiga e torcedora, deu incalculável apoio na revisão deste texto.

Aos meus amigos de turma, por tornarem todos os momentos alegres, não importando quais fossem.

Aos professores do curso de Engenharia Naval, pelo valioso patrimônio do conhecimento.

Aos meus orientadores, prof. Claudino Lira e prof. Jorge Recarte, pelos conselhos e pela disposição em ficar até mais tarde em suas salas para me ajudar.

Ao prof. Armando Shinohara por todo o suporte dado junto à Petrobras e o Programa de Formação de Recursos Humanos – PFRH PB 204.

Agradeço também o apoio financeiro da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), da Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) e do Ministério da Ciência e Tecnologia (MCT), por meio do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor Petróleo e Gás (PRH-ANP/MCT), bem como da Petrobras.

A Deus, não apenas gratidão, mas louvor, honra e glória para sempre.

*O homem sábio é poderoso,
e quem tem conhecimento
aumenta a sua força*

Provérbios 24:5

RESUMO

O uso de energia térmica é praticamente imprescindível às atividades humanas modernas. Em aplicações de aquecimento ou refrigeração, empregam-se diversas técnicas para promover a transferência de calor segundo a necessidade relevante. Na indústria marítima, o uso de energia térmica é necessário para conservação de carga e climatização de ambientes. Em algumas embarcações específicas, como navios pesqueiros ou de passageiros, o consumo de energia térmica pode chegar à ordem de 50% do total produzido a bordo. Esta ordem de grandeza desperta interesse por maior eficiência, com segurança operacional e baixo custo, principalmente em vista das crescentes restrições de emissões às quais sujeitam-se os sistemas oceânicos. A termoacumulação figura entre as soluções buscadas mundo afora para diversos setores da indústria e possibilita o deslocamento e o nivelamento de cargas térmicas no tempo. Embora não tenha ampla utilização no setor naval, esta técnica tem potencial para otimizar sistemas de refrigeração em navios e promover a redução do porte das máquinas empregadas, resultando em possível economia de energia. Neste trabalho, apresenta-se uma metodologia para aplicação de termoacumulação em navios de passageiros. Um modelo numérico, em linguagem MATLAB, do processo de termoacumulação por calor latente foi utilizado. O sistema considerado é composto de cápsulas esféricas, cheias de material de mudança de fase, dispostas em um tanque cilíndrico, pelo qual passa um fluido de trabalho. Mostra-se, através de breve estudo de caso de uma embarcação de passageiros, como proceder ao projeto de um sistema de refrigeração com termoacumulação para condicionamento de ar.

Palavras-chave: termoacumulação; refrigeração; modelo numérico; MATLAB.

ABSTRACT

The usage of thermal energy is practically indispensable to modern human activities. In heating or cooling applications, many different techniques to promote heat transfer according to relevant needs are applied. In maritime industry, thermal energy is used for air conditioning and cargo conservation. For some specific vessels, such as fishing or passenger ships, thermal energy consumption may account for approximately 50% of all energy produced aboard. Such an order of magnitude awakens interest in higher efficiency, with operation safety and at low costs, mainly due to growing emission restrictions to which marine systems are subject. Thermal storage figures among solutions searched for worldwide in various industrial segments and allows the levelling of thermal loads and their shifting on time. Although it is not widely used in the maritime sector, this technique can potentially optimise refrigeration systems in ships and result in the reduction of machinery capacity, which may lead to energy savings. In this work a methodology to apply thermal storage in passenger ships is presented. A numerical model of latent heat thermal storage, written in MATLAB language, was utilised. It considers a system composed of spherical shells filled with phase change material and arranged inside a cylindrical tank through which flows a working fluid. Through a brief case study of a passenger vessel, the procedure of designing a cooling system with thermal storage for air conditioning is shown.

Keywords: thermal storage; cooling; numerical model; MATLAB.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	8
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
3.1 TERMOACUMULAÇÃO	19
3.1.1 Termoacumulação por calor sensível.....	22
3.1.2 Termoacumulação por calor latente	24
3.1.3 Estratégias para economia por meio de termoacumulação	27
3.2 REFRIGERAÇÃO EM NAVIOS	29
3.2.1 Princípio básico de funcionamento dos sistemas de refrigeração	30
3.2.2 Refrigeração de carga em navios	32
3.2.3 Ar-condicionado em navios	34
4 METODOLOGIA DE ANÁLISE DE SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO	36
4.1 MODELO NUMÉRICO DE TERMOACUMULAÇÃO COM MUDANÇA DE FASE	38
4.1.1 Exemplos de resultados do modelo	42
5 ESTUDO DE CASO DO NAVIO FUNCHAL	45
5.1 CARACTERÍSTICAS DO NAVIO.....	46
5.2 DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA DAS CABINES DE PASSAGEIROS ..	47
5.2.1 Apresentação da ISO 7547	48
5.2.2 Dimensões das cabines de passageiros.....	49
5.2.3 Ganhos de calor para as cabines	53
5.3 DEFINIÇÃO DA CURVA DE CARGA	61
5.4 DETERMINAÇÃO DO SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO	62
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72
APÊNDICE	77

1 INTRODUÇÃO

A utilização de energia térmica para fins industriais data de longo prazo, remontando aos primeiros equipamentos movidos a vapor na Segunda Revolução Industrial do século XIX. O avanço progressivo do estudo da termodinâmica e da transferência de calor possibilitou a invenção de grandes marcos tecnológicos da sociedade moderna, como os motores de combustão interna e os refrigeradores a compressão. As máquinas térmicas, nome dado aos equipamentos que operam através do uso de energia térmica, estão presentes em praticamente todos os âmbitos da vida moderna, desde os refrigeradores domésticos às grandes caldeiras presentes nas usinas de geração de energia elétrica.

Formalmente, o conceito de energia térmica está relacionado às energias cinéticas das partículas microscópicas que compõem os materiais. Assim, quanto mais energia térmica um corpo absorve, mais energia cinética possuem as suas moléculas. O inverso é análogo, de modo que, formalmente, apenas definem-se a presença e a ausência de energia térmica. Daí segue a definição de calor: a energia térmica que é transferida de um corpo a outro devido a diferença de temperatura. No entanto, é comum que se utilize a expressão “energia fria”, em aplicações de refrigeração. Esta é uma definição informal e é uma forma de facilitar o entendimento da transferência de calor de um corpo mais quente, para outro mais frio. No lugar de dizer-se que o corpo perdeu energia térmica, diz-se que ele recebeu “energia fria”

Dentro do setor de transporte marítimo, o uso de energia térmica está presente com duas finalidades principais: a climatização de ambientes e o resfriamento e aquecimento de porões e tanques de carga (que podem conter diversos itens, de alimentos a gases combustíveis). Para tanto, as embarcações carregam a bordo máquinas de diversos tipos e tamanhos, as quais servem ao intuito de promover a transferência de calor entre meios diferentes, segundo o sentido que for conveniente à aplicação.

A atividade de climatização de ambientes em si mesma engloba tanto o ato de resfriar um determinado espaço, quando o de aquecê-lo. A energia térmica empregada para tanto pode advir de diversas fontes. Em algumas regiões vulcânicas do planeta, pode-se aproveitar o calor oriundo do vapor localizado abaixo das rochas

para usar em calefação ou para produção de água quente residencial, por exemplo. Por outro lado, reduzir a temperatura de um espaço ou de um material pode ser feito através de blocos de gelo ou de correntes de ar fria de inverno. Tais exemplos representam o uso de fontes renováveis de energia térmica, que ainda são parcela pequena do total utilizado. A maior parte origina-se na queima de combustíveis fósseis, com o intuito principal de geração de energia elétrica para alimentação de equipamentos. Em navios, a energia térmica utilizada é produzida a bordo, em caldeiras, por meio da queima de combustível. Sistemas de refrigeração embarcados produzem “energia fria” através de compressores, que são alimentados por energia elétrica – a qual é obtida também por queima de combustível, em geradores a diesel.

Navios de passageiros, particularmente, apresentam uma demanda de climatização de ambientes à parte dos outros tipos de navio. A razão é evidente: a quantidade de cabines, restaurantes, bares, academias de ginástica, entre outras instalações, presentes em navios de cruzeiro excede grandemente as modestas acomodações encontradas nas casarias de navios mercantes. O consumo de energia por parte de sistemas de ar condicionado, nesses casos, pode chegar à ordem de 30%.

No âmbito do condicionamento da carga, os navios também apresentam demanda por aquecimento e por refrigeração. Um exemplo do primeiro caso pode ser visto em petroleiros de produtos escuros, os quais apresentam viscosidade a valores bastante altos, o que exige que seus tanques sejam mantidos aquecidos para que seja possível bombear a carga. O aquecimento é fornecido por meio das caldeiras.

No caso em que a carga deve ser mantida a baixas temperaturas, um sistema de vapor-compressão é geralmente utilizado com expansão indireta para retirar a quantidade de energia térmica necessária do recinto. Isso pode ser aplicado tanto no acondicionamento de carga em contêineres refrigerados (*reefers*), quanto no transporte da carga em porões climatizados da própria embarcação (é o caso de algumas embarcações de pesca).

Em pesqueiros de grande porte, a necessidade de manutenção da temperatura adequada para a qualidade da carga chega a demandar até 50% da produção das plantas de geração de energia. Por conta disso, alternativas de geração de energia para refrigeração estão sendo buscadas. Embarcações de pequeno porte, por outro lado, não são capazes de produzir frio através de compressão, devido à pequena

capacidade de seus motores a diesel. Uma das opções utilizadas por operadores destes barcos é transportar gelo em grandes quantidades.

Diante deste quadro, percebe-se que a utilização de energia térmica em embarcações contribui de forma significativa para o aumento no consumo de combustível, embora o sistema propulsivo ainda seja o maior consumidor de energia das embarcações. Tendo em vista a necessidade por redução de consumo de combustível nas operações marítimas como um todo, seja por questões ambientais, encabeçadas pelos órgãos reguladores como a Organização Marítima Internacional, seja por questões puramente econômicas, é preciso estudar opções que possibilitem uma produção de energia térmica mais eficiente.

Uma forma adequada e consolidada de controlar as demandas e fazer uso da energia de forma contínua é com uso dos sistemas com termoacumulação. Estes sistemas, além de otimizarem os custos com consumo de energia elétrica, permitem maior segurança operacional e menor capacidade instalada.

Termoacumulação é uma técnica que, através do resfriamento ou aquecimento de um meio, permite o acúmulo de energia térmica para aplicação posterior. Conceitualmente, esta técnica pode ser aplicada de duas maneiras. A primeira consiste em tomar proveito de ocasiões em que há certa quantidade energia térmica que não está sendo aproveitada. A segunda consiste de utilizar energia sob outra forma para gerar a energia térmica necessária (transformação de energia).

O aproveitamento de energia térmica não utilizada apresenta a grande vantagem de não haver custo associado à geração desta. Um exemplo clássico desta aplicação é o uso de coletores solares. Em regiões que apresentam considerável amplitude térmica, pode-se, durante o verão, captar energia dos raios do sol para armazenamento e utilização na calefação de ambientes durante o inverno.

Transformar energia de um determinado tipo em energia térmica é o processo mais utilizado. Pode-se usar energia elétrica para produzir energia térmica através de uma resistência elétrica, por exemplo. A possibilidade de armazenar a energia térmica produzida permite que se possa fazê-lo em ocasiões onde o consumo de energia elétrica seja menos custoso. Esta forma de aplicação é comum em centros comerciais do país, que produzem “energia fria” durante a noite, quando o custo da energia elétrica é mais baixo, para utilização durante o dia, na climatização de seu ambiente.

Originalmente, o uso de termoacumulação mostrava-se vantajoso em aplicações que apresentavam um perfil de utilização de energia térmica intermitente, com

demandas elevadas durante curtos períodos de tempo. Nesse contexto, os sistemas de armazenamento térmico eram aplicados para reduzir os custos dos sistemas tradicionais de refrigeração e calefação, que apenas seriam acionados nos momentos de demanda.

Devido ao aumento progressivo dos custos de insumos para produção de energia elétrica, porém, tornou-se inviável a manutenção de um sistema que operasse sob um regime de picos de demanda seguidos de períodos de ociosidade. A termoacumulação passou, então, a ser utilizada como ferramenta de gerenciamento energético, por possibilitar o nivelamento da distribuição de carga ao longo do tempo. Sistemas bem projetados conseguem assegurar, ainda, redução do consumo de energia e redução dos custos de implantação de equipamentos.

Do ponto de vista operacional, um termoacumulador armazena energia térmica como uma mudança na energia interna de um material. Este fenômeno pode acontecer de três maneiras diferentes, através de: reações termoquímicas; calor sensível ou calor latente.

Os sistemas de armazenamento por reações termoquímicas baseiam-se na energia liberada e absorvida quando há quebra e/ou formação de ligações moleculares em reações químicas totalmente reversíveis. Embora possuam bastante potencial, estes sistemas ainda não estão completamente desenvolvidos.

A termoacumulação por calor sensível consiste na utilização da capacidade térmica de materiais sólidos ou líquidos para armazenar energia. O material utilizado é aquecido, ou resfriado, até uma certa temperatura e depois isolado termicamente, até que se faça necessária a descarga da energia acumulada.

Os sistemas de armazenamento por calor latente, por sua vez, utilizam-se da liberação ou absorção de energia que ocorre quando uma substância passa pelo processo de mudança de fase. Esta pode ocorrer das seguintes maneiras: sólido-líquido, sólido-gás, líquido-gás e vice-versa. Os materiais utilizados para armazenamento de energia em sistemas desse tipo são conhecidos como materiais de mudança de fase (MMF).

Mesmo devido ao relativo sucesso da termoacumulação em proporcionar gerenciamento de energia mais eficiente para diversos setores da indústria, estudos relacionados ao uso de termoacumulação em embarcações de qualquer tipo são escassos. No entanto, é possível aplicar os conceitos básicos do armazenamento térmico no contexto de embarcações, tanto mercantes, quanto de passageiros.

Este trabalho propõe-se, então, a fazer um estudo preliminar para utilização de um sistema de termoacumulação a ser aplicado em embarcações. Como ferramenta para auxiliar a escolha de parâmetros importantes, utilizou-se um modelo numérico já consolidado de um sistema de termoacumulação com mudança de fase. O modelo considera um arranjo de cápsulas esféricas, cheias com MMF, em um tanque cilíndrico. Os estudos realizados consistiram em avaliações paramétricas de tempo de carregamento e energia armazenada, em função da geometria do sistema e das características operacionais deste, considerando-se a demanda energética apresentada pelo sistema de ar condicionado de um navio de passageiros.

O capítulo 2 apresenta uma revisão de estudos relevantes acerca de sistemas de termoacumulação e de modelagem numérica dos processos envolvidos. No capítulo seguinte, apresentam-se os fundamentos teóricos de termoacumulação e refrigeração em embarcações. O capítulo 4 traz a apresentação de uma metodologia que pode ser utilizada para analisar um sistema de termoacumulação. Também este capítulo apresenta o modelo utilizado e seu funcionamento. Um estudo de caso, no qual se aplica a metodologia apresentada, é realizado no capítulo 5.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Sistemas de termoacumulação tem sido objeto de estudo há décadas. Sua utilização ganhou considerável relevância econômica com o passar dos anos e suas aplicações estendem-se desde grandes prédios empresariais a complexos industriais, passando por hospitais, centros comerciais, auditórios etc.

Diversas técnicas diferentes podem ser empregadas para utilização de termoacumulação. Dinçer (2002) discute os métodos para descrever sistemas deste tipo e suas aplicações em edifícios. Para tanto, propõe uma classificação em três tipos principais de termoacumulação: por reações termoquímicas, por calor sensível ou por calor latente.

Os sistemas de armazenamento por reações termoquímicas baseiam-se na energia liberada e absorvida quando há quebra e/ou formação de ligações moleculares em reações químicas totalmente reversíveis. Um exemplo desta aplicação é demonstrado por Kreetz e Lovegroove (2000). O sistema descrito em seu trabalho usa energia solar para dissociar as moléculas de amônia (NH_3) em moléculas de nitrogênio gasoso (N_2) e hidrogênio gasoso (H_2), numa reação endotérmica dentro de um reator. Os gases são armazenados para posteriormente sintetizarem amônia em uma reação exotérmica em outro reator, que utiliza o calor gerado para produzir vapor.

A termoacumulação por calor sensível consiste na utilização da capacidade térmica de materiais sólidos ou líquidos para armazenar energia. O material utilizado é aquecido, ou resfriado, até uma certa temperatura e depois isolado termicamente, até que se faça necessária a descarga da energia acumulada. A capacidade de armazenamento de um sistema desse tipo depende da quantidade de material utilizado, do seu calor específico e da diferença de temperatura entre este e o meio para o qual a energia será transferida. A água é considerada um bom meio de armazenamento por calor sensível, graças ao seu calor específico alto e ao baixo custo de sua obtenção (SHARMA et al., 2009, p. 320).

Diferentes tecnologias estão disponíveis para armazenamento de calor sensível, as quais se manifestam em diversas condições operacionais e com diferentes arranjos espaciais. O estudo detalhado dos fatores que influenciam a operação destes sistemas – modos de transferência de calor, materiais de armazenamento de energia

e suas propriedades etc – é de suma importância para o desenvolvimento de métodos mais eficientes e otimizados de termoacumulação (LI, 2016).

Os sistemas de armazenamento por calor latente, por sua vez, utilizam-se da liberação ou absorção de energia que ocorre quando uma substância passa pelo processo de mudança de fase. Esta pode ocorrer das seguintes maneiras: sólido-líquido, sólido-gás, líquido-gás e vice-versa. Os processos que envolvem mudança de ou para fase gasosa apresentam grande calor latente, mas trazem problemas devido às grandes variações de volume apresentadas. Sistemas que utilizem transformação sólido-líquido são economicamente atrativas para uso em termoacumulação. Ademais, o uso de sistemas de calor latente apresenta a grande vantagem de uma maior densidade de energia por unidade de massa ou de volume. (SHARMA; KAZUNOBU, 2005).

As diferenças entre sistemas de termoacumulação por calor sensível e por calor latente foram estudadas experimentalmente por Padmaraju et al. (2008). Captando energia solar através de painéis solares planos e utilizando parafina (encapsulada em contentores cilíndricos) como MMF, buscou-se comparar a performance deste sistema com a aplicação equivalente de um sistema sem mudança de fase, no qual a substância de aquecimento é água. Observou-se maior densidade de energia armazenada e maior eficiência para o sistema de calor latente, em comparação ao de calor sensível. O primeiro, no entanto, requer mais tempo para ser carregado.

Os materiais utilizados para armazenamento de energia em sistemas que se utilizam de calor latente são conhecidos como materiais de mudança de fase (MMF) e passaram a ser de interesse para pesquisadores no período pós Segunda Guerra Mundial (KHUDAIR; FARID, 2004). Zalba et al. (2003) e Khudhair e Farid (2004), apresentam, separadamente, resumos de materiais, métodos e aplicações para termoacumulação por calor latente.

O desenvolvimento de sistemas deste tipo se dá por uma metodologia de várias etapas, organizadas primariamente em duas grandes vertentes: a investigação do material e o desenvolvimento do trocador de calor a ser utilizado. Esta esquematização já fora proposta por Abhat (1983), em seu artigo voltado à discussão de materiais para uso em termoacumulação a baixas temperaturas (0 °C a 120 °C). Em seu trabalho, o autor ainda sugere uma classificação para os diferentes MMF em: parafínicos orgânicos; não-parafínicos orgânicos; compostos inorgânicos e compostos eutéticos. Também descreve critérios termodinâmicos, cinéticos, químicos

e econômicos para embasar a escolha de materiais adequados à aplicação em questão.

Mais de duas décadas depois, Sharma et al. (2009) realizam uma revisão dos sistemas que incorporam MMF para uso em diferentes aplicações de armazenamento de energia. Embora apresentem metodologia para desenvolvimento destes sistemas exatamente igual à publicada por Abhat (1983), os autores propõem uma classificação mais detalhada e abrangente dos MMF. Aos parafínicos e não parafínicos, adicionaram-se os hidratos de sais e os metais (perfazendo a classe dos inorgânicos) e as misturas eutéticas, que podem ser orgânicas-orgânicas, inorgânicas-inorgânicas e inorgânicas-orgânicas.

Uma barreira a ser enfrentada na utilização de MMF para termoacumulação é o fato de que estes possuem, em geral, baixa condutividade térmica (Agyenim et al., 2010; Medved' et al., 2010). Este fato prejudica a transferência de calor e causa baixas velocidades de carga e descarga dos sistemas. Diversas técnicas são utilizadas para aprimorar a condutividade dos materiais, incluindo: o uso de tubos aletados; a inserção de uma matriz metálica dentro do MMF; microencapsulação e a dispersão de partículas condutoras dentro do material (AGYENIM et al., 2010, p. 620). Esta última técnica está relacionada à produção de materiais conhecidos como *nanofluidos*, suspensões compostas de *nanomateriais* em diversas geometrias, e vem crescendo em popularidade na última década (ANGAYARKANNI; PHILIP, 2015). Estudos acerca da capacidade que estes novos fluidos teriam de aumentar a taxa de transferência de calor ainda apresentam resultados com ampla variação (MACDEVETTE; MYERS, 2016).

Tendo sido escolhido o material adequado, o desenvolvimento do sistema de termoacumulação passa ao projeto de um trocador de calor. Esta etapa precisa levar em conta as condições reais de operação do sistema e prever quais os parâmetros que influenciam mais fortemente o seu problema. Isto pode ser alcançado, com certo grau de precisão, através de simulação numérica baseada em modelos matemáticos. Este método apresenta a atrativa vantagem de reduzir custos na análise da performance de um sistema de termoacumulação e avanços constantes de tecnologia de computação contribuem para torná-lo uma ferramenta cada vez mais difundida (DINÇER; ROSEN, 2011). Neste âmbito, o processo de solidificação de material, principal regente dos sistemas de termoacumulação por calor latente, é estudado há décadas.

Bansal e Buddhi (1992) realizaram um estudo analítico de termoacumulação por calor latente em um tanque cilíndrico ligado a um aquecedor solar. Seu modelo assume uma distribuição periódica de temperatura dentro do MMF e permite calcular, além da energia armazenada e da eficiência do sistema, a variação da zona de fusão ao longo do tempo. Os resultados da utilização do modelo mostraram que a eficiência de acumulação depende não apenas no calor latente de fusão do material, mas também da temperatura de mudança de fase e dos parâmetros meteorológicos. Os autores concluem que um MMF com maior condutividade térmica resultará em um sistema com eficiência menos sensível às variações climáticas.

Ismail, Henríquez e da Silva (2003) avaliaram, em estudo paramétrico, o processo de solidificação da água dentro de uma cápsula esférica, através de simulação numérica. Investigaram-se os efeitos do tamanho da cápsula, de seu material e da temperatura inicial do sistema sobre a fração de massa solidificada e sobre o tempo de solidificação. O modelo utilizado considera condução de calor unidimensional com mudança de fase e convecção como condição de contorno externa. Os resultados foram validados por experimento com termopar e mostraram boa concordância com os dados nele obtidos.

Por outro lado, Ismail e Henríquez (2002) desenvolveram modelo numérico de um sistema de termoacumulação composto de um tanque cilíndrico repleto de cápsulas esféricas cheias com MMF e sujeito a um escoamento fluido a baixa temperatura. O tanque é subdividido em camadas e se considera uma condição simplificada de condução de calor unidimensional. A transferência de calor nas esferas é calculada utilizando o mesmo modelo citado acima. Experimentos utilizados para validar o modelo mostraram boa concordância dos resultados, exceto pela existência do fenômeno de super-resfriamento, o qual foi detectado experimentalmente, mas não previsto pelo modelo numérico.

Simulação, no entanto, não se restringe ao estudo do processo físico de transferência de calor apenas. A busca por redução de custos operacionais por parte da indústria e do comércio faz com que seja atrativo o uso de modelos matemáticos que incluam fatores econômicos e que possam lançar luz sobre os ganhos monetários de se aplicar um sistema de termoacumulação. A técnica de *peak shaving* utiliza-se bastante de modelos deste tipo e é aplicada frequentemente, com o intuito de reduzir custos operacionais por meio do nivelamento de curvas de carga (DINÇER; ROSEN, 2011). De fato, Zheng, Ma e Wang (2014) propuseram a aplicação de sistemas de

termoacumulação por água gelada ou por gelo para distribuir cargas de refrigeração em *datacenters*. Através de um modelo matemático e de simulação, concluíram que seria possível atingir redução diária de custos de até US\$ 2.668,00 para custos de capital e de US\$ 825,00 para custos operacionais.

O uso de termoacumulação em aplicações de refrigeração também é objeto de estudo. A redução de custos nesses sistemas pode ser obtida através do deslocamento do consumo de energia elétrica para períodos fora de pico. Baseado neste conceito, Kobayakawa (2011) realizou estudo de viabilidade econômica de um sistema de termoacumulação com água gelada para uso em um centro comercial da região do Vale do Paraíba. Seu trabalho envolveu a avaliação da curva de demanda energética do estabelecimento como base para uma proposta de redistribuição de cargas e nivelamento de consumo de energia. A viabilidade do sistema fica comprovada por uma economia mensal de aproximadamente 35% no custo mensal de operação.

Dentro de contexto similar, um estudo quanto ao uso de termoacumulação com tanques de gelo em produção de ar condicionado foi conduzido por Sanaye e Shirazi (2013). Seus resultados previram uma redução de consumo de energia elétrica de 9,8% em relação a um sistema convencional e um período de 3,45 anos para haver retorno financeiro do investimento.

Para Wilkinson et al. (2014), no entanto, previsões de sistemas otimizados para redução de custos através de termoacumulação tendem a obter resultados aquém dos prometidos quando aplicados no mundo real. Isso se deve a “uma desconexão entre projeto de construção, decisões operacionais e resultados previstos em simulação de modelos” (WILKINSON et al., 2014, p.1). Os autores sugerem, então, estratégias de operação e de gerenciamento de energia que auxiliem a detecção das imperfeições reais desconsideradas em modelos teóricos perfeitos.

Apesar do interesse bastante difundido em outras áreas, a literatura atualmente possui escassez de estudos voltados à aplicação de termoacumulação em sistemas oceânicos, como navios ou plataformas de exploração *offshore*. Baldi et al. (2015) realizaram um estudo de caso do emprego de um tanque de 1000 m³ de óleo térmico na operação de um navio tanque. O tanque deveria armazenar calor oriundo do excesso de calor de rejeito produzido pela combustão do motor principal. O calor armazenado, então, seria utilizado para aquecimento durante os períodos de atracação da embarcação, reduzindo a utilização das caldeiras auxiliares, que

geralmente operam em condições não favoráveis. Através de um modelo simplificado do problema, os autores concluem que uma redução de até 80% no consumo de combustível para estas caldeiras pode ser atingida, o que resultaria em economias anuais de aproximadamente US\$ 268.000,00.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 TERMOACUMULAÇÃO

Dá-se o nome de termoacumulação ao ato de, através do resfriamento, do aquecimento ou da mudança de fase de um meio, acumular energia térmica para aplicação posterior (DINÇER; ROSEN, 2011). Desde há muito que já são conhecidos sistemas de termoacumulação. De acordo com Pavan (2004, *apud* OLIVEIRA, 2010, p. 14), estes remontam à época em que “blocos de gelo eram cortados de superfícies congeladas de lagos, transportados e armazenados para posterior utilização, principalmente na conservação de alimentos”.

Conceitualmente, pode-se armazenar energia térmica segundo duas abordagens diferentes. A primeira consiste em tomar proveito de ocasiões em que há transferência de calor espontânea entre dois meios, armazenando a energia transferida no processo. Como exemplo deste conceito, pode-se citar a captação de calor oriundo dos raios solares em um dia de verão para uso posterior.

A segunda corresponde à utilização de outra forma de energia (geralmente, elétrica) para gerar um fluxo de calor previamente inexistente, como no resfriamento de um material até uma temperatura mais fria do que a do ambiente ao seu redor. Em outras palavras, trata-se da transformação de energia em sua forma original para energia térmica. Esta abordagem pode ser encontrada em centros comerciais do país, que produzem “energia fria” durante a noite, através do acionamento de seus *chillers*, para utilização na climatização de seu ambiente durante o dia.

O processo de termoacumulação envolve três etapas básicas: carga, armazenagem e descarga (DINÇER; ROSEN, 2011, p.86). Embora estejam assim classificadas, algumas dessas etapas podem ocorrer simultaneamente. A figura 1 ilustra este conceito.

O princípio da utilização de termoacumulação é o de alinhar a demanda por energia térmica à sua produção ou disponibilidade. Esta defasagem - entre o momento em que se necessita de calor (ou frio) e o momento em que é possível obtê-lo – define o período de armazenamento do sistema de termoacumulação. Este pode variar desde um dia (sistemas de armazenamento diário) até o tempo transcorrido entre diferentes estações do ano (armazenamento sazonal).

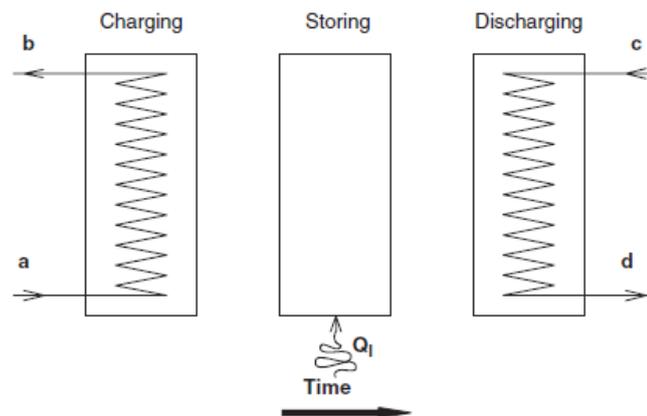


Figura 1 - Etapas de um sistema de termoacumulação. Da esq. para a dir.: Carga, Armazenagem e Descarga. O calor Q_i corresponde à energia térmica infiltrada no sistema durante a armazenagem. Fonte: DINÇER e ROSEN, 2011, p.87.

Por exemplo, em países nas zonas mais próximas dos círculos polares há grande demanda por calefação durante o inverno, enquanto há certa disponibilidade de calor nos dias mais quentes de verão. Termoacumulação pode ser usada para armazenar a energia disponível durante a estação mais quente para uso nos dias mais frios que se seguirão. Por outro lado, pode-se também usar o calor oriundo dos raios solares para aquecimento durante a noite.

Não são apenas fatores ambientais que influenciam as condições de obtenção de energia térmica, no entanto. Nos casos em que for necessária a produção de calor (ou frio) a partir de outras formas de energia, a disponibilidade destas restringirá os períodos em que aquele pode ser produzido. Este é o caso, no Brasil, da utilização de energia elétrica, que apresenta tarifas mais caras durante os horários de pico de demanda, o que estimula os que dela se utilizam para gerar energia térmica a transferir sua produção para horários fora do pico.

Este fato é um dos responsáveis pela crescente popularização dos sistemas de termoacumulação no país. Nem sempre foi assim, porém. Ainda no século passado, na década de 30, utilizava-se a termoacumulação apenas em instalações que demandavam cargas térmicas elevadas, porém por períodos de curta duração e longo tempo de ociosidade dos equipamentos. Este era o perfil de seus usuários.

Tal situação só sofreu modificação a partir dos anos 70 quando os custos para produção de energia elétrica aumentaram significativamente, tendo as empresas geradoras e distribuidoras de energia elétrica elevado o custo do consumo e também o da demanda elétrica (Kw.h e Kw) enquanto que os recursos financeiros destinados

a esta área foram diminuindo, obrigando a busca de alternativas que suprissem a necessidade dos usuários.

Esse modelo de distribuição de energia, que sobrecarrega o usuário que trabalha com picos acentuados de demanda, provocou a necessidade de se encontrar técnicas que suavizassem a curva de carga, diminuindo a ocorrência de cargas altas de curta duração. A termoacumulação passou, então, a ser utilizada como ferramenta de gerenciamento energético, por possibilitar o nivelamento e a distribuição de carga ao longo do tempo.

Podemos dizer, então, que a finalidade básica da termoacumulação não é a economia de energia em si mesma, mas o gerenciamento de fontes energéticas. Reduções no consumo de energia serão resultado de uma utilização adequada e de um sistema bem dimensionado. Algumas estratégias para obter estes resultados serão discutidas mais adiante.

Benefícios oriundos da utilização de sistemas de termoacumulação são: (DINÇER; ROSEN, 2011, p. 89):

- aumento da capacidade de geração – por meio do armazenamento de energia produzida em períodos de baixa demanda;
- melhor operação de plantas de cogeração – pode-se gerar energia sem estar necessariamente atrelado à carga térmica instantânea;
- transferência do consumo de energia para períodos mais baratos e
- aumento da confiabilidade do sistema.

Um termoacumulador armazena energia térmica graças à variação da energia interna de um material. Pode-se chegar a tanto através da transferência de calor em duas formas: calor sensível, quando a energia interna do material varia segundo uma mudança de temperatura, e calor latente, quando ocorre mudança de fase do material. Assim, costumam-se classificar os sistemas de termoacumulação em sistemas por calor sensível e por calor latente. Uma discussão mais aprofundada de cada um é apresentada mais à frente.

Alguns autores, como Sharma et al. (2009) e Dinçer (2002), acrescentam ainda uma terceira classificação, incluindo os sistemas de termoacumulação por reações termoquímicas. Estas estão relacionadas à variação de entalpia produzida em reações químicas totalmente reversíveis. Segundo Dinçer e Rosen (2011), este método ainda não está totalmente consolidado, de modo que não será discutido mais a fundo neste trabalho.

Uma das aplicações em que termoacumulação é bastante difundida é o setor de refrigeração. Climatização de ambientes, conservação de alimentos e resfriamento de máquinas são alguns exemplos de setores que utilizam frio para seu funcionamento. Sistemas para armazenar energia térmica nesses casos geralmente utilizam água como material base, de modo que é comum o uso de expressões como “termoacumulação por água gelada” ou “termoacumulação com gelo”. Embora se classifiquem dessa maneira, os princípios de seu funcionamento são os mesmos de qualquer outro sistema de armazenamento térmico.

3.1.1 Termoacumulação por calor sensível

Neste método, a energia acumulada corresponde à transferência de energia que ocorre entre um material e o meio à sua volta quando há diferença de temperatura entre eles. Por definição, dá-se a esta transferência o nome de calor sensível. Ela acontece apenas no sentido do corpo de maior temperatura para o de menor temperatura. Deste modo, sistemas de termoacumulação para aplicações em refrigeração, em que o material de armazenamento é resfriado, não acumulam, formalmente, energia térmica, mas sim, a falta dela. Para facilitar, utiliza-se a terminologia “energia fria” para descrever estes casos.

A quantidade de energia armazenada em um sistema de calor sensível pode ser determinada pela equação fundamental da calorimetria:

$$Q = mc_p\Delta T \quad (1)$$

em que: Q é a quantidade de energia transferida (calor sensível); m é a massa do material; c_p é o calor específico do material e ΔT é a diferença de temperatura.

A habilidade que um material tem de armazenar energia está fortemente ligada ao valor do seu calor específico, o qual é medido, no SI, em unidades de J/kg.K (joules por quilograma-kelvin). Água é uma escolha comum para ser material de armazenamento, devido ao seu alto calor específico (aprox. 4,2 kJ/kg.K), no entanto, está limitada à faixa de temperaturas entre 0°C e 100°C. Outros materiais podem ser utilizados em temperaturas fora dessa faixa. Rochas e cerâmicas são opções muito utilizadas quando diferenças de temperaturas são altas.

As aplicações para termoacumulação por calor sensível são tão variadas quanto forem os casos de utilização de calor ou frio. Aquecimento de água para uso

residencial, aquecimento de tanques industriais e ar-condicionado de grandes espaços comerciais são apenas alguns exemplos onde se pode encontrar este tipo de tecnologia.

No âmbito da refrigeração, os já citados exemplos de termoacumulação por água gelada encontram-se bastante difundidos. Particularmente, o setor de condicionamento de ar é beneficiado por esta técnica. Nestes casos, geralmente a água é resfriada e armazenada a temperaturas entre 4,5° e 5,5°C. Estas temperaturas são compatíveis com os sistemas convencionais dos resfriadores de água e com os sistemas de distribuição (OLIVEIRA, 2010).

Normalmente, sistemas assim possuem um compressor, um condensador e um evaporador que resfria água, normalmente agrupadas em uma só unidade, conhecida como “*chiller*”. É comum que o condensador seja do tipo "casco-e-tubo", utilizado em conjunto com torres de resfriamento e bombas d'água de condensação (MATOS, 2008). A figura 2 ilustra o arranjo em questão.

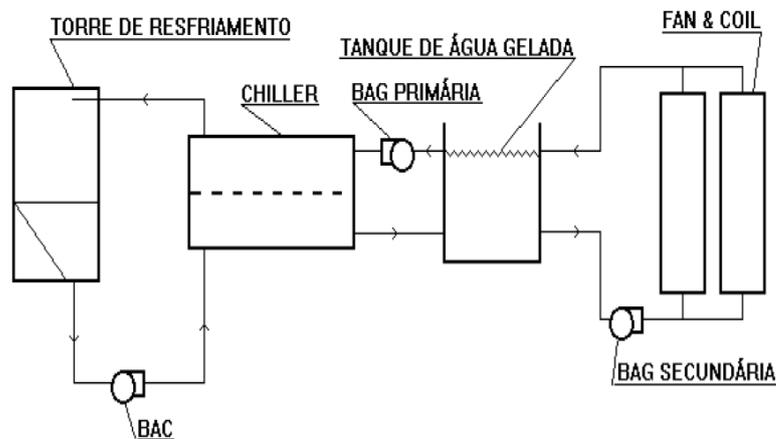


Figura 2 - Esquema representativo de um sistema de termoacumulação por água gelada. Fonte: MATOS, 2008.

Os *chillers* são responsáveis pela refrigeração do fluido de trabalho. São usados em indústrias que necessitam de refrigeração em seu sistema de produção e também como base em sistemas de ar condicionado.

Os Fan Coils podem ter seu nome traduzido como ventiladores de serpentina. Sua função é distribuir o ar gelado para o ambiente a ser refrigerado.

As torres de resfriamento tem como principal função trocar calor para resfriar a água que vem de sistemas de geração de potência, ou de sistemas de refrigeração. Uma torre de resfriamento é basicamente um trocador de calor com diversos

equipamentos acessórios para se conseguir a máxima área de contato com o fluido que tem que ser resfriado (CREDER, 2004).

3.1.2 Termoacumulação por calor latente

Esta técnica utiliza a energia térmica transferida a um material enquanto este passa por um processo de mudança de fase. Formalmente, este trânsito de energia recebe o nome de calor latente. A quantidade de energia transferida Q relativa à mudança de fase completa de um corpo de massa m feito de um material homogêneo é dada por:

$$Q = m L \quad (2)$$

em que L corresponde ao calor específico latente do material, expresso em unidades de J/kg no SI.

O calor latente associado à mudança de fase de um material, para um dado meio, atinge, normalmente, valores consideravelmente mais altos do que o calor sensível. Isto se dá primariamente por conta do valor do calor específico. Para efeito de comparação, o calor latente para a fusão da água é de aproximadamente 333 kJ/kg, enquanto o seu calor específico a pressão constante é 4,18 kJ/kg.K. Isso significa que, para armazenar, através de calor sensível, a energia associada à solidificação de 1 kg de água em gelo, é necessário sujeitar uma massa de água da ordem de 80 kg a uma diferença de temperatura de 1 K.

Segue-se diretamente, portanto, a conclusão de que, para um mesmo volume instalado, sistemas de termoacumulação são capazes de armazenar mais energia do que sistemas por calor sensível. Esta vantagem torna os sistemas por calor latente atrativos para aplicações em que se necessite de grandes quantidades de energia armazenada, como em aplicações de energia solar. Além disso, o fato de que a transferência de calor na mudança de fase ocorre a temperatura constante também é vantajoso, pois permite uma menor faixa de temperaturas na operação.

Evidentemente, um sistema de termoacumulação por calor latente precisa utilizar um material que passe por mudança de fase em algum ponto dentro da faixa de temperaturas em questão. A tais substâncias, dá-se o nome de material de mudança de fase (MMF). Uma escolha comum são os compostos salinos, tanto sais eutéticos como hidratos de sais. O sulfato de sódio decahidratado, conhecido como

sal de Glauber, é um MMF muito utilizado por sua grande capacidade de armazenamento (280 kJ/kg) e por ter uma temperatura de mudança de fase compatível com sistemas de energia solar (31.5 °C) (DINÇER; ROSEN, 2011).

Parafinas também podem ser escolhidas para uso nesta aplicação. Por serem quimicamente inertes, não tóxicas e baratas, apresentando também um calor latente de fusão da ordem de 140 kJ/kg, tem sido pesquisadas ao longo das últimas décadas para serem utilizadas como MMF.

Outro material que pode ser utilizado é a água, em aplicações de armazenamento de frio, na sua transformação para o gelo à temperatura de 0 °C. Suas vantagens incluem o baixo custo de obtenção e os valores altos de calores específicos, se comparada a outros materiais de mudança de fase. Um fator complicador de seu uso é a baixa temperatura de solidificação. Quando se utiliza a água como MMF, é comum chamar-se esse sistema de termoacumulação por gelo.

Diversos são os sistemas de termoacumulação de gelo que tem sido utilizados ultimamente no Brasil com o propósito de deslocar o consumo para o horário fora de pico. São eles: *Ice Chiller*, *Ice-Bank* e *Ice In Containers* (MATOS, 2008).

ICE CHILLER - sistema típico de acumulação de gelo composto de: compressor, condensador, válvula de expansão, e uma combinação de evaporador/unidade de acumulação. Esta última consiste em uma serpentina multi-tubular, submersa em um tanque de água, com um agitador para manter a uniformidade do gelo na sua fabricação e no degelo. O gelo é formado em torno do tubo do evaporador e é fundido através da água quente de retorno do sistema.

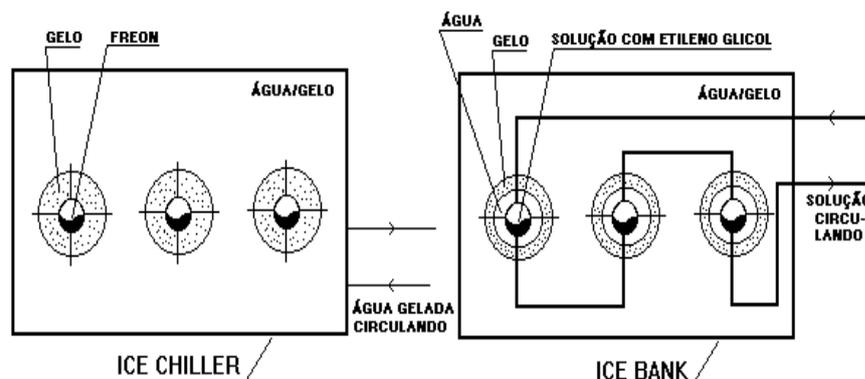


Figura 3 - Comparação entre *ice-chiller* e *ice-bank*. Fonte: MATOS, 2008.

ICE-BANK - consiste de um tanque de polietileno com uma serpentina de plástico, enrolada em forma de espiral. Por dentro da serpentina circula uma solução de água com etileno-glicol e por fora fica armazenada a água ou o gelo, que neste caso, não é colocada em circulação. Durante o ciclo de carga, a solução circula a cerca de -4°C , congelando a água dentro do tanque. Durante o ciclo de descarga, a solução vai aos fan-coils e passa na volta por dentro do tanque, fundindo o gelo.

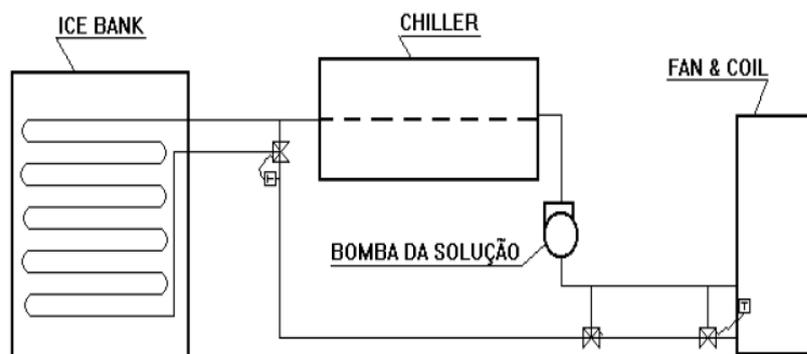


Figura 4 - Sistema de acumulação *Ice-bank*. Fonte: MATOS, 2008.

ICE IN CONTAINERS: consiste de tanques contendo recipientes plásticos flexíveis com água no seu interior. Os tanques podem ser de polietileno, aço ou concreto, abertos ou fechados, inclusive tanques enterrados em estacionamento, sem ocupar área construída. Os recipientes podem ser esféricos ou retangulares. Uma solução de água com etileno-glicol circula pelos chillers e pelos tanques passando por sua carcaça. O uso de esferas permite uma maior transmissão de calor e, conseqüentemente, menor volume do tanque para a mesma capacidade térmica.

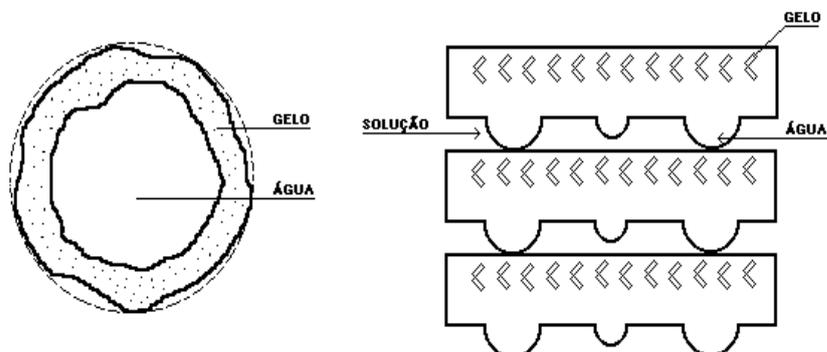


Figura 5 - Representação de *ice-in-containers*. Fonte: MATOS, 2008.

3.1.3 Estratégias para economia por meio de termoacumulação

Os sistemas de termoacumulação são considerados uma “tecnologia de energia avançada” (DINÇER, 2002, p.1). Em programas de economia de energia, presentes em diversos setores, figuram como elementos importantes. Como esta tecnologia não se caracteriza pela busca de economia de energia como um fim em si mesma, mas pela alteração no perfil de sua utilização, algumas estratégias precisam ser traçadas para que se possa experimentar redução nos custos relacionados ao consumo ou produção de energia.

A primeira forma de economizar com auxílio de termoacumulação é tomando proveito de energia excedente ou de energia de rejeito que esteja disponível. Toda a energia que for armazenada desta maneira pode ser considerada gratuita, uma vez que seria perdida de outra forma.

Fontes comuns de energia assim são: gases de exaustão de turbinas, caldeiras ou motores; correntes de ar de exaustão; calor coletado de painéis solares; energia geotérmica; calor rejeitado por um condensador de equipamentos de refrigeração etc.

Suponha-se um usuário de energia do setor industrial que utiliza combustíveis fósseis em seus processos. Deseja-se instalar um sistema de termoacumulação para aproveitar o calor dos gases de rejeito da produção durante o dia e utilizá-lo durante a noite para aquecimento de determinado espaço. Se a energia excedente for armazenada e utilizada em lugar de adicionar mais energia primária (queima de combustíveis nas caldeiras), haverá redução dos custos associados à produção desta última. Para que a instalação de um sistema como esse seja economicamente viável, o custo da energia primária que foi substituída deve também exceder os custos de capital, manutenção e operação do sistema de termoacumulação.

Outra estratégia de economia é a redução da demanda por energia elétrica, o que reduz as suas tarifas. Consegue-se tal feito por meio da redução ou eliminação do acionamento elétrico de máquinas de aquecimento ou refrigeração durante períodos de pico de demanda elétrica. Os equipamentos passam a operar para carregar o sistema de termoacumulação durante os períodos fora de pico e podem ficar desligados ou operando a menor capacidade durante os períodos de pico. A figura 6 ilustra esta ideia.

Quando a capacidade do sistema de termoacumulação é suficiente para suprir toda a demanda térmica do usuário, diz-se que o sistema é de armazenamento total. Caso não, chama-se armazenamento parcial.

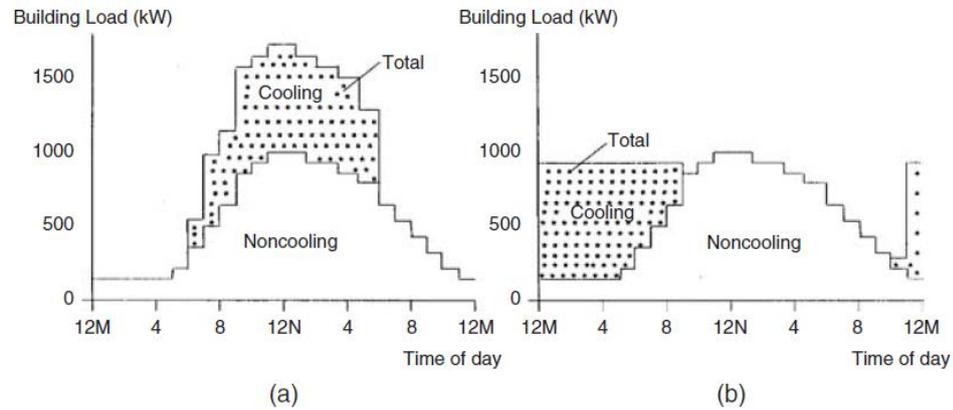


Figura 6 - Perfis de utilização de energia para um determinado consumidor (a) sem termoacumulação e (b) com termoacumulação total. Fonte: DINÇER e ROSEN, 2011.

Ainda outra forma pela qual a termoacumulação pode resultar em economia é a diminuição de capacidade instalada em equipamentos. Em alguns casos, a carga térmica de uma determinada aplicação apresenta picos acentuados que ocorrem por curtos períodos de tempo. Os sistemas geralmente são dimensionados para atender a todas as situações, de modo que existe excesso de capacidade durante os períodos fora de pico. Pode-se tirar vantagem da diferença entre a carga máxima e a carga média do sistema e possibilitar o uso de máquinas menores através de termoacumulação.

Por exemplo, considere-se um hotel que apresente uma demanda de frio tal que seu pico seja de 200 kW, sua carga média seja de 100 kW. O chiller a ser utilizado deverá ser dimensionado de modo a atender ao valor de 200 kW, muito embora precise operar abaixo disso durante a maior parte do tempo. Se um sistema de termoacumulação for instalado, pode-se armazenar energia excedente durante os períodos fora de pico e a capacidade necessária do chiller pode cair para, por exemplo, 125 kW. Quando a demanda térmica exceder a capacidade do chiller, durante o horário de pico, utiliza-se energia armazenada para supri-la. Este regime de operação reduz custos de capital (aquisição de um chiller menor) e custos de operação (menos equipamento de refrigeração precisará ser mantido).

Dentro deste contexto, pode-se fazer referência ao fator de utilização das máquinas de refrigeração. No caso sem termoacumulação, a demanda total de

energia elétrica do sistema seria de 2.400 kWh, enquanto a capacidade instalada do chiller seria de 4.800 kWh, o que resultaria em um fator de utilização de 50%. Com um sistema de termoacumulação, porém, a capacidade instalada do chiller cairia para 3.000 kWh e o fator de utilização seria de 80%.

3.2 REFRIGERAÇÃO EM NAVIOS

Navios são veículos grandes e complexos e que precisam ser autossuficientes em seu ambiente por longos períodos de tempo. Além de sua estrutura, de seu comportamento hidrodinâmico e navegabilidade e de seu potencial econômico enquanto meio de transporte, também são objeto de estudo os diversos sistemas que os propulsionam e operam. São alguns deles: propulsão, sistema de governo, amarração e ancoragem, movimentação de carga, condicionamento de ar e geração de energia.

De modo geral, podem-se dividir os espaços de um navio em três principais áreas: os espaços para carga, as acomodações e o espaço para máquinas. Cada tipo de navio apresentará estas três regiões em tamanhos diferentes. Navios mercantes, como petroleiros ou graneleiros, tem a maior parte de seu volume interno destinado a carga, enquanto navios de passageiros tem grandes acomodações e embarcações como os PLSVs (*Pipe-Laying Support Vessels*) possuem grande quantidade de equipamento embarcado.

Comumente, a maior parte da maquinaria existente em um navio está organizada dentro da região conhecida como praça de máquinas. Ali encontram-se diversos equipamentos e sistemas auxiliares, cujo arranjo é fortemente determinado pelo tipo de máquinas de propulsão instaladas, já que o sistema propulsivo figura entre os mais importantes existentes nas embarcações. A figura 7 mostra um desenho esquemático de uma embarcação em corte, com destaques de algumas regiões de interesse.

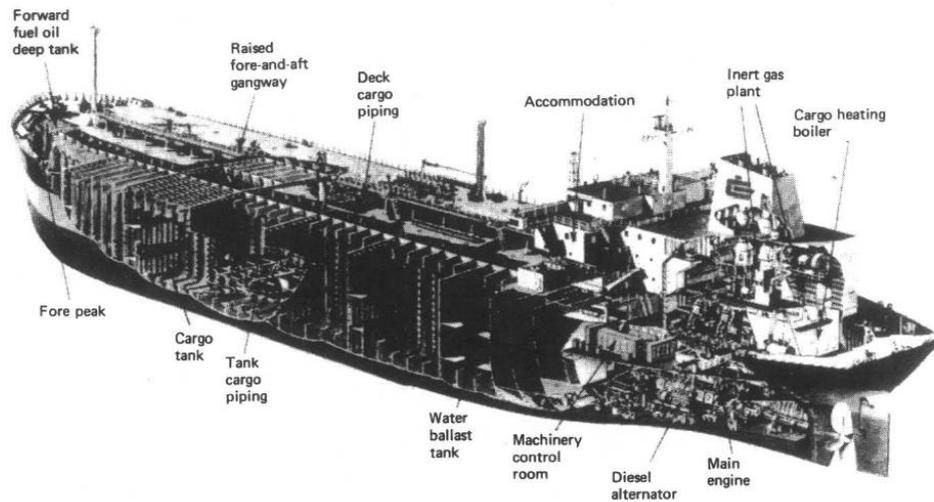


Figura 7 - Desenho esquemático de um navio, corte lateral. Fonte: TAYLOR, 1996.

Dentro deste contexto, incluem-se os equipamentos relacionados à refrigeração. Esta pode ser definida como o processo de redução da temperatura de um ambiente, ou de seu conteúdo, abaixo daquela ao seu redor. Em um navio, pode ser utilizada para: resfriamento e manutenção de carga (embarcações de pesca, por exemplo) ou resfriamento dos ambientes de acomodações.

3.2.1 Princípio básico de funcionamento dos sistemas de refrigeração

O sistema de refrigeração usualmente existente no setor marítimo funciona segundo o ciclo de vapor-compressão. Neste, empregam-se um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. Um fluido refrigerante é usado, circulando por estes componentes, como meio para remover calor de um ambiente, refrigerando-o. A energia térmica é então rejeitada para outro meio.

O refrigerante chega ao compressor em forma de gás e tem sua pressão elevada pelo seu funcionamento. Como consequência, sua temperatura também sofre um aumento. Em seguida, é conduzido a passar por um condensador, onde é resfriado devido à passagem de ar ou água mais frias. Por conta da diminuição de temperatura e devido à alta pressão, o gás se condensa. O refrigerante líquido passa, então, por uma válvula de expansão, que diminui sua pressão ao mesmo tempo em que regula sua passagem ao evaporador. Neste, fluido a alta temperatura troca calor com o refrigerante quente, fazendo com que este reaqueça e evapore, enquanto o fluido,

agora mais frio, retorna ao ambiente a ser resfriado. Ao sair do evaporador, o refrigerante gasoso é levado novamente ao compressor e o ciclo se reinicia.

O condensador pode resfriar o líquido refrigerante de duas maneiras: por ar ou por água. O primeiro método é utilizado em plantas menores. Em navios, o segundo método pode utilizar água doce ou água do mar. Água doce é usual em sistemas que apresentam apenas um condensador central, mas a água é capaz de entregar temperaturas mais baixas na saída do condensador (TAYLOR, 1996).

O fluido refrigerante a ser escolhido deve ser capaz de evaporar a baixas temperaturas e a pressões razoáveis. Deve também poder condensar aproximadamente à temperatura da água do condensador. Ademais, devem-se evitar propriedades tóxicas, explosivas, inflamáveis e corrosivas ao máximo.

Compressores marítimos podem ser de três tipos: centrífugos, recíprocos e de parafuso. Os compressores centrífugos são muito utilizados em grandes instalações de ar condicionado. Já os do tipo recíproco, podem ser usados em qualquer aplicação, devido a sua versatilidade, e geralmente são compactos. Por fim, os compressores de parafuso são usados no lugar dos recíprocos para grandes instalações, por serem ainda mais compactos, e por terem maior capacidade.

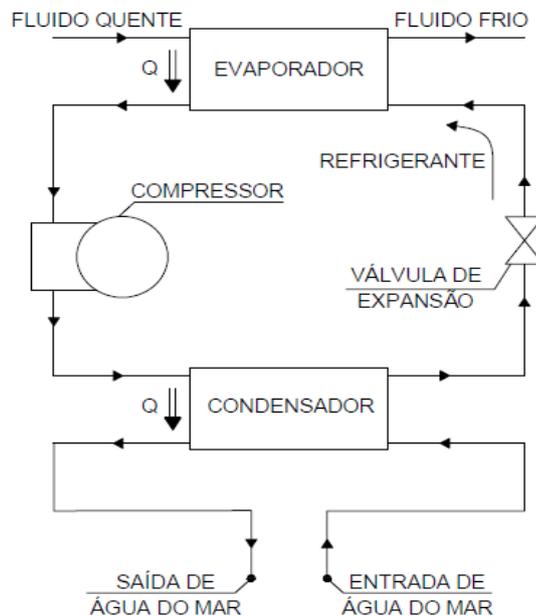


Figura 8 - Esquema representativo do ciclo de vapor-compressão com água do mar no condensador.

Quanto aos evaporadores, tem-se duas categorias: os que trocam calor do fluido refrigerante diretamente para o ar do recinto a ser resfriado e os que trocam calor do fluido refrigerante para um fluido intermediário. O primeiro tipo caracteriza um sistema de expansão direta e geralmente consiste de um banco de tubos aletados, por dentro dos quais passa o refrigerante, que recebe o calor do ar que passa por fora e, com isso, evapora. Já o segundo, está presente em sistemas de expansão indireta e normalmente é do tipo casco-e-tubo, havendo passagem do refrigerante pelos tubos e do fluido intermediário pelo casco.

3.2.2 Refrigeração de carga em navios

Embarcações que transportem carga refrigerada usualmente tem vários espaços separados (porões, tanques, contêineres etc) que devem ser resfriados. Não raro, é preciso manter cada espaço a uma temperatura diferente. Consegue-se tal feito por meio de um sistema de expansão indireta: uma planta de refrigeração central que opera em conjunto com um sistema de circulação de salmoura e um sistema de circulação de ar.

Uma planta de refrigeração central apresenta um compressor e um condensador operando da mesma maneira do explicado para o ciclo de vapor-compressão. Na saída do condensador, o fluxo de refrigerante divide-se em diversos outros circuitos independentes, cada qual com sua própria válvula de expansão. A partir daí, cada circuito conduz o gás refrigerante a um evaporador diferente dentro do *chiller* de salmoura. Depois da passagem pelo evaporador, o refrigerante retorna ao compressor para reinício do ciclo e a salmoura, agora fria, é bombeada ao resfriador de ar da região de carga. O fluxo de salmoura é controlado pela temperatura do ar que sai do resfriador. A figura 9 ilustra este esquema.

Na área de carga, o ar resfriado circula por todo o espaço e também através da carga. Um arranjo de ventiladores e dutos direcionam o ar para o resfriador e para debaixo da carga, que é empilhada em grades que permitem a passagem do ar frio.

Em navios com área de carga menor, pode-se usar um sistema de expansão direta. O princípio de seu funcionamento há de ser o mesmo, com a diferença de que não existirá um *chiller* de salmoura e cada evaporador promoverá a troca de calor entre o refrigerante e um fluxo de ar diretamente vindo do porão a ser resfriado.

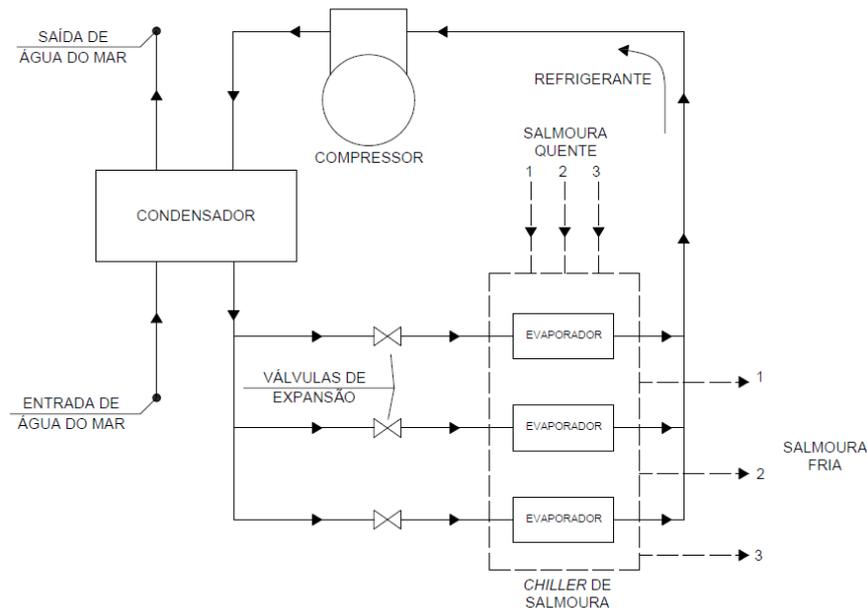


Figura 9 - Sistema central de refrigeração de carga por expansão indireta. Fonte: TAYLOR, 1996 (adaptado).

Um grande exemplo de embarcação que utiliza refrigeração por vapor-compressão são os pesqueiros de atum. Estes navios utilizam um sistema de expansão indireta com água do mar e salmoura, semelhante ao exemplificado anteriormente. Outras tecnologias para geração de frio estão sendo estudadas, com particular sucesso de sistemas de adsorção para aproveitar o poder calorífico dos gases de exaustão dos motores principais em barcos de pesca (WANG; WANG, 2005).

Navios porta-contêineres precisam também ter sistemas de refrigeração para acondicionamento de unidades que precisam de frio. Uma problemática surge se o navio não dispõe de um arranjo embutido para resfriar contêineres deste tipo, ou se transporta poucas unidades deles. Nestes casos, podem-se usar unidades de refrigeração modulares, conhecida como unidades “clip-on”, em cada contêiner, ou refrigeradores integrados à estrutura destes. Energia elétrica deve ser provida para funcionamento em ambos os casos.

Navios que transportam especificamente contêineres refrigerados deverão ter sistemas de refrigeração embutidos, com a distribuição de ar frio sendo feita através de dutos. Este sistema funciona em conjunto com o projeto padrão de contêineres segundo a ISO, segundo o qual os contêineres possuem duas portinholas localizadas no lado oposto ao das portas de carregamento. Uma é localizada na parte inferior e a

outra na parte superior da unidade. Os dutos conectam-se às portinholas e o ar chega, frio, pela portinhola inferior e deixa o contêiner pela passagem superior, agora estando mais quente.

3.2.3 Ar-condicionado em navios

O principal propósito de um sistema de ar condicionado é o de prover condições confortáveis de habitação às pessoas presentes em um determinado ambiente. Isto exige: o controle de temperatura e de umidade para níveis aceitáveis e a quantidade correta de ventilação no recinto. Em países tropicais, como o Brasil, é comum pensar em condicionamento de ar apenas com refrigeração. No entanto, o mais correto é incluir também o uso de aquecimento para controle de temperatura no âmbito de ar-condicionado.

Segundo Creder (2004), as instalações de ar-condicionado com refrigeração podem ser divididas nos seguintes tipos:

- aparelhos individuais, condensados a ar;
- instalações centrais com condensação a ar;
- instalações centrais com condensação a água em circuito aberto ou fechado;
- instalações centrais com condensação a vapor d'água e
- instalações centrais com circulação de água gelada nas serpentinas.

Para Rawson e Tupper (2001), as instalações de ar-condicionado em navios mercantes correspondem às do terceiro tipo, por meio do uso de um sistema fechado de água do mar. Tais instalações podem utilizar tanto expansão indireta, produzindo água gelada que resfriará o ar a ser transportado às acomodações, quanto expansão direta. A figura 10 representa um sistema de expansão indireta típico de embarcações.

Três arranjos principais de sistemas de condicionamento de ar são usados em navios: os de duto simples, os de duto duplo e os de duto simples com reaquecimento.

Nos sistemas de duto simples, unidades centrais de refrigeração são usadas para distribuir ar condicionado para um certo número de acomodações via um só tubo ou duto. Em climas quentes, o ar, que é uma mistura de ar de recirculação e ar fresco, é resfriado e desumidificado. Já em climas frios, a mistura de ar é aquecida e umidificada. A unidade central controla a temperatura do ar que é fornecido. As

4 METODOLOGIA DE ANÁLISE DE SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO

Tendo sido apresentados, em linhas gerais, os fundamentos teóricos relevantes, esta seção do trabalho propõe-se a descrever uma breve metodologia para um estudo preliminar de viabilidade de um sistema de termoacumulação. Esta aplica-se a sistemas de qualquer natureza e para qualquer finalidade. Em seguida, descreve-se um modelo numérico que pode ser utilizado para auxiliar a escolha de um sistema de termoacumulação com mudança de fase.

Para que se possa iniciar o estudo, é preciso que se tenha conhecimento de algumas variáveis do problema. Primeiramente, é preciso que se conheça o perfil de utilização de energia térmica do usuário base, aquele cuja performance será comparada à do sistema com termoacumulação. Conforme já foi dito neste trabalho, o princípio básico destes sistemas está pautado no gerenciamento de energia e na possibilidade de haver um deslocamento de cargas no tempo. A informação acerca do uso de energia em uma determinada situação é condição *sine qua non* para que se possa definir quais as mudanças a serem feitas nas cargas térmicas, o que impactará diretamente sobre a escolha do sistema a ser usado, bem como de seus diversos componentes.

Determinar o perfil de consumo de energia térmica em determinada aplicação será uma tarefa diferente para cada caso. De forma geral, uma análise preliminar deste tipo pode ser conduzida em duas situações: no desenvolvimento de uma nova instalação, para a qual já existe uma proposta de utilização de energia e em uma proposta de mudança ou ampliação de uma instalação existente.

Na situação em que a instalação é completamente nova, não há meios de realizar medições de demanda ou de suas variações ao longo do tempo. Devem-se utilizar, então, estimativas que norteiem o desenvolvimento do projeto. Se a planta já existe, é possível obter informações do histórico de consumo de energia. O perfil de utilização da instalação será tão mais próximo do perfil médio quanto mais dados forem coletados, de modo que a abundância de informações é preferível à falta.

Conhecido o perfil de utilização, o passo seguinte deve ser o de definir a estratégia para a qual o sistema de termoacumulação deverá ser desenvolvido. Isto exige que sejam conhecidas condições internas e externas à planta em estudo, como a disponibilidade de energia térmica em excesso ou a configuração das tarifas de

demanda de energia elétrica. Tais informações permitem definir características como o tempo disponível para armazenamento, a capacidade total do sistema e o novo perfil de cargas elétricas com o funcionamento da termoacumulação.

Em seguida, é necessário determinar o tipo de termoacumulação que será utilizado. A escolha deve levar em consideração os parâmetros já mencionados e mais alguns outros, tais como: espaço disponível para a disposição das máquinas e dos tanques, faixa de temperaturas de operação, tempo de vida útil, eficiência etc. Para um sistema de calor sensível, devem-se determinar o arranjo, a forma e a quantidade dos tanques, bem como o material de armazenamento e o fluido de transferência de calor. Se calor latente, aplica-se o mesmo, devendo-se dar especial atenção à escolha do material de mudança de fase e havendo ainda a necessidade de decidir ou não pelo uso de encapsulação.

Uma ferramenta útil para a realização da tarefa descrita acima é a modelagem numérica. Restrições de tempo e custo são responsáveis por fomentar o uso desta técnica, que evolui rapidamente há algumas décadas, segundo o avanço tecnológico de computadores. Além disso, é comum que meios experimentais de avaliar um sistema de termoacumulação não estejam disponíveis, o que torna o método computacional ainda mais atrativo e valioso. Assim, não raro a equipe encarregada de projetar um sistema de armazenamento térmico lança mão de modelos numéricos que auxiliem a determinação de parâmetros diversos, como vazão de fluido de trabalho ou dimensões do armazenador.

Os passos mencionados acima são essenciais ao projeto de um sistema de termoacumulação de qualquer natureza, mas estão longe de serem exaustivos. Fatores econômicos, ambientais e de segurança precisam ser considerados em um estudo de viabilidade mais abrangente. Além disso, detalhes de instalação e operação serão definidos conforme se avança com o projeto, de modo que a natureza iterativa deste também influencia nas características do sistema de termoacumulação.

4.1 MODELO NUMÉRICO DE TERMOACUMULAÇÃO COM MUDANÇA DE FASE

O programa utilizado neste trabalho faz a simulação da operação de um tanque de termoacumulação em formato cilíndrico, cheio de cápsulas esféricas que contêm material de mudança de fase (MMF). Utilizou-se o modelo matemático proposto por Ismail e Henriquez (2002). Este modelo foi validado experimentalmente. O código, escrito em linguagem Matlab, foi baseado nos códigos desenvolvidos por Ismail e Henriquez (2002) e Monteiro et al. (2016). Foram implementadas alterações para que o programa fosse capaz de computar a energia térmica armazenada ao longo do tempo e para melhorar o desempenho de sua execução.

O modelo considera um sistema composto de um tanque cilíndrico de altura H e diâmetro D , dentro do qual estão arranjadas as cápsulas esféricas. Assume-se que as esferas estão empilhadas de modo que o tanque é dividido em N camadas, cada qual de altura igual ao diâmetro de uma esfera. Além disso, considera-se que as paredes do tanque são adiabáticas e que a variação de temperatura ocorre apenas na direção axial do tanque.

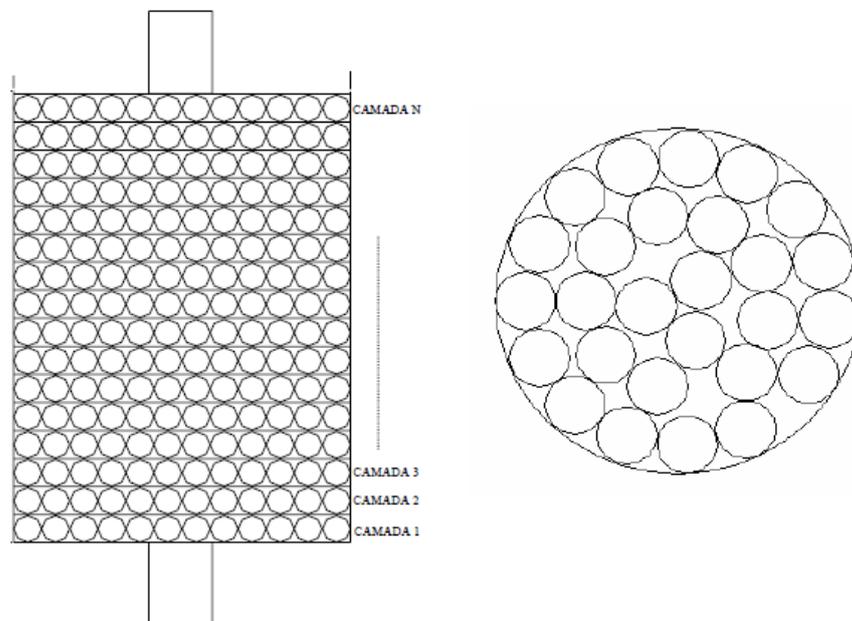


Figura 11 - Representação do tanque de termoacumulação considerado na simulação. Fonte: MALVINO, 2004.

A simulação considera que todo o sistema se encontra inicialmente a temperatura ambiente e é sujeito a um escoamento fluido a baixa temperatura. Estruturalmente, o programa consiste de uma rotina principal, associada aos cálculos de temperatura e transferência de calor referentes ao leito, e uma função subordinada

a esta, que considera o fenômeno de resfriamento com mudança de fase para uma esfera sujeita a um banho externo. Tal fenômeno ocorre da seguinte forma (MONTEIRO et al., 2016):

Inicialmente, acontece troca de calor sensível, que leva ao resfriamento do líquido dentro das esferas até que a camada em contato com a superfície esférica atinja a temperatura de mudança de fase e, conseqüentemente, forme a primeira camada solidificada. A partir deste momento o processo de mudança de fase continua até todo o líquido solidificar-se. Segue-se, a partir daí, resfriamento puramente condutivo no sólido até que o sistema atinja o equilíbrio térmico.

Nesta estrutura, o setor principal é responsável por receber as informações de entrada do programa, gerenciar as temperaturas de entrada e de saída em cada camada no tanque cilíndrico e acionar a função responsável pelos cálculos de transferência de calor nas esferas de cada camada. Além disso, também é responsável por realizar a variação temporal necessária para análises de transferência de calor em regime transiente, segundo o sistema de “marcha no tempo”: ao início de cada iteração, a variável temporal t recebe um acréscimo constante Δt .

A rotina subordinada, por sua vez, utiliza as informações atualizadas acerca da temperatura do fluido em cada camada e determina a variação de temperatura na direção radial para uma esfera desta camada. Como o perfil de velocidades é assumido como sendo uniformemente distribuído na direção radial do tanque, todas as esferas de uma camada sujeitam-se a mesma variação de temperatura. A informação de transferência de calor é então computada e enviada de volta para o programa principal, que o utiliza para determinar a variação de temperatura do fluido de trabalho na direção axial do tanque.

Para realização dos cálculos de transferência de calor em uma esfera, a rotina subordinada utiliza o método de diferenças finitas para discretizar as equações que governam o fenômeno. Utiliza-se uma malha móvel nesta modelagem, a qual divide as fases líquida e sólida em um mesmo número de nós N . O espaçamento entre os nós da malha varia com o avanço do processo de mudança de fase – a malha da fase líquida encolhe progressivamente e o oposto acontece com a malha da fase sólida.

Nos períodos em que há troca apenas de calor sensível, a malha permanece fixa, pois não há interface.

Os parâmetros de entrada, definidos no escopo do programa principal, são:

- parâmetros geométricos:
 - diâmetro das esferas, [m];
 - diâmetro do leito, [m];
 - altura do leito, [m];
 - quantidade de camadas de esferas, [m];
- parâmetros operacionais;
 - vazão do fluido, [kg/s];
 - temperatura de entrada do fluido no tanque, [°C];
 - temperatura ambiente, [°C];
- parâmetros computacionais
 - tempo de simulação, [s];
 - passo de tempo, [s] (1 s por padrão);
 - intervalo de tempo de impressão de resultados, [s] (300 s por padrão);
 - número de nós da malha do modelo da esfera (41 por padrão);
- propriedades termofísicas do fluido de trabalho:
 - condutividade térmica, [W/(m.°C)];
 - massa específica, [kg/m³];
 - calor específico, [J/(kg.°C)];
- propriedades termofísicas do MMF:
 - temperatura de mudança de fase, [°C];
 - condutividades térmicas das fases sólida e líquida, [W/(m.°C)];
 - massas específicas das fases sólida e líquida, [kg/m³], e
 - calores específicos das fases sólida e líquida, [J/(kg.°C)].

Os dados de saída do programa são os seguintes:

- temperaturas instantâneas do fluido de trabalho em cada camada, [°C];
- taxa instantânea de transferência de calor em cada camada, [W];
- energia térmica armazenada no sistema e em cada camada, [J];
- tempo de carregamento do sistema (caso este seja inferior à duração da simulação), [s];

- número de camadas solidificadas no período avaliado.

A figura 12 apresenta um fluxograma representativo das etapas do programa.

As informações de saída são armazenadas em matrizes unidimensionais (vetores), bidimensionais ou tridimensionais, a depender de sua aplicação no programa. A partir delas, podem-se criar gráficos que apresentem a variação temporal das grandezas de interesse.

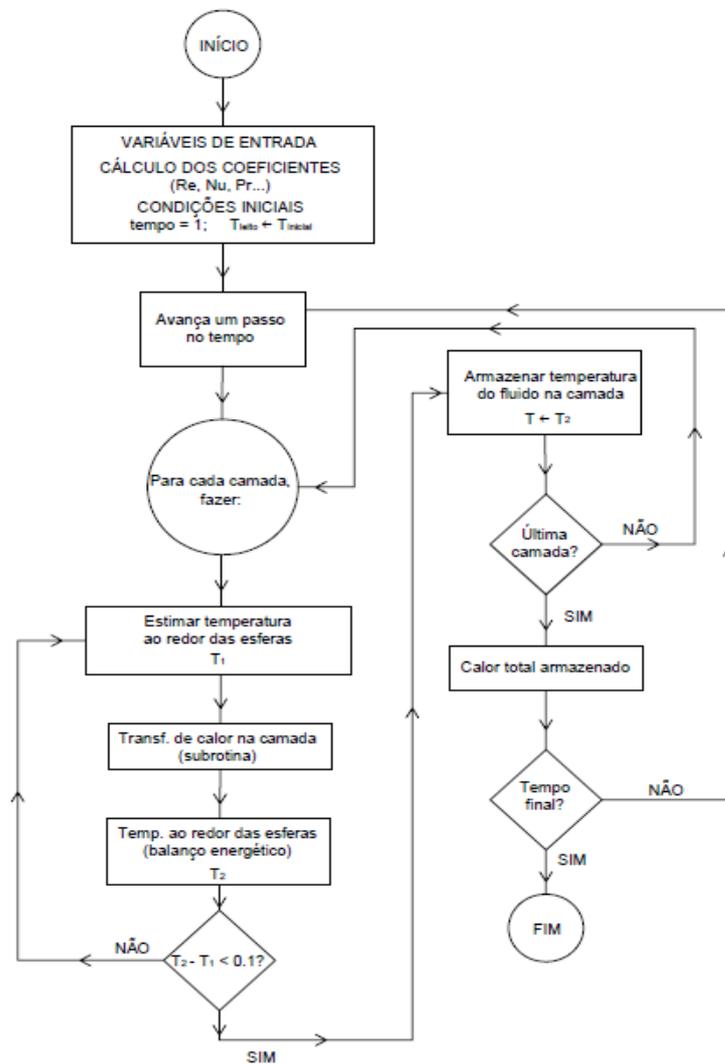


Figura 12 - Fluxograma representativo do funcionamento do programa em MatLAB.

4.1.1 Exemplos de resultados do modelo

A partir das informações de saída do modelo, podem-se criar curvas que relacionam os parâmetros geométricos e operacionais do sistema em questão às grandezas de interesse (que comumente são o tempo e a quantidade de energia armazenada). Para tanto, é necessário realizar várias simulações em sequência e obter as curvas de variação paramétrica que sejam de interesse.

A seguir, exemplificam-se alguns resultados possíveis de se obter pelo uso do modelo. As simulações utilizadas nestes exemplos consideraram o seguinte caso:

- temperatura inicial do sistema: 25 °C;
- temperatura do fluido de trabalho: -15 °C;
- material de mudança de fase: água;
- fluido de trabalho: álcool etílico;
- diâmetro das esferas: 0,1 m;
- tempo de operação: 12 horas (43.200 segundos).

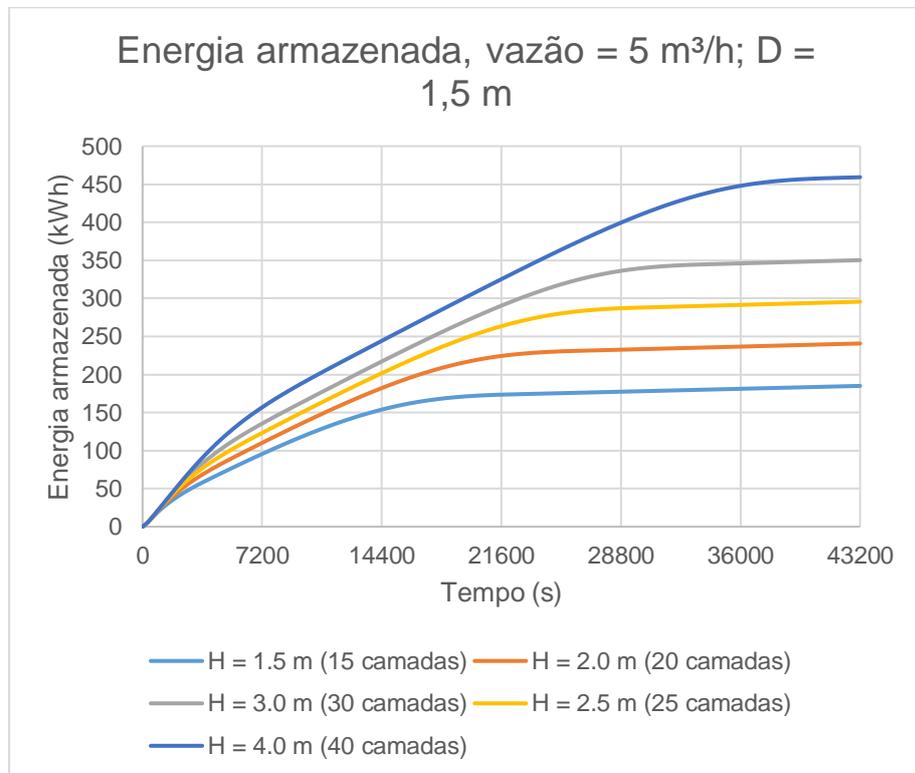


Gráfico 1 - Variação paramétrica da altura do tanque para vazão e diâmetro fixos.

Percebe-se do gráfico 1 que o aumento da altura do tanque aumenta a sua capacidade de armazenamento, ao mesmo tempo em que também aumenta o tempo necessário para carregar completamente o sistema para uma mesma vazão.

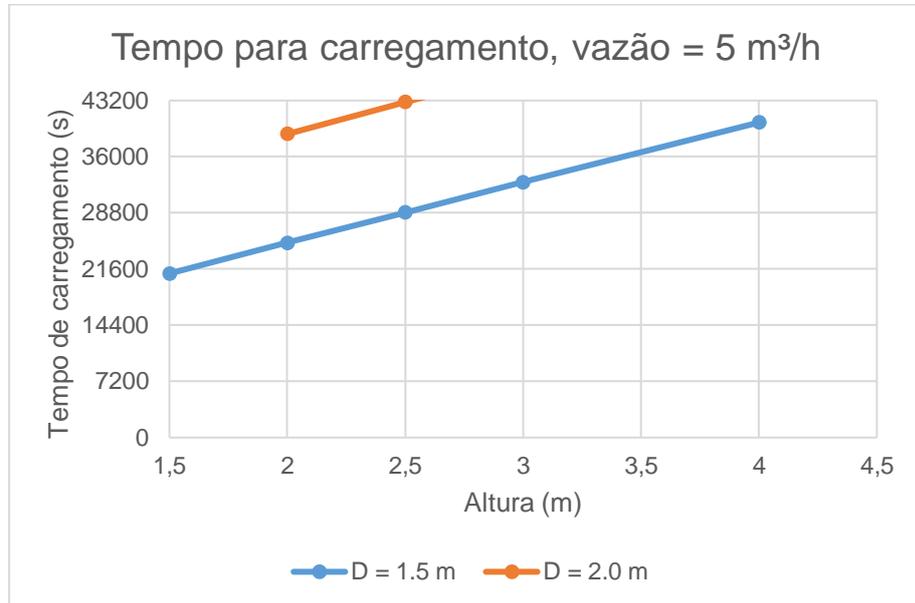


Gráfico 2 - Variação no tempo de carregamento do sistema mediante variação no diâmetro do tanque.

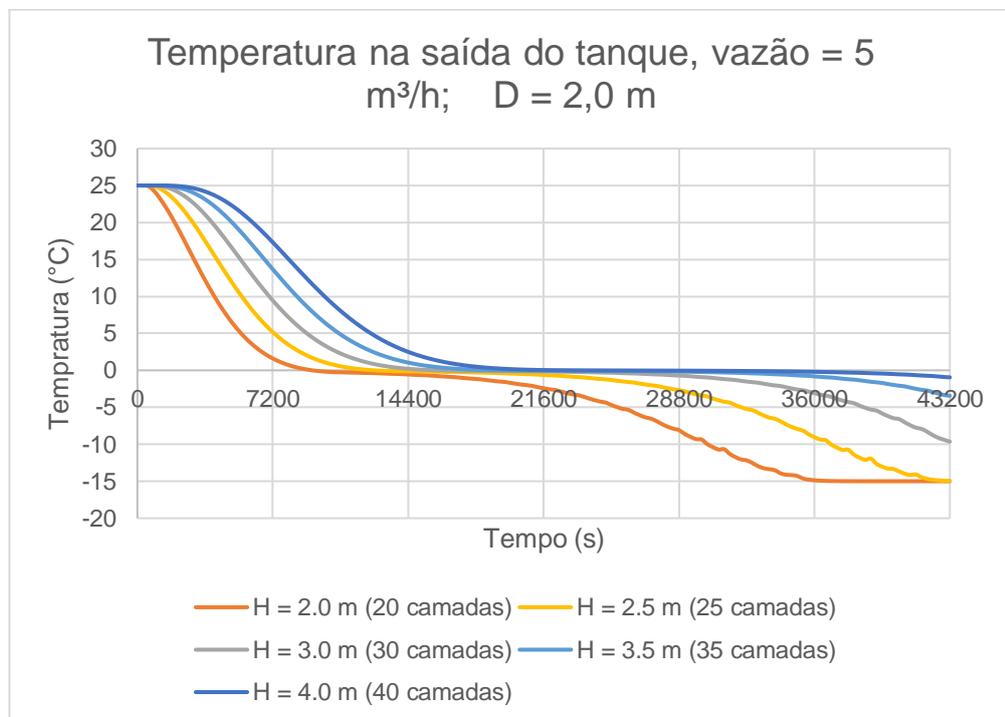


Gráfico 3 - Influência da altura do tanque na temperatura de saída do fluido de trabalho, para uma mesma vazão.

Do gráfico 2, observa-se um aumento linear do tempo de carregamento com o aumento da altura do tanque, para ambos os diâmetros. Este comportamento não condiz totalmente com a realidade, uma vez que o modelo não considera a transferência de calor através das paredes do tanque. Como o aumento da altura do tanque causa um aumento na área de transferência de calor e uma permanência maior do fluido de trabalho no armazenador, a perda de energia aumenta conforme o tanque se torna mais longo. Ainda assim, pode-se averiguar que aumentar o diâmetro do tanque influencia o tempo de carregamento do sistema muito mais fortemente do que aumentar sua altura, para uma mesma vazão. Isto era esperado, uma vez que a velocidade de escoamento do fluido é inversamente proporcional ao quadrado do raio da seção transversal por onde ele passa.

A influência do comprimento do tanque na temperatura de saída do fluido de trabalho pode ser vista no gráfico 3. Percebe-se um aumento gradativo na duração da mudança de fase conforme a dimensão axial do tanque torna-se mais longa. Isso se dá pelo fato de que, quanto mais longo for o tanque, mais esferas estarão em processo de mudança de fase ao mesmo tempo, de modo que o fluido de trabalho absorve muita energia por calor latente ao longo do caminho.

Além disso, do gráfico 3 também se infere que, para uma altura a partir de 3 metros, o sistema não consegue ser totalmente carregado em 12 horas, para a vazão considerada. Por outro lado, o tanque com 2 metros de altura foi carregado com aproximadamente 10 horas, de modo que a vazão de fluido de trabalho poderia ser interrompida após este tempo

5 ESTUDO DE CASO DO NAVIO FUNCHAL

Esta seção apresenta uma aplicação conceitual da metodologia apresentada na seção anterior. A utilização de termoacumulação com mudança de fase em conjunto com o sistema de ar condicionado de uma embarcação de passageiros será avaliada. A escolha por um sistema de ar condicionado tem dois motivos: o fato de que representa em torno de 1/3 do consumo de energia em navios de cruzeiro (SFAKIANAKIS; VASSALOS, 2013) e o fato de haver normas para dimensionamento de suas cargas térmicas. Os cálculos realizados estão aqui descritos, bem como os resultados obtidos.

Escolheu-se um navio real para fundamentar as afirmações em uma situação mais próxima do real. O navio escolhido para estudo foi o S.S. Funchal. Construído em 1961 no estaleiro dinamarquês Helsingør Skibsvog (Elsinore Shipyards), é um tradicional navio de passageiros português do tipo pacote – nome dado aos antigos navios de luxo de grande velocidade. Sua viagem inaugural data de 04 de novembro de 1961, ocasião que marca sua estreia como iate presidencial português, função que desempenharia até 1969, quando passou a realizar cruzeiros. Ao longo de sua história, operou quase que exclusivamente sob bandeira portuguesa, à exceção do período em que foi registrado na Cidade do Panamá (1985-2001), e pertenceu a quatro armadores diferentes.

Com capacidade aproximada de 600 pessoas a bordo, a operação do Funchal em viagens turísticas internacionais normalmente restringiu-se a cruzeiros com duração de até 10 dias, muitas vezes destinados à clientela portuguesa. Mais recentemente, o navio fez viagens frequentes entre o continente europeu e ilhas continentais, como os Açores. No Brasil, o Funchal navegou em trajetos ao longo da costa nordestina, em viagens que incluíam os portos de Salvador, Recife e Natal, com passagem pelo arquipélago de Fernando de Noronha.

Apesar de sua avançada idade, o Funchal seguiu operando até o início desta década. Em fevereiro de 2011, por exigência do tratado SOLAS (do inglês, *Safety of Life at Seas*) do ano anterior, foi levado ao estaleiro português Naval Rocha para uma remodelação que o faria atingir as exigências. Em 2012, foi adquirido pela companhia portuguesa de cruzeiros *Portuscale Cruises*, a qual passou a operar o pacote a partir de 2013.

5.1 CARACTERÍSTICAS DO NAVIO

Em termos de suas dimensões, o Funchal apresenta as seguintes características:

- comprimento total (LOA): 154,60 metros;
- boca (B): 19,05 metros;
- calado (T): 6,50 metros;
- deslocamento de verão: 2975 toneladas;

No que diz respeito à sua propulsão, o paquete opera com:

- dois motores a diesel Stork-Werkspoor de 9 cilindros e potência de 3728,5 kW (aproximadamente 5000 HP) cada;
- consumo 15 toneladas de diesel marítimo por dia, se operando à velocidade de serviço de 14,5 nós e
- velocidade máxima de 17 nós.

Em suas instalações para os passageiros, estão presentes:

- 244 cabines, distribuídas em 6 conveses, das quais:
 - 5 são individuais;
 - 144 são duplas;
 - 71 são triplas e
 - 24 são quádruplas, totalizando 602 passageiros;
- 3 restaurantes e 2 bares;
- um cassino;
- uma piscina;
- 2 lounges e um teatro e
- uma biblioteca.

Quanto à sua estrutura, o Funchal possui:

- casco duplo construído em aço e
- superestrutura construída em alumínio.

5.2 DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA DAS CABINES DE PASSAGEIROS

Para a definição das características principais do sistema de refrigeração do ar condicionado, faz-se necessário quantificar a demanda de energia térmica apresentada pela embarcação. Em um navio de passageiros, a principal utilização do sistema de condicionamento de ar tem o intuito de climatizar os ambientes internos ocupados pelos viajantes, a saber: as suas cabines e as áreas públicas fechadas (bares, restaurantes, teatros etc). Dessa forma, esses são os espaços a serem considerados no cálculo da demanda de energia.

Define-se como carga térmica de um sistema (ou ambiente) a quantidade de energia por unidade de tempo que a ele precisa ser adicionada, ou dele retirada, em forma de calor sensível ou latente, para proporcionar as condições desejadas (CREDER, 2004). Em aplicações de ar condicionado, a carga térmica é geralmente expressa em quilocalorias por hora (kcal/h) ou *British Thermal Units* por hora (BTU/h). A unidade do Sistema Internacional para essa grandeza é o watt (W).

Há mais de uma metodologia que pode ser empregada para determinação da carga térmica de um determinado local. Essencialmente, é preciso definir todos os elementos que participarão do processo de transmissão de calor analisado e então calcular as taxas a eles associadas. Ao final, a soma das taxas de transferência de energia de cada elemento em separado resultará na quantidade total de energia que entra (ou sai) do recinto por unidade de tempo.

No Brasil, a norma ABNT NBR 16401, “Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários”, de 2008, versa sobre instalações de ar condicionado para as diversas aplicações, tanto para sistemas centrais, quanto para sistemas unitários, de modo geral. Ela é dividida em três partes, que regulamentam os parâmetros de projeto e operação, os parâmetros de conforto térmico e a qualidade do ar interior. O escopo desta norma determina que devem prevalecer o constante em regulamentações específicas para aplicações especiais (como processos cirúrgicos, industriais etc).

No passado, as aplicações dos sistemas de ar condicionado marítimos eram regidas pela ABNT NBR 8646, “Condições básicas para projeto de sistemas de ar condicionado e ventilação, nas acomodações de navios mercantes”, de 1990. No entanto, a referida norma teve sua vigência cancelada pela ABNT em 2012, pelo fato de que o setor marítimo não mais utilizava o que ali estava disposto.

Por ser um setor majoritariamente internacional, a construção naval comumente sujeita-se às regulamentações de normas com esta mesma característica. Assim, o projeto de instalações de ar condicionado em navios, tanto mercantes quanto de transporte de passageiros, atualmente sujeitam-se ao disposto na norma internacional ISO 7547, “*Ships and marine technology — Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces — Design conditions and basis of calculations*”, publicada pela *International Organization for Standardization (ISO)*. Esta norma apresenta as bases para o cálculo da carga térmica das acomodações da embarcação, de modo que será utilizada como guia para o estudo de caso do Funchal neste trabalho.

5.2.1 Apresentação da ISO 7547

A seção 1 apresenta o escopo da norma, que abrange todas as condições de temperatura, exceto as encontradas em climas extremamente quentes ou frios. A seção seguinte lista as referências normativas, também publicadas pela ISO, utilizadas no texto.

As condições de projeto que deverão ser consideradas para determinação do sistema de ar condicionado da embarcação são apresentadas na seção 4, após uma série de definições concernentes à nomenclatura utilizada na norma (seção 3).

As condições de projeto são divididas em duas diferentes categorias - condições de verão (item 4.2) e condições de inverno (item 4.3) -, a serem consideradas de forma independente. São elas (ISO, 2002, p.2):

- Condições de verão:
 - ar externo: + 35 °C e 70% umidade relativa e
 - ar interno: +27 °C e 50% umidade relativa.
- Condições de inverno:
 - ar externo: - 20 °C;
 - ar interno: +22 °C.

O item 4.4 determina que a quantidade de ar exterior a ser adicionado aos recintos deve ser de, no mínimo, 40%.

Quanto ao número de pessoas por recinto, o item 4.5 traz valores de referência para consideração nos cálculos. Estão dispostas informações para uso no cálculo em cabines, espaços públicos, hospitais, salas de jogos e academias de ginástica,

enfermarias e escritórios. Para o estudo de caso do Funchal, apenas serão consideradas as cabines de passageiros, de modo que foram utilizados nos cálculos os números de pessoas para os quais cada cabine foi projetada (ISO, 2002, p.3).

A seção 5 orienta os cálculos, mediante apresentação de equações e valores de referência, dos ganhos e perdas de calor associados às condições de projeto consideradas. Dividem-se os estes em: ganho - ou perda - de calor por condução através das paredes das cabines (item 5.2); ganho de calor por insolação (item 5.3); ganho de calor devido às pessoas (item 5.4) e ganho de calor devido a iluminação e outras fontes (item 5.5).

Por fim, a seção 6 contém as informações para o cálculo do fluxo de ar necessário para manutenção das condições desejadas. O volume dos espaços a ser considerado é definido no item 6.1. Os itens 6.2 e 6.3 tratam do fluxo de ar de insuflamento, enquanto o item 6.4 trata do ar de exaustão. Finaliza-se a seção 6 com o item 6.5, que determina as condições para o balanço de ar.

Além do texto-base, a norma apresenta ainda dois anexos, denotados Anexo A e Anexo B. O primeiro versa sobre boas práticas no projeto de sistemas de ventilação e ar condicionado em navios, enquanto o segundo traz informações de condutividade térmica de materiais comumente usados em construção de espaços marítimos.

5.2.2 Dimensões das cabines de passageiros

Para que se possa proceder com o cálculo da carga térmica das acomodações do Funchal, é preciso ter informação acerca das dimensões dos espaços, do número de seus ocupantes e de sua disposição nas regiões pertinentes do navio. Tais informações são comumente veiculadas em desenhos de arranjo geral das embarcações.

Embora não seja costumeiro haver desenhos desta natureza disponíveis para navios de passageiros, é bastante comum a divulgação de plantas representativas das cabines nos conveses da embarcação, com o objetivo de auxiliar o comprador de passagens na escolha de sua acomodação. Ainda que estes não necessariamente apresentem as dimensões em escala correta, podem ser usados como ponto de partida para os efeitos a que se destina este trabalho.

A planta de representação das cabines do Funchal, conforme disponibilizada *online* pela companhia Portuscale Cruises, pode ser vista na figura 13. Segundo esta, as cabines estão divididas em 13 categorias diferentes, que estão relacionadas: à sua posição em relação ao convés do navio, e aos recursos disponíveis para o cliente (comodidades, nível de luxo, conforto etc.). Para determinação das dimensões das cabines correspondentes, inicialmente foi necessário representar a planta segundo a escala correta, tomando como referência as dimensões principais do navio. Esta representação pode ser vista na figura 14.

O fator de escala correto foi determinado pelo comprimento do convés Açores, uma vez que este estende-se ao longo de todo o navio. Considerou-se, para fins de praticidade, que o comprimento deste corresponde exatamente ao comprimento total nominal da embarcação, a saber, 154,60 metros.

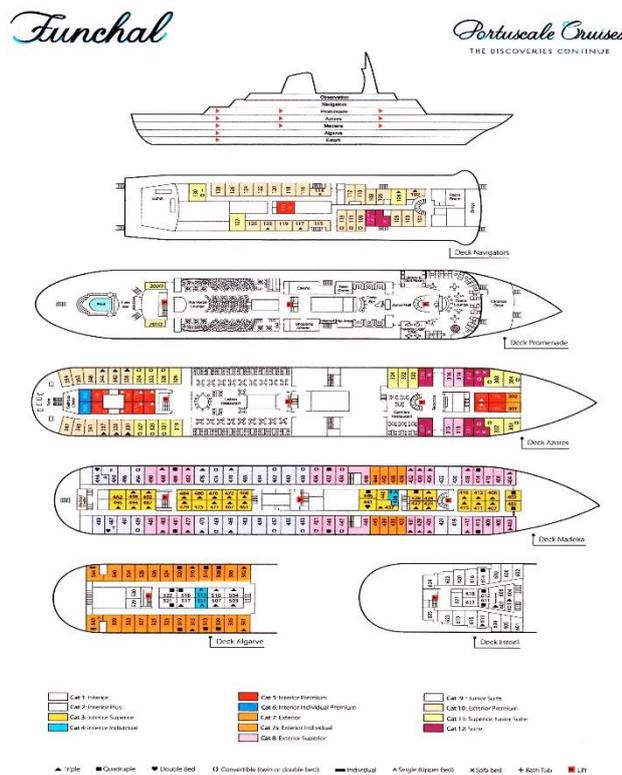


Figura 13 - Plano de representação das cabines do pacote Funchal. Fonte: www.ssmaritime.com

Uma classificação diferente daquela apresentada pela companhia de navegação foi realizada, conforme se pode observar na figura 14. As cabines denotadas “externas” são aquelas que apresentam ao menos um de seus lados voltado para o ambiente externo. As cabines internas apresentam todos os seus lados em contato com ambientes internos apenas (corredores, escadas, passarelas etc).

Uma vez tendo sido elaborado um desenho em escala, segue-se a medição das dimensões das cabines. Devido ao fato de que estas apresentam formatos e dimensões muito diferentes entre si, uma média ponderada de suas dimensões foi calculada, com base na medida das áreas das cabines que apresentam semelhança. As tabelas 1 e 2 apresentam os números referentes a este procedimento.

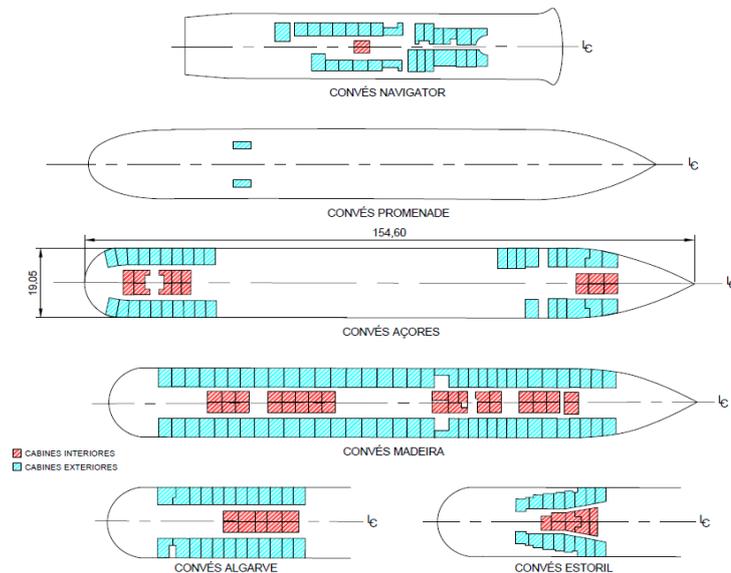


Figura 14 - Representação de planta das cabines do navio, em escala.

Após a definição das áreas médias das cabines, determinaram-se as dimensões lineares a elas associadas. As cabines externas foram consideradas retangulares, com lados numa razão de 1,7:1, enquanto as cabines internas foram consideradas quadradas. A tabela 3 resume esta definição. Além disso, adotou-se o tamanho do pé-direito dos conveses igual a 2,5 metros.

Tabela 1 - Cálculo da área média das cabines externas.

ÁREAS DAS CABINES EXTERNAS		
Área (m ²)	Qtde.	Produto
14,36	16	229,76
16	46	736
18	84	1512
19,6	14	274,4
23,2	6	139,2
25	7	175
26,9	4	107,6
Σ	177	3173,96
ÁREA MÉDIA (m²)		17,93

Além da classificação em cabines externas ou internas, é preciso agrupá-las segundo a quantidade de pessoas para a qual foram projetadas. Por informações da figura 10, chega-se ao constante na tabela 4.

Tabela 2 - Cálculo da área média das cabines internas

ÁREAS DAS CABINES INTERNAS		
Área (m ²)	Qtde.	Produto
11,4	8	91,2
12,44	6	74,64
13,62	10	136,2
15,42	6	92,52
16	34	544
16,73	1	16,73
19,58	2	39,16
Σ	67	994,45
ÁREA MÉDIA (m²)		14,84

Tabela 3 - Dimensões lineares das cabines médias, de formato retangular, em metros.

DIMENSÕES LINEARES DAS CABINES (m)	
Cabines internas	3,85
	3,85
Cabines externas	5,5
	3,26
Pé-direito (todos os conveses)	2,5

Tabela 4 - Resumo do número de cabines segundo suas capacidades de projeto.

Tipo\Localização	Interna	Externa	Σ
Individual	3	2	5
Dupla	18	126	144
Tripla	37	34	71
Quádrupla	9	15	24
Σ	67	177	244

De posse destas informações, é possível proceder aos cálculos dos ganhos de calor para cada cabine.

5.2.3 Ganhos de calor para as cabines

Segundo a seção 4 da ISO 7547, que trata das condições de projeto, é preciso dimensionar o sistema para uma aplicação durante o verão e outra durante o inverno. Por tratar-se este trabalho de um estudo voltado apenas à refrigeração, somente as condições de verão foram utilizadas. Assim, utilizaram-se os valores para temperatura do ar:

- ar externo: + 35 °C e
- ar interno: +27 °C.

Estes valores servem como referência para o dimensionamento da capacidade máxima do sistema e não significam a impossibilidade de haver regulagem fina das temperaturas em cada cabine. De fato, o Anexo A da referida norma exige, em seu item A.8, que haja controle individual de temperatura em cada espaço de acomodação.

5.2.3.1 Calor por condução

De acordo com o item 5.3 da norma, a equação de condução do calor a ser utilizada para cada superfície dos espaços de acomodação é (ISO, 2002, p.3):

$$\phi = \Delta T \left((k_v A_v) + (k_g A_g) \right) \quad (3)$$

na qual:

ϕ é a taxa de transferência de calor por condução para a superfície;

ΔT é a diferença de temperatura em cada lado da superfície, em K;

k_v é o coeficiente total de transferência de calor para a superfície A_v , em W/m².K;

A_v é a área total da superfície, menos a área de janelas retangulares ou vigias arredondadas, em m²;

k_g é o coeficiente total de transferência de calor da superfície A_g , em W/m².K e

A_g é a área de janelas retangulares ou vigias arredondadas, em m² (vidro + 200 mm de esquadrias, conforme figura 15).

Para os cálculos, considerou-se que cada quarto externo possui uma janela de formato retangular com dimensões de vidro de 800 x 400 mm, o que, com as

dimensões de esquadrias recomendadas, resulta em um valor de $A_g = 1000 \times 600 \text{ mm} = 0,6 \text{ m}^2$.

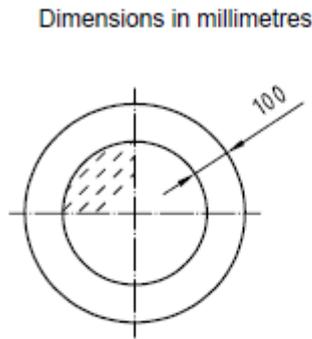


Figure 1 — Side scuttles

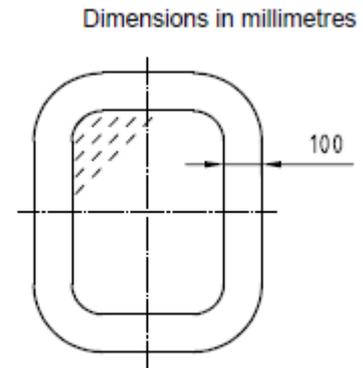


Figure 2 — Rectangular windows

Figura 15 - Dimensões das esquadrias de janelas a serem consideradas. Fonte: ISO 7457 (2002).

Uma representação isométrica das cabines médias consta na figura 16. Nela, estão destacadas cada uma das superfícies relevantes para o cálculo de condução de calor.

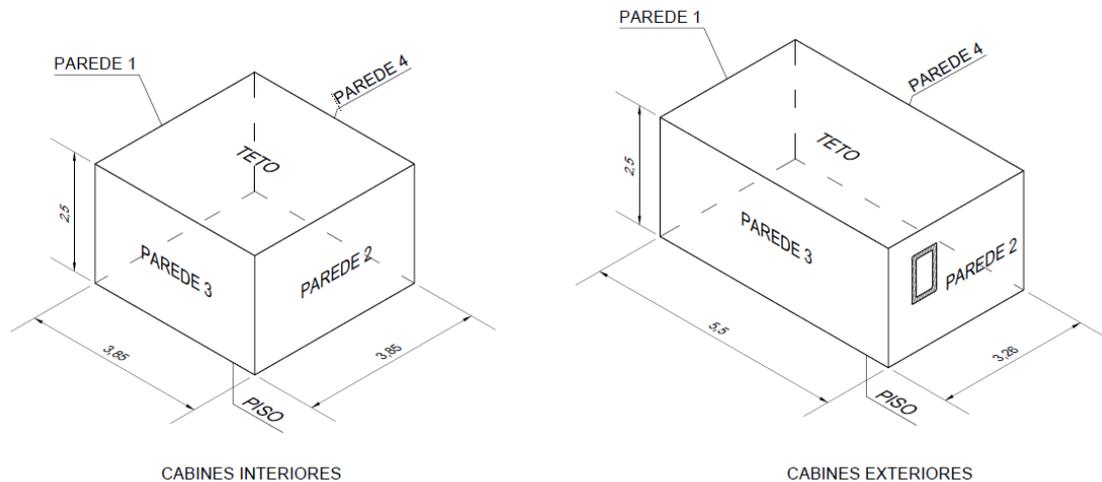


Figura 16 - Representação isométrica das cabines médias do Funchal.

Mediante observação dos desenhos das figuras 13 e 14, pode-se concluir que as superfícies estão divididas da seguinte forma:

- para ambos os tipos de cabine, a parede 1 está sempre voltada para o corredor;
- em cabines externas, a parede 2 está sempre voltada para o lado externo do navio (costado da embarcação);

- em cabines internas, a parede 2 está sempre voltada para cabines vizinhas;
- para ambos os tipos de cabine, as paredes 3 e 4 estão, na maior parte dos casos, voltadas para cabines vizinhas;
- algumas cabines externas apresentam uma parede (3 ou 4) voltada para o lado externo;
- algumas cabines internas apresentam uma parede (3 ou 4) voltada para o corredor;
- as cabines dos conveses Navigators, Promenade e Açores, bem como algumas cabines do convés Madeira, tem o teto em contato com ambiente sem ar condicionado;
- as cabines dos conveses Estoril e Navigators, bem como algumas cabines do convés Madeira, tem o piso em contato com ambiente sem ar condicionado.

Para aplicação da equação (3) em cada uma das superfícies citadas, a norma sugere valores para os coeficientes globais de transferência de calor (k_v e k_g) e para diferença de temperatura ΔT entre espaços internos. Estes valores estão presentes nas figuras 17 e 18.

Deck or bulkhead	$\Delta T, K$	
	Summer	Winter
Deck against tank provided with heating	43	17
Deck with bulkhead against boiler-room	28	
Deck and bulkhead against engine-room and against non-air-conditioned gallery	18	
Deck and bulkhead against non-heated tanks, cargo spaces and equivalent	13	42
Deck and bulkhead against laundry	11	17
Deck and bulkhead against public sanitary space	6	0
Deck and bulkhead against private sanitary space		
a) with any part against exposed external surface	2	0
b) not exposed	1	0
c) with any part against engine/boiler-room	6	0
Bulkhead against alleyway	2	5
NOTE	It is understood that means of heating are provided in exposed sanitary spaces.	

Figura 17 - Valores de ΔT para diferentes configurações de espaços internos. Fonte: ISO 7547, 2002, p. 4

Assim, procedendo-se aos cálculos dos ganhos de calor, chega-se aos resultados das tabelas 5, 6, 7 e 8. As paredes que servem de divisória entre cabines vizinhas foram desconsideradas da análise, pelo fato de os ambientes adjacentes estarem em equilíbrio térmico.

Surfaces	Total heat transfer coefficient, kW/(m ² .K)
Weather deck not exposed to sun's radiation and ship side and external bulkheads	0,9
Deck and bulkhead against engine-room, cargo space or other non-air-conditioned spaces	0,8
Deck and bulkhead against boiler-room or boiler in engine-room	0,7
Deck against open air or weather deck exposed to sun's radiation and deck against hot tanks	0,6
Side scuttles and rectangular windows, single glazing	6,5
Side scuttles and rectangular windows, double glazing	3,5
Bulkhead against alleyway, non-sound reducing	2,5
Bulkhead against alleyway, sound reducing	0,9

Figura 18 - Valores do coeficiente total de transferência de calor para diversas situações diferentes. Fonte: ISO 7547, 2002, p. 6

Tabela 5 - Parâmetros de cálculo da condução de calor na parede 1.

CONDUÇÃO DE CALOR - PAREDE 1					
CABINES EXTERNAS (Parede exposta ao corredor)			CABINES INTERNAS (Parede exposta ao corredor)		
ΔT	2	K	ΔT	2	K
kv	0,9	W/(m ² .K)	kv	0,9	W/(m ² .K)
Av	8,15	m ²	Av	9,63	m ²
kg			kg		
Ag			Ag		
$\Phi 1$	14,67	W	$\Phi 1$	17,34	W

Tabela 6 - Parâmetros de cálculo da condução de calor na parede 2.

CONDUÇÃO DE CALOR - PAREDE 2		
CABINES EXTERNAS (Parede exposta ao exterior)		
ΔT	8	K
kv	0,9	W/(m ² .K)
Av	7,55	m ²
kg	6,5	W/(m ² .K)
Ag	0,6	m ²
$\Phi 1$	85,57	W

Tabela 7 - Parâmetros de cálculo da condução de calor nas paredes 3 e 4.

CONDUÇÃO DE CALOR - PAREDES 3 OU 4					
CABINES EXTERNAS (Parede exposta ao exterior)			CABINES INTERNAS (Parede exposta ao corredor)		
ΔT	8	K	ΔT	2	K
k_v	0,9	W/(m ² .K)	k_v	0,9	W/(m ² .K)
A_v	13,75	m ²	A_v	9,63	m ²
k_g			k_g		
A_g			A_g		
Φ_1	99,00	W	Φ_1	17,34	W

Tabela 8 - Parâmetros de cálculo da condução de calor no teto e no piso.

CONDUÇÃO DE CALOR - TETO OU PISO					
CABINES EXTERNAS (Exposto a ambiente sem condicionamento)			CABINES INTERNAS (Exposto a ambiente sem condicionamento)		
ΔT	18	K	ΔT	18	K
k_v	0,8	W/(m ² .K)	k_v	0,8	W/(m ² .K)
A_v	17,93	m ²	A_v	14,84	m ²
k_g			K_g		
A_g			A_g		
Φ_1	258,22	W	Φ_1	240,45	W

5.2.3.2 Ganho de calor por insolação

A taxa de ganho de calor por exposição aos raios solares, ϕ_s , é determinada pela equação 5 (ISO, 2002, p.7):

$$\phi_s = \sum A_v k \Delta T_r + \sum A_g G_s \quad (4)$$

em que:

A_v e k são os mesmos definidos anteriormente;

ΔT_r é a temperatura excedente (acima dos 35°C) causada pela insolação, em K que, para superfícies claras, vale:

- 12 K para superfícies verticais e
- 16 K para superfícies horizontais.

A_g é a área de vidro (transparente) exposta à radiação solar, em m², e

G_s é o ganho de calor por metro quadrado para vidros, que, para vidros totalmente transparentes, é igual a 350 W/m².

Algumas cabines externas do Funchal estão sujeitas a raios solares em mais de um lado ao mesmo tempo. Neste caso, recomenda a norma que apenas a superfície que forneça a maior taxa de transferência de calor seja considerada.

Os resultados dos cálculos para as paredes das cabines constam na tabela 9.

Tabela 9 - Ganhos de calor por insolação para as paredes das cabines externas.

CALOR POR INSOLAÇÃO - CABINES EXTERNAS					
Parede 2 (Parede exposta ao exterior)			Parede 3 / 4 (Parede exposta ao exterior)		
ΔTr	12	K	ΔTr	12	K
k	0,9	W/(m ² .K)	k	0,9	W/(m ² .K)
Av	7,83	m ²	Av	13,75	m ²
Ag	0,32	m ²	Ag		
Gs	350	W/m ²	Gs		
$\Phi s1$	196,57	W	$\Phi s2$	148,50	W

5.2.3.3 Ganhos de calor devido à presença de pessoas

A norma ISO 7547 apresenta os valores constantes na figura 19 para ganhos de calor devido a pessoas no recinto. Apenas os números referentes a pessoas em repouso foram utilizados neste estudo, uma vez que refere-se apenas às cabines de acomodação dos passageiros.

Atividade	Tipo de calor	Emissão W
Sentado em repouso	Calor sensível	70
	Calor latente	50
Trabalho médio/pesado	Calor sensível	85
	Calor latente	150

Figura 19 - Ganhos de calor sensível e latente devido à presença de pessoas no recinto. Fonte: ISO 7547, 2002, p. 7 (adaptado).

5.2.3.4 Ganhos de calor devido a iluminação e outras fontes

A influência da iluminação artificial na transferência de calor deve ser considerada apenas em locais nos quais não há luz do sol. Deste modo, apenas as cabines internas são consideradas no cálculo.

A figura 20 apresenta os valores sugeridos pela norma para luzes incandescentes e fluorescentes, em função da área do espaço considerado. Utilizaram-se os valores referentes a cabines com iluminação incandescente.

Space	Heat gain from general lighting W/m ²	
	Incandescent	Fluorescent
Cabins, etc.	15	8
Mess- or dining-rooms	20	10
Gymnasiums, etc.	40	20

Figura 20 - Ganho de calor oriundo de iluminação artificial. Fonte: ISO 7547, 2002, p.8.

Os resultados estão dispostos na tabela 10.

Tabela 10 - Ganho de calor devido a iluminação artificial para cabines internas.

CALOR POR ILUMINAÇÃO - CABINES INTERNAS		
Luz incandescente	15	W/m ²
Área da cabine	14,84	m ²
Φ ilum	222,638	W/m²

5.2.3.5 Carga térmica total do sistema

Com base nas informações apresentadas nas seções anteriores, a carga térmica total pode ser calculada através da soma das parcelas independentes. Um acréscimo de 10% sobre o valor da soma dos ganhos de cada cabine foi aplicado, conforme recomenda Creder (2004, p. 109). As tabelas 11, 12 e 13 mostram os resultados obtidos.

Tabela 11 - Cálculo da carga térmica para as cabines externas.

			Nº cabines	ϕ (W/cabine)	$\phi \times N$ (W)
CABINES EXTERNAS	UM LADO EXPOSTO	INDIVIDUAL	0	-	-
		DUPLA	120	536,81	64.417,42
		TRIPLA	32	656,81	21.017,98
		QUÁDRUPLA	15	776,81	11.652,18
	DOIS LADOS EXPOSTOS	INDIVIDUAL	2	515,81	1.031,62
		DUPLA	6	635,81	3.814,87
		TRIPLA	2	755,81	1.511,62
		QUÁDRUPLA	0	-	-
SUPERFÍCIES DE TETO E PISO	TETO	88	258,22	22.723,40	
	PISO	87	258,22	22.465,18	
$\Sigma (\phi \times N)$					148.634,27
CARGA TÉRMICA CABINES EXTERNAS (W)					163.497,70

Tabela 12 - Cálculo de carga térmica total para cabines internas.

			Nº cabines	ϕ (W/cabine)	$\phi \times N$ (W)
CABINES INTERNAS	UM LADO AO CORREDOR	INDIVIDUAL	2	137,34	274,67
		DUPLA	10	257,34	2.573,37
		TRIPLA	16	377,34	6.037,39
		QUÁDRUPLA	5	497,34	2.486,68
	DOIS LADOS AO CORREDOR	INDIVIDUAL	1	137,34	137,34
		DUPLA	8	257,34	2.058,69
		TRIPLA	21	377,34	7.924,07
		QUÁDRUPLA	4	497,34	1.989,35
SUPERFÍCIES DE TETO E PISO	TETO	32	213,73	6.839,44	
	PISO	28	213,73	5.984,51	
$\Sigma (\phi \times N)$					23.481,56
CARGA TÉRMICA CABINES INTERNAS (W)					32.412,68

Tabela 13 - Carga térmica total do sistema, em diferentes unidades de medida.

CARGA TÉRMICA TOTAL	
em W	195.910,38
em BTU/h	668.473,95
emTR	55,71

5.3 DEFINIÇÃO DA CURVA DE CARGA

Tendo sido definida a carga térmica do sistema, faz-se necessário levantar uma curva de cargas que represente o perfil de consumo de energia dentro de um intervalo predefinido de tempo. Para este trabalho, um período de 24 horas foi escolhido para análise.

Devido a sua natureza, cabines de passageiros em navios de cruzeiro apresentam característica de consumo de frio semelhante a quartos de hotel em períodos de alta estação. Leal (2006) desenvolveu um estudo para determinação de perdas em redes elétricas com base em curvas de demanda para diversos perfis de consumidores diferentes, levantadas através de medições e análises estatísticas de espaços amostrais diversos. Entre seus objetos de estudo, consta o setor comercial de hotéis e motéis, cuja curva de carga é apresentada na figura 21.

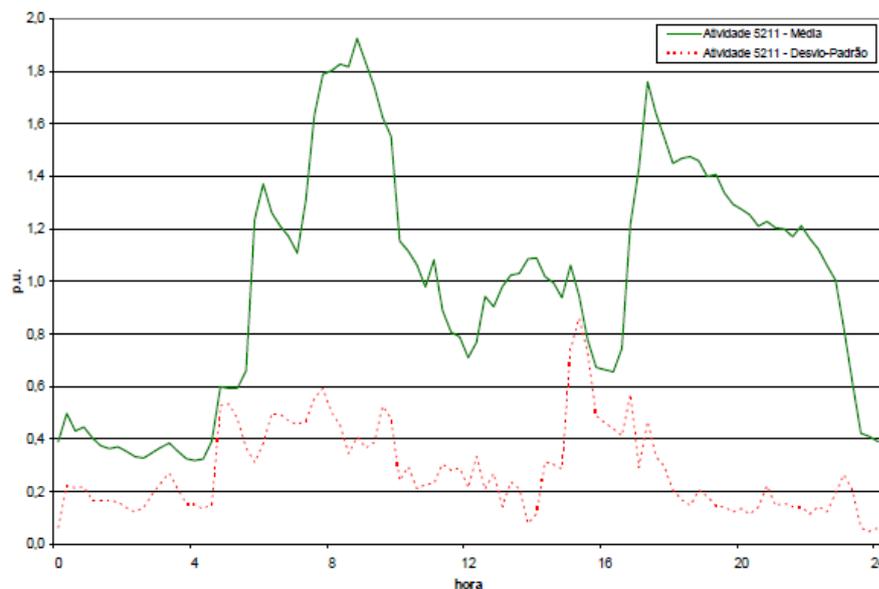


Figura 21 - Curva de carga típica de hotéis e motéis. Fonte: Leal, 2006, p. 31.

Na curva exemplificada, observa-se um pico de demanda por volta das 9h30, seguido de uma queda no horário de almoço. Outro pico surge por volta das 18h e a demanda torna a cair conforme a noite avança.

É válido salientar que a figura 21 retrata o consumo de energia elétrica para este ramo, considerando os complexos hoteleiros como um todo. Assim, incluem, além de sistemas de ar condicionado, o consumo de energia devido a equipamentos eletrodomésticos, iluminação, operação de elevadores, entre outros.

No entanto, parte considerável da demanda elétrica de um quarto de hotel é devido aos sistemas de ar condicionado – podendo chegar a valores de 53% em países de clima quente, como reportado por Xuchao (2007, p.18). Se for considerado que a demanda por energia elétrica para refrigeração apresenta comportamento bastante similar à demanda térmica a ela associada, pode-se construir uma curva de cargas térmicas de formato semelhante ao da figura 21.

Assim, propõe-se, para este estudo de caso, a curva presente no gráfico 4. Nele, o pico mais alto, ocorrendo por volta das 09h, corresponde ao valor de carga térmica total calculado na seção anterior.

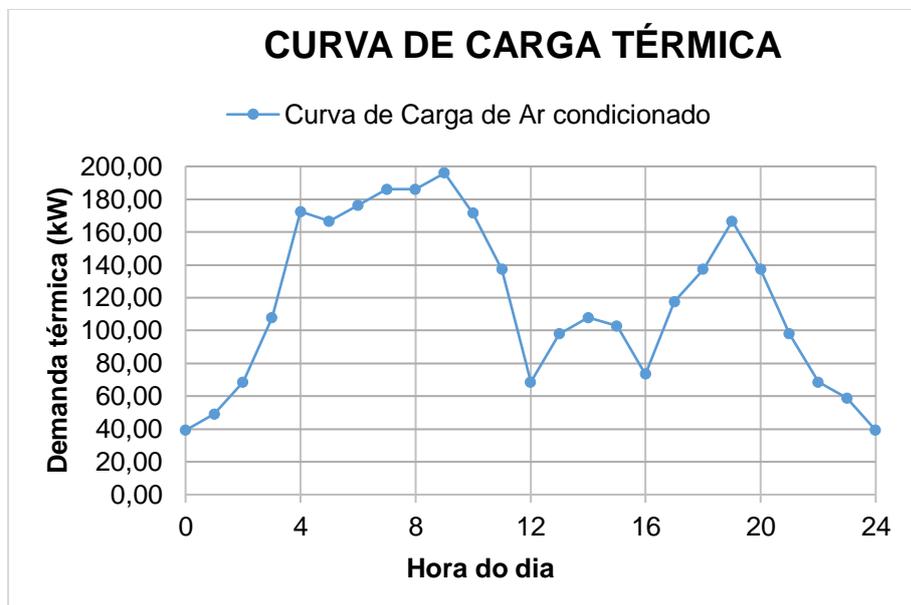


Gráfico 4 - Curva de carga proposta para as cabines do Funchal.

5.4 DETERMINAÇÃO DO SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO

O perfil de consumo de energia térmica do navio apresenta picos acentuados de considerável duração. Há uma demanda de 20% do valor máximo sempre presente, não havendo momento em que cesse a necessidade por refrigeração. Por outro lado, há a existência de uma janela considerável, entre os picos das 19 h e 4 h, e outras duas menores, em torno das 12h e das 16h. Pode-se utilizar um sistema de termoacumulação parcial, a ser carregado nestes horários de menor demanda e que seja descarregado durante os horários de pico. Isto permitirá uma diminuição na capacidade instalada dos *chillers* de refrigeração.

Considere-se a carga de pico determinada pelo gráfico 4: 195,91 kW. O sistema base (sem termoacumulação) deve ser dimensionado para atendê-la, de modo que a capacidade total instalada nos *chillers* pode ser calculada:

$$Capacidade_{base} = 195,91 \text{ kW} \times 24 \text{ h} = 4701,84 \text{ kW.h}$$

Evidentemente, esta capacidade excede a quantidade de energia total necessária para suprir a demanda. Para calcular o valor desta, basta determinar a área sob a curva de cargas, que pode ser escrita como uma função do tempo $C(t)$. A área em questão corresponderá à integral definida entre os intervalos de 0h a 24h da curva $C(t)$. Um método de integração numérica pode ser utilizado para obtenção do valor aproximado. Para este trabalho, utilizou-se o método dos trapézios, uma vez que a curva de cargas é formada de linhas retas (vide Apêndice). Assim:

$$Demanda_{total} = \int_0^{24} C(t)dt = \text{Área sob a curva} = 2890,66 \text{ kW.h}$$

Pode-se calcular, assim, o fator de utilização F do sistema base:

$$F_{base} = \frac{Demanda_{total}}{Capacidade_{base}} = \frac{2890,66}{4701,84} = 61,48\%$$

Se bem utilizado, o sistema de termoacumulação permitirá elevar este valor, fazendo com que os *chillers* operem sempre em carga próxima à média. Esta, por sua vez, pode ser calculada da seguinte maneira:

$$Carga_{média} = \frac{2890,66 \text{ kW.h}}{24 \text{ h}} = 120,44 \text{ kW}$$

Se este valor for colocado em um gráfico junto com a curva de carga real, o que se obtém é o gráfico 5. Nele, a área hachurada de azul corresponde à demanda térmica total do sistema. A região vermelha corresponde à energia inutilizada que existiria no sistema se fossem empregados *chillers* que operassem à carga térmica média. Em tal situação, esta energia estaria disponível para ser armazenada por termoacumulação. Quando o sistema estivesse operando, esta energia seria utilizada para suprir a demanda que excedesse a capacidade dos *chillers* (região azul que está acima da laranja, no gráfico).

Para determinar a quantidade de energia disponível para termoacumulação e a necessária durante o horário de pico, basta calcularem-se as áreas correspondentes. Isto pode ser feito, novamente, pelo método dos trapézios (vide Apêndice). Estes valores variam de acordo com a capacidade dos *chillers*, como mostra o gráfico 6.

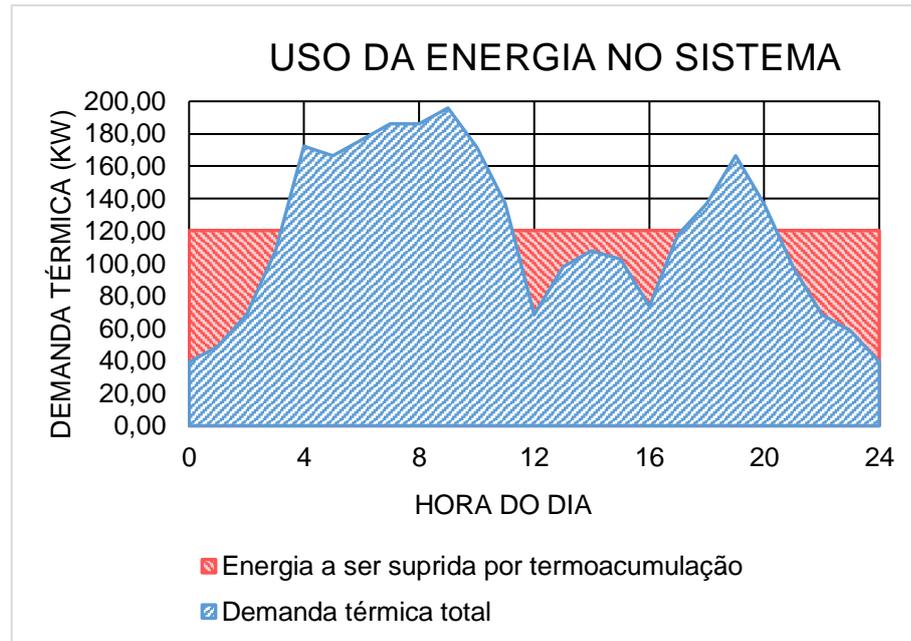
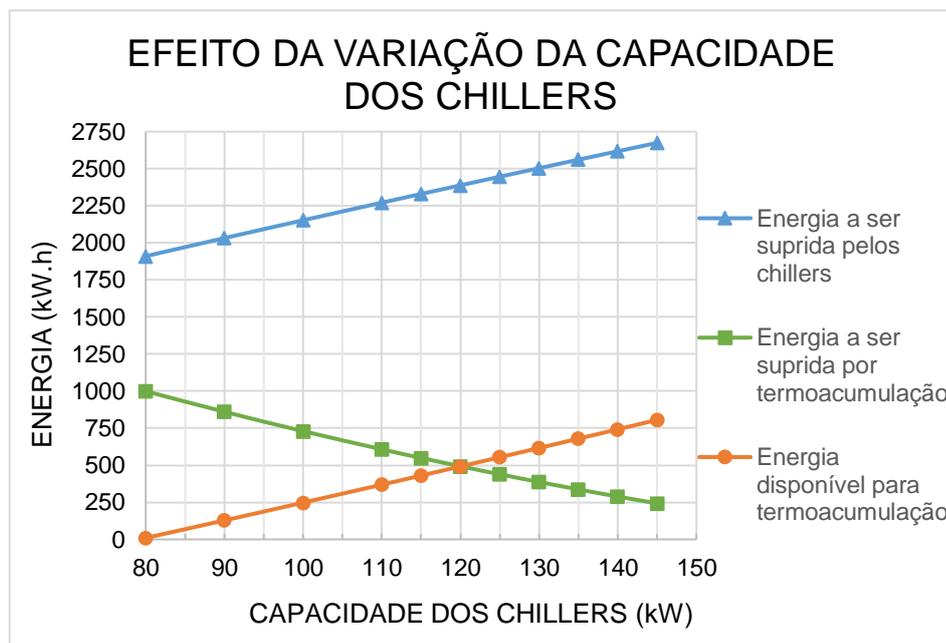


Gráfico 5 - Curvas de carga térmica real e média

Gráfico 6 - Efeito da variação da capacidade dos *chillers* sobre a energia disponível para termoacumulação.

Do gráfico 6, pode-se perceber que para uma instalação de 120,44 kW a energia disponível para termoacumulação e a que precisa ser suprida por esta são iguais. Consequentemente, este torna-se o ponto ideal de instalação do sistema, uma vez que utiliza a menor capacidade instalada possível. No entanto, é necessário levar em consideração que há perdas de energia associadas ao processo de termoacumulação

(por exemplo, através da transferência de calor entre o ambiente e as paredes dos tanques). Desta forma, deve-se adotar, por segurança, um ponto em que haja mais energia disponível do que o necessário.

Neste trabalho, escolheu-se, para fins de demonstração do conceito, uma instalação de 130 kW, conforme gráfico 7. Para este caso, tem-se que (vide Apêndice):

- a energia que precisa ser suprida por termoacumulação é de 387,06 kW.h (aproximadamente $1,39 \times 10^6$ kJ) e
- a energia disponível para termoacumulação é de 616,40 kW.h (aproximadamente $2,22 \times 10^6$ kJ).

Além disso, o tempo disponível para termoacumulação é dividido em três intervalos, tais que:

- há aproximadamente 3h20min (12.000 segundos) entre a 0h e as 03h20;
- há aproximadamente 6h32min (23.520 segundos) entre as 11h06 e as 17h38 e
- há aproximadamente 3h49min (13.740 segundos) entre as 20h11 e as 24h.

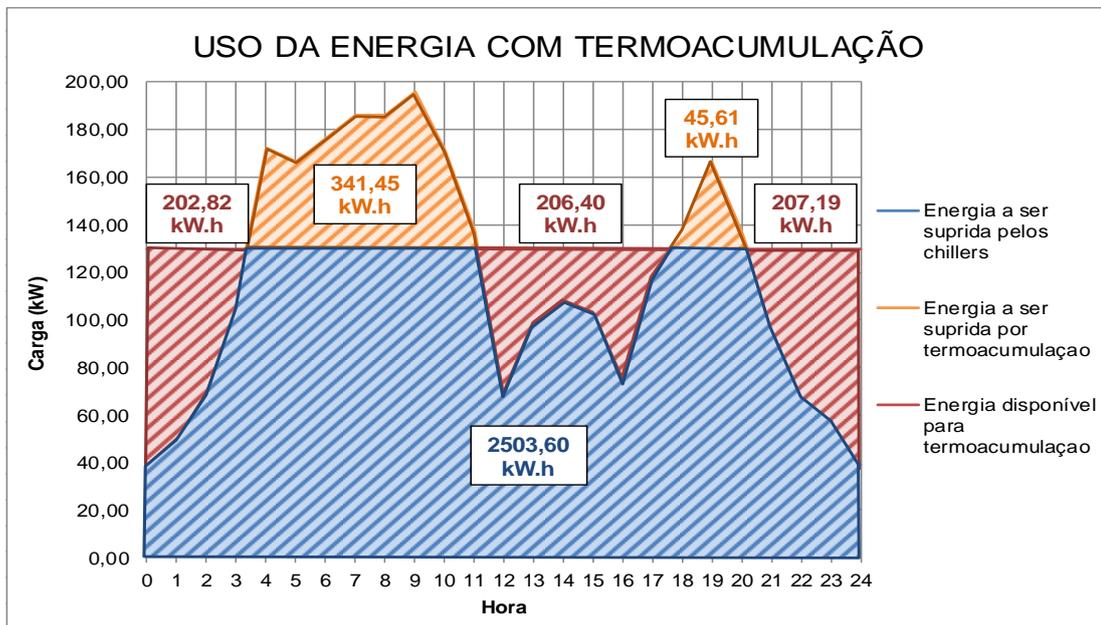


Gráfico 7 - Uso da energia no sistema com termoacumulação.

O fator de utilização F do sistema com termoacumulação pode ser calculado:

$$F_{\text{termoac.}} = \frac{\text{Demanda}_{\text{total}}}{\text{Capacidade}_{\text{termoac.}}} = \frac{2890,66}{130 \times 24} = 92,65\%$$

A tarefa restante é dimensionar um sistema de termoacumulação que atenda ao requerido. Para tanto, diversas abordagens diferentes podem ser empregadas. É possível, por exemplo, descobrir o volume de água necessário (e, conseqüentemente, o volume dos tanques) para armazenar esta quantidade de energia através das equações de transferência de calor sensível e calor latente, considerando um dado material de mudança de fase e uma diferença de temperatura definida. A partir daí, pode-se usar o modelo numérico para determinar os parâmetros restantes.

É possível, também, utilizar o modelo para avaliar um arranjo de tanques com dimensões predefinidas, variando grandezas como vazão do fluido de trabalho ou a sua temperatura de entrada. Este seria um possível procedimento aplicado em um projeto no qual há restrições de espaço impostas, situação comum no contexto naval.

A escolha do material de mudança de fase necessário, do fluido de trabalho e do diferencial de temperatura empregado deve ser feita segundo parâmetros relevantes, como custo, disponibilidade, segurança etc. Para este estudo, por questão de simplicidade, considerar-se-á o seguinte:

- água como material de mudança de fase;
- etanol como fluido de trabalho;
- temperatura inicial do leito de 35 °C;
- temperatura de entrada do etanol de -5 °C;
- esferas com 0,1 m de diâmetro externo;
- porosidade de 50% nos tanques (50% de volume vazio) e
- tanques com 1,5 m de diâmetro.

Segundo as informações do gráfico 7, o sistema precisa ser capaz de armazenar no mínimo 341,45 kW.h de uma só vez. O gráfico 8 mostra a quantidade de energia capaz de ser armazenada em tanques de diferentes alturas e diâmetro igual a 1,5 m. Uma opção direta seria a escolha de um tanque com 3,5 m de altura, capaz de armazenar aproximadamente 350 Kw.h. Outra opção seria a utilização de dois tanques de 2 metros de altura, possibilitando um armazenamento de aproximadamente 380 Kw.h. Esta segunda opção permite, ainda, maior facilidade na acomodação dos tanques, de modo que foi a escolhida para este caso.

O passo seguinte é determinar a vazão de fluido de trabalho necessária. O maior período de tempo ininterrupto disponível para termoacumulação é de aproximadamente

7h09min (25.740 segundos), entre as 20h11 de um dia e as 03h20 do dia seguinte. Com isto em mente, avaliou-se a influência da vazão no carregamento dos tanques, conforme gráfico 9.

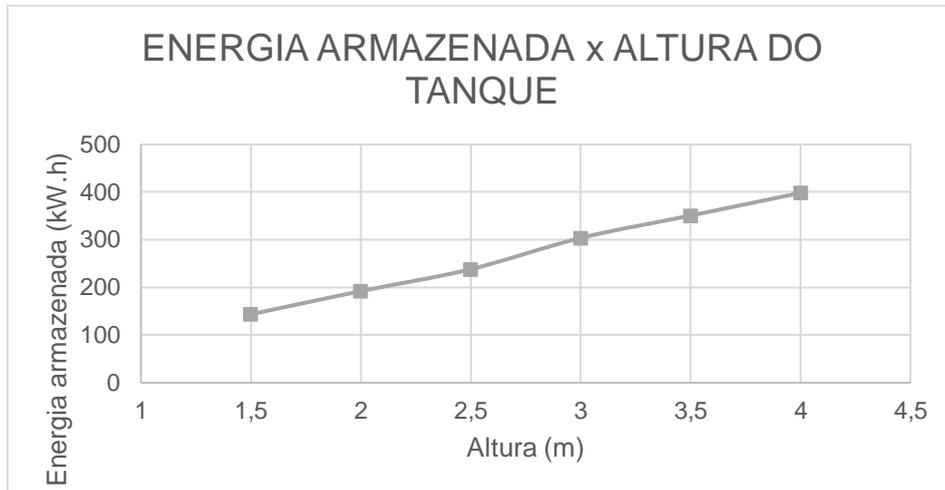


Gráfico 8 - Energia armazenada no sistema em função da altura do tanque.

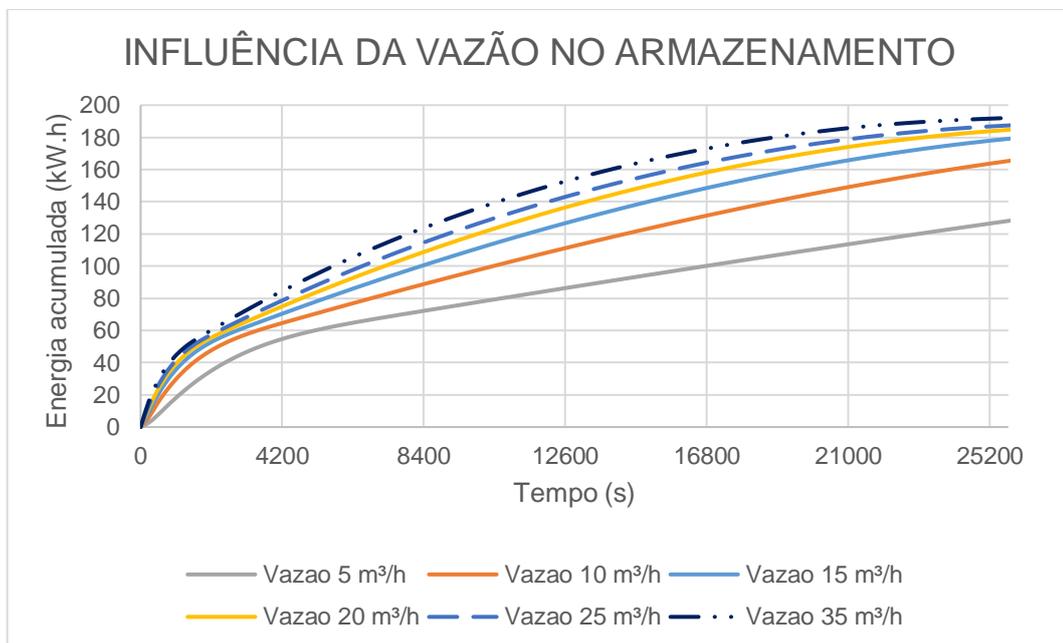


Gráfico 9 - Número de camadas carregadas em função da vazão.

O gráfico 9 mostra que para vazões a partir de 15 m³/h os tanques já armazenam energia suficiente para suprir a demanda em questão (aproximadamente 180 kW.h por tanque, totalizando 360 kW.h). No entanto, é só a partir da vazão de 30 m³/h que o tanque atinge o equilíbrio térmico total com o fluido de trabalho, caracterizando carga

máxima e igual a 192,2 kW.h, após aproximadamente 7 horas (25.200 segundos), conforme se pode observar do gráfico 10.

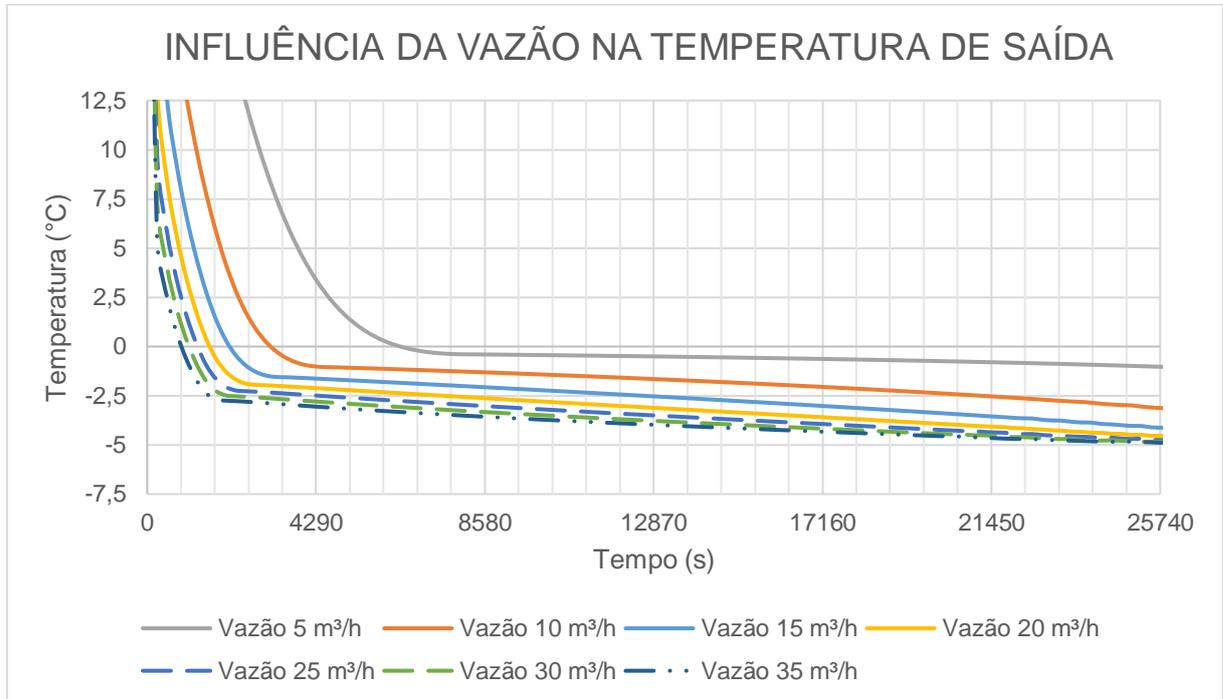


Gráfico 10 - Influência da vazão na temperatura de saída ao longo do tempo.

A vazão de trabalho deve ser, preferencialmente, a menor possível, uma vez que exigiriam bombas de menor capacidade. Assim, pode-se escolher, para esta aplicação, a vazão de 15 m³/h.

Desta forma, o sistema definido possui dois tanques de 1,5 metro de diâmetro e 2 metros de altura, comportando, cada um, um total de 3.360 esferas cheias com água, perfazendo uma capacidade total de aproximadamente 380 kW.h de energia térmica. Estes tanques seriam carregados totalmente durante a noite (entre as 20h11 e as 03h20) para utilização durante a manhã e carregados parcialmente durante a tarde (entre 11h06 e 17h08) para utilização durante o início da noite. O fluido de trabalho para carga do sistema seria o etanol.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A termoacumulação mostra ser uma tecnologia com potencial para aplicação marítima, se analisada do ponto de vista energético. A possibilidade de promover redução na capacidade de máquinas, e, conseqüentemente, também de custos operacionais e de capital, pode ser atrativo a armadores de navios, desde que seja comprovada a solidez dos ganhos. Particularmente, um sistema de termoacumulação que possa reduzir consumo de combustível a bordo despertará interesse no futuro, dada a tendência de aumento dos preços de combustíveis fósseis, além da sempre crescente restrição de emissões por parte de regulamentações ambientais.

O modelo numérico utilizado mostrou ser útil na determinação de parâmetros fundamentais de um sistema de termoacumulação por calor latente. A sua capacidade de parametrização, que permite a alteração das grandezas envolvidas no processo de transferência de calor, permite realizar avaliações diferentes sob diferentes condições operacionais e torna o modelo uma ferramenta de auxílio de projetos de termoacumulação.

A aplicação de termoacumulação aqui apresentada possibilita, à primeira vista, uma redução de capacidade instalada da ordem de 33,5% (de 195,51 kW para 130 kW) e um aumento no fator de utilização da ordem de 50%. Um estudo mais aprofundado da operação do sistema, incluindo as bombas e os *chillers* utilizados, deve ser realizado para averiguar o impacto desta aplicação no consumo de energia do sistema como um todo.

Há alguns fatores particulares das indústrias naval e de transporte marítimo que não foram abordados neste trabalho e que poderão ter influência sobre a viabilidade de se usar armazenamento térmico em navios.

Primeiramente, pode-se citar o caráter cíclico deste setor como sendo um desafio a ser vencido pelos fabricantes desta tecnologia. Isto porque, como neste trabalho foi citado, os custos de capital associados à instalação de sistemas de termoacumulação podem ser altos e os períodos para retorno de investimento oscilam em torno de três anos. A problemática reside no fato de que o setor de transporte marítimo apresenta um comportamento cíclico com picos (que podem ter longa ou curta duração), seguidos de vales geralmente mais longos. A lucratividade das operações de transporte dos navios está sempre muito atrelada às taxas de frete que, por sua vez, estão diretamente ligadas ao mercado. Some-se a isso o fato de que um

navio recém-adquirido leva em torno de dois anos para ser entregue, contando a partir da fase de projeto, e tem-se um investimento que apresenta o risco de demorar demasiadamente a oferecer retorno. Este risco pode ser mitigado, no entanto, mediante a realização de um estudo de mercado eficaz.

De caráter menos restritivo, uma característica a ser levada em consideração durante o período de análise de um sistema de termoacumulação é o arranjo das máquinas nos espaços do navio. Navios são sistemas complexos e que necessitam de diversos equipamentos diferentes para sua operação, fazendo da otimização espacial um requisito de grande prioridade. Antes de buscar instalar um tanque de termoacumulação em um navio, é preciso averiguar se é fisicamente possível a sua inclusão, e também de bombas e tubulações necessárias ao seu funcionamento.

Impende ainda citar outro fator relevante: os movimentos da embarcação. Da mesma forma que o uso de *chillers* de absorção é prejudicado pelo balanço do navio no mar, há restrições para certos tipos de armazenadores térmicos, como os de água gelada, que apresentam grande superfície livre. Um estudo da influência das forças hidrodinâmicas, especialmente aquelas relacionadas aos movimentos de *pitch* e *roll* (rotações em torno dos eixos coplanares y e x, respectivamente), sobre o processo de carga e descarga de um armazenador poderiam lançar luz sobre as dificuldades possivelmente enfrentadas nas instalações de termoacumulação marítimas.

No estudo realizado neste trabalho, evidencia-se uma aplicação relacionada a um sistema de ar condicionado em um navio. Sistemas deste tipo são clássicos usuários de termoacumulação, de modo que a metodologia utilizada para análise segue os mesmos princípios já consagrados em instalações terrestres. No entanto, há outras aplicações marítimas que podem ser alvo de estudos futuros neste sentido, como o aquecimento de tanques em navios de petróleo e derivados, a rejeição do calor nos gases de exaustão do motor principal ou a refrigeração de tanques para transporte de gás liquefeito em navios gaseiros.

A metodologia aqui apresentada possui diversas oportunidades de ampliação. Podem-se realizar estudos econômicos de equipamentos utilizados em navios, como *chillers* e caldeiras, para comparação com possíveis investimentos em termoacumulação e quantificar os ganhos oriundos da redução de capacidade destas máquinas através de estratégia similar à presente neste trabalho. Também se pode buscar averiguar a redução de emissões resultante do uso de armazenamento térmico em relação a um sistema que não o possua.

Quanto ao modelo, há melhorias oportunas a serem implementadas. Uma delas seria a inclusão das equações referentes ao fenômeno de perda de carga do escoamento por dentro do tanque e também da transferência de calor através das paredes do tanque. Há também a possibilidade de incrementar o programa por meio da adição de um modelo que simule o funcionamento de um *chiller*, possibilitando, assim, uma maior abrangência quanto ao consumo de energia associado ao uso de termoacumulação.

Este trabalho apresentou os fundamentos básicos dos sistemas de armazenamento de energia térmica utilizados mundo afora: seu conceito, suas formas de aplicação e suas principais vantagens. Também se tratou de refrigeração em navios e de suas características principais. Uma metodologia para realizar a avaliação preliminar de um sistema de termoacumulação foi apresentada, por meio do uso de um modelo número do processo de transferência de calor envolvido. O seu uso permite a determinação das características principais desejadas para a aplicação em questão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABHAT, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials. **Solar Energy** v. 30, n. 4, p. 313-332, 1983. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X8390186X>>. Acesso em 05 ago 2016.

AGYENIM, F.; HEWITT, N.; EAMES, P.; SMYTH, M. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n. 14, pp. 615-628, 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032109002469>>. Acesso em 05 ago 2016.

ANGAYARKANNI, S. A.; PHILIP, J. Review on thermal properties of nanofluids: Recent developments. **Advances in Colloid and Interface Science**, n. 255, p. 146 – 176, 2015. Disponível em: <www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0001868615001633>. Acesso em 05 ago 2016.

BALDI, F., GABRIELLI, C., MELINO F., BIANCHI M. A preliminary study on the application of thermal storage in merchant ships. **Energy Procedia**, v. 75, p. 2169-2174, 2015. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215011327#>>. Acesso em 16 set. 2016

BANSAL, N. K.; BUDDHI, D. An analytical study of a latent heat storage system in a cylinder. **Energy Conversion and Management**, v. 33, n. 4, pp. 235-242, 1992. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/019689049290113B>>. Acesso em 28 jul 2016.

CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2004. 318 p.

DINÇER, I. On thermal energy storage systems and applications in buildings. **Energy and Buildings**, [S.l.], n. 34, p. 377-388, 2002. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778801001268>>. Acesso em 01 ago 2016.

DINÇER, I.; ROSEN, M. **Thermal Energy Storage Systems and Applications**. 2nd ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2011. Disponível em: <<https://www.researchgate.net/file.PostFileLoader.html?id=574d5d57f7b67eba9d4c929f&assetKey=AS%3A367742109667328%401464687959319>>. Acesso em 16 set. 2016.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO. **ISO 7547**: Ships and marine technology – Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces – Design conditions and basis of calculations. Genebra, 2002.

ISMAIL, K. A. R.; HENRÍQUEZ, J. R.; da SILVA, T. M. A parametric study on ice formation inside a spherical capsule. **International Journal of Thermal Sciences**, [S.l.], n. 42, p. 881 – 887, 2003.

ISMAIL, K. A. R.; HENRÍQUEZ, J. R. Numerical and experimental study of spherical capsules packed bed latent heat storage system. **Applied Thermal Engineering**, n. 22, p. 1705 – 1716, 2002.

KOBAYAKAWA, F. A. **Eficiência energética em ar condicionado e refrigeração através da aplicação da termoacumulação**. 2011. *Online*. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado - Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/119535>>.

KHUDAIR, A. M.; FARID, M. M. A review on conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials. **Energy Conversion and Management**, v. 45, p. 263-275, 2004. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890403001316>>. Acesso em 05 ago 2016.

KREETZ, H.; LOVEGROOVE, K. Exergy Analysis of an Ammonia Synthesis Reactor in a Solar Thermochemical Power System. **Solar Energy**, v. 73, n. 3, p. 187-194, 2000. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X02000245>>. Acesso em 02 ago 2016.

LEAL, A. G. **Sistema para determinação de perdas em redes de distribuição de energia elétrica usando curvas de demanda típicas de consumidores e redes neurais artificiais**. 2006. *Online*. Tese (Doutorado – Engenharia) – Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, 2006, 154 p. Disponível em: <www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3143/tde.../TeseDoutorado_LealFinal.pdf>. Acesso em 25 ago 2016.

LI, Gang. Sensible heat thermal storage energy and exergy performance evaluations. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n. 53, p. 897 – 923, 2016.

Disponível em:

<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115009764>>. Acesso em 18 set 2016.

MACDEVETTE, M. M.; MYERS, T. G. Nanofluids: an innovative phase change material for cold storage systems? **International Journal of Heat and Mass Transfer**, n. 92, p. 550-557, 2016. Disponível em:

<www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931015301228>. Acesso em 05 ago 2016.

MATOS, R. S. Termoacumulação. In: _____. **Apostila do curso de Climatização e Refrigeração**. Universidade Federal do Paraná – DEMEC, cap. 8, p. 89 – 102. Disponível em:

<<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAgRZ8AD/8-termoacumulacao>>. Acesso em 18 ago 2016.

MEDVED', D.; KVAKOVSKÝ, M.; SKLENÁROVÁ, V. Latent heat storage systems. In: Intensive Programme “Renewable Energy Sources”, 2010. **Intensive Programme Proceedings**. Železná Ruda-Špičák: University of West Bohemia, 2010. Disponível em:

<http://home.zcu.cz/~tesarova/IP/Proceedings/Proc_2010/Files/001%20IP2010_Medved.pdf>. Acesso em 06 ago 2016.

MALVINO, A. da S. **Estudo da influência de parâmetros no processo de armazenamento de calor latente em um banco de gelo formado por cápsulas esféricas**. 2004. 1 CD-ROM. Dissertação (Mestrado – Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2004. 71 p.

MONTEIRO, A. M.; VITAL, J. F.; HENRÍQUEZ, J. R.; JUNIOR, J. C. de L. Simulação de um sistema de termoacumulação por calor latente utilizando uma mistura água – Al₂O₃ como material de armazenamento. In: VI Congresso Ibero-Americano das Ciências e Técnicas do Frio, 2016. **Book of abstracts**. Coimbra, Portugal, 2010.

OLIVEIRA, R. F. de. **Desenvolvimento de uma bancada para testes de termoacumuladores**. 2010. *Online*. Trabalho de conclusão de curso (Programa de recursos humanos – PRH 14/ANP) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, 2010. Disponível em:

<http://www.nupeg.ufrn.br/documentos_finais/monografias_de_graduacao/robertofra nca.pdf>. Acesso em: 10 ago 2016.

PADMARAJU, Vi.; VIGINESH, M.; NALLUSAMY, N. Comparative study of sensible and latent heat storage systems integrated with solar water heating unit. In: International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ 08), 2008, [S.l.]. **Renewable Energy & Power Quality Journal**, v. 1, n. 6, p. 55-60. Disponível em: <<http://www.icrepq.com/icrepq-08/218-vijay.pdf>>. Acesso em 18 set 2016.

RAWSON, K. J; TUPPER, E. C. Major ship design features. In:_____. **Basic Ship Theory**. 5ª ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001, cap. 14.

ROCHA, J. A. M. da. **Modelo de Trabalho de Conclusão de Curso (TCC)**. Modelo de documento digital do programa OpenOffice 2.0 disponível em <http://www.meiradarocha.jor.br/uploads/1021/196/modelo_de_projeto_de_TCC-2006-06-12a.sxw>. Acesso em: 12 jun. 2006.

SANAYE, S.; SHIRAZI, A. Thermo-economic optimization of an ice thermal energy storage system for air-conditioning applications. **Energy and Buildings**, v. 60, p. 100-109, 2013. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778813000133>>. Acesso em 01 set. 2016

SFAKIANAKIS, D; VASSALOS, D. Dynamic modelling of thermal energy flows in ships. In: Low Carbon Shipping Conference, 2013. **LCS Publications**, [S.l.], 2013. *Online*. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/256639897_Dynamic_modelling_of_thermal_energy_flows_in_ships>. Acesso em 20 ago 2016.

SHARMA, S. D.; KAZUNOBU, S. Latent heat storage materials and systems: a review. **International Journal of Green Energy**, n. 2, p. 1 – 56, 2005. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/228373682_Latent_Heat_Storage_Materials_and_Systems_A_Review>. Acesso em 01 ago 2016.

SHARMA, A.; TYAGI, V.V.; CHEN, C.R.; BUDDHI, D. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n. 13, p. 318 - 345, 2009. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032107001402>>. Acesso em 01 ago 2016.

TAYLOR, D. A. **Introduction to Marine Engineering**. 2nd edition. Oxford, Elsevier Butterworth-Heinemann, 1996. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/book/9780750625302>>. Acesso em 10 ago 2016.

WANG, S. G.; WANG, R. Z. Recent developments of refrigeration technology in fishing vessels. **Renewable Energy**, v. 30, p. 589 - 600, 2005. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148104002952>>. Acesso em 01 ago 2016.

WILKINSON, P.; OSHIRO, J.; PERRY, D.; LIENG, H. Optimizing Thermal Energy Storage Systems in the Hospitality Industry. **Journal of Energy and Power Engineering**, n. 8, p. 1991 – 2000, 2014. Disponível em: <<http://www.davidpublisher.com/Public/uploads/Contribute/5508f33eb4b7a.pdf>>. Acesso em 17 set. 2016.

ZALBA, B; MARÍN, J.M.; CABEZA, L.; MEHLING, H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. **Applied Thermal Engineering** v. 23, n. 3, p. 251 – 283, 2003. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431102001928>>. Acesso em 01 ago 2016.

ZHENG W.; MA K.; WANG X. Exploiting Thermal Energy Storage to Reduce Data Center Capital and Operating Expenses. In: **IEEE International Symposium On High Performance Computer Architecture (HPCA-2014)**, 20., 2014, Orlando, Flórida. Disponível em <<http://www2.ece.ohio-state.edu/~xwang/papers/hpca14.pdf>>. Acesso em 16 set. 2016.

APÊNDICE

Cálculo das energias necessárias e disponíveis para termoacumulação, considerando a utilização de um sistema de 130 kW.

Utilizou-se o Método dos Trapézios, considerando um passo $h = 1$ para todos os casos. Quando houve intervalos menores do que este, os fatores multiplicativos correspondentes foram alterados proporcionalmente.

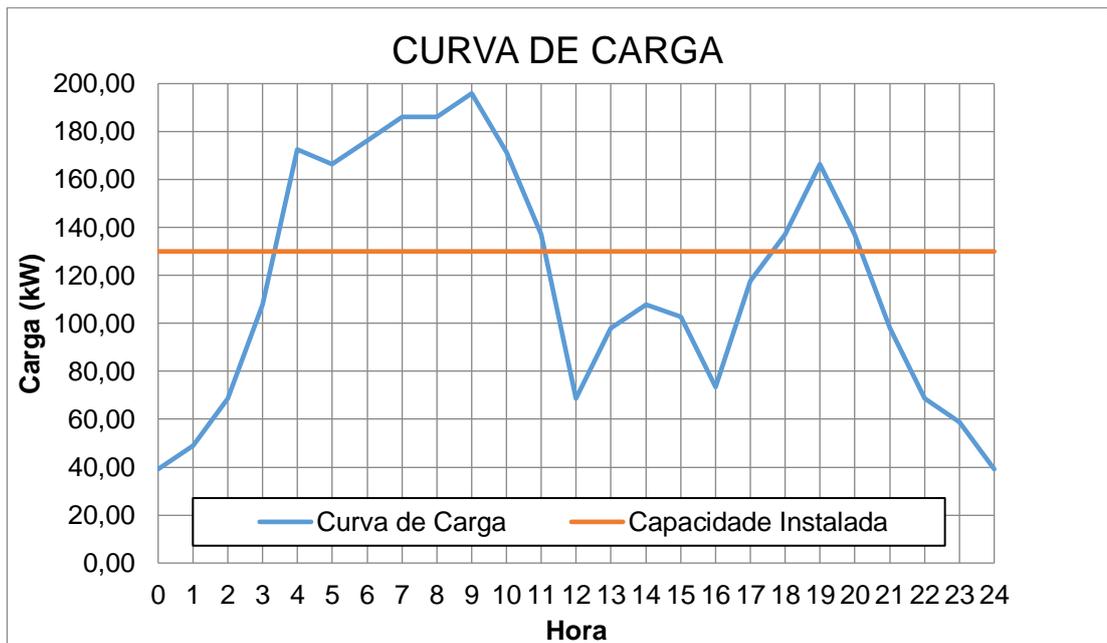


Figura 22 - Curva de carga do sistema com capacidade instalada de 130 kW.

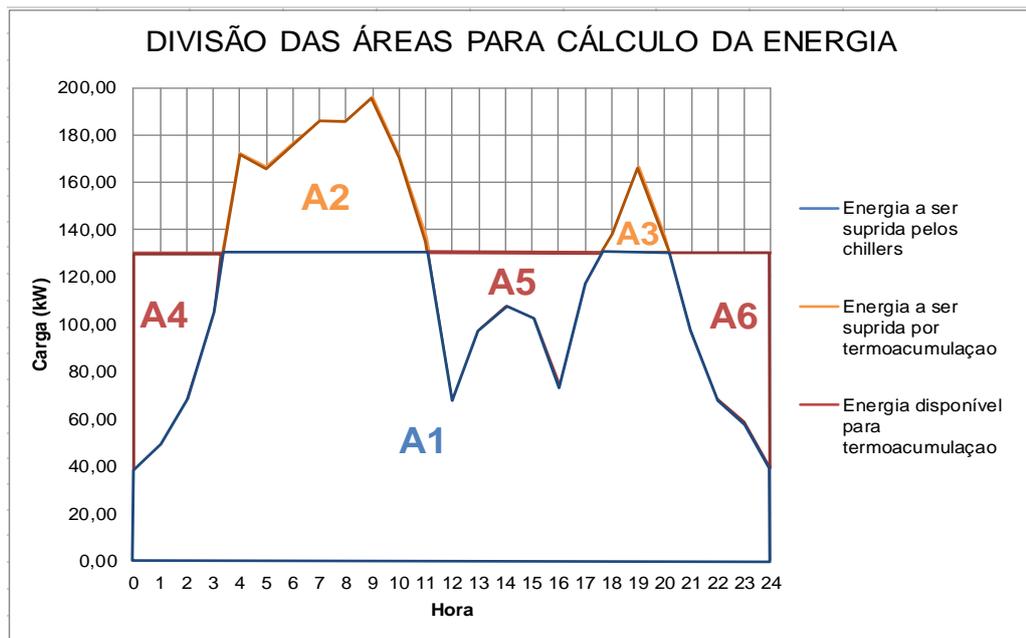


Figura 23 - Divisão das áreas das curvas para cálculo das energias (disponíveis e necessárias).

A quantidade total de energia necessária para o funcionamento do sistema de ar condicionado é calculada pela área abaixo da curva de carga presente na figura 22, equivalente à soma A1+A2+A3 na figura 23. Pelo método dos trapézios, esta área é calculada da seguinte forma:

Cálculo da Demanda Total de Energia			
Hora	Carga (kW)	Fator Trapézio	Carga x Fator
0	39,18	1	39,18
1	48,98	2	97,96
2	68,57	2	137,14
3	107,75	2	215,50
4	172,40	2	344,80
5	166,52	2	333,05
6	176,32	2	352,64
7	186,11	2	372,23
8	186,11	2	372,23
9	195,91	2	391,82
10	171,42	2	342,84
11	137,14	2	274,27
12	68,57	2	137,14
13	97,96	2	195,91
14	107,75	2	215,50
15	102,85	2	205,71
16	73,47	2	146,93
17	117,55	2	235,09
18	137,14	2	274,27
19	166,52	2	333,05
20	137,14	2	274,27
21	97,96	2	195,91
22	68,57	2	137,14
23	58,77	2	117,55
24	39,18	1	39,18
		Σ	5781,32
Demanda total = $\Sigma * h / 2 =$			2890,66

A área A1 representa a energia que os *chillers* são capazes de suprir, segundo sua potência instalada de 130 kW. Ela é calculada da seguinte maneira:

Cálculo da Área A1			
Hora	Carga (kW)	Fator Trapézio	Carga x Fator
0	39,18	1	39,18
1	48,98	2	97,96
2	68,57	2	137,14
3	107,75	1,344	144,83
3,344	130,00	1	130,00
4	130,00	1,656	215,26
5	130,00	2	260,00
6	130,00	2	260,00
7	130,00	2	260,00
8	130,00	2	260,00
9	130,00	2	260,00
10	130,00	2	260,00
11	130,00	1,104	143,53
11,10	130,00	1	130,00
12	68,57	1,896	130,00
13	97,96	2	195,91
14	107,75	2	215,50
15	102,85	2	205,71
16	73,47	2	146,93
17	117,55	1,636	192,27
17,64	130,00	1	130,00
18	130,00	1,364	177,36
19	130,00	2	260,00
20	130,00	1,182	153,68
20,18	130,00	1	130,00
21	97,96	1,818	178,07
22	68,57	2	137,14
23	58,77	2	117,55
24	39,18	1	39,18
		Σ	5007,19
		Área A1 (kW.h) = $\Sigma * h / 2 =$	2503,60

As células destacadas em vermelho correspondem à interseção da linha de 130 kW com a curva de cargas.

As demais áreas são determinadas de maneira análoga, a partir das interseções determinadas no cálculo da área A1.

Cálculo de A2			
Hora	Carga acima de 130 (kW)	Fator Trapézio	Carga x Fator
3,344	0,00	0,656	0,00
4	42,40	1,656	70,21
5	36,52	2	73,05
6	46,32	2	92,64
7	56,11	2	112,23
8	56,11	2	112,23
9	65,91	2	131,82
10	41,42	2	82,84
11	7,14	1,104	7,88
11,10	0,00	0,104	0,00
		Σ	682,90
		Área A2 (kW.h) = $\Sigma * h / 2 =$ 341,45	

Cálculo de A3			
Hora	Carga acima de 130 (kW)	Fator Trapézio	Carga x Fator
17,64	0,00	0,364	0,00
18	7,14	1,364	9,74
19	36,52	2	73,05
20	7,14	1	8,44
20,18	0,00	0,18	0,00
		Σ	91,22
		Área A3 (kW.h) = $\Sigma * h / 2 =$ 45,61	

Cálculo de A4			
Hora	Carga abaixo de 130 (kW)	Fator Trapézio	Carga x Fator
0	90,82	1	90,82
1	81,02	2	162,04
2	61,43	2	122,86
3	22,25	1,34	29,91
3,34	0,00	0,34	0,00
		Σ	405,63
		Área A4 (kW.h) = $\Sigma * h / 2 =$ 202,82	

Cálculo de A5			
Hora	Carga abaixo de 130 (kW)	Fator Trapézio	Carga x Fator
11,10	0,00	1	0,00
12	61,43	2	116,47
13	32,04	2	64,09
14	22,25	2	44,50
15	27,15	2	54,29
16	56,53	2	113,07
17	12,45	1,64	20,37
17,64	0,00	0,64	0,00
Σ			412,79
$\text{Área A5 (kW.h)} = \Sigma * h / 2 =$			206,39

Cálculo de A6			
Hora	Carga abaixo de 130 (kW)	Fator Trapézio	Carga x Fator
20,18	0,00	0,82	0,00
21	32,04	1,82	58,25
22	61,43	2	122,86
23	71,23	2	142,45
24	90,82	1	90,82
Σ			414,39
$\text{Área A6 (kW.h)} = \Sigma * h / 2 =$			207,19

Assim, resumindo os cálculos:

Resumo do quantitativo de energia			
Característica	Áreas Correspondentes	Energia (Kw.h)	Total (kW.h)
Energia suprida por chillers	A1	2503,60	2503,60
Energia por termoacumulação	A2	341,45	387,06
	A3	45,61	
Energia disponível para termoacumulação	A4	202,82	616,40
	A5	206,39	
	A6	207,19	