

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

DIMENSIONAMENTO DE CONDICIONADOR DE AR E VERIFICAÇÃO DO USO DE SEU
CALOR REJEITADO PARA AQUECIMENTO DE PISCINA

por

Eduardo Gus Brofman

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2011

DIMENSIONAMENTO DE CONDICIONADOR DE AR E VERIFICAÇÃO DO USO DE SEU
CALOR REJEITADO PARA AQUECIMENTO DE PISCINA

por

Eduardo Gus Brofman

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Bardo E. Joseff Bodmann

Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey

Porto Alegre, 01 de julho de 2011.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço aos meus pais, *Gilberto* e *Diarna*, minha irmã, *Júlia* e minha namorada, *Manu*, por mesmo sem entenderem muito a respeito, terem a paciência de escutar minhas explicações sobre este trabalho

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Otto Beyer*, por todo conhecimento de alta qualidade passado, ao longo do tempo em que este trabalho foi realizado

à minha avó *Matilde*, por estar disponível nas horas que necessitei durante a realização do trabalho.

BROFMAN, E. G. **Dimensionamento de Condicionador de Ar e Verificação do Uso de seu Calor Rejeitado para Aquecimento de Piscina.** 2011. 19f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

Este trabalho é uma análise do consumo de ar condicionado, ao longo dos meses de verão, em uma residência localizada em Torres/RS. A partir dessa demanda, foi proposto um recuperador de calor, posicionado na descarga do compressor do aparelho de ar condicionado, para aquecimento de uma piscina doméstica. O objetivo final do trabalho é analisar o comportamento da temperatura da piscina, durante os meses de verão, para saber da viabilidade, em relação à temperatura de conforto, do recuperador de calor. Para se chegar ao dimensionamento e à demanda de ar condicionado da residência, foi utilizado o *software EnergyPlus* e, conhecendo a quantidade de calor rejeitado, construiu-se um modelo matemático para as trocas térmicas entre a piscina e o ambiente. Sabendo o ganho, a dissipação de calor e o desempenho do sistema de aquecimento, foi conhecido o comportamento da temperatura da água da piscina. Para as condições mencionadas, verificou-se que a temperatura da água, utilizando o aquecedor, ficou em média 3°C mais quente do que sem o aquecimento.

PALAVRAS-CHAVE: Análise do consumo de ar condicionado, aquecedor de água, EnergyPlus, modelo de trocas térmicas

BROFMAN, E. G. **Air Conditioner Sizing and Verification of the Heat Rejected used for a Swimming Pool Heating**. 2011. 19f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

This work is an analysis of the consumption of the air conditioner, in the summer time, in a residence located in Torres/RS. From this demand, a heat exchanger was proposed, placed on the air conditioner system compressor's discharge, for heating a domestic swimming pool. The final goal of the work is to analyze the water temperature behavior, during the summer, to know the viability, in relation to the comfort temperature, of the heat exchanger. For the sizing and the demand of the air conditioner of the residence, the software EnergyPlus was used, and knowing the quantity of heat rejected, a mathematical model was build for the heat exchanges between the pool and the environment. Knowing the gain, the heat dissipation and the performance of the heating system, the water temperature behavior was known. For the mentioned conditions, was verified that the water, utilizing the heating system, stayed in an average of 3°C warmer than if no heating at all.

KEYWORDS: Air conditioner consumption analysis, water heater, EnergyPlus, heat exchanges model

SUMÁRIO

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3. PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DA RESIDÊNCIA.....	2
3.1. PARÂMETROS PARA UTILIZAÇÃO DO PROGRAMA.....	3
3.2. ARQUIVO CLIMÁTICO.....	3
3.3. OPERAÇÃO DO EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO.....	4
4. METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DO CONDICIONADOR DE AR E SELEÇÃO DO AQUECEDOR.....	4
4.1. DIMENSIONAMENTO DO CONDICIONADOR DE AR.....	4
4.2. AQUECEDOR LIGADO AO CICLO DE REFRIGERAÇÃO.....	5
4.3. SELEÇÃO DO AQUECEDOR DE ÁGUA.....	6
5. METODOLOGIA PARA AS TROCAS TÉRMICAS DA PISCINA.....	7
5.1. BALANÇO ENERGÉTICO.....	7
5.2. EQUACIONAMENTO DAS TROCAS TÉRMICAS.....	8
6. RESULTADOS.....	10
6.1. EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO E AQUECEDOR DE ÁGUA.....	10
6.2. COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA DA ÁGUA.....	11
6.3. VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES INICIAIS.....	13
7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	14
ANEXO – TABELAS PARA SELEÇÃO DOS CONDICIONADORES DE AR.....	16
APÊNDICE A – CASA DESENHADA NO <i>GOOGLE SKETCHUP</i>.....	17
APÊNDICE B – TABELAS PARA SELEÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR.....	18

1. INTRODUÇÃO

A redução do consumo energético no planeta é um assunto importante e deve ser estudado, para que novas tecnologias surjam visando a otimização deste consumo. Os engenheiros, ao entrarem no mercado de trabalho, têm a responsabilidade de pesquisar para desenvolverem estas tecnologias, em busca de fontes de energias renováveis e redução do consumo das fontes já utilizadas. Soluções que visam a eficiência energética são cada vez mais valorizadas, não apenas por irem pelo caminho da sustentabilidade, mas também por serem vistas como mais econômicas.

A avaliação de uma residência, que está sendo construída em um condomínio da cidade de Torres/RS, foi uma excelente oportunidade de propor um estudo de eficiência energética. A idéia foi reduzir ou reaproveitar de alguma maneira a energia consumida nesta habitação. Com a possibilidade de se utilizar uma piscina nesta casa, foi pensada a montagem de um sistema de aquecimento para deixar a temperatura da água mais agradável. Como esta casa será utilizada, em sua maior parte, nos meses de verão, se pensou em utilizar o calor rejeitado pelo sistema de ar condicionado operando em modo frio, para o aquecimento da água da piscina.

Para a realização deste estudo, o sistema condicionador de ar deve ser dimensionado e, após o cálculo das cargas térmicas, deve ser proposto um sistema para o aproveitamento do calor rejeitado. Com o valor deste calor conhecido, é possível montar um modelo para entender o comportamento da temperatura da água, considerando a utilização deste equipamento como uma bomba de calor.

Este trabalho é composto por três etapas para chegar à conclusão final. Na primeira delas é dimensionado o sistema de ar condicionado. Nesta etapa também é feita uma análise da demanda do equipamento, ao longo dos meses de verão. Para esta análise, optou-se pela utilização de um programa de simulação computacional. Na segunda etapa, seleciona-se um trocador de calor para aproveitar o calor rejeitado do equipamento condicionador de ar, quando estiver funcionando em modo frio. Este trocador é inserido no ciclo de refrigeração do condicionador de ar. Nesta etapa mostra-se como é feita esta montagem. Na terceira e última etapa do trabalho, é montado um modelo matemático para as trocas térmicas da piscina e o ganho adicional de calor devido ao trocador inserido no ciclo do sistema de ar condicionado.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As edificações estão entre algumas das grandes responsáveis pelo consumo energético no país. Prédios comerciais e residenciais consomem energia elétrica, não só na operação e manutenção, como também nos sistemas artificiais que proporcionam conforto ambiental para seus usuários, como iluminação, climatização e aquecimento de água. Preocupadas por este elevado consumo e procurando minimizá-lo, organizações, como o *U.S. Green Building Council* (USGBC) (1993), propuseram certificações com foco na sustentabilidade. Um dos pré-requisitos para atingir o certificado *Leadership in Energy and Environmental Design* (LEED) (2009), criado pelo USGBC, é o desempenho energético mínimo.

Uma ferramenta utilizada para se ter conhecimento deste desempenho é a simulação computacional. *Softwares* de alto nível de detalhamento e grande precisão auxiliam aos engenheiros e arquitetos a avaliar o consumo energético de edificações. Esses disponibilizam recursos, para propostas de melhorias, visando reduzir este consumo. Para uma avaliação termo-energética de um prédio de uma universidade pública, Souza, 2009, utilizou essa ferramenta. Ele optou pelo *software EnergyPlus*, que atualmente tem grande aplicação como auxílio para atingir o pré-requisito, referente à energia e atmosfera, da certificação LEED.

Este trabalho tem foco na eficiência energética de uma casa. Visto que, Botega, 2008, obteve bons resultados com o *EnergyPlus*, para um estudo termo-energético de uma residência, optou-se por utilizar esta ferramenta computacional. Alguns dos resultados necessários para este presente trabalho são as cargas térmicas dos ambientes climatizados da casa. Bueno, 2009, mostrou que o *EnergyPlus* apresentou um dimensionamento detalhado e preciso do

sistema de climatização de uma edificação da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS).

Para a casa avaliada neste trabalho, foi pensado na colocação de uma piscina, e para manter a temperatura da água mais agradável existia a possibilidade de se instalar um sistema de aquecimento. Mello et alli, 2008, mostraram a alta demanda de energia elétrica para aquecimento de uma piscina da Faculdade de Educação Física da UNICAMP. Também mostraram que as perdas de calor da piscina, por estar ao ar livre, são muito altas. Nos resultados do trabalho apresentado por Mello et alli, 2008, foi visto que a evaporação corresponde a maior parcela de perda de calor. O sistema de aquecimento, utilizado nessa piscina da UNICAMP, é uma bomba de calor.

Ângelo et alli, 2004, apresentaram um protótipo de um aquecedor a gás para aquecimento de piscina. Também mostraram que para dimensionar um sistema de aquecimento, é necessário calcular as trocas térmicas da piscina e ainda desenvolveram um programa de cálculo para chegar a estas trocas. Neste presente trabalho optou-se pela utilização de equações analíticas, para o cálculo da transferência de calor entre a piscina e o ambiente em volta.

Para o modelo matemático das perdas e ganhos de calor da piscina, Woolley et alli, 2011, testaram um equacionamento e compararam com medições realizadas em uma piscina real. Obtiveram resultados com boa precisão, onde a temperatura calculada não se distanciou mais de 0,5°C da temperatura medida. Neste trabalho de conclusão, foi adotado um modelo similar ao que Woolley et alli, 2011, utilizaram, adequando as equações de convecção, radiação, condução e evaporação e adicionando o calor rejeitado pelo sistema de ar condicionado da casa.

Um modelo mais simples foi proposto por Lam e Chan, 2001. Neste modelo alguns parâmetros tiveram seus valores assumidos, sem descrever como estes valores foram atingidos. A absorvidade solar foi assumida $\alpha = 0,85$ como valor médio ao longo do ano, porém não foi descrito como calcularam este importante parâmetro. Lam e Chan, 2001, também incluíram nas trocas térmicas a transferência de calor pela reposição de água na piscina; consideraram a temperatura da água de reposição como 19,5°C. Porém, para este presente trabalho, não se assumiu esses valores apresentados por Lam e Chan, 2001; apenas se comparou as demais equações com as que Woolley et alli, 2011, utilizaram.

Para a absorvidade solar da piscina, não se utilizou o valor de absorvidade encontrado em tabelas de propriedades da água. Esta variável leva em consideração a porção da incidência de radiação absorvida pela água e também refletida pelo fundo e pelas laterais da piscina, sendo parte novamente absorvida pela água. Um procedimento matemático proposto por Wu et alli, 2009, foi comparado com medições da absorvidade de radiação solar de reservatórios de água. Neste presente trabalho foram utilizados os resultados apresentados por Wu et alli, 2009, que levam em consideração os índices de refração da água e do ar, a absorvidade do fundo da piscina e a profundidade média.

3. PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DA RESIDÊNCIA

Para calcular as cargas térmicas da casa e conhecer a demanda do sistema de ar condicionado ao longo do verão, foi utilizado o *software* de simulação de consumo energético e comportamento térmico de edificações *EnergyPlus*. Este programa atualmente está na versão 6.0. O *EnergyPlus* é um programa desenvolvido e fornecido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (DOE), é escrito em linguagem de programação FORTRAN 90 e foi criado a partir dos programas BLAST e DOE-2.

A extensão de arquivo que o programa utiliza é *.idf (Input Data File)*. Para começar a definir este arquivo de entrada de dados, com as informações geométricos e zonas térmicas da edificação, se utiliza o *Google SketchUp 8.0*, ferramenta disponível gratuitamente na internet. Para criar o arquivo *.idf* com o *Google SketchUp 8.0*, é utilizado o *plug-in OpenStudio*, disponibilizado pelo DOE.

3.1. PARÂMETROS PARA UTILIZAÇÃO DO PROGRAMA

Com a geometria criada e as zonas térmicas definidas com o *Google SketchUp 8.0*, passa-se a definir os parâmetros da edificação através do *EnergyPlus*. Neste presente trabalho optou-se pela definição das zonas térmicas como cada ambiente da casa: quartos, banheiros e o estar social. Para cada ambiente foi criado uma zona térmica, totalizando 17 zonas. Apenas os 4 quartos e o estar social foram climatizados.

Os materiais construtivos da casa foram definidos após visitas na obra e análises de cortes do projeto arquitetônico. Para os *schedules* de iluminação, ocupação e operação de equipamentos internos, foi utilizada a Norma ASHRAE 90.1-2007. Outro parâmetro que foi necessário definir para calcular a carga térmica é a infiltração de ar na zona. Para achar o valor deste parâmetro foi utilizado o método descrito no ASHRAE *Fundamentals Handbook chapter 27 – 2001*.

3.2. ARQUIVO CLIMÁTICO

Ao realizar uma simulação durante um ano inteiro, o *EnergyPlus* utiliza dados referentes ao clima do local simulado. Estes dados são fornecidos por um arquivo climático, com extensão *.epw* (*energyplus weather file*). Os dados informados por este arquivo são montados através de um método estatístico *TMY* (*Typical Meteorological Year*), onde são selecionados os meses mais representativos durante os anos em que foram coletados os dados climáticos do local. Outro método para montagem do arquivo climático é o *TRY* (*Test Reference Year*) onde é selecionado o ano mais representativo do clima local.

Como a casa simulada está localizada na cidade de Torres/RS, foram pensadas duas cidades, onde existem dados de um arquivo climático: Porto Alegre/RS e Florianópolis/SC. Sobre Torres não existe um arquivo climático disponível. A localização da casa é litorânea e tem latitude $29^{\circ} 23' 58''$ S, aproximadamente a média entre as latitudes de Porto Alegre e Florianópolis. O clima litorâneo apresenta amplitude térmica diferente de uma localização afastada do oceano (Porto Alegre), portanto optou-se por utilizar um arquivo *TMY* disponível de Florianópolis.

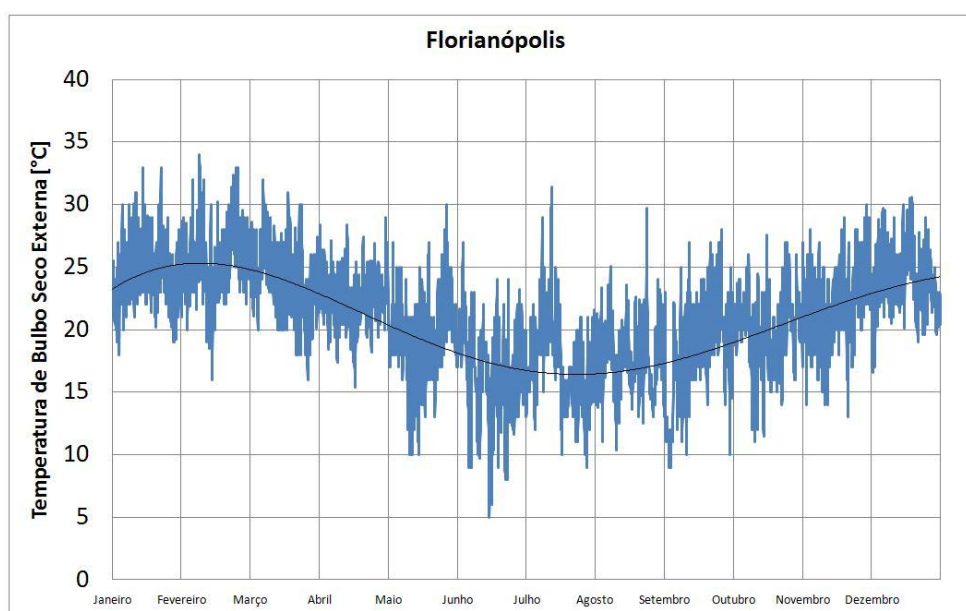


Figura 3.1 – T_{bs} Externa de um *TMY* de Florianópolis/SC

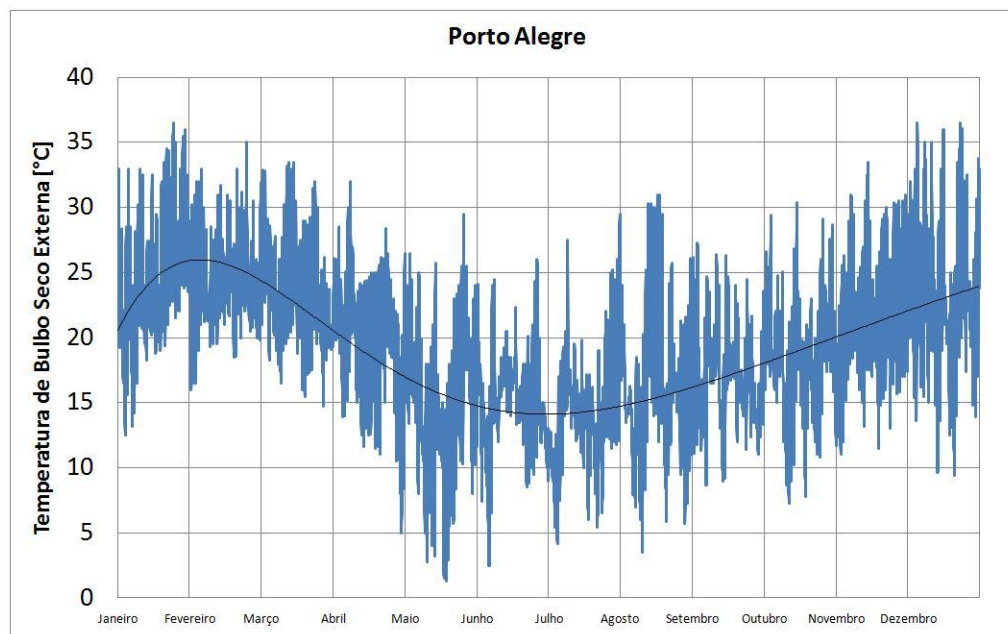


Figura 3.2 – T_{bs} Externa de um *TRY* de Porto Alegre/RS

3.3. OPERAÇÃO DO EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO

O resultado mais importante que deve ser obtido com a simulação é o valor do calor rejeitado pelo sistema de ar condicionado. É necessário definir a disponibilidade de operação do equipamento para a casa simulada, a fim de se atingir este resultado com uma boa aproximação da realidade. No *EnergyPlus* este parâmetro é definido através de um *schedule* que determina quando o sistema estará operando. Dentro do tempo em que a máquina estiver disponível para funcionar, o compressor e o ventilador da condensadora irão operar enquanto a temperatura da zona não estiver atendendo o *set point* do termostato. O ventilador da evaporadora sempre estará funcionando, nas horas em que o equipamento estiver ligado.

Este *schedule* de operação leva em conta a ida dos ocupantes da casa à praia durante o período da manhã, portanto o condicionador de ar fica desligado entre as 8:00h até as 13:00h. No período da tarde, apenas o estar social terá funcionamento do ar condicionado e durante a noite, apenas a área íntima (4 quartos).

4. METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DO CONDICIONADOR DE AR E SELEÇÃO DO AQUECEDOR

Para se utilizar o calor rejeitado pelo condicionador de ar no aquecimento da piscina, um sistema foi proposto inserindo um trocador de calor no ciclo de refrigeração dos equipamentos que climatizam a casa. O trocador deve aquecer a água, utilizando a energia de condensação. Este sistema foi proposto após o conhecimento da capacidade do ar condicionado.

4.1. DIMENSIONAMENTO DO CONDICIONADOR DE AR

O dimensionamento do sistema de ar condicionado é conhecido com os resultados da simulação. O *EnergyPlus* calcula a carga térmica do ambiente pela equação diferencial ordinária de balanço da zona [*EnergyPlus: EngineeringReference, 2011*]:

$$C_z \cdot \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=l}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + \sum_{i=l}^{N_{surfaces}} h_i \cdot A_i \cdot (T_{si} - T_z) + \sum_{i=l}^{N_{zones}} \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} \cdot C_p \cdot (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sys} \quad (4.1)$$

onde $C_z \cdot \frac{dT_z}{dt}$ é a taxa de energia acumulada na zona [W], $\sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i$ é a soma das cargas convectivas internas [W], $\sum_{i=1}^{N_{surfaces}} h_i \cdot A_i \cdot (T_{si} - T_z)$ é a transferência de calor oriunda das superfícies da zona [W], $\sum_{i=1}^{N_{zones}} \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_{zi} - T_z)$ é a transferência de calor pela mistura de ar entre zonas [W], $\dot{m}_{inf} \cdot C_p \cdot (T_\infty - T_z)$ é a transferência de calor pela infiltração de ar exterior [W] e \dot{Q}_{sys} é a troca de calor pelo sistema de climatização.

Conhecendo o valor de carga térmica dos ambientes climatizados pela primeira simulação, selecionam-se máquinas com potência nominal de mercado que atendam a carga calculada. Estas potências são informadas no arquivo de entrada de dados e é então, realizada uma nova simulação.

A capacidade de refrigeração do condicionador de ar varia com as condições do ambiente externo e o interno da zona. Para fazer este ajuste o EnergyPlus utiliza uma curva de correção bi quadrática [EnergyPlus: EngineeringReference, 2011]:

$$TotCapFac = a + b(T_{bu,i}) + c(T_{bu,i})^2 + d(T_{bs,o}) + e(T_{bs,o})^2 + f(T_{bu,i})(T_{bs,o}) \quad (4.2)$$

Nesta equação: $TotCapFac$ é o fator de correção da potencia nominal do condicionador de ar, $T_{bu,i}$ é a temperatura de bulbo úmido do retorno de ar da máquina [°C], $T_{bs,i}$ é a temperatura de bulbo seco na entrada da serpentina condensadora [°C] e a, b, c, d, e e f são os coeficientes desta correlação.

4.2. AQUECEDOR LIGADO AO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Para o aquecedor utilizar a energia dissipada no ciclo de refrigeração do condicionador de ar, ele deve ser posicionado na descarga do compressor. Assim, toda condensação será realizada no aquecedor. Foi escolhido um trocador de calor do tipo casco-tubo para exercer esta função.

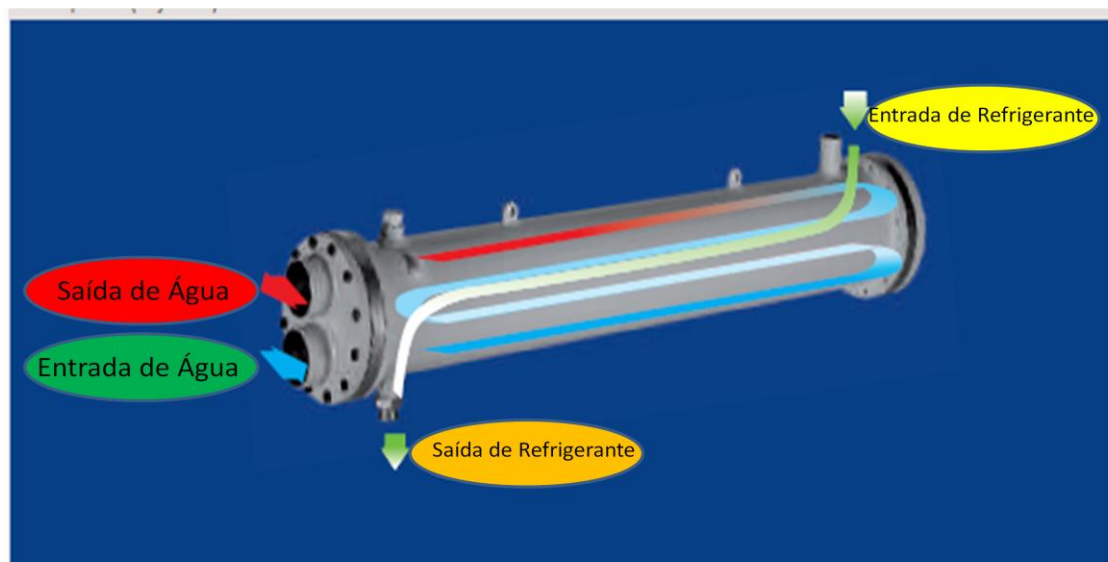


Figura 4.1 – Fluxos de Água e Refrigerante do Trocador de Calor

Como este aquecedor de água terá seu funcionamento apenas quando o equipamento estiver operando em modo frio, um *by pass* pelo trocador deve existir durante o modo aquecimento. Quando o ar condicionado estiver em ciclo reverso o calor da condensação é utilizado no aquecimento do ambiente.

Foi considerado, neste trabalho, que o desempenho do ar condicionado não sofre alteração quando o sistema for acoplado ao trocador de calor junto com a piscina. Woolley et alli, 2011, mostraram que o desempenho, nesse caso, deve melhorar na ordem de 30% pela maior facilidade do sistema de ar condicionado trocar o calor rejeitado com água, em relação com a troca de calor com ar.

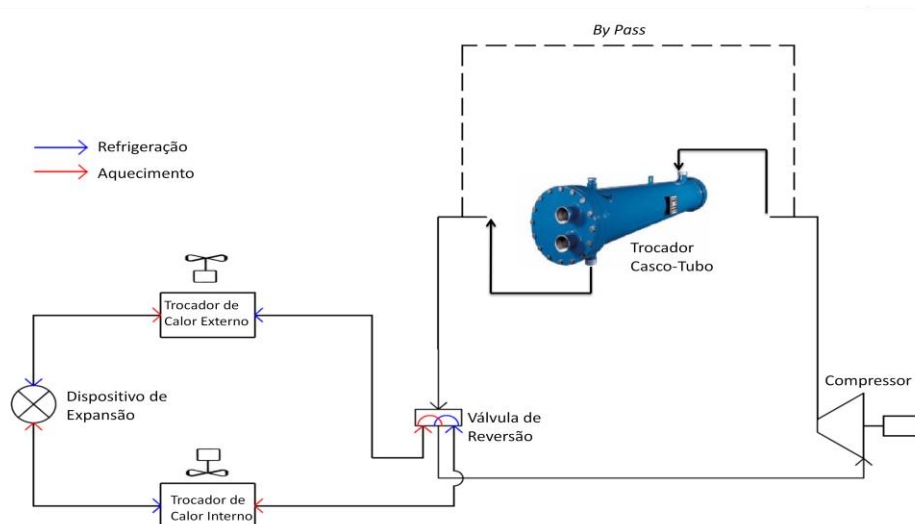


Figura 4.2 – Ciclo de Refrigeração com Trocador Casco-Tubo

4.3. SELEÇÃO DO AQUECEDOR DE ÁGUA

Quando o trocador estiver aquecendo a água da piscina, ele deve trocar todo calor dissipado no ciclo. Desde o dessuperaquecimento, condensação e até o subresfriamento. Para se chegar até uma capacidade nominal de troca foram utilizados os resultados da simulação. Analisando a capacidade de refrigeração do condicionador, mais o consumo elétrico do compressor máximos ao longo do verão, foi conhecida a capacidade de troca que o trocador deve atender. Para garantir que o trocador consiga trocar toda esta energia da condensação, é necessário que a vazão de água nominal do aquecedor seja atingida.

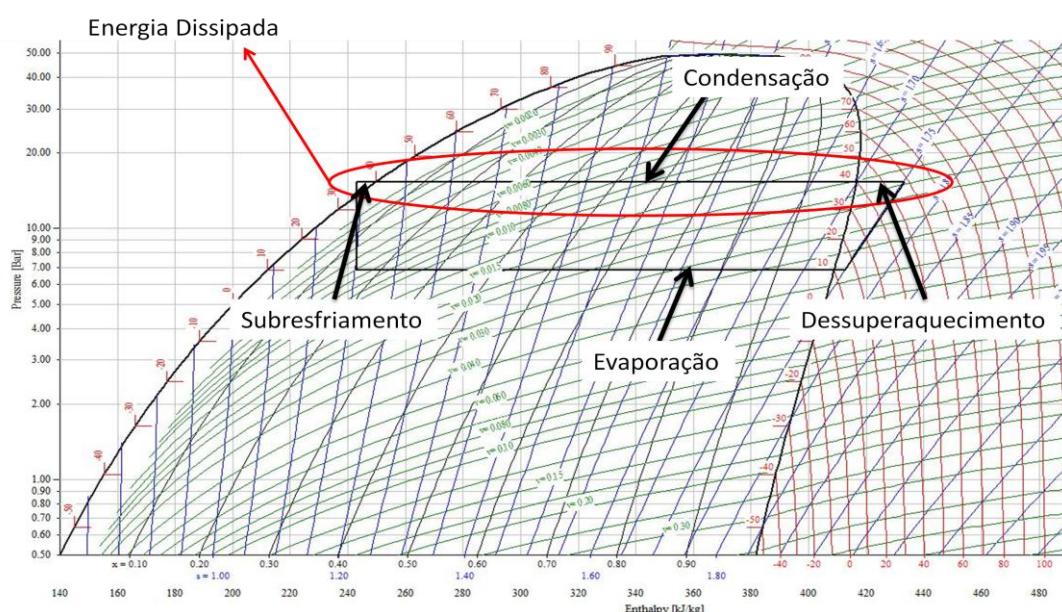


Figura 4.3 – Energia Dissipada no Ciclo de Refrigeração

5. METODOLOGIA PARA AS TROCAS TÉRMICAS DA PISCINA

O objetivo final deste trabalho é conhecer o comportamento da temperatura da água da piscina, ao longo dos meses de verão. Para se chegar a este comportamento foi realizado um modelo matemático das trocas térmicas da piscina com o ambiente externo.

5.1. BALANÇO ENERGÉTICO

Como o *EnergyPlus* mostra seus resultados em um intervalo de tempo de uma hora e também fornece os dados do ambiente externo neste mesmo intervalo, foi realizado um cálculo das trocas térmicas a cada hora do dia 21/12 até o dia 21/03. Um total de 2184 horas foram realizadas. O resultado que é encontrado com o balanço térmico da piscina é a variação da sua temperatura durante a hora calculada, por isso um valor inicial deve ser estimado. Para fazer o cálculo do balanço térmico é utilizado o valor da temperatura da água em $t - 1$. Esta variação é achada através da seguinte equação:

$$\Delta U_{int} = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad (5.1)$$

onde ΔU_{int} é a variação da energia interna [W], ρ a massa específica $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$, V é o volume de água da piscina $[m^3]$, C_p é o calor específico da água a pressão constante $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$, ΔT é a variação da temperatura da água [K], e Δt o intervalo de tempo [s]. Considerando o intervalo de tempo como uma hora ou 3600 segundos, a equação 5.1 pode ser utilizada para se achar a variação da temperatura da água da piscina da seguinte maneira:

$$\Delta T = \frac{\Delta U_{int} \cdot 3600 s}{\rho \cdot V \cdot C_p} \quad (5.2)$$

A temperatura da piscina foi considerada uniforme e o calor específico, a massa específica e o volume, constantes com valores de $C_p = 4200 \left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$, $\rho = 996 \left[\frac{kg}{m^3}\right]$ e $V = 44,8 [m^3]$.

Foi realizada uma análise da primeira lei da termodinâmica para o sistema piscina e trocador de calor, onde as fronteiras do volume de controle são as laterais e fundo da piscina e a superfície da água.

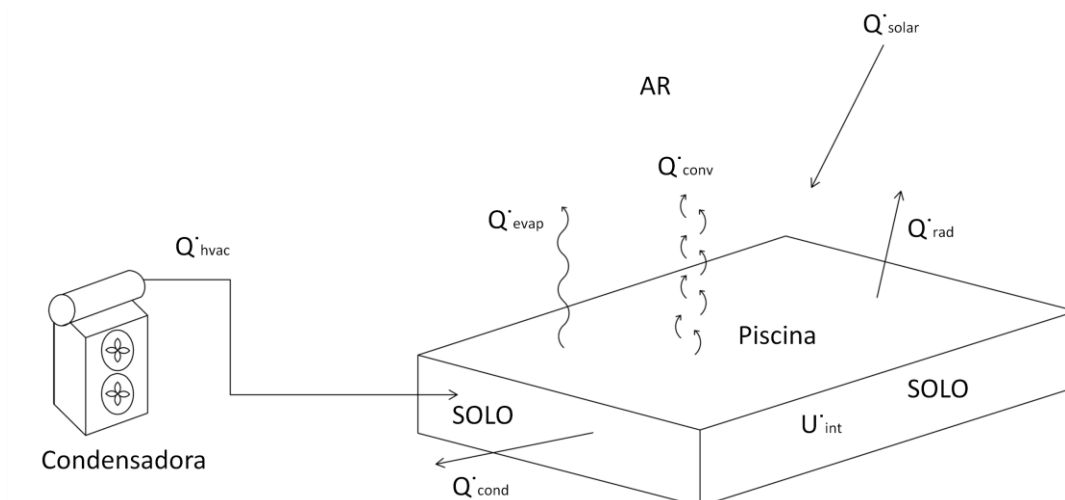


Figura 5.1 – Balanço Energético da Piscina

A equação para esta análise fica:

$$\dot{U}_{int} = \dot{Q}_{hvac} + \dot{Q}_{solar} - (\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{cond}) \quad (5.3)$$

Nesta equação todas as variáveis têm unidade watts. \dot{U}_{int} é a variação da energia interna, \dot{Q}_{hvac} é o calor ganho do aquecedor, \dot{Q}_{solar} é o calor ganho da incidência solar, \dot{Q}_{evap} é o calor perdido por evaporação, \dot{Q}_{conv} é o calor perdido por convecção, \dot{Q}_{rad} é o calor perdido por radiação e \dot{Q}_{cond} o calor perdido por condução.

5.2. EQUACIONAMENTO DAS TROCAS TÉRMICAS

Para calcular cada parcela das trocas térmicas foi necessário utilizar um equacionamento adequado para uma piscina. Woolley et alli, 2011, apresentaram as equações de transferência de calor adequadas para esta situação.

A primeira troca térmica apresentada é devido à incidência solar. Para esta troca foi utilizada a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{solar} = S \cdot \alpha \cdot A \quad (5.4)$$

onde S é a incidência de radiação solar na superfície de piscina $\left[\frac{W}{m^2}\right]$, α é a absorvidade da água, e A é a área da superfície de piscina $[m^2]$. Para se chegar ao valor da incidência de radiação solar na superfície da piscina, foi criado um modelo no *EnergyPlus* onde a única participação da casa foi o sombreamento sobre a piscina. O valor da absorvidade foi utilizado a partir do resultado que Wu et alli, 2009, obteve. Chegou-se a um valor médio de $\alpha = 0,77$.

O equacionamento utilizado para as perdas de calor por evaporação foi o seguinte:

$$\dot{Q}_{evap} = h_{evap} \cdot A \cdot (e_s - e_a) \quad (5.5)$$

$$h_{evap} = 0,036 + 0,025 \cdot V \quad (5.6)$$

onde h_{evap} é uma função da velocidade do vento para evaporação $\left[\frac{W}{m^2 \cdot Pa}\right]$, e_s é pressão de vapor saturado do ar na temperatura da água da piscina $[Pa]$, e_a é a pressão parcial de vapor no ar ambiente $[Pa]$, e V é a velocidade do vento $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Bowen (apud Woolley et alli, 2011) mostrou que as trocas de calor por convecção podem ser expressas em função da evaporação, com velocidade do vento diferente de zero, através do seguinte equacionamento:

$$\dot{Q}_{conv} = R_{Bowen} \cdot \dot{Q}_{evap} \quad (5.7)$$

$$R_{Bowen} = C_{Bowen} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{(T_w - T_a)}{(e_s - e_a)} \quad (5.8)$$

onde R_{Bowen} é a razão de Bowen, C_{Bowen} é o coeficiente de Bowen com valor igual a $61,3 \left[\frac{Pa}{^\circ C}\right]$, P_a é a pressão atmosférica do ambiente externo $[Pa]$, P_o é a pressão de referência com valor de $101325 [Pa]$, T_w é a temperatura da água da piscina $[^\circ C]$ e T_a é a temperatura de bulbo seco do ar $[^\circ C]$. Com a velocidade do vento nula, se utilizou um equacionamento para convecção livre:

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h} \cdot A \cdot (T_w - T_a) \quad (5.9)$$

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k_{ar}}{L_C} \quad (5.10)$$

$$L_C = \frac{A}{P} \quad (5.11)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,1 \cdot Ra_L^{0,5} \quad \therefore \quad (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \quad (5.12)$$

onde \bar{h} é o coeficiente convectivo médio $\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$, \overline{Nu}_L é o número de Nusselt médio, k_{ar} é a condutividade térmica do ar $\left[\frac{W}{m.K}\right]$, L_C é o comprimento característico para convecção da piscina $[m]$, P é o perímetro da superfície da piscina $[m]$ e Ra_L é o número de Rayleigh.

Para calcular as trocas por radiação infravermelho de onda longa entre a piscina e o céu foi utilizado o seguinte equacionamento:

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot [(T_w - 273)^4 - (T_{ceu} - 273)^4] \quad (5.13)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann com valor de $5,67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2.K^4}\right]$, ε é a emissividade da água e T_{ceu} é a temperatura do céu $[^\circ C]$. O valor da temperatura do céu foi conhecido através do modelo simulado no *EnergyPlus*.

Como a piscina deve ser enterrada, as trocas por condução ocorrem entre a água e o solo; para este fenômeno foi utilizado o seguinte equacionamento:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{1}{L_{cond}} \cdot q_{ss} \cdot k_{solo} \cdot A_s \cdot (T_w - T_{solo}) \quad (5.14)$$

$$L_{cond} = \left(\frac{A_s}{4 \cdot \pi}\right)^{0,5} \quad (5.15)$$

onde L_{cond} é o comprimento característico para condução da piscina $[m]$, A_s é a área das laterais e do fundo da piscina em contato com o solo $[m^2]$, q_{ss} é o fator de forma para condução bidimensional, k_{solo} é a condutividade térmica do solo $\left[\frac{W}{m.K}\right]$ e T_{solo} é a temperatura do solo $[^\circ C]$. A temperatura do solo foi encontrada pela simulação do modelo da piscina. O fator de forma é achado na tabela mostrada por Incropera et alli, 2007, onde D é a largura da piscina e d é a profundidade.

Tabela 5.1 – Fator de Forma para Condutividade Bidimensional

d/D	q_{ss}
0,1	0,943
1,0	0,956
2,0	0,961

Todos os dados climáticos, como temperatura de bulbo seco do ar, quantidade de umidade, pressão atmosférica e velocidade do vento foram achados nos resultados da simulação, utilizando o arquivo climático.

Neste presente trabalho, foi calculada a taxa de massa de água evaporada para conhecer a necessidade de reposição. Estimando a temperatura da água de reposição igual à temperatura do solo e usando a vazão igual à taxa de água evaporada, viu-se que a troca de

calor devido a este fenômeno, ficou menor que 0,5% da soma de todas outras trocas. Levando em conta este fato e a dificuldade de conhecer a fonte de reposição de água e por consequência sua temperatura, não foi considerada no cálculo final a troca de calor com a reposição de água. Para esta previsão da troca térmica foi utilizado o seguinte equacionamento:

$$\dot{Q}_{wr} = C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_w - T_{wr}) \quad (5.16)$$

onde \dot{Q}_{wr} é o calor trocado pela reposição de água [W], \dot{m} é a vazão da água de reposição igual à taxa de água evaporada, $\left[\frac{kg}{s}\right]$ e T_{wr} é a temperatura da água repostada na piscina [°C].

6. RESULTADOS

Os primeiros resultados encontrados neste trabalho foram as cargas térmicas dos ambientes que serão climatizados. Com o valor destas cargas, potências de equipamentos de ar condicionado existentes no mercado foram selecionadas. Informando estas potências no arquivo de entrada de dados para a simulação, obteve-se o resultado do calor rejeitado a cada hora, durante o período de verão. Conhecendo este calor rejeitado, foi possível calcular o modelo matemático das trocas térmicas da piscina e conhecer o comportamento de sua temperatura.

6.1. EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO E AQUECEDOR DE ÁGUA

Os valores comerciais das capacidades de refrigeração dos condicionadores de ar e capacidades nominais dos trocadores de calor foram retirados de catálogos técnicos disponíveis no mercado.

Como 5 ambientes na casa serão climatizados, foram selecionados 5 equipamentos de ar condicionado. Para cada compressor, localizados nas unidades condensadoras, foi selecionado um trocador de calor. Para a instalação deste sistema, deve ser montada uma tubulação de água ligando os trocadores com a piscina e uma bomba d'água gerando uma vazão. Os trocadores devem estar interligados entre si e com a piscina. A bomba d'água deve atender a soma das vazões nominais dos trocadores de calor.

Na figura abaixo foi desenhado um esquema utilizando a bomba do filtro da piscina para circular a água nos trocadores de calor. A linha em azul é a água que está na temperatura da piscina e fica ligada a conexão de entrada dos aquecedores, a linha em vermelho é a água que está ligada a conexão de saída, já aquecida e retornando para a piscina.

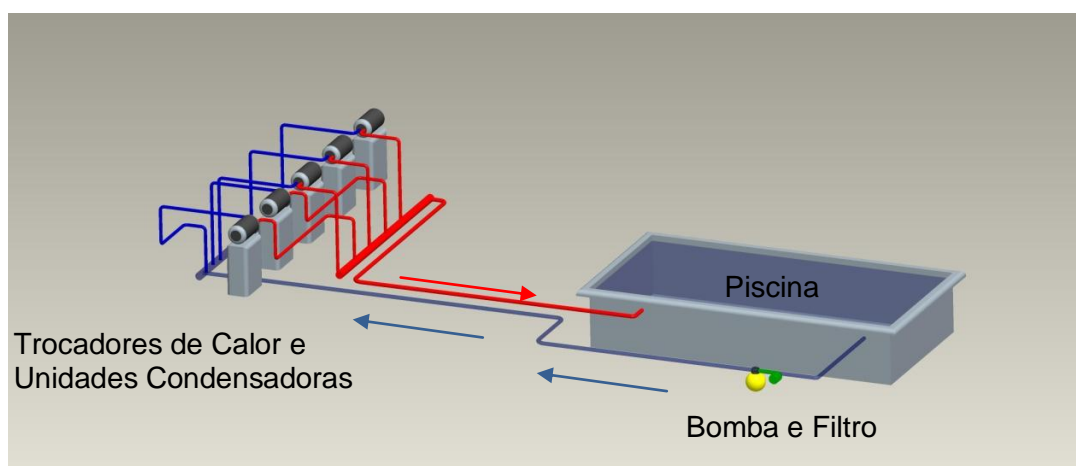


Figura 6.1 – Trocadores de Calor Ligados à Piscina

Somando as vazões nominais dos 5 trocadores foi encontrada uma vazão de 1,94 L/s que a bomba d'água deve fornecer.

Tabela 6.1 – Seleção de Condicionadores de Ar e Trocadores de Calor Casco-Tubo

<i>Zona</i>	<i>Carga Térmica (W)</i>	<i>Potência Comercial (W)</i>	<i>Máximo Calor Rejeitado (W)</i>	<i>Capacidade Nominal do Trocador (W)</i>
ESTAR SOCIAL	8493	10541	13550	15200
DORMITÓRIO 01	1817	2196	3172	3200
DORMITÓRIO 02	1409	2196	2839	3200
DORMITÓRIO 03	2110	2196	3481	6500
DORMITÓRIO 04	2116	2196	3460	6500

Para os trocadores deve ser levada em conta a realização de uma limpeza periódica nos tubos a fim de manter o fator de incrustação especificado pelo fabricante.

6.2. COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA DA ÁGUA

A partir do resultado do modelo matemático, foi realizado um gráfico comparando a temperatura da água da piscina, utilizando o calor rejeitado com a temperatura sem esta utilização. A temperatura média da água ao longo do verão, utilizado o calor rejeitado obteve valor de 29,5°C, enquanto que sem a recuperação de calor foi de 26,2°C.

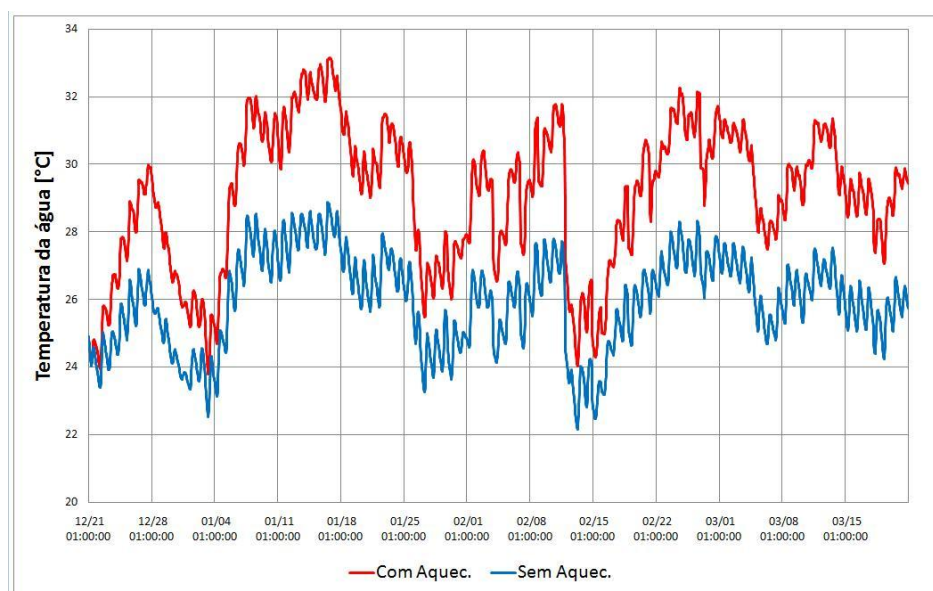


Figura 6.2 – Comparação da Temperatura da Água ao Longo do Verão

Observa-se que o comportamento da temperatura foi similar em ambos os casos. Para se fazer uma análise deste comportamento com mais detalhamento foi realizada uma

comparação durante apenas dois dias. Foram escolhidos um dia durante o período mais quente e um dia durante o período mais frio da temperatura da água.

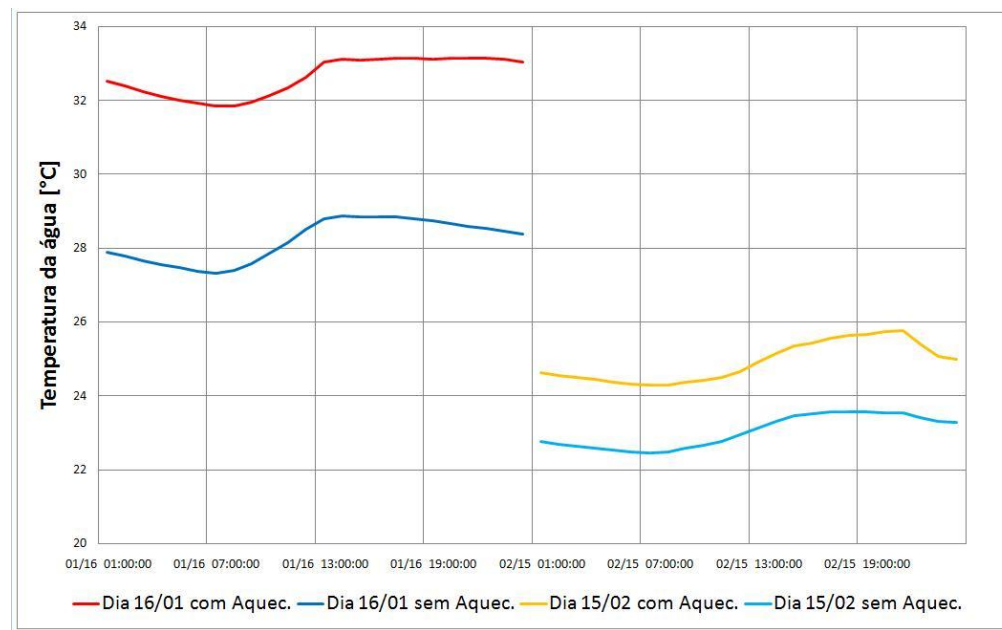


Figura 6.3 - Comparação da Temperatura da Água Durante os Dias 16/01 e 15/02

Pode-se observar, a partir do gráfico abaixo, que o principal fator externo que faz com que a temperatura da água oscile é a temperatura de bulbo seco do ar ambiente. Este dado climático tem influência nas principais trocas térmicas que o sistema realiza.

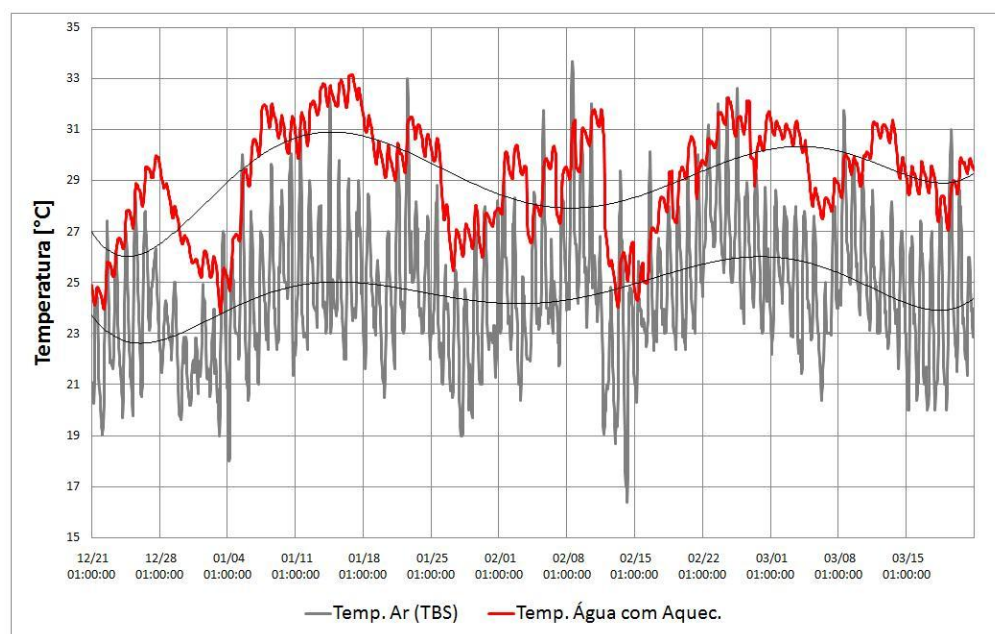


Figura 6.4 - Comparação da Temperatura da Água com a TBS Externa ao Longo do Verão

Este modelo matemático levou em consideração trocas térmicas a partir de fenômenos diferentes, como evaporação, convecção, radiação, condução e o calor ganho dos trocadores de calor. Neste último, ambos os fenômenos de condução e convecção ocorrem na troca de

calor entre a água da piscina e a água que está sendo bombeada através dos aquecedores. Para se conhecer qual é a parcela de cada mecanismo de troca no volume de controle analisado, foi quantificada a energia total que o sistema trocou durante todo o verão.

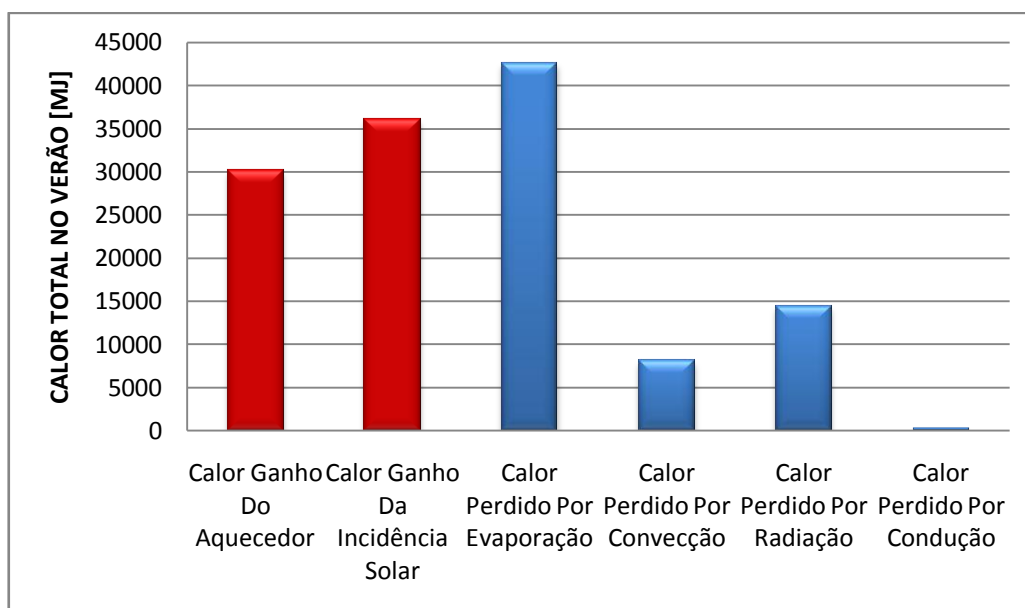


Figura 6.5 – Parcela das Trocas Térmicas

Fica claro que a evaporação é o principal mecanismo de perda de calor e que o sistema troca muito pouco calor por condução com o solo. A energia ganha pelo aquecedor teve magnitude próxima ao ganho pela incidência solar, mostrando que é uma quantidade considerável, a qual normalmente seria jogada fora para o ambiente.

6.3. VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES INICIAIS

Para a realização do cálculo da temperatura da água durante o verão, foi necessário estimar uma temperatura inicial. Foi escolhido o valor de 25°C. A partir deste valor, um ΔT é gerado a cada hora, devido à variação da energia interna do sistema. Durante as primeiras horas do cálculo pode haver um erro na temperatura encontrada, devido ao valor inicial estimado. Para conhecer o instante em que o sistema entra em regime, foram testadas condições iniciais de $\pm 50^\circ\text{C}$ em relação aos 25°C primeiramente estimados.

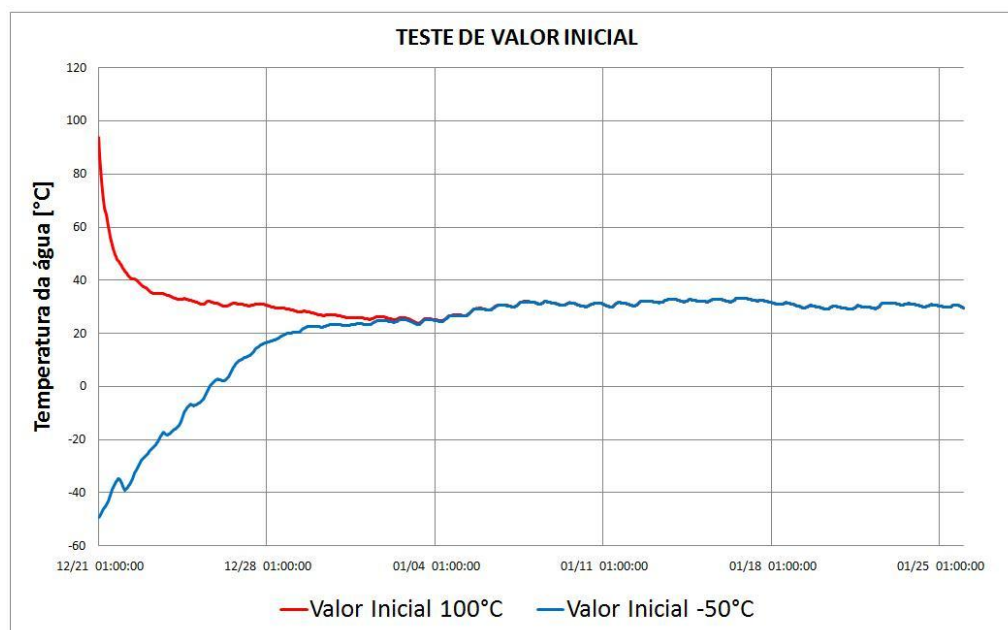


Figura 6.6 – Teste do Valor Inicial da Temperatura da Água

Como é observado que as curvas se encontram a partir da segunda semana do cálculo, foi considerado regime a partir do começo da terceira semana em diante e achada a temperatura média com estes valores.

7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Segundo o ASHRAE *Applications Handbook chapter 04 – 2001*, a faixa de temperatura de conforto para piscinas de lazer é de 24°C a 29°C. Foi visto neste trabalho que a temperatura atingida pela água na piscina, com o sistema de aquecimento, ficou levemente acima desta faixa. Sem o aquecimento, a temperatura ficaria 3,3°C mais fria, próxima do limite inferior da faixa de conforto. Neste caso se conclui que o sistema de aquecimento obteve efeito útil para atingir uma condição mais agradável da piscina, para lazer.

A energia gasta no sistema proposto neste trabalho não teria aproveitamento se simplesmente fosse rejeitada pelo condicionador de ar. Esta solução, que visa à eficiência energética da residência, atualmente tem alta valorização de um ponto de vista sustentável e também econômico.

A utilização de uma simulação computacional foi uma excelente opção pelo detalhamento dos resultados e rapidez para atingi-los. O modelo matemático se mostrou confiável e apresentou valores dentro das expectativas criadas a partir de resultados de outros trabalhos.

Sugestões para futuros trabalhos: primeiramente uma análise do custo para instalação do sistema de aquecimento com os trocadores de calor. Este trabalho poderia ser realizado para condições diferentes como, por exemplo, edifícios residenciais, que devem apresentar potência de ar condicionado maior, embora possam utilizar piscinas maiores também. Outra sugestão seria uma verificação da utilização do calor rejeitado para aquecimento da água dos chuveiros e pias de edificações, sempre visando à redução do consumo energético.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alfa Laval “Water Cooled Condensers”, <http://www.alfalaval.com>. Acessado em 25/05/2011.

Ângelo, J.; Moura, L.; Velásquez, J. “**Desenvolvimento De Um Protótipo De Aquecedor A Gás Para Piscina**”, Mercofrio – Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL, 2004.

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., “**ASHRAE Applications Handbook**”, SI Edition, Atlanta, USA, 2001.

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., “**ASHRAE Fundamentals HandBook**”, SI Edition, Atlanta, USA, 2001.

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., “**Standard 90.1: Energy Standard for Buildings except Low-Rise Residential Buildings**”, SI Edition, Atlanta, USA, 2007.

Botega, F. “**Análise Termoenergética de Uma Edificação Visando o Efeito de Isolamento Térmico**” 2007. 25f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.

Bueno, W. S. “**Comparação entre Dois Sistemas de Ar-Condicionado para um Prédio Histórico**” 2010. 21f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

Carrier “**Catálogo Comercial**”, www.springercarrier.com.br, Acessado em 25/05/2011.

EnergyPlus “**Engineering Reference: The Reference to EnergyPlus Calculations**”, 11/10/2010, <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus>. Acessado em 25/05/2011.

Incropera, F.; DeWitt, D.; Bergman, T.; Lavine, A. “**Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**”, 6ª Edição, Rio de Janeiro: LTC, 2008.

Lam, J.; Chan, W. “**Life Cycle Energy Coast Analyses of Heat Pump Application for Hotel Swimming Pool**”, Energy Conversion and Management, 42ª Edition, 2001.

Mello, C.; Guarenghi, M.; Togawa, V. “**Estudo Sobre A Ineficiência Do Aquecimento Das Piscinas Da Faculdade De Educação Física Da Unicamp.**”, Revista Ciências do Ambiente On-Line, Volume 4, Agosto de 2008.

Souza, L. C. “**Avaliação Termo-Energética de um Edifício Segundo Critérios de Prédios Verdes**” 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

USGBC “**Leadership in Energy and Environmental Design (LEED)**” 2009, <http://www.usgbc.org>. Acessado em 06/05/2011.

Woolley, J.; Harrington, C.; Modera, M. “**Swimming Pools as Heat Sinks for Air Conditioners: Model Design and Experimental Validation for Natural Thermal Behavior of the Pool**”, Building and Environment, 46ª Edition, 2011.

Wu, H.; Tang, R.; Li, Z.; Zhong, H. “**A Mathematical Procedure to Estimate Solar Absorptance of Shallow Water Ponds**”, Energy Conversion and Management, 50ª Edition, 2009.

ANEXO – TABELAS PARA SELEÇÃO DOS CONDICIONADORES DE AR

Para obtenção das capacidades de refrigeração dos condicionadores de ar, foram utilizadas tabelas de catálogos comerciais da *Springer Carrier*.

Tabela A.1 – Tabela para Seleção de Condicionadores de Ar do Tipo Parede

EVAPORADORA					CONDENSADORA			CONJUNTO								
Modelos	Ciclo	Vazão (m³/h)	Vel.	Dimensões (LxAxP - mm)	Peso (kg)	Modelos	Dimensões (LxAxP - mm)	Peso (kg)	Capacidade (Btu/h)	Alimentação (V-ph-Hz)	Consumo (W)	Corrente (A)	Disjuntor (A)	Desnível "W" (m)	Comprimento Máximo "X+Y+Z" (m)	Classificação Inmetro
42RWCA007515LS	F	430	3	790x275x190	8,5	38KCB007515MS	443x563x370	19	7500	220-1-60	685	3,11	16	5	10	A
42RWQA007515LS	Q/F	430	3	790x275x190	8,5	38KQB007515MS	443x563x370	20	7500	220-1-60	685	3,11	16	5	10	A
42RWCA009515LS	F	490	3	790x275x190	8,5	38KCB009515MS	443x563x370	20	9000	220-1-60	874	3,97	16	5	10	B
42RWQA009515LS	Q/F	490	3	790x275x190	8,5	38KQB009515MS	443x563x370	21	9000	220-1-60	874	3,97	16	5	10	B
42RWCA012515LS	F	560	3	790x275x190	9	38KCB012515MS	443x563x370	22	12000	220-1-60	1.165	5,3	16	5	10	B
42RWQA012515LS	Q/F	560	3	790x275x190	9	38KQB012515MS	443x563x370	23	12000	220-1-60	1.250	5,68	16	5	10	C
42RWCA018515LS	F	860	3	1030x313x221	14	38KCB018515MS	565x563x450	31	18000	220-1-60	1.750	7,95	20	10	20	B
42RWQA018515LS	Q/F	860	3	1030x313x221	14	38KQB018515MS	565x704x450	33	18000	220-1-60	1.755	7,98	20	10	20	B
42RWCA022515LS	F	1010	3	1030x313x221	14	38KCB022515MS	565x704x450	30	22000	220-1-60	2.140	9,73	20	10	20	B
42RWQA022515LS	Q/F	1010	3	1030x313x221	14	38KQB022515MS	565x704x450	33	22000	220-1-60	2.145	9,75	20	10	20	B

Tabela A.2 – Tabela para Seleção de Condicionadores de Ar do Tipo Cassete

Unidade Interna				Unidade Externa			Conjunto									
Código	Vazão de Ar Nominal (m³/h)	Velocidades	Dimensões LxAxP (mm)	Peso sem embalagem (kg)	Código	Dimensões LxAxP (mm)	Peso sem embalagem (kg)	Capacidade Nominal (BTU/h)	Operação	Alimentação elétrica (V-Ph-Hz)	Consumo - Refrigeração (W)	Corrente - Refrigeração (A)	Disjuntor (A)	Comprimento Máximo Tubulação (m) (A+B+C da liberação da instalação do split)	Desnível Máximo Unidades (m) (D da ilustração da instalação do split)	
40KWCA018515LC	860	3	580x254x580	24	38KCD018515MC	565x704x452	32	18.000	Frio	220-1-60	2020	9,2	20	20	10	
40KWQA018515LC	860	3	580x254x580	21	38KQD018515MC	565x704x452	33	18.000	Quente/Frio	220-1-60	2020	9,2	20	20	10	
40KWCA024515LC	1380	3	840x230x840	31	38KCD024515MC	565x704x452	32	24.000	Frio	220-1-60	2415	11	20	20	10	
40KWQA024515LC	1380	3	840x230x840	31	38KQD024515MC	565x704x452	33	24.000	Quente/Frio	220-1-60	2465	11,2	20	20	10	
40KWCA036515LC	2067	3	840x300x840	37	38CCD036515MC	572x870x572	80	36.000	Frio	220-1-60	3720	16,9	25	30	10	
40KWQA036515LC	2067	3	840x300x840	37	38CQD036515MC	572x870x572	80	36.000	Quente/Frio	220-1-60	3720	16,9	25	30	10	
40KWCA048515LC	1830	3	840x300x840	39	38CCD048535MC	572x870x572	62	46.000	Frio	220-3-60	4585	20,8	20	30	10	
40KWQA048515LC	1830	3	840x300x840	39	38CQD048535MC	762x912x762	102	46.000	Quente/Frio	220-3-60	4685	21,3	20	30	10	
40KWCA048515LC	1830	3	840x300x840	39	38CCD048235MC	572x870x572	62	46.000	Frio	380-3-60	4585	20,8	20	30	10	
40KWQA048515LC	1830	3	840x300x840	39	38CQD048235MC	762x912x762	102	46.000	Quente/Frio	380-3-60	4685	21,3	20	30	10	

Para os condicionadores de ar dos quatro quartos foi selecionada a máquina de código: unidade externa – 38KQB007515MS, unidade interna – 42RWQA007515LS. Para cada quarto foi utilizada uma máquina deste modelo. No estar social se utilizou o equipamento de código: unidade externa – 38CQD036515MC, unidade interna – 40KWQA036515LC.

APÊNDICE A – CASA DESENHADA NO GOOGLE SKETCHUP

Dois modelos foram criados no *Google SketchUp* para simular no *EnergyPlus*, um modelo da casa e outro apenas da piscina com a casa como sombreamento externo. Utilizando uma ferramenta disponível no *Google SketchUp* se mostra os dois modelos posicionados no terreno em Torres/RS com auxílio do software *Google Earth*.

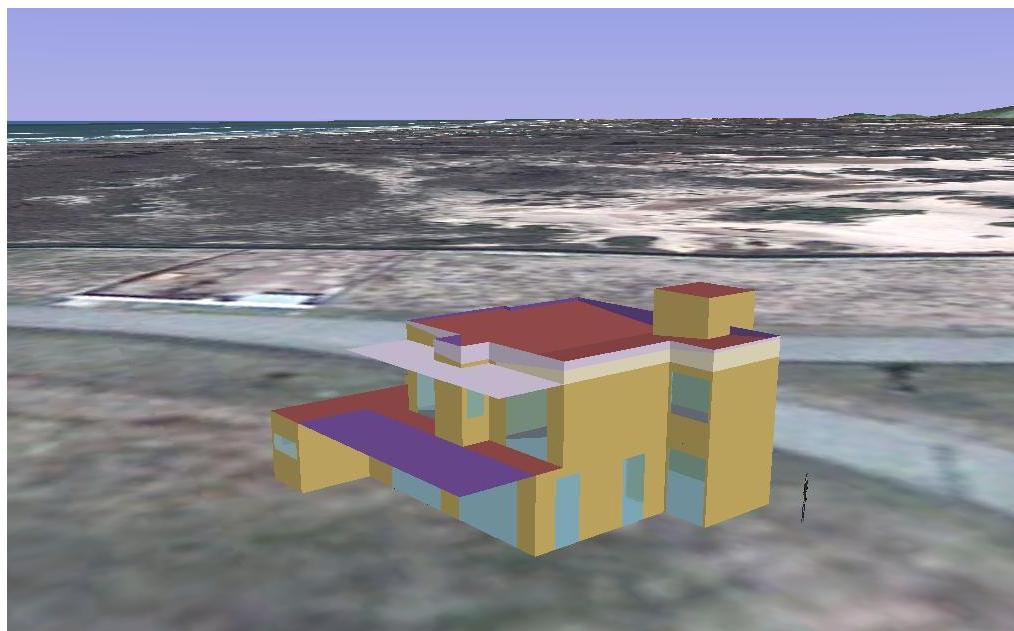


Figura A.1 – Modelo da Casa

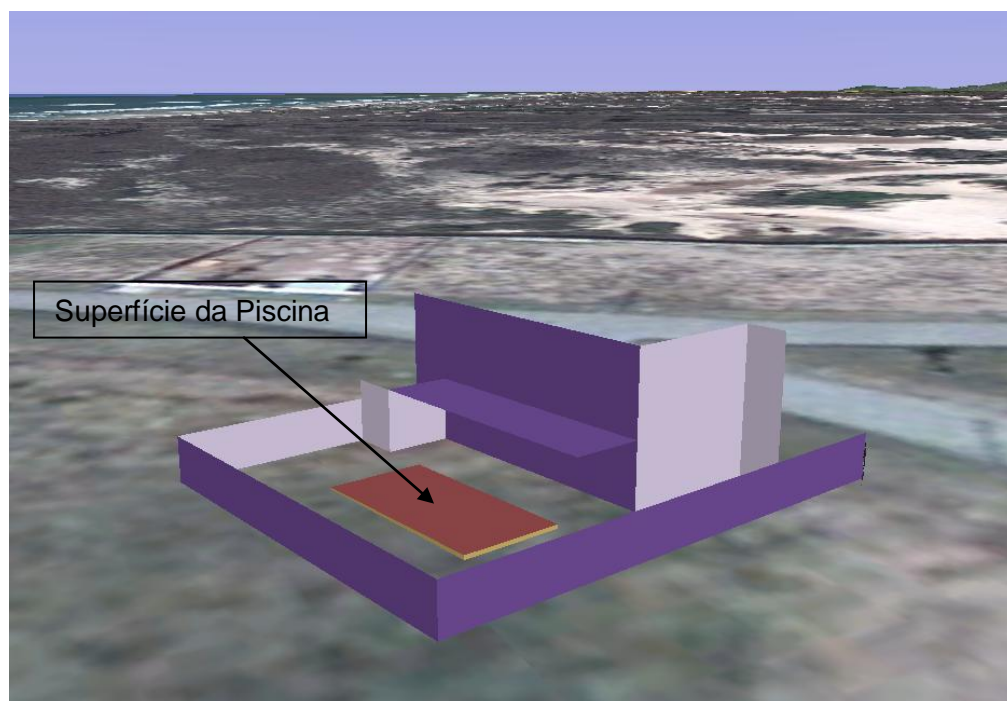


Figura A.2 – Modelo da Piscina

APÊNDICE B – TABELAS PARA SELEÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR

Na seleção dos trocadores de calor foi utilizado o catálogo comercial da *Alfa Laval*. Nas figuras abaixo estão apresentadas as tabelas adaptadas desses catálogos.

Tabela B.1 – Tabela de Capacidade Nominal dos Trocadores de Calor

Modelo	CRS	3	6	8	12	15	20	25
Água de Torre de Resfriamento								
R22	Qn (kW)	3.2	6.5	8.1	12.2	15.2	20.3	25.3
Tc = 40.6°C	Wn (m³/h)	0.8	1.6	1.5	2.2	2.2	3	3.7
Ti = 29.4°C	Wm (m³/h)	0.9	1.8	1.7	2.6	2.6	3.4	4.3
FF = 0.000043 m² K/W	Dpn (bar)	0.22	0.22	0.38	0.38	0.43	0.43	0.43
Água do Distrito								
R22	Qn (kW)	3.8	7.7	9.1	13.6	15.7	21	26.2
Tc = 35°C	Wn (m³/h)	0.3	0.6	0.6	0.9	0.9	1.2	1.5
Ti = 15°C	Wm (m³/h)	0.5	0.9	0.8	1.3	1.3	1.7	2.1
FF = 0.000043 m² K/W	Dpn (bar)	0.28	0.28	0.48	0.48	0.54	0.54	0.54

Qn Capacidade Nominal
 Wn Vazão de Água Nominal
 Wm Vazão de Água Máxima
 Tc Temperatura de Condensação
 Ti Temperatura de Entrada da Água
 FF Fator de Incrustação

9

Pelas capacidades nominais foram selecionados os modelos CRS 3, CRS 6 e CRS 15. Com o objetivo de se conhecer as dimensões dos trocadores de calor selecionados, foram analisados os desenhos adaptados do catálogo comercial do fabricante.

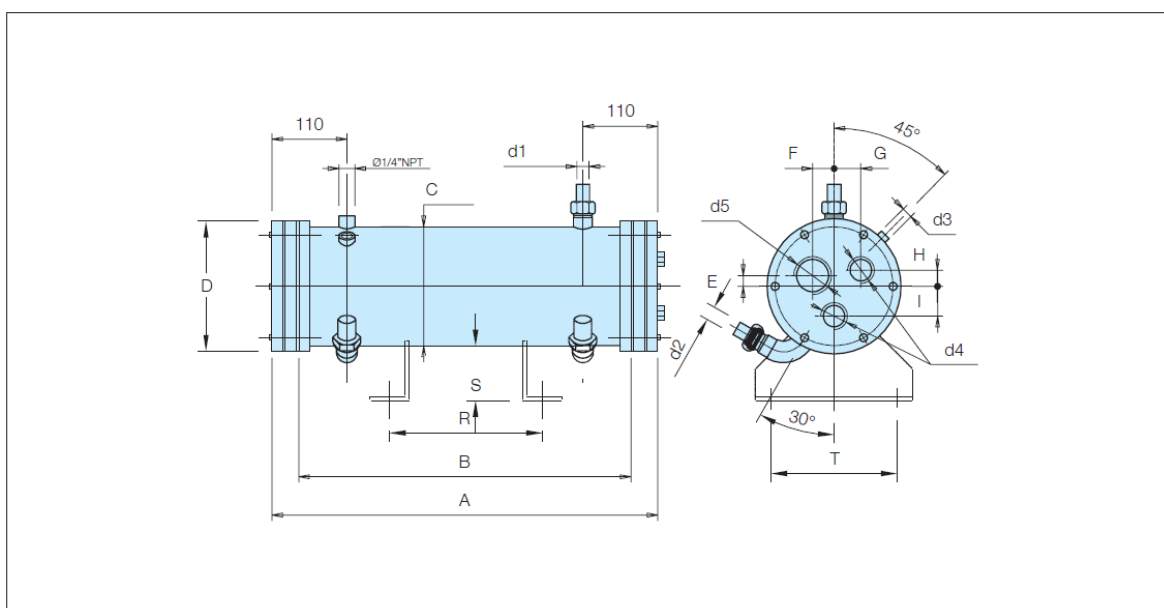


Figura B.1 – Desenho Dimensional dos Modelos CRS de Trocadores de Calor

A tabela a seguir ilustra a legenda das variáveis mostradas na Figura B.1.

Tabela B.2 – Tabela de Dimensões dos Modelos CRS de Trocadores de Calor

			CRS 3	CRS 6	CRS 8	CRS 12	CRS 15	CRS 20	CRS 25
Dimensões	A	mm	670	670	670	670	870	870	870
	B	mm	600	600	600	600	800	800	800
	C	mm	168	168	168	168	193	193	193
	D	mm	170	170	170	170	195	195	195
	E	mm	19	19	19	19	20	20	20
	F	mm	41	41	44	44	50	50	50
	G	mm	44	44	44	44	50	50	50
	H	mm	27	27	32	32	35	35	35
	I	mm	52	52	52	52	58	58	58
	R	mm	300	300	300	300	500	500	500
	S	mm	60	60	60	60	60	60	60
	T	mm	160	160	160	160	160	160	160
	d1	RT	1"	1"	1"	1"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"
	d2	RT	1"	1"	1"	1"	1"	1"	1"
	d3	NPT	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"
	d4	FPT	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"
	d5	FPT	1"	1"	1"	1"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
	VR	dm ³	10,8	10,4	10,4	10	18,5	18	17,5
	VH ₂ O	dm ³	0,8	1,0	1,2	1,4	1,8	2,1	2,4
	P	kg	23	24	24	25	39	40,5	42
ES	m ²	0,41	0,82	0,82	1,23	1,67	2,23	2,79	

d1 Entrada de Refrigerante
d2 Saída de Refrigerante

d3 Conexão da Válvula de Segurança
d4 = d5 Conexões de Água

VR Volume do Lado do Gás
VH₂O Fator de Incrustação

P Massa do Trocador
ES Superfície de Troca