

FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECÂNICA

DAIWSON FERNANDES CORDEIRO
EWERLI DOS SANTOS RUELA
GLEYDSON FERNANDES CORDEIRO
JEFFERSON FERNANDO SIQUEIRA

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA UM
TEMPLO RELIGIOSO EM ARACRUZ, ES**

Aracruz
2018

**DAIWSOON FERNANDES CORDEIRO
EWERLI DOS SANTOS RUELA
GLEYDSON FERNANDES CORDEIRO
JEFFERSON FERNANDO SIQUEIRA**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA UM
TEMPLO RELIGIOSO EM ARACRUZ, ES**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica
das Faculdades Integradas de Aracruz, como
requisito parcial para a obtenção do título de
Graduação em Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. João Paulo Calixto da Silva

Aracruz

2018

**DAIWSON FERNANDES CORDEIRO
EWERLI DOS SANTOS RUELA
GLEYDSON FERNANDES CORDEIRO
JEFFERSON FERNANDO SIQUEIRA**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA UM
TEMPLO RELIGIOSO EM ARACRUZ, ES**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica
das Faculdades Integradas de Aracruz, como
requisito parcial para a obtenção do título de
Graduação em Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 19 de novembro de 2018.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Me. João Paulo Calixto da Silva
Faculdades Integradas de Aracruz
Orientador

Prof. Dr. Harerton Oliveira Dourado
Faculdades Integradas de Aracruz
Examinador Interno

Examinador Prof. Me. Warlen Alves Monfardini
Instituto Federal do Espírito Santo
Examinador Externo

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo selecionar um sistema de condicionamento de ar, por meio de análises técnicas e financeiras, para a Primeira Igreja Batista localizada no município de Aracruz - ES. A carga térmica do estabelecimento foi calculada pelo método da ABNT NBR 16401. Após a estimativa de carga térmica foram selecionados para estudo o sistema, Split Piso Teto, Split Piso Teto Inverter, VRF (fluxo de refrigerante variável) e Central de Água Gelada, pois estes foram os que se adequaram melhor as limitações técnicas do local. Para a avaliação da viabilidade técnica e financeira, realizou-se uma análise de custos de cada sistema com a implantação, operação e manutenção utilizando o método VPL. Com base nos resultados obtidos concluiu-se que o sistema Piso teto apresenta a melhor opção para o local, mesmo não sendo o de maior eficiência energética, a escolha se justificou pelo fato de apresentar valores mais acessíveis em relação aos outros sistemas e a Igreja não demandar de um funcionamento intenso do sistema de refrigeração.

Palavras chave: Condicionamento de ar, ABNT NBR 16401, Viabilidade.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Sistema PisoTeto	16
Figura 2– Tecnologia Inverter e convencional.....	17
Figura 3 – Esquema do sistema Central de água gelada.....	18
Figura 4 – Esquema ilustrado das interligações do sistema VRF	19
Figura 5 – Fachada da Primeira Igreja Batista de Aracruz- ES.....	23
Figura 6 - Carta psicrométrica com as condições externas.....	33
Figura 7 - Carta psicrométrica com os dados internos	33
Figura 8 - Tabela de transmitância, capacidade e atraso térmico para algumas paredes	53
Figura 9 - Tabela de transmitância, capacidade e atraso térmico para algumas coberturas	54
Figura 10 - Tabela de coeficiente global de transferência de calor	55
Figura 11 - Densidade de massa aparente, condutividade e calor específico	56
Figura 12 - Orçamento Chiller	60
Figura 13 - Orçamento VRF	61
Figura 14 - Orçamento Piso teto	61
Figura 15 - Orçamento Piso Teto Inverter	62

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Distribuição de carga térmica	42
Gráfico 2- Análise do sistemas funcionando por 216 horas mensais	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores da cidade de referência para o projeto.....	24
Tabela 2 - Dados de Radiação Solar Incidente Latitude 17° Sul.....	28
Tabela 3 - Os valores da absorvidade do material em função da cor.....	29
Tabela 4 - Taxa típica liberada por pessoa	30
Tabela 5 - Dados obtidos pelo programa <i>Psychometrics</i>	34
Tabela 6 - Vazão mínima eficaz de ar exterior para ventilação.....	35
Tabela 7- cálculo da carga por condução	57
Tabela 8 – Cálculo da carga da transmissão pelo sol	57
Tabela 9 - Cálculo da carga devido as pessoas.....	57
Tabela 10 - Cálculo da carga devido a aparelhos elétricos e iluminação	58
Tabela 11 - Cálculo da carga devida a ventilação.....	59
Tabela 12 - Cálculo da carga total.....	59

LISTAS DE QUADROS

Quadro 1 - Condições internas para verão	25
Quadro 2 – Equipamentos elétricos contidos na edificação com suas respectivas potências	31
Quadro 3 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação.	36
Quadro 4 - Orçamento de aquisição do ar condicionado sistema VRF	44
Quadro 5 – Orçamento do ar condicionado Central de Água Gelada	44
Quadro 6 – Orçamento do ar condicionado Piso teto.....	44
Quadro 7 – Orçamento do ar condicionado Piso teto Inverter	45
Quadro 8 – Consumo de energia dos sistemas de ar condicionado	45
Quadro 9 - Custo anual com manutenção.....	46
Quadro 10 - Valor presente líquido dos sistemas VRF e Água Gelada.....	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado
COP	Coeficiente de desempenho
VRF	Fluxo de refrigerante variável
VRV	Volume de refrigerante variável
TR	Toneladas de Refrigeração

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
2 OBJETIVOS	14
2.1 OBJETIVO GERAL	14
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
3 REVISÃO DE LITERATURA	15
3.1 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO.....	15
3.1.1 Sistema Piso teto	15
3.1.2 Sistema Piso teto Inverter	16
3.1.3 Sistema de condicionamento de ar tipo Central de água gelada	17
3.1.4 Sistema de condicionamento de ar tipo VRF.	18
3.2 CARGA TÉRMICA	20
3.2.1 ABNT NBR 16401/2008 Instalações de Ar Condicionado - Sistemas Centrais e Unitários	20
3.3 TRABALHOS RELACIONADOS	21
4 METODOLOGIA	23
4.1 CARGA TÉRMICA	23
4.1.1 Carga térmica de condução	26
4.1.2 Carga da transmissão de calor pelo sol	27
4.1.2.1 Pelos vidros	27
4.1.2.2 Superfícies opacas	28
4.1.3 Carga devido às pessoas	29
4.1.4 Carga devido à iluminação e a aparelhos elétricos	30
4.1.5 Carga devida à infiltração	31
4.1.6 Carga devida à ventilação	31
4.1.7 Carga térmica total	36
4.2 ANÁLISE FINANCEIRA	37
4.2.1 Critérios para escolha do sistemas	37

4.2.2 Determinação do investimento inicial.....	37
4.2.3 Custos operacionais.....	37
4.2.4 Valor presente líquido	38
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	40
5.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	40
5.1.2 Cálculo da transmissão de calor pelo sol	40
5.1.2.1 Pelos vidros.....	40
5.1.2.2 Superfícies opacas	41
5.1.3 Cálculo da carga devido às pessoas	41
5.1.4 Cálculos da carga devido à iluminação e a aparelhos elétricos.....	41
5.1.5 Cálculo da carga devida à infiltração.....	42
5.1.6 Cálculo da carga devida à ventilação	42
5.1.7 Cálculo da carga térmica total.....	42
5.2 CÁLCULO DA ANÁLISE FINANCEIRA	43
5.2.1 Critérios para escolha do sistemas.....	43
5.2.2 Cálculo da determinação do custos de Investimento Inicial	43
5.2.3 Cálculo do custos operacionais.....	45
5.2.4 Cálculo Valor presente líquido (VPL).....	46
6 CONCLUSÃO	49
BIBLIOGRAFIA	50
APÊNDICE A	53
APÊNDICE B	57
APÊNDICE C	60

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos os brasileiros conviveram com um aumento médio de 72% em suas despesas com eletricidade, gastos que afetaram todos os ramos, principalmente aqueles que têm um maior consumo elétrico como os comércios (REVOLUÇÃO ENERGÉTICA, 2016). Rosa (2015) afirma que os sistemas de climatização ocupam uma posição de elevada importância, pois podem representar mais de 50% do consumo elétrico de uma edificação comercial. Gasto que muitas vezes se tornam um obstáculo na implantação de um sistema de climatização.

Segundo Martins, Borges e Moraes (2012), algumas igrejas, nos últimos anos, têm se preocupado mais com o conforto dos fiéis. Essas igrejas utilizam de estratégias, como, por exemplo, dispor de um ambiente climatizado, para dar maior conforto e, conseqüentemente, garantir maior atenção dos fiéis durante os cultos. Entretanto, templos religiosos, assim como os empreendimentos comerciais, geralmente são locais de extenso funcionamento, possuem muitos equipamentos elétricos, luzes, permanecem abertos por muitas horas e com isso, têm-se um elevado gasto energético e torna-se necessário, portanto optar-se por sistemas mais eficientes de condicionamento de ar.

As empresas fabricantes de ar condicionado, para se adequar a necessidade do mercado por equipamentos com melhores índices de eficiência energética, teve a necessidade de lançar novos equipamentos ou investir na modernização de suas tecnologias (CAMPANHOLA, MICHELS e MARTINS, 2014). Dentre esses sistemas podem ser citados o fluxo de refrigerante variável (VRF) e o Central de Água Gelada que apresentam maiores coeficientes de desempenho (COP) em relação a outros sistemas. Contudo, torna-se indispensável realizar comparações entre eles, a fim de analisar qual possui obtém melhor desempenho para uma dada aplicação.

Campanhola, Michels e Martins (2014) realizaram uma avaliação de sistemas de condicionamento de ar para salas de prédio público da reitoria da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), onde o sistema VRF apresentou o menor consumo energético, aproximadamente 30% de economia em relação ao sistema Split e janela. Lucca (2012) obteve uma economia de 33,8 % do VRF, em seu estudo sobre uma

comparação entre sistema de ar condicionado com fluxo refrigerante variável e Central de Água gelada.

A Primeira Igreja Batista em Aracruz se trata de uma edificação de grande porte que se encaixa nos exemplos supramencionados. Em média, a igreja recebe 900 fieis em dia de cultos. Entretanto, a edificação não dispõe de um sistema de climatização. Por meio da diretoria já houve solicitações de orçamentos na implantação de um sistema para climatização do local a um dos nossos autores do presente trabalho. Nesse sentido, o presente projeto de estudo de caso, vem apresentar um estudo de viabilidade financeira da implantação do sistema de climatização da Primeira Igreja Batista em Aracruz, ES.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Analisar a viabilidade técnica e financeira para implantação do sistema de ar condicionado para a Primeira Igreja Batista de Aracruz ES.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar cálculo da carga térmica para o local;
- Calcular viabilidade financeira comparando as diversas opções de sistemas;
- Selecionar um sistema para a climatização dos ambientes.

3 REVISÃO DE LITERATURA

3.1 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

A Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar condicionado, ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers*) (1993) define o termo “ar condicionado” como um processo que visa controlar a temperatura, umidade e distribuição do ar, em um determinado ambiente garantindo conforto aos seus usuários.

No Brasil existe normas específicas sobre essa atividade que é a ABNT NBR 16401-1 (instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 1 – (projeto das instalações), 16401-2 (parâmetros de conforto térmico) e 16401-3 (qualidade do ar interior).

A seguir, serão apresentados os principais tipos de sistemas de ar condicionado utilizados em nossa pesquisa.

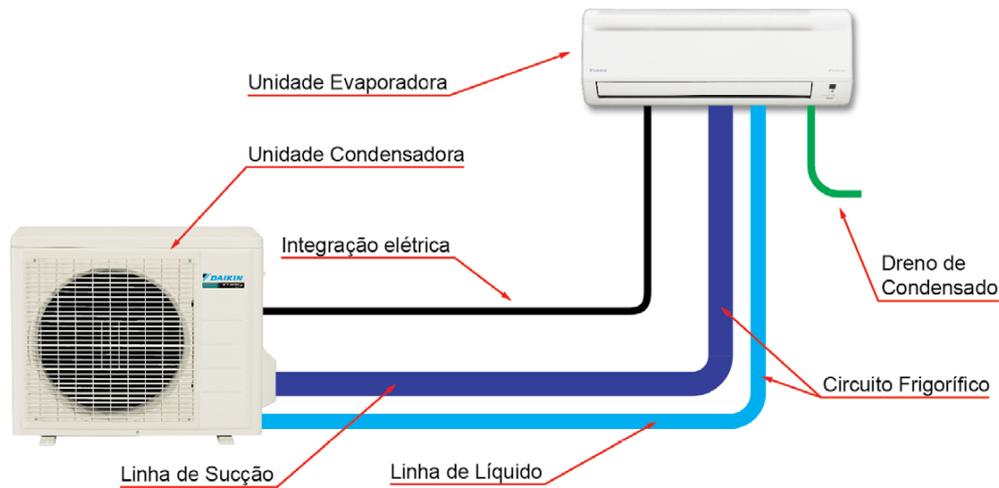
3.1.1 Sistema Piso teto

Definido pela norma ABNT NBR 16401-1 (2008) como sendo um sistema de refrigeração dividido em dois blocos, constituído por uma unidade de tratamento de ar de expansão direta de pequena capacidade (até 10 kW). A parte interna instalada no ambiente é chamada de evaporadora, projetada para insuflar o ar por difusor incorporado ao gabinete sem dutos, suprida em fluido refrigerante por uma unidade condensadora instalada externamente.

Também chamado de ar condicionado Split piso teto, o sistema pode ser uma opção adequada para climatização de grandes ambientes. Sua principal característica é o bom aproveitamento de espaço, sendo capaz de ser instalado sobre o piso, na parede ou no teto, a figura 1 demonstra o seu esquema de montagem.

Conforme informações da CARRIER (2018) Sua capacidade de refrigeração varia normalmente de 18.000 a 80.000 BTU/h, com tensão de alimentação de 220 V mono ou trifásico e 380 V trifásico para as capacidades maiores que 35.000 BTU/h.

Figura 1- Sistema PisoTeto



Fonte: Daikin (2018).

3.1.2 Sistema Piso teto Inverter

O sistema com tecnologia inverter se diferencia do Split convencional no funcionamento do seu compressor, evitando o liga e desliga do mesmo quando atingem a temperatura desejada. Seu compressor trabalha em funcionamento contínuo, variando a sua rotação conforme a temperatura aumenta ou diminui. Seu sistema foi desenvolvido para evitar os picos de consumo como demonstra a figura 2, ocasionando redução no seu gasto elétrico (KOMECCO, 2016).

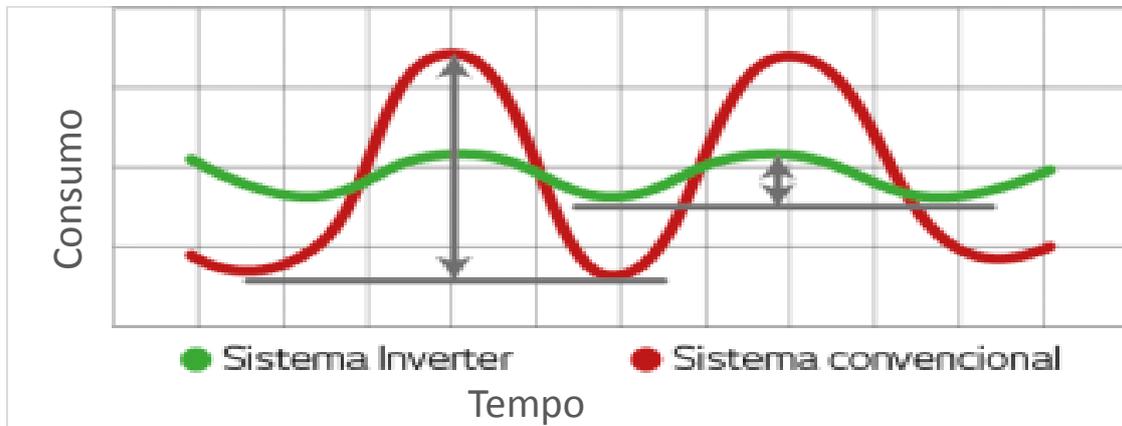
Segundo a Komecco (2016), sua economia pode chegar até 40% no consumo de energia elétrica. Economia que pode viabilizar a implantação desse sistema, uma vez que possui custos relativamente maiores de aquisição, em relação aos sistemas convencionais.

As vantagens dessa tecnologia são:

- Motor parte em rampa, ao invés de partida direta;
- Menor nível de ruído;
- Temperatura desejada mantida constante com pouca oscilação;

- Utiliza como refrigerante o gás R-410A que não agride a camada de ozônio.

Figura 2– Tecnologia Inverter e convencional



Fonte: KOMECO (2016).

3.1.3 Sistema de condicionamento de ar tipo Central de água gelada

O sistema consiste em uma central, onde uma ou mais unidades de tratamento de ar são operadas e controladas independentemente das demais. Elas são supridas com água gelada (ou outro fluido térmico) produzida numa central frigorígena constituída por um ou mais grupos resfriadores de água e distribuída por bombas em circuito fechado (ABNT NBR 16401-1, 2008).

Este sistema pode apresentar maior eficiência em relação aos demais, entretanto é um sistema complexo, de alto custo de aquisição e de manutenção, se tornando atrativo apenas para grandes capacidades (JUNIOR, 2006). Estes equipamentos, por apresentam grande capacidade, podendo chegar a 1400 TR, são indicados para hospitais, aeroportos, estações de metrô e outros locais que tenham grande circulação de pessoas.

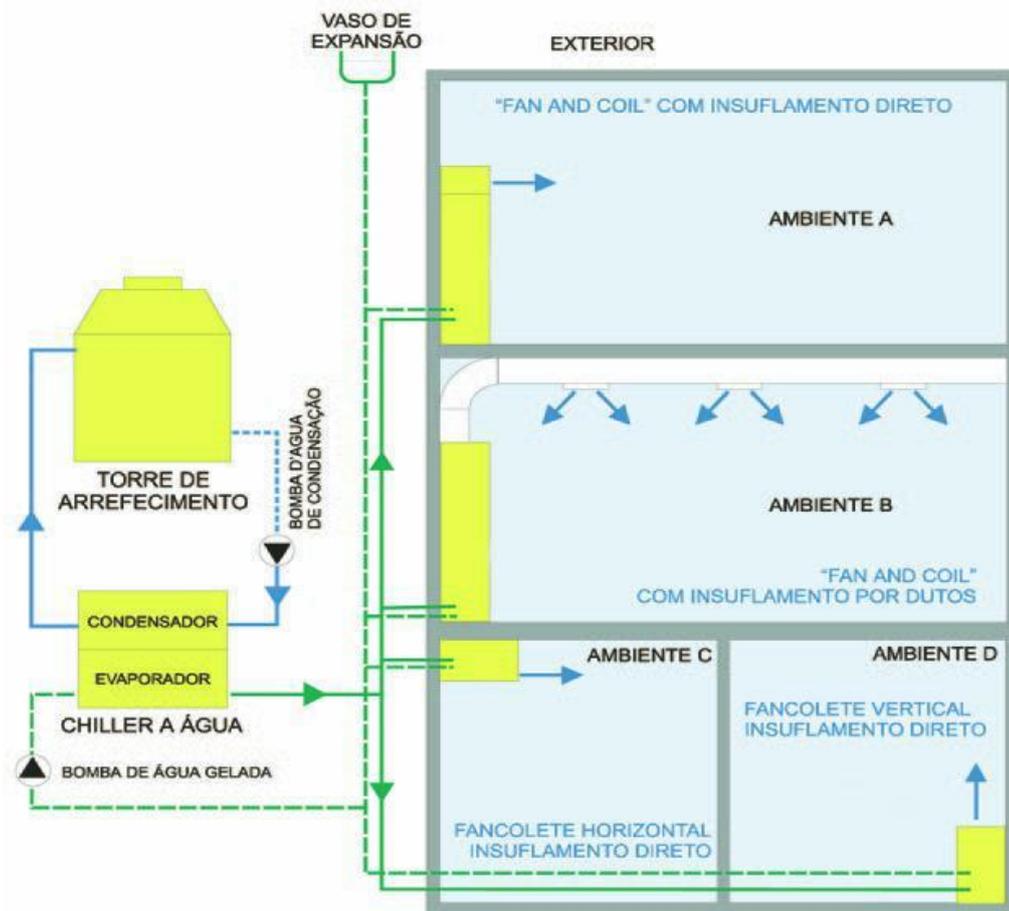
O sistema de condensação a água como demonstrado pela figura 3, é composto por torre de resfriamento de água, *Chiller*, bombas, tubulação de água gelada, *Fan Coil* e válvulas (LINS e CAIAFA, 2016).

O *Chiller* é uma unidade evaporadora do sistema, que a água diminui sua temperatura trocando calor com o fluido refrigerante. O equipamento é responsável por resfriar a

água que será utilizada para a refrigeração até uma temperatura de aproximadamente 8º Celsius (CAMPANHOLA, MICHELS e MARTINS, 2014).

Os *Fan Coils* têm a vantagem de serem posicionados próximos aos ambientes que serão condicionados devido às suas pequenas dimensões (JUNIOR, 2006).

Figura 3 – Esquema do sistema Central de água gelada



Fonte: JOHNSON (2009) apud LINS e CAIAFA (2016).

3.1.4 Sistema de condicionamento de ar tipo VRF.

O VRF é classificado como um sistema central, em que o conjunto de unidades de tratamento do ar de expansão direta é operada e controlada independentemente das demais (ABNT NBR 16401-1, 2008). Cada unidade de tratamento do ar recebe um fluido de refrigerante líquido em vazão variável suprida de uma unidade condensadora central instalada externamente.

Este sistema é dotado de um compressor composto por um controlador por variador de frequência, que permite variar o fluxo refrigerante. Seu consumo é menor em relação aos outros sistemas, devido principalmente a sua constante mudança de frequência, que leva ao sistema não operar com 100% de sua potência. Ele foi desenvolvido para trabalhar com aquecimento, refrigeração e para direcionar o fluido refrigerante para a unidade que está necessitando, em determinado momento, suprir um ambiente com elevada carga térmica (LUCCA, 2012).

O sistema VRF se diferencia dos demais por ter uma automação já embarcada em seus equipamentos. Ele se destaca por sua ecoeficiência de operação, baixo nível de ruído, baixo consumo elétrico, além de possuir múltiplas unidades internas em um só ciclo de refrigeração conforme esquematizado na figura 4, podendo ser as evaporadoras do tipo *Hi-Wall*, piso teto, cassete e *built in*. (OLIVEIRA e MARTINS, 2004).

Figura 4 – Esquema ilustrado das interligações do sistema VRF



Fonte: OLIVEIRA e MARTINS (2004).

3.2 CARGA TÉRMICA

Carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente, geralmente expressa em BTU/h que deve ser retirado ou colocada em um ambiente a fim de proporcionar condições de conforto desejadas (COSTA e FORTUNATO, 2007)

A carga térmica pode existir em um ambiente devido a:

- Condução;
- Transmissão de calor pelo sol;
- Presença de pessoas;
- Iluminação e aparelhos elétricos;
- Infiltração;
- Ventilação.

3.2.1 ABNT NBR 16401/2008 Instalações de Ar Condicionado - Sistemas Centrais e Unitários

A Norma ABNT NBR 16401 (Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários) foi elaborada pelo Comitê Brasileiro de Refrigeração, ar condicionado, Ventilação e Aquecimento. Ela é dividida em projetos das instalações, parâmetros de conforto térmico e qualidade do ar interior (ABNT NBR 16401, 2008).

A ABNT NBR 16401 (2008) baseia-se à ASHRAE (1997), que é uma associação conhecida mundialmente sobre sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar.

Por se tratar de norma internacional, seus cálculos de fluxos de calor não utiliza os dados das cidades brasileiras, por isso deve-se utilizar procedimentos de Lamberts (1997) e também do livro Refrigeração e Ar Condicionado de Menezes (2010), para se calcular a carga térmica no Brasil (MORAES,2013).

O dimensionamento de um condicionador de ar deve atender a carga térmica máxima ocorrida na edificação. Devem ser consideradas as zonas térmicas que cada climatizador irá atender, as contribuições relativas de cada ganho de calor na carga térmica total e a probabilidade de ocorrência dessa carga máxima (ABNT NBR 16401, 2008).

3.3 TRABALHOS RELACIONADOS

A climatização pode ser atendida por diversos sistemas, a cada um correspondendo diferentes custos de aquisição, de operação e de manutenção. Sempre existirá um sistema mais adequado para as características e atividades que se exercem, em uma determinada edificação (OLIVEIRA e MARTINS, 2004).

Alguns autores como Boeno (2010) e Junior (2006) realizaram em seus estudos comparações entre sistemas de condicionamento de ar com o intuito de aliar menores gastos energéticos suprimindo as necessidades de determinada edificação. O que se percebe que não há um sistema que sempre sobressaia em relação aos outros, devido a existência de necessidades peculiares de cada local e o clima. Basile (2009) reforça que o melhor é fazer um estudo caso a caso, dimensionando de forma adequada o local e simulando por meio de análise energética e econômica, cada equipamento.

Junior (2006) realizou uma análise do Sistema de condicionamento do Palácio dos Bandeirantes e pesquisou se a substituição do mesmo era viável. No seu estudo ele comparou os custos com energia do sistema atual tipo janela, com o sistema Self contained, VRF e o Chiller. Sua conclusão foi que o Chiller apresentava maior viabilidade financeira e traria o retorno de capital em 7 anos.

Boeno (2010), em sua pesquisa, comparou dois sistemas condicionado de ar para um prédio histórico da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Ele comparou esses sistemas utilizando a ferramenta de análise energética o *Energypius*. Boeno concluiu que, para aquela aplicação, o sistema VRF era o mais indicado para ser aplicado na edificação, obtendo 22,4% menor consumo elétrico, comparado ao Central de Água Gelada.

Rosa (2015) realizou uma simulação computacional para avaliar as diferenças no consumo energético entre um sistema de climatização do tipo Split inverter e um

sistema de água gelada e água quente em uma edificação de cinco pavimentos, que abriga um teatro, localizada em Porto Alegre. Ele utilizou software de simulação energética em edificações *EnergyPlus*, para realizar o dimensionamento dos equipamentos de climatização e uma simulação do comportamento da edificação e seus sistemas pelo período de um ano, utilizando dados de um arquivo climático do local. Sua conclusão foi que o Split VRF se apresentou como a melhor opção com uma economia de 39%, ele demonstrou uma economia de no consumo durante todos os meses do ano, se acentuando no inverno devido ao seu ciclo reverso.

Grass (2013) comparou o consumo de energia utilizando recursos de simulação computacional para dois sistemas de ar condicionado em um prédio proposto em competição ASHRAE. Ele utilizou o software Google *SketchUp* para a modelagem da edificação e o software *EnergyPlus* para a simulação termo energética dos sistemas Split e VRF. O estudo levou em consideração o período de um ano climático para sistemas dimensionados com base em dias de projeto da cidade de Porto Alegre. Seu estudo mostrou que o VRF vai demandar 25,6 % menor consumo durante o ano, porém não satisfatório quanto ao retorno do investimento.

4 METODOLOGIA

O estudo foi realizado no templo da Primeira Igreja Batista de Aracruz, situado na rua Professor Lobo, número 626, centro de Aracruz – ES.

A Edificação do templo da Primeira Igreja batista figura 5, possui uma área de 1.222,62 m² e um pé direito de 6,60 m e sua fachada está orientada para o norte. Atualmente possui 1.073 membros e funciona em dias de cultos que são realizados nas quartas-feiras, sábados e domingos.

Figura 5 – Fachada da Primeira Igreja Batista de Aracruz- ES



Fonte: Autores (2018).

4.1 CARGA TÉRMICA

Para o cálculo da carga térmica foi feita uma coleta de dados no templo da Primeira Igreja Batista. Nesta coleta foi levantado a quantidade de equipamentos elétricos e suas respectivas potências, altura do pé direito, ocupação, materiais de construção utilizados e orientação do prédio em relação aos pontos cardeais com auxílio de uma bússola.

Foi necessário determinar a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido. Para obtenção desses dados foram utilizadas a tabela A.6-região sudeste da norma ABNT NBR 16401-1 (2008), que disponibiliza os dados para projeto de 34 cidades brasileiras. Pela proximidade foram utilizados os dados de Vitória-ES, tabela 1, cidade mais próxima listada na tabela e com clima parecido onde se retirou TBS- 34°C e TBU- 27°C para resfriamento e desumidificação.

Tabela 1 – Valores da cidade de referência para o projeto

ES	Vitória		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			20,27S	40,28W	4m	100,28	82/01		30,6	36,8	1,0	14,3	1,7	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Ago	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	34,0	25,5	27,0	30,1	26,2	21,6	28,1		99,6%	16,5	12,8	9,2	21,0
ΔT_{md}	1%	33,1	25,2	26,6	29,7	26,0	21,3	28,0		99%	17,5	14,0	9,9	21,2
8,0	2%	32,2	25,0	26,2	29,4	25,2	20,4	27,5						

Fonte: ABNT NBR 16401-1 (2008).

Para determinação da temperatura de conforto do local utilizou-se a quadro 1 que descreve as condições internas para verão. De acordo com a ABNT NBR 6401 (1980), as condições internas de temperatura deve estar entre 24°C a 26°C e umidade relativa entre 40% a 65% por ser enquadrar como ambientes com grandes cargas de calor latente ou sensível. Para o cálculo foi adotado a temperatura de 25°C e 50 % de umidade relativa.

Quadro 1 - Condições internas para verão

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		(A) TBS (°C)	(B) UR (%)	(A) TBS (°C)	(B) UR (%)
Conforto	Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos Barbearias Cabeleireiros Lojas Magazines Supermercados	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros Auditórios Templos Cinemas Bares Lanchonetes Restaurantes Bibliotecas Estudios de Tv	24 a 26	40 a 65	27	65
Locais de reuniões com movimento	Boates Salões de Baile	24 a 26	40 a 65	27	65
Ambientes de arte	Depósitos de livros, manuscritos obras raras	21 a 23(C)	40 a 50(C)	-	-
	Museus e galerias de Arte	21 a 23(C)	50 a 55(C)	-	-
Acesso	Halls de elevadores			28	70
A) TBS = temperatura de bulbo seco (°C). B) UR = umidade relativa (%). C) * = condições constantes para o ano inteiro.					

Fonte: ABNT NBR 6401 (1980).

Os cálculos foram realizados de acordo com a ABNT NBR 16401 (2008) e com auxílios de procedimentos de Lamberts (1997), Dutra e Pereira. (1997)

4.1.1 Carga térmica de condução

Para calcular a transmissão de calor pelas paredes, pisos e tetos, foi utilizado a equação 1.

$$Q_{fo} = U \times \Delta t \times A_{fo} \quad (1)$$

Onde,

Q_{fo} : Taxa de transferência de calor em W;

U – coeficiente global de transferência de calor W/(m².K);

A_{fo} – área da superfície normal ao fluxo em m²;

Δt - Temperatura interna e externa da superfície de espessura L, em °C.

Para a determinação de (U) coeficiente global de transferência de calor em W/(m².K), foram utilizadas as tabelas e os cálculos da ABNT NBR 15220 (2003) e as tabelas de coeficiente global de Creder (2004), cujos os valores e os cálculos se encontram-se no apêndice A.

Para o cálculo de condução pelos vidros, foi utilizado a equação 2.

$$Q = U_a \times A_a \times \Delta t \quad (2)$$

Onde,

Q - Taxa de transferência de calor em W;

U_a – coeficiente global de transferência de calor W/(m².K);

A_a – Área total de aberturas de vidro, m²;

Δt - Temperatura interna e normal ao fluxo em m² externa da superfície de espessura L, em °C.

Para a determinação de (U) coeficiente global de transferência de calor em $W/(m^2.K)$, foram utilizadas as tabelas e os cálculos da ABNT NBR 15220 (2003) e as tabelas de coeficiente global de Creder (2004), cujos os valores e os cálculos se encontram-se no apêndice A.

4.1.2 Carga da transmissão de calor pelo sol

4.1.2.1 Pelos vidros

Para o ganho de calor através do vidro foram utilizadas as equações 3 e 4. Segundo Creder (2004) a energia que interessa nos cálculos de carga térmica é a parcela que atravessa o vidro, por isso se desconsiderou o calor absorvido e refletido.

$$Q_s = q_s \times A_s \quad (3)$$

Onde,

$$q_s = F_s \times I \quad (4)$$

Q_s - W/m^2 ;

A_s - Área total de aberturas de vidro que recebe insolação, m^2 ;

F_s - Fator solar do vidro;

I - Radiação solar de acordo com a latitude da abertura, W/m^2 .

Foi considerado 0,87 o coeficiente de fator solar (F_s), para vidro simples com incidência direta da radiação solar (LAMBERTS, et al.1997).

A ASHRAE oferece tabelas de radiação solar somente de cidades americanas. Para determinar a radiação solar de acordo com a latitude se utilizou os Dados da tabela 2 de Frota (2001), que dispõem da radiação solar da latitude de 20° , que é a latitude próxima da cidade de Aracruz-ES.

Tabela 2 - Dados de Radiação Solar Incidente Latitude 17° Sul

20° lat sul	Kcal/h .m ² (fator solar) de área de vidro													
Verão	Horas do dia													
	Face	6h	7h	8h	9h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h
Dia	S	108	213	234	194	158	138	124	138	158	194	234	213	108
22 de Dezembro	SE	239	547	673	578	446	288	107	68	63	58	50	38	20
	E	241	583	746	657	511	309	65	68	63	58	50	38	20
	NE	114	299	412	407	344	225	65	68	63	58	50	38	20
	N	20	38	50	58	63	68	65	68	63	58	50	38	20
	NW	20	38	50	58	63	68	65	225	344	407	412	299	114
	W	20	38	50	58	63	68	65	309	511	657	746	583	241
	SW	20	38	50	58	63	68	107	288	446	578	673	547	239
	H	73	289	567	801	958	1105	1140	1105	985	801	567	289	73

Fonte: FROTA (2001).

4.1.2.2 Superfícies opacas

Para o cálculo da carga devida a transmissão de calor pelo sol nas superfícies opacas foi utilizado a equação 5.

$$Q_{fo} = q_{fo} \times A_{fo} \quad (5)$$

Onde,

$$q_{fo} = U(\alpha \times I \times R_{se} + \Delta t) \quad (6)$$

Q_{fo} - W/m²;

U - Coeficiente de transferência de calor global entre adjacentes e o espaço climatizado, W/(m².K);

A - Área do fechamento, m²;

α - Absortividade em função da cor, (ver Tabela 3);

I - Valor máximo de fator solar referente a 22 de dezembro (verão), (ver Tabela 2);

R_{se} - Resistência Superficial externa, ver (figura 9) (apêndice B);

Δt : Diferencial de temperatura entre as superfícies, K.

Foi utilizada a tabela 3 para determinar os valores da absorvidade do material em função da cor.

Tabela 3 - Os valores da absorvidade do material em função da cor

Cores	α
Escuras	0,7 a 0,9
Medias (tijolos)	0,5 a 0,7
Claros	0,2 a 0,5

Fonte: Adaptada de LAMBERTS (1997).

4.1.3 Carga devido às pessoas

Para o cálculo do ganho de calor através das pessoas que correspondem às parcelas de calor sensível e latente liberada por pessoas, foi utilizada a equação 7.

$$Q = Q_{st} + Q_{lt} \quad (7)$$

Onde,

$$Q_{st} = Q_s \times n \quad (8)$$

$$Q_{lt} = Q_l \times n \quad (9)$$

Onde;

Q_s - Calor liberado por pessoa e por hora, ver (Tabela 4);

n - Número de ocupantes do ambiente;

Q_l - Calor latente.

Tabela 4 - Taxa típica liberada por pessoa

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor sensível (W)	Calor latente (W)
		Homem	Adulto ajustado M/F ^a		
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35

Fonte: ABNT NBR 16401-1 (2008).

4.1.4 Carga devido à iluminação e a aparelhos elétricos

Para o cálculo devido à iluminação e a aparelhos elétricos, foi feito um levantamento dos equipamentos contidos na edificação e suas respectivas potências coletadas por meio do fabricantes o que permitiu a elaboração do quadro 2. Para cálculo da carga devido a iluminação, foi utilizada a equação 10.

$$Q = \sum watts \times 1.2 \quad (10)$$

$\sum watts$ - somatório das potências das lâmpadas, em watts;

1.2 – valor referente do acréscimo de 20% de carga devido aos reatores.

Quadro 2 – Equipamentos elétricos contidos na edificação com suas respectivas potências

Equipamento	Quantidade	Potência(W)
Ventilador	22	170
Caixa de som	6	400
Computador	2	1160
Refletores	8	40
Mesa de som	1	1600
Data show	2	3200
TV 54"	1	310
Caixa de retorno	4	400
Refletor	8	1000
<i>Mooving</i>	8	440

Fonte: Autores (2018).

4.1.5 Carga devida à infiltração

No estudo de caso, o ar exterior insuflado com os equipamentos de ventilação garante uma pressurização no ambiente, reduzindo fortemente as infiltrações. Portanto, nesse caso, a carga devido à infiltração será aproximadamente desprezível (COSTA e FORTUNATO, 2007).

4.1.6 Carga devida à ventilação

Para o cálculo da quantidade necessária de ar de renovação foi utilizada a equação 11.

$$Q_t = Q_{se} + Q_{la} \quad (11)$$

O calor sensível é calculado pela equação 12.

$$Q_{se} = 1,23 \times v_s \times (t_{ext} - t_{int}) \quad (12)$$

Onde,

Q_{sen} - Calor sensível em watts;

v_s - Vazão total em L/ s, ver tabela 6;

t_{ext} - Temperatura exterior em °C;

t_{int} - Temperatura interior em °C.

O calor latente é calculado pela equação 13.

$$Q_{la} = 3000 \times v_s \times (w_{ext} - w_{int}) \quad (13)$$

Onde,

Q_{la} – Calor latente em watts;

v_s - Vazão total em L / S;

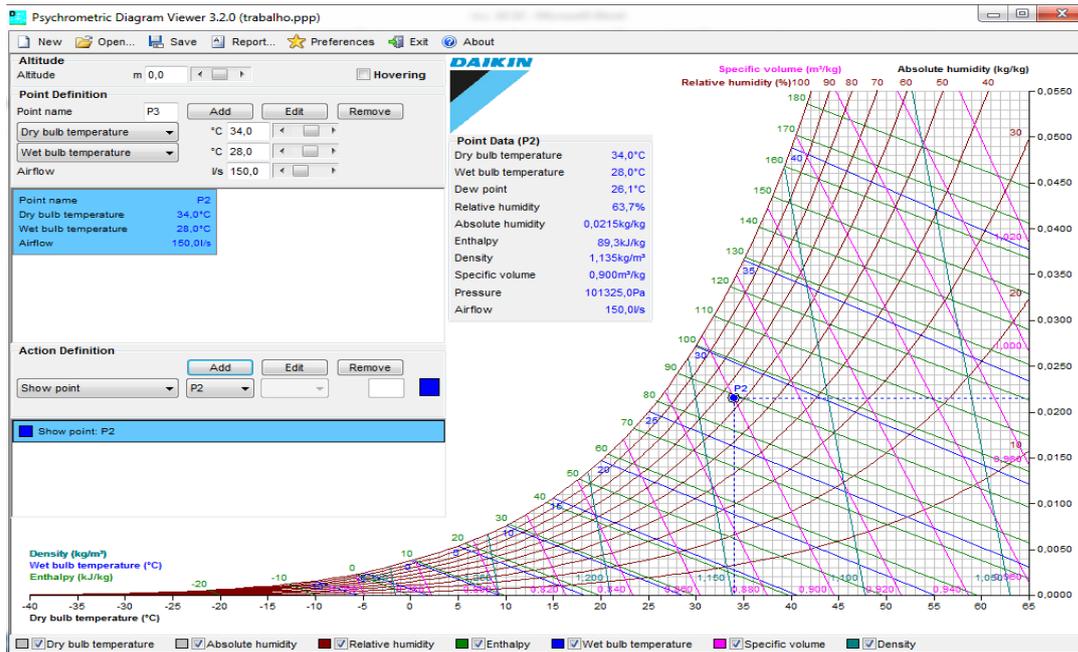
w_{ext} – Umidade absoluta externa em kg de vapor/kg de ar seco, ver tabela 5;

w_{int} - Umidade absoluta interna em kg de vapor/ kg de ar seco, ver tabela 5.

Para obter o valor da umidade absoluta externa e interna utilizou-se o programa *Psychrometrics*, no qual simula uma carta psicrométrica.

A figura 6 mostra o programa *Psychrometrics* com o dados externos.

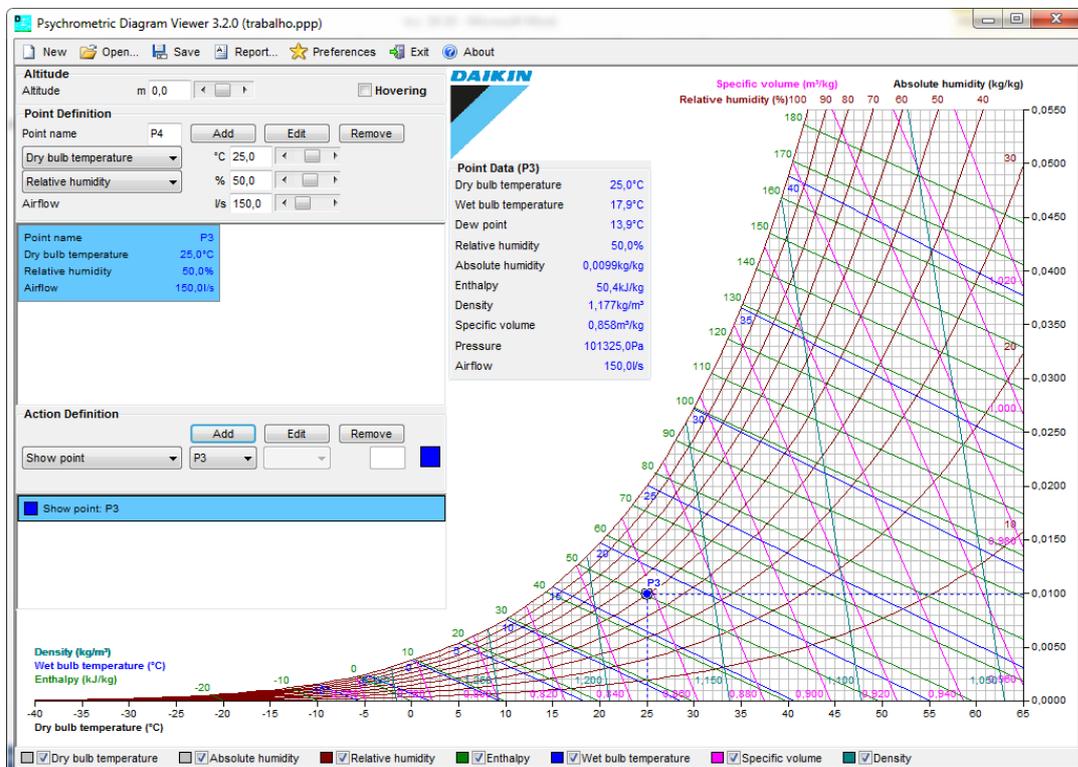
Figura 6 - Carta psicrométrica com as condições externas



Fonte: *Psychrometrics-diagram-viewer* (2018).

A figura 7 mostra o programa *Psychrometrics* com o dados internos.

Figura 7 - Carta psicrométrica com os dados internos



Fonte: *Psychrometrics-diagram-viewer* (2018).

A tabela 5 mostra os dados obtidos com o programa *Psychrometrics-diagram-viewer*.

Tabela 5 - Dados obtidos pelo programa *Psychometrics*

	Externo	Interno
TBS	34°C	25,0 °C
TBU	28°C	17,9 °C
Ponto de Condensação da Água	26,1°C	13,9 °C
Umidade Relativa	63,7 %	50 %
Umidade Absoluta	0,0215 kg/ kg	0,0099 kg/kg
Entalpia	89,3 kj/ kj	50,4 kj/kg
Densidade	1,135 kg/m ³	1,177 kg/m ²
Volume Específico	0,900 m ³ /kg	0,858 m ³ /kg
Pressão	10325,0 Pa	101325,0 Pa
Fluxo de Ar	150,0 L/s	150,0 L/s

Fonte: *Psychrometrics-diagram-viewer* (2018).

Para obter a vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação foi utilizado à equação 14.

$$V_{ef} = p_z \times f_p \times A_z \times f_a \quad (14)$$

Onde,

V_{ef} - Vazão eficaz do ar exterior em l/s;

p_z - Número máximo de pessoas na zona de ventilação;

f_p -Vazão por pessoa em, l/s * m²;

A_z - Área útil ocupada pelas pessoas em, m²;

f_a -Vazão por área útil ocupada, l/s * m²;

Os valores a adotar para f_p e f_a foram retirados da tabela 8 que estipula a vazão mínima eficaz de ar para ventilação.

Tabela 6 - Vazão mínima eficaz de ar exterior para ventilação

Local	D pesso/ 100m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3	
		Fp	Fa	Fp	Fa	Fp	Fa
		L/s* pess	L/s* m ²	L/s* pess	L/s* m ²	L/s* pess	L/s* m ²
Edifícios públicos							
Aeroporto- saguão	15	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5
Aeroporto- sala de embarque	100	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5
Biblioteca	10	2,5	0,6	3,5	0,8	3,8	0,9
Museu, galeria artes	40	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5
Local de culto	120	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5
Legislativo- plenário	50	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5
Teatro, cinema, auditório	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5
Tribunal – salas de audiências	70	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5

Fonte: ABNT NBR 16401-3 (2008).

Para se obter a vazão a ser suprida na zona de ventilação utilizou-se a equação 15:

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (15)$$

Onde:

V_z = vazão de ar exterior a ser suprida na zona de ventilação;

E_z = é a eficiência da distribuição de ar na zona.

O quadro 3 estipula os valores para E_z . Foi utilizado insuflação de ar frio pelo forro.

Quadro 3 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação.

Configuração da distribuição de ar	E_z
Insuflação de ar frio pelo forro	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro e retorno pelo piso	1,0
Insuflação o de ar quente pelo forro, 8°C ou mais acima da temperatura do espaço e retorno pelo forro	0,8
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0

Fonte: ABNT NBR 16401-3 (2018).

Para se obter o valor da vazão de ar exterior zona de ventilação única se utilizou a equação 16:

$$VS = VZ \quad (16)$$

Onde:

V_s = Vazão de ar exterior;

V_z = vazão de ar exterior a ser suprida na zona de ventilação.

4.1.7 Carga térmica total

Depois de calculado a carga térmica devido à condução, transmissão pelos vidros, pessoas, equipamentos, ventilação e insolação foi feito um somatório do calor latente e sensível a retirar do ambiente.

Foi acrescido a esse valor 10% como fator de segurança, valor necessário para atender qualquer eventualidade (CREDER, 2004), e convertido para TR (toneladas de refrigeração).

4.2 ANÁLISE FINANCEIRA

4.2.1 Critérios para escolha do sistemas

Para realizar o levantamento dos sistemas a serem analisados, foram determinados quatro critérios que os sistemas deveriam atender. Os critérios foram:

- Atendimento à carga térmica calculada;
- Sistemas com maiores COP;
- Disponibilidade de manutenção local;
- Adequação às limitações físicas da edificação.

4.2.2 Determinação do investimento inicial

Para se determinar qual sistema é mais viável em termos de aquisição, foram feitos três orçamentos com empresas fornecedoras e instaladoras desses sistemas, para se determinar os custos de investimento inicial de cada um. Admitindo que existiam semelhanças de qualidades do equipamentos orçados, foi escolhido o de menor valor.

4.2.3 Custos operacionais

Para se encontrar o consumo de energia do aparelho foi utilizada a equação 17.

$$C_{op} = \frac{\text{Capacidade de refrigeração}}{\text{Energia consumida}} \quad (17)$$

Onde,

COP - coeficiente de performance;

Capacidade refrigeração – Capacidade em watts;

energia consumida – energia em watts.

Para se encontrar o COP e a capacidade de refrigeração foram utilizados os dados dos catálogos dos fabricantes dos sistemas de ar condicionado, juntamente com a equação 17.

O cálculo do custo de energia elétrica mensal foi realizado através da equação 18.

$$P = \text{Energia consumida} \times n \times pe \quad (18)$$

Onde;

P - Custo com energia elétrica em R\$;

n - Quantidade de horas de utilização do aparelho;

pe - Preço do kW/h cobrado pela concessionária da região em R\$ kW/ h;

Energia consumida - Foi obtida pela equação 17.

Para se levantar os custos com manutenção, foram solicitados três orçamentos com empresas fornecedoras desse serviço, e admitindo que existiam semelhanças de qualidade, se escolheu o de menor valor.

4.2.4 Valor presente líquido

Para o cálculo da viabilidade financeira foi usado o método VPL (valor presente líquido). Segundo SANTOS (2010) o método VPL de um investimento é igual ao valor presente do fluxo de caixa líquido, sendo um valor monetário que representa a diferença entre as entradas e saídas de caixa trazidas a valor presente.

O valor do presente líquido de cada alternativa de investimento pode ser obtido pela Equação 19.

$$VPL = -\frac{P1}{(1+i)^1} - \frac{P2}{(1+i)^2} - I \quad (19)$$

Onde;

VPL = Valor presente líquido em R\$;

I = Valor do Investimento inicial em R\$;

P = Custo Operacional com energia de cada ano em R\$ (1 até n);

i = Taxa mínima de atratividade (% ao ano).

Segundo Brito (2003) o VPL é o melhor método para comparar dois investimentos distintos. O sistema é declarado como a melhor opção de investimento quando apresentar o maior valor do VPL em relação aos concorrentes. Os valores são considerados negativos pelo fato de serem saídas de caixa (gastos com operação e investimento).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

5.1.1 Cálculo devido à condução

Foi calculada a transferência de calor pelas paredes, tetos e pisos pela condução utilizando a equação 1. A Primeira Igreja Batista possui uma área 1222.62 m² e a parede possui uma área total de 931.78 m². As paredes são compostas por tijolo maciço sem reboco, o teto é de telha de fibrocimento com forro de PVC e os pisos de concreto, os coeficientes globais de transferência de calor são respectivamente de 3.70 W/m².k, 1.16 W/m².K e 0.86 W/m².K, (ABNT NBR 15220, 2003).

Com base nesses dados, chegou-se ao valor de:

$$Q = 51.118,98 \text{ W ou } Q = 174.417,95 \text{ BTU/h}$$

Foi calculada a taxa de transferência de calor pelos vidros utilizando a equação 2. Na edificação existe uma área de 48,96 m² de vidros. O coeficiente global de transferência de calor é de 3.63 W/ m².K.

Com base nesses dados, chegou-se ao valor de:

$$Q = 1.599,52 \text{ W ou } Q = 5.457,57 \text{ BTU/h}$$

5.1.2 Cálculo da transmissão de calor pelo sol

5.1.2.1 Pelos vidros

Foi calculada o valor da transferência de calor de radiação pelos vidros utilizando-se a equação 3. Através de uma área de 36,72 m² de vidro simples sem proteção, com coeficiente de transmissão do calor solar através de vidros de 686 kcal /h. m² e fator solar de 0,87, tem-se:

$$Q = 21.788 \text{ W ou } Q = 74.333,6 \text{ BTU/h}$$

5.1.2.2 Superfícies opacas

Foi calculado o valor da transferência de calor de radiação pelas superfícies opacas utilizando a equação 5. São 619 m² de paredes somando as paredes leste e oeste que recebem diretamente a radiação solar, com coeficiente de transmissão do calor solar através de vidros de 686 kcal /h. m², absorvidade de 0,6, resistência superficial de 0,04 e coeficiente de transferência global de calor de 3,70 W/ m².k. Tem-se, portanto:

$$Q = 56.642 \text{ W ou } Q = 193.262 \text{ BTU/h}$$

5.1.3 Cálculo da carga devido às pessoas

Para o ganho de calor através das pessoas foi utilizado a equação 7, onde foi considerada a capacidade máxima de pessoas no local que é cerca 900 pessoas. De acordo com a tabela 4 adotou-se como nível de atividade “sentado no teatro, noite”.

$$Q = 94,5 \text{ kW ou } Q = 322.448 \text{ BTU/h}$$

5.1.4 Cálculos da carga devido à iluminação e a aparelhos elétricos

A edificação conta com 86 lâmpadas fluorescentes de 40 watts. Para o ganho de calor pela iluminação foi utilizada a equação 10. O resultado obtido foi de:

$$Q = 4,12 \text{ kW ou } Q = 14.084,74 \text{ BTU/h}$$

Para o cálculo da carga devido aos aparelhos, e utilizando-se o quadro 2, foi encontrada a dissipação efetiva de calor de:

$$Q = 30,10 \text{ kW ou } Q = 103.076,52 \text{ BTU/h}$$

Somando-se as duas cargas obteve-se:

$$QT = 34,33 \text{ KW ou } QT = 117.161,26 \text{ BTU/h}$$

5.1.5 Cálculo da carga devida à infiltração

Foi desconsiderado o cálculo devida a infiltração, conforme descrito no item 4.1.5.

5.1.6 Cálculo da carga devida à ventilação

Foi calculada a quantidade necessária de ar de renovação utilizando-se a equação 11. O resultado obtido foi:

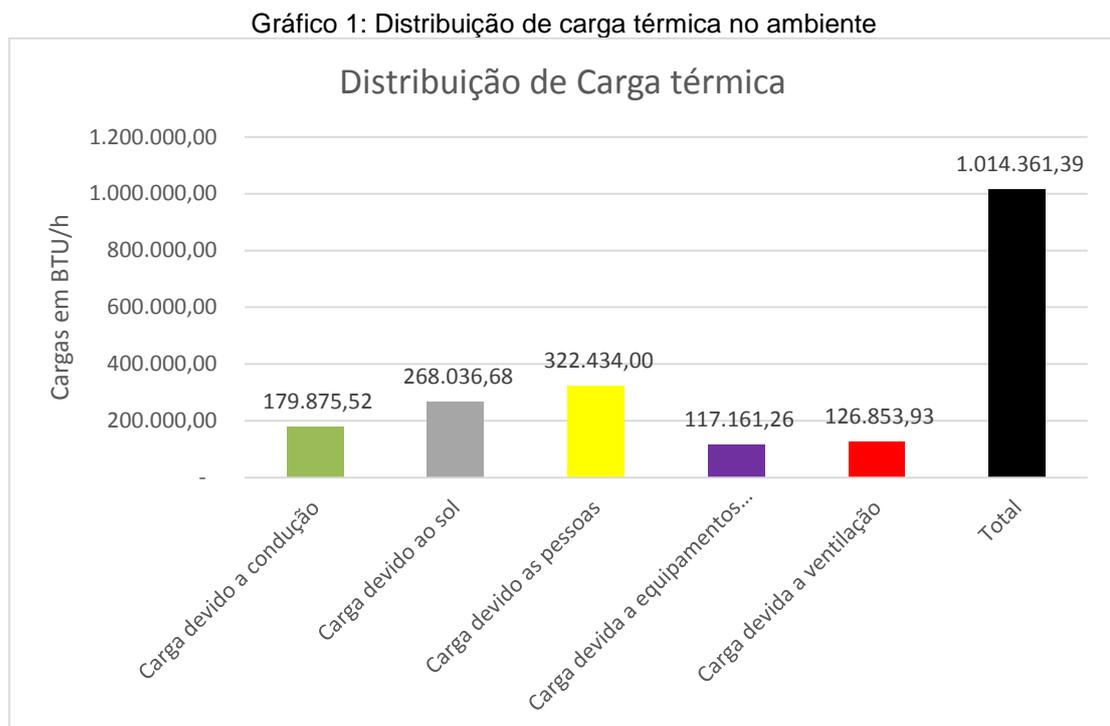
$$QT = 34.000 \text{ W ou } QT = 118.218 \text{ BTU/h}$$

5.1.7 Cálculo da carga térmica total

Após ser feito o somatório de todos os ganhos de calor encontrados, foi obtido o valor total de calor a ser removido da edificação. O resultado foi:

$$QT = 297.292,32 \text{ W ou } QT = 1.014.361,39 \text{ BTU/h}$$

O Gráfico 1 mostra os valores das cargas térmicas presentes no ambiente.



Fonte: Autores (2018).

O resultado acrescentando o fator de segurança de 10% foi de:

$$QT = 327.021,55 \text{ W ou } QT = 1.115.797,52 \text{ BTU/h}$$

Para melhor se adequar com sistemas de condicionamento de ar industriais que utilizam suas capacidades em Toneladas de refrigeração (TR). O resultado convertido foi de:

$$QT = 92 \text{ TR}$$

5.2 CÁLCULO DA ANÁLISE FINANCEIRA

5.2.1 Critérios para escolha do sistemas

Utilizando-se os critérios de seleção descrito no item 4.2.1, foram selecionados quatro sistemas de condicionamento de ar. Os sistemas foram:

- Sistema Piso Teto;
- Sistema Piso Teto Inverter;
- Sistema VRF;
- Sistema Central de Água Gelada.

5.2.2 Cálculo da determinação do custos de Investimento Inicial

Os valores dos equipamentos orçados estão demonstrados nas tabelas 4, 5, 6 e 7.

Quadro 4 - Orçamento de aquisição do ar condicionado sistema VRF

Qtd	Produto	Descrição	Preço (R\$)	Total (R\$)
5	TRC18-2	Condensador modular 100% inverter 170 MBH 220V/3F- TRV LX R-410 A	49.139	245.693
19	TTR60	Evaporador piso teto 55 MBH- TRV III R-410 A, 220 V 60 HZ 1F (incluso controle)	4.699	89.275
19	TRDK225HP	Kit refnet evap de 112 até 225 MBH- TRV II Tubulação de cobre e instalação	301	5.725 30.000
43		Total		370.693

Fonte: Autores (2018).

Quadro 5 – Orçamento do ar condicionado Central de Água Gelada

Qtd	Descrição	Preço (R\$)	Total (R\$)
1	Chiller 279 .000 kcal / h Aqua Force 30XA	246.750	246.750
19	EVAPORADORA CARRIER PT 60K 220/1 QF (B)	2.941,43	55.887,17
1	Tubulação e instalação	30.000	30.000
20	Total		332.637,17

Fonte: Autores (2018).

Quadro 6 – Orçamento do ar condicionado Piso teto

Qtd	Descrição	Preço (R\$)	Total
19	Elgin 380 V	5.990,00	113.810
19	Tubulação e instalação	1.000,00	19.000
	Total		132.810

Fonte: Autores (2018).

Quadro 7 – Orçamento do ar condicionado Piso teto Inverter

Qtd	Descrição	Preço (R\$)	Total
19	Samsung PT 60K 220/3	9.449,00	182.267
19	Tubulação e instalação	1.000,00	16.264
	Total		198.531

Fonte: Autores (2018).

5.2.3 Cálculo do custos operacionais

O consumo de energia de cada sistema de ar condicionado foi calculado pela equação 17 e demonstrado pela quadro 8. O preço do kWh atual cobrada pela concessionária de energia (R\$ 0,49+ 31,41 % de impostos) e a Igreja funcionando cerca de 68h por mês e 816h por ano.

Quadro 8 – Consumo de energia dos sistemas de ar condicionado

Item	Sistema de ar condicionado VRF	Sistema de ar condicionado Água Gelada	Sistema de ar condicionado Piso teto	Sistema de ar condicionado Piso teto Inverter
Capacidade TR	92	92	92	92
COP	3,89	3,1	2,87	3,08
Consumo	81,36 kW	102,09 kW	112,48 kW	104,69 kW
Custo anual considerando potência nominal (\$)	R\$ 42.748,92	R\$ 53.641,08	R\$ 57.712,22	R\$ 53.777,30

Fonte: Autores (2018).

O sistema VRF apresentou o menor gasto energético, cerca de 20 % menor que o sistema de Central de Água Gelada, 2º melhor na comparação de consumo. Lucca (2012) também encontrou uma maior economia neste sistema, que foi cerca de 33,8% de economia do VRF em relação ao central de água gelada em seu estudo comparando esses dois sistemas utilizando o software *EnergyPlus* para simular o gasto energético da edificação.

O custo com manutenção é apresentado no quadro 9.

Quadro 9 - Custo anual com manutenção

Descrição	Split piso teto	Split Inverter	VRF	Água gelada
Custo com manutenção em (R\$)	5.700	6.650	8.380	7.390

Fonte: Autores (2018).

5.2.4 Cálculo Valor presente líquido (VPL)

Para o cálculo dos fluxos de caixa descontados e do valor presente líquido, foram considerados:

Taxa mínima de atratividade: 6,75% ao ano

Tempo de Análise de Projeto: 25 anos.

A taxa mínima de atratividade considerada foi de 6,75% ao ano devido essa ser a taxa SELIC vigente no ano de 2018. Segundo HITACHI (2017), o VRF pode operar por 20 a 30 anos com manutenção adequada. Os sistemas selecionados não dispõem de mesma vida útil, por isso foi considerado 25 anos de tempo de análise de projeto, que segundo CAMPANHOLA, MICHELS e MARTINS, (2014) é a vida útil estimada desses equipamentos. O resultado obtido foi apresentado no quadro 10.

Quadro 10 - Valor presente líquido dos sistemas VRF e Água Gelada

Descrição	Split piso teto	Split Inverter	VRF	Água gelada
Custo total de aquisição(R\$)	133.000,00	199.500,00	370.693,00	332.637,17
Custo operacional (R\$)	63.412,22	60.427,30	51.129,49	61.030,34
VPL (R\$)	- 888.925,1	- 919.842,3	- 980.197,5	-1.060.168,3

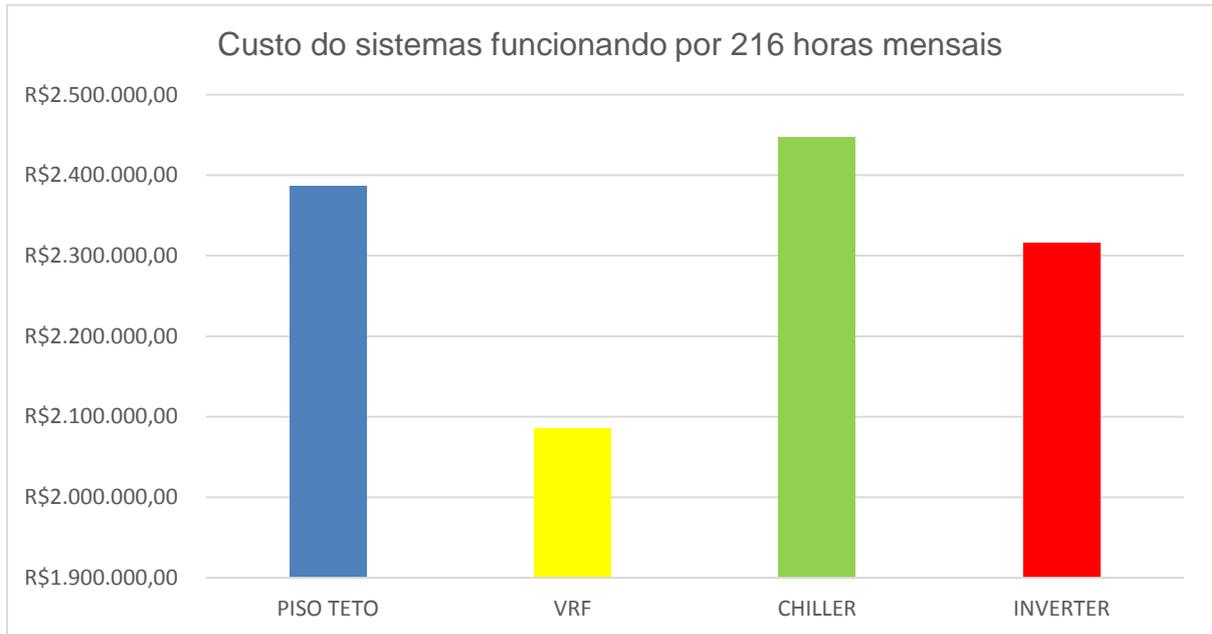
Fonte: Autores (2018).

Conforme resultados, o sistema Piso teto apresenta o maior VPL, mostrando assim ser a melhor alternativa para a climatização. Nota-se que mesmo com maior consumo entre os sistemas, ele se tornou a melhor opção. Isso se deu devido ao seu menor custo de aquisição e operação, e por ele não ser utilizado por longos períodos de tempo.

Leiros (2018), em seu estudo, realizou um projeto de climatização da igreja cristã evangélica do Vingt Rosado (Mossoró-RN). Por meio de suas pesquisas ele chegou à conclusão que o sistema Split piso teto seria a melhor alternativa devido que, equipamentos de grande porte e mais sofisticados exigiria qualificação de mão de obra, requisito esse que dificultaria e encareceria o serviço de instalação e manutenção dos mesmos.

No Gráfico 2, foi feita uma análise se o sistema fosse utilizado por 216 mensais, de forma similar a um empreendimento comercial. Os valores foram colocados em módulo para efeito de melhor visualização. Por estar em módulo, o que apresentar o menor valor é o sistema de melhor desempenho.

Gráfico 2- Análise do sistemas funcionando por 216 horas mensais



Fonte: Autores (2018).

Neste cenário o sistema VRF seria a melhor opção, e o sistema de Piso teto que passou de melhor opção com 68 horas mensais funcionando, para 3ª opção com 216 horas.

Lume (2012) comparando o sistema de VRF e Água Gelada para uma edificação fictícia, composta por escritórios comerciais, situada na cidade de Porto Alegre com funcionamento próximo a 216 horas semanais também chegou ao resultado, de que o sistema VRF seria a melhor opção de sistema a se implantar.

Boeno (2010) obteve resultados semelhantes comparando alguns sistemas de ar condicionado para um prédio histórico da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Por meio de seus estudos, a economia do sistema VRF chegou a 22,4% em relação aos outros sistemas.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou um dimensionamento e a análise técnica e financeira de um sistema para a climatização de ar para o templo da Primeira Igreja Batista de Aracruz-ES. Através dos dados obtidos nos catálogos dos fabricantes, conseguiu-se modelar os sistemas de ar-condicionado próximos da realidade.

Após o cálculo da carga térmica utilizando a método da ABNT NBR 16401 (2018), foram analisadas as características da edificação e escolhidos alguns critérios, aos quais os sistemas de condicionamento de ar deveriam atender. Atendendo a esses critérios, foram realizadas as seleções dos sistemas e uma análise financeira com o uso do método VPL, com o objetivo de se determinar, financeiramente, a melhor alternativa, levando-se em consideração os custos de aquisição e instalação e consumo de energia.

Com os resultados obtidos, verificou-se que o sistema Piso Teto apresentou o maior VPL sendo a melhor alternativa indicada para o local. Esse melhor desempenho em comparação aos outros sistemas, deve-se, principalmente, a esses fatores: menores custos de aquisição, instalação e manutenção em relação aos outros sistemas e melhor adequação às características e à demanda do local.

BIBLIOGRAFIA

- ANTONOVICZ, D.; WEBER, R. G. B. **Invetário e PMOC- Plano de manutenção operação e contole- nos condicionadores de Ar do câmpus medianeira da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.** Monografia (Graduação em Tecnólogo em Manutenção Industrial) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Medianeira. 2013.
- ASHRAE, A.- C. S. D. M. A. S. O. H. **Refrigerant and Air-Conditiuning Engineers.** [S.I.]. 1993.
- ASSAF, A. N. **Finanças Corporativas e valor.** São Paulo: Atlas, 2009.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401.** Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto. Rio de Janeiro. 1980.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220.** Desempenho térmico de edificações: Parte 1: definições, símbolos e unidades. Rio de Janeiro. 2003.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1.** Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários: Parte 1: projetos das instalações. Rio de Janeiro. 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-2.** Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários: Parte 2: parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro. 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRAS DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-3.** Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários: Parte 3: qualidade do ar interior. Rio de Janeiro. 2008.
- BAGGIO, P. **Simulação computacional para comparação de sistemas de ar condicionado.** Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2011.
- BASILE, A. P. VRF e água gelada: eficiência está no projeto. **Climatização e Refrigeração**, p. 40-49, 2009.
- BOENO, W. S. **Comparação entre dois sistema de ar condicionado para um prédio histórico.** Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)- Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2010.
- BRITO, P. **Ánalise e viabilidade de projetos de investimentos.** São Paulo: Atlas, 2003.

- CAMPANHOLA, F.; MICHELS, A.; MARTINS, G. **Avaliação de sistemas de condicionamento de ar para salas de prédio público**. Dissertação (Pós-graduação em eficiência energética aplicada em processos produtivos) - Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria. 2014.
- COSTA, H. N. O.; FORTUNATO, V. M. **Renovação de ar energeticamente eficiente em instalações de ar condicionado**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória. 2007.
- CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6ª Edição. ed. Rio de Janeiro: S. A, 2004.
- DAIKIN psychometrics: Aplicativo que simula a carta psicométrica. Disponível em: <https://www.daikin.eu/en_us/customers/software-downloads/daikin-psychometrics-diagram-viewer.html>.
- FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. R. **Manual do conforto térmico**. Arquitetura e Urbanismo. Studio nobel. 2001.
- GIL, A. C. **Métodos e Técnicas de pesquisa Social**. 5ª edição. ed. São Paulo: Atlas, 1999.
- GRASS, J. C. D. S. **Sistemas de ar condicionado em um prédio residencial**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2013.
- HITACHI. **Sistemas VRF Hitachi SET FREE Σ - Multi Split Inverter**, 2017. Disponível em: <http://www.jci-hitachi.com.br/static/site/files/cat_Sigma_ago17.pdf>. Acesso em: 15 out. 2018.
- JUNIOR, C. R. F. **Análise do sistema atual e projeto de um sistema central de ar condicionado para o palácio dos Bandeirantes**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2006.
- KOMEKO. Ar condicionado inverter, 2016. Disponível em: <<http://www.komeco.com.br/blog/consumidor/ar-condicionado-inverter-o-que-e-e-como-funciona.html>>. Acesso em: 24 jun. 2018.
- LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. **Eficiência energética na arquitetura**. São Paulo: Pro livros, 1997.
- LEIROS, O. A. G. D. **Projeto de climatização da Igreja Cristã Evangélica do Vingt Rosado (Mossoró- RN)**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal. 2018.

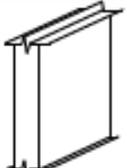
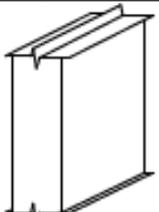
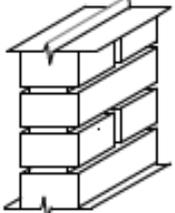
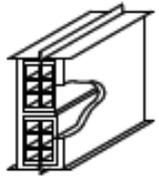
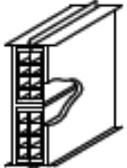
- LINS, J. N.; CAIAFA, V. D. S. L. **Desenvolvimento de uma metodologia para aplicação de retrofit em sistema de água gelada.** Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Brasília. Brasília. 2016.
- LUCCA, T. M. **Comparação entre sistema de ar Condicionado com fluxo de refrigerante variável e água gelada.** Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2012.
- MARTINS, A. P. D. C.; BORGES, H. B. V.; MORAES, W. M. D. Um estudo sobre o marketing utilizado na Igreja internaional da graças de Deus. **Administradores**, 04 nov. 2012. Disponível em: <<http://www.administradores.com.br/artigos/marketing/um-estudo-sobre-o-marketing-utilizado-na-igreja-internacional-da-graca-de-deus/67990/>>. Acesso em: 17 maio 2018.
- OLIVEIRA, D. F.; MARTINS, J. C. **Metodologia para análise e escolha de um sistema de condicionamento de ar.** Monografia (Graduação em Engenharia mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória. 2004.
- REBELATTO, D. A. N. **Projeto de Investimento:** com estudo de caso completo na área de serviços. Barueri: Manole, 2004.
- REVOLUÇÃO ENERGÉTICA. Rumo ao Brasil com 100% de energias limpas e renováveis, 2016. Disponível em: <<http://m.greenpeace.org/brasil/Global/brasil/image/2015/Dezembro/2016/Revolu%C3%A7%C3%A3o%20Energ%C3%A9tica%202016.%20Greenpeace%20Brasil.pdf>>. Acesso em: 23 jun. 2018.
- ROSA, F. A. **Estudo comparativo entre sistemas de climatização em um teatro através de simulação computacional.** Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)- Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2015.
- SANTOS, E. O. **Administração Financeira da Pequena e Média Empresa.** 2ª Edição. ed. São paulo: Atlas S.A, 2010.
- SILVA, G. D. **Introdução a tecnologia da refrigeração e da Climatização.** São Paulo: Artliber, 2004.

APÊNDICE A

FIGURAS E CÁLCULOS DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

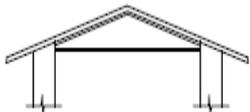
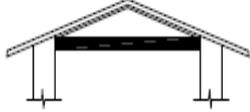
Figura 8 - Tabela de transmitância, capacidade e atraso térmico para algumas paredes

Tabela D.3 – Transmitância térmica, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes

Parede	Descrição	U [W/(m ² .K)]	C _T [kJ/(m ² .K)]	φ [horas]
	Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 5,0 cm	5,04	120	1,3
	Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 10,0 cm	4,40	240	2,7
	Parede de tijolos maciços aparentes Dimensões do tijolo: 10,0x8,0x22,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura total da parede: 10,0 cm	3,70	149	2,4
	Parede de tijolos 6 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 9,0x14,0x19,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm	2,48	159	3,3
	Parede de tijolos 8 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 9,0x19,0x19,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm	2,49	158	3,3

Fonte: ABNT NBR 15220-2 (2008).

Figura 9 - Tabela de transmitância, capacidade e atraso térmico para algumas coberturas

Cobertura	Descrição	U [W/(m ² .K)]	C _T [kJ/(m ² .K)]
	Cobertura de telha de fibro-cimento, lâmina de alumínio polido e forro de madeira Espessura da telha: 0,7 cm Espessura da madeira: 1,0 cm	1,16	25
	Cobertura de telha de barro, lâmina de alumínio polido e forro de concreto Espessura da telha: 1,0 cm Espessura do concreto: 3,0 cm	1,18	84
	Cobertura de telha de fibro-cimento, lâmina de alumínio polido e forro de concreto Espessura da telha: 0,7 cm Espessura do concreto: 3,0 cm	1,18	77
	Cobertura de telha de barro, lâmina de alumínio polido e forro de laje mista Espessura da telha: 1,0 cm Espessura da laje: 12,0 cm $R_{t(laje)} = 0,0900 \text{ (m}^2 \cdot \text{K/W)}$ $C_{T(laje)} = 95 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$	1,09	113

Fonte: ABNT NBR 15220-2 (2008).

Figura 10 - Tabela de coeficiente global de transferência de calor

Tabela 3.3 Coeficientes Globais de Transmissão de Calor U em $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ para Janelas e Paredes

Elementos	U em $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
a) Janelas	
- Janelas de vidros comuns (simples)	5,18
- Janelas de vidros duplos	3,13
- Janelas de vidros triplos	1,66
b) Paredes externas	
- Tijolos maciços ($20 \times 10 \times 6$ cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,88
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,95
- Tijolos furados ($20 \times 20 \times 10$ ou $30 \times 30 \times 10$ cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,59
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,90
c) Paredes internas	
- Tijolos maciços ($20 \times 10 \times 6$ cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,29
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,68
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,66
- Tijolos furados ($20 \times 20 \times 10$ ou $20 \times 10 \times 6$ cm):	
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,54
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,10
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,61
d) Concreto externo ou pedra	
15 cm	3,81
25 cm	3,03
35 cm	2,54
50 cm	2,00

Fonte: Creder (2004).

- Convertendo $\text{Kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^2$ para $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$\frac{3,13 \text{ kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}} \cdot \frac{4184 \text{ joule}}{1 \text{ kcal}} \cdot \frac{1 \text{ H}}{3600 \text{ S}} = \frac{3,63 \text{ joule}}{\text{S} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}} = \frac{3,63 \text{ W}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Coeficiente global do vidro $3,63 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

B) Resistência térmica total da piso $R_t - \text{Piso}$

O procedimento para o cálculo da resistência térmica da piso e do vidro foi baseado na ABNT NBR 15220 (2008). A figura 12 foi retirada da tabela B.3 da ABNT NBR 15220 (2008) e consta a propriedades térmicas de alguns materiais.

Figura 11 - Densidade de massa aparente, condutividade e calor específico

Tabela B.3 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de ma

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Argamassas			
argamassa comum	1800-2100	1,15	1,00
argamassa de gesso (ou cal e gesso)	1200	0,70	0,84
argamassa celular	600-1000	0,40	1,00
Cerâmica			
tijolos e telhas de barro	1000-1300	0,70	0,92
	1300-1600	0,90	0,92
	1600-1800	1,00	0,92
	1800-2000	1,05	0,92
Fibro-cimento			
placas de fibro-cimento	1800-2200	0,95	0,84
	1400-1800	0,65	0,84
Concreto (com agregados de pedra)			
concreto normal	2200-2400	1,75	1,00
concreto cavernoso	1700-2100	1,40	1,00
Concreto com pozolana ou escória expandida com estrutura cavernosa (ρ dos inertes ~750 kg/m³)			
com finos	1400-1600	0,52	1,00
	1200-1400	0,44	1,00
sem finos	1000-1200	0,35	1,00
Concreto com argila expandida			
dosagem de cimento > 300 kg/m ³ , ρ dos inertes > 350 kg/m ³	1600-1800	1,05	1,00
	1400-1600	0,85	1,00
	1200-1400	0,70	1,00

Fonte: ABNT NBR 15220 (2008).

Condutividade térmica (λ) concreto = 0,35 W/(m.K);

Espessura do elemento E piso = 0,30 m

$$Resist\ência = \frac{\lambda}{E}$$

$$R = \frac{0,35}{0,30}$$

$$R = 1,16 \frac{m^2 * k}{w}$$

Cálculo da condutância (U)

$$condut\tilde{a}ncia = \frac{1}{r}$$

$$U = \frac{1}{1,16}$$

$$U = 0,86 \frac{w}{m^2 * k}$$

APÊNDICE B

CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Tabela 7- cálculo da carga por condução

Cálculo por condução $Q_{fo} = U \times \Delta t \times A_{fo}$					
Ganho por condução	Área (m ²)	U (w/m ² .k)	ΔT	Q condução (w)	Q condução (btu/h)
Parede leste	328,02	3,7	9	10.923,07	37.269,50
Parde sul	162,36	3,7	9	5.406,59	18.447,28
Parede norte	138,81	3,7	9	4.622,37	15.771,54
Parede Oeste	291,3	3,7	9	9.700,29	33.097,39
Piso	1222,62	0,86	9	9.463,08	32.288,02
Teto	1222,62	1	9	11.003,58	37.544,21
Vidros	48,96	3,63	9	1.599,52	5.457,57
total				52.718,50	179.875,52

U = Condutância Térmica dos materiais, W/m².K
 ΔT = Diferencial de Temperatura entre as superfícies em °C
 u das paredes 3,7 (w/m².k)
 U do piso 0,86 (w/m².k)
 U do teto 1,16 (w/m².k)
 U do vidro 3,63 (w/m².k)

Fonte: Autores (2018).

Tabela 8 – Cálculo da carga da transmissão pelo sol

CÁLCULO DA TRANSMISSÃO PELO SOL								$Q = A * F_s * I$	
	ÁREA	U (w/m ² .k)	F _s	I				W	BTU/h
Vidros	36,72	686	0,87					21.915,23	74.774,77
Transmissão de Calor do Sol através de superfícies opacas									
$Q_{fo} = q_{fo} \times A_{fo}$									
$q_{fo} = U (\alpha \times I \times R_{se} + \Delta T)$									
Área(m ²)	U	α	I	R _{se}	ΔT	q _{fo} (w/m ²)		Q _{fo} = q _{fo} x A _{fo}	
619,28	3,7	0,6	655	0,04	9	91,464		56.641,83	193.261,91
U = Condutância Térmica dos materiais, W/m ² .K α = Ver Tabela 8, absorvidade em função da cor I = Valor máximo de Fator Solar referente a 22 de dezembro (verão), em W/m ² . Tabela 2 ΔT = Diferencial de Temperatura entre as superfícies em °C R _{se} = Resistência Superficial externa, ver apêndice B, tabela B1 (NBR 16401/2008)									
total									268.036,68

Fonte: Autores (2018).

Tabela 9 - Cálculo da carga devido as pessoas

Carga das Pessoas							
CSt + CLt							CSt + CLt
n		CS	CSt = n x CS	CL	CLt = n x CL		BTU/h
900		70	63000	35	31500		94.500,00
CS = Calor Sensível, W. Taxas típicas de calor liberado por pessoas (tab.C1 parte 1 da NBR 16401) SL = Calor Latente, W. Taxas típicas de calor liberado por pessoas (tab.C1 parte 1 da NBR 16401) n = n° de ocupantes do ambiente							

Fonte: Autores (2018).

Tabela 10 - Cálculo da carga devido a aparelhos elétricos e iluminação

Carga devida a equipamentos elétricos				
equipamento	quantidade	potencia	total (W)	Total (BTU/h)
ventilado	22	170	3.740	12.760,88
caixa de som	6	400	2.400	8.188,80
computador	2	1.160	2.320	7.915,84
refletores	8	40	320	1.091,84
mesa de som	1	1.600	1.600	5.459,20
data show	2	3.200	6.400	21.836,80
tv 54	1	310	310	1.057,72
caixa de retorno	4	400	1.600	5.459,20
refletores	8	1.000	8.000	27.296,00
mooving	8	440	3.520	12010,24
total			30.210	103.076,52
Carga devida a iluminação				
$Q = \sum \text{watts} \times 1.2$				
Nº de lampadas	potências (W)	acrescimo de 20%	total em W	Btu/h
86	40	1,2	4.128,00	14.084,74
<p>∑ watts- somatório das potências das lâmpadas, em watts; 1.2 – valor referente do acréscimo de 20% de carga devido aos reatores.</p>				
CARGA DEVIDO A ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS			34.338	117.161,26

Fonte: Autores (2018).

APÊNDICE C

ORÇAMENTOS DOS SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Figura 12 - Orçamento Chiller

Outlook Pesquisar

Re: Contato Mecalor

Enviada em: sexta-feira, 25 de maio de 2018 14:21
 Para: jleydsoncordeiro@hotmail.com
 Assunto: Contato Mecalor

Prezado,

Boa tarde!

Conforme nos falamos por telefone, segue abaixo o valor e a condição de pagamento para o chiller solicitado.

- Capacidade requerida 92 TR (279.000 kcal/h)
- Aplicação: Climatização de ambientes por meio de fancoils
- Preço: 235.000,00 + 5% de IPI
- Prazo de entrega: 90 dias
- Condição para pagamento: 30% de sinal, 40% contra embarque, 30% a dias do faturamento

Aguardo seu retorno.

Atenciosamente,



Tel.: (27) 9 9814-2620 / 9 8123-3269
Vendas – Instalações - Manutenções de Ar Condicionado Split.

ARACRUZ, 20 de setembro de 2018.

Cliente: 1 Igreja Batista Aracruz
Tel.:
E-mail:

ORÇAMENTO

QUANT.	DESCRIÇÃO DO PRODUTO	Unidade	Total
19	TTR60 evaporador piso teto 55 MBH-TRV/III R-410 A, 220 V 60 HZ 1F (incluso controle)	R\$ 2.941,00	R\$ 55.887,17
TOTAL			R\$ 55.887,17

CONDIÇÕES E FORMAS DE PAGAMENTO
 Forma de Pagamento: 6 vezes no boleto

Fonte: Autores (2018).

Figura 13 - Orçamento VRF

Outlook Pesquisar

Nova mensagem Responder Excluir Arquivo Morto Lixo Eletrônico Limpar Mover para

Favoritos

- Rascunhos 45
- Arquivo Morto
- Adicionar aos favor...

Pastas

- Caixa de En... 1757
- Lixo Eletrônico 92
- Rascunhos 45
- Itens Enviados
- Itens Excluídos 13

ENC: GLEDISON

De: José Luiz Machado <joseluiz@climafrio.com.br>
Enviada em: quinta-feira, 24 de maio de 2018 17:34
Para: 'ROBERTO' <ROBERTO@CLIMAFRIO.COM.BR>
Assunto: GLEDISON

Qtde	Produto	Modelo	Descrição
5	TRC18-2	4TVH0170D6000AAD	Condensador modular 100% Inverter 170 MBH 220V/3F - TVR LX R-410 A
19	TTR60	4TVX0055B1000AA	Evaporador piso teto 55 MBH - TVRII R-410 A, 220V 60HZ 1F (incluso controle)
19	TRDK225HP	TRDK225HP	Kit RefNet Evap. de 112 até 225 MBH - TVRII
43			340.693

Fonte: Autores (2018).

Figura 14 - Orçamento Piso teto

Leveros > Ar Condicionado > Split Piso Teto > 51.000 a 80.000 BTUs

ELGIN

Ar Condicionado Split Piso Teto Atualle Eco Elgin 58.000 BTUs Só Frio 380V Trifásico

Modelo: PTFI58B2MA | PTFE58B4MA Código de Referência: 5000004367 [Avalie](#) ★★★★★

Por R\$ 5.988,00 em até **12x de R\$ 528,67**

À vista **R\$ 5.688,60** (com 5% de desconto)

Você economiza: R\$ 299,40 comprando à vista

Comprar

Produto vendido e entregue por Leveros

Opções de parcelamento (clique aqui para ver)

Calcule o frete

Informe seu CEP: **OK**

Não sei meu CEP

Entrega Premium: receba seu produto em até 3 dias.
Consulte seu CEP e verifique se contempla essa modalidade

Compartilhar: [G+](#) [f](#)

Fonte: Autores (2018).

Figura 15 - Orçamento Piso Teto Inverter

Ar Condicionado Split Piso Teto Inverter Carrier Space Inverter 54000 BTUs Frio 220v 1F 38CCV060515MC

O Split Piso Teto Space Carrier tem selo Procel A de classificação energética, e você economiza comprando ele na CentralArcom.

5 de 5  (1)



Código do produto: 1800



R\$ 10.098,00 no cartão ✕

10x de R\$ 1.009,80 no cartão VER PARCELAS ▾

ou R\$ 9.593,10 no boleto 5% DE DESCONTO

 **Comprar**

Calcular frete

NÃO SEI MEU CEP



Fonte: Autores (2018).