

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ESTUDO DE SISTEMA DE AR CONDICIONADO EM EDIFÍCIO HISTÓRICO

Matheus Bruno Ferraz

São Paulo
2014

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ESTUDO DE SISTEMA DE AR CONDICIONADO EM EDIFÍCIO HISTÓRICO

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

Matheus Bruno Ferraz

Orientador:
Antônio Luís de Campos Mariani

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2014

Ferraz, Matheus Bruno

**Estudo de sistema de ar condicionado em edifício
histórico/ M.B. Ferraz. – São Paulo, 2014.**

81 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Ventilação 2.Ar condicionado I. Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

RESUMO

O trabalho apresentado se baseia no estudo e projeto de um sistema de ar condicionado e ventilação em um edifício histórico, no caso a igreja São Luís Gonzaga, localizada na cidade de São Paulo, com a preocupação de respeitar a arquitetura do local. Primeiramente foi apresentada uma descrição do edifício, como local, plantas, ocupação e arquitetura, com a finalidade de se obter os parâmetros necessários para a realização do projeto. Sendo assim, a carga térmica foi determinada utilizando o método das CLTD/CLF, com três hipóteses diferentes de ocupação, para avaliar a carga térmica nas diferentes situações de uso da igreja. Em seguida, foi determinada a taxa de renovação de ar necessária, escolhendo o mais conservador entre os métodos propostos pela ABNT e pela ANVISA, e também a carga térmica relativa ao ar externo e as vazões de projeto, concluindo-se as determinações dos parâmetros necessários para o projeto. A carga térmica foi calculada a partir de dados médios anuais para a cidade de São Paulo, entretanto, sabe-se que os dados climáticos mudam ao longo do ano, sendo realizado um estudo dessa variação para cada mês, verificando-se o impacto nos parâmetros de projeto, como carga térmica e vazões. Com o problema apresentado e os parâmetros de projeto determinados, foram então propostas alternativas de configurações do sistema, sempre de forma a respeitar a arquitetura do edifício, promovendo uma integração com um sistema de ventilação que já existia na igreja. A primeira alternativa consiste de um sistema clássico, com mistura de ar de retorno e de renovação e condicionamento a partir de fan coils e chiller, enquanto que a segunda alternativa, pela restrição de usar um chiller já existente, com menor capacidade de refrigeração, faz uso de um sistema de recuperação de frio, de forma a diminuir a capacidade necessária para o chiller. A terceira alternativa propõe uso exclusivo de ar exterior, sem recirculação, mas ainda utilizando a roda entálpica, para diminuir a capacidade do chiller. Com a definição das configurações, foram, para cada uma, selecionados todos os equipamentos necessários, como fan coils, chillers, grelhas e rodas entálpicas, assim como definidos as suas redes de distribuição de ar. Uma última análise sobre o consumo energético de cada alternativa foi realizado com o intuito de se ajudar na definição da alternativa mais viável a ser implementada.

ABSTRACT

The work presented is based on a study and design of an air-conditioning system for an historic building, São Luís Gonzaga Church, located in the city of São Paulo, Brazil, with special attention in what concerns the building architecture. First of all, a description of the church was presented, as the plants, architecture and occupation of the place, in order to determine the parameters required for the project. Thereby, the thermal load was calculated using the CLTD/CLF method, for three hypothesis of occupation, to analyze the thermal load in different situations of use of the church. Then, the renewal air rate was determined, using the highest value among the methods proposed by ABNT and ANVISA, as well as the thermal load related to the external air and the flow rates, finishing the calculation of the necessary parameters for the project. The thermal load was calculated using the annual climatic data for the city of São Paulo, however, it is known that the climatic parameters change a lot through the year, and in order to verify the impact of this variations in project parameters, as flow rates and thermal load, a study was made using monthly data, calculating each parameter for monthly values. After presenting the problem and determining the parameters, three different system configuration alternatives were proposed, all of them respecting the building architecture, promoting an integration with the ventilation system that there already was in the church. The first alternative consists in a classical system, with mixture of renewal and recirculating air before the conditioning by fan coils and chiller, while the second one, constrained by the use of an existent chiller equipment with lower refrigerating capacity than the required, makes use of a recovery wheel system, in order to reduce the thermal load under the capacity of the chiller. The third alternative proposes the use of one hundred percent of external air, without recirculation, but using the recovery wheel system to reduce the external air thermal load. Finally, for each of the configuration alternatives, the required equipment were specified, as the fan coils, chillers, recovery wheels and grids, as well as their distribution air system. A final analysis was made about the energy consumption, in order to help the definition of the most practicable alternative to be implemented.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Vista externa da igreja São Luís Gonzaga.....	3
Figura 2 - Referência de coordenadas cartesianas na igreja	4
Figura 3 - Vista interna da igreja.....	4
Figura 4 - Perfil de carga térmica total incidente através das paredes externas.....	18
Figura 5 - Perfil de carga térmica total por radiação através dos vidros.....	24
Figura 6 - Carga térmica sensível total incidente na igreja	25
Figura 7 - Variação da carga térmica incidente mês a mês	30
Figura 8 - Variação da carga térmica do ar externo mês a mês	31
Figura 9 - Variação da carga térmica total mês a mês	31
Figura 10 - Variação da vazão de insuflação necessária.....	33
Figura 11 - Esquema do sistema de ventilação existente	35
Figura 12 - Placa do chiller a ser utilizado.....	37
Figura 13 - Corredor lateral à parede leste.....	38
Figura 14 - Exemplo de fechamento de ambiente respeitando a arquitetura original	39
Figura 15 - Esquema da rede de recirculação do ar	40
Figura 16 - Esquema da alternativa A.....	41
Figura 17 - Esquema alternativas B	43
Figura 18 - Esquema do sistema de termo-sifão (BOLLIGER; MARIANI, 2013)...	44
Figura 19 - Esquema da roda entálpica (BOLLIGER; MARIANI, 2013).....	45
Figura 20 - Esquema de insuflação da alternativa C	46
Figura 21 - Esquema alternativa C (sem recirculação)	47
Figura 22 - Esquema do sistema de exaustão existente	51
Figura 23 - Ilustração da posição da grelha de retorno	53
Figura 24 - Diagrama da rede de distribuição de ar para a alternativa A.....	65
Figura 25 - Diagrama da rede de distribuição de ar para a alternativa B	66
Figura 26 - Diagrama da rede de distribuição de ar para a alternativa C	69
Figura 27 - Consumo de energia para 500 pessoas	76
Figura 28 - Consumo de energia para 300 pessoas	77
Figura 29 - Consumo de energia para 150 pessoas	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condutividade térmica dos materiais.....	5
Tabela 2 - Coeficientes globais de transferência de calor para cada situação.....	6
Tabela 3 - Condições climáticas para a cidade de São Paulo na região de Congonhas (ABNT, 2008)	6
Tabela 4 - Dados sobre potência instalada de iluminação	8
Tabela 5 - Carga térmica de iluminação	8
Tabela 6 - Relação de equipamentos.....	9
Tabela 7 - Carga térmica de equipamentos	9
Tabela 8 - Carga térmica relativa às pessoas	10
Tabela 9 - Carga térmica para paredes internas	11
Tabela 10 - CLTD para as condições de projeto.....	13
Tabela 11 - Dados para cálculo da carga térmica na parede oeste.....	14
Tabela 12 - Carga térmica na parede oeste	14
Tabela 13 - Perdas na parede oeste	14
Tabela 14 - Dados para cálculo da carga térmica na parede norte.....	15
Tabela 15 - Carga térmica na parede norte	15
Tabela 16 - Perdas na parede norte	15
Tabela 17 - Dados para cálculo da carga térmica na parede leste.....	16
Tabela 18 - Carga térmica na parede leste	16
Tabela 19 - Perdas na parede leste	16
Tabela 20 - Dados para cálculo da carga térmica na parede sul	17
Tabela 21 - Carga térmica na parede sul	17
Tabela 22 - Perdas na parede sul.....	17
Tabela 23 - CLTD horizontal para condições do projeto.....	18
Tabela 24 - Dados para cálculo da carga térmica no teto	19
Tabela 25 - Carga térmica no teto	19
Tabela 26 - Perdas no teto.....	19
Tabela 27 - CLTD para o vidro	20
Tabela 28 - Dados para cálculo da carga térmica no vidro	20
Tabela 29 - Carga térmica no vidro.....	21

Tabela 30 - Perdas no vidro	21
Tabela 31 - CLF para vidros na face oeste.....	22
Tabela 32 - Carga térmica por radiação através dos vidros na face oeste.....	22
Tabela 33 - CLF para vidros na face norte.....	23
Tabela 34 - Carga térmica por radiação através dos vidros na face norte.....	23
Tabela 35 - CLF para vidros na face oeste.....	23
Tabela 36 - Carga térmica por radiação através dos vidros na face leste	24
Tabela 37 - Carga térmica máxima e perdas na igreja.....	25
Tabela 38 - Vazão eficaz para renovação de ar.....	26
Tabela 39 - Estados termo-higrométricos	27
Tabela 40 - Carga térmica do ar externo e total	27
Tabela 41 - Vazões de ar do projeto.....	28
Tabela 42 - Dados do ar externo para cada mês na região de Congonhas (ASHRAE, 2005)	29
Tabela 43 - Resumo da análise de dados climáticos para a hipótese de 500 pessoas	33
Tabela 44 - Resumo da análise de dados climáticos para a hipótese de 300 pessoas	34
Tabela 45 – Resumo da análise de dados climáticos para a hipótese de 150 pessoas	34
Tabela 46 - Dados de entrada para seleção da grelha de insuflação	49
Tabela 47 - Parâmetros da grelha selecionada para insuflação.....	49
Tabela 48 - Parâmetros das venezianas nas portas.....	50
Tabela 49 - Dados da grelha de retorno da igreja selecionada.....	52
Tabela 50 - Dados da grelha selecionada para renovação do ar	52
Tabela 51 - Dados para grelha de retorno	53
Tabela 52 - Dados da grelha selecionada para renovação completa de ar (alternativa C).....	54
Tabela 53 - Capacidade para alternativa A	56
Tabela 54 - Dados do Fan Coil selecionado para alternativa A	56
Tabela 55 - Dados do Chiller selecionado para alternativa A.....	57
Tabela 56 - Dados da roda entálpica selecionada	59
Tabela 57 - Capacidade para alternativa B	59
Tabela 58 - Dados do Fan Coil Selecionado para a alternativa B.....	60
Tabela 59 - Dados de vazão e carga térmica para 100% de ar externo.....	61

Tabela 60 - Dados da roda entálpica para alternativa C	62
Tabela 61 - Capacidade para alternativa C	62
Tabela 62 – Dados do Fan Coil selecionado para alternativa C	63
Tabela 63 - Dados do chiller selecionado para alternativa C	63
Tabela 64 - Perda de pressão na rede de distribuição da alternativa A	66
Tabela 65 - Dimensionamento dos dutos do sistema de recuperação para alternativa B	67
Tabela 66 - Perda do sistema de recuperação para duto de tomada de ar para alternativa B	68
Tabela 67 - Perda do sistema de recuperação para duto de exaustão para alternativa B	68
Tabela 68 - Perda de pressão na rede de distribuição da alternativa B	68
Tabela 69 – Dimensionamento dos dutos do sistema de recuperação para alternativa C	69
Tabela 70 - Perda do sistema de recuperação para duto de tomada de ar na alternativa C	70
Tabela 71 - Perda do sistema de recuperação para duto de exaustão na alternativa C	70
Tabela 72 - Perda de pressão na rede de distribuição da alternativa C	70
Tabela 73 - Dados de energia para equipamentos da alternativa A	73
Tabela 74 - Consumo de energia da alternativa A	73
Tabela 75 - Dados de energia para equipamentos da alternativa B	74
Tabela 76 - Dados de carga térmica retirada do ar e consumo para a roda entálpica na alternativa B	74
Tabela 77 - Consumo de energia da alternativa B	74
Tabela 78 - Dados de energia para equipamentos da alternativa C	75
Tabela 79 - Dados de carga térmica retirada do ar e consumo para a roda entálpica na alternativa C	75
Tabela 80 - Consumo de energia da alternativa C	76

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_{duto} – Área da seção transversal do duto
- C_p – Calor específico do ar úmido
- CLF – Fator de carga térmica de refrigeração
- CLTD - Diferença de temperatura para a carga de refrigeração
- CT – Carga térmica
- DR – Variação da temperatura externa ao longo do dia (Daily Range)
- e – Espessura dos materiais que compõem a interface
- F_{as} - Fator de aplicação especial
- FD – Fator de dissipação
- FAS – Fração da área em sombra
- F_p – Vazão do ar de renovação por pessoa
- F_a – Vazão do ar de renovação por área útil ocupada
- F_{ul} - Fator de uso
- h – Entalpia
- k – Condutividade térmica dos materiais
- K – Termo relativo a cor das paredes
- LHG – Ganho de calor latente
- LM – Correção de latitude e mês
- \dot{m} – Vazão mássica
- P – Pressão absoluta
- Pot_{ins} – Potência instalada de iluminação
- Pot_{nom} – Potência nominal dos equipamentos
- Pot_{rec} – Potência frigorífica recuperada pelo sistema de recuperação de frio
- Q - Vazão do ar
- R_{ar} – Resistência correspondente a espaços de ar contidos entre elementos que compõem a interface
- r_e – Resistência de película de superfícies exteriores ao edifício
- r_i – Resistência de película de superfícies interiores ao edifício
- S – Área
- SC – Coeficiente de sombreamento inerente a vidros

SHG – Ganho de calor sensível

SHGF – Máximo fluxo de entrada de energia solar

t_a - Temperatura do ambiente condicionado

$t_{med\ ext}$ - Temperatura média externa

TBS – Temperatura de bulbo seco

TBU – Temperatura de bulbo úmido

U – Coeficiente global de transmissão de calor

UR – Umidade relativa

V – Velocidade do ar no tubo

ρ – Massa específica

ω – Umidade absoluta

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos	1
1.2	Motivação.....	2
2	DADOS DO EDIFÍCIO HISTÓRICO	3
2.1	Descrição do edifício	3
2.2	Condições climáticas em São Paulo.....	6
3	CARGA TÉRMICA INCIDENTE NO AMBIENTE.....	7
3.1	Iluminação	8
3.2	Equipamentos.....	8
3.3	Pessoas.....	9
3.4	Paredes Internas	11
3.5	Forro e Piso	12
3.6	Paredes Externas.....	12
3.6.1	Parede Oeste.....	14
3.6.2	Parede Norte.....	15
3.6.3	Parede Leste	16
3.6.4	Parede Sul	17
3.6.5	Carga térmica total relativa às paredes externas	18
3.7	Teto	18
3.8	Vidro (Condução e Convecção)	20
3.9	Vidro (Radiação)	21
3.9.1	Vidros Oeste.....	22
3.9.2	Vidros Norte.....	22
3.9.3	Vidros Leste	23
3.9.4	Carga térmica total por radiação através de vidros externos	24
3.10	Resumo das Cargas Térmicas	24
4	RENOVAÇÃO DO AR.....	26
5	CARGA TÉRMICA DO AR EXTERNO	27
6	DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES DE AR.....	28
7	ANÁLISE DA VARIAÇÃO CLIMÁTICA NA CARGA TÉRMICA	29

8	CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA.....	35
8.1	Sistema de ventilação existente	35
8.2	Chiller existente.....	36
8.3	Alternativas de configurações	37
8.3.1	Rede do ar de retorno	38
8.3.2	Alternativa A.....	40
8.3.3	Alternativa B	42
8.3.4	Alternativa C	45
9	SELEÇÃO DE GRELHAS PARA INSUFLAÇÃO E RETORNO.....	48
9.1	Seleção de grelhas para insuflação	48
9.2	Seleção de grelhas para exaustão da igreja para o corredor	50
9.3	Seleção de grelhas de exaustão e tomada de ar (alternativas A e B).....	52
9.4	Seleção de grelhas de retorno (Alternativas A e B)	53
9.5	Seleção de grelhas de exaustão e tomada de ar(alternativa C)	54
10	SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS CONDICIONADORES.....	55
10.1	Alternativa A	56
10.2	Alternativa B	57
10.2.1	Alternativa B.1	58
10.2.2	Alternativa B.2.....	58
10.3	Alternativa C	60
11	DISTRIBUIÇÃO DE AR	64
11.1	Distribuição de ar na alternativa A	65
11.2	Distribuição de ar na alternativa B	66
11.3	Distribuição de ar na alternativa C.....	68
12	ANÁLISE ENERGÉTICA	71
12.1	Hipóteses para determinação do consumo energético	72
12.2	Consumo de energia da alternativa A	72
12.3	Consumo de energia da alternativa B	73
12.4	Consumo de energia da alternativa C	75
12.5	Comparação entre as alternativas	76
13	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	78
14	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80

1 INTRODUÇÃO

A concepção de sistemas de ventilação e ar condicionado se tornam cada vez mais importantes nos projetos de engenharia atuais, como no desenvolvimento de um automóvel ou de um edifício. No mercado brasileiro de carros, por exemplo, o ar condicionado se tornou um item praticamente indispensável, devido ao clima quente no país. Por esse mesmo motivo, quase não se encontram prédios comerciais sem um sistema de ar condicionado e ventilação, além do fato de aqueles que não apresentam, passarem por projetos de readaptação para o conforto térmico de seus ocupantes.

É importante ressaltar que o conforto térmico não é o único benefício proveniente dos sistemas do setor de HVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado), pois o controle da temperatura e umidade, dentro dos padrões aceitáveis para 80% ou mais dos seres humanos, conforme faixa de conforto definida na seção 6 da norma NBR 16401-2 (ABNT, 2008), também garante uma maior qualidade do ar interior dos ambientes, inclusive com aplicações nas áreas industriais e de hospitais, por exemplo, garantindo a manutenção da saúde dos usuários, juntamente com uma maior produtividade e um melhor desempenho.

1.1 Objetivos

O presente trabalho visa a implementação de um sistema de ar condicionado e ventilação em um edifício histórico, no caso a igreja da paróquia São Luís Gonzaga, localizada na cidade de São Paulo, na qual o controle de temperatura deve garantir a qualidade do ar interior e o conforto térmico para os frequentadores do local.

Um aspecto fundamental que deve ser respeitado em um projeto em um edifício como este é em relação à sua arquitetura, uma das características mais marcantes para prédios históricos. Devido a este motivo, o sistema a ser implementado não deve interferir na arquitetura da igreja, ou seja, os equipamentos a serem utilizados não devem aparecer de forma a modificar a estética original do edifício, eles devem ficar

escondidos ou serem usados de forma conjunta com o projeto já existente. Como exemplo de projeto que respeita a arquitetura original, podemos citar a sala São Paulo na antiga estação Júlio Prestes.

A viabilidade do projeto também é um fator importante neste trabalho, pois possibilitaria a real implementação do sistema. Portanto, a escolha da solução levará em consideração o conforto térmico, qualidade do ar, respeito à arquitetura e viabilidade do projeto.

1.2 Motivação

A igreja da paróquia São Luís Gonzaga é um dos edifícios mais antigos ainda existente na avenida paulista, uma das avenidas mais importantes da cidade de São Paulo. Sendo inaugurada em 1935, ela também faz parte do complexo do colégio São Luís, um dos colégios mais antigos do estado, que atualmente se localiza vizinho à igreja.

O autor do presente trabalho foi estudante do colégio São Luís, sendo uma grande satisfação poder retribuir o colégio de alguma forma. Somado a isso, a possibilidade de realizar um projeto com possível implementação real se torna desafiador, além do fato do estudo ser realizado em um projeto com tamanha importância histórica como a igreja São Luís Gonzaga.

Os motivos listados acima, juntamente com a apresentação aos projetos do setor de ar condicionado e ventilação, se tornaram uma grande motivação para a realização do trabalho de formatura sobre este tema.

2 DADOS DO EDIFÍCIO HISTÓRICO

Um sistema de ar condicionado e ventilação tem como objetivo o controle de parâmetros como a temperatura e a umidade dentro do ambiente a ser implementado. Logo, para realização do projeto, são necessários dados relativos ao edifício no qual o sistema será implementado, como dimensões, materiais construtivos e os dados climáticos da região na qual o local se encontra.

O edifício no qual o sistema será implementado é a igreja São Luís Gonzaga, localizada na região da Bela Cintra, na cidade de São Paulo. Para o desenvolvimento dos cálculos, a descrição dos parâmetros da igreja assim como as características climáticas da cidade de São Paulo serão apresentadas a seguir.



Figura 1 - Vista externa da igreja São Luís Gonzaga

2.1 Descrição do edifício

A igreja São Luís Gonzaga é um edifício de forma retangular e se encontra na esquina da avenida paulista com a rua haddock lobo, apresentando, portanto, suas paredes nas direções norte, sul, leste e oeste.

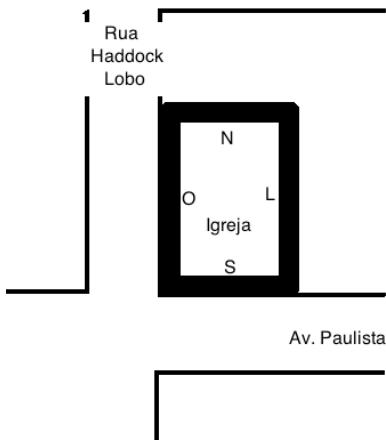


Figura 2 - Referência de coordenadas cartesianas na igreja

Os dados relativos ao edifício foram passados pelos responsáveis pela igreja e adquiridos de um levantamento feito a partir de uma visita ao local. No apêndice A são mostradas as plantas do edifício, a partir das quais foram obtidas as informações relativas às dimensões e ocupação do local.

Os ambientes levados em consideração para a implementação do sistema de ventilação e ar condicionado são a nave e o altar da igreja, e, conforme é possível observar, essas duas regiões formam um único grande ambiente a ser analisado.



Figura 3 - Vista interna da igreja

Outra informação importante é quanto aos materiais construtivos que compõem as paredes, janelas e teto do ambiente. As paredes são compostas por tijolo e argamassa, além de possuírem uma camada de mármore na parte interna. As janelas permanecem fechadas e são constituídas de vidro. Enquanto o teto é composto por um sanduíche de materiais na seguinte ordem: telha de barro, espaço de ar, Eucatex, estrutura de madeira com pontaletes, Eucatex.

Os materiais são apresentados na Tabela 1, juntamente com suas condutividades térmicas, conforme o apêndice I de Sistemas de Ar Condicionado e Ventilação (BOLLIGER; MARIANI, 2013).

Tabela 1 - Condutividade térmica dos materiais

Material	k (W/m°C)
Tijolo	0,73
Argamassa	0,73
Vidro	0,76
Mármore	2,5
Madeira	0,2
Telha de barro	0,8

Para a determinação da carga térmica que incide sobre o ambiente através das paredes, tetos e vidro, é necessária a espessura de cada divisória e a quantidade relativa de cada material que a compõem, além da condutividade térmica. Com esses dados, é possível calcular o coeficiente global de transmissão de calor nas paredes, tetos e vidros, conforme a seguinte equação:

$$U = \frac{1}{r_i + r_e + R_{ar} + \sum \frac{e}{k}}$$

A Tabela 2 apresenta os valores dos coeficientes globais de transmissão de calor para as situações de paredes, tetos e vidros existentes no edifício analisado.

Tabela 2 - Coeficientes globais de transferência de calor para cada situação

	Material	e (mm)	r_i ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)	r_e ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)	R_{ar} ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)	U (W/m²·°C)
Parede interna	Tijolo	600	0,121	0,121	0	0,806
	Argamassa	100				
	Mármore	100				
Parede externa sem mármore	Tijolo	600	0,121	0,044	0	0,89
	Argamassa	100				
Parede externa com mármore	Tijolo	600	0,121	0,044	0	0,863
	Argamassa	100				
	Mármore	100				
Teto	Telha	16	0,121	0,044	0,16	0,256
	Eucatex	3				
	Madeira	70				
Vidro interno	Vidro	10	0,121	0,121	0	3,919
Vidro externo	Vidro	10	0,121	0,044	0	5,613

2.2 Condições climáticas em São Paulo

Depois da determinação dos parâmetros internos relativos à edificação, é importante fazer um levantamento das condições climáticas da região em que se encontra o edifício. No caso da cidade de São Paulo, existem dados normalizados para as regiões dos aeroportos de Cumbica e Congonhas, e devido a proximidade, serão usadas para este projeto, as informações da região de Congonhas, que são apresentadas na Tabela 3, conforme anexo A da NBR 16401 (ABNT, 2008).

Tabela 3 - Condições climáticas para a cidade de São Paulo na região de Congonhas (ABNT, 2008)

SP	São Paulo Congonhas		Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			23,62S	46,65W	803m	92,04	82/01		28,2	34,3	0,9	5,8	2,5
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc
		32,0	20,3	23,2	27,8	22,1	18,5	25,3		99,6%	8,8	3,9	5,5
Tmd	1%	31,0	20,4	22,6	27,1	21,2	17,5	24,3		99,0%	10,0	5,8	6,3
	8,3	2%	30,0	20,4	22,1	26,7	21,0	17,2					17,4

No caso, os valores utilizados serão aqueles considerados máximos relativos a uma frequência anual de 1%, como temperatura de bulbo seco no verão de 31°C e variação diária de temperatura de 8,3°C.

3 CARGA TÉRMICA INCIDENTE NO AMBIENTE

Com a finalidade de se controlar a temperatura e a umidade dentro de um determinado ambiente, é necessário determinar a carga térmica existente dentro do local em questão, que deverá ser retirada pelo sistema de ar condicionado. A carga térmica de um determinado ambiente se identifica com o fluxo de calor introduzido ou extraído no mesmo (BOLLIGER; MARIANI, 2013).

Desta forma, o primeiro passo para a realização de um projeto de ventilação e ar condicionado é a determinação da carga térmica incidente no ambiente, que pode ser feita a partir de diferentes métodos, como balanço de energia, diferença de temperatura total equivalente, funções de transferência ou CLTD/CLF.

Para a determinação da carga térmica incidente sobre a igreja, o método utilizado foi aquele que utiliza as CLTD (Cooling Load Temperature Difference)/CLF (Cooling Load Factor), siglas em inglês para diferença de temperatura para a carga de refrigeração e fator de carga térmica de refrigeração, respectivamente. Este método se baseia no método das funções de transferência e considera o efeito dos ganhos de calor na carga térmica em cada instante, oferecendo valores tabelados para os diversos ganhos de calor, para determinadas condições de temperatura. Ele foi escolhido por apresentar um dificuldade computacional pequena para ser implementado (HERNADEZ NETO, 2014).

A carga térmica incidente no ambiente pode estar ligada a fontes internas ao ambiente condicionado, como iluminação, pessoas e equipamentos, ou a fontes externas, como transmissão através de paredes, vidros e teto. Além disso, as cargas térmicas podem ser sensíveis ou latentes. As diferentes fontes foram levadas em consideração para o cálculo da carga térmica do projeto, e seu detalhamento será mostrado nos itens a seguir.

3.1 Iluminação

A parcela de carga térmica relativa à iluminação do local é apenas sensível, e pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$CT_{IL} = Pot_{ins} \cdot F_{ul} \cdot F_{sa} \cdot CLF$$

Os dados relativos à iluminação foram passados pelos responsáveis pela igreja, apresentando um fator de uso de 60% e potência instalada conforme a Tabela 4.

Tabela 4 - Dados sobre potência instalada de iluminação

Qtde.	Descrição	Unidade (W)	Total (W)
3	Canhões de palco	500	1500
20	Holofores de 250W Vapor de sódio	250	5000
40	Holofores de 50W LED Luz fria	50	2000
4	Holofores de 150W Vapor de sódio	150	600
4	Defletores Halogênios de 250W	250	1000

Além disso, o valor de CLF será igual a 1, uma vez que o tempo de iluminação será igual ao tempo de operação do sistema de ar condicionado. Portanto, a parcela de carga térmica devida à iluminação será dada pela Tabela 5.

Tabela 5 - Carga térmica de iluminação

Potência Instalada (W)	F _{ul}	F _{sa}	CLF	CT _{IL} (W)
10100	0,6	1	1	6060

3.2 Equipamentos

Assim como no caso da parcela de iluminação, no presente projeto, a carga térmica relativa aos equipamentos será apenas sensível e pode ser dada pela seguinte expressão:

$$CT_{EQ} = Pot_{nom}.FD.CLF$$

No caso, a relação dos equipamentos utilizados durante uma celebração foi realizado a partir de um levantamento no local e pelos responsáveis pela igreja. A Tabela 6 apresenta esta relação.

Tabela 6 - Relação de equipamentos

Equipamento	Potência Nominal (W)	Qtde.	Total (W)
Datashow de 3000 lumens	250	1	250
Equipamento de som	525	1	525
Computador	75	1	75
Instrumentos musicais	75	2	150

Além desta relação, o valor de CLF será igual a 1, uma vez que o sistema de condicionamento não opera continuamente, e o fator de dissipação será igual a 1, conforme valor recomendado para equipamentos eletrônicos, que representam a maioria dos equipamentos utilizados. A parcela de carga térmica devido aos equipamentos é apresentada na Tabela 7.

Tabela 7 - Carga térmica de equipamentos

Potência Nominal (W)	FD	CLF	CT _{EQ} (W)
1000	1	1	1000

3.3 Pessoas

A carga térmica relativa às pessoas no ambiente é relativa a uma parcela de calor sensível e outra de calor latente, sendo a única fonte de calor latente no projeto em

questão. Neste caso, cada parcela da carga térmica é definida por uma expressão diferente, sendo a expressão relativa ao calor sensível a seguinte:

$$CT_s = N^o_{pessoas} \cdot SHG \cdot CLF$$

Enquanto a parcela relativa ao calor latente pela seguinte expressão:

$$CT_L = N^o_{pessoas} \cdot LHG$$

A informação sobre a ocupação da igreja mostrou que a capacidade máxima do edifício é de 500 pessoas, entretanto, dificilmente ela atinge sua capacidade máxima. Este fato somado ao baixo esforço computacional empregado neste método, fez com que fossem utilizadas três hipóteses sobre o número de pessoas dentro do local. A primeira considera uma capacidade de 500 pessoas, a segunda considera 300 pessoas dentro da igreja, e a terceira, 150 pessoas.

Além disso, o CLF foi considerado igual a 1, pois é um ambiente com alta densidade de ocupação, auditórios. E os valores dos ganhos de calor ajustados estão dados abaixo para um ambiente a 24°C com pessoas sentadas em um teatro, conforme dados presentes em ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 2005).

$$SHG = 65 \text{ W}$$

$$LHG = 30 \text{ W}$$

Portanto, a carga térmica relativa às pessoas dentro do edifício, para as três hipóteses, é apresentada na Tabela 8.

Tabela 8 - Carga térmica relativa às pessoas

Hipótese	Nº pessoas	CLF	CT _s (W)	CT _L (W)
1	500	1	32500	15000
2	300	1	19500	9000
3	150	1	9750	4500

3.4 Paredes Internas

A parcela da carga térmica relativa às paredes internas é quanto ao fluxo de calor que atravessa a parede de ou para um outro ambiente, podendo haver ganho de calor, no caso do verão, ou perda de calor, que ocorre no inverno.

No caso do edifício do projeto, apenas parte da parede norte faz fronteira com um outro ambiente, a sacristia, sendo caracterizado pela situação de parede interna, conforme a Tabela 2, enquanto que uma porta de vidro também faz fronteira com esse ambiente, caso de vidro interno.

O ganho e a perda de calor para paredes internas são dados pelas seguintes expressões:

$$Ganho = U.S.\Delta t_{verão}$$

$$Perda = U.S.\Delta t_{inverno}$$

No caso, a sacristia é um ambiente não condicionado, por isso, a temperatura dentro dela foi considerado 3°C inferior àquela externa para a cidade de São Paulo, no caso de verão, e 3°C superior àquela externa no caso de inverno. Além disso, os coeficientes globais de troca de calor para as dadas situações foram definidos na Tabela 2, e as áreas calculadas a partir das plantas.

Sendo assim, o ganho e a temperatura relativos à parede interna são dados pela Tabela 9.

Tabela 9 - Carga térmica para paredes internas

Caso	S _{total} (m ²)	U _{médio} (W/m ² °C)	Δt _{verão} (°C)	Δt _{inverno} (°C)	Ganho (W)	Perda (W)
Parede interna	78,11	0,806	4	11	252	692
Vidro interno	1,89	3,919	4	11	30	81

3.5 Forro e Piso

A carga térmica relativa a forro e piso é muito semelhante àquela relativa à parede interna. Entretanto, o edifício estudado apresenta um único andar térreo, sendo nula esta contribuição.

3.6 Paredes Externas

A partir deste item, as cargas térmicas se referem à transferência de calor do ambiente condicionado com o exterior. No caso das paredes externas, o ganho de calor do ambiente na situação de verão, e de perda no inverno, são dados pelas seguintes expressões:

$$Ganho = U.S[(1 - FAS)CLTD_{corrigido} + FAS.CLTDSombra\ corrigido]$$

$$Perda = U.S.\Delta t_{inverno}$$

Sendo que $CLTD_{corrigido}$ corresponde ao valor de CLTD com as correções para o local em que se calcula a carga térmica. Essa correção se dá pelas seguintes expressões.

$$CLTD_{corrigido} = CLTD + \Delta CLTD$$

$$CLTD_{sombra\ corrigido} = CLTD + \Delta CLTD_{40^\circ\ sul}$$

$$\Delta CLTD = CLTD(K - 1) + LM.K + (25,5 - t_a) + (t_{med\ ext} - 29,4)$$

$$t_{med\ ext} = t_{max\ ext} - 0,5.DR$$

No qual a temperatura do ambiente condicionado é igual a 24°C conforme determinado pelo projeto; a temperatura máxima exterior igual a 31°C com uma variação diária de temperatura de 8°C , para a região de São Paulo; e o termo K devido a cor da parede igual a 1, pois a igreja apresenta paredes escuras em uma área urbana. Estes valores serão os mesmos para todas as paredes, enquanto a correção devido a latitude e mês variam de acordo com a face da parede.

Para a correção do CLTD com sombra, a correção para latitude e mês será constante e igual a $LM = 0$ e portanto $\Delta CLTD_{40^\circ \text{ sul}} = -0,9$.

No caso da igreja analisada, com exceção da fração da parede norte que faz fronteira com a sacristia, todas as outras paredes fazem fronteira com o exterior e serão levadas em consideração separadamente.

Para a determinação do CLTD algumas informações são fundamentais, como a latitude da cidade de São Paulo, 24° sul; a consideração de pegar os dados para o verão, mês de janeiro em São Paulo; e a hipótese de que 100% das paredes estão sombreadas, já que a igreja representa um edifício de baixa altura cercada pelos altos prédios da região da paulista.

Os valores de CLTD não corrigidos, para paredes totalmente sombreadas, são iguais ao da face norte apresentado na tabela, que será relativo ao sul, pois a tabela foi feita com base no hemisfério norte, e serão o mesmo para todas as paredes e estão mostrados na Tabela 10, de acordo com o apêndice A presente em ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981).

Tabela 10 - CLTD para as condições de projeto

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CLTD	8	8	8	8	7	7	6	6
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CLTD	6	5	5	5	5	5	5	5
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CLTD	6	6	7	7	8	8	8	8

Com os dados acima, podemos calcular a parcela de carga térmica para as paredes em cada face, apresentadas nos itens a seguir.

3.6.1 Parede Oeste

Para a parede oeste, de acordo com ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981), teremos os seguintes valores.

$$LM = 0$$

Portanto,

$$\Delta CLTD = -0,9$$

Obtendo os valores para CLTD corrigido e em caso de sombra e considerando também os dados apresentados anteriormente na Tabela 2, a carga térmica para a parede oeste é dada em Tabela 11, Tabela 12 e Tabela 13.

Tabela 11 - Dados para cálculo da carga térmica na parede oeste

Caso	U (W/m ² °C)	Área (m ²)	FAS
Parede externa sem mármore	0,890	452	1
Parede externa com mármore	0,863	62	1

Tabela 12 - Carga térmica na parede oeste

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	3230	3230	3230	3230	2775	2775	2320	2320
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	2320	1865	1865	1865	1865	1865	1865	1865
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	2320	2320	2775	2775	3230	3230	3230	3230

Tabela 13 - Perdas na parede oeste

Δt inverno	Perdas (W)
14	6369

3.6.2 Parede Norte

Para a parede norte, de acordo com ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981), teremos os seguintes valores.

$$LM = -3,3$$

Portanto,

$$\Delta CLTD = -4,2$$

Obtendo os valores para CLTD corrigido e em caso de sombra e considerando também os dados apresentados anteriormente na Tabela 2, a carga térmica para a parede norte é dada em Tabela 14, Tabela 15 e Tabela 16.

Tabela 14 - Dados para cálculo da carga térmica na parede norte

Caso	U (W/m ² °C)	Área (m ²)	FAS
Parede externa sem mármore	0,890	76	1

Tabela 15 - Carga térmica na parede norte

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	480	480	480	480	412	412	345	345
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	345	277	277	277	277	277	277	277
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	345	345	412	412	480	480	480	480

Tabela 16 - Perdas na parede norte

Δt inverno	Perdas (W)
14	946

3.6.3 Parede Leste

Para a parede leste, de acordo com ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981), teremos os seguintes valores.

$$LM = 0$$

Portanto,

$$\Delta CLTD = -0,9$$

Obtendo os valores para CLTD corrigido e em caso de sombra e considerando também os dados apresentados anteriormente na Tabela 2, a carga térmica para a parede leste é dada em Tabela 17, Tabela 18 e Tabela 19.

Tabela 17 - Dados para cálculo da carga térmica na parede leste

Caso	U (W/m ² °C)	Área (m ²)	FAS
Parede externa sem mármore	0,890	452	1
Parede externa com mármore	0,863	62	1

Tabela 18 - Carga térmica na parede leste

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	3230	3230	3230	3230	2775	2775	2320	2320
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	2320	1865	1865	1865	1865	1865	1865	1865
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	2320	2320	2775	2775	3230	3230	3230	3230

Tabela 19 - Perdas na parede leste

Δt inverno	Perdas (W)
14	6369

3.6.4 Parede Sul

Para a parede sul, de acordo com ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981), teremos os seguintes valores.

$$LM = 0,5$$

Portanto,

$$\Delta CLTD = -0,4$$

Obtendo os valores para CLTD corrigido e em caso de sombra e considerando também os dados apresentados anteriormente na Tabela 2, a carga térmica para a parede sul é dada em Tabela 20, Tabela 21 e Tabela 22.

Tabela 20 - Dados para cálculo da carga térmica na parede sul

Caso	U (W/m ² °C)	Área (m ²)	FAS
Parede externa sem mármore	0,890	140	1
Parede externa com mármore	0,863	19	1

Tabela 21 - Carga térmica na parede sul

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	1002	1002	1002	1002	861	861	719	719
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	719	578	578	578	578	578	578	578
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	719	719	861	861	1002	1002	1002	1002

Tabela 22 - Perdas na parede sul

Δt inverno	Perdas (W)
14	1975

3.6.5 Carga térmica total relativa às paredes externas

Somando-se os valores da carga térmica incidente na igreja através das quatro paredes externas, o perfil total incidente ao longo do dia é mostrado na Figura 4.

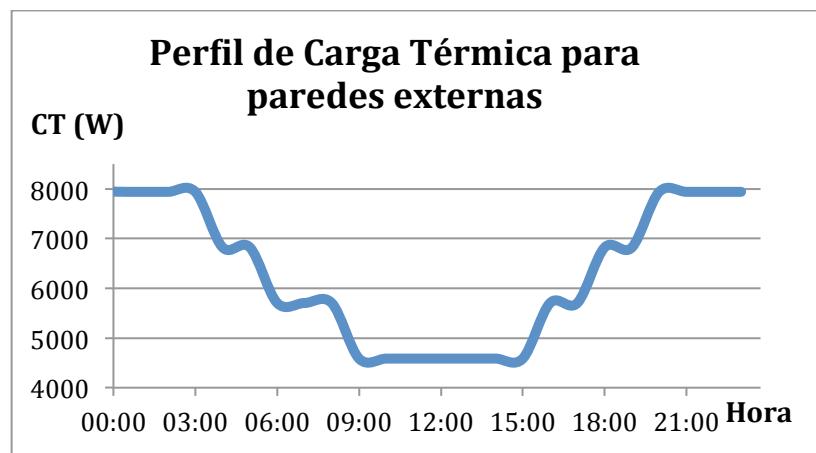


Figura 4 - Perfil de carga térmica total incidente através das paredes externas

O formato desse perfil, com menor carga térmica no período da tarde, deve-se ao fato de as paredes estarem totalmente sombreadas.

3.7 Teto

O cálculo da parcela da carga térmica relativa ao teto é análogo ao caso da parede externa, usando os valores de CLTD para o caso horizontal para um teto do tipo 7, mostrados na Tabela 23, conforme ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981).

Tabela 23 - CLTD horizontal para condições do projeto

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CLTD	21	19	18	16	14	13	12	10
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CLTD	9	8	8	9	10	12	14	17
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CLTD	19	21	23	24	25	24	23	22

O termo K será igual a 1, pois o teto é escuro e está presente em uma área urbana, além de um fator de sombra de 60%. Para a correção do CLTD com sombra, a correção para latitude e mês será igual a $LM = 0$ e portanto $\Delta CLTD_{40^\circ \text{ sul}} = -0,9$.

Para o teto, de acordo com ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981), o valor do fator de correção para mês e latitude será igual a $LM = 0,5$ e portanto, $\Delta CLTD = -0,4$.

Obtendo os valores para CLTD corrigido e em caso de sombra e considerando também os dados apresentados anteriormente na Tabela 2, a carga térmica para o teto é dada em Tabela 24, Tabela 25 e Tabela 26.

Tabela 24 - Dados para cálculo da carga térmica no teto

Caso	U (W/m ² °C)	Área (m ²)	FAS
Teto	0,256	533	0,6

Tabela 25 - Carga térmica no teto

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	2766	2494	2357	2085	1812	1676	1540	1267
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	1131	995	995	1131	1267	1540	1812	2221
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	2494	2766	3039	3175	3311	3175	3039	2902

Tabela 26 - Perdas no teto

Δt inverno	Perdas (W)
14	1908

3.8 Vidro (Condução e Convecção)

A transferência de calor do meio externo com o ambiente pode ocorrer também pelos vidros, através de condução, convecção e radiação. No caso do fluxo transmitido por condução e convecção, os ganhos no verão e as perdas no inverno são dadas pelas seguintes expressões:

$$Ganho = U.S.CLT_{corrigido}$$

$$Perda = U.S.\Delta t_{inverno}$$

No caso, os valores de CLTD para transferência através do vidro no caso do projeto estão apresentados na Tabela 27, de acordo com o apêndice A presente em ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981). E o valor de $\Delta CLTD$ será dado pela seguinte expressão:

$$\Delta CLTD = (25,5 - t_a) + (t_{med\ ext} - 29,4) = -0,9$$

Tabela 27 - CLTD para o vidro

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CLTD	1	1	0	-1	-1	-1	-1	-1
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CLTD	0	1	2	4	5	7	7	8
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CLTD	8	7	7	6	4	3	2	2

Obtendo os valores para CLTD corrigido e considerando também os dados apresentados anteriormente na Tabela 2, a carga térmica relativa ao vidro por condução e convecção é dada em Tabela 28, Tabela 29 e Tabela 30.

Tabela 28 - Dados para cálculo da carga térmica no vidro

Caso	U (W/m ² °C)	Área (m ²)
Vidro externo	5,613	114

Tabela 29 - Carga térmica no vidro

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	64	64	-577	-1219	-1219	-1219	-1219	-1219
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	-577	64	706	1989	2630	3914	3914	4555
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	4555	3914	3914	3272	1989	1347	706	706

Tabela 30 - Perdas no vidro

Δt inverno	Perdas (W)
14	8982

3.9 Vidro (Radiação)

No caso do fluxo transmitido por radiação relativo aos vidros externos, a carga térmica incidente será dada pela seguinte expressão, para casos sem proteção interna, como a situação da igreja:

$$CT = SC \cdot S \cdot \{CLF \cdot [(1 - FAS)SHGF] + [CLF_{sombra} \cdot FAS \cdot SHGF_{sombra}]\}$$

Assim como no caso das paredes, foi considerado que os vidros estão totalmente sombreados, sendo usado um fator de sombreamento igual a 1. O coeficiente de sombreamento inerente a tipos de vidro é dado pelo apêndice A de ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981), sendo no projeto igual a 0,7, devido à presença de pinturas no vidro, vitrais.

Os valores de SHGF e de CLF para os casos normais e com sombra também são dados pelo apêndice A de ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1981), sendo seus valores diferentes para cada orientação de face. A igreja apresenta vidros em contato com o exterior nas faces norte, leste e oeste, e a carga térmica será calculada em cada uma das faces e apresentadas nos itens a seguir.

3.9.1 Vidros Oeste

Para a face oeste a área de vidros será igual a 51 m^2 e teremos os seguintes valores para SHGF e CLF:

$$SHGF = 672$$

$$SHGF_{sombra} = 148$$

Tabela 31 - CLF para vidros na face oeste

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CLF	0,17	0,15	0,13	0,11	0,1	0,09	0,09	0,09
CLF_{sombra}	0,27	0,23	0,2	0,18	0,16	0,14	0,34	0,41
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CLF	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,19	0,29	0,4
CLF_{sombra}	0,46	0,53	0,59	0,65	0,7	0,73	0,75	0,76
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CLF	0,5	0,56	0,55	0,41	0,33	0,27	0,23	0,2
CLF_{sombra}	0,74	0,75	0,79	0,61	0,5	0,42	0,36	0,31

E portanto, a carga térmica incidente pelos vidros devido à radiação na face oeste é dada na Tabela 32.

Tabela 32 - Carga térmica por radiação através dos vidros na face oeste

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	1427	1216	1057	952	846	740	1797	2167
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	2432	2802	3119	3436	3700	3859	3965	4018
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	3912	3965	4176	3225	2643	2220	1903	1639

3.9.2 Vidros Norte

Para a face norte a área de vidros será igual a $12,25\text{ m}^2$ e teremos os seguintes valores para SHGF e CLF:

$$SHGF = 145$$

$$SHGF_{sombra} = 129$$

Tabela 33 - CLF para vidros na face norte

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CLF	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,08	0,11
CLF_{sombra}	0,27	0,23	0,2	0,18	0,16	0,14	0,34	0,41
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CLF	0,14	0,21	0,31	0,42	0,52	0,57	0,58	0,53
CLF_{sombra}	0,46	0,53	0,59	0,65	0,7	0,73	0,75	0,76
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CLF	0,47	0,41	0,36	0,29	0,25	0,21	0,18	0,16
CLF_{sombra}	0,74	0,75	0,79	0,61	0,5	0,42	0,36	0,31

E portanto, a carga térmica incidente pelos vidros devido à radiação na face oeste é dada na Tabela 34.

Tabela 34 - Carga térmica por radiação através dos vidros na face norte

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	299	254	221	199	177	155	376	453
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	509	586	653	719	774	807	829	841
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	818	829	874	675	553	465	398	343

3.9.3 Vidros Leste

Para a face leste a área de vidros será igual a 51 m^2 e teremos os seguintes valores para SHGF e CLF:

$$SHGF = 672$$

$$SHGF_{sombra} = 148$$

Tabela 35 - CLF para vidros na face oeste

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CLF	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,18	0,33
CLF_{sombra}	0,27	0,23	0,2	0,18	0,16	0,14	0,34	0,41
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CLF	0,44	0,5	0,51	0,46	0,39	0,35	0,31	0,29
CLF_{sombra}	0,46	0,53	0,59	0,65	0,7	0,73	0,75	0,76
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CLF	0,26	0,23	0,21	0,17	0,15	0,13	0,11	0,1
CLF_{sombra}	0,74	0,75	0,79	0,61	0,5	0,42	0,36	0,31

E portanto, a carga térmica incidente pelos vidros devido à radiação na face oeste é dada na Tabela 36.

Tabela 36 - Carga térmica por radiação através dos vidros na face leste

Hora	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00
CT (W)	1427	1216	1057	952	846	740	1797	2167
Hora	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
CT (W)	2432	2802	3119	3436	3700	3859	3965	4018
Hora	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
CT (W)	3912	3965	4176	3225	2643	2220	1903	1639

3.9.4 Carga térmica total por radiação através de vidros externos

Somando-se os valores da carga térmica incidente na igreja através das faces de vidros externos, o perfil total incidente ao longo do dia é mostrado na Figura 5.

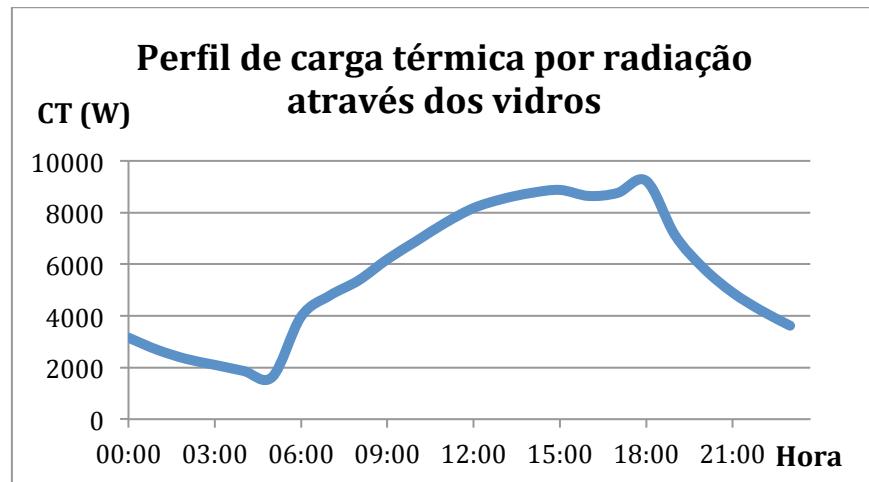


Figura 5 - Perfil de carga térmica total por radiação através dos vidros

3.10 Resumo das Cargas Térmicas

A carga térmica total incidente sobre a igreja é a soma de todas as parcelas calculadas anteriormente e o seu perfil de variação ao longo do dia pode ser visto na Figura 6.

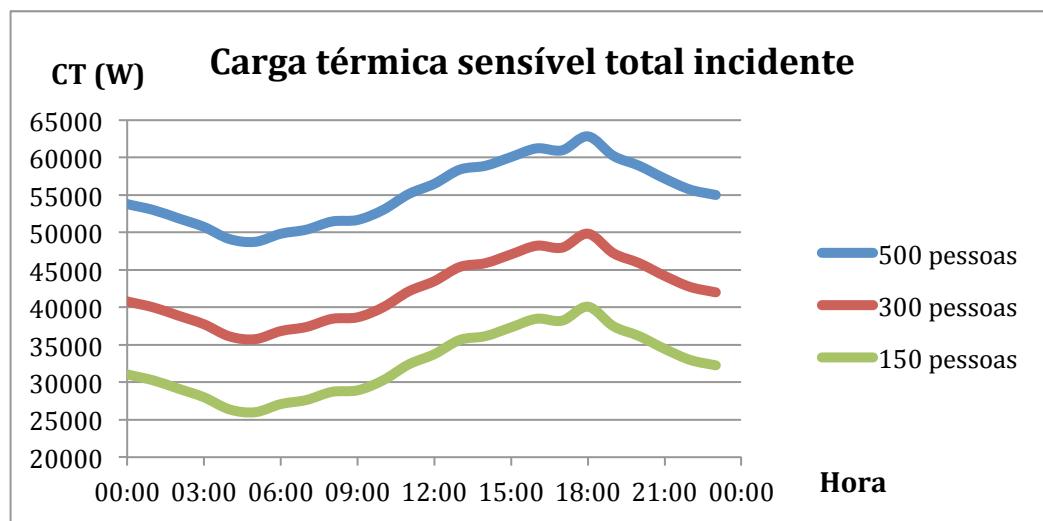


Figura 6 - Carga térmica sensível total incidente na igreja

A carga térmica máxima incidente sobre a igreja tem o seu pico às 18h, em todas as hipóteses de ocupação, conforme pode ser observado. Portanto este valor máximo será usado como referência, uma vez que uma das principais celebrações ocorre as 19h30.

A Tabela 37 apresenta os valores máximos da carga térmica total, as perdas no inverno, além dos valores das parcelas relativas ao calor sensível e ao calor latente. Estes serão os valores levados em consideração para o projeto do sistema de ventilação e ar condicionado da igreja.

Tabela 37 - Carga térmica máxima e perdas na igreja

Hip.	Ganhos			Perdas (W)
	CT _S (W)	CT _L (W)	CT _T (W)	
1	62843	15000	77843	25604
2	49843	9000	58843	25604
3	40093	4500	44593	25604

4 RENOVAÇÃO DO AR

O cálculo para a vazão eficaz necessária para a renovação de ar foi feita a partir do critério estabelecido pela norma NBR 16401 (ABNT, 2008), que tem como base a concentração de poluentes e sua quantidade no ar externo e interno, e pode ser calculada a partir da seguinte expressão:

$$Q_{ef} = N_{pessoas} \cdot F_p + S \cdot F_a$$

Como pode ser visto, a vazão de renovação é função da área útil do edifício e do número de pessoas que frequentam o ambiente, sendo portanto utilizadas as três hipóteses de ocupação do edifício para análise de renovação. Além disso, os valores relativos à norma são dados a partir do tipo de utilização do local. Para o projeto em questão, os valores de vazão por pessoa e por área usados foram aqueles dados para local de culto, e foi usado nível 3 devido ao grande número de pessoas no ambiente. Os valores são mostrados abaixo.

$$F_p = 3,8$$

$$F_a = 0,5$$

Além do critério descrito acima, é preciso verificar se a vazão calculada pelo critério da norma atinge o mínimo de $27 \text{ m}^3/\text{h}$ por pessoa, valor mínimo conforme presente em resolução (ANVISA, 2003). No caso, o critério que apresentar a maior vazão necessária de ar de renovação será aquele a ser utilizado, que no caso do projeto da igreja será aquele da ANVISA. Os valores para os dois critérios são apresentados na Tabela 38.

Tabela 38 - Vazão eficaz para renovação de ar

Hip.	Pessoas	F _p (L/s*p)	Área (m ²)	F _a (L/s*m ²)	Q _{ef} (m ³ /h)	ANVISA (m ³ /h)
1	500	1900	533	267	7799	13500
2	300	1140	533	267	5063	8100
3	150	570	533	267	3011	4050

5 CARGA TÉRMICA DO AR EXTERNO

Para calcular a carga térmica do ar externo, primeiramente é necessário conhecer os estados termo-higrométricos do ar de insuflação, de renovação e do ambiente. Os valores das propriedades psicrométricas que caracterizam estes estados estão apresentados na Tabela 39, a partir da condição de projeto do ar no ambiente, temperatura de 24°C e 50% de umidade relativa; e o ar a ser insuflado a uma temperatura de 14°C e 95% de umidade relativa.

Tabela 39 - Estados termo-higrométricos

Ar	P (kPa)	TBS (°C)	TBU (°C)	UR	ω g/kg de ar seco	h (kJ/kg)	ρ (kg/m ³)
Ambiente	92,5	24	16,8	50%	10,2	50,12	1,067
Insuflação	92,5	14	13,5	95%	10,4	40,33	1,104
Renovação	92,5	31	20,4	39,3%	12,1	62,17	1,039

A carga térmica do ar externo é devido ao fato de que se deve levar o ar exterior, que está nas condições psicrométricas do ar de renovação, ao estado termo-higrométrico do ar no ambiente condicionado. Com isso, a carga térmica do ar externo é calculada pela seguinte expressão:

$$CT_{AE} = \dot{m}_{AE}(h_{AE} - h_{ambiente})$$

A vazão de ar externo é igual à vazão do ar de renovação que foi calculada no Capítulo 4, no qual a vazão mássica foi encontrada a partir da vazão volumétrica utilizando a massa específica padrão do ar de 1,204 kg/m³. Com isso, temos os valores da carga térmica do ar externo e total, mostrados na Tabela 40.

Tabela 40 - Carga térmica do ar externo e total

Hip.	CT _{ambiente} (W)	CT _{AE} (W)	CT _T (W)	CT _T (TR)
1	77843	54225	132068	38
2	58843	32535	91378	26
3	44593	16268	60860	17

6 DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES DE AR

Para o projeto de um sistema de ar condicionado e ventilação são necessárias as definições de três diferentes vazões de ar, no caso, a vazão de insuflação, a vazão de renovação e a vazão de retorno.

A vazão de renovação foi calculada no Capítulo 4, e quando analisadas em massa, a vazão de renovação mais a vazão de retorno são iguais a vazão de insuflação. Portanto, calculando-se a vazão de insuflação, obtém-se os dados importantes para o projeto.

A vazão de insuflação pode ser calculada através da carga térmica sensível, do calor específico do ar úmido e da diferença de temperatura entre o ar insuflado e o ar no ambiente pela seguinte expressão.

$$Q_{insuflação} = \frac{CT_{sensível}}{C_p(t_a - t_{insuflação})}$$

A carga térmica e as temperaturas do ambiente e do ar insuflado foram definidos anteriormente, enquanto o calor específico do ar úmido é igual a 1,023 kJ/kg°C. Sendo assim, a vazão mássica e volumétrica do ar de insuflação, retorno e renovação são mostrados na Tabela 41.

Tabela 41 - Vazões de ar do projeto

Hip.	Vazão insuflação mássica (kg/s)	Vazão retorno mássica (kg/s)	Vazão renovação mássica (kg/s)	Vazão insuflação volumétrica (m³/h)	Vazão retorno volumétrica (m³/h)	Vazão renovação volumétrica (m³/h)
1	6,145	2,005	4,140	20037	6537	13500
2	4,874	2,390	2,484	15892	7792	8100
3	3,920	2,678	1,242	12784	8734	4050

7 ANÁLISE DA VARIAÇÃO CLIMÁTICA NA CARGA TÉRMICA

A carga térmica calculada no Capítulo 3, assim como a vazão de insuflação necessária, Capítulo 6, levaram em consideração as condições psicrométricas do ar relativas à cidade de São Paulo com uma frequência anual de 1%, o que significa, por exemplo, que apenas em 1% das horas do ano a temperatura de bulbo seco se encontra maior que aquela de projeto, conforme anexo A da NBR 16401 para região do aeroporto de Congonhas (ABNT, 2008).

Uma análise da influência da variação das condições climáticas na carga térmica e na vazão de ar necessária foi realizada com a finalidade de decidir qual das hipóteses de ocupação da igreja seria ideal para o projeto, com base no custo operacional e eficiência de utilização. Isto significa que a melhor hipótese a ser utilizada será aquela que atender os requisitos de projeto na maior parte do tempo, mas sem operar muito acima da condição real.

A análise foi realizada mês a mês de acordo com os dados de frequência mensal de 1%, de acordo com a região do aeroporto de Congonhas, conforme ASHRAE – Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 2005). Os dados para cada mês estão mostrados na Tabela 42.

Tabela 42 - Dados do ar externo para cada mês na região de Congonhas (ASHRAE, 2005)

Mês	TBS (°C)	TBU (°C)	DR (°C)	h (kJ/kg)
Janeiro	32,0	21,3	8,2	65,42
Fevereiro	32,0	21,5	8,3	66,70
Março	31,0	21,4	7,9	66,95
Abril	29,9	20,5	8,0	61,98
Maio	27,7	18,9	7,8	57,17
Junho	26,8	17,8	8,5	52,42
Julho	27,5	16,6	9,1	49,31
Agosto	29,8	17,0	9,9	50,38
Setembro	31,1	17,6	8,8	51,71
Outubro	31,8	19,1	8,9	56,26
Novembro	31,8	19,9	8,7	60,10
Dezembro	30,9	20,7	8,3	63,01

Observando os dados pela média mensal ao invés da anual, percebe-se que há uma variação na temperatura de bulbo seco de até 5,2 °C, assim como na variação diária de temperatura, no caso de até 2,1°C, o que mudará as condições de carga térmica incidente sobre o ambiente devido a fontes externas, já que as internas, como pessoas, iluminação e equipamentos não mudará com as condições climáticas. Entretanto, observando os valores de entalpia, observa-se que a variação é maior ainda, chegando a 17,63 kJ/kg entre o mês de máxima entalpia, março, e o de mínima, julho. Sendo assim, a carga térmica do ar externo deve apresentar uma variação considerável ao longo dos anos.

A fim de conhecer essa variação da carga térmica, seus valores foram recalculados para cada mês do ano, de acordo com os dados presentes na Tabela 42, tanto para a carga térmica incidente sobre o ambiente, assim como para aquela devida ao ar externo e a total, que representa a soma das duas, e estão mostrados na Figura 7, na Figura 8 e na Figura 9, respectivamente.

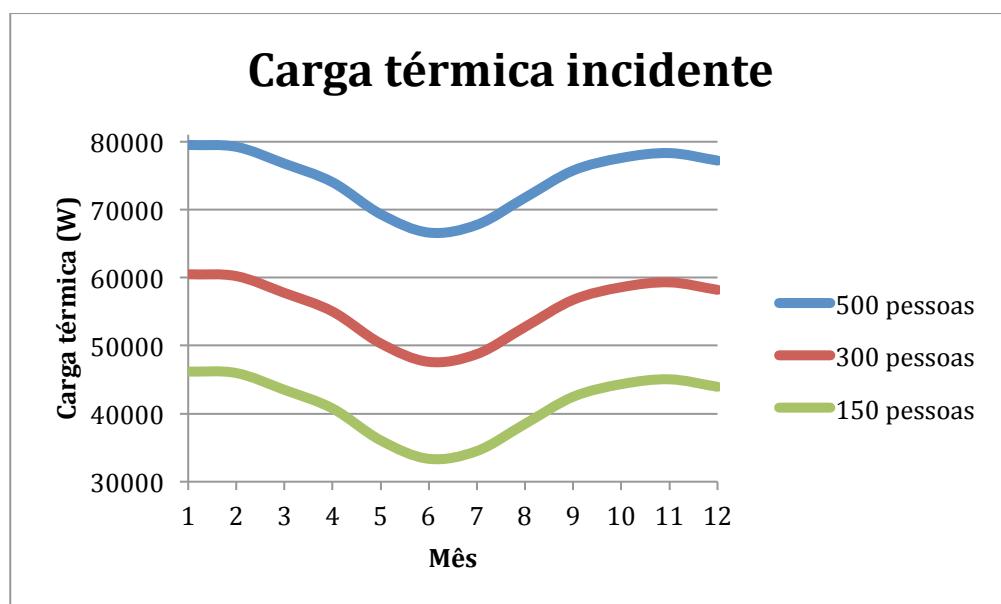


Figura 7 - Variação da carga térmica incidente mês a mês

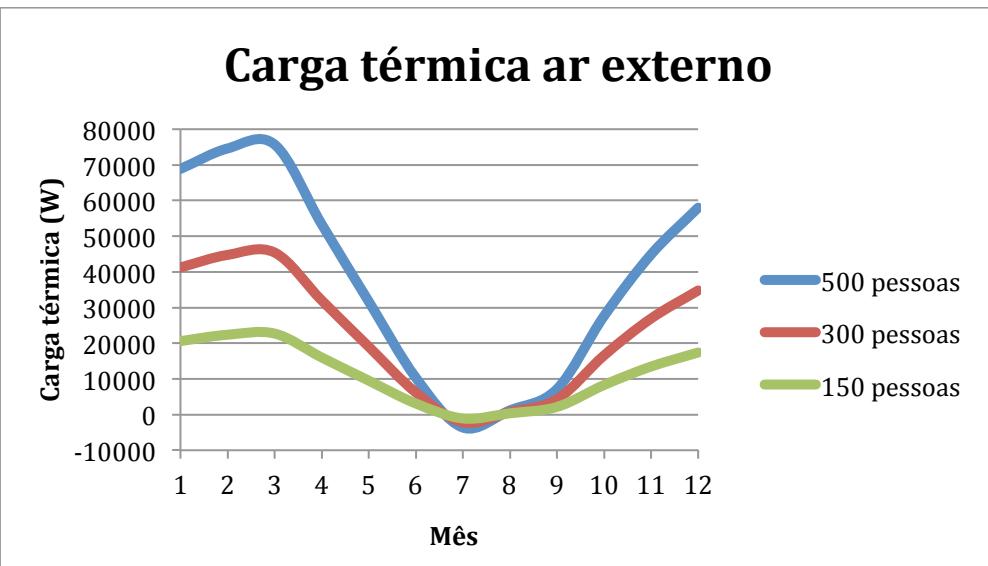


Figura 8 - Variação da carga térmica do ar externo mês a mês

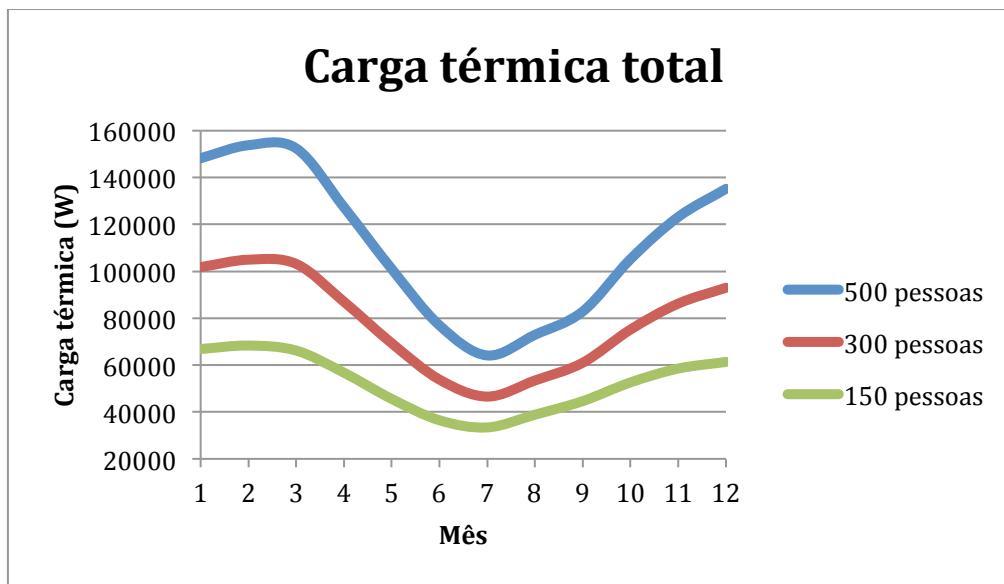


Figura 9 - Variação da carga térmica total mês a mês

A partir da observação dos gráficos de variação da carga térmica, percebe-se o comportamento dela ao longo do ano, tanto para o ar externo quanto para aquela incidente. Pode-se notar que a variação da carga térmica incidente sobre o ambiente é praticamente a mesma para as três hipóteses de ocupação, com pouco mais de 10 kW entre o máximo, no começo do ano, período de verão em São Paulo, e o mínimo, mês de julho, período de inverno.

No caso da variação da carga térmica relativa ao ar externo, observa-se que quanto maior a hipótese de ocupação da igreja, maior a diferença de valores entre o máximo, mês de março, e o mínimo, mês de julho, no qual, na realidade, ocorrem perdas de calor. É possível observar que, fora dos meses de verão, a diferença de carga térmica do ar externo é pequena entre as diferentes hipóteses de ocupação, tendo valores muito próximos nos meses de inverno.

Somando-se os dois comportamentos descritos acima, obtém-se o comportamento da variação total de carga térmica ao longo dos meses. Como a parcela relativa à carga incidente sobre o ambiente possui praticamente o mesmo comportamento nas diferentes hipóteses, a carga térmica total segue a mesma tendência daquela relativa ao ar externo, com uma atenuação devido à parcela incidente. Portanto, o comportamento geral é de uma diferença maior entre as hipóteses nos meses mais quentes, e valores muito próximos nos meses mais frios. Vale ressaltar que no período de inverno, ocorre de a carga térmica para hipótese de alta ocupação ser inclusive menor que a carga térmica de baixa ocupação no período de verão.

Com as considerações sobre a variação da carga térmica devido aos diferentes dados climáticos ao longo do ano realizadas, uma análise da vazão de ar necessária foi realizada devido a essa variação de carga térmica. Vale ressaltar que apenas o estudo da variação da vazão de insuflação foi realizada, uma vez que o método utilizado para a vazão de renovação foi o da Anvisa, que não varia com as condições climáticas, e portanto permanecerá constante.

A Figura 10 mostra a variação da vazão de ar de insuflação necessária de acordo com a variação da carga térmica. Observa-se que, assim como no caso da carga térmica incidente sobre o ambiente, a vazão de insuflação apresenta uma variação constante, independentemente da hipótese de ocupação adotada, o que se deve ao fato de a carga térmica do ar externo não influenciar a vazão de ar a ser insuflado no ambiente, mas apenas na seleção dos equipamentos condicionadores, já que o ar externo será tratado antes da insuflação.

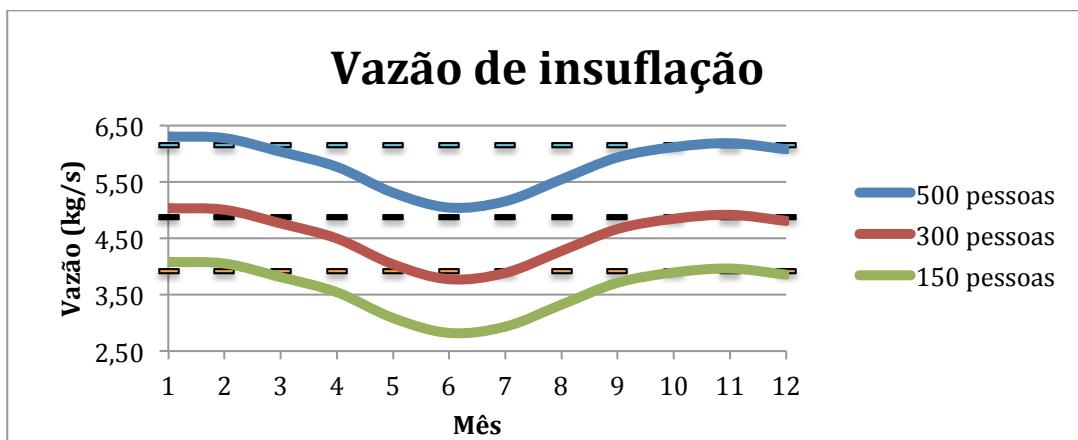


Figura 10 - Variação da vazão de insuflação necessária

As linhas tracejadas no gráfico representam as vazões de insuflação calculadas no projeto, para cada hipótese, a partir dos dados climáticos apresentados no item 2.2, de acordo com a média anual para a região de Congonhas. A partir dele é possível observar sobre quais condições de ocupação e qual período do ano cada vazão calculada no projeto seria capaz de atender, além de mostrar o quanto a mais ou a menos ficaria da condição ideal, pelo uso de determinação hipótese.

Levando-se em consideração as análises acima, serão estudadas configurações do sistema para o projeto de ar condicionado da igreja, com o objetivo de escolher aquela com a melhor integração para os objetivos da igreja. Um resumo da análise feita neste capítulo é mostrado na Tabela 43, na Tabela 44 e na Tabela 45.

Tabela 43 - Resumo da análise de dados climáticos para a hipótese de 500 pessoas

Mês	CT incidente (W)	CT exterior (W)	CT total (W)	Vazão (kg/s)
Janeiro	79476	68839	148315	7,769
Fevereiro	79216	74596	153812	7,743
Março	76747	75718	152465	7,502
Abril	74012	53373	127385	7,235
Maio	69322	31722	101044	6,776
Junho	66614	10361	76975	6,512
Julho	67759	-3634	64125	6,624
Agosto	71748	1176	72924	7,013
Setembro	75733	7139	82871	7,403
Outubro	77584	27618	105202	7,584
Novembro	78301	44888	123188	7,654
Dezembro	77200	57996	135196	7,546

Tabela 44 - Resumo da análise de dados climáticos para a hipótese de 300 pessoas

Mês	CT incidente (W)	CT exterior (W)	CT total (W)	Vazão (kg/s)
Janeiro	60476	41303	101779	5,032
Fevereiro	60216	44758	104973	5,006
Março	57747	45431	103178	4,765
Abril	55012	32024	87036	4,498
Maio	50322	19033	69355	4,039
Junho	47614	6216	53831	3,775
Julho	48759	-2180	46579	3,887
Agosto	52748	706	53453	4,276
Setembro	56733	4283	61016	4,666
Outubro	58584	16571	75155	4,847
Novembro	59301	26933	86233	4,917
Dezembro	58200	34798	92997	4,809

Tabela 45 – Resumo da análise de dados climáticos para a hipótese de 150 pessoas

Mês	CT incidente (W)	CT exterior (W)	CT total (W)	Vazão (kg/s)
Janeiro	46226	20652	66878	4,079
Fevereiro	45966	22379	68345	4,053
Março	43497	22715	66212	3,812
Abril	40762	16012	56774	3,545
Maio	36072	9517	45589	3,086
Junho	33364	3108	36473	2,822
Julho	34509	-1090	33419	2,933
Agosto	38498	353	38851	3,323
Setembro	42483	2142	44624	3,713
Outubro	44334	8286	52620	3,894
Novembro	45051	13466	58517	3,964
Dezembro	43950	17399	61349	3,856

8 CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA

Um dos aspectos mais importantes em um projeto que envolva um edifício histórico é a questão da arquitetura do local. No caso de um sistema de ar condicionado em uma igreja isso é ainda mais relevante pela impossibilidade de realizar grandes mudanças para a insuflação e retorno do ar no ambiente. Somando-se isso ao fato da igreja São Luís Gonzaga já apresentar um sistema de ventilação, o novo projeto buscará integrar o sistema existente àquele novo de projeto.

8.1 Sistema de ventilação existente

No caso da igreja São Luís Gonzaga, já havia a existência de um antigo sistema de ventilação, com grelhas para insuflação e retorno presentes na parede leste. São sete grelhas de insuflação no total, nas quais o ar insuflado vem de um ambiente de tomada de ar externo, com a presença de filtros. Enquanto, para o retorno, o ar saia da igreja para um corredor lateral através de cinco grelhas e duas portas com venezianas. A Figura 11 mostra um esquema desse antigo sistema de ventilação.

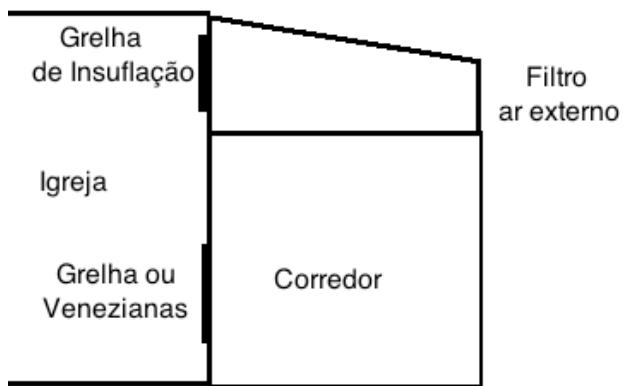


Figura 11 - Esquema do sistema de ventilação existente

Com o objetivo de não alterar a arquitetura da igreja em nenhum aspecto, o novo projeto utilizará o antigo sistema de insuflação e retorno, fazendo as adaptações necessárias para uma integração adequada.

8.2 Chiller existente

A igreja estudada faz parte de um complexo maior, no caso, o colégio São Luís, e por questões de viabilidade, custo e espaço para a implementação do sistema de ar condicionado da igreja, foi feita uma análise destes parâmetros juntamente aos responsáveis do local. Seria ideal que a carga térmica retirada da igreja fosse rejeitada para o ambiente através de algum dos equipamentos já existentes no colégio, que atualmente são utilizados para um sistema diferente ao da igreja.

O colégio São Luís possui dois salões de eventos climatizados, além de um sistema de ar condicionado presente no setor administrativo, já possuindo duas máquinas frigoríficas, chillers, para cada sistema. O primeiro chiller é já usado em sua total capacidade durante todos os dias da semana, sendo impossível sua utilização para o projeto da igreja. Já o chiller relativo ao sistema do setor administrativo não opera em sua capacidade máxima, além do fato de não operar durante os finais de semana, dias de ocorrência da maioria dos eventos na igreja. Outro fato interessante a ser analisado é a proximidade do chiller do sistema da administração à igreja, sendo de fácil adaptação o seu uso no novo projeto.

Com base nos fatos apresentados acima, e por uma questão de viabilidade, algumas das configurações de sistema apresentadas usará como chiller o mesmo utilizado pelo sistema administrativo do colégio.

O chiller é da marca Trane, modelo CGAD025, com dois compressores, três motores de 1,5 CV de potência, alimentação de 220V, com condensação a ar, utilização de refrigerante R-22 e capacidade de 25 TR, semelhante à necessária pelo projeto com a hipótese de ocupação utilizada, 300 pessoas. Na Figura 12 a placa do chiller em questão.



Figura 12 - Placa do chiller a ser utilizado

8.3 Alternativas de configurações

Sempre com o objetivo inicial de implementação de um sistema de ar condicionado sem interferência na arquitetura histórica da igreja, diferentes configurações de sistema foram propostas de forma a integrar novos equipamentos com o sistema já existente. Conforme mencionado, o sistema de insuflação e retorno do ar será equivalente ao antigo, com seleção de novas grelhas de forma a cumprir com as especificações do projeto.

As diferentes configurações propostas vão se diferenciar a partir do tratamento do ar externo, uma vez que a parcela da carga térmica relativa ao ar proveniente do exterior representa 41% da carga térmica total, e do tipo de equipamentos para refrigeração. Esse tratamento do ar externo poderá ser a partir de um sistema DOAS, sistema dedicado para o tratamento do ar exterior, ou a partir de um sistema clássico na qual o ar de retorno e o de renovação se misturam em um câmara de mistura.

Parte do sistema será comum para todas as configurações, no caso, a rede de dutos para o ar de retorno, devido às restrições da utilização do sistema de retorno já existente anteriormente. A rede do ar de retorno, assim como as diferentes configurações de sistema serão mostradas nos itens a seguir.

8.3.1 Rede do ar de retorno

No antigo sistema de ventilação existente na igreja São Luís Gonzaga, não existia um sistema de recirculação do ar, no caso, todo o ar que entrava era proveniente do exterior e todo o ar saía para o meio externo, através de um corredor lateral à parede leste da igreja.

A inexistência de uma rede para a recirculação do ar, juntamente com a restrição de não modificação da arquitetura da igreja, dificulta a utilização de uma rede de dutos para o retorno do ar, pois estes ficariam expostos ao público, modificando as características arquitetônicas originais da igreja. A solução encontrada foi utilizar o corredor lateral como um plenum, no qual o ar escoa da igreja para o corredor, através do sistema de ventilação já existente, e posteriormente do corredor para a câmara na qual o ar é insuflado, que se localiza na parte superior do corredor.

O problema nesta solução é o fato do corredor lateral da igreja não ser fechado, isto é, ele fica exposto ao meio externo, conforme mostrado na Figura 13. Para a utilização do corredor como um plenum, seria necessário fechá-lo, de modo a alterar minimamente a arquitetura nesta área.

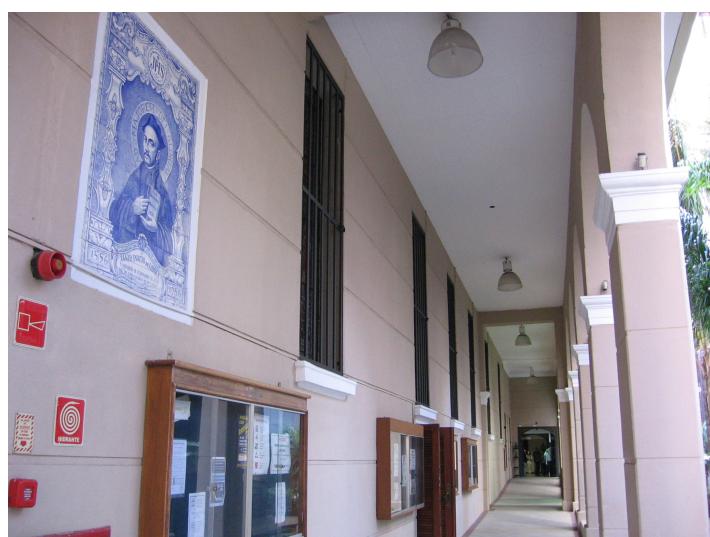


Figura 13 - Corredor lateral à parede leste

Em uma visita realizada à sala São Paulo, na antiga estação Júlio Prestes, foi encontrada uma situação parecida com a do fechamento do corredor lateral. No caso da sala, projetada para concertos musicais, havia a necessidade de separar o ambiente destinado aos concertos da plataforma onde ainda existe a circulação de trens. No caso, havia a necessidade de se fechar um ambiente sem a mudança de arquitetura, já que se consistia de um local tombado. A solução encontrada para esta situação pode ser vista na Figura 14, onde o ambiente foi fechado com vidros e uma estrutura entre os vidros, minimizando o impacto na arquitetura e mostrando que aqueles vidros não fazem parte da estrutura original.



Figura 14 - Exemplo de fechamento de ambiente respeitando a arquitetura original

A mesma solução pode ser usada no caso do corredor da igreja, utilizando-se o corredor como um plenum para a rede do ar de recirculação da igreja de forma a minimizar os impactos do projeto na arquitetura. O esquema mostrado na Figura 15 mostra a rede de retorno do ar.

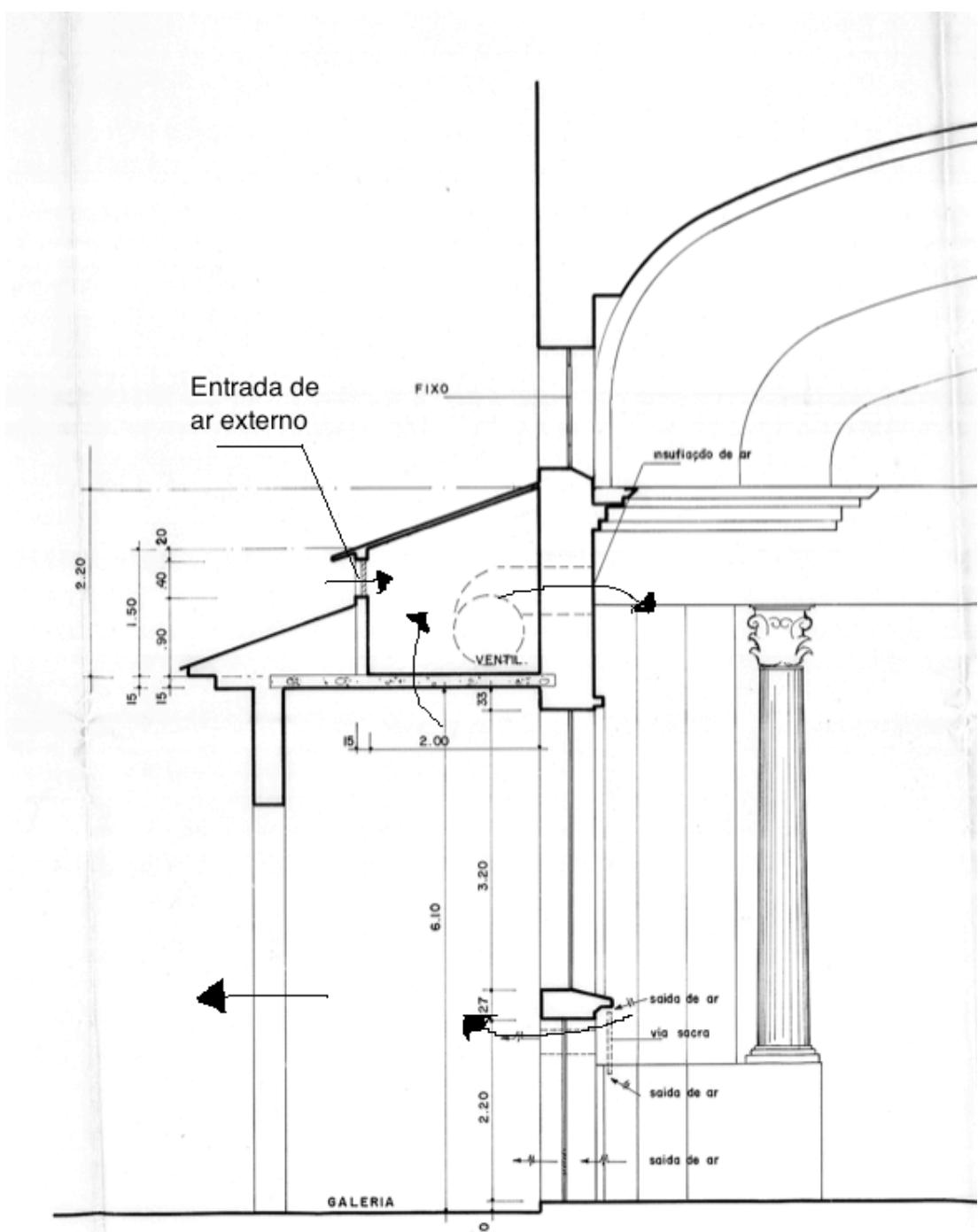


Figura 15 - Esquema da rede de recirculação do ar

8.3.2 Alternativa A

A primeira alternativa proposta é a de um sistema independente, na qual todos os equipamentos serão selecionados como se fosse um projeto totalmente novo, ao invés de utilizar o sistema já existente, com exceção da rede de insuflação e retorno.

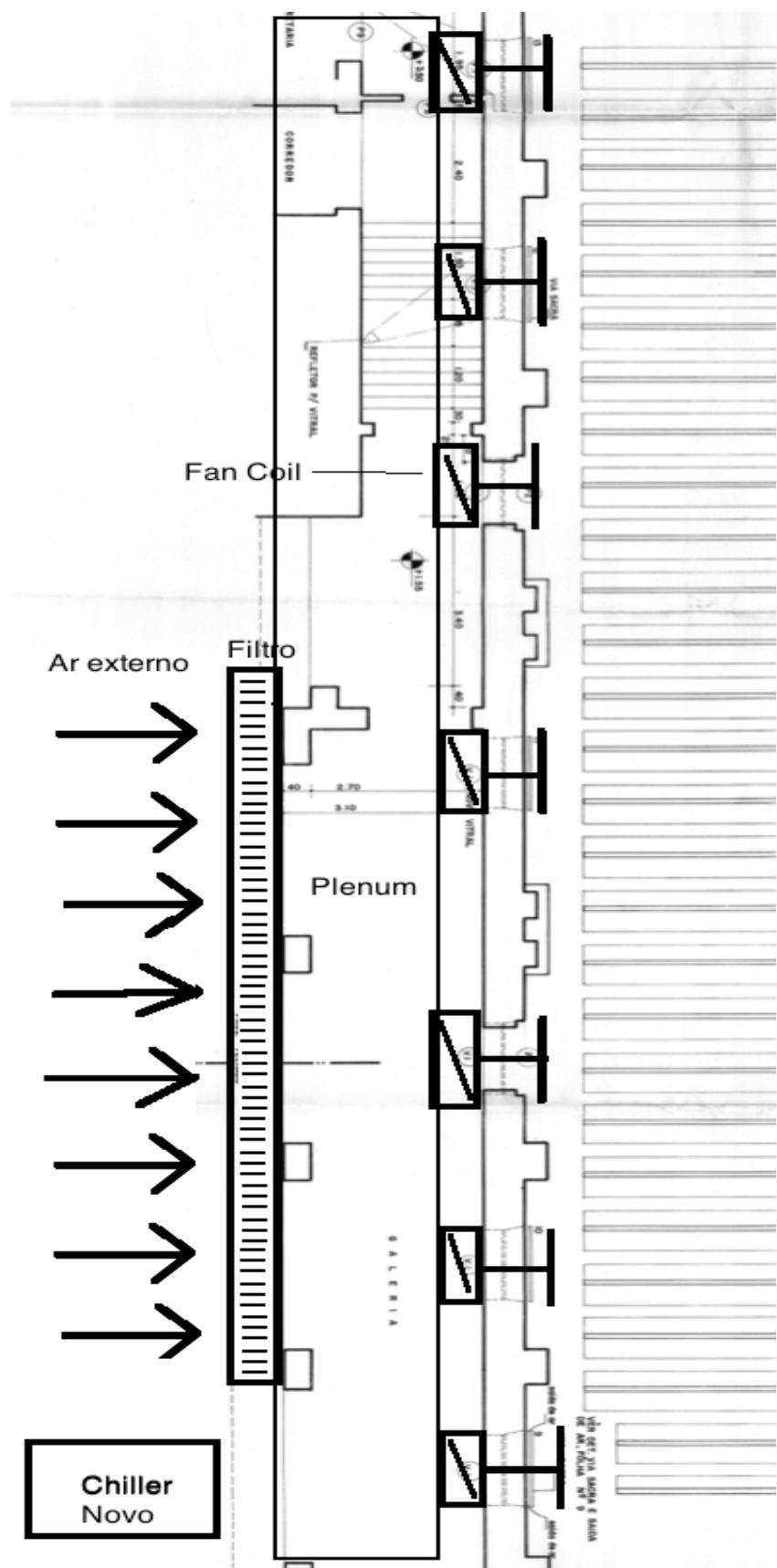


Figura 16 - Esquema da alternativa A

No caso, haverá a seleção de um novo chiller e dos equipamentos condicionadores, além de um novo projeto para a distribuição de ar.

Este sistema fará uso do modelo clássico de captação do ar externo em uma câmara de mistura juntamente com o ar de recirculação, para posterior condicionamento e insuflação. Na Figura 16 um esquema que ilustra a proposta de alternativa A. O esquema mostra a presença de um fan coil para cada grelha de insuflação, mas apenas para fim ilustrativo e a seleção determinará quantos fan coils serão necessários.

8.3.3 Alternativa B

A segunda alternativa proposta faz uso do chiller da área administrativa do colégio, apresentado no item 8.2, por isso, além das restrições das redes de insuflação e retorno, o equipamento que rejeitará calor para o ambiente está já definido. No caso, a seleção de equipamentos e a definição da rede de distribuição de ar será feita com base na utilização deste chiller.

Vale ressaltar que a capacidade deste chiller é de 25 TR, abaixo da carga térmica máxima existente na igreja, 38 TR, com hipótese de ocupação máxima, 500 pessoas, nos meses de verão. Por isso, para utilização desta alternativa, tem que analisar possíveis soluções que possibilitem a utilização de um chiller de 25 TR em um sistema de 38 TR.

A solução encontrada para resolver esta situação foi a utilização de um sistema de recuperação de frio, devido ao fato de grande parte da carga térmica da igreja ser proveniente do ar externo. A recuperação de frio consiste no reaproveitamento da energia frigorífica contida no ar de exaustão para redução da entalpia do ar externo insuflado para fins de renovação (BOLLIGER; MARIANI, 2013). Por isso, a implementação deste sistema possibilitaria a utilização do chiller do setor administrativo do colégio.

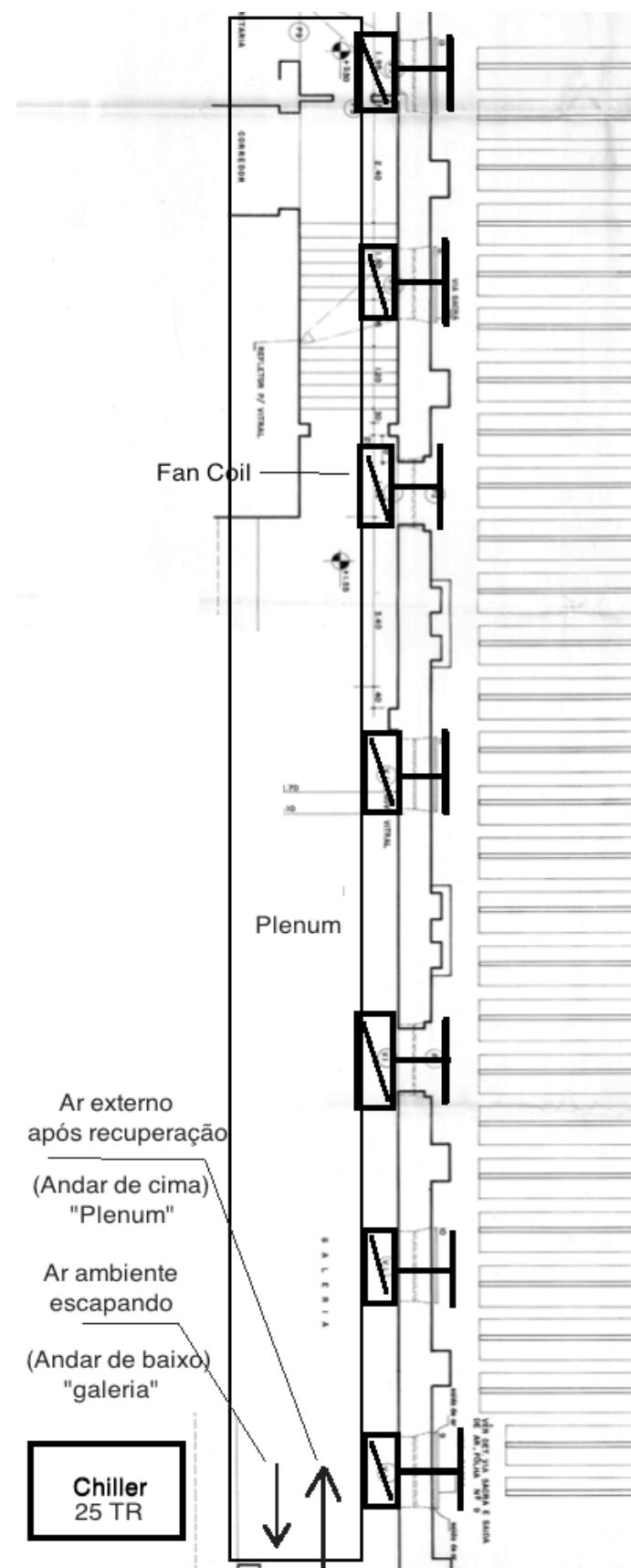


Figura 17 - Esquema alternativas B

Existem diferentes métodos para utilização de recuperação de frio, por isso, a alternativa B será dividida em duas, B.1 e B.2, cada uma utilizando um sistema diferente de recuperação de frio. A alternativa B.1 utilizará o sistema de termo-sifão, que utiliza um refrigerante que condensa em uma serpentina elevada, sob o fluxo do ar de exaustão, e evapora em uma serpentina inferior, sob o ar de insuflação, que será resfriado. Este sistema considera apenas a recuperação de carga térmica sensível. Já a alternativa B.2 utilizará a roda entálpica que recupera tanto carga sensível como latente. O sistema consta de um cilindro rotativo com material interno permeável ao ar com grande superfície de contato, permitindo o bombeamento de calor entre os fluxos de ar de exaustão e insuflação (BOLLIGER; MARIANI, 2013).

No caso, tanto a alternativa B.1, como a alternativa B.2, passarão por um tratamento especial antes de se misturar com o ar de recirculação na câmara de mistura, para posterior condicionamento e insuflação no ambiente. A Figura 17 esquematiza a proposta de solução das alternativas B, enquanto as Figura 18 e Figura 19 esquematizam o sistema de recuperação de B.1 e B.2, respectivamente.

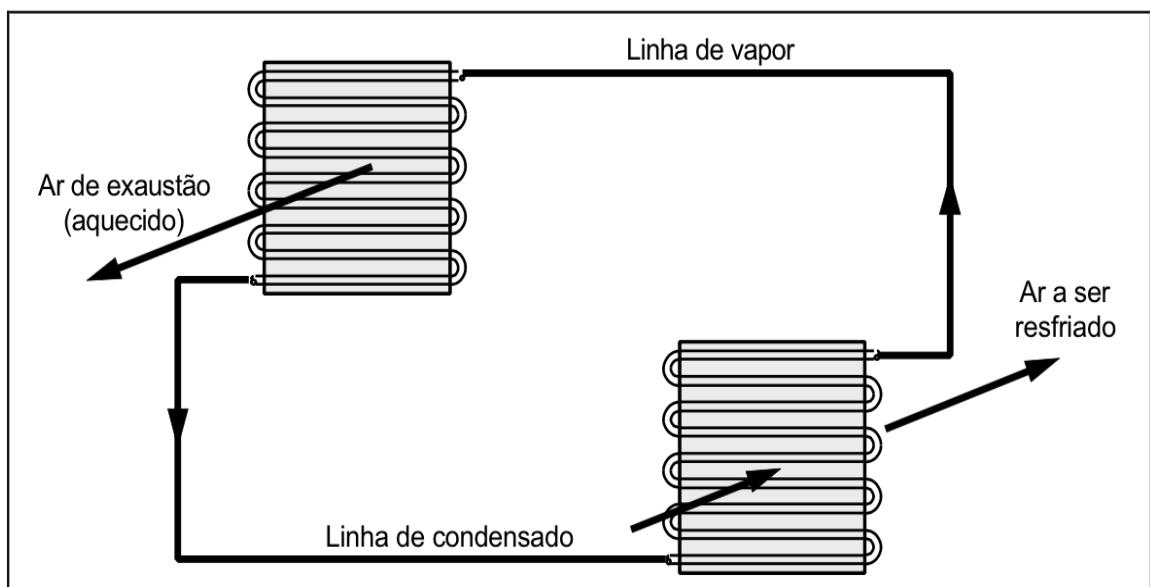


Figura 18 - Esquema do sistema de termo-sifão (BOLLIGER; MARIANI, 2013).

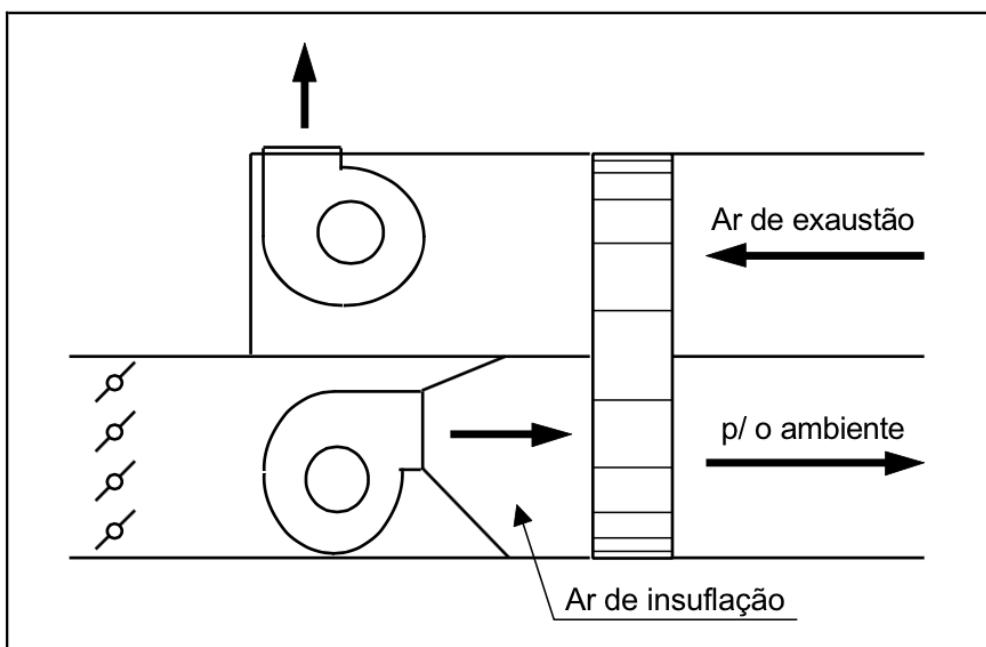


Figura 19 - Esquema da roda entálpica (BOLLIGER; MARIANI, 2013).

8.3.4 Alternativa C

A última alternativa proposta faz uso de um sistema que não utiliza recirculação, isto é, uma alternativa que faz uso exclusivo de ar externo tratado. Este sistema só usaria o fechamento do corredor proposto no item 8.3.1 para utilização do ar de exaustão no sistema de recuperação de frio, já que não haveria retorno do ar.

A análise que se deve fazer nesta alternativa é a capacidade de resfriamento que o sistema possuirá, além dos gastos energéticos, uma vez que sempre se deve resfriar ar externo ao invés do ar que retorna do ambiente. Entretanto, o fato de grande parte da carga térmica da igreja ser proveniente do ar externo, aliado à questão da arquitetura, uma vez que se integrará perfeitamente com o sistema já existente, fazem da alternativa C uma proposta interessante de condicionamento da igreja. O sistema de recuperação a frio também será analisado nesta alternativa, no caso a roda entálpica, uma vez que sua eficiência é maior em sistemas dedicados de ar externo (BOLLIGER; MARIANI, 2013). A Figura 20 e a Figura 21 mostram um esquema que ilustra esta alternativa.

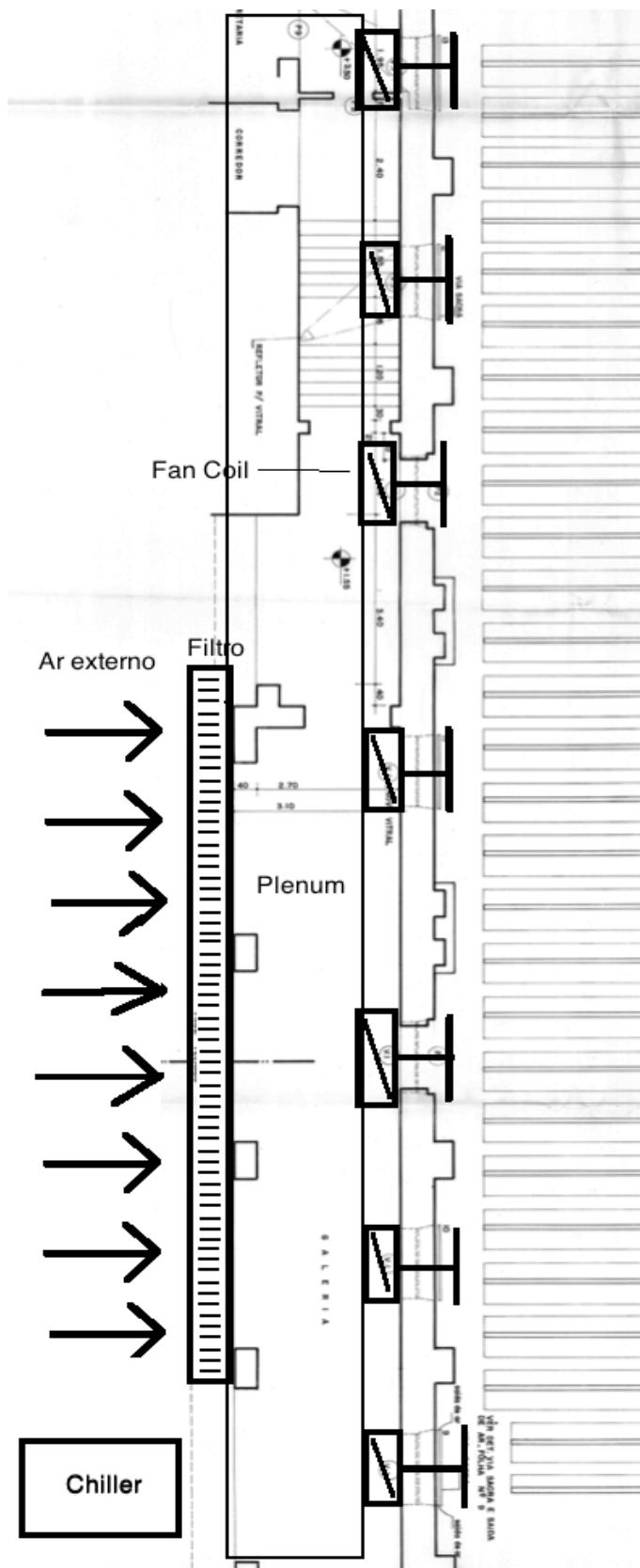


Figura 20 - Esquema de insuflação da alternativa C

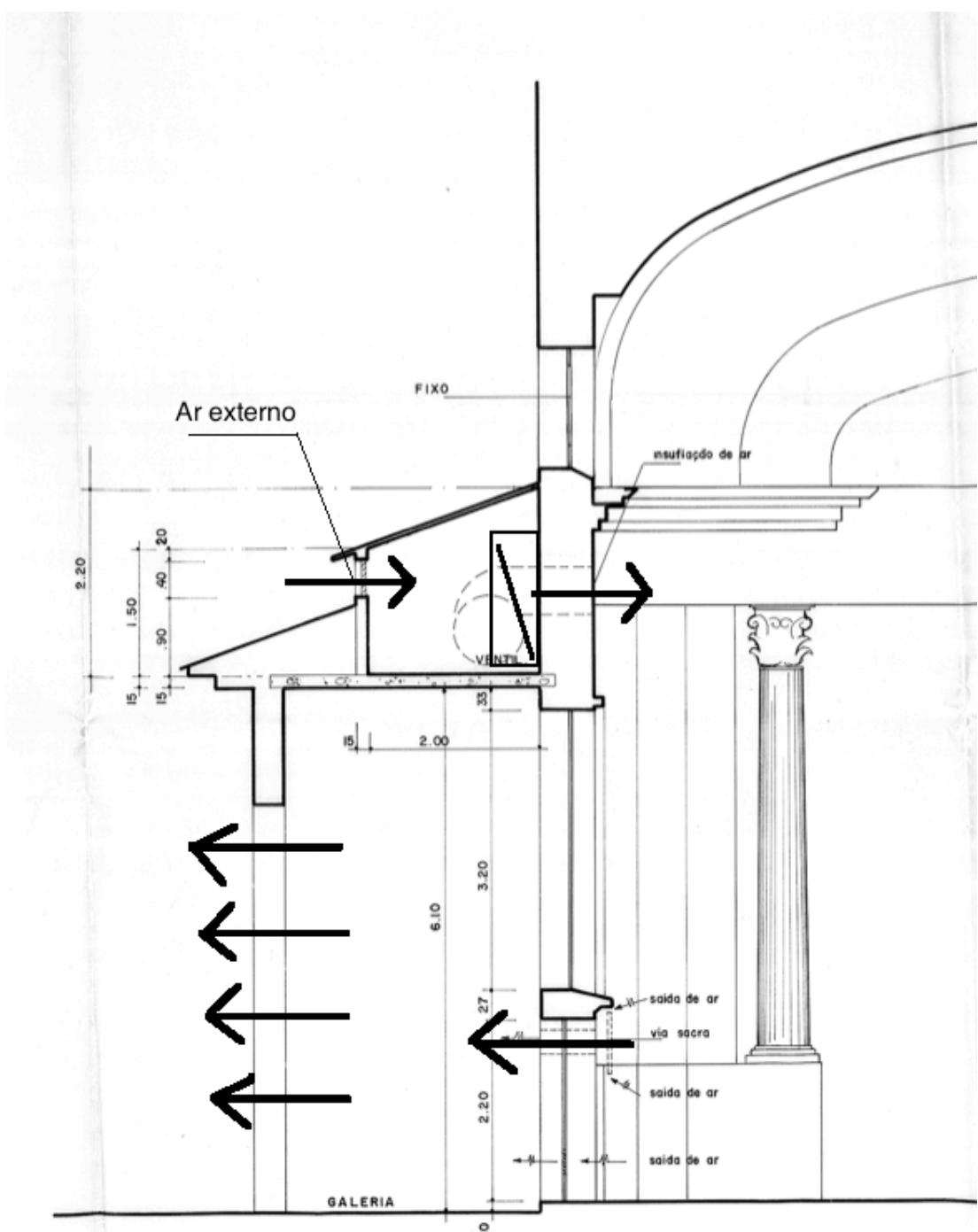


Figura 21 - Esquema alternativa C (sem recirculação)

9 SELEÇÃO DE GRELHAS PARA INSUFLAÇÃO E RETORNO

A rede de insuflação e retorno do projeto foi definida independentemente da alternativa de sistema utilizada, fazendo com que a seleção dos equipamentos destes sistemas seja o mesmo para as diferentes alternativas apresentadas. A única exceção é quanto ao sistema de retorno da alternativa C, pois uma vez que esta proposta se baseia em um sistema dedicado de ar externo, não será necessário o retorno do ar, e sim uma rede exaustão que leve todo este ar para o sistema de recuperação a frio, caso se utilize.

Serão feitas, então, cinco seleções diferentes de grelhas ou difusores, no caso, a seleção das grelhas de insuflação; de exaustão da igreja para o corredor; de exaustão do corredor para o meio externo, na alternativa A, ou para a rede de distribuição do sistema de recuperação, na alternativa B; de retorno do corredor para a câmara de mistura, nas alternativas A e B; e de exaustão do corredor para a rede de recuperação, na alternativa C. A hipótese de ocupação de 500 pessoas será utilizada para a seleção, uma vez que, desta forma, selecionando para o pior caso, todas as hipóteses seriam satisfeitas.

9.1 Seleção de grelhas para insuflação

Como mencionado anteriormente, o sistema para insuflar o ar na igreja será igual ao já existente e descrito no item 8.1, com a seleção de novas grelhas que satisfaçam os dados do projeto. No caso, serão instaladas sete novas grelhas, fazendo com que a vazão necessária em cada grelha seja de $2863 \text{ m}^3/\text{h}$.

A seleção será feita com base na vazão de ar que deve ser insuflado no ambiente para manter as condições de projeto, além do alcance das grelhas, uma vez que o ar será insuflado apenas de um lado da igreja, de forma a garantir as condições em toda a zona de ocupação. Uma análise também será feita com relação ao nível sonoro máximo recomendado, que para uma igreja está entre 25 dB e 35 dB, conforme o catálogo do fabricante (Trox, 2013). A velocidade não será um fator a ser

considerado, uma vez que as grelhas estão distantes do teto e a sete metros de altura, sendo distante da zona de ocupação, que fica até 1,80 metros do chão.

Todas as grelhas utilizadas para a seleção são da marca Trox, modelo AT, com fixação invisível, se adaptando à arquitetura do ambiente. Além disso, este modelo possui aletas que podem ser ajustadas, orientando o jato de ar, mas serão selecionadas para uma saída de ar perpendicular à grelha e um ângulo de divergência de 0°. Os dados de entrada para o gráfico de seleção, assim como os parâmetros da grelha selecionado são mostradas na Tabela 46 e Tabela 47, respectivamente.

Tabela 46 - Dados de entrada para seleção da grelha de insuflação

Parâmetro	Valor
Vazão (m ³ /h)	2863
Velocidade do ar (m/s)	1
Alcance (m)	12,5
Δt (°C)	10

Tabela 47 - Parâmetros da grelha selecionada para insuflação

Parâmetro	Valor
Seção livre efetiva (m ²)	0,21
L x H (mm)	1025x325 ou 825x425
Velocidade efetiva (m/s)	4
Altura entre velocidade máxima e 0,2 m/s (m)	> 1,5
Fator de indução	8
Fator de temperatura	0,178
Diferença entre temperatura do jato e do ambiente (°C)	1,78
Nível sonoro (dB)	28
Perda de pressão (mmCA)	1

9.2 Seleção de grelhas para exaustão da igreja para o corredor

Todo o ar que for insuflado dentro da igreja deve sair para o corredor, independentemente da alternativa, ou se ele for de recirculação ou renovação, pois será no corredor que essa divisão ocorrerá. Portanto, a vazão considerada para seleção das grelhas de retorno da igreja para a galeria é igual à vazão de insuflação.

O sistema de retorno do ar da igreja será igual ao do antigo projeto de ventilação existente, conforme Figura 22. As venezianas presentes nas duas portas já existem e não serão selecionadas, portanto, a vazão a ser considerada para seleção das grelhas será igual à vazão total menos a vazão das venezianas, tudo dividido pelo número de grelhas, no caso cinco.

Para o cálculo da capacidade de vazão das venezianas, serão consideradas as dimensões das venezianas existentes, e será feita uma comparação com o modelo de veneziana AWG da marca Trox, cujos dados estão no catálogo do fabricante (Trox, 2013). Os resultados estão apresentados na Tabela 48.

Tabela 48 - Parâmetros das venezianas nas portas

Parâmetro	Valor
Altura (mm)	1900
Largura (mm)	400
Área (cm ²)	7600
Vazão Total (m ³ /h)	10700

Sendo assim, podemos prosseguir com a seleção das grelhas de retorno. No caso, a grelha selecionada foi da marca Trox, modelo VAT. Sua seleção foi devido à capacidade da vazão necessária, dimensões e nível de ruído, conforme catálogo (Trox, 2013). Os dados da grelha selecionado estão apresentados na Tabela 49.

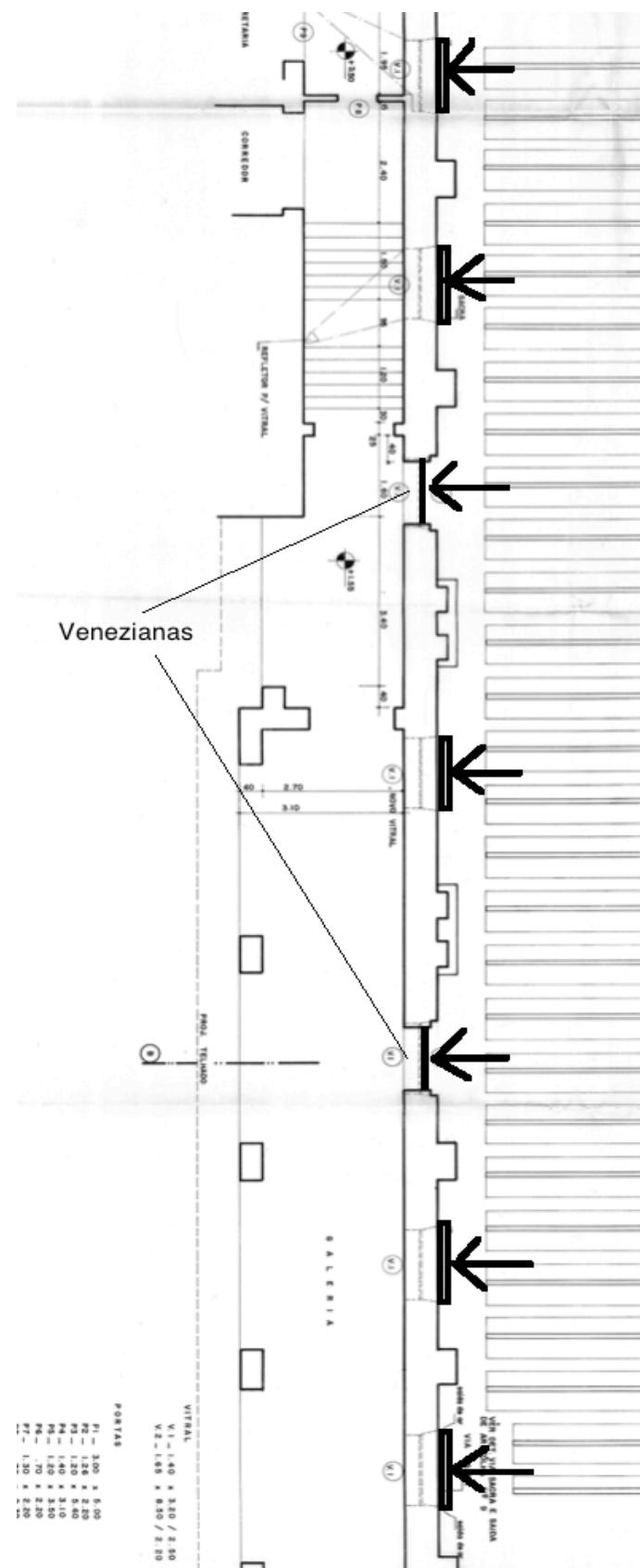


Figura 22 - Esquema do sistema de exaustão existente

Tabela 49 - Dados da grelha de retorno da igreja selecionada

Parâmetro	Valor
Vazão necessária (m ³ /h)	1867
Largura (mm)	825
Altura (mm)	325
Perda de pressão (mmCA)	0,52
Nível sonoro (dB)	28

9.3 Seleção de grelhas de exaustão e tomada de ar (alternativas A e B)

A seleção de grelhas para o ar de exaustão do corredor se refere à parcela de vazão de ar que vai para o exterior devido à renovação do ar, sendo utilizada a mesma para a tomada de ar de renovação. No caso da alternativa A, o ar de exaustão vai diretamente para o exterior, enquanto que para a alternativa B, ele passará por um processo de recuperação a frio. Vale ressaltar que, em ambos os casos, a vazão de ar será a mesma, resultando na mesma grelha de exaustão. A diferença estará na rede de distribuição de ar que existirá na alternativa B, que será analisada posteriormente.

A grelha selecionada foi da marca Trox, modelo AGS. Sua seleção foi devido à capacidade da vazão necessária, dimensões e nível de ruído, conforme catálogo (Trox, 2013), além de ser ideal para divisórias. A capacidade de vazão necessária para a seleção é a referente ao ar de renovação.

No caso, serão usadas sete grelhas, número igual de equipamentos, grelhas e venezianas, da exaustão de ar da igreja, que serão colocados na parede externa da galeria alinhados com a exaustão da igreja. Os dados da grelha selecionada estão apresentados na Tabela 50.

Tabela 50 - Dados da grelha selecionada para renovação do ar

Parâmetro	Valor
Vazão (m ³ /h)	1929
Largura (mm)	625
Altura (mm)	525
Perda de pressão (mmCA)	0,8
Nível sonoro (dB)	26

9.4 Seleção de grelhas de retorno (Alternativas A e B)

A seleção das grelhas de retorno só ocorre para as alternativas A e B, uma vez que não há recirculação de ar na alternativa C. O ar retornará do corredor para a câmara de mistura acima dela, sendo a instalação da grelha em questão no teto do corredor, conforme ilustra a Figura 23. A vazão de ar levada em consideração para a seleção desta grelha é a referente ao ar de recirculação. A grelha escolhida pertence a marca Trox, modelo AE. Sua seleção foi devido à capacidade da vazão necessária, dimensões e nível de ruído, conforme catálogo (Trox, 2013).

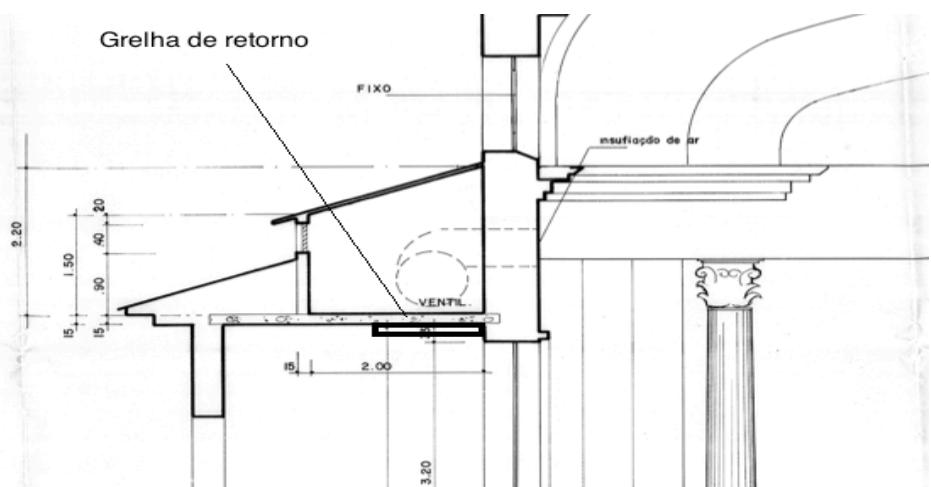


Figura 23 - Ilustração da posição da grelha de retorno

No caso, serão usadas sete grelhas, número igual de equipamentos, grelhas e venezianas, da exaustão de ar da igreja, que serão colocados no teto da galeria alinhados com a exaustão da igreja. Os dados da grelha selecionada estão apresentados na Tabela 51.

Tabela 51 - Dados para grelha de retorno

Parâmetro	Valor
Vazão (m^3/h)	934
Largura (mm)	625
Altura (mm)	165
Perda de pressão (mmCA)	0,6
Nível sonoro (dB)	25

9.5 Seleção de grelhas de exaustão e tomada de ar(alternativa C)

A seleção de grelhas para o ar de exaustão do corredor se refere à parcela de vazão de ar que vai para o exterior devido à renovação do ar, sendo utilizada a mesma para tomada de ar para a renovação. No caso da alternativa C, a renovação é de 100% do ar, sendo, portanto, a vazão necessária para a seleção, igual à vazão de insuflação.

A grelha selecionada foi da marca Trox, modelo AGS. Sua seleção foi devido à capacidade da vazão necessária, dimensões e nível de ruído, conforme catálogo (Trox, 2013), além de ser ideal para divisórias.

No caso, serão usadas sete grelhas, número igual de equipamentos, grelhas e venezianas, da exaustão de ar da igreja, que serão colocados na parede externa da galeria alinhados com a exaustão da igreja. Os dados da grelha selecionada estão apresentados na Tabela 52.

Tabela 52 - Dados da grelha selecionada para renovação completa de ar (alternativa C)

Parâmetro	Valor
Vazão (m ³ /h)	2862
Largura (mm)	1025
Altura (mm)	525
Perda de pressão (mmCA)	0,7
Nível sonoro (dB)	28

10 SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS CONDICIONADORES

A partir da determinação da carga térmica presente na igreja, assim como da vazão necessária para insuflação e renovação, a partir dos dados psicrométricos do ar nas diferentes condições, é possível determinar os equipamentos condicionadores de ar para o sistema do projeto em questão, a partir do modelos disponíveis nos catálogos dos fabricantes.

Cada alternativa de sistema proposta terá diferentes condições para seleção de equipamentos, uma vez que a recirculação, o tratamento do ar externo e até mesmo a restrição sobre a utilização de um equipamento já existente, mudarão os tipos de equipamentos que deverão ser selecionados e também as condições da capacidade que o equipamento deverá ser capaz de condicionar.

Uma condição importante no projeto da igreja São Luís Gonzaga, referente a todas as alternativas propostas, é com relação ao espaço físico onde esses equipamentos serão instalados. Por isso, além da capacidade frigorífica dos equipamentos, deve-se analisar as características físicas dos mesmos. O condicionamento do ar na condição de insuflação deve ser realizado na câmara acima do corredor lateral, por isso, somado às condições de carga térmica e equipamentos já existentes no sistema antigo, serão utilizados sistemas de Fan Coil com expansão indireta na câmara com Chiller, que ficará fora da câmara, mas suprirá os Fan Coil com fluido refrigerado.

A seleção dos equipamentos condicionadores será realizada para cada alternativa em separado, no qual, se determinará a capacidade térmica necessária para aquela configuração; seguido da determinação dos equipamentos de refrigeração a frio, quando for o caso; da seleção dos Fan Coil e finalmente do Chiller, sempre analisando fisicamente a viabilidade da sua instalação.

10.1 Alternativa A

A alternativa A, conforme descrito no item 8.3.2, consiste em um sistema clássico de ar condicionado, no qual ar externo se mistura ao ar de recirculação em uma câmara, na qual essa mistura deve ser levada à condição de insuflação. Sendo assim, a capacidade térmica necessária para o equipamento que realizará este condicionamento está apresentado na Tabela 53.

Tabela 53 - Capacidade para alternativa A

CT Total (TR)	CT Sensível (TR)	CT Latente (TR)	Q insuflação (m³/h)	TBS entrada (°C)	TBU entrada (°C)
37,6	27,1	10,4	20037	28,8	19,2

A partir dos valores da capacidade necessária para esta configuração é possível selecionar os equipamentos em questão. Primeiramente, foi realizada a seleção dos Fan Coils, a partir do catálogo da marca TOSI (TOSI, 2014). Por motivos de dimensão, para diminuir o tamanho dos Fan Coils, foi considerado que cada grelha de insuflação está integrada a um Fan Coil, sendo assim deverão ser selecionados sete equipamentos que atinjam a capacidade total de condicionamento. A Tabela 54 mostra os dados da máquina selecionada.

Tabela 54 - Dados do Fan Coil selecionado para alternativa A

Tipo	Fan Coil Tosi
Gabinete Nominal	6 TR
Filas da serpentina	3 a 8 filas
Tensão Nominal	220 V
Frequência Nominal	60 Hz
Potência do motor	1,5 cv
Capacidade Total	6 TR
Vazão Máxima de Ar	4200 m ³ /h
Vazão mínima de Ar	3400 m ³ /h
Vazão de água	3 m ³ /h
Peso	170 kg
HxLxC (mm)	665x965x1155
Perda de pressão do ar	6 mmCa

No caso da alternativa A, deve-se determinar também o chiller a ser utilizado juntamente com os Fan Coils selecionados. O chiller deve ser capaz de atender a uma carga térmica de 37,6 TR e foi selecionado pelo catálogo da marca TOSI (TOSI, 2014). A Tabela 55 apresenta as características do Chiller selecionado.

Tabela 55 - Dados do Chiller selecionado para alternativa A

Tipo	Tosi Infinity
Capacidade Nominal	45,3 TR
Tensão Nominal	220 V
Frequência Nominal	60 Hz
Consumo nominal	49 kW
COP	2,99
HxLxC (mm)	2300x2200x1500

Do ponto de vista físico, os Fan Coils podem ser instalados na câmara acima do corredor, enquanto que o Chiller pode substituir o antigo usado para o sistema da administração do colégio, e ser usado para os dois fins, umas vez que sua capacidade atende os dois sistemas.

10.2 Alternativa B

A alternativa B consiste de um sistema parecido com a alternativa A, com o condicionamento do ar sendo realizado por Fan Coils e sendo dissipado no ambiente através de um chiller. Entretanto, esta proposta tinha como restrição o uso do chiller já existente no colégio, com capacidade de 25 TR, conforme descrito no item 8.2, abaixo da capacidade necessária. Para cumprir esta exigência foram pensados em dois sistemas de recuperação de frio, de modo que o chiller existente apresente uma capacidade adequada ao sistema.

No caso, a utilização da recuperação de frio recupera uma potência frigorífica, que é dada pela seguinte expressão.

$$Pot_{rec} = \dot{m}_{ar\ exterior} (h_{ar\ exterior} - h_{ar\ ambiente}) = 49887\ W = 14\ TR$$

Logo, a capacidade que o chiller deve ser capaz de rejeitar para o ambiente deve ser a total menos a recuperada, no caso 23,4 TR. Isto significa que é possível usar o chiller já existente juntamente com um sistema de recuperação de frio.

Entretanto, existem diferentes tipos de sistema de recuperação de frio, e como mencionado anteriormente, iremos analisar dois sistemas diferentes, fazendo a seleção dos equipamentos para cada um.

10.2.1 Alternativa B.1

O primeiro sistema de recuperação de frio consiste no sistema de termo-sifão, já explicado anteriormente e ilustrado na Figura 18. Antes de determinar a capacidade requerida para a seleção dos equipamentos, haverá o selecionamento do sistema de recuperação de frio, para posterior análise e seleção dos equipamentos na nova condição.

Entretanto, uma análise dos catálogos deste tipo de sistema de recuperação de frio, juntamente com os dados obtidos por um material publicado pela Carrier (RABBIA; DOWSE, 2000), mostram que este tipo de sistema tem uma eficiência considerada baixa, por volta de 60%. Refazendo o cálculo da potência frigorífica recuperada, levando em consideração a eficiência do sistema, teremos uma recuperação de 8,5 TR, fazendo com que a capacidade necessária para o chiller seja de 29,1 TR, muito maior que a capacidade nominal de 25 TR. Portanto esta alternativa será descartada.

10.2.2 Alternativa B.2

O outro sistema de recuperação de frio consiste na roda entálpica, ilustrado na Figura 19, que recupera tanto parcela relativa a carga sensível como latente. Considerando os dados de vazão de renovação e condições psicrométricas do ar externo e do ambiente, a seleção da roda entálpica foi feita a partir do catálogo da marca Ecofresh (ECOFRESH, 2009). Os dados da roda entálpica selecionada são mostradas na Tabela 56.

Tabela 56 - Dados da roda entálpica selecionada

Tipo	HRW-3200
Vazão de ar	13500 m ³ /h
Tensão Nominal	415 V
Frequência Nominal	50 Hz
Potência Nominal	750 W
Eficiência Total	81%
Eficiência Sensível	83%
Eficiência Latente	80%
HxLxC (mm)	3400x3400x514
Velocidade do ar	1 m/s

Selecionada a roda entálpica, pode-se utilizar seus parâmetros para calcular a capacidade requerida para o sistema de fan coil e chiller. Estes valores são mostrados na Tabela 57.

Tabela 57 - Capacidade para alternativa B

CT Total (TR)	CT Sensível (TR)	CT Latente (TR)	Q insuflação (m³/h)	TBS entrada (°C)	TBU entrada (°C)
26,0	20,0	6,0	20037	27,1	19,0

Pode-se verificar que a carga térmica total fica um pouco acima da capacidade nominal do chiller existente, entretanto este valor é pequeno, e considerando que dificilmente a capacidade de 26 TR será exigida, a alternativa B.2 será levada em consideração para análise juntamente com as outras.

A partir dos valores da capacidade necessária para esta configuração é possível selecionar os equipamentos em questão. Neste caso deve-se realizar apenas a seleção dos Fan Coils, que foi feito com base no catálogo da marca TOSI (TOSI, 2014). Por motivos de dimensão, para diminuir o tamanho dos Fan Coils, foi considerado que cada grelha de insuflação está integrada a um Fan Coil, sendo assim deverão ser selecionados sete equipamentos que atinjam a capacidade total de condicionamento. A Tabela 58 mostra os dados da máquina selecionada.

Tabela 58 - Dados do Fan Coil Selecionado para a alternativa B

Tipo	Fan Coil Tosi
Gabinete Nominal	4 TR
Filas da serpentina	3 a 8 filas
Tensão Nominal	220 V
Frequência Nominal	60 Hz
Potência do motor	1,0 cv
Capacidade Total	4 TR
Vazão Máxima de Ar	2800 m ³ /h
Vazão mínima de Ar	2070 m ³ /h
Vazão de água	1,65 m ³ /h
Peso	115 kg
HxLxC (mm)	525x865x935
Perda de pressão do ar	6 mmca

10.3 Alternativa C

A alternativa C consiste em um sistema que utiliza cem por cento de ar externo, isto é, não faz uso de recirculação, mas condiciona e insufla apenas ar proveniente do meio exterior. A decisão de analisar esta alternativa se deve ao fato de que a taxa de renovação da igreja se mostrou muito grande, 13500 m³/h, para a hipótese de maior ocupação, para a qual o sistema está sendo dimensionado e os equipamentos selecionados, mais da metade da vazão de insuflação do sistema, o que elevou a parcela da carga térmica relativa ao ar externo, de 54 kW, que representa 41% da carga térmica total. Além disso, o antigo sistema de ventilação existente na igreja usava exclusivamente ar externo, o que faz com que essa alternativa seja a que mais respeite a arquitetura da igreja, não sendo necessário o sistema de retorno proposto no item 8.3.1.

Devido ao fato de não apresentar recirculação, as vazões de projeto e a carga térmica devido ao ar externo serão diferentes das calculadas anteriormente, para esta alternativa, pois a vazão de ar externo será igual à vazão de insuflação, e o cálculo da carga térmica proveniente do ar externo deverá usar este valor. Os valores das vazões e da carga térmica para a alternativa C são apresentadas na Tabela 59.

Tabela 59 - Dados de vazão e carga térmica para 100% de ar externo

Hip.	Vazão insuflação mássica (kg/s)	Vazão renovação mássica (kg/s)	Vazão insuflação volumétrica (m ³ /h)	Vazão renovação volumétrica (m ³ /h)	CT _{ambiente} (W)	CT _{AE} (W)	CT _T (W)	CT _T (TR)
1	6,145	6,145	20037	20037	77843	80483	158326	45,0
2	4,874	4,874	15892	15892	58843	63834	122677	34,9
3	3,920	3,920	12784	12784	44593	51347	95940	27,3

É possível observar que a utilização de um projeto que use apenas ar externo aumenta muito a carga térmica total, mas apenas devido ao aumento da parcela relativa ao ar externo, que representa, nesta situação, a maior parte da carga térmica. Por isso, pode-se utilizar, assim como na alternativa B, um sistema de recuperação a frio, para pré-resfriar o ar externo e diminuir essa carga térmica. A eficiência deste tipo de sistema é máxima para projetos que usem 100% de ar externo (BOLLIGER; MARIANI, 2013). A carga térmica relativa ao ar externo varia ao longo do ano, atingindo, na maior parte do tempo, valores menores de entalpia. Entretanto, para fins de seleção de equipamentos, são considerados os valores mais críticos, com valores de entalpia mais altas.

Para a alternativa C, um sistema de recuperação de energia seria capaz de recuperar uma potência dada pela seguinte expressão.

$$Pot_{rec} = \dot{m}_{ar\ exterior} (h_{ar\ exterior} - h_{ar\ ambiente}) = 74045\ W = 21,1\ TR$$

Sendo assim, o sistema de Fan Coil e Chiller deveria ter uma capacidade que é dada pela total menos a recuperada, no caso, 23,9 TR.

O sistema de recuperação a frio a ser utilizado foi, assim como na alternativa B.2, a roda entálpica, que recupera tanto parcela relativa a carga sensível como latente. Considerando os dados de vazão de renovação e condições psicrométricas do ar externo e do ambiente, a seleção da roda entálpica foi feita a partir do catálogo da marca Ecofresh (ECOFRESH, 2009). Os dados são mostradas na Tabela 60.

Tabela 60 - Dados da roda entálpica para alternativa C

Tipo	HRW-4000
Vazão de ar	20037 m ³ /h
Tensão Nominal	415 V
Frequência Nominal	50 Hz
Potência Nominal	750 W
Eficiência Total	81%
Eficiência Sensível	83%
Eficiência Latente	80%
HxLxC (mm)	4200x4200x514
Velocidade do ar	1 m/s

Selecionada a roda entálpica, pode-se utilizar seus parâmetros para calcular a capacidade requerida para o sistema de fan coil e chiller da alternativa C. Estes valores são mostrados na Tabela 61.

Tabela 61 - Capacidade para alternativa C

CT Total (TR)	CT Sensível (TR)	CT Latente (TR)	Q insuflação (m³/h)	TBS entrada (°C)	TBU entrada (°C)
27,9	21,1	6,8	20037	27,8	19,3

A partir dos valores da capacidade necessária para esta configuração é possível selecionar os equipamentos em questão, fan coils e chiller. Primeiramente deve-se realizar a seleção dos Fan Coils, que foi feito com base no catálogo da marca TOSI (TOSI, 2014). Por motivos de dimensão, para diminuir o tamanho dos Fan Coils, foi considerado que cada grelha de insuflação está integrada a um Fan Coil, sendo assim deverão ser selecionados sete equipamentos que atinjam a capacidade total de condicionamento. A Tabela 62 mostra os dados da máquina selecionada.

A capacidade total que o sistema deve possuir é de 27,9 TR, um pouco acima da capacidade nominal que o chiller existente no colégio possui, de 25 TR. É possível utilizar o chiller existente, uma vez que a carga térmica de 27,9 TR dificilmente será atingida, apenas nos meses de verão com capacidade máxima de pessoas na igreja. Entretanto, nessa situação o sistema não seria ideal, o que poderia gerar reclamações por parte do usuário, ainda que poucas vezes por ano.

Tabela 62 – Dados do Fan Coil selecionado para alternativa C

_tipo	Fan Coil Tosi
Gabinete Nominal	4 TR
Filas da serpentina	3 a 8 filas
Tensão Nominal	220 V
Frequência Nominal	60 Hz
Potência do motor	1,0 cv
Capacidade Total	4 TR
Vazão Máxima de Ar	2800 m ³ /h
Vazão mínima de Ar	2070 m ³ /h
Vazão de água	2,12 m ³ /h
Peso	115 kg
HxLxC (mm)	525x865x935
Perda de pressão do ar	6 mmca

Por isso, para o projeto atingir a necessidade total da igreja, foi feita a seleção de um chiller que cumpra com a exigência máxima da carga térmica para a alternativa analisada, a partir do catálogo da marca TOSI (TOSI, 2014). A Tabela 63 apresenta as características do Chiller selecionado.

Tabela 63 - Dados do chiller selecionado para alternativa C

_tipo	Tosi Infinity
Capacidade Nominal	33,6 TR
Tensão Nominal	220 V
Frequência Nominal	60 Hz
Consumo nominal	38 kW
COP	2,89
HxLxC (mm)	1940x2000x1500

Caso este novo chiller seja implementado, pode-se substituir o antigo por este selecionado, uma vez que atende aos requisitados da igreja e da administração do colégio.

11 DISTRIBUIÇÃO DE AR

O sistema de distribuição de ar foi levado em consideração desde o início do projeto, pelo fato de ocorrer em um edifício já existente e, mais importante, histórico, o que significa que sua arquitetura deve ser respeitada e não pode sofrer grandes alterações, como instalação de tubulações que fiquem visíveis. Além disso, a igreja São Luís Gonzaga possui um antigo sistema de ventilação, com grelhas de insuflação e retorno, além de uma galeria acima do corredor lateral, que serve como uma câmara para o ar que será insuflado, conforme já explicado anteriormente.

Somando-se os dois fatos acima, chegou-se a conclusão de que a integração do novo projeto de ar condicionado com o sistema de ventilação existente seria fundamental para a viabilidade e possibilidade real de implementação do projeto, uma vez que modificaria minimamente a arquitetura do edifício, além de reduzir custos de instalação do sistema de distribuição de ar. Entretanto, apenas a utilização do antigo sistema não seria suficiente para a implementação de um projeto completo de condicionamento do ar dentro da igreja, sendo necessário realizar algumas modificações necessárias para cada alternativa de solução proposta.

A rede de insuflação foi mantida a mesma do sistema antigo, sendo igual para todas as alternativas, com a câmara servindo de plenum e com a instalação de um fan coil para cada grelha, condicionando e insuflando o ar na igreja já de forma balanceada, ou seja, não é necessário realizar o balanceamento devido a configuração. A rede de insuflação está determinada, sendo apenas necessário fazer um estudo da estrutura e dos materiais na câmara, com a finalidade de que se possa ser usado como um plenum. Estes estudos estão fora do escopo deste trabalho.

A rede de retorno foi projetada baseada na antiga rede de exaustão do sistema de ventilação já existente, adicionando-se uma divisória de vidro de forma a fechar o ambiente do corredor lateral e utilizá-lo como um plenum. A divisória de vidro mostra que aquela intervenção não faz parte da arquitetura original, do mesmo jeito que foi feito no projeto da sala São Paulo. O sistema da rede de retorno foi explicado anteriormente no item 8.3.1.

Sendo assim, a única rede dentro da distribuição de ar que seria diferente para cada alternativa proposta é em relação à tomada de ar externa e exaustão, uma vez que algumas alternativas apresentam um sistema de recuperação de frio, no qual deve-se levar o ar de exaustão até a roda entálpica, onde também se realiza a tomada de ar externo. Nos itens a seguir serão analisadas estas redes, assim como a distribuição de ar de um modo geral para cada alternativa proposta.

11.1 Distribuição de ar na alternativa A

A distribuição de ar na alternativa A pode ser esquematizada através do diagrama mostrado na Figura 24. É possível visualizar que esta rede de distribuição não faz uso de tubulações, utilizando a câmara como um plenum no caso da insuflação e o corredor lateral como um plenum no caso da recirculação, posteriormente retornando para a câmara diretamente do corredor. Além disso, a exaustão de ar ocorre diretamente do corredor para o ambiente.

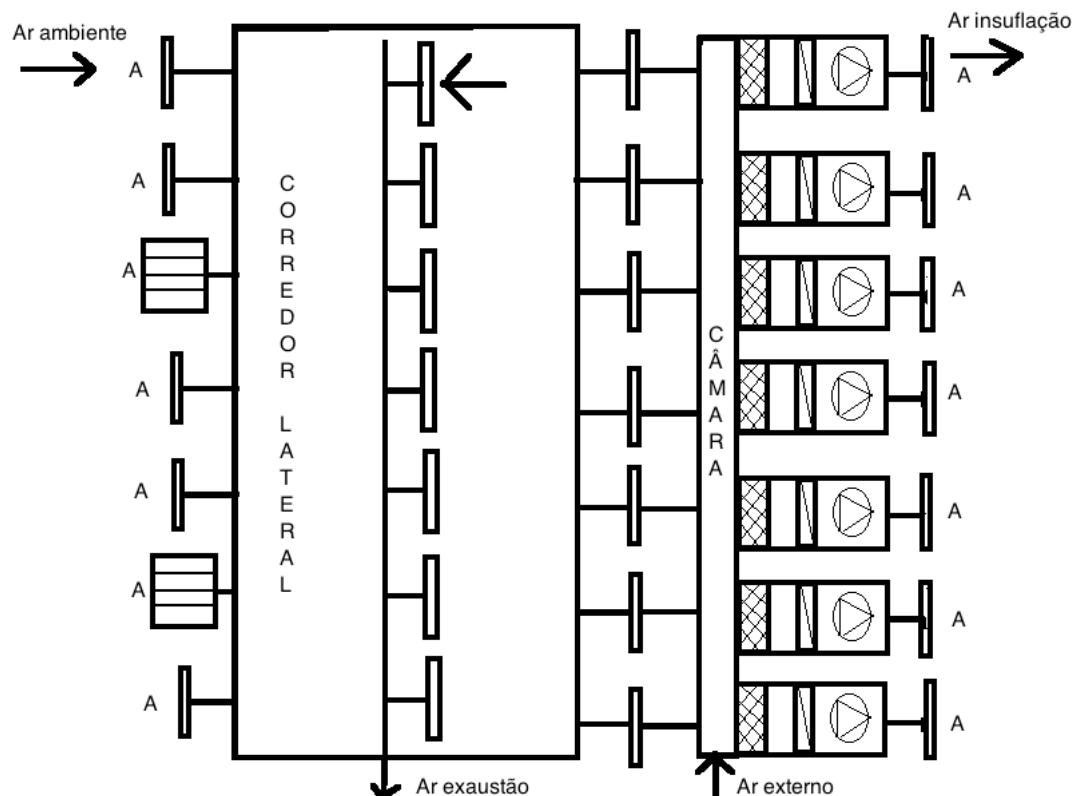


Figura 24 - Diagrama da rede de distribuição de ar para a alternativa A

Sendo assim, não há necessidade de dimensionamento de dutos, e não existirá perda distribuída na rede, sendo apenas necessário calcular as perdas concentradas ao longo do sistema, que são mostradas na Tabela 64. A perda de pressão total é dada pela soma das perdas dos equipamentos. O ventilador selecionado com Fan Coil pode ser o de 15 mmca.

Tabela 64 - Perda de pressão na rede de distribuição da alternativa A

Equipamento	ΔP (Pa)
Grelha insuflação	9,8
Grelha retorno igreja e venezianas	9,2
Grelha retorno corredor	5,9
Fan Coil	58,8
Grelha de exaustão e tomada de ar	15,7
Total	99,4

11.2 Distribuição de ar na alternativa B

A distribuição de ar na alternativa B pode ser esquematizada através do diagrama mostrado na Figura 25.

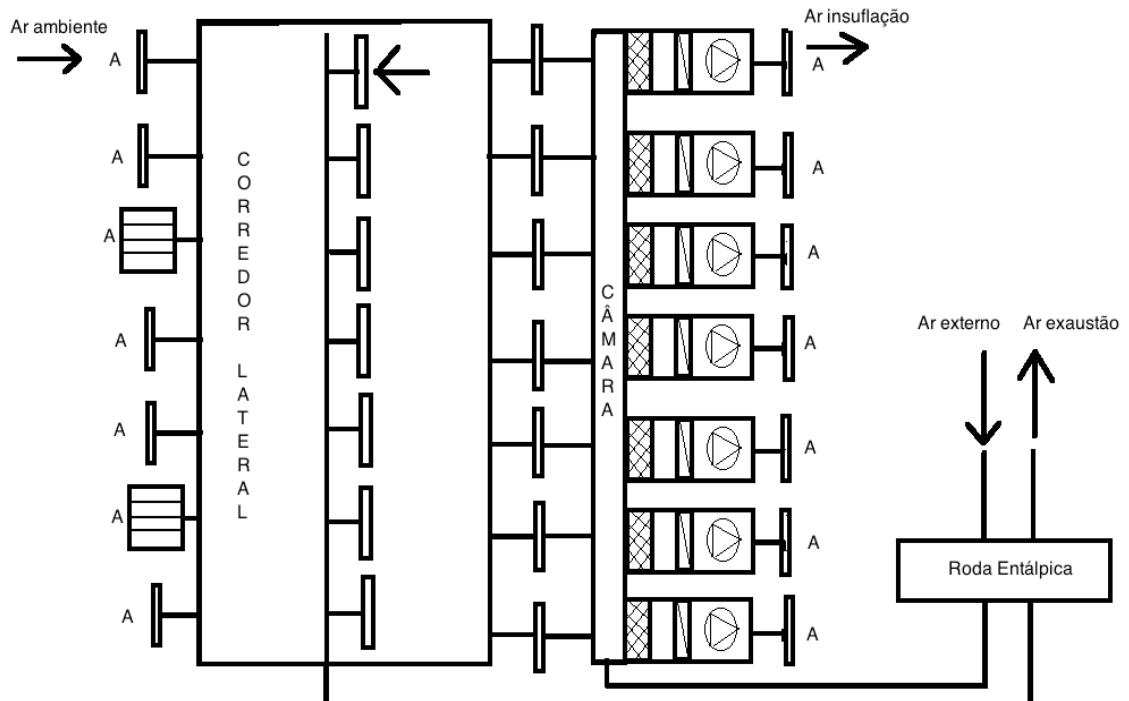


Figura 25 - Diagrama da rede de distribuição de ar para a alternativa B

Assim como na alternativa A, é possível visualizar que esta rede de distribuição utiliza a câmara como um plenum no caso da insuflação e o corredor lateral como um plenum no caso da recirculação, posteriormente retornando para a câmara diretamente do corredor. Mas nessa rede, o ar de exaustão e a tomada de ar passam por um sistema de recuperação de frio, a roda entálpica, sendo necessária uma tubulação para este sistema dentro da rede.

Para o dimensionamento deste sistema será usado o método do tronco de seção constante, uma vez que é o método que melhor apresenta resultados para o custo operacional. O balanceamento é um problema para este método, mas como se sabe, não é uma preocupação para este sistema, além desta tubulação não apresentar ramificações. Sendo assim, para garantir a potência frigorífica recuperada, deve-se garantir na entrada da roda entálpica a velocidade de 1 m/s, conforme especificação do catálogo (ECOFRESH, 2009). A área da seção transversal é dada pela seguinte expressão.

$$A_{duto} = \frac{\dot{m}}{\rho V}$$

Tabela 65 - Dimensionamento dos dutos do sistema de recuperação para alternativa B

Duto	ρ (kg/m³)	A_{duto} (m²)
Exaustão	1,067	3,88
Tomada de ar	1,039	3,98

No caso, verifica-se que é necessária uma grande área transversal do tubo, sendo assim, pode-se aumentar a velocidade do ar no sistema, o que acarreta em perda de eficiência na roda entálpica.

Para o cálculo da perda de pressão no sistema, no caso da alternativa B, além das perdas singulares devido aos equipamentos, existirão perdas singulares e distribuídas devido à tubulação do sistema de recuperação.

Na Tabela 66 e na Tabela 67 são apresentadas as perdas no sistema de exaustão e tomada de ar, considerando comprimento do duto de aproximadamente 15 metros, a partir dos valores da planta, uma vez que ficará atrás da sacristia, numa região onde existem torres de calor, e rugosidade igual a 0,15 mm, conforme manual da SMACNA para aço galvanizado (SMACNA, 2007).

Tabela 66 - Perda do sistema de recuperação para duto de tomada de ar para alternativa B

Perda	C	ΔP (Pa)
Roda entálpica	-	74
Distribuída	0,115	0,06
Entrada no plenum	1	0,52
Total	-	74,58

Tabela 67 - Perda do sistema de recuperação para duto de exaustão para alternativa B

Perda	C	ΔP (Pa)
Roda entálpica	-	74
Distribuída	0,115	0,06
Saída do plenum	0,5	0,27
Total	-	74,33

Tabela 68 - Perda de pressão na rede de distribuição da alternativa B

Equipamento	ΔP (Pa)
Grelha insuflação	9,8
Grelha retorno igreja e venezianas	5,1
Grelha retorno corredor	5,9
Fan Coil	58,8
Grelha de exaustão e tomada de ar	15,7
Sistema de recuperação	148,9
Total	244,2

O ventilador selecionado com o Fan Coil deve ser o de 25 mmca.

11.3 Distribuição de ar na alternativa C

A distribuição de ar na alternativa C pode ser esquematizada através do diagrama mostrado na Figura 26. É possível observar que a distribuição da alternativa C é parecida com a da alternativa B, inclusive com o sistema de recuperação de frio. A

diferença se encontra no fato de que esta alternativa não possui retorno, isto é, o ar é renovado completamente.

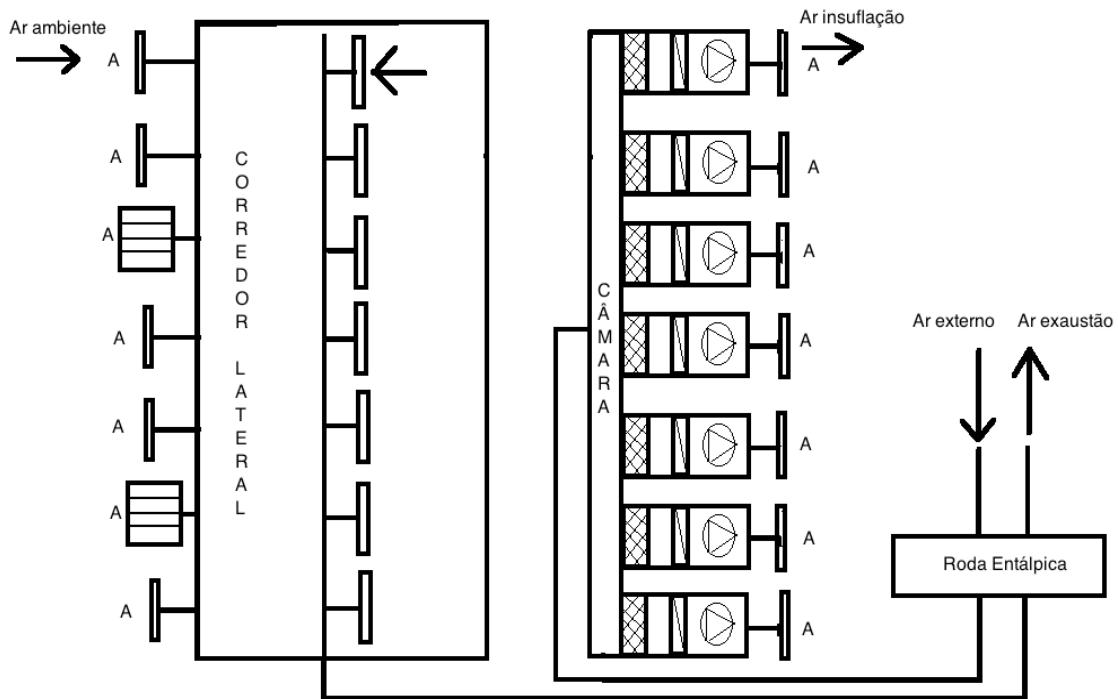


Figura 26 - Diagrama da rede de distribuição de ar para a alternativa C

O dimensionamento dos dutos do sistema de recuperação será feito do mesmo modo que na alternativa B, pelo método do tronco de seção constante. Sendo assim, para garantir a potência frigorífica recuperada, deve-se garantir na entrada da roda entálpica a velocidade de 1 m/s, conforme especificação do catálogo (ECOFRESH, 2009). Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 69.

Tabela 69 – Dimensionamento dos dutos do sistema de recuperação para alternativa C

Duto	ρ (kg/m ³)	A_{duto} (m ²)
Exaustão	1,067	5,76
Tomada de ar	1,039	5,91

No caso, verifica-se que é necessária uma área transversal do tubo maior ainda que para o caso B, isto pela maior vazão de ar externo. Sendo assim, pode-se aumentar a velocidade do ar no sistema, o que acarreta em perda de eficiência na roda entálpica.

Para o cálculo da perda de pressão no sistema, no caso da alternativa C, além das perdas singulares devido aos equipamentos, existirão perdas singulares e distribuídas devido à tubulação do sistema de recuperação, como na alternativa B.

Na Tabela 70 e na Tabela 71 são apresentadas as perdas no sistema de exaustão e tomada de ar, considerando comprimento do duto de aproximadamente 15 metros, a partir dos valores da planta, uma vez que ficará atrás da sacristia, numa região onde existem torres de calor, e rugosidade igual a 0,15 mm, conforme manual da SMACNA para aço galvanizado (SMACNA, 2007).

Tabela 70 - Perda do sistema de recuperação para duto de tomada de ar na alternativa C

Perda	C	ΔP (Pa)
Roda entálpica	-	74
Distribuída	0,107	0,06
Entrada no plenum	1	0,52
Total	-	74,58

Tabela 71 - Perda do sistema de recuperação para duto de exaustão na alternativa C

Perda	C	ΔP (Pa)
Roda entálpica	-	74
Distribuída	0,107	0,06
Saída do plenum	0,5	0,27
Total	-	74,32

Tabela 72 - Perda de pressão na rede de distribuição da alternativa C

Equipamento	ΔP (Pa)
Grelha insuflação	9,8
Grelha retorno igreja e venezianas	5,1
Fan Coil	58,8
Grelha de exaustão e tomada de ar	13,7
Sistema de recuperação	148,9
Total	236,3

O ventilador selecionado com o Fan Coil deve ser o de 25 mmca.

12 ANÁLISE ENERGÉTICA

Uma análise importante na implementação de um sistema de ar condicionado é quanto ao seu consumo de energia, afinal o impacto em relação aos custos operacionais podem ser grandes e decisivos sobre a viabilidade ou não de um projeto. Por isso, um estudo energético será feito sobre as diferentes alternativas propostas, com intuito de comparar o consumo de cada alternativa em diferentes situações.

Primeiramente, será analisado o consumo energético para cada hipótese de ocupação, já que a variação deste parâmetro resulta em uma grande diferença de carga térmica. Entretanto, os equipamentos selecionados e que serão utilizados consideram a capacidade máxima da igreja, por isso, será considerado que as pessoas sempre ocupam primeiro a parte frontal da nave da igreja, o que faz possível o uso de um sistema de controle que desligue os equipamentos integrados com a parte traseira, de forma a se adequar à necessidade de refrigeração devido à uma determinada ocupação de pessoas. Vale lembrar que isso é possível uma vez que cada fan coil está ligado a uma grelha de insuflação.

A outra análise que será feita é em relação à variação dos dados climáticos e consequente estado psicrométrico do ar exterior ao longo do ano, conforme apresentado no capítulo 7. Esta variação também resulta em grandes diferenças de carga térmica de acordo com o mês, além do estado psicrométrico do ar exterior, resultando diretamente no funcionamento do sistema de recuperação de frio das alternativas B e C.

Estas duas análises foram feitas de modo integrado, para cada alternativa proposta separadamente, considerando o consumo de energia total a soma do consumo de cada equipamento presente na alternativa proposta, no caso fan coil, chiller e roda entálpica. O consumo de energia de cada equipamento separadamente é apresentado no apêndice B.

12.1 Hipóteses para determinação do consumo energético

O consumo de energia de um dado equipamento é dado pela multiplicação da potência utilizada pelo número de horas que aquele equipamento estava em funcionamento. No caso da Igreja São Luís, a hipótese é de que o sistema de ar condicionado apenas fique operando durante o período de ocupação do edifício, além disso, o seu funcionamento apenas irá acontecer durante os finais de semana, no qual ocorrem três missas no sábado, além de um evento como um casamento, por exemplo, e quatro missas no domingo. Considerando que cada missa e evento tenha duração de 1 hora, mas que o equipamento de ar condicionado seja ligado 15 minutos antes e desligado 15 minutos depois de terminada a missa, teremos, por semana, uma utilização do sistema durante 12 horas, ou, considerando que em média um mês possua cinco semanas, 60 horas de utilização mensal. Logo, o consumo mensal de energia de um determinado equipamento, em kWh, será dado pela seguinte expressão.

$$\text{Consumo mensal} = 60 \cdot \text{Pot}_{equip}$$

A potência nominal de cada equipamento é dada, e uma vez que não se possui a curva de capacidade de refrigeração por potência, será considerado que o rendimento dos equipamentos não muda de acordo com a vazão, fazendo com que a relação entre capacidade de refrigeração e potência consumida possa ser aproximada por uma reta, na qual a capacidade nominal se refere a potência nominal. Esta hipótese é feita para efeito comparativo entre as diferentes alternativas.

12.2 Consumo de energia da alternativa A

A alternativa A terá o seu consumo de energia calculado a partir da potência dos sete fan coils e do chiller. Usando os dados de carga térmica ao longo do ano, determinados no capítulo 7, assim como os dados de potência e capacidade de refrigeração dos equipamentos selecionados no capítulo 10, obteremos o consumo de energia mensal da alternativa A, mostrado na Tabela 74.

Tabela 73 - Dados de energia para equipamentos da alternativa A

Equipamento	Potência Nominal (kW)	Capacidade Nominal (kW)
Fan Coil	5	21
Chiller	49	159

Tabela 74 - Consumo de energia da alternativa A

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	4847	3326	2186
Fevereiro	5026	3430	2233
Março	4982	3372	2164
Abril	4163	2844	1855
Maio	3302	2266	1490
Junho	2516	1759	1192
Julho	2096	1522	1092
Agosto	2383	1747	1270
Setembro	2708	1994	1458
Outubro	3438	2456	1720
Novembro	4026	2818	1912
Dezembro	4418	3039	2005

12.3 Consumo de energia da alternativa B

A alternativa B terá o seu consumo de energia calculado a partir da potência dos sete fan coils, do chiller e da roda entálpica. No caso da roda entálpica, a variação determinará a nova potência frigorífica recuperada, utilizando os novos valores de carga térmica a serem usados nos cálculos de consumo dos fan coils e do chiller.

Usando os dados de carga térmica ao longo do ano, determinados no capítulo 7, assim como os dados de potência e capacidade de refrigeração dos equipamentos selecionados no capítulo 10, obteremos o consumo de energia mensal da alternativa B, mostrado na Tabela 77.

Tabela 75 - Dados de energia para equipamentos da alternativa B

Equipamento	Potência Nominal (kW)	Capacidade Nominal (kW)
Fan Coil	3,5	14,06
Chiller	27	87,9
Roda Entálpica	0,75	Variável

Tabela 76 - Dados de carga térmica retirada do ar e consumo para a roda entálpica na alternativa B

Mês	CT retirada 500 pessoas (kW)	Consumo 500 pessoas (kWh)	CT retirada 300 pessoas (kW)	Consumo 300 pessoas (kWh)	CT retirada 150 pessoas (kW)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Jan	51,30	45,00	30,78	45,00	15,39	45,00
Fev	55,59	45,00	33,35	45,00	16,68	45,00
Mar	56,42	45,00	33,85	45,00	16,93	45,00
Abr	39,77	45,00	23,86	45,00	11,93	45,00
Mai	23,64	45,00	14,18	45,00	7,09	45,00
Jun	7,72	45,00	4,63	45,00	2,32	45,00
Jul	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ago	0,88	45,00	0,53	45,00	0,26	45,00
Set	5,32	45,00	3,19	45,00	1,60	45,00
Out	20,58	45,00	12,35	45,00	6,17	45,00
Nov	33,45	45,00	20,07	45,00	10,04	45,00
Dez	43,22	45,00	25,93	45,00	12,97	45,00

Tabela 77 - Consumo de energia da alternativa B

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	3281,63	2413,69	1762,74
Fevereiro	3321,89	2434,38	1768,74
Março	3249,06	2357,73	1689,23
Abril	2967,87	2152,52	1541,00
Maio	2627,36	1885,63	1329,32
Junho	2355,45	1686,35	1184,52
Julho	2139,33	1553,95	1114,92
Agosto	2448,63	1810,76	1332,35
Setembro	2632,26	1974,11	1480,50
Outubro	2868,11	2140,33	1594,49
Novembro	3038,82	2252,32	1662,44
Dezembro	3113,52	2282,45	1659,14

12.4 Consumo de energia da alternativa C

A alternativa C terá o seu consumo de energia calculado a partir da potência dos sete fan coils, do chiller e da roda entálpica. No caso da roda entálpica, a variação determinará a nova potência frigorífica recuperada, utilizando os novos valores de carga térmica a serem usados nos cálculos de consumo dos fan coils e do chiller.

Usando os dados de carga térmica ao longo do ano, determinados no capítulo 7, assim como os dados de potência e capacidade de refrigeração dos equipamentos selecionados no capítulo 10, obteremos o consumo de energia mensal da alternativa C, mostrado na Tabela 80.

Tabela 78 - Dados de energia para equipamentos da alternativa C

Equipamento	Potência Nominal (kW)	Capacidade Nominal (kW)
Fan Coil	3,5	14,06
Chiller	38	118,14
Roda Entálpica	0,75	Variável

Tabela 79 - Dados de carga térmica retirada do ar e consumo para a roda entálpica na alternativa C

Mês	CT retirada 500 pessoas (kW)	Consumo 500 pessoas (kWh)	CT retirada 300 pessoas (kW)	Consumo 300 pessoas (kWh)	CT retirada 150 pessoas (kW)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Jan	78,10	45,00	62,35	45,00	50,54	45,00
Fev	84,29	45,00	67,22	45,00	54,43	45,00
Mar	82,26	45,00	64,94	45,00	51,95	45,00
Abr	55,42	45,00	43,21	45,00	34,05	45,00
Mai	30,32	45,00	23,06	45,00	17,62	45,00
Jun	9,41	45,00	7,04	45,00	5,26	45,00
Jul	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ago	1,17	45,00	0,91	45,00	0,70	45,00
Set	7,63	45,00	6,00	45,00	4,77	45,00
Out	30,41	45,00	24,10	45,00	19,36	45,00
Nov	50,00	45,00	39,73	45,00	32,03	45,00
Dez	63,47	45,00	50,21	45,00	40,26	45,00

Tabela 80 - Consumo de energia da alternativa C

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	2448,68	1394,72	604,25
Fevereiro	2424,96	1337,25	521,47
Março	2448,06	1353,77	533,05
Abril	2508,49	1545,20	822,73
Maio	2465,96	1629,60	1002,32
Junho	2357,87	1646,73	1113,38
Julho	2195,08	1594,45	1143,97
Agosto	2501,08	1843,79	1350,82
Setembro	2620,66	1928,41	1409,23
Outubro	2605,14	1792,83	1183,60
Novembro	2550,48	1636,93	951,77
Dezembro	2500,19	1509,79	767,00

12.5 Comparação entre as alternativas

Determinado o consumo energético para cada alternativa proposta em cada hipótese de ocupação e ao longo do ano, uma comparação será feita entre as alternativas para ver a diferença de consumo ao longo do ano para as determinadas quantidades de pessoas no interior da igreja. Essas comparações estão mostradas em Figura 27, Figura 28 e Figura 29, para as hipóteses de 500, 300 e 150 pessoas respectivamente.

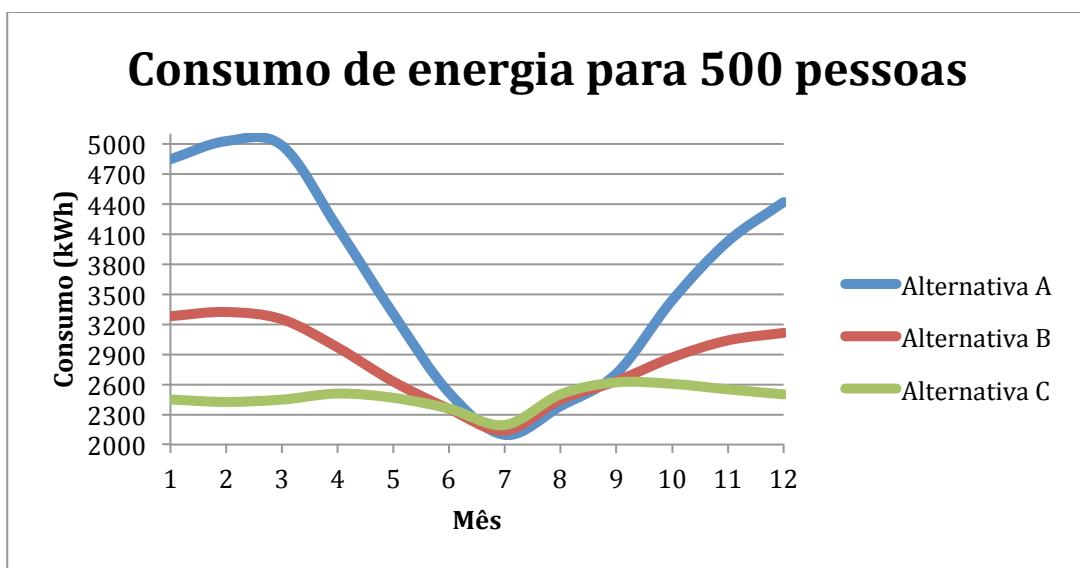


Figura 27 - Consumo de energia para 500 pessoas

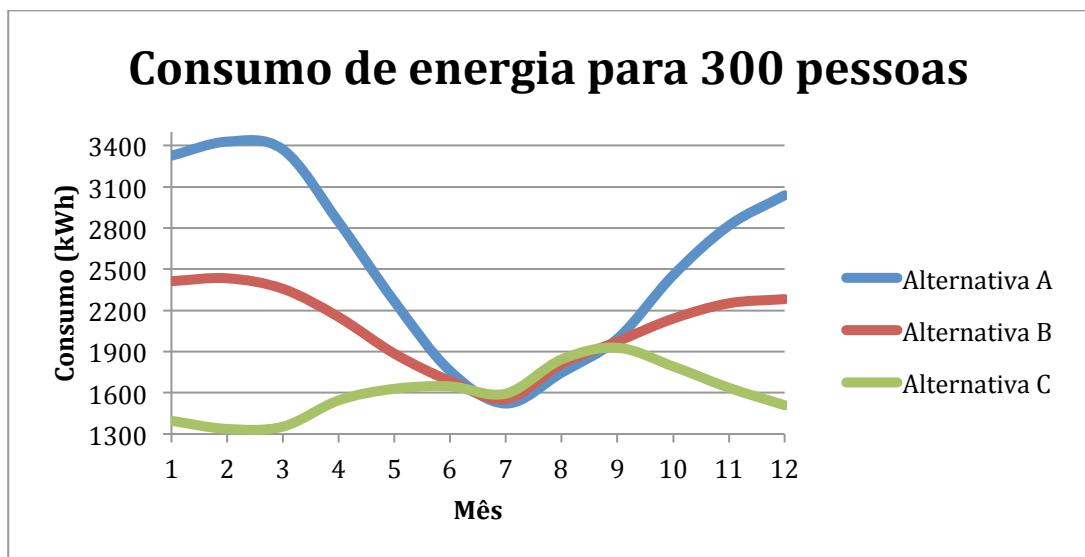


Figura 28 - Consumo de energia para 300 pessoas

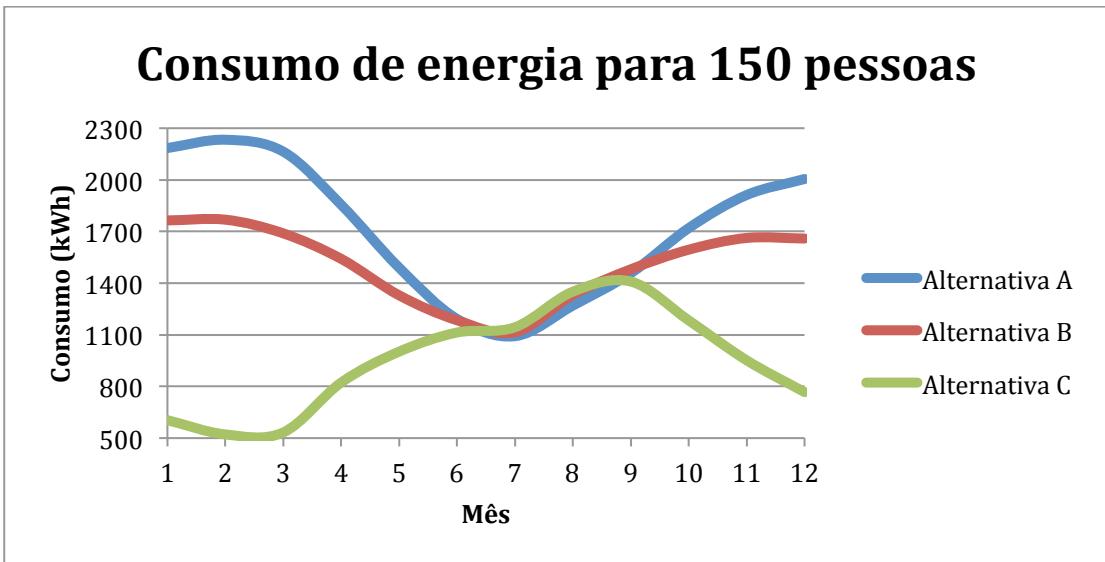


Figura 29 - Consumo de energia para 150 pessoas

É possível observar que nos meses de mais calor, o uso de um sistema de recuperação de frio consegue economizar bastante energia, chegando a 2500 kWh na hipótese de 500 pessoas, se comparadas as alternativas A e C. Além disso, um sistema de 100% de uso de ar externo, alternativa C, consegue recuperar bastante energia devido à grande vazão, resultando em uma economia de energia.

13 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Para a realização de um bom projeto de ventilação e ar condicionado é essencial que se calcule corretamente as cargas térmicas envolvidas no local de estudo. Por isso, uma parte importante do início do projeto foi a aquisição de dados relativo ao edifício em questão, a igreja São Luís Gonzaga. Os dados chegaram de maneiras diferentes, de fontes diversas e as vezes com valores diferentes, o que fez necessário o estudo em cima dessas dados e até mesmo uma aquisição própria a partir de visitas ao edifício. Esse fato modificou o cálculo da carga térmica algumas vezes, mas foi importante para se chegar a valores confiáveis podendo-se dar continuidade ao projeto.

Vale ressaltar as hipóteses de ocupação da igreja, uma vez que raramente ela apresenta sua capacidade máxima, podendo resultar em um alto custo de projeto e energético para situações que dificilmente acontecerão. Essa análise para diferente número de pessoas possibilitou encontrar uma boa relação entre custo e utilização. Outra análise importante para este mesmo fator é quanto à variação das condições climáticas ao longo do ano, uma vez que muda consideravelmente as cargas térmicas, principalmente quanto a parcela referente ao ar externo, que representa grande parte da carga térmica total em questão.

Sendo assim, pôde-se propor alternativas de configurações para o sistema a ser projetado, sempre respeitando a arquitetura da igreja, conforme restrição feita no início do projeto. Outro fator para a escolha das alternativas foi quanto a viabilidade de uma real implementação do sistema, sendo que os custos e dificuldades de implementação são fatores muito importantes. Isto motivou a escolha de três sistemas diferentes, mas que usavam o mesmo método de refrigeração, fan coils com chillers, pois em uma visita realizada na Igreja os responsáveis mostraram que gostariam de reaproveitar equipamentos já existentes no complexo São Luís, como um chiller de 25 TR e fan coils que não estavam sendo utilizados, além das limitações de espaço físico existente. Portanto, uma boa análise seria pegar este tipo de equipamento e colocá-lo em diferentes configurações, para poder comparar o seu

funcionamento com os requisitos da igreja, além dos custos de implementação e operação.

As hipóteses de ocupação levantadas, assim como o levantamento de parâmetros devido às variações das condições climáticas, não influenciaram a seleção dos equipamentos para o sistema, que foi feita para o caso de máxima ocupação e média anual dos dados climáticos. A justificativa para isto é o fato de que o sistema deve ser suficiente para atender aos maiores requisitos de carga térmica, caso contrário, numa situação em que a carga térmica fosse máxima, o sistema estaria mal dimensionado causando reclamações sobre projeto. Logo, para ser um bom projeto, ele deve atender aos máximos requisitos, com a seleção de grelhas, equipamentos condicionadores e sistema de distribuição serem feitos pensando nessas condições.

O fato de todo o sistema ter sido dimensionado para condições máximas de ocupação, carga térmica e vazões não implica que nada possa ser feito para economizar energia e custos no projeto. As hipóteses de ocupação e a análise da variação dos dados climáticos ao longo dos meses mostraram que caso o sistema opere sempre na sua capacidade máxima, haverá um desperdício de energia e elevados custos de operação, uma vez que na maior parte do tempo as condições da igreja estão abaixo das máximas. Por isso, um sistema de controle de vazão de insuflação, juntamente com as condições do ar no ambiente e a ocupação do edifício deve ser colocado juntamente no projeto, o que deve ser feito em um próximo trabalho uma vez que fugia do escopo deste projeto. Entretanto, considerando a existência deste sistema de controle, pôde-se analisar a variação do consumo de energia ao longo do ano, para diferentes hipóteses, entre as diferentes alternativas propostas, ajudando na determinação da melhor proposta a ser implementada.

O objetivo do projeto é que ocorra uma real implementação do sistema na igreja São Luís Gonzaga, o que motivou a escolha das configurações, equipamentos selecionados e análises que foram feitas no projeto. Por isso o próximo passo é mostrar as alternativas e suas análises aos responsáveis para que escolham a melhor configuração e se façam os ajustes que julguem necessários.

14 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALEXANDRE, C. S. **Distribuição de Ar**. Nova Técnica Editorial. São Paulo, 2006.

ABNT – Associação Brasileira de Normas e Técnicas. **NBR 16401: Instalações de Ar-Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários**. Rio de Janeiro, 2008.

ANVISA – Agência Nacional de Vigilância Sanitária. Resolução – RE no9, de 16 de janeiro de 2003. **Orientação Técnica Elaborada por Grupo Técnico Assessor sobre Padrões Referenciais de Qualidade do Ar Interior em Ambientes Climatizados Artificialmente de Uso Público e Coletivo**. Brasília, 2003.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **ASHRAE – Handbook of Fundamentals 1981**. Atlanta, EUA, 1981.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **ASHRAE – Handbook of Fundamentals 2005**. Atlanta, EUA, 2005.

BOLLIGER JR, R.; MARIANI, A.L.C. **Sistemas de Ar condicionado e Ventilação. Apostila do curso “Ar Condicionado e Ventilação”**. EPUSP, São Paulo, 2013.

ECOFRESH. **Heat Recovery Wheel – HRW Series (MS-200)**. Dheli, 2009. Disponível em: <http://www.drirotors.com/prod_detail.php?prod_id=1>. Acesso em novembro de 2014.

HERNANDEZ NETO, A. **Carga Termica. Apostila do curso “Ar Condicionado e Ventilação”**. EPUSP, São Paulo, 2014.

RABBIA. M.; DOWSE, G. **Energy Recovery Ventilation**. Carrier, Nova Iorque, 2000. Disponível em: <<http://dms.hvacpartners.com/docs/1001/public/03/wp005.pdf>>. Acesso em novembro de 2014.

SMACNA – Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association.

HVAC Systems Duct Design. 4th ed. Appendix A Duct Design Tables and Charts. Chantilly, EUA, 2007.

TRANE. **Catálogo Comercial CGAD – Chiller com compressor scroll.** Disponível em: <[http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_ScrollCondensacao_Ar/CGAD/Catalogo_Comercial-CGAD\(CG-SLB001E-PB\).pdf](http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_ScrollCondensacao_Ar/CGAD/Catalogo_Comercial-CGAD(CG-SLB001E-PB).pdf)>. Acesso em outubro de 2014.

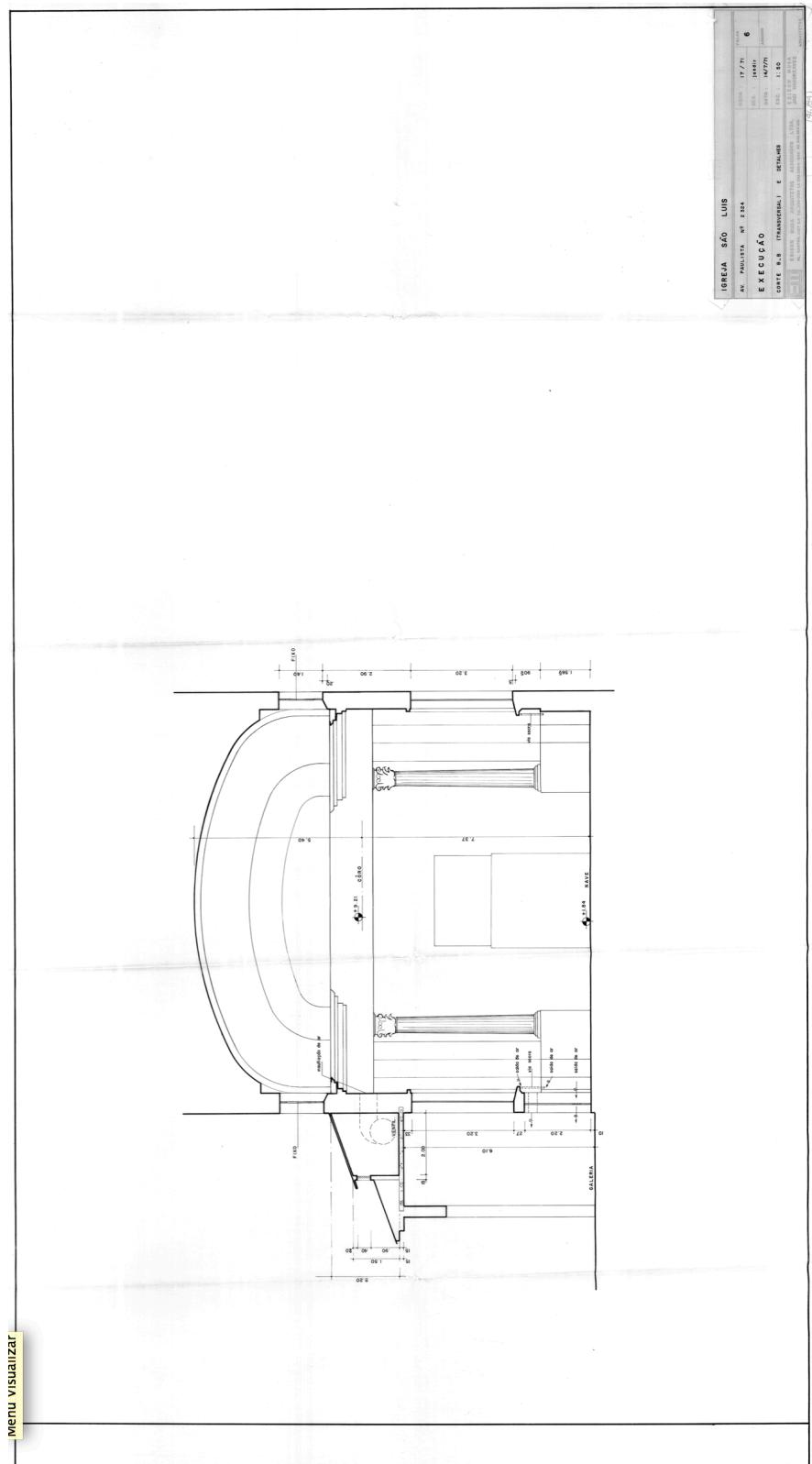
TOSI. **Catálogo Técnico Chiller Infinity.** Disponível em: <<http://www.industriastosi.com.br/index.php/coldextosi/produtos-coldex-tosi/chiller-infinity/>>. Acesso em novembro de 2014.

TOSI. **Catálogo Técnico Fan Coil Expansão Indireta Tosi (FCT).** Disponível em: <<http://www.industriastosi.com.br/index.php/coldextosi/produtos-coldex-tosi/linha-conforto/expansao-indireta/fct/>>. Acesso em novembro de 2014.

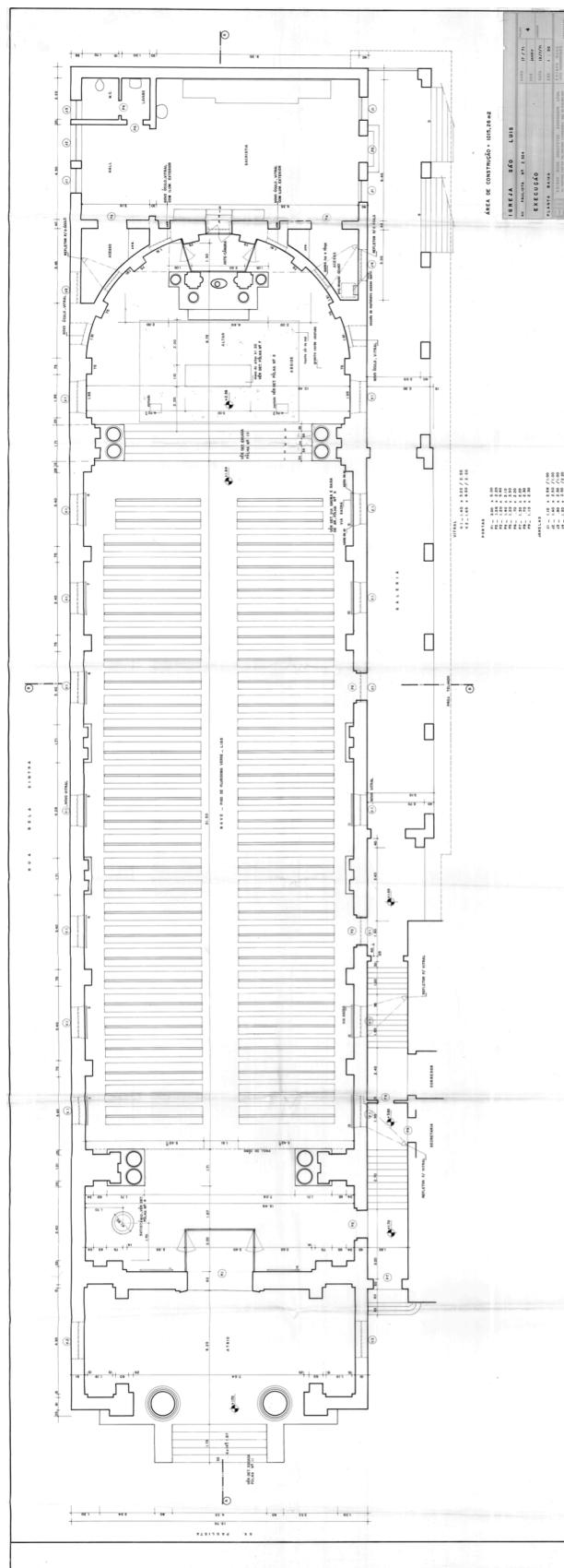
TROX. **Catálogo comercial – KLIMA.** São Paulo, 2013.

APÊNDICE A – Plantas da Igreja

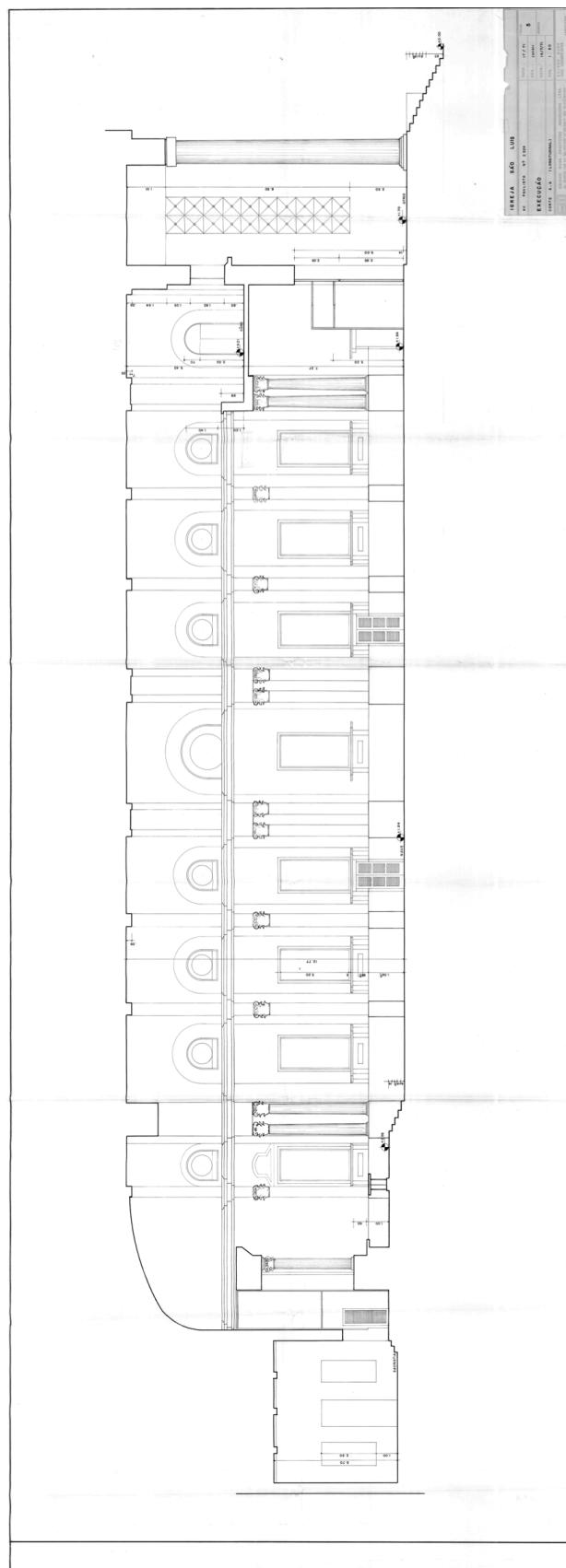
A.1 Vista Transversal



A.2 Planta Baixa



A.3 Vista Longitudinal



APÊNDICE B – Consumo de energia por equipamento

B.1 Alternativa A

Tabela B. 1 - Consumo de energia dos fan coils da alternativa A

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	2109	1447	951
Fevereiro	2187	1493	972
Março	2168	1467	942
Abril	1812	1238	807
Maio	1437	986	648
Junho	1095	766	519
Julho	912	662	475
Agosto	1037	760	552
Setembro	1178	868	635
Outubro	1496	1069	748
Novembro	1752	1226	832
Dezembro	1923	1322	872

Tabela B. 2 - Consumo de energia do Chiller da alternativa A

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	2738	1879	1234
Fevereiro	2839	1938	1262
Março	2814	1905	1222
Abril	2351	1607	1048
Maio	1865	1280	842
Junho	1421	994	673
Julho	1184	860	617
Agosto	1346	987	717
Setembro	1530	1126	824
Outubro	1942	1387	971
Novembro	2274	1592	1080
Dezembro	2496	1717	1132

B.2 Alternativa B

Tabela B. 3 - Consumo de energia dos fan coils da alternativa B

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	1448,62	1060,16	768,81
Fevereiro	1466,64	1069,41	771,49
Março	1434,04	1035,11	735,91
Abril	1308,19	943,26	669,57
Maio	1155,79	823,81	574,82
Junho	1034,09	734,62	510,02
Julho	957,50	695,50	499,00
Agosto	1075,79	790,30	576,18
Setembro	1157,98	863,41	642,49
Outubro	1263,54	937,81	693,51
Novembro	1339,94	987,93	723,92
Dezembro	1373,38	1001,41	722,44

Tabela B. 4 - Consumo de energia do Chiller da alternativa B

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	1788,01	1308,54	948,93
Fevereiro	1810,25	1319,96	952,24
Março	1770,02	1277,62	908,32
Abril	1614,68	1164,26	826,44
Maio	1426,57	1016,82	709,50
Junho	1276,36	906,73	629,50
Julho	1181,83	858,45	615,91
Agosto	1327,84	975,46	711,17
Setembro	1429,28	1065,70	793,01
Outubro	1559,57	1157,52	855,99
Novembro	1653,87	1219,39	893,52
Dezembro	1695,14	1236,03	891,70

B.3 Alternativa C

Tabela B. 5 - Consumo de energia dos fan coils da alternativa C

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	1048,49	588,75	243,95
Fevereiro	1038,14	563,68	207,84
Março	1048,22	570,89	212,89
Abril	1074,58	654,39	339,25
Maio	1056,03	691,20	417,59
Junho	1008,88	698,68	466,03
Julho	957,50	695,50	499,00
Agosto	1071,34	784,63	569,60
Setembro	1123,51	821,55	595,08
Outubro	1116,74	762,41	496,66
Novembro	1092,89	694,40	395,54
Dezembro	1070,96	638,95	314,94

Tabela B. 6 - Consumo de energia do Chiller da alternativa C

Mês	Consumo 500 pessoas (kWh)	Consumo 300 pessoas (kWh)	Consumo 150 pessoas (kWh)
Janeiro	1355,19	760,97	315,31
Fevereiro	1341,82	728,57	268,63
Março	1354,84	737,88	275,16
Abril	1388,91	845,81	438,48
Maio	1364,93	893,39	539,74
Junho	1303,99	903,05	602,35
Julho	1237,58	898,95	644,97
Agosto	1384,73	1014,15	736,22
Setembro	1452,15	1061,87	769,15
Outubro	1443,40	985,42	641,94
Novembro	1412,58	897,53	511,24
Dezembro	1384,23	825,85	407,06