



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Projeção de um sistema de ar de conforto equipado por autorregulação de
fluxo refrigerante**

Discente:

Matusse Jr, Manuel Bartolomeu

Supervisor da UEM:

MSc, José João Siteo, Eng^o.

Supervisor da Politécnica Moçambique:

Eng^o. António Cristina

Maputo, Julho de 2022



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Projecção de um sistema de ar de conforto equipado por autorregulação de
fluxo refrigerante**

Discente:

Matusse Jr, Manuel Bartolomeu

Supervisor da UEM:

MSc, José João Siteo, Eng^o.

Supervisor da Politérmica Moçambique:

Eng^o. António Cristina

Maputo, Julho de 2022



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Projecção de um sistema de ar de conforto equipado por autorregulação de
fluxo refrigerante**

Eu, Manuel Bartolomeu Matusse Júnior, estudante do 5^o nível do curso de Licenciatura em Engenharia Mecânica, da Faculdade de Engenharia, da Universidade Eduardo Mondlane, que submeto este trabalho como requisito para a aquisição de grau de Licenciado em Engenharia Mecânica.

.....

Manuel Bartolomeu Matusse Júnior

Aprovado por:

.....

MSc, José João Siteo, Eng^o. , Supervisor da UEM

.....

Eng^o. António Cristina, Supervisor da Politérmica Moçambique

Maputo, Julho de 2022

Agradecimentos

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus.

Agradeço aos meus supervisores, Mestre José Siteo e António Cristina por aceitarem conduzir o meu trabalho de pesquisa.

Aos meus professores do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane pela excelência da qualidade técnica de cada um.

Aos meus pais, Manuel Bartolomeu Matusse e Alda Vasco Manjate que sempre estiveram ao meu lado me apoiando ao longo de toda a minha trajectória.

Aos meus irmãos Hélio Matusse, Alfredo Dennis e aos demais familiares e amigos a quem não mencionei, mas sempre me apoiaram, deixo uma palavra gigante de agradecimento.

Índice

Agradecimentos	i
Índice de figuras.....	iv
Índice de tabelas.....	iv
Símbolos	vi
Resumo	vii
Capítulo I	1
1.1. Apresentação da empresa.....	1
1.2. Introdução	3
1.3. Objectivo.....	4
1.3.1. Geral	4
1.3.2. Específicos.....	4
1.4. Justificativa	4
1.5. Metodologia.....	6
Capítulo II.....	7
2.1. Revisão bibliográfica	7
2.1.1. Importância da refrigeração.....	7
2.1.2. Conceitos básicos	7
2.1.3. Troca de calor	10
2.1.4. Ciclos de refrigeração.....	13
2.1.5. Os sistemas de condicionamento de ar.....	14
2.1.6. Sistema VRV/VRF	16
2.1.6.1. Características do sistema VRV/VRF.....	16
2.1.6.2. Vantagens do sistema VRV/VRF.....	19
2.1.6.3. Desvantagens do sistema VRV/VRF	21
2.2. Dimensionamento do sistema de refrigeração	23
2.2.1. Condições arquitectónicas	23
2.2.2. Cálculo da carga térmica	24
2.2.2.1. Cálculo da carga térmica na sala de estar.....	24
2.2.2.2. Cálculo da carga térmica na cozinha.....	28
a) Cálculo das cargas térmicas transmitidas nas paredes, tecto e piso.	28
2.2.2.3. Cálculo da carga térmica na suite 1.....	31
a) Cálculo das cargas térmicas transmitidas nas paredes, tecto e piso.	31
2.2.2.4. Cálculo da carga térmica na suite 2.....	34

g) Cálculo das cargas térmicas transmitidas nas paredes, tecto e piso.	34
2.2.2.5. Cálculo da carga térmica das casas de banho.....	36
2.2.2.6. Resultado do cálculo	37
2.2.3. Selecção de equipamentos	37
2.2.4. Disposição dos equipamentos.....	41
2.3. Análise da viabilidade técnica e económica entre o sistema VRV e o Sistema Split...	43
2.3.1. Análise da viabilidade técnica	45
2.3.2. Análise da Viabilidade Económica.....	46
Capítulo III.....	52
3.1. Conclusões	52
3.2. Referências bibliográficas.....	54

Índice de figuras

Figura 1: Organograma da empresa.....	2
Figura 2: Fluxo de calor na direcção da temperatura decrescente (ÇENGEL, 2012).....	7
Figura 3: Experimento de Torricelli (ÇENGEL, 2012).....	9
Figura 4: Diagrama de Mollier (P x h) para o refrigerante R-22 (ÇENGEL, 2012).....	10
Figura 5: Mudanças de fase (ÇENGEL, 2012).....	12
Figura 6: Ciclo básico de refrigeração (ÇENGEL, 2012).....	13
Figura 7: Ciclo de compressão mecânica de vapor (ÇENGEL, 2012).....	14
Figura 8: Exemplo de sistema de expansão directa (ÇENGEL, 2012).....	15
Figura 10: Exemplo de unidade exterior do sistema VRV.....	17
Figura 11: Exemplo de unidades interiores do sistema VRV.....	18
Figura 9: Planta do apartamento (Autor).....	23
Figura 12: Disposição das unidades no apartamento.....	42

Índice de tabelas

Tabela 1: Lista dos equipamentos e suas potências.....	27
Tabela 2: Dados das lâmpadas.....	29
Tabela 3: Lista dos equipamentos eléctricos da cozinha e suas respectivas potências.....	30
Tabela 4: Dados das lâmpadas da suite 1.....	32
Tabela 5: Lista dos equipamentos eléctricos da suite e suas respectivas potências.....	33
Tabela 6: Dados das lâmpadas da suite 2.....	35
Tabela 7: Lista dos equipamentos eléctricos da suite e suas respectivas potências.....	35
Tabela 8: Resultado do cálculo.....	37
Tabela 9: Especificações técnicas da RXYSQ8TY1 – Fonte: Catálogo de Engenharia.....	39
Tabela 10: Especificações técnicas da FXAQ32A e da FXAQ63A – Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin.....	40

Tabela 12: Especificações técnicas da FXHQ100A – Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin	40
Tabela 13: Relação da potência e quantidade dos equipamentos	45
Tabela 14: Custo de aquisição e instalação dos equipamentos VRF/VRV	46
Tabela 15: Custo de aquisição e instalação dos equipamentos do tipo Split System	47
Tabela 16: Consumo de energia dos equipamentos VRF	48
Tabela 17: Consumo de energia dos equipamentos Split System.....	48
Tabela 18: Cálculo de investimento inicial e Receitas de investimento	49

Símbolos

➤ Gregos

Símbolo	Unidade	Designação
Δ	-	Delta
ε	-	Emissividade
σ	W/m^2K^4	Constante de Stefan - Boltzman

➤ Romanos

Símbolo	Unidade	Designação
A	m^2	Área
C _o	Kcal	Calor de ocupação
FD	$Kcal/m^2 \times 24h$	Factor de dispersão
h	$w/m^2 \cdot K$	Coefficiente de transferências de calor por convecção
K	w/mK	Condutividade térmica
L	m	Espessura da parede
N _p	-	Número de pessoas
P	w	Potência
Q	Kcal/h	Quantidade de calor infiltrado
T	°C	Temperatura
T _u	h	Tempo de utilização

Resumo

Os sistemas de climatização em edificações estão presentes na rotina de todas as pessoas. Qualquer estabelecimento seja ele **residencial, comercial** ou industrial, que ofereça conforto térmico para seus ocupantes, tem por trás um grande sistema de refrigeração projetado e construído através de técnicas e conceitos de engenharia. Os projetos de climatização não se limitam apenas a oferecer temperaturas agradáveis aos ambientes, mas também a alta qualidade do ar e eficiência energética dos sistemas. Este trabalho de conclusão de curso visa propor através de cálculos de carga térmica, selecção correcta de equipamentos, dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar e desenhos do sistema num apartamento no 8º andar de um apartamento na cidade de Maputo.

Palavras-chave: Climatização, Projeto de ar condicionado, Sistemas de climatização, refrigeração.

Capítulo I

1.1. Apresentação da empresa

Politérmica Moçambique é uma empresa pertencente a empresa portuguesa Politérmica Engenharia, especializada no desenvolvimento de soluções inovadoras nas instalações especiais *MEP-Mechanical, Electrical, and Plumbing*.

Com vasta experiência, *know-how*, competência técnica e profundo conhecimento do mercado, a politérmica Engenharia conquistou o seu espaço no mercado nacional e internacional.

A isso deveu – se a experiência trazida pelo caminho trilhado, os valores pelos quais se rege e o foco que mantém na sua missão: atender às exigências do mercado e dos clientes, superando expectativas e criando valor acrescentado.

O escritório em Moçambique localiza-se na Cidade de Maputo, bairro da Coop.

Tem em seu portefólio instalações de aparelhos de climatização nas seguintes instituições:

- Banco de Moçambique;
- Hotel Stay Easy;
- Banco Standard Bank;
- Shopping 24;
- Fabica da Coca-Cola na Matola Gare.

Entre outros.

ORGANIGRAMA

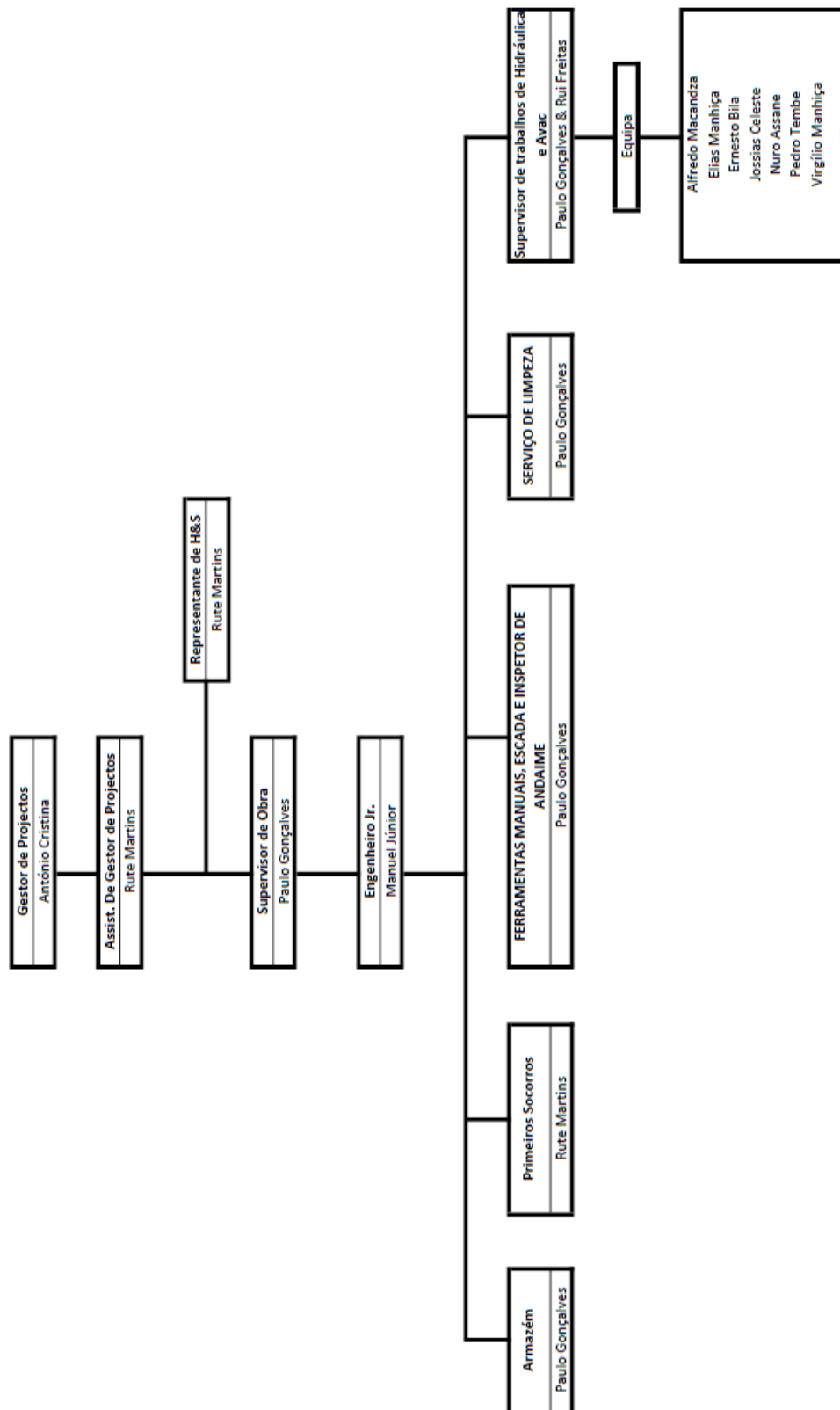


Figura 1: Organograma da empresa

1.2. Introdução

O estudo de transferência de calor é uma das mais importantes áreas da engenharia. Devido ao avanço de conhecimento nessa área e a maior compreensão desses fenômenos o ser humano revolucionou sua indústria, seu modo de armazenar e transportar alimentos, por exemplo, e principalmente criou a condição de conforto térmico nos ambientes.

A preocupação com economia de energia é cada vez maior atualmente e os sistemas de condicionamento de ar são o grande alvo quando se deseja reduzir esse consumo em uma construção. Ela se torna ainda mais relevante onde os sistemas de condicionamento de ar são imprescindíveis e funcionam exaustivamente a fim de atender a carga térmica do ambiente e proporcionar o desejado conforto térmico.

Modernos sistemas e equipamentos de condicionamento de ar estão disponíveis no mercado e altos investimentos são feitos para atender as necessidades dos clientes e obter um melhor aproveitamento de energia. Os recentes sistemas de VRV/VRF (variação de fluxo de refrigerante), que surgiram na década de 90, chegaram ao mercado com a promessa de proporcionar melhor aproveitamento de energia e mais conforto, se adaptando bem as variadas

condições de cargas. É notado também que a grande maioria desses sistemas não utiliza a água como fluido primário ou secundário em seus ciclos, o que pode acarretar em uma grande perda de energia, visto que o ar troca calor com muito mais dificuldade que a água. A seleção desses equipamentos torna-se muitas vezes difícil, uma vez que os grandes fornecedores tendem a vender aqueles equipamentos que são mais interessantes comercialmente. Como é um sistema novo para muitos instaladores e clientes apresenta uma resistência natural para ser aceito e é tido por alguns como uma tecnologia incerta e cara.

1.3. Objectivo

1.3.1. Geral

➤ A projecção de um sistema de ar confortável ao corpo humano equipado por auto-regulação de fluxo refrigerante.

1.3.2. Específicos

- Calcular as cargas térmicas em cada compartimento do apartamento;
- Calcular os custos de instalação do sistema.
- Analisar a viabilidade técnica e económica de instalação do sistema que vem sendo proposto corriqueiramente atualmente pelos grandes fabricantes internacionais em comparação com o sistema convencional.

1.4. Justificativa

Opta – se pelo dimensionamento deste sistema devido a limitação de espaço livre no apartamento para acomodar várias unidades exteriores, pois foram feitas mudanças estruturais nos locais que resultaram na eliminação da única varanda existente e sem outros de fácil acesso. E no sistema de *Variação de Fluxo Refrigerante* ou *Volume de Refrigerante Variável* (VRF/VRV) uma unidade exterior pode operar diversas unidades interiores ao mesmo tempo.

E também por:

➤ **Eficiência energética:** Os sistemas VRF consomem menos energia por vários motivos. Uma das razões é que esses sistemas são projectados para fornecer apenas a quantidade exacta de resfriamento necessária de acordo com as condições actuais do espaço. Isso implica que o sistema funciona com menos frequência e com potência reduzida;

- **Ser um sistema inteligente para a detecção de falhas** que informa sobre anormalidades no funcionamento;

➤ **Menos tempo de inatividade:** Como o sistema VRF foi projectado para funcionar apenas quando necessário e sob condições de carga parcial, há menos desgaste nas peças. Isso significa menos avarias. Além disso, se algo der errado com uma unidade, geralmente as outras não são afectadas. Isso significa que todo espaço não ficará sem ar condicionado de uma só vez;

➤ **Silencioso:** quando comparado a um ar condicionado tradicional, este sistema é mais silencioso. Está apto para espaços domésticos ou de trabalho.

➤ A instalação poder ser feita em imóveis já construídos sem a necessidade de ductos. A conexão das diversas unidades evaporadoras e condensadora se dá por meio de tubos de cobre e ramificações;

➤ Possibilitar a instalação de mais de 60 unidades internas;

➤ Atender longas distâncias com até mil metros de tubagem.

1.5. Metodologia

Para a realização do trabalho recorreu – se a:

- Consulta bibliográfica;
- Cálculos manuais;
- Sessões de consulta aos supervisores e aos professores da Faculdade de

Engenharia da UEM.

- Notas das aulas durante o curso.

Capítulo II

2.1. Revisão bibliográfica

2.1.1. Importância da refrigeração

A refrigeração é uma área de engenharia de extrema importância nos dias de hoje e está presente em diversos campos, como climatização de ambientes, condicionamento e transporte de alimentos, área medicinal e indústria em geral.

2.1.2. Conceitos básicos

Para iniciarmos nosso estudo a respeito da climatização de ambientes primeiro precisamos estabelecer alguns conceitos básicos a respeito desse fenómeno.

➤ O Calor

Segundo Çengel (2012) o calor é definido como: “a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles”. A segunda lei da termodinâmica estabelece que o fluxo de calor ocorre na direcção da maior para menor temperatura como ilustrado na figura abaixo;

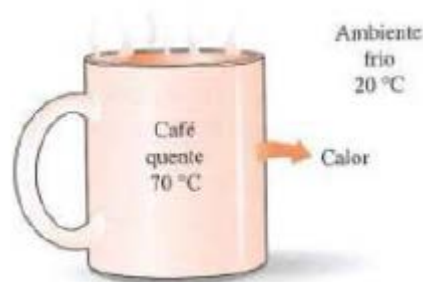


Figura 2: Fluxo de calor na direcção da temperatura decrescente (ÇENGEL, 2012)

➤ **Trabalho**

Segundo, Çengel (2012) trabalho é a troca de energia entre dois sistemas termodinâmicos, em razão da movimentação de suas fronteiras, e em refrigeração, por exemplo, tem-se a compressão de um fluido refrigerante dentro de um compressor como a maior expressão da transformação de energia eléctrica em mecânica;

➤ **Potência**

Em climatização as formas mais comuns de se expressar potência são através de Btu/h (Unidade Térmica Britânica por hora), CV (Cavalo Vapor), kcal/h (quilocalorias por hora) e principalmente TR que equivale a 12.000 Btu/h;

➤ **Temperatura**

Segundo, Çengel (2012) Temperatura é uma medida associada ao grau de agitação molecular de um corpo e pode ser expressa através de diversas escalas como Kelvin, Celsius, Fahrenheit e Rankine. Ao longo deste trabalho as temperaturas serão apresentadas apenas nas escalas Celsius e Fahrenheit que são as mais utilizadas no mundo;

➤ **Pressão**

Segundo Silva (2003) pressão é definido como a componente normal de uma força aplicada por unidade de área superficial. É importante lembrar que a pressão actuando em um ponto de um fluido é igual em todas as direcções. Pressão é comumente medida com referência a pressão atmosférica (101,3 kPa) ao nível do mar, esse valor foi encontrado através de experimentos realizados por Torricelli usando mercúrio e um tubo de vidro conforme a figura abaixo. Essa pressão em relação a atmosférica é chamada de pressão relativa ou manométrica e as suas principais unidades são o psi (Pounds per Square Inch/Libra por polegada ao quadrado), Pa(Pascal), atm(atmosfera) e bar (do grego barys, significando "pesado").

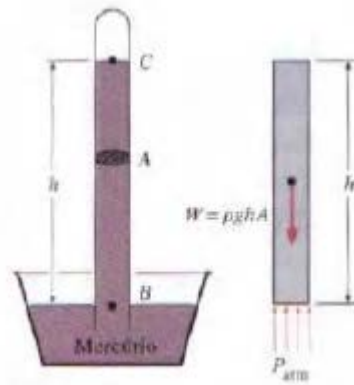


Figura 3: Experimento de Torricelli (ÇENGEL, 2012)

➤ **O calor específico**

Segundo Çengel (2012), é a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de uma unidade de massa, em um grau. Sua principal unidade no SI é a kcal/kg°C.

➤ **A entalpia e a entropia**

A entalpia indica o nível de energia que se encontra a substância. A entropia resumidamente depende do estado do sistema e está associada a eficiência das transformações. Esses valores de entalpia e entropia são encontrados em tabelas termodinâmicas representados pelas letras “h” e “s” e suas unidades kJ/kg e kJ/kgK respectivamente. Ciclos de refrigeração são comumente apresentados em termodinâmica na forma de diagramas como, por exemplo, o de pressão versus entalpia do refrigerante R-22 mostrado na figura abaixo abaixo. O uso destes diagramas como o de Mollier é muito conveniente devido a trabalharmos quase sempre com substâncias puras.

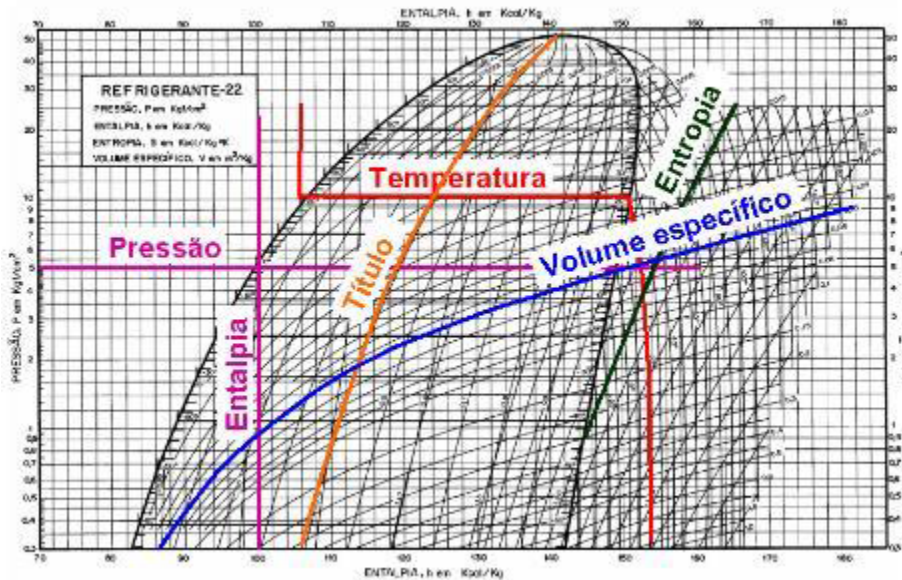


Figura 4: Diagrama de Mollier (P x h) para o refrigerante R-22 (ÇENGEL, 2012)

➤ Volume de controlo

Volume de controlo pode ser definido por um sistema aberto que permite a variação de sua massa.

2.1.3. Troca de calor

Segundo Bohn e Kreith (2011): “Sempre que existir um gradiente de temperatura dentro de um sistema ou que dois sistemas a diferentes temperaturas forem colocados em contacto, haverá transferência de energia. O processo pelo qual a energia é transportada chama-se transferência de calor.”

Sistemas de climatização são grandes exemplos de aplicação de troca de calor por isso precisaremos definir aqui os principais conceitos dessa área.

A troca de calor entre corpos pode ser de forma sensível ou latente, sendo o primeiro quando a temperatura do corpo é modificada e o segundo quando ocorre modificação do estado físico (troca de fase).

Sempre que existir diferença de temperatura em um ou mais meios, haverá, necessariamente, transferência de calor. Essa troca de calor ocorre por três diferentes processos sendo eles condução, convecção e radiação.

Incropera (2008) esclarece que a condução é a transferência de energia de partículas mais energéticas para partículas com menor energia de uma substância devido a interação. Basicamente a condução é a transferência de calor que ocorrerá através do meio. A troca de calor por condução pode ser calculada através da relação a seguir:

$$Q=k*A*\Delta T/L , (W)$$

No qual:

k – condutividade térmica, (W.m⁻¹.K⁻¹)

A – Área, (m²)

ΔT – diferença de temperatura, (K)

L – espessura

Ainda segundo Incropera (2008) a convecção é a transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório e também a energia transferida através do movimento macroscópico do fluido. O cálculo de troca de calor por convecção é dado por:

$$Q=hA (Ts- T\infty), (W)$$

Em que:

h – coeficiente de transferência de calor por convecção , (W.m⁻².K⁻¹)

A – Área , (m²)

Ts – temperatura da superfície, (K)

T ∞ – temperatura do fluido, (K)

Já a radiação é a energia emitida pela matéria que se encontra em uma determinada temperatura não nula e dispensa um meio material para propagação pois sua energia é transportada por ondas electromagnéticas, como lembra Incropera (2008). Para troca de calor por radiação temos a seguinte expressão:

$$Q = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{viz}^4)$$

Onde:

ε – emissividade

σ – constante de Stefan-Boltzmann, ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$)

A – Área, (m^2)

T_s – temperatura da superfície, (K)

T_{viz} – temperatura da vizinhança, (K)

Muitas das vezes os cálculos de transferência de calor envolvem os três modos simultaneamente, para isso pode-se usar um coeficiente global de transferência de calor (U).

Troca de calor pode gerar mudanças de fase como ilustrado na figura abaixo. Na natureza a matéria se encontra nas fases sólida, líquida e gasosa e pode mudar de estado termodinâmico através da aplicação de energia, como ensina.

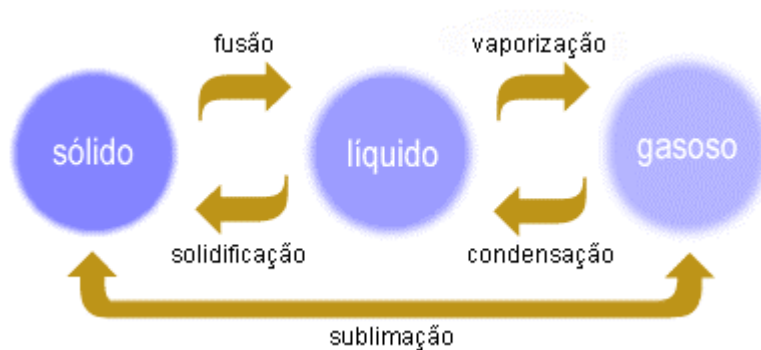


Figura 5: Mudanças de fase (ÇENGEL, 2012)

Os ciclos de refrigeração trabalham com essas mudanças de fase dos fluidos refrigerantes aproveitando a dissipação térmica que ocorre nos processos.

2.1.4. Ciclos de refrigeração

Um ciclo básico de refrigeração é mostrado na figura abaixo, onde podemos considerar três volumes de controlo na condensação, evaporação e compressão e ainda visualizar os quatro pontos (A, B, C e D) no diagrama pressão x entalpia que representam os quatro estados termodinâmicos do fluido refrigerante durante o ciclo.

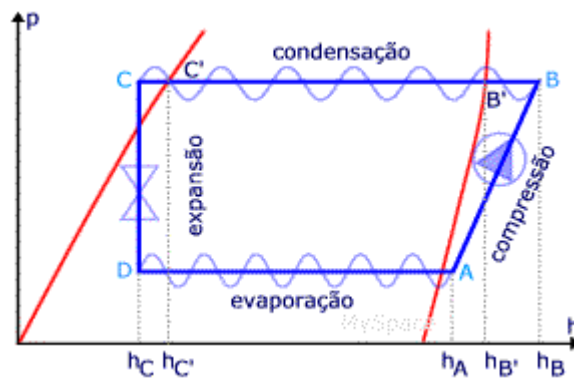


Figura 6: Ciclo básico de refrigeração (ÇENGEL, 2012)

Existem diversos processos de refrigeração como a refrigeração por compressão mecânica de vapor, por absorção de vapor e termoelétrica, por exemplo. Nesse estudo iremos abordar apenas a compressão de vapor por ser o meio de operação da maioria dos refrigeradores comuns.

Basicamente o ciclo de compressão mecânica de vapor possui quatro componentes principais sendo eles o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão como ilustrado na figura abaixo. Neste processo um fluido refrigerante circula no interior de uma tubulação e sofre transformações termodinâmicas gerando troca de calor e trabalho.

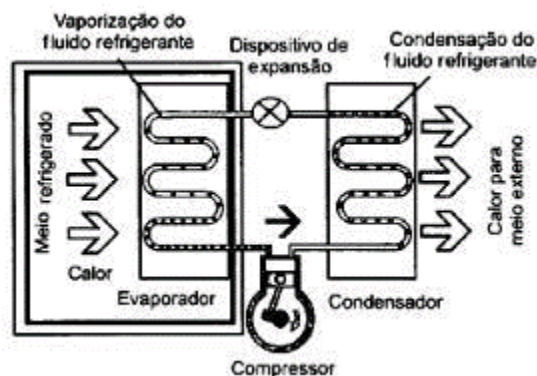


Figura 7: Ciclo de compressão mecânica de vapor (ÇENGEL, 2012)

2.1.5. Os sistemas de condicionamento de ar

Existem diversas aplicações para os sistemas de condicionamento de ar como câmaras e transporte frigoríficos, bebedouros, secadoras, geladeiras, ar condicionado, etc. Podemos classificar as utilizações dos princípios desses equipamentos na área comercial, industrial e para o conforto térmico de locais ocupados por pessoas. Aqui nesse trabalho focaremos nossa atenção as máquinas de condicionamento de ar voltadas apenas para o conforto térmico de ambientes com pessoas.

Sistemas de ar condicionado para conforto térmico podem ser classificados por alguns critérios. Uma das principais classificações é quanto ao tipo do sistema que pode ser de expansão directa, quando a serpentina do condicionador recebe directamente do recinto ou através de ductos a carga de ar frio ou quente e sistemas de expansão indirecta, quando a serpentina do condicionador utiliza um meio intermediário (água normalmente) para retirar a carga térmica que é transmitida pelo ar. Na Figura 7 abaixo um exemplo de um ciclo que utiliza expansão directa em que o evaporador troca directamente o calor com o ambiente.

Condenser may be water-cooled or air-cooled.

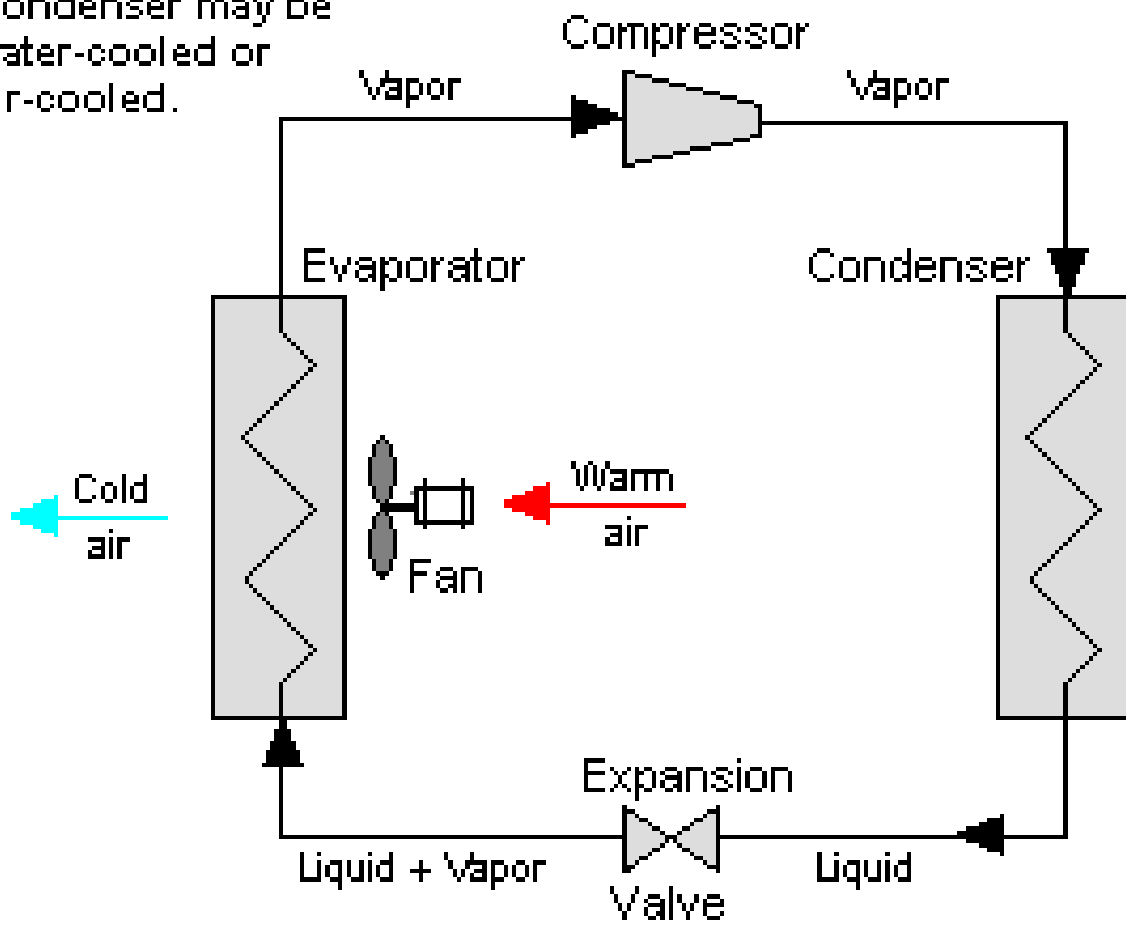


Figura 8: Exemplo de sistema de expansão directa (ÇENGEL, 2012)

2.1.6. Sistema VRV/VRF

É um sistema de expansão direta, com condensação a ar, baseado em um ciclo termodinâmico reverso ao de Rankine por compressão mecânica de vapor. O vapor neste caso é o fluido refrigerante que escoar na tubulação em estado gasoso antes da compressão ou líquido antes da expansão. Introduzido no Japão há mais de 20 anos, vem crescendo sua participação no mercado americano, europeu e também brasileiro. Possui alta flexibilidade, podendo se adaptar à cargas parciais devido seu controle de capacidade, proporcionando economia de energia e outros benefícios.

O sistema é modular, composto por unidades externas e unidades internas. Nas unidades externas se localizam os condensadores e compressores, e nas unidades internas se encontram o evaporador, ventilador e válvula de expansão.

2.1.6.1. Características do sistema VRV/VRF

A principal característica deste sistema, e que dá nome a ele, é a vazão de fluido refrigerante controlada, porém existem muitas outras características a serem relevadas, desde o controle e gerenciamento por software até a mobilidade de instalação. No sistema VRV/VRF, a vazão do fluido refrigerante é variada para cada evaporador de acordo com a necessidade de resfriamento ou aquecimento do ambiente, com maior ou menor carga térmica, conforme o período do dia ou ocupação, por exemplo. Desta forma o compressor, localizado na unidade externa, possui um controle de capacidade e se adapta a carga, economizando energia. Como seu acionador é um motor elétrico é possível obter essa variação de vazão através de um variador de frequência que controla sua rotação. Sua variação de capacidade varia linearmente com a frequência de rotação.

A unidade externa, também chamada de unidade condensadora, está ilustrada na figura abaixo, retirada do catálogo do fabricante Daikin. Basicamente são compostas por um trocador de calor (condensador), um controlador eletrônico para ajuste da capacidade do compressor e

ventiladores axiais para troca de calor por convecção forçada e compressores. Podem possuir um ou mais compressores, sendo todos com vazão variável, ou apenas um, por exemplo. O motivo de termos sistemas como apenas um compressor com controle de capacidade é que a carga térmica total em geral não passa de um valor mínimo e assim o compressor de vazão variável pode adaptar o sistema à variação de carga ainda que os outros compressores funcionem em carga total.

Os compressores aplicados nesse tipo de sistema são do tipo caracol (scroll) ou parafuso (screw). Com poucas partes móveis são bastante confiáveis e sua contínua compressão garante baixos níveis de ruído e vibração. A geometria de construção dele impede o vazamento de fluido refrigerante. A figura a seguir ilustra um modelo de compressor scroll do fabricante Daikin.



Figura 9: Exemplo de unidade exterior do sistema VRV

Fonte: Catálogo Daikin

As unidades internas são as que tratam o ar do ambiente, elas contêm o evaporador e o ventilador para insuflamento do ar ao recinto. Podendo ser dutadas ou não, a maioria das

instalações não utiliza dutos para insuflamento do ar, este é insuflado diretamente a partir da unidade interna. Para cada tipo de ambiente pode ser selecionado um modelo de unidade interna com a evaporadora, sem a necessidade de serem pré-determinadas e fixas pela unidade externa. Diversos modelos e capacidades estão disponíveis. A *Figura 11* ilustra alguns modelos mais comercializados de unidades internas.



Figura 10: Exemplo de unidades interiores do sistema VRV

As unidades internas podem ser selecionadas independentemente das unidades externas. A soma de suas capacidades não precisa ser a mesma da capacidade nominal da unidade externa, podendo variar de cerca de 5% a 10% dependendo do fabricante e modelo adotado.

As válvulas de expansão utilizadas não são convencionais. As válvulas de expansão controlam a vazão de refrigerante para o evaporador a fim de proporcionar a mudança de fase

do fluido e a remoção de calor do ambiente. As válvulas convencionais são do tipo termostáticas e possuem funcionamento independente da operação do compressor, com a variação da carga do ambiente as válvulas mecânicas podem não controlar corretamente o grau de superaquecimento do gás, reduzindo a capacidade de refrigeração ou pior, deixando o fluido atingir o compressor de forma líquida, o que reduz a vida do compressor. A válvula de expansão utilizada é do tipo eletrônica, onde o grau de superaquecimento do fluido é controlado de forma mais apurada, através de um motor elétrico.

2.1.6.2. Vantagens do sistema VRV/VRF

A variação do fluxo de fluido refrigerante implica em algumas vantagens claras.

A maior e a mais atraente delas é a economia de energia proporcionada pelo compressor com variação de capacidade. Como não há desativação do acionador do compressor, no caso, o motor elétrico, podemos obter um consumo menor que no sistema convencional onde o compressor é activado e desactivado. Ao ser reactivado o compressor precisa comprimir o gás novamente até a pressão desejada, ocorrendo perdas de energia. Além disso, o sistema sem dutos de insuflamento também é mais vantajoso do ponto de vista energético uma vez que os dutos do sistema de insuflamento acrescentam perdas por atrito no escoamento do ar e perdas de calor para as paredes do duto. Ainda sobre o compressor, ao desativá-lo é necessário um certo tempo até que as pressões de sucção e descarga atinjam um determinado valor pois o compressor e o acionador elétrico podem ser danificados ao ser acionados com alta diferença de pressão. Podemos concluir que a vida útil tende a ser maior para compressores com funcionamento contínuo e vazão variável e também para seus acionadores, os motores elétricos.

Do ponto de vista do conforto térmico, podemos citar a vantagem de podermos definir a temperatura de conforto diferente para cada ambiente e também uma menor oscilação da temperatura interna, pois o sistema de controle, através dos sensores de temperatura, pode

ajustar a vazão necessária para se atingir a temperatura requerida de conforto, desta forma o índice de pessoas não satisfeitas tende a reduzir.

A unidade externa entrega fluido comprimido por apenas uma entrada e uma saída de fluido refrigerante, não havendo necessidade de linhas em paralelo com um par para cada evaporador existente, pois o sistema ajusta e controla automaticamente a vazão do refrigerante para cada evaporador através de pontos com juntas especiais, reduzindo assim as perdas de cargas e perdas de calor para o ambiente devido ao menor comprimento total da linha, além da redução de custo de instalação. Essas juntas especiais são chamadas REFNET, que devido a sua concepção conseguem manter a vazão do fluido igual em cada saída, ainda que haja diferentes perdas de carga no trecho e um pequeno diâmetro da tubulação, que agrava ainda mais o problema da perda de carga.

Além dessas vantagens energéticas e de conforto, é possível notar que o sistema se adapta a mudanças de arquitetura ou expansão da construção com maior facilidade que em um sistema convencional, pois as unidades internas são modulares e geralmente expostas, bastando deslocar a linha de fluido refrigerante e instalar a unidade interna em um novo local. Num sistema convencional os dutos de insuflamento e retorno de ar são fixos. A instalação do sistema é mais prática também, pois suas unidades são leves e compactas, podendo ser facilmente transportadas. A sua eletrônica embutida torna o sistema quase plug-and-play.

A manutenção do sistema é mais fácil e prática que em um sistema de água gelada, por exemplo. Por ser um sistema de expansão direta, envolve menos equipamentos e requer menor esforço para manutenção.

O custo de instalação inicial em uma nova construção é reduzido.

A existência de mais de um compressor na unidade externa faz com que o sistema torne-se ainda mais confiável, pois se um único compressor apresentar falha, a capacidade de pico

do sistema é perdida, mas o sistema pode ainda continuar trabalhando atendendo uma carga parcial e a manutenção pode ser feita sem parar o sistema.

Como possuem ampla eletrônica embutida para controle do funcionamento do sistema, as unidades são gerenciadas por uma central eletrônica que ligada a um software gerência todo o sistema de condicionamento de ar, além de outros equipamentos se desejado, como portões, luzes e elevadores. É possível, por exemplo, fixar horários de funcionamento para as unidades internas e temperaturas máximas e mínimas dos ambientes condicionados independentemente. O controle, monitoração e diagnóstico ainda pode ser feito remotamente via Internet, seja pelos fabricantes ou pelos clientes.

Para sistemas que trabalham com carga parcial na maior parte do tempo, o controle eletrônico torna-se ainda mais relevante, pois é preciso modular todo sistema.

A válvula de expansão eletrônica dos evaporadores permite um controle de consumo de fluido refrigerante, isto é, é possível controlar o consumo de uma unidade interna por meio da central eletrônica. Caso um ambiente esteja consumindo mais que o previsto é possível verificar o que há de errado localmente, como infiltrações ou alta ocupação, e assim rever o sistema. Outra vantagem deste fato é que é possível tarifar um ambiente conforme o seu consumo. Ideal para hotéis ou escritórios específicos.

2.1.6.3. Desvantagens do sistema VRV/VRF

Dentre as características técnicas do sistema VRV/VRF, podemos relevar algumas desvantagens em relação a um sistema convencional. Por possuírem grande eletrônica embutida, requerem softwares de diagnóstico próprios dos fabricantes e treinamento específico. Muitos clientes podem ver o sistema como promessa para o futuro e não como realidade, uma vez que ainda são encontrados problemas de difícil solução quando estes são oriundos de seus controladores eletrônicos.

Longas linhas de fluido refrigerante precisam ser conectadas a todas unidades internas e seus evaporadores. O que pode proporcionar maior probabilidade de vazamento de fluido.

Por ser um projeto mais robusto, não são todos os instaladores que possuem qualificação para instalação e manutenção do sistema. Por isso, é importante prever os investimentos necessários.

No que diz respeito a instalação também existem algumas desvantagens, como é sabido as unidades internas produzem água condensada e como nesse tipo de instalação existem um ou mais evaporadoras para cada ambiente, cada uma delas requer a existência de um dreno para essa água. Ou seja, as unidades precisam estar conectadas a uma rede de drenagem do sistema.

2.2. Dimensionamento do sistema de refrigeração

2.2.1. Condições arquitectónicas

Os dados de arquitectura do projecto foram obtidos através de medições feitas no local. Trata-se de um apartamento no lado posterior do prédio do Polana Shopping no 8º andar. Todos os ambientes serão considerados como condicionados, com excepção das casas de banho, que terão apenas a ventilação natural pelas janelas.



Figura 11: Planta do apartamento (Autor)

- A espessura das paredes externas é de 0.20m;
- A espessura das paredes internas é de 0.15m;
- A altura do chão ao tecto é 3.8m;
- A altura do chão ao tecto falso é de 3.2m.

2.2.2. Cálculo da carga térmica

A carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente, que deve ser retirada no processo de resfriamento ou colocada quando é aquecimento no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejada ou manter as condições ambientes adequadas para a conservação de um produto ou para realização de um processo de fabricação.

As cargas térmicas externas estão associadas as trocas de calor através da envolvente exterior da zona onde se situa o estabelecimento. São cargas resultantes do fluxo de calor através das paredes, tecto, pavimento, renovação de ar, aberturas da porta e outros factores.

2.2.2.1. Cálculo da carga térmica na sala de estar

a) Cálculo das cargas térmicas transmitidas nas paredes, tecto e piso.

$$Q = A \times FD \quad (\text{eq.1})$$

Onde:

Q - Quantidade de calor transferido [Kcal/24h];

A - Área da superfície externa da parede [m^2], é a área de transferência de calor, ou seja, a área que estará em contacto com o ar do compartimento;

FD - Factores de dispersão [$Kcal/m^2 \times 24h$].

Da figura 9 (planta do edifício), tem – se que $A = 31.5 m^2$

Da tabela 1 de [3] tem – se:

$$FD = 48 \text{ Kcal/m}^2 \quad 24h$$

$$Q_1 = 31.5 \times 48$$

$$Q_1 = 1512 \text{ Kcal/h}$$

b) Cálculo das cargas térmicas transmitidas pelas janelas e portas

Cada vez que a porta e a janela do compartimento são abertas, o ar externo quente se infiltra no compartimento e deve ser resfriado nas condições internas aumentando por consequência a carga térmica total.

Da tabela de [5], têm – se:

$$Q_{Sol.Manhã} = 640 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{Sol.Tarde} = 848 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{porta} = 375 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_2 = Q_{Sol.Manhã} + Q_{Sol.Tarde} + Q_{porta}$$

$$Q_2 = 640 + 848 + 375$$

$$Q_2 = 1863 \text{ Kcal/h}$$

c) Carga de ocupação (pessoas)

$$Q_3 = N_p \times C_o \times T_p \quad (\text{eq.3})$$

Ou pela tabela 30.6 de [4]

Da tabela 30.6 de [4], tem – se:

$Q = 100 \text{ Kcal/h}$, para uma pessoa sentada ou em movimento lento.

A sala tem capacidade máxima para 6 pessoas, então:

$$Q_3 = 100 \times 6 = 600 \text{ Kcal/h}$$

d) Carga de iluminação

O tipo de lâmpadas e o tipo de luz podem resultar em cargas térmicas apreciáveis de acordo com o tipo a ser empregada, a carga térmica no interior da câmara será menor para os de sódio, pouco menor quando se trata de vapor de mercúrio ou fluorescente sendo praticamente o dobro no caso de incandescente.

$$Q_4 = P \times 860[\text{Kcal/h}] \times n \times Tu \quad (\text{eq. 4})$$

Onde:

Q_4 — quantidade de calor devido a iluminação

n - Número de lâmpadas;

P – Potencia da lâmpada (kw);

860 kcal/h – Factor de conversão kw/kcal;

A – Área;

T_u - Tempo de utilização [h].

A potência das lâmpadas é de 60W, e na sala estão instaladas 6 lâmpadas, então:

$$Q_4 = 0.06 \times 860 \times 6 \times 1$$

$$Q_4 = 309.6 \text{ Kcal/h}$$

e) Carga térmica dos equipamentos

Listas dos equipamentos e respectivas potências

Tabela 1: Lista dos equipamentos e suas potências

Nome do equipamento	Potência [kW]
Televisor	0.12
Decoder	0.072
Reprodutor Mp3	0.02

Da equação 4, tem – se:

$$Q_5 = (0.12 + 0.072 + 0.02) \times 860 \times 1$$

$$Q_5 = 182.32 \text{ Kcal/h}$$

f) Carga térmica total

Somando – se o calor calculado em cada item, será obtida a carga total requerida, ou seja, o calor que deverá ser removido diariamente da câmara frigorífica para manter nela a temperatura do projecto.

A carga térmica total é dada por:

$$Q_{total'} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (\text{eq. 5})$$

$$Q_{total'} = 1512 + 1863 + 600 + 309.6 + 182.32$$

$$Q_{total'} = 4466.92 \text{ Kcal/h}$$

O factor de segurança é de 10%, então:

$$Q_{total} = 1.1 \times Q'_{total}$$

$$Q_{total} = 1.1 \times 4466.92 = 4913.61 \text{ Kcal/h}$$

1Kcal = 3.97 Btu/h, então:

$$Q_{total} = 3.97 \times 4913.61$$

$$Q_{total} = 19507.04 \text{ Btu/h}$$

A carga térmica do aparelho de condicionamento de ar deverá ser de 24 000 Btu/h.

2.2.2.2. Cálculo da carga térmica na cozinha

a) Cálculo das cargas térmicas transmitidas nas paredes, tecto e piso.

A área da cozinha é de 13.65 m².

Da tabela 1 de [3], tem – se:

$$FD = 48 \text{ Kcal/m}^2 \quad 24h$$

Então:

$$Q_1 = A \times FD = 13.65 \times 48$$

$$Q_1 = 655.2 \text{ Kcal/h}$$

b) Cálculo das cargas térmicas transmitidas pelas janelas e portas

Da tabela de [5], têm – se:

$$Q_{Sol.Manhã} = 444 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{Sol.Tarde} = 820 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{porta} = 375 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_2 = Q_{Sol.Manhã} + Q_{Sol.Tarde} + Q_{porta}$$

$$Q_2 = 444 + 820 + 375$$

$$Q_2 = 1639 \text{ Kcal/h}$$

c) Carga de ocupação (pessoas)

Da tabela 30.6 de [4], tem – se:

$Q = 166.5 \text{ Kcal/h}$, Para uma pessoa em exercício físico moderado.

A sala tem capacidade máxima para 6 pessoas, então:

$$Q_3 = 166.5 \times 6$$

$$Q_3 = 999 \text{ Kcal/h}$$

d) Carga de iluminação

Tabela 2: Dados das lâmpadas

Item	Potência [w]	Quantidade
Lâmpada	20	4

Tendo os dados acima e usando a equação 4, tem – se:

$$Q_4 = 0.02 \times 860 \times 4 \times 1$$

$$Q_4 = 68.8 \text{ Kcal/h}$$

e) Carga térmica dos equipamentos

Tabela 3: Lista dos equipamentos eléctricos da cozinha e suas respectivas potências

Nome do equipamento	Potência [W]
Chaleira eléctrica	1200
Aparelho de Microondas	900
Liquidificador	900
Torradeira	700
Total	3700

Da equação 4 tem – se:

$$Q_{equipamentos.eléctricos} = 3.7 \times 860 \times 1$$

$$Q_{equipamentos.eléctricos} = 3182 \text{ Kcal/h}$$

Da tabela 30.8 de [4]

$Q_{fogão} = 1512 \text{ Kcal}$ - Máxima carga térmica emitida pelo fogão a gás, então:

$$Q_5 = 3182 + 1512$$

$$Q_5 = 4694 \text{ Kcal/h}$$

f) Carga térmica total

$$Q_{total'} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

$$Q_{total'} = 655.2 + 1639 + 999 + 68.8 + 4694$$

$$Q_{total'} = 8056 \text{ Kcal/h}$$

O factor de segurança é de 10%, então:

$$Q_{total} = 1.1 \times Q'_{total}$$

$$Q_{total} = 1.1 \times 8056 = 8861.6 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{total} = 8861.6 \text{ Kcal/h}$$

1Kcal/h = 3.97 Btu/h, então:

$$Q_{total} = 3.97 \times 8861.6$$

$$Q_{total} = 35180.55 \text{ Btu/h}$$

A carga térmica do aparelho de condicionamento de ar deverá ser de 36 000 Btu/h.

2.2.2.3. Cálculo da carga térmica na suite 1

a) Cálculo das cargas térmicas transmitidas nas paredes, tecto e piso.

A área da cozinha é de 12.9 m².

Da tabela 1 de [3], tem – se:

$$FD = 48 \text{ Kcal/m}^2 \quad 24h$$

Então:

$$Q_1 = A \times FD = 12.9 \times 48$$

$$Q_1 = 619.2 \text{ Kcal/h}$$

b) Cálculo das cargas térmicas transmitidas pelas janelas e portas

Da tabela de [4], têm – se:

$$Q_{Sol.Manhã} = 320 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{Sol.Tarde} = 424 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{porta} = 250 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_2 = Q_{Sol.Manhã} + Q_{Sol.Tarde} + Q_{porta}$$

$$Q_2 = 320 + 424 + 250 = 994 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_2 = 994 \text{ Kcal/h}$$

c) Carga de ocupação (pessoas)

Da tabela 30.6 de [4], tem – se:

$Q = 100 \text{ Kcal/h}$, Para uma pessoa sentada ou em movimento lento.

O quarto tem capacidade máxima para 2 pessoas, então:

$$Q_3 = 100 \times 2 = 200 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_3 = 200 \text{ Kcal/h}$$

d) Carga de iluminação

Tabela 4: Dados das lâmpadas da suite 1

Item	Potência [w]	Quantidade
Lâmpada	10	4

Tendo os dados acima e usando a equação 4, tem – se:

$$Q_4 = 0.01 \times 860 \times 4 \times 1$$

$$Q_4 = 34.4 \text{ Kcal/h}$$

e) Carga térmica dos equipamentos

Tabela 5: Lista dos equipamentos eléctricos da suite e suas respectivas potências

Nome do equipamento	Potência [W]
Computador de mesa	300
Computador portátil	65
Total	365

Da equação 4 tem – se:

$$Q_5 = 0.365 \times 860 \times 1$$

$$Q_5 = 313.9 \text{ Kcal/h}$$

f) Carga térmica total

$$Q_{total'} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

$$Q_{total'} = 619.2 + 994 + 200 + 34.4 + 313.9$$

$$Q_{total'} = 2161.5 \text{ Kcal/h}$$

O factor de segurança é de 10%, então:

$$Q_{total} = 1.1 \times Q_{total'}$$

$$Q_{total} = 1.1 \times 2161.5$$

$$Q_{total} = 2377.65 \text{ Kcal/h}$$

1Kcal/h = 3.97 Btu/h, então:

$$Q_{total} = 3.97 \times 2377.65 = 9439.27 \text{ Btu/h}$$

A carga térmica do aparelho de condicionamento de ar deverá ser de 12 000 Btu/h.

2.2.2.4. Cálculo da carga térmica na suite 2

g) Cálculo das cargas térmicas transmitidas nas paredes, tecto e piso.

A área da cozinha é de 13.7 m².

Da tabela 1 de [3], tem – se:

$$FD = 48 \text{ Kcal/m}^2 \quad 24h$$

Então:

$$Q_1 = A \times FD = 13.7 \times 48$$

$$Q_1 = 657.6 \text{ Kcal/h}$$

h) Cálculo das cargas térmicas transmitidas pelas janelas e portas

Da tabela de [4], têm – se:

$$Q_{Sol.Manhã} = 320 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{Sol.Tarde} = 424 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{porta} = 250 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_2 = Q_{Sol.Manhã} + Q_{Sol.Tarde} + Q_{porta}$$

$$Q_2 = 320 + 424 + 250$$

$$Q_2 = 994 \text{ Kcal/h}$$

i) Carga de ocupação (pessoas)

Da tabela 30.6 de [4], tem – se:

$Q = 100 \text{ Kcal/h}$, Para uma pessoa sentada ou em movimento lento.

O quarto tem capacidade máxima para 2 pessoas, então:

$$Q_3 = 100 \times 2$$

$$Q_3 = 200 \text{ Kcal/h}$$

j) Carga de iluminação

Tabela 6: Dados das lâmpadas da suite 2

Item	Potência [w]	Quantidade [unidade]
Lâmpada	10	4

Tendo os dados acima e usando a equação 4, tem – se:

$$Q_4 = 0.01 \times 860 \times 4 \times 1$$

$$Q_4 = 34.4 \text{ Kcal/h}$$

k) Carga térmica dos equipamentos

Tabela 7: Lista dos equipamentos eléctricos da suite e suas respectivas potências

Nome do equipamento	Potência [W]
Computador de mesa	300
Computador portátil	65
Total	365

Da equação 4 tem – se:

$$Q_5 = 0.365 \times 860 \times 1$$

$$Q_5 = 313.9 \frac{Kcal}{h}$$

l) Carga térmica total

$$Q_{total'} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

$$Q_{total'} = 657.6 + 994 + 200 + 34.4 + 313.9$$

$$Q_{total'} = 2199.9 \text{ Kcal/h}$$

O factor de segurança é de 10%, então:

$$Q_{total} = 1.1 \times Q'_{total}$$

$$Q_{total} = 1.1 \times 2199.9 = 2419.89 \text{ Kcal/h}$$

1Kcal = 3.97 Btu/h, Então:

$$Q_{total} = 3.97 \times 2419.89$$

$$Q_{total} = 9606.96 \text{ Btu/h}$$

A carga térmica do aparelho de condicionamento de ar deverá ser de 12 000 Btu/h.

2.2.2.5. Cálculo da carga térmica das casas de banho

Nestes compartimentos não será necessário o cálculo da carga térmica por que usar – se – á a ventilação natural por meio de janelas.

2.2.2.6. Resultado do cálculo

Tabela 8: Resultado do cálculo

Compartimento	Carga térmica do aparelho de AC [Btu/h]
Sala	24 000
Cozinha	36 000
Suite 1	12 000
Suite 2	12 000

2.2.3. Selecção de equipamentos

Para este projeto iremos optar por um sistema moderno de condicionamento de ar conhecido como “Fluxo de Gás Refrigerante Variável” (VRF/VRV).

Será feita a selecção das unidades de acordo com a carga térmica e potência frigorífica calculada. A capacidade combinada das unidades internas pode ser igual, superior ou inferior à capacidade das unidades externas. O que se deve fazer é seleccionar primeiramente a unidade externa de acordo com a máxima carga calculada para um determinado horário, da construção como um todo, pois ela como ela irá atender a vários ambientes. Caso seleccionemos a unidade externa de acordo com a máxima carga de cada ambiente, iremos superdimensionar o sistema.

As unidades externas podem ser conectadas a qualquer tipo de unidade interna e em alguns casos a até 64 delas dependendo do modelo e do fabricante.

Os catálogos de engenharia dos fabricantes fornecem uma potência de refrigeração das unidades externas e unidades internas para determinadas temperaturas internas e externas. É preciso verificar a tabela de capacidade corrigida para saber se o equipamento atende as especificações do projeto.

Como foi calculado, para o apartamento temos que atender uma carga térmica total máxima de 73 733,82 Btu/h. Portanto, iremos selecionar para o apartamento uma unidade externa, que está disponível no mercado, de acordo com essa carga máxima, sendo uma unidade externa de 76431.97 Btu/h (RXYSQ8TY1 – Fabricante Daikin), uma mini-vrv com capacidade de 8 unidades internas, atendendo ao apartamento em condições de carga máxima.

Especificações técnicas para a unidade externa selecionada retirada dos catálogos de engenharia do fabricante pode ser visualizada a seguir.

Tabela 9: Especificações técnicas da RXYSQ8TY1 – Fonte: Catálogo de Engenharia

Daikin

Unidade exterior				RYYQ/RXYQ	8U	10U	
Gama de capacidades				CV	8	10	
Potência de arrefecimento Prated,c				kW	22,4	28,0	
Potência de Prated,h				kW	13,7	16,0	
aquecimento Máx. 6 °CBh				kW	25,0	31,5	
Combinação recomendada					4 x FXFQ50AVEB	4 x FXFQ63AVEB	
ηs,c				%	302,4	267,6	
ηs,h				%	167,9	168,2	
SEER					7,6	6,8	
SCOP					4,3		
Número máximo de unidades interiores possíveis de ligar							
Indexação das unidades interiores				Mín.	100,0	125,0	
				Nom.			
				Máx.	260,0	325,0	
Dimensões				Unidade	AlturaxLarguraxProfundidade		
					mm		
Peso				Unidade	kg		
					252 (RYYQ) / 198 (RX)		
Nível de potência sonora				Arrefecimento	Nom.	dBa	
						78,0 79,1	
Nível de pressão sonora				Arrefecimento	Nom.	dBa	
						57,0	
Limites de funcionamento				Arrefecimento	Mín.~Máx.	°CBs	
				Aquecimento	Mín.~Máx.	°CBh	
Fluido frigorífero				Tipo/GWP			
				Carga de gás	kg/TCO2Eq	5,9/12,3 6,0/12,5	
Ligações das tubagens				Líquido	DE	mm	
				Gás	DE	mm	
				Comprimento total da tubagem	Sistema	Real	
						m	
Alimentação elétrica				Fase/Frequência/Tensão	Hz/V		
Corrente - 50 Hz				Disjuntor máximo admissível (MFA)	A		
					20	25	
Sistema de unidade exterior				RYYQ/RXYQ	22U	24U	26U
Sistema				Módulo da unidade exterior 1	10	8	
				Módulo da unidade exterior 2	12	16	14
				Módulo da unidade exterior 3			
Gama de capacidades				CV	22	24	26
Potência de arrefecimento Prated,c				kW	61,5	67,4	73,1
Potência de Prated,h				kW	34,4	36,9	39,1
aquecimento Máx. 6 °CBh				kW	69,0	75,0	82,1
Combinação recomendada					6 x FXFQ50AVEB +4 x FXFQ63AVEB	4 x FXFQ50AVEB +4 x FXFQ63AVEB +2 x FXFQ80AVEB	7 x FXFQ50AVEB +5 x FXFQ63AVEB
ηs,c				%	274,5	269,9	264,1
ηs,h				%	171,2	167,0	164,1
SEER					6,9	6,8	6,7
SCOP					4,4	4,3	
Número máximo de unidades interiores possíveis de ligar							
Indexação das unidades interiores				Mín.	275,0	300,0	325,0
				Nom.			
				Máx.	715,0	780,0	845,0
Ligações das tubagens				Líquido	DE	mm	
				Gás	DE	mm	
				Comprimento total da tubagem	Sistema	Real	
						m	
Alimentação elétrica				Fase/Frequência/Tensão	Hz/V		
Corrente - 50 Hz				Disjuntor máximo admissível (MFA)	A		
						63	

Cabe agora seleccionar as unidades internas com os evaporadores que irão tratar o ar dos ambientes. Sua seleção será de acordo com a potência frigorífica máxima obtida para cada ambiente. Para o apartamneto iremos usar unidades internas tipo Split Mural. Os modelos usados para as unidades internas serão:

- Unidades dos quartos UI3 e UI4 - FXAQ32A – 12000 Btu/h
- Unidade da sala UI2 - FXAQ63A – 24000 Btu/h

Tabela 10: Especificações técnicas da FXAQ32A e da FXAQ63A – Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin

Unidade interior			FXAQ	15A	20A	25A	32A	40A	50A	63A
Potência de arrefecimento	Potência total	Nom.	kW	1,7	2,2	2,8	3,6	4,5	5,6	7,1
Potência de aquecimento	Potência total	Nom.	kW	1,9	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0
Potência absorvida - 50 Hz	Arrefecimento	Nom.	kW	0,02		0,03		0,02	0,03	0,05
	Aquecimento	Nom.	kW	0,03			0,04	0,02	0,04	0,06
Dimensões	Unidade	Altura x Largura x Profundidade	mm	290x795x266				290x1.050x269		
Peso	Unidade		kg	12				15		
Ventilador	Caudal de ar - 50 Hz	Arrefecimento Baixo/Alto	m³/min	7,0/8,4	7,0/9,1	7,0/9,4	7,0/9,8	9,7/12,2	11,5/14,4	13,5/18,3
Filtro de ar	Tipo			Rede de resina lavável						
Nível de potência sonora	Arrefecimento	Alto	dB(A)	51,0	52,0	53,0	55,0		58,0	63,0
Nível de pressão sonora	Arrefecimento	Baixo/Alto	dB(A)	28,5/32,0	28,5/33,0	28,5/35,0	28,5/37,5	33,5/37,0	35,5/41,0	38,5/46,5
	Aquecimento	Baixo/Alto	dB(A)	28,5/33,0	28,5/34,0	28,5/36,0	28,5/38,5	33,5/38,0	35,5/42,0	38,5/47,0
Fluido refrigerante	Tipo/GWP			R-410A/2.087,5						
Ligações das tubagens	Líquido	DE	mm	6,35					9,52	
	Gás	DE	mm	12,7					15,9	
	Condensados			VP13 (D.I. 15/D.E. 18)						
Alimentação elétrica	Fase/Frequência/Tensão		Hz/V	1~/50/220-240						
Corrente - 50 Hz	Disjuntor máximo admissível (MFA)		A	16						
Sistemas de controlo	Controlo remoto por infravermelhos			BRC7EA628 / BRC7EA629						
	Controlo remoto por cabo			BRC1H519W7/S7/K7 / BRC1E53A/B/C / BRC1D52						

- Unidade da cozinha UI1 - FXHQ100A – 36000 Btu/h

Tabela 11: Especificações técnicas da FXHQ100A – Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin

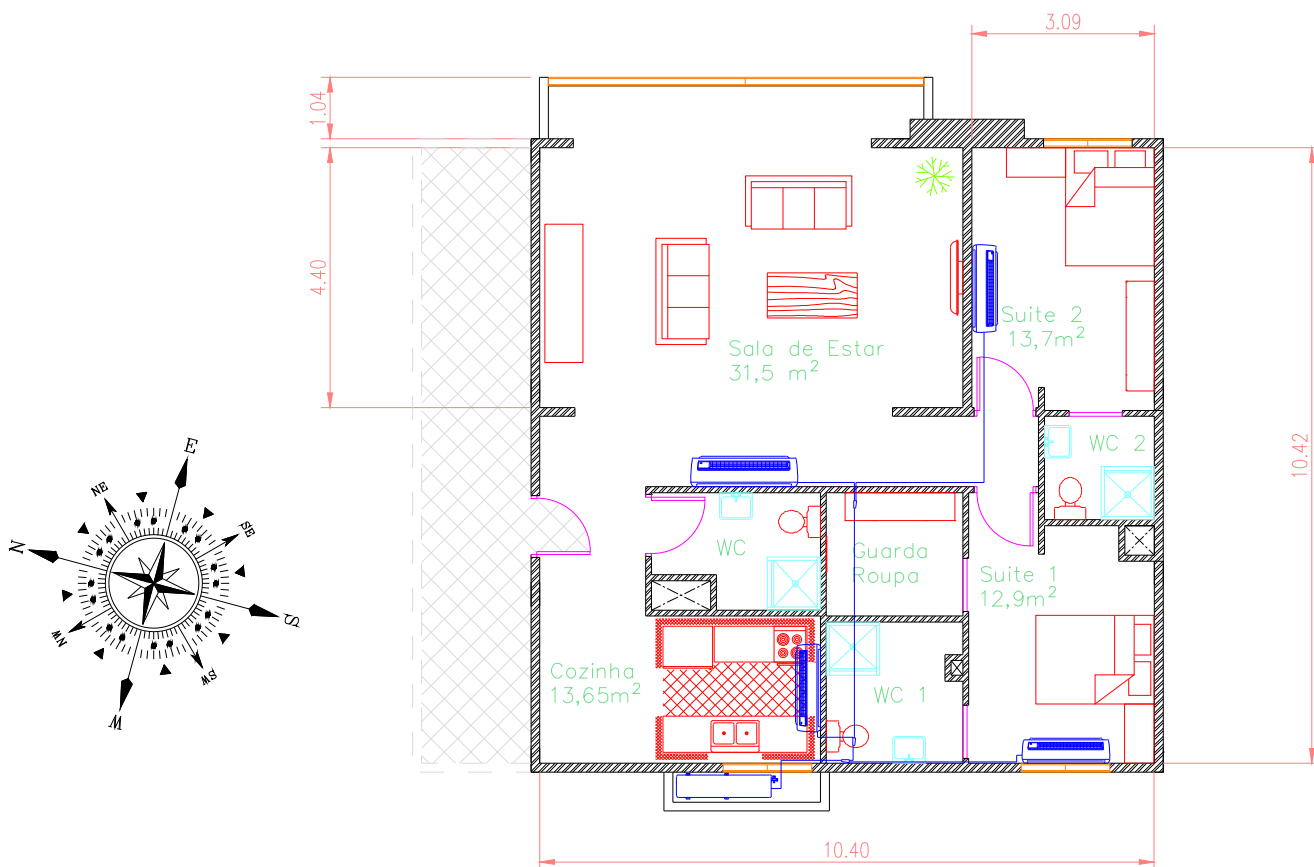
Unidade interior			FXHQ	32A	63A	100A
Potência de arrefecimento	Potência total	Nom.	kW	3,6	7,1	11,2
Potência de aquecimento	Potência total	Nom.	kW	4,0	8,0	12,5
Potência absorvida - 50 Hz	Arrefecimento	Nom.	kW	0,107	0,111	0,237
	Aquecimento	Nom.	kW	0,107	0,111	0,237
Dimensões	Unidade	Altura x Largura x Profundidade	mm	235x960x690	235x1.270x690	235x1.590x690
Peso	Unidade		kg	24	33	39
Estrutura	Material			Resina		
Ventilador	Caudal de ar - 50 Hz	Arrefecimento Baixo/Alto	m³/min	10,0/14,0	14,0/20,0	19,0/29,5
		Aquecimento Baixo/Alto	m³/min	10,0/14,0	14,0/20,0	19,0/29,5
Filtro de ar	Tipo			Rede de resina com resistência ao bolor		
Nível de potência sonora	Arrefecimento	Nom./Alto	dB(A)	52/54	53/55	55/62
Nível de pressão sonora	Arrefecimento	Baixo/Nom./Alto	dB(A)	31,0/34,0/36,0	34,0/35,0/37,0	34,0/37,0/44,0
	Aquecimento	Baixo/Nom./Alto	dB(A)	31,0/34,0/36,0	34,0/35,0/37,0	34,0/37,0/44,0
Fluido refrigerante	Tipo/GWP			R-410A/2.087,5		
Ligações das tubagens	Líquido	DE	mm	6,35	9,52	
	Gás	DE	mm	12,7	15,9	
	Condensados			VP20 (D.I. 20/D.E. 26)		
Alimentação elétrica	Fase/Frequência/Tensão		Hz/V	1~/50/220-240		
Corrente - 50 Hz	Disjuntor máximo admissível (MFA)		A	16		
Sistemas de controlo	Controlo remoto por infravermelhos			BRC7GA53-9		
	Controlo remoto por cabo			BRC1H519W7/S7/K7 / BRC1E53A/B/C / BRC1D52		

2.2.4. Disposição dos equipamentos

O posicionamento das unidades internas nos ambientes foi montado de acordo com a arquitetura do projeto, ou seja, respeitando seus limites de dimensões, portas e janelas, foram dispostos a fim de se obter um fluxo de ar simétrico e viabilizando um melhor conforto térmico dos ocupantes. Também foram observadas as condições de não interferência no funcionamento do equipamento mais próximo. Um desenho com esse posicionamento segue a seguir.

As linhas de fluido refrigerante também serão posicionadas com o menor comprimento possível para reduzir as perdas de carga e calor para o ambiente. Deve-se atentar para os comprimentos máximos de cada ramificação de acordo com o modelo adotado. Softwares de seleção dos fabricantes arranjam as linhas de forma a se obter um melhor equilíbrio.

A unidade externa será instalada numa pequena área próxima à cozinha. Sua ilustração segue a seguir.



Nota:
 Espessura das Paredes externas é de 0,20m
 Espessura das Paredes internas é de 0,15m
 Altura do chão ao tecto é de 3,8m
 Altura do chão ao tecto falso é de 3,2m

Leganda:

- UE - Unidade Exterior;
- UI1 - Unidade Interior - Cozinha;
- UI2 - Unidade Interior - Sala;
- UI3 - Unidade Interior Suite 2;
- UI4 - Unidade Interior Suite 1;

Figura 12: Disposição das unidades no apartamento

2.3. Análise da viabilidade técnica e econômica entre o sistema VRV e o Sistema Split

Uma das etapas mais importantes na elaboração de um projeto é a análise da viabilidade econômica e financeira (REBELATTO, 2004). Definido os equipamentos, é necessário considerar diversos fatores com o objetivo de realizar um estudo preliminar sobre a viabilidade inicial do projeto, esses fatores são: desempenho do equipamento ou sistema, a durabilidade, manutenção, aspectos ergonômicos e principalmente o consumo de energia.

O método de análise da viabilidade econômica será o Método do Período de Retorno do Capital (Payback), que segundo REBELATTO (2004), consiste em selecionar projetos de investimentos enfatizando o período de recuperação do capital investido, isto é, calculando o prazo necessário para que o valor atual dos reembolsos (retorno de capital) se iguale ao desembolso com o investimento efetuado, visando à restituição do capital aplicado.

a) Investimento Inicial:

Inicialmente deve-se calcular o investimento de um projeto calculando a diferença entre os custos iniciais da instalação de dois projetos, como pode ser observado na equação (8).

$$I_i = C_{l_1} - C_{l_2} \quad \text{eq (6)}$$

Onde:

I_i – Investimento inicial;

C_l - Custo de instalação do projeto;

b) Custo Operacional:

Após calcular o investimento inicial, deve-se calcular o custo operacional anual de cada projeto. No custo operacional está incluído basicamente o gasto com o consumo de energia de cada projeto ou sistema, como pode ser observado na equação (7).

$$C_{OP} = C_C * C_E \quad \text{eq (7)}$$

Onde:

C_{OP} - Custo operacional anual;

C_C - Custo da energia da concessionária em MT/kW;

C_E - Consumo de energia por ano em kW;

c) Receitas do Investimento:

As receitas de investimento são obtidas anualmente e geradas pelo custo de energia evitada, como pode ser observada na equação (8).

$$R_I = C_{E_1} - C_{E_2} \quad \text{eq (8)}$$

Onde:

R_I - Receita do Investimento ou Custo de Energia Evitada;

C_E - Consumo de energia por ano em kW;

d) Tempo de Retorno do Capital:

O método escolhido foi o Payback, que é fundamentado no conceito de tempo no qual a soma das receitas de um projeto reproduz o total do capital investido para sua implantação. O Payback, tempo no qual o investimento inicial, , é equivalente ao número de receitas anuais, , é determinado pela equação (9).

$$T_{Pb} = \frac{I_i}{R_l} \quad \text{eq (9)}$$

Onde:

T_{Pb} - Tempo de Retorno do Capital;

R_l - Receita do Investimento ou Custo de Energia Evitada;

I_i - Investimento inicial;

Tabela 12: Relação da potência e quantidade dos equipamentos

Ambiente	Potência dos equipamentos (Btu/h)	Quantidade
Cozinha	36000	1
Sala	24000	1
Suite 1	12000	1
Suite 2	12000	1

2.3.1. Análise da viabilidade técnica

Ao observar as possibilidades de configuração no projeto de ar condicionado para os dois sistemas (sistema VRV e sistema convencional split), conclui-se que, quanto aos aspectos ergonômicos, de flexibilidade de instalação e interferência com outras áreas, o sistema VRF é mais flexível e possui uma menor interferência com outras áreas que o sistema split system. Um aspecto decisivo é a redução no impacto arquitetônico externo, com a diminuição substancial de unidades condensadoras a somente quatro equipamentos.

O controle da temperatura do ambiente do sistema split system é feito do modo convencional, on/off, ou seja, quando o termostato mede a temperatura indicada pelo usuário, o sistema desliga o compressor, quando a temperatura do ambiente aumenta, o sistema liga o compressor. Com isso, há uma variação de cerca de 2°C da temperatura do ambiente, gerando

desconforto térmico. O sistema VRF tem a válvula de expansão eletrônica, que controla gradativamente a temperatura do ambiente.

Isso é possível porque esse sistema possui um dispositivo que ajusta gradualmente a frequência do motor que executa o seu trabalho, gerando um melhor conforto térmico nos ambientes.

2.3.2. Análise da Viabilidade Econômica

Após a análise da viabilidade técnica entre os dois sistemas de ar condicionado, se faz necessária uma análise da viabilidade econômica entre os sistemas. Para isso, foi feito o levantamento do custo de aquisição e instalação dos sistemas VRF e split system, como pode ser observado nas Tabelas 14 e 15, respectivamente, e o consumo de energia de cada sistema, como pode ser observado nas Tabelas 16 e 17.

Os custos de aquisição e instalação dos sistemas de ar condicionado foram feitos através de consultas aos fornecedores dos equipamentos e empresas montadoras dos sistemas de ar condicionado.

O consumo de energia médio por hora dos equipamentos foi determinado através de catálogos técnicos dos fabricantes dos sistemas de ar condicionado de acordo com o tipo e a capacidade de cada equipamento.

Tabela 13: Custo de aquisição e instalação dos equipamentos VRF/VRV

Ar-condicionado (Tipo)	Potência (Btu/h)	Quantidade	Custo por Equipamento (Meticals)
Mural	12 000	1	45 457.00
Mural	12 000	1	45 457.00
Mural	24 000	1	59 116.00

Mural	36 000	1	86 786.00
Unidade Condensadora	80 000	1	350 007.00
Total			586 823.00

Tabela 14: Custo de aquisição e instalação dos equipamentos do tipo Split System

Ar-condicionado (Tipo)	Potência (Btu/h)	Quantidade	Custo por Equipamento (Meticais)
Split Mural	12 000	1	53 100.00
Split Mural	12 000	1	53 100.00
Split Mural	24 000	1	95 089.00
Split Mural	36 000	1	121 255.00
Total			322 544.00

Tabela 15: Consumo de energia dos equipamentos VRF

Ar-condicionado (Tipo)	Potência (Btu/h)	Quantidade	Consumo por Equipamento (Kwh)
Mural	12 000	1	0.037
Mural	12 000	1	0.05
Mural	24 000	1	0.11
Mural	36 000	1	0.14
Unidade Condensadora	80 000	1	6.76
Total Consumo (Hora)			7.097

Tabela 16: Consumo de energia dos equipamentos Split System

Ar-condicionado (Tipo)	Potência (Btu/h)	Quantidade	Consumo por Equipamento (Kwh)
Mural	12000	1	1.2
Mural	12000	1	1.2
Mural	24000	1	2.8
Mural	36000	1	3.6
Total Consumo (Hora)			8.8

A Tabela 18 apresenta os valores calculados de acordo com as equações do item 5.1, considerando o consumo de energia anual, baseado no funcionamento dos equipamentos durante 8 horas por dia e 365 dias por ano, e um custo de energia de acordo com a EDM de 13.34 MT por kW/h.

Tabela 17: Cálculo de investimento inicial e Receitas de investimento

Investimento Inicial	Custo de Operação Sistema Split System	Custo de Operação do Sistema VRF	Custo de Energia Evitada
264 279.00 MT	342 784.64 MT	276 448.02 MT	66 336.62 MT

Cálculos

a) Investimento Inicial

Da eq. (6):

$$I_i = C_{l_1} - C_{l_2}$$

$$I_i = 586\,823 - 322\,544$$

$$I_i = 264\,279 \text{ MT}$$

b) Custo de Operação

Da eq (7):

$$C_{OP} = C_C * C_E$$

Para Split System

$$C_{OP} = 13.34 * 8.8 * 8 * 365$$

$$C_{OP} = 342\,784.64 \text{ MT}$$

Para VRV/VRF

$$C_{OP} = 13.34 * 7.097 * 8 * 365$$

$$C_{OP} = 276\,448.02 \text{ MT}$$

c) Receitas do Investimento

Da eq (8):

$$R_l = C_{E_1} - C_{E_2}$$

$$R_l = 342\,784.64 - 276\,448.02$$

$$R_l = 66\,336.62 \text{ MT}$$

d) Tempo de Retorno do Capital

Da eq (9):

$$T_{pb} = \frac{I_i}{R_l}$$

$$T_{pb} = \frac{264\,279}{66\,336.62}$$

$$T_{pb} = 3.98 \approx 4 \text{ anos}$$

O sistema de climatização por Fluxo de Refrigerante Variável, (VRF) possui custo de operação mais baixo, cerca de 20% menor, quando comparado com o sistema split system. Porém, quanto ao custo de aquisição e instalação, os equipamentos split system são mais econômicos.

O Payback, tempo no qual o investimento inicial, é equivalente ao número de receitas anuais, determinado pela Eq. 9, foi de aproximadamente 4 anos.

Outro fator importante a ser observado para os equipamentos de ar condicionado é a sua vida útil, intervalo de tempo em que, sob determinadas condições, os equipamentos ou bens são considerados irreparáveis no contexto operacional, técnico ou econômico.

De acordo com um estudo realizado pela National Association of Home Builders / Bank of America Home Equity, a vida útil média de um ar condicionado é de 10 anos e a média dos sistemas de ar condicionado centralizados é de 15 anos. O ar condicionado central pode ser compreendido como um sistema centralizado que utiliza uma unidade externa (condensadora)

interligada a várias unidades internas (evaporadoras) espalhadas em diversos ambientes de uma edificação.

Capítulo III

3.1. Conclusões

Findo projecto, foi possível dimensionar um sistema de condicionamento de ar com variação de fluxo de refrigerante para um apartamento.

Os objectivos do trabalho foram alcançados, pois, calculou – se a carga térmica em cada compartimento onde serão instalados os dispositivos de condicionamento de ar, e estimou – se também os custos de instalação do sistema.

Em uma análise comparativa técnica e econômica, buscou-se verificar a viabilidade de utilização entre equipamentos split system convencionais e equipamentos com fluxo de refrigerante variável, conhecidos como VRF. Utilizando um estudo de caso, verificou-se que, em relação ao custo de aquisição e instalação, os equipamentos split system são mais econômicos, porém, os equipamentos VRF possuem um menor consumo de energia, aproximadamente 20%.

Para recuperar o capital investido, ou seja, o payback, levaria cerca de 4 anos. Para os equipamentos VRF, além de possuir menor consumo energético, possuem uma melhor flexibilidade de instalação, melhor distribuição do conforto térmico, menores níveis de ruído, e principalmente menor interferência com outras áreas.

De acordo National Association of Home Builders / Bank of America Home Equity, a vida útil para esses equipamentos é de 15 anos. Desse modo, podemos concluir que a utilização de equipamentos com sistema com fluxo de refrigerante variável (VRF) já se mostra viável para a climatização do apartamento, como a apresentada no estudo de caso, quando comparado com equipamentos split system convencionais, pois o retorno do seu investimento é de 4 anos, menos da metade da vida útil esperada para esses equipamentos. Apesar dos equipamentos VRF possuírem um custo maior de aquisição e instalação, proporcionam menor custo

operacional e pouca interferência com outras áreas, além de melhor distribuição do conforto térmico, viabilizando a sua escolha.

Para trabalhos futuros, os cálculos da carga térmica devem levar em conta todas as horas do dia durante o ano para determinar o valor máximo de cada zona, além das cargas máximas simultâneas de cada unidade. Logo, no caso de sistemas complexos costuma ser inviável de se realizarem os cálculos sem o auxílio de programas de computadores. Para tal existem hoje no mercado diversos softwares fornecidos pelos principais fabricantes de equipamentos e que utilizam as metodologias da *ASHRAE* para compilar esses dados. Neste projecto foi feito o cálculo manual.

3.2. Referências bibliográficas

- [1] ANDAQUE, Viandro, *Planilha para calculo de cargas térmicas*, Apontamentos da disciplina de Refrigeração e Climatização, Faculdade de Engenharia – Universidade Eduardo Mondlane.
- [2] ANDAQUE, Viandro, *Metodologia de cálculo de cargas térmicas para câmaras*, Apontamentos da disciplina de Refrigeração e Climatização, Faculdade de Engenharia – Universidade Eduardo Mondlane
- [3] Apontamentos da disciplina de Refrigeração e Climatização, Faculdade de Engenharia – Universidade Eduardo Mondlane.
- [4] CENGEL, Yunus A.; Boles, Michael A., *Termodinâmica*, 5^a ed., McGraw-Hill, México.
- [5] SHAPIRO, Howard N., *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*, 8^a ed., 2018