

**FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL
FACULDADE DE ENGENHARIAS, ARQUITETURA E URBANISMO E GEOGRAFIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E SUSTENTABILIDADE**

**EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DE
UM HOSPITAL PÚBLICO**

DOUGLAS FELLIPE DOS SANTOS

CAMPO GRANDE

2018

FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL
FACULDADE DE ENGENHARIAS, ARQUITETURA E URBANISMO E GEOGRAFIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E SUSTENTABILIDADE

**EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DE
HOSPITAL PÚBLICO**

DOUGLAS FELLIPE DOS SATOS

Trabalho de Conclusão Final de Curso para defesa do Mestrado Profissional apresentado na Faculdade de Engenharias, Arquitetura e Urbanismo e Geografia da Universidade Federal de Mato Grosso do Sul, para obtenção do título de Mestre em Eficiência Energética e Sustentabilidade, na área de concentração em Eficiência Energética.

Orientadora: Prof. Dra. Andrea Teresa Riccio Barbosa
CAMPO GRANDE/2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

Redação final do Trabalho de Conclusão Final de Curso defendida por **Douglas Fellipe dos Santos**, aprovada pela Comissão Julgadora em 30 de agosto de 2018, na Faculdade de Engenharias, Arquitetura e Urbanismo e Geografia da Universidade Federal de Mato Grosso do Sul para obtenção do título de Mestre em Eficiência Energética e Sustentabilidade.



Prof. Dra. Andrea Teresa Riccio Barbosa – Orientadora
FAENG/UFMS

Prof. Dr. Jair de Jesus Fiorentino – Membro Titular
FAENG/UFMS

Prof. Dr. Sandro Petry Laureano Leme – Membro Titular
FAENG/UFMS



AGRADECIMENTOS

À Professora Doutora Andrea Teresa Riccio Barbosa pelo apoio incondicional, aos meus pais que foram os grandes patrocinadores e incentivadores dos meus estudos, a meu irmão que sempre esteve ao meu lado e a todos que direta ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Com o histórico de crises do setor de energia elétrica no Brasil, somado à tendência do envelhecimento da população, que acarreta em aumento na demanda por hospitais, a atenção por eficiência energética se torna imperativa nesses estabelecimentos. Com atenção direcionada, principalmente, aos sistemas condicionadores de ar, que normalmente representam mais de 44% do consumo de energia elétrica. Neste contexto, esse trabalho apresenta uma análise de viabilidade técnica para a realização de retrofit do sistema de condicionamento de ar, de um hospital público, de grande porte, com aproximadamente 29.000 m² de área construída. Na metodologia a análise foi dividida em três etapas: o diagnóstico energético, o estudo de viabilidade técnica e o de viabilidade econômica, com objetivo de aumentar a eficiência energética do sistema, atender a legislação sanitária e ambiental, e trazer sustentabilidade financeira ao hospital. Como resultados do diagnóstico energético obteve-se os indicadores de consumo específico de energia elétrica de 147 kWh/m² e de 16,4 MWh/leito/ano. O consumo anual de energia elétrica apurado na edificação principal do Hospital foi de 3.253 MWh, sendo 1.500 MWh correspondente ao consumo do sistema de condicionamento de ar, o que corresponde a 46% do consumo total do prédio principal. Verificou-se que praticamente todo o hospital é atendido por equipamentos do tipo *Split* e do tipo janela. Nesse sentido, apenas 33,33% dos ambientes hospitalares analisados atenderiam a legislação sanitária e o restante (66,66%) não atenderia em ao menos 1 requisito obrigatório. Partindo da premissa da necessidade de atendimento da legislação sanitária em todos os requisitos, obteve-se como resultado da viabilidade técnica, que o sistema de condicionamento de ar mais adequado para esse hospital seria o sistema de expansão indireta, composta por *chiller* e *fan coils*. Nesses equipamentos os indicadores de eficiência energética são superiores aos encontrados em outros tipos de condicionamento de ar, com custo de manutenção menor, reduzindo-se os custos operacionais. O *chiller* com melhor eficiência energética a carga total foi o *chiller* a parafuso, com COP 6,6, já o *chiller* com melhor desempenho a carga parcial foi o *chiller* centrífugo com VFD e mancal magnético, com IPLV de 10,74. Diante dos resultados obtidos no estudo de viabilidade técnica e financeira, conclui-se que o melhor equipamento para a ser utilizado é o *chiller* a parafuso (com *fan-coils*) com condensação a água, uma vez que esta opção atenderia a legislação sanitária, a legislação ambiental e apresentou-se como uma das melhores opções financeiras com *Payback* descontado de 2,83 anos, VPL de R\$ 5.452.900 e TIR de 3,37%. Observa-se ainda que com essa proposta, poder-se-ia evitar a emissão de 3.954.376 toneladas de CO₂ na atmosfera.

Palavras chave: eficiência energética, hospital, condicionamento de ar.

ABSTRACT

With the history of crises in the electric energy sector in Brazil, coupled with the tendency of population aging, which causes an increase in the demand for hospitals, attention for energy efficiency becomes imperative in these establishments. With attention mainly directed to air conditioning systems, which usually represent more than 44% of the electric energy consumption. In this context, this work presents a technical feasibility analysis for the retrofitting of the air conditioning system of a large public hospital with approximately 29,000 m² of constructed area. In the methodology the analysis was divided into three stages: the energy diagnosis, the technical feasibility study and the economic feasibility study, aiming to increase the energy efficiency of the system, comply with sanitary and environmental legislation, and bring financial sustainability to the hospital. As results of the energy diagnosis were obtained the indicators of specific consumption of electric energy of 147 kWh/m² and of 16.4 MWh/bed/year. The annual consumption of electric energy in the main building of the Hospital was 3,253 MWh, of which 1,500 MWh corresponds to the consumption of the air conditioning system, which corresponds to 46% of the total consumption of the main building. It was verified that practically all the hospital is attended by equipment of type split and the type window. In this sense, only 33.33% of the hospital settings analyzed would comply with health legislation and the remaining (66.66%) would not meet at least one mandatory requirement. Based on the premise of the need to comply with sanitary legislation in all requirements, it was obtained as a result of technical feasibility, that the most adequate air conditioning system for this hospital would be the indirect expansion system, composed of chiller and fan coils. In this equipment the energy efficiency indicators are higher than those found in other types of air conditioning, with lower maintenance costs, reducing operating costs. The chiller with the best energy efficiency was the screw chiller with COP 6.6, and the chiller with the best performance at the partial load was the centrifugal chiller with VFD and magnetic bearing, with IPLV of 10.74. In view of the results obtained in the study of technical and financial feasibility, it is concluded that the best equipment to be used is the centrifugal chiller with water condensation and VFD (with fan coils), since this option would comply with sanitary legislation, environmental legislation and presented itself as one of the best financial options with discounted Payback of 2.83 years, NPV of R\$ 5.452.900 e TIR de 3,37%. It is also noted that with this proposal, the emission of 3.954.376 tons of CO₂ in the atmosphere could be avoided.

Key words: energy efficiency, hospital, air conditioning.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Nível de reservatórios da região Sudeste	9
Figura 2 - Evolução do consumo setoriais de energia elétrica no Brasil.....	10
Figura 3 - Idade de instalações Hospitalares	10
Figura 4 - Perfil de consumo de energia elétrica dos Hospitais Brasileiros	11
Figura 5 - Perfil de consumo de energia elétrica do Centro Médico da Universidade Kembangan - Malásia.....	11
Figura 6 - Perfil de consumo de energia em Hospitais do extremo Norte (Holanda, Finlândia, etc.)	12
Figura 7 - Perfil de consumo de energia em EAS de Extremadura – Espanha	12
Figura 8 - Subgrupo de tensão por instalação de EAS	14
Figura 9 - Faixa de demanda máxima (kW) por tipo de instalação.....	15
Figura 10 - Percentual de estabelecimentos que possuem sistemas de condicionamento de ar	15
Figura 11 – Consumo específico por leito.....	17
Figura 12 – Consumo específico por área construída.....	18
Figura 13 - Perfil de consumo energia em EAS de Extremadura-Espanha.....	18
Figura 14 Correlação entre consumo anual de energia e área construída em.....	19
Figura 15 - Perfil de consumo de energia elétrica em prédios – Brasil.....	19
Figura 16 - Equipamento condicionador de ar do tipo Janela	21
Figura 17 - Equipamento condicionador de ar <i>Split hi-wall</i>	21
Figura 18 - <i>Chiller</i>	21
Figura 19 - Ciclo de ideal refrigeração por compressão a vapor	22
Figura 20 - Diagrama temperatura x entalpia do ciclo ideal de refrigeração a vapor	22
Figura 21 – Compressor alternativo a) aberto, b) semi-hermético e c) hermético	24
Figura 22 - Compressor <i>Scroll</i>	24
Figura 23 - Compressor parafuso	24
Figura 24 - Compressor centrífugo.....	25
Figura 25 - Histórico do consumo de HCFC no Brasil	26
Figura 26 - ODP e GWP de fluidos refrigerantes.....	26
Figura 27 - Limites de consumo de HCFC para países do artigo 5º antes e depois da XIX reunião dos países partes do Protocolo de Montreal. Nota: O Brasil é classificado como país do artigo 5º.	27

Figura 28 - Histórico do consumo de SDOs no Brasil	28
Figura 29 – Trocador de calor tipo casco e tubos.....	29
Figura 30 – trocador de calor tipo placas	29
Figura 31 - trocador de calor com aletas	29
Figura 32 - Válvula de Expansão Termostática.....	30
Figura 33 – Esquemático de um equipamento condicionador de ar do tipo Janela.....	31
Figura 34 – Exemplo de instalação de condicionador de ar <i>Split</i>	32
Figura 35 – Equipamento condicionador de ar <i>Self Contained</i>	33
Figura 36 - Sistema VRF	33
Figura 37 – <i>Chiller</i> centrífugo	34
Figura 38 - Aplicação de sistema <i>fan coil - chiller</i>	35
Figura 39 - Diagrama de equipamentos de um <i>chiller</i> básico	36
Figura 40 - <i>Chiller scroll</i> com condensação a ar.....	37
Figura 41 - <i>Chiller</i> parafuso com condensação a água.....	37
Figura 42 - Capacidade de refrigeração de <i>chillers</i> pelo tipo de compressor.....	38
Figura 43 - Marco regulatório do CGIEEL.....	43
Figura 44 - – Níveis mínimos do coeficiente de eficiência energética (COP) no Brasil. Nota: CR é a capacidade de refrigeração em BTU/h	45
Figura 45 – Níveis mínimos de desempenho energético (MEPS – <i>Minimum Energy Performance Standards</i>) para diferentes países	46
Figura 46 - Níveis de eficiência energética em equipamentos condicionadores de ar do tipo Janela	46
Figura 47 - Níveis de eficiência energética de equipamentos condicionadores de ar <i>Split</i>	46
Figura 48 – Coeficiente de eficiência energética dos condicionadores de ar aprovados pelo PBE: (a) tipo Janela; (b) <i>Split</i> Cassete; (c) <i>Split</i> High-Wall; (d) <i>Split</i> Piso-Teto. Nota: CR é a capacidade de refrigeração do condicionador de ar em BTU/h.	47
Figura 49 - COP de <i>chillers</i>	48
Figura 50 - Média anual da eficiência energética de <i>chillers</i>	50
Figura 51 - Eficiência energética mínima de resfriadores de líquido para classificação nos níveis A e B	51
Figura 52 - Hospital Universitário Maria Aparecida Pedrossian	54
Figura 53 - Atribuições atendidas pelo HUMAP	55
Figura 54 - Consumo de energia elétrica HUMAP	55
Figura 55 – Planta baixa - HUMAP	56

Figura 56 – Fluxo de atividades do trabalho	58
Figura 57 - Consumo de energia elétrica (07/2017 a 06/2018)	60
Figura 58 – Consumo de energia elétrica do HUMAP e temperatura média externa (07/2017 a 06/2018).....	60
Figura 59 - Fronteira de medição referente aos equipamentos condicionadores de ar do HUMAP.....	61
Figura 60 – Linha de base energética, período de base e período de reporte	62
Figura 61 - Histórico de consumo de energia elétrica do HUMAP e GDR para cidade de Campo Grande -MS considerando $T_b = 21,33^{\circ}\text{C}$	70
Figura 62 - Mapa com a variação da distribuição dos GDR no território nacional.....	71
Figura 63 - Consumo de energia elétrica - HUMAP	71
Figura 64 - Comparação entre o consumo do sistema de condicionamento de ar obtido e a metodologia de Chung e Park (2014).	72
Figura 65 – Distância da estação do INMET ao HUMAP	73
Figura 66 - Desempenho dos <i>chillers</i> disponibilizado pela fabricante 1.....	80
Figura 67 - Desempenho sazonal dos <i>chillers</i> da fabricante 1 em função do fator de carga ..	80
Figura 68 - Desempenho dos <i>chillers</i> disponibilizados pela fabricante 2	81
Figura 69 - Desempenho sazonal dos <i>chillers</i> da fabricante 2 em função do fator de carga ..	81
Figura 70 - Consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar no diagnóstico energético e nas propostas de <i>retrofit</i>	82
Figura 71 - Predominância da direção dos ventos na cidade de Campo Grande -MS	84
Figura 72 - Alocação final do <i>Chiller</i> considerando os critérios técnicos.....	84
Figura 73 - VPL dos <i>retrofits</i> , em função das taxas de desconto, considerando custo de instalação do sistema HVAC	88
Figura 74 - VPL dos <i>retrofits</i> desconsiderando custo de instalação do sistema HVAC	88
Figura 75 - Rede de distribuição de energia elétrica	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Cronograma de eliminação dos HCFCs	12
Tabela 2 - Classificação de hospitais por porte	14
Tabela 3 - Ocorrência de equipamentos em Hospitais no Brasil.....	16
Tabela 4 - Consumo específico de energia elétrica em hospitais no mundo.....	18
Tabela 5 - Propriedades ambientais de fluidos refrigerantes.....	25
Tabela 6 - capacidade de refrigeração de <i>chillers</i> pelo tipo e compressor	37
Tabela 7 - Vida útil de componentes de sistemas de água gelada.....	39
Tabela 8 - Variáveis que influenciam a eficiência energética de <i>chillers</i>	39
Tabela 9 - Tipos de sistemas de condicionamento de ar e sua correlação com as legislações vigentes.....	42
Tabela 10 - Índices de eficiência recomendada pela <i>ARI Standard</i> 550/590	49
Tabela 11 - Índices de eficiência recomendada pela <i>ARI Standard</i> 550/590	49
Tabela 12 - Níveis de eficiência energética em sistemas de ar condicionado	50
Tabela 13 - Características da demanda contratada e consumo do HUMAP.....	55
Tabela 14 - Itens analisados nos estudos de retrofit	57
Tabela 15 - Modelo de planilha para obtenção dos dados referente a primeira etapa.....	58
Tabela 16 - Análise de viabilidade técnica.....	61
Tabela 17 - Valores de GWP para diversos fluidos refrigerantes.	63
Tabela 18 - Valores de GWP para fluidos refrigerantes não listados nos relatórios do IPCC .	63
Tabela 19 - Taxa de vazamento anual de fluido refrigerante para <i>chillers</i> de diversas faixas de capacidade e para <i>chillers</i> com fluido refrigerante de baixa pressão	64
Tabela 20 - Taxa de vazamento anual por equipamento	64
Tabela 21 - Fator médio anual de emissões de CO2 equivalente por energia gerada de alguns países	64
Tabela 22 - Estatísticas do diagnóstico energético por tipo de equipamento	66
Tabela 23 - Estatísticas do diagnóstico energético por bloco.....	67
Tabela 24 – Fluido refrigerante dos equipamentos condicionadores de ar e GWP (Emissão direta).....	67
Tabela 25 - Tabela de Áreas - HUMAP	68
Tabela 26 - Consumo de energia elétrica do HUMAP	69
Tabela 27 - Consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar - HUMAP ...	70

Tabela 28 – Resumo final da representatividade do condicionamento de ar no consumo de energia elétrica de EAS no mundo	73
Tabela 29 - Metodologias de estimativa de carga térmica	74
Tabela 30 - Consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar	74
Tabela 31 - Equivalente numérico para cada nível de eficiência (EqNum)	75
Tabela 32 - Consumo específico de energia elétrica por área no período anual	75
Tabela 33 - Consumo específico de energia elétrica por leito no período anual	76
Tabela 34 - Diagnóstico do sistema existente em relação a legislação sanitária.....	77
Tabela 35 –Selecionamento do equipamento condicionador de ar	78
Tabela 36 - Especificação técnica dos <i>chillers</i> centrífugos/parafuso selecionados no mercado	79
Tabela 37 - TEWI antes e TEWI após o <i>retrofit</i>	82
Tabela 38 - Critérios técnicos para alocação do <i>Chiller</i>	83
Tabela 39 - <i>Chillers</i> cotados em mercado	85
Tabela 40 - Custos diversos.....	85
Tabela 41 - Custo operacional e de investimento do sistema existente e do sistema proposto	86
Tabela 42 - Fluxo de caixa das propostas.....	87
Tabela 43 – <i>Payback</i> , VPL e TIR das propostas de retrofits.....	87
Tabela 44 - Resumo dos custos anuais de funcionamento dos equipamentos condicionadores de ar	89
Tabela 45 - Lista de equipamentos referentes ao resultado do diagnóstico energético.....	96
Tabela 46 - Tarifas de energia elétrica com a concessionária local	103
Tabela 47 - Tarifas de água com a concessionária local	103

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AHRI	<i>Air Conditioning, Heating & Refrigeration Institute</i>
ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
BAG	Bomba de Água Gelada
BTU	<i>British Thermal Unit</i>
CB3E	Centro Brasileiro de Eficiência Energética em Edificações
CC	Centro Cirúrgico
CGIEE	Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética
CICE	Comissão Interna de Conservação de Energia
CLASP	<i>Collaborative Labeling & Appliance Standards Program</i>
COP	Coeficiente de Performance
CTI	Centro de Terapia Intensiva
EAS	Estabelecimento Assistencial de Saúde
EBSERH	Empresa Brasileira de Serviços Hospitalares
EEM	Equipamentos eletromédicos
EER	Razão de Eficiência Energética
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
h	Hora
HUMAP	Hospital Universitário Maria Aparecida Pedrossian
HVAC	<i>Heating, ventilating and air conditioning</i>
IDE	Indicador de Desempenho Energético
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
IPLV	<i>Integrated Part Load Value</i>
kcal	Quilocaloria
kW	Quilowatt
MEP	Nível mínimo de desempenho energético
MPOG	Ministério do Planejamento Orçamento e Gestão
MWh	<i>Megawatt hora</i>
NBR	Norma Brasileira
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>

PAM	Pronto Atendimento Médico
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
PI	Portaria Interministerial
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
RTQ-C	Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos
SDOs	Substâncias que Destroem a camada de Ozônio
SEER	<i>Seasonal Energy Efficiency Ratio</i>
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>
TIR	Taxa Interna de Retorno
TMA	Taxa Mínima de Atratividade
TR	Tonelada de Refrigeração
UEMT	Universidade Estadual de Mato Grosso
VET	Válvula de Expansão Termostática
VPL	Valor Presente Líquido
VRF	<i>Variable refrigerante flow</i>

2. SUMÁRIO

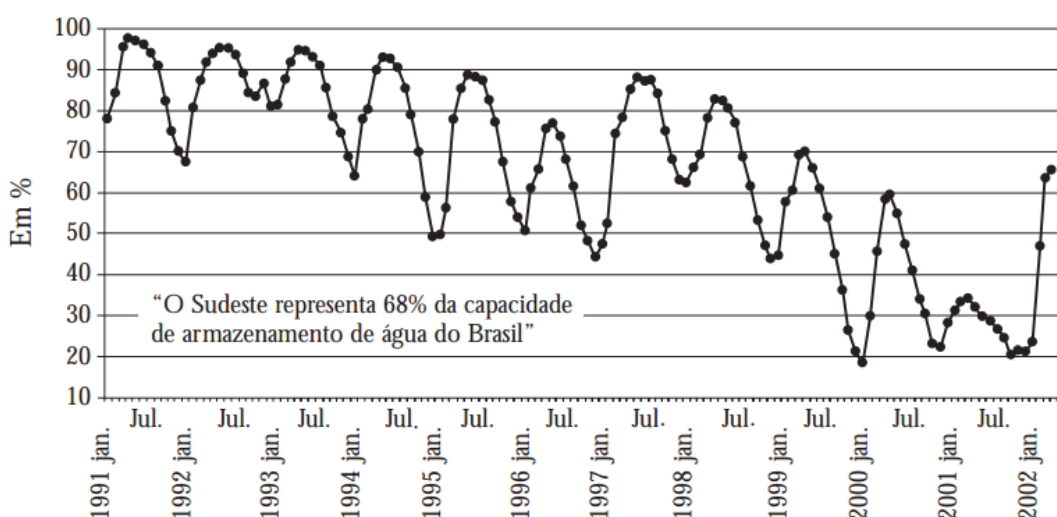
RESUMO.....	5
ABSTRACT	6
LISTA DE FIGURAS.....	7
LISTA DE TABELAS.....	10
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	12
1. INTRODUÇÃO	9
1.1. OBJETIVO GERAL	13
1.2. OBJETIVO ESPECÍFICO	13
1.3. JUSTIFICATIVA	13
2. ESTADO DA ARTE	14
2.1. HOSPITAIS	14
2.2. CONSUMO DE ENERGIA EM HOSPITAIS	16
2.3. CONDICIONAMENTO DE AR	21
2.3.1. Componentes básicos do ciclo de refrigeração.....	23
2.3.1.1. Compressores.....	23
2.3.1.2. Fluidos refrigerantes.....	25
2.3.1.3. Trocadores de calor (evaporador e condensador)	28
2.3.1.4. Válvulas de expansão	29
2.3.2. Tipos de condicionadores de ar	30
2.3.2.1. Janela.....	30
2.3.2.2. <i>Split</i>	31
2.3.2.3. <i>Self Contained</i>	32
2.3.2.4. <i>Variable refrigerante flow (VRF)</i>	33
2.3.2.5. <i>Chiller</i>	34
2.3.3. Legislação e normas de condicionamento de ar em hospitais.....	40

2.4.	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM CONDICIONADORES DE AR	43
2.5.	INDICADORES ECONÔMICOS.....	52
3.	METODOLOGIA.....	54
3.1.	CARACTERIZAÇÃO DO HOSPITAL	54
3.2.	ESTUDO DE CASO.....	57
4.	RESULTADOS	66
4.1.	1ª ETAPA	66
4.1.1.	Obtenção de dados.....	66
4.1.2.	Diagnóstico Energético do HUMAP.....	67
4.2.	2ª ETAPA – ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA.....	76
4.2.1.	Tipo de sistema de condicionamento de ar.....	76
4.2.2.	Eficiência energética	78
4.2.3.	Aspecto ambiental (emissão de ODP e GWP).....	82
4.2.4.	Localização	83
4.3.	3ª ETAPA (Estudo de Viabilidade Financeira)	85
5.	DISCUSSÕES.....	90
6.	CONCLUSÃO	94
	APÊNDICE A.....	95
	APÊNDICE B.....	96
	ANEXO A	103
	REFERÊNCIAS.....	104

1. INTRODUÇÃO

Em 2001 o Brasil foi afetado pela falta de fornecimento e distribuição de energia elétrica, momento conhecido como “crise do apagão”. Esta crise foi oriunda de diversos fatores, como a falta de investimento e planejamento em geração e distribuição de energia elétrica, assim como o baixo índice de chuvas que, consequentemente, ocasionou o baixo nível dos reservatórios de água nas hidroelétricas, conforme pode ser observado na Figura 1. O baixo índice de chuva foi presenciado novamente na Região Sudeste do Brasil no período de 2013 a 2015, ocasionando, desta vez, racionamento de água.

Figura 1 - Nível de reservatórios da região Sudeste

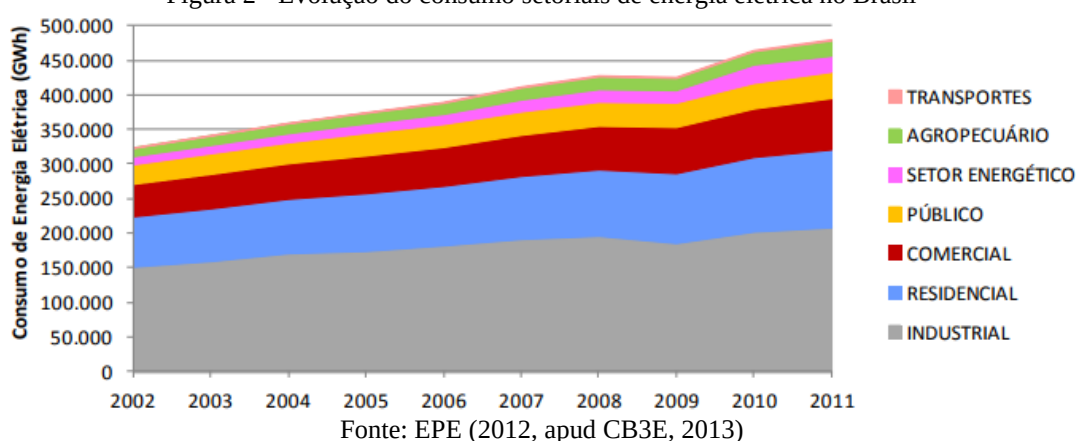


Fonte: Sauer (2002, apud Goldemberg et al (2003))

Segundo Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2016) 64 % da matriz elétrica brasileira é oriunda de hidrelétricas. Esta dependência, somada à instabilidade pluviométrica, torna o fornecimento de energia elétrica um tanto quanto imprevisível. No período de 2014 a 2015 verificou-se ainda um recuo na oferta interna de energia elétrica de 1,3% (8,4 TWh). Pelo quarto ano consecutivo, devido às condições hidrológicas desfavoráveis, houve redução da energia hidráulica disponibilizada.

Segundo o Centro Brasileiro de Eficiência Energética em Edificações (CB3E, 2013), o Brasil é o nono maior consumidor de energia elétrica do mundo e o estudo do consumo elétrico aponta para um perfil crescente de consumo, conforme pode ser observado na Figura 2.

Figura 2 - Evolução do consumo setoriais de energia elétrica no Brasil



Neste contexto, os Estabelecimentos Assistenciais de Saúde (EAS), devido a diversas mudanças desde o século XX, se inserem como grandes consumidores de energia no mundo atual. Tais mudanças devem-se, principalmente, aos avanços em ciências biomédicas, a novas tecnologias em sistemas e equipamentos e ao crescimento populacional (GRIMM, 2012). Segundo *Environmental Engineers Consultants* (2007) e Moghimi *et al* (2013), o funcionamento durante 24 horas dos hospitais é um dos principais fatores para o grande consumo de energia.

Somando-se a isso, salienta-se que até o ano de 2050, a população mundial com mais de 60 anos deve triplicar, passando de 700 milhões (2010) para 2 bilhões, o que levará a um aumento do número de pacientes potenciais que os hospitais deverão atender (SCHNEIDER ELECTRIC, 2010).

Uma pesquisa realizada pelo Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) nos anos de 2005 e 2006, envolvendo 141 hospitais/clínicas pelas 5 regiões do Brasil, mostra que em termos de idade das instalações, 63,3% dos hospitais possuem mais de 10 anos, com média de 24 anos, conforme pode ser observado na Figura 3.

Figura 3 - Idade de instalações Hospitalares

Tipo de Instalação	Idade da instalação (anos)					Média
	< 5	5 a 10	11 a 20	21 a 30	> 30	
Hospital	15,2%	21,5%	25,3%	12,7%	25,3%	24,0
Clínica	28,3%	23,9%	28,3%	8,7%	10,9%	13,5
Total	20,0%	22,4%	26,4%	11,2%	20,0%	19,0

PROCEL (2006)

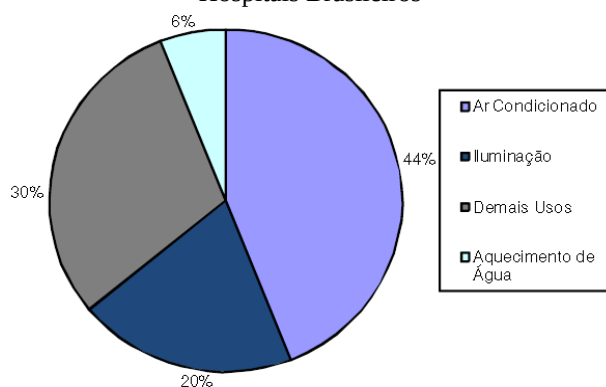
Ainda segundo PROCEL (2006), os hospitais/clínicas mais antigos apresentam maiores potenciais de implantação de medidas de melhoria da eficiência energética. Isso em função da defasagem tecnológica, da falta de recursos e da falta de gerenciamento de energia, uma vez

que apenas 13,2% dos hospitais possuem algum mecanismo de gerenciamento de energia como uma Comissão Interna de Conservação de Energia (CICE). Essa informação é corroborada por Szklo (2003) que afirma ser comum encontrar equipamentos inutilizados ou mal dimensionados em hospitais velhos, devido às alterações significativas nos arranjos espaciais ao longo do tempo.

Estima-se ainda um potencial de redução de consumo energia elétrica de 20%, com implementação de ações de Eficiência Energética em prédios públicos no Brasil. Já segundo CADDET (1997), em hospitais da Alemanha e Holanda pode-se chegar a potenciais de economia de energia da ordem de 20% e 44% respectivamente. Dentre os principais fatores que influenciam o potencial de economia de energia estão a zona bioclimática do EAS, o nível tecnológico, os serviços assistenciais que são oferecidos e o nível de conforto ambiental.

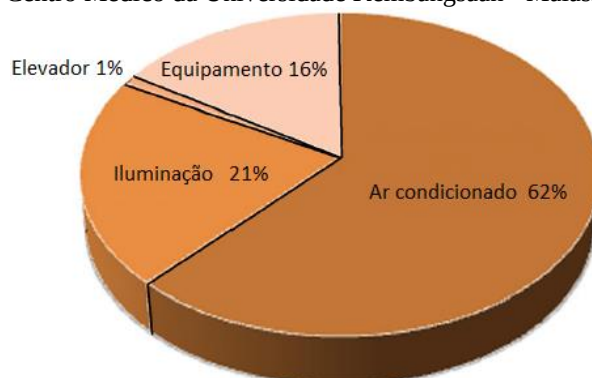
Segundo Silveira (2008) e Moghimi *et al* (2013), grande parte da energia elétrica consumida nos hospitais é oriunda do condicionamento de ar, correspondendo a 44% e 62% respectivamente, conforme pode ser observado na Figura 4 e na Figura 5.

Figura 4 - Perfil de consumo de energia elétrica dos Hospitais Brasileiros



Fonte: Silveira (2008)

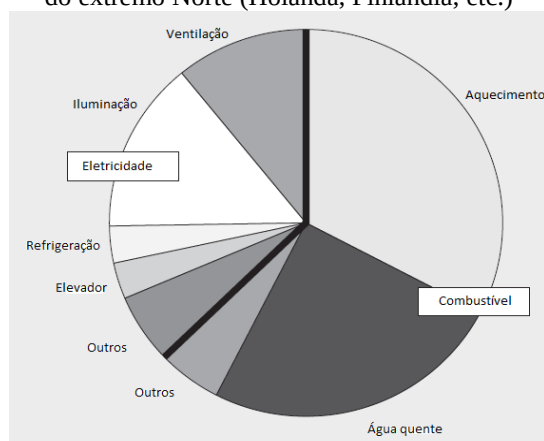
Figura 5 - Perfil de consumo de energia elétrica do Centro Médico da Universidade Kembangan - Malásia



Fonte: Moghimi et al. (2013)

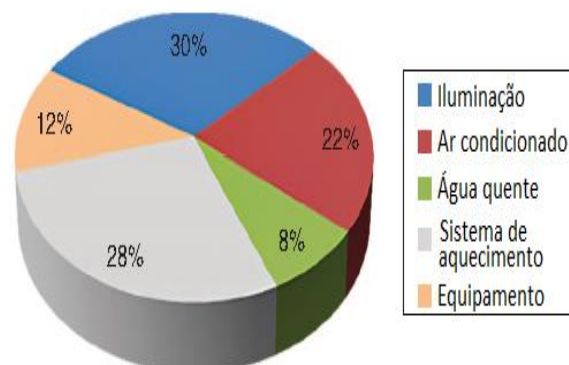
Calcedo (2014) e CADDET(1997) corroboram este entendimento, conforme pode ser observado na Figura 6 e Figura 7. Observando-se, entretanto, que incluem nesses casos os combustíveis no perfil de consumo de energia. Cabe ressaltar que, por serem hospitais de países situados no Hemisfério Norte, o sistema de aquecimento representa grande parte do uso de energia.

Figura 6 - Perfil de consumo de energia em Hospitais do extremo Norte (Holanda, Finlândia, etc.)



Fonte: Modificado de CADDET (1997)

Figura 7 - Perfil de consumo de energia em EAS de Extremadura – Espanha



Fonte: Modificado de CALCEDO (2014)

Segundo Moghimi *et al* (2013), especialmente em hospitais localizados em áreas quentes e úmidas, o condicionamento de ar representa fator significativo no custo de energia, pois com elevadas temperaturas externas, tem-se elevadas cargas térmicas.

Os equipamentos condicionadores de ar de hospitais de instalações antigas utilizam ainda, como fluido de trabalho, os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), gás com potencial de destruição da camada de ozônio (*ODP, do inglês Ozone Depletion Potential*, ou PDO do português) e gás com potencial de aquecimento global (*GWP, do inglês Global Warming Potential*). Em 1990 o Brasil ratificou o protocolo de Montreal, com o objetivo da redução e eliminação de Substâncias que Destroem a camada de Ozônio (SDOs). Em 2007, por meio da decisão XIX/6, as partes do protocolo de Montreal decidiram antecipar os prazos de eliminação dessas substâncias com o novo cronograma, apresentado na Tabela 1. Desta forma, até o 2040 tem-se a meta de eliminação do consumo desses fluidos refrigerantes.

Tabela 1 - Cronograma de eliminação dos HCFCs

Ano	Ação
2013	Congelamento do consumo dos HCFCs (Média do consumo de 2009 e 2010)
2015	Redução de 10% do consumo
2020	Redução de 35% do consumo
2025	Redução de 67,5% do consumo
2030	Redução de 97,5% do consumo
2040	Eliminação do consumo

Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2017)

Diante do exposto, percebe-se que a matriz de energia elétrica do Brasil, oriunda basicamente de hidrelétricas, sofreu impactos nos últimos anos devido à falta de chuvas. Fato este que torna importante que sejam tomadas ações visando a economia de energia elétrica.

Além disso, há tendência de aumento no número de leitos de hospitais e, conseqüentemente, aumento do consumo de energia elétrica, sendo, o sistema de condicionamento de ar o grande consumidor de energia elétrica nesse tipo de instituição. Desta

forma, torna-se importante o estudo de *retrofit* em sistemas de condicionamento de ar para obtenção de melhor eficiência energética. Somada a importância do *retrofit*, como meio de reduzir o consumo de energia elétrica, tem-se também a importância de atender as legislações nacionais no que tange a questões de vigilância sanitária e os acordos internacionais quanto à redução de SDOs.

1.1. OBJETIVO GERAL

Realizar análise de eficiência energética em sistema de condicionamento de ar em um hospital público.

1.2. OBJETIVO ESPECÍFICO

- Realizar diagnóstico energético parcial (sistema de condicionamento de ar);
- Analisar a viabilidade técnica de *retrofit* de sistema de condicionamento de ar;
- Analisar a viabilidade econômica de *retrofit* de sistema de condicionamento de ar;

1.3. JUSTIFICATIVA

No cenário de tendência de crescimento da demanda por hospitais, o consumo de energia elétrica possui, conseqüentemente, tendência de crescimento, assim como os custos operacionais. Uma vez que a matriz de energia elétrica brasileira é oriunda basicamente de hidrelétricas e a falta de chuvas pode afetar a oferta de energia elétrica à toda população, todas as instituições devem adotar medidas de eficiência de consumo de energia elétrica. Neste sentido, os hospitais devem dar especial atenção a medidas de eficiência energética na área que mais consome energia que é o sistema de condicionamento de ar.

O *retrofit* de sistema de condicionamento de ar, poderá apresentar uma contribuição econômica para a instituição que por sua vez pode ser revertida em investimento, estruturas ou na aquisição de medicamentos e na ampliação do atendimento assistencial de saúde. Além do retorno financeiro, há também a contribuição no bem estar e saúde dos ocupantes do hospital, uma vez que o objetivo da proposta de *retrofit* é atender a legislação que trata das instalações adequadas de sistemas de condicionamento de ar em ambientes hospitalares, como portarias do Ministério da Saúde, resoluções da ANVISA, especificamente no tocante à renovação de ar, níveis de pressão e de filtragem. Desta forma, os pacientes poderão ter melhores recuperações devido a diminuição dos níveis de infecção e patologias, além do aumento do nível de conforto.

Ainda há a contribuição ambiental, pois, o *retrofit* do sistema condicionador de ar atenderá também a legislação brasileira e os tratados internacionais, devidamente ratificados, como o protocolo de Montreal e o acordo de Paris, no que tange a eliminação de gases do efeito estufa (GWP) e gases com potencial de destruição da camada de ozônio (ODP).

2. ESTADO DA ARTE

2.1. HOSPITAIS

Os hospitais, também conhecidos como nosocômios, são estabelecimentos destinados ao diagnóstico, tratamento de doentes, e também ao ensino e pesquisa, podendo ser classificados em pequeno, médio e grande porte, conforme Tabela 2.

Tabela 2 - Classificação de hospitais por porte

Porte	Descrição
Pequeno	Capacidade normal ou de operação de até 50 leitos
Médio	Capacidade normal ou de operação de 50 a 150 leitos
Grande	Capacidade normal ou de operação de 150 a 500 leitos
Capacidade extra	Capacidade normal ou de operação acima de 500 leitos

Fonte: Modificado de Ministério da Saúde (1977)

Cabe ressaltar que esta classificação se refere somente ao número de leitos, sem ter qualquer relação com a qualidade e complexidade da assistência prestada.

O edifício hospitalar, com frequência, é projetado para o uso a longo prazo e, na prática, é usado por períodos mais longos do que seus construtores pretendiam. A expectativa de vida útil para as construções é de mais de 50 anos. Durante este período os edifícios são modernizados e renovados diversas vezes. As razões para isso incluem a vida útil dos equipamentos técnicos, o desenvolvimento de novos tipos de equipamentos, as novas regulamentações, as novas tecnologias de economia de energia e ao envelhecimento do próprio edifício (CADET, 1997).

Em relação à utilização de energia elétrica, PROCEL (2006) realizou pesquisa com 141 EAS no Brasil e chegou a conclusão que 100% dessas instalações possuíam alimentação elétrica através do Subgrupo A4, sendo destas 97,8% com demanda máxima inferior a 1000 kW conforme pode ser observado na Figura 8 e Figura 9.

Figura 8 - Subgrupo de tensão por instalação de EAS

Tipo de instalação	Sub-grupo				Total	Part.Tipo Inst.(%)
	A3	A3a	A4	A5		
Hospital	0	0	91	0	91	64,5%
Clínica	0	0	50	0	50	35,5%
Total	0	0	141	0	141	100,0%
Part.Gr.Tensão (%)	0,0%	0,0%	100,0%	0,0%	100,0%	

PROCEL (2006).

Figura 9 - Faixa de demanda máxima (kW) por tipo de instalação

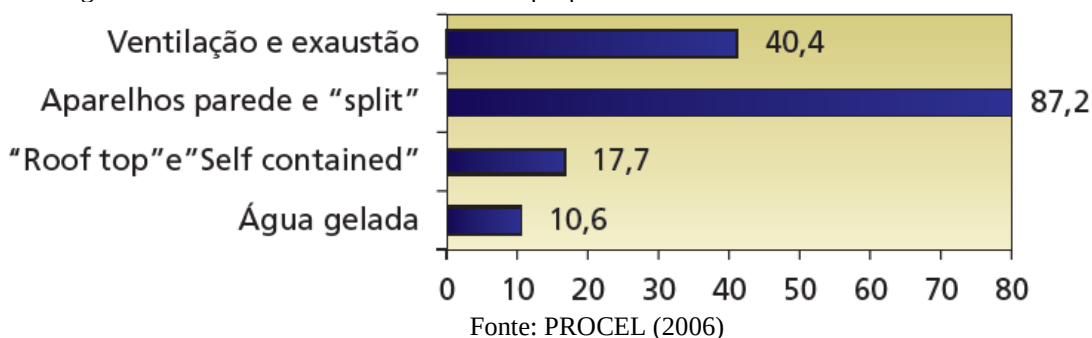
Tipo de instalação	Demanda máxima								Total
	< 500	500 a 1.000	1.001 a 1.500	1.501 a 2.000	2.001 a 2.500	2.501 a 3.000	3.001 a 5.000	5.001 a 10.000	
Hospital	73	15	2	0	1	0	0	0	91
Clínica	50	0	0	0	0	0	0	0	50
Total	123	15	2	0	1	0	0	0	141
Part.(%)	87,2%	10,6%	1,4%	0,0%	0,7%	0,0%	0,0%	0,0%	100,0%

PROCEL (2006)

PROCEL (2006) ainda relata que no que se refere ao fornecimento de energia elétrica, 66% dos hospitais/clínicas são consumidores convencionais e 34% são com tarifação horária, sendo 28% Horária Verde e 6% Horária Azul. O Fator de Carga médio das instalações informadas foram de 0,46 para os hospitais e de 0,34 para as clínicas, com consumo específico mensal de 1.016 kWh/mês por leito e de 425 kWh/mês por empregado.

Segundo PROCEL (2006) os sistemas de condicionamento de ar individuais do tipo Janela e *Split* são encontrados em 87,2% das instalações. Já os sistemas de água gelada foram verificados em 10,6% dos hospitais/clínicas pesquisadas, conforme pode ser observado na Figura 10. A participação da carga dos sistemas de água gelada em relação à demanda máxima da instalação situa-se na média das respostas em 11,1% para os hospitais, e em 32,9% no caso das clínicas. A utilização de sistemas de termo-acumulação para o condicionamento de ar não foi indicada por nenhuma das unidades pesquisadas que possuem sistemas de água gelada.

Figura 10 - Percentual de estabelecimentos que possuem sistemas de condicionamento de ar



Segundo Szklo (2003), equipamentos de ar central são encontrados em 54,6% de hospitais brasileiros de grande porte¹, em 57% em hospitais de médio porte² com grande nível

¹ Grande porte - Possuem mais de 450 leitos e prestam serviços não somente ao Sistema Único de Saúde (SUS). Normalmente os edifícios deste grupo possuem área coberta com mais de 100.000 m² (SZKLO, 2003)

² Médio com alto nível de conforto -MH(hc): Possuem capacidade de 150 a 450 leitos e prestam serviços não somente ao SUS. Possuem também UTI e gerador de energia de emergência, além de obedecerem o seguinte critério: (Quartos com dois leitos x 2+quartos com ao menos 3 leitos x 3)/(total de leitos no hospital) ≤ 1/2 (SZKLO, 2003).

de conforto, em 9,6% em hospitais de médio porte³ com baixo nível de conforto, em 16,9% de hospitais de pequeno porte⁴, em 11,4% em hospitais com menos de 50 leitos⁵ e em 13,6% em hospitais com atendimentos somente pelo SUS⁶, conforme pode ser observado na Tabela 3.

Tabela 3 - Ocorrência de equipamentos em Hospitais no Brasil

Categoria do Hospital	Quantidade	Ocorrências				
		Ar cond. Central (%)	Planta de O ² (%)	Lavanderia (%)	Mamografia (%)	Ressonância Magnética (%)
Grande Porte	49	54,6	26,5	100,0	43,8	22,9
Médio Porte com grande nível de conforto	226	57,0	46,2	95,5	14,6	17,9
Médio Porte com baixo nível de conforto	132	9,6	10,9	97,7	0,0	0,0
Pequeno Porte	1738	16,9	28,8	94,7	3,8	2,4
Menos que 50 leitos	2986	11,4	20,9	83,8	0,9	0,4
Somente com atendimento pelo SUS	2735	13,6	18,3	86,8	1,7	0,3

Fonte: Modificado de Szklo (2003)

2.2. CONSUMO DE ENERGIA EM HOSPITAIS

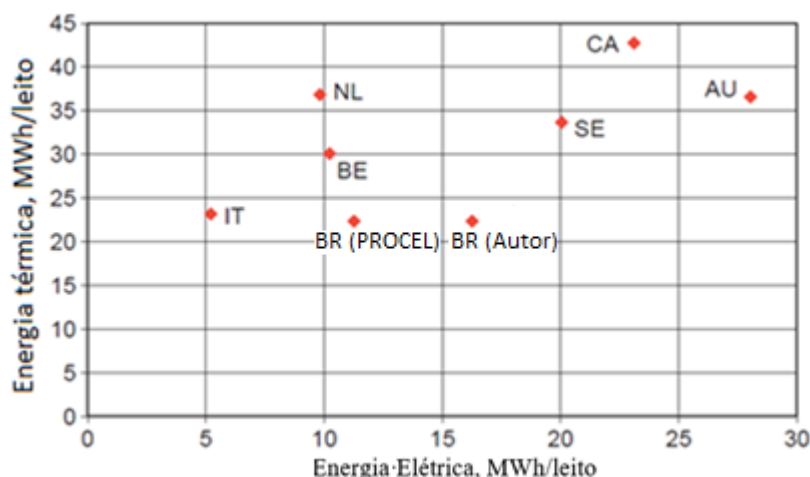
Apesar de hospitais antigos serem mais ineficientes no uso da energia, conforme já citado por PROCEL (2006), segundo CADDET (1997) não há razões simples ou óbvias de hospitais de certos países consumirem mais ou menos energia do que a média de todos os países. CADDET (1997) faz ainda um estudo dos consumos específicos de energia (por leito e por área construída) de hospitais de diversos países, conforme demonstrado na Figura 11 e Figura 12, onde CA= Canadá; NL= Holanda, AU=Austrália, BE=Bélgica, IT= Itália; SE= Suécia.

³ Médio com baixo nível de conforto - MH(lc): Possuem capacidade de 150 a 450 leitos e prestam serviços não somente ao SUS. Possuem também UTI e gerador de energia de emergência, além de obedecerem a seguinte equação: $(\text{Quartos com dois leitos} \times 2 + \text{quartos com ao menos 3 leitos} \times 3) / (\text{total de leitos no hospital}) \geq 1/2$ (Szklo, 2003).

⁴ Pequeno (SH): Possuem capacidade de 50 a 150 leitos e prestam serviços não somente ao Sistema Único de Saúde (Szklo, 2003).

⁵ Hospital com capacidade inferior a 50 leitos: Possuem capacidade de menos de 50 leitos e prestam serviços não somente ao Sistema Único de Saúde (Szklo, 2003).

⁶ Hospital com atendimento somente pelo SUS: Prestam atendimento somente ao SUS (Szklo, 2003).

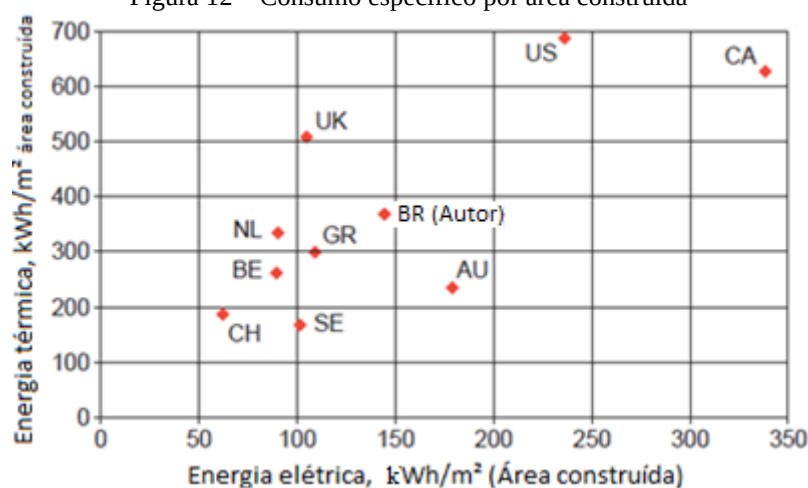
Figura 11 – Consumo específico por leito⁷

Fonte: Modificado de CADDET (1997)

No consumo específico, que relaciona o consumo de energia elétrica por leito, em análise na Figura 11, é evidenciado que o consumo varia de 5,1 MWh na Itália para 28,1 MWh na Austrália, com um consumo médio de 16,1 MWh. Ou seja, hospitais australianos consomem quase 6 vezes mais que hospitais da Itália. Uma possível explicação pode ser as diferenças bioclimáticas e o nível de sofisticação tecnológica dos hospitais. Quanto ao alto consumo de hospitais no Canadá e na Suécia, pode ser devido ao baixo custo da energia elétrica CADDET (1997).

O consumo específico que relaciona o consumo de energia elétrica por área também é muito variado, conforme pode ser observado na Figura 12. Nota-se que o consumo de energia elétrica varia de 61 kWh/m² na Suíça para 339 kWh/m² no Canadá, com um consumo médio de 145 kWh/m². O alto consumo específico de hospitais do Canadá, quase seis vezes maior que na Suíça, pode ser explicado por serem hospitais de menor área que o de outros países. Valores semelhantes de consumo também pode ser observado na Tabela 4, onde o consumo varia de 86 kWh/m² a 149kWh/m² na Espanha e Tailândia respectivamente.

⁷ Inserido no gráfico tanto o resultado deste trabalho, obtido pelo autor, quanto os dados informados por PROCEL (2006). Desconsiderar o valor da energia térmica referente às informações inseridas, uma vez que não foi objeto de estudo deste trabalho.

Figura 12 – Consumo específico por área construída⁸

Fonte: Modificado de CADDET (1997)

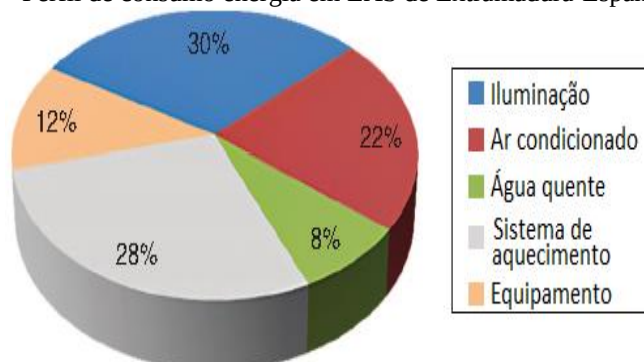
Tabela 4 - Consumo específico de energia elétrica em hospitais no mundo

Autor	Consumo Específico de energia	Local
Saidur, et al (2010)	149 kWh/m ²	Tailândia
Calcedo (2014)	86 kWh/m ²	Extremadura - Espanha
Rajagopalan, Elkadi (2014) apud Oliver-Sola (2013)	95 kWh/m ²	Barcelona - Espanha

As instalações hospitalares possuem diversas fontes de consumo de energia, dentre elas os Equipamentos Eletromédicos (EEM), os equipamentos de iluminação, os condicionadores de ar, os aquecedores de água, dentre outros.

Neste contexto, Calcedo (2014), em pesquisa realizada em 55 EAS de Extremadura-Espanha, identifica que 30% do consumo de energia é correspondente a iluminação, 22% ao condicionamento de ar e 28% ao aquecimento, conforme pode ser observado na Figura 13.

Figura 13 - Perfil de consumo energia em EAS de Extramadura-Espanha



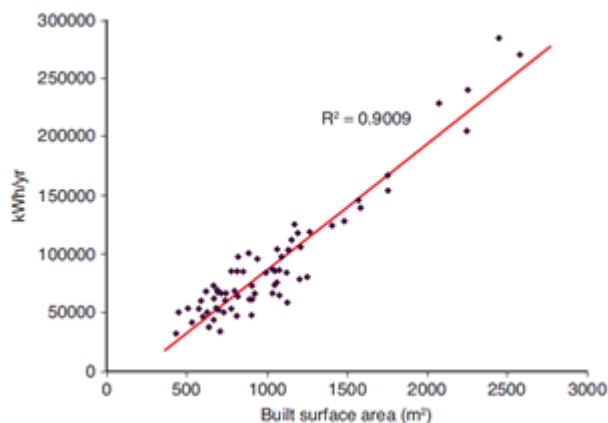
⁸ Inserido no gráfico o resultado deste trabalho, obtido pelo autor. Desconsiderar o valor da energia térmica referente à informação inserida, uma vez que não foi objeto de estudo deste trabalho.

Fonte: Modificado de CALCEDO (2014)

Calcedo (2014) também obtém uma correlação⁹ entre a área construída e o consumo anual de energia para os hospitais de até 3.000 m² situados em Extremadura-Espanha, conforme pode ser observado na Figura 14.

Nota-se ainda um alto grau de correlação entre os dados obtidos, indicando que o consumo específico, informado na Tabela 4, descreve a realidade de grande parte dos hospitais situados na região de Extremadura na Espanha.

Figura 14 Correlação entre consumo anual de energia e área construída em EAS de Extremadura-Espanha



Fonte: CALCEDO (2014)

No cenário brasileiro, Vargas (2006) relata que no caso de hospitais, a iluminação corresponde a 20% do consumo total de energia elétrica e os equipamentos condicionadores de ar correspondem a 44%, conforme pode ser observado na Figura 15.

Figura 15 - Perfil de consumo de energia elétrica em prédios – Brasil

Tipo de Prédio	Consumo (%)		
	iluminação	ar condicionado	Total
Escritórios	34	50	84
Bancos	34	52	86
Restaurante	7	20	27
Shopping	34	49	83
Prédios Públicos	24	48	72
Hospitais	20	44	64
Média	26	44	69

VARGAS (2006)

⁹ Correlação dada pela equação $C = 107,31 * Sc - 20.029$

Conforme já mencionado, segundo Silveira (2008) o condicionamento de ar representa 44% do consumo de energia elétrica em hospitais no Brasil e segundo Moghimi *et al* (2013) este consumo corresponde a 62% no Centro Médico da Universidade Kembangan – Malásia.

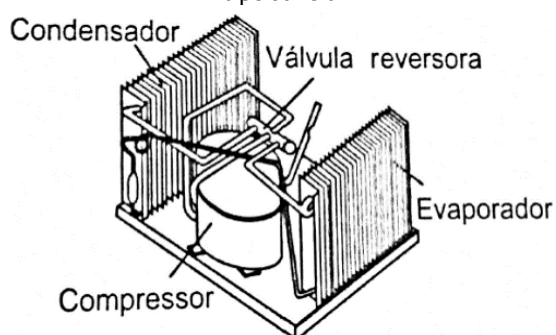
Nota-se, portanto, que o consumo de energia elétrica em hospitais é representativo, sendo o sistema de condicionamento de ar o responsável por uma parcela significativa. A seguir é exposto as características dos diferentes tipos de sistema de condicionamento de ar.

2.3. CONDICIONAMENTO DE AR

O domínio do condicionamento de ar é um dos grandes progressos tecnológicos da humanidade no século XX. As mudanças advindas do condicionamento de ar podem ser observadas em diversas áreas da atividade humana, como exemplo, na área da saúde onde muitos tratamentos, operações e procedimentos só são viáveis com seu uso (SILVA, 2010). Dentre os parâmetros importantes no condicionamento de ar, pode-se citar a temperatura, a umidade, o nível de filtragem, a pressão e as taxas de renovação de ar.

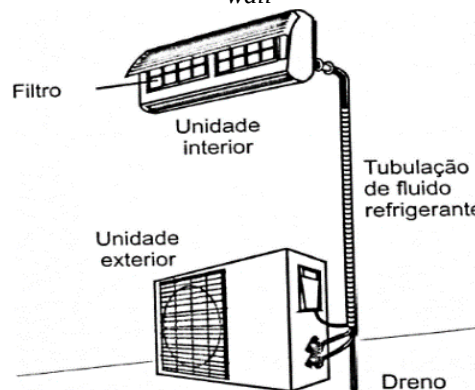
Os equipamentos que promovem o condicionamento de ar podem ser classificados basicamente como de expansão direta ou indireta. Os sistemas de expansão direta são recomendados para instalações pequenas e médias. Caracterizam-se com a carga térmica do ambiente sendo transferida ao condicionador de ar diretamente ou através de dutos, como por exemplo, os equipamentos do tipo Janela e *Splits*, ilustrados na Figura 16 e Figura 17.

Figura 16 - Equipamento condicionador de ar do tipo Janela



Fonte: SILVA (2010)

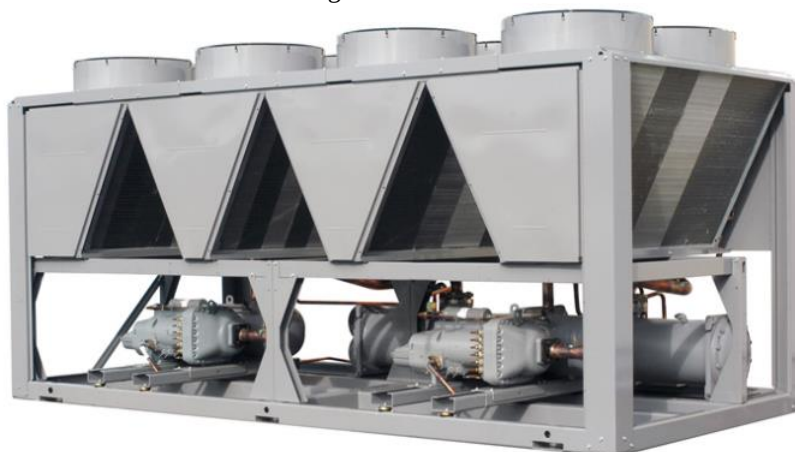
Figura 17 - Equipamento condicionador de ar *Split hi-wall*



Fonte: SILVA (2010)

O sistema de expansão indireta é caracterizado com a transferência de carga térmica ao condicionador de ar com um meio intermediário (água ou salmoura) como por exemplo os sistemas a água gelada (*chiller*) ilustrado na Figura 18.

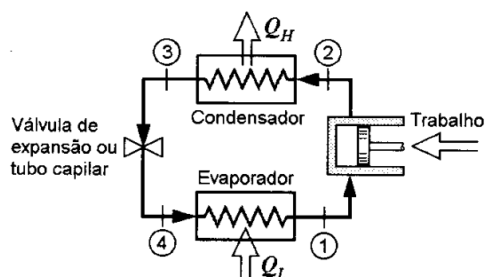
Figura 18 - *Chiller*



Fonte: CARRIER (2017)

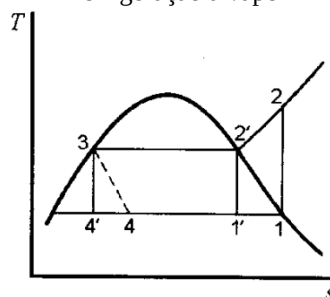
No ciclo de compressão o a vapor, o resfriamento do ar ou da água se dá através do ciclo termodinâmico de refrigeração, se dá por meio de quatro processos, 1-2-3-4-1, demonstrados na Figura 19 e Figura 20.

Figura 19 - Ciclo de ideal refrigeração por compressão a vapor



Fonte: (Wylen, Sonntag, Borgnakke, 1995)

Figura 20 - Diagrama temperatura x entalpia do ciclo ideal de refrigeração a vapor



Fonte: (Wylen, Sonntag, Borgnakke, 1995)

Processo do ciclo ideal de refrigeração:

- I. No primeiro processo, o fluido refrigerante no ponto 1 está no estado vapor saturado a baixa pressão. O Compressor realiza compressão adiabática¹⁰, resultando no vapor a alta pressão no ponto 2.
- II. No segundo processo, o calor é rejeitado do fluido refrigerante, em processo isobárico¹¹, no condensador, entre os pontos 2 e 3, saindo deste como líquido saturado.
- III. No terceiro processo, o fluido refrigerante que está no estado líquido saturado no ponto 3, é vaporizado entre o ponto 3 e 4, em um processo adiabático, através de uma válvula de expansão ou tubo capilar.
- IV. No quarto processo, entre os pontos 4 e 1, o fluido de trabalho recebe calor no evaporador (calor proveniente do ambiente a ser refrigerado), em um processo isobárico.

Na Figura 20 pode ainda ser observado o ciclo 1'-2'-3'-4'-1', que representa o ciclo de Carnot de refrigeração. O afastamento do ciclo Carnot do ciclo Ideal (1-2-3-4-1) é evidente no diagrama T-s. A razão do afastamento consiste na conveniência de se ter um compressor que opere apenas com vapor e não com uma mistura de líquido e vapor, como seria necessário no processo 1'-2' do ciclo de Carnot. É virtualmente impossível comprimir (numa vazão razoável) uma mistura tal como a representada pelo estado 1' e manter o equilíbrio entre líquido e o vapor,

¹⁰ Processo que envolve nenhum fluxo de calor, ou seja, não ocorre troca de energia nem por radiação, nem por condução, nem por convecção

¹¹ Processo termodinâmico em que a pressão permanece constante

porque deve haver transferência de calor e de massa através das fronteiras das fases. É também mais simples que se tenha um processo de expansão que ocorra irreversivelmente, através de uma válvula de expansão, do que se ter um dispositivo de expansão que receba líquido saturado e descarregue uma mistura de líquido e vapor, como seria necessário no processo 3-4'. Por estas razões, o ciclo ideal para refrigeração por compressão a vapor, é o mostrado na Figura 20 (Wylen, Sonntag, Borgnakke, 1995).

Neste ciclo termodinâmico utiliza-se fluidos refrigerantes com propriedades especiais, como é o caso do fluido Freon 22 (R22) que vaporiza a 0°C, a uma pressão de 4 bar. Nesta condição o fluido é utilizado para remover calor de substâncias a uma temperatura mais elevada, como o resfriamento de ar e água em sistemas de condicionamento de ar PROCEL (2011).

Quando se trata de sistemas de condicionamento de ar, geralmente utiliza-se as unidades Tonelada de Refrigeração (TR), *British Thermal Unit per hour* (BTU/h) ou quilocaloria por hora (kcal/h) para referir-se a potência de refrigeração do sistema. Nota-se que 1 TR equivale a 12.000 BTU/h ou a 3.024 kcal/h (SILVA 2007).

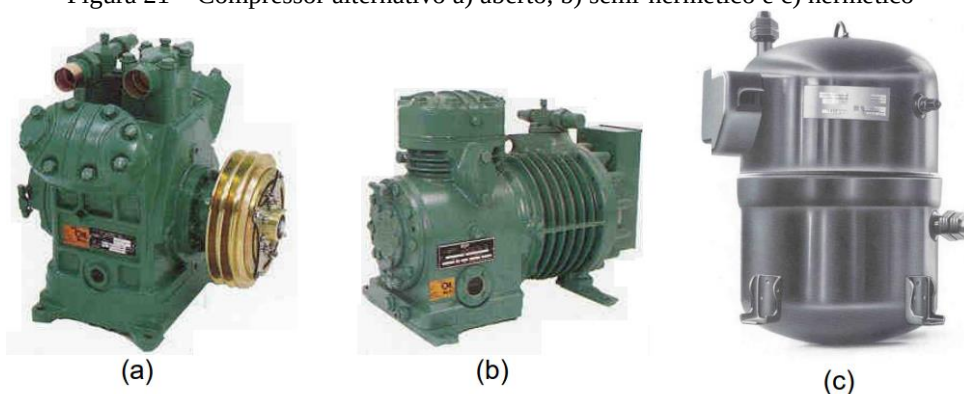
2.3.1. Componentes básicos do ciclo de refrigeração

Os compentes básicos dos equipamentos condicionadores de ar, conforme já exposto no item anterior, se divide em cinco itens, o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão, o evaporador e o fluido refrigerante.

2.3.1.1. Compressores

Os compressores são classificados em função do tipo de acoplamento e do tipo de compressão. Em relação ao tipo de acoplamento, o compressor pode ser aberto, semi-hermético e hermético, conforme pode ser observado na Figura 21. Quando o compressor e o motor elétrico não estão juntos em uma mesma carcaça, é classificado como compressor aberto. Quando o compressor e o motor elétrico estão juntos em uma mesma carcaça e há possibilidade de conserto, é classificado como compressor semi-hermético. Quando o compressor e o motor elétrico estão juntos em uma mesma carcaça e não há possibilidade de conserto, é classificado como compressor hermético (SILVA, 2007).

Figura 21 – Compressor alternativo a) aberto, b) semi-hermético e c) hermético

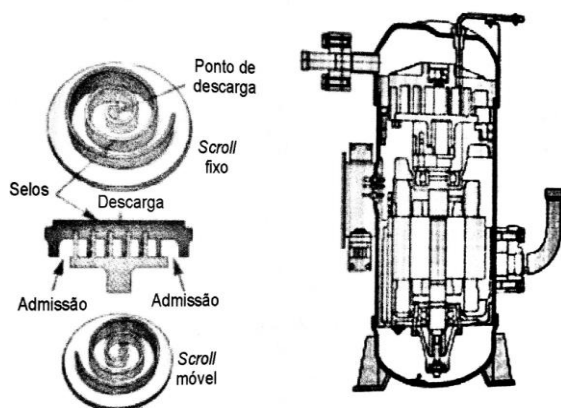


Fonte: Matos, 2017

Quanto ao tipo de compressor, podem ser classificados em alternativo, *scroll*, parafuso e centrífugo. O compressor alternativo possui “pistão” que executa movimento alternado de sobe e desce comprimindo o fluido refrigerante injetado dentro do cilindro. Já o compressor *scroll*, Figura 22, possui dois caracóis, um fixo e outro móvel, sendo que o móvel executa movimento orbital dentro do fixo e com isso cria bolsas de gás que vão diminuindo de volume e a pressão aumentando. São geralmente fornecidos na capacidade de 1 a 15 TR.

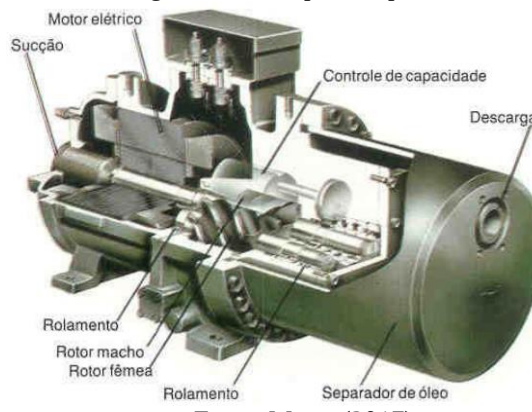
O compressor parafuso, Figura 23, é uma máquina de deslocamento positivo de rotação com dois rotores assimétricos, um convexo e outro côncavo, encaixados um no outro. O fluido refrigerante é comprimido no espaço existente entre os dois rotores (MATOS, 2017).

Figura 22 - Compressor *Scroll*



Fonte: Silva (2010)

Figura 23 - Compressor parafuso



Fonte: Matos (2017)

O compressor centrífugo, Figura 24, é uma máquina relativamente de alta velocidade, opera com um jato contínuo de fluido refrigerante, succionado e comprimido por uma força centrífuga. Os *chillers* de média e grande capacidade são os equipamentos que mais utilizam estes tipos de compressores, pois o rendimento é muito superior aos alternativos (SILVA, 2007). Utilizam-se em sistemas frigoríficos de 40 a 3000 TR de capacidade de refrigeração e atingir faixa de -50 a -100°C em sistemas de múltiplos estágios, apesar ser amplamente utilizado para o resfriamento de água de 6° a 8°C em sistemas de condicionamento de ar (MATOS, 2017).

Figura 24 - Compressor centrífugo



Fonte: Trane (2017)

2.3.1.2. Fluidos refrigerantes

Os fluidos refrigerantes utilizados em equipamentos condicionadores de ar são substâncias químicas que possuem como principal característica a absorção de calor do ambiente refrigerado no processo de vaporização. Existem vários tipos de fluidos refrigerantes, como por exemplo, os hidrocarbonetos halogenados, as misturas azeotrópicas, os hidrocarbonetos, os componentes inorgânicos e as misturas não azeotrópicas (SILVA, 2010). Existem basicamente cinco famílias de refrigerantes, os HFC¹², HCFC¹³, CFC¹⁴, HC¹⁵ (ou naturais), e os HFO¹⁶.

Os CFCs e HCFCs são gases que além de terem potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), ainda são gases do efeito estufa (GWP), já os gases HFCs não possuem potencial de destruição da camada de ozônio, porém são gases do efeito estufa. Os valores de ODP e GWP de alguns gases refrigerantes podem ser observados na Tabela 5.

Tabela 5 - Propriedades ambientais de fluidos refrigerantes

REFRIGERANTE	ODP	GWP	VIDA ÚTIL NA ATMOSFERA (ANOS)
CFC-11	1.000	4,750	45
CFC-12	1.000	10,890	100
HCFC-22	0.050	1,810	12
HCFC-123	0.020	77	1.3
HFC-134a	0.000	1,430	14

Fonte: Modificado de ASHRAE (2012)

Segundo Ministério do Meio Ambiente (2017), antes do ano 2000 quase todos os equipamentos unitários utilizaram o HCFC 22, gás do efeito estufa e com potencial de destruição da camada de ozônio. Na Figura 25 pode ser observado que, historicamente, o Brasil

¹² Hidrofluorcarbonetos –

¹³ Hidroclorofluorcarbonos

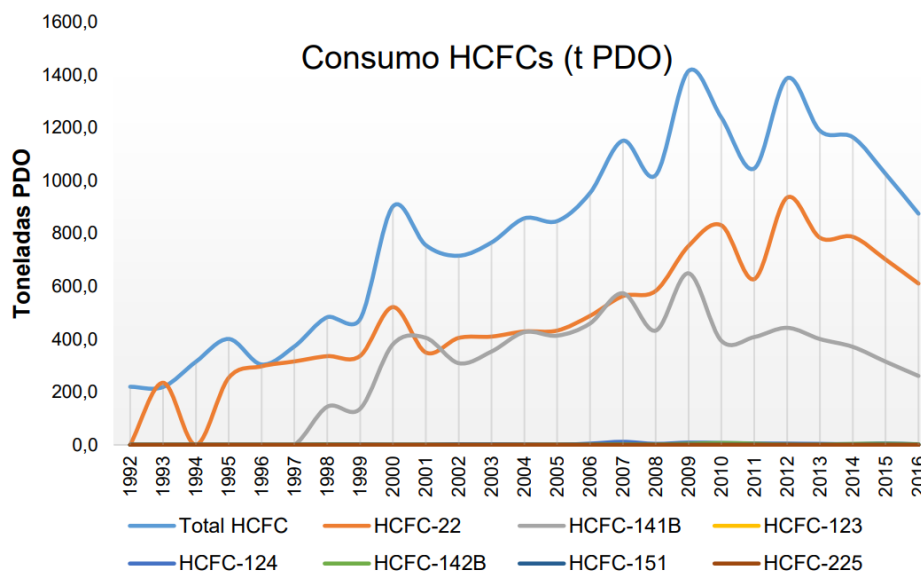
¹⁴ Clorofluorcarbonetos

¹⁵ Hidrocarbonetos

¹⁶ Hidrofluorolefinas

consumiu predominantemente os fluidos refrigerantes HCFC-22 e HCFC-141-B, ambos muito utilizados em sistemas de condicionamento de ar e de refrigeração.

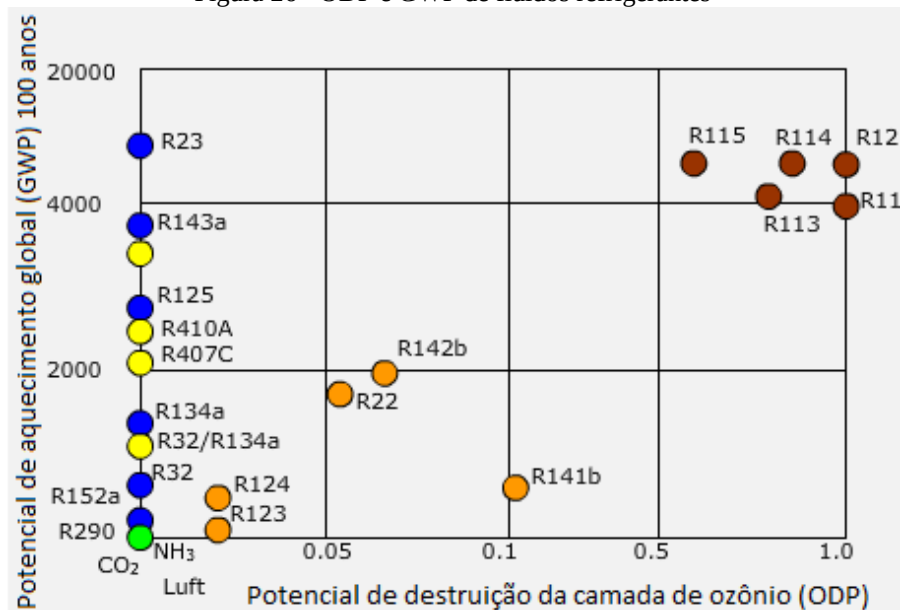
Figura 25 - Histórico do consumo de HCFC no Brasil



Fonte: MMA(2018)

Os países ao redor do mundo têm cada vez mais preocupação com os efeitos da emissão desses gases na atmosfera. Com o protocolo de Montreal em 1987 e o acordo de Paris em 2015, diversas ações têm sido tomadas para reduzir e eliminar os gases ODP e GWP. Na Europa o HCFC-22 foi eliminado em novos equipamentos em 31 dezembro de 2003, já nos USA e no Japão, a produção de HCFC-22 para uso em novos equipamentos terminou em 1º de janeiro de 2010 (Ministério do Meio Ambiente, 2017). Na Figura 26 pode ser observado o potencial de ODP e GWP de alguns fluidos refrigerantes.

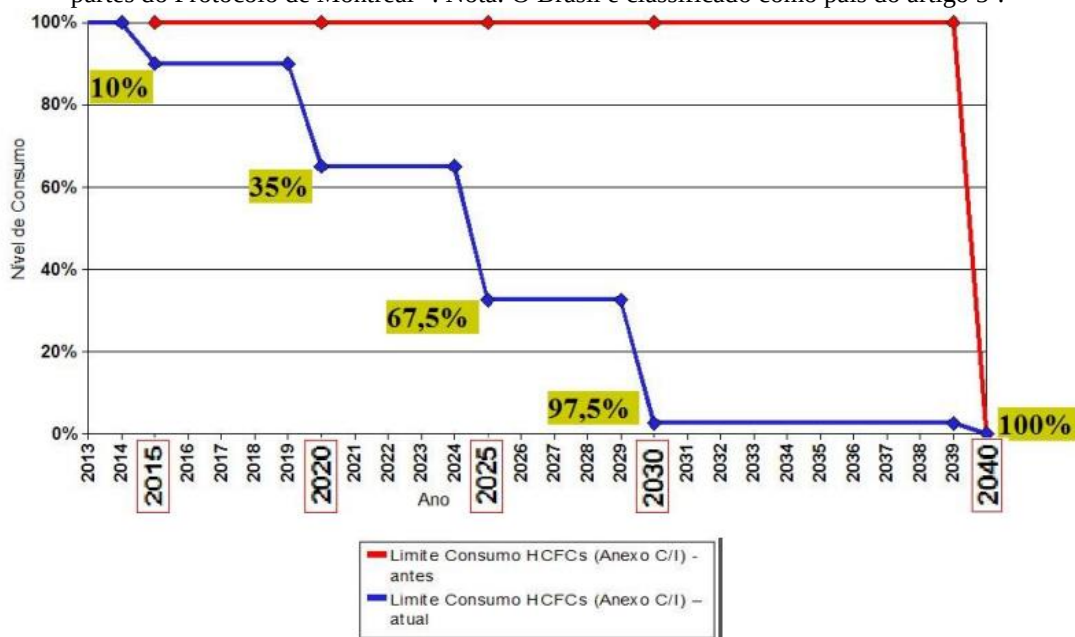
Figura 26 - ODP e GWP de fluidos refrigerantes



Fonte: Modificado de Danfoss (2017)

Com o protocolo de Montreal, aderido pelo Brasil por meio do decreto nº 99.280, de 06 de junho de 1990, houve o comprometimento de se reduzir e eliminar a emissão de HCFC's até o ano de 2040. Em 2007 houve a decisão das partes-XIX/06 em que ficou decidido a antecipação da eliminação do consumo e produção de HCFCs com o cronograma definido conforme Figura 27.

Figura 27 - Limites de consumo de HCFC para países do artigo 5º antes e depois da XIX reunião dos países partes do Protocolo de Montreal¹⁷. Nota: O Brasil é classificado como país do artigo 5º.

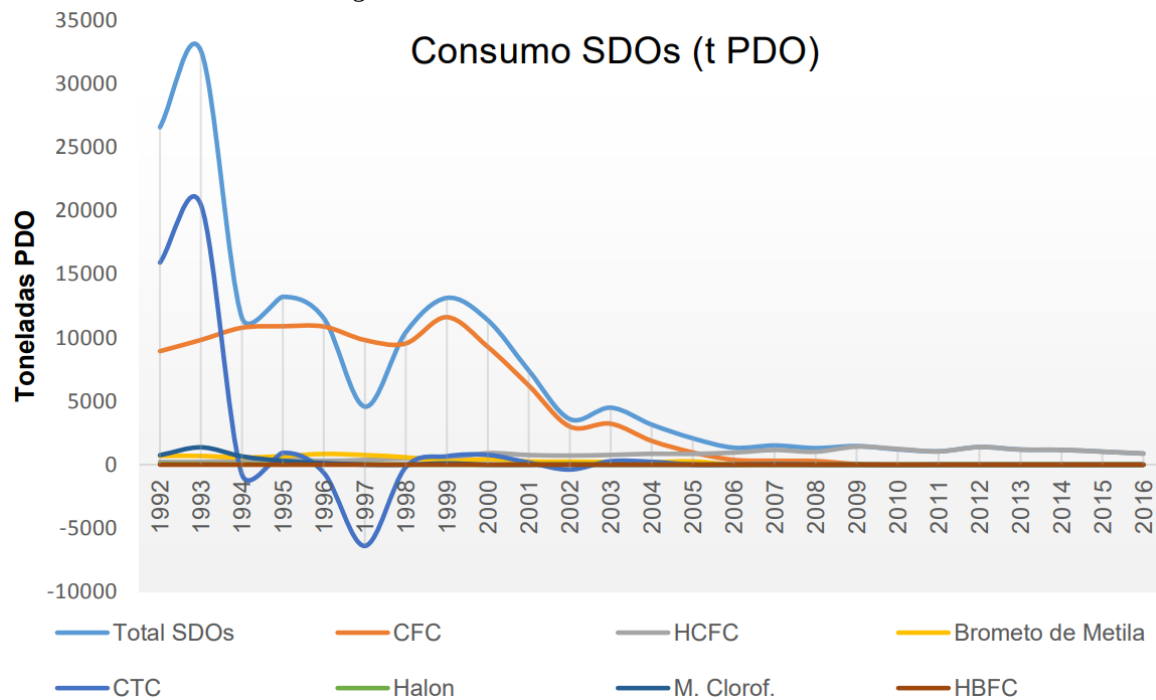


Fonte: MMA (2017)

Conforme já exposto na Figura 25 e conforme pode ser observado na Figura 28, o Brasil além de se comprometer nos protocolos internacionais, de fato tem reduzido o consumo de gases com potencial de destruição da camada de ozônio, com maior relevância para os gases CFC e HCFC.

¹⁷ Qualquer Parte que seja país em desenvolvimento, e cujo nível calculado anual de consumo das substâncias controladas seja inferior a 0,3 quilogramas per capita, na data da entrada em vigor do Protocolo.

Figura 28 - Histórico do consumo de SDOs no Brasil

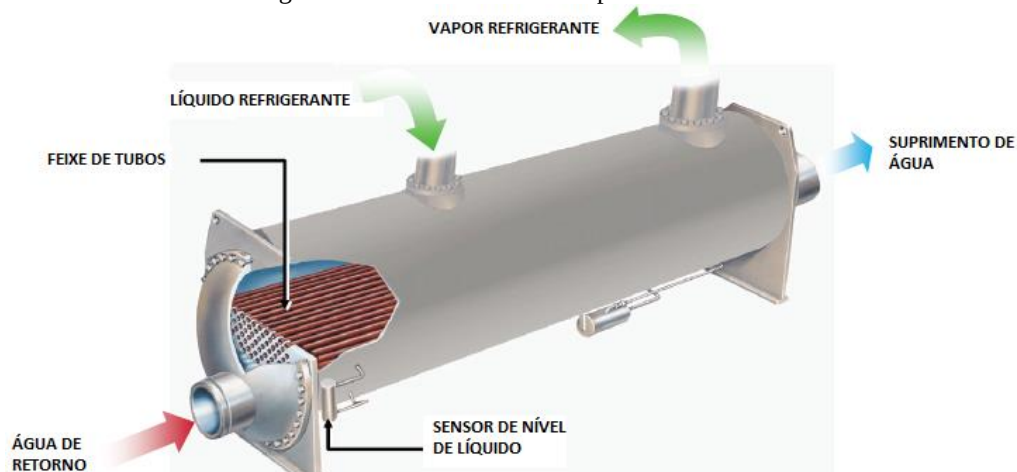


2.3.1.3. Trocadores de calor (evaporador e condensador)

Os trocadores de calor possuem a função de transferir calor de um fluido a outro. Os condensadores possuem a função de transferir o calor do fluido refrigerante para o outro fluido no exterior, neste processo o fluido refrigerante passa do estado vapor para o estado líquido. Se o calor é transferido para o ar, o condensador é chamado de condensador a ar, se o calor é transferido para água, é chamado de condensador a água.

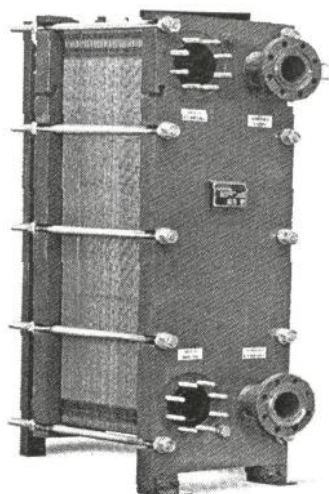
O evaporador possui a função de transferir o calor do ambiente a ser climatizado para o fluido refrigerante, neste processo o fluido refrigerante passa do estado líquido ou vapor para vapor superaquecido. Os principais tipos de trocadores de calor são os de casco e tubo (Figura 29), os de placas (Figura 30) e os por aletas (Figura 31) (SILVA, 2007).

Figura 29 – Trocador de calor tipo casco e tubos



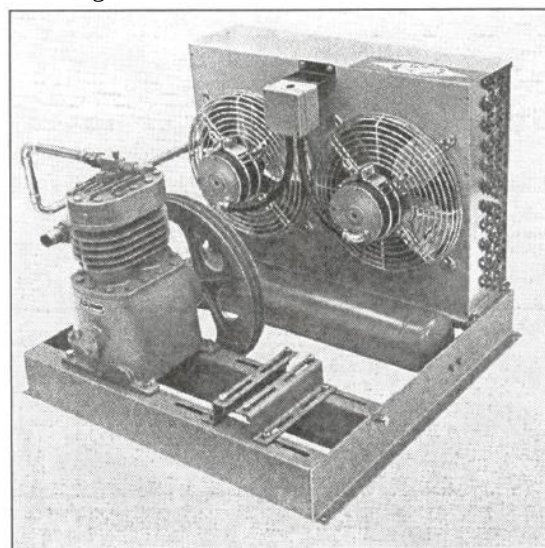
Fonte: Trane (2011)

Figura 30 – trocador de calor tipo placas



Fonte: Silva (2007)

Figura 31 - trocador de calor com aletas



Fonte: Silva (2007)

2.3.1.4. Válvulas de expansão

Os dispositivos de expansão basicamente possuem a função de reduzir a pressão e controlar o fluxo do fluido refrigerante liquefeito no condensador para o evaporador. Os dispositivos de expansão utilizados em equipamentos de climatização e refrigeração comercial são as Válvulas de Expansão Termostática (VET), já em aplicações residenciais é comum encontrar o dispositivo de expansão Tubo Capilar. Estes dispositivos criam uma restrição ou dificuldade à passagem do fluido refrigerante líquido que sai do condensador e vai para o evaporador. Com esta restrição é provocado uma elevação na pressão no condensador e uma redução brusca de pressão no evaporador, desta forma o fluido refrigerante ganha volume e perde temperatura, causando o frio (SILVA, 2007).

Figura 32 - Válvula de Expansão Termostática



Fonte: (DANFOSS, 2017)

2.3.2. Tipos de condicionadores de ar

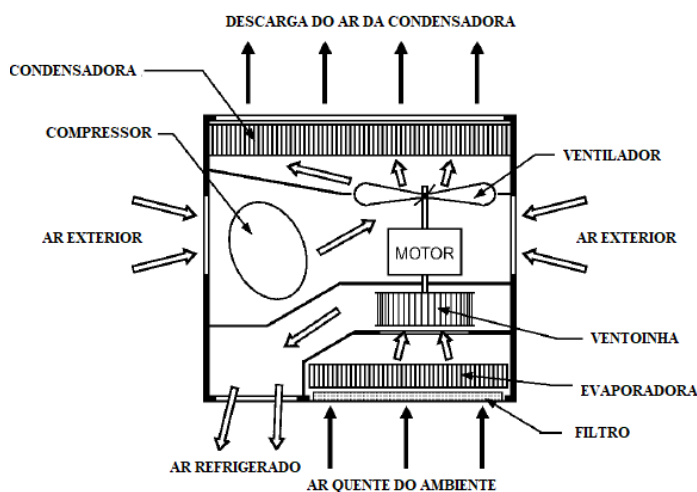
2.3.2.1. Janela

Segundo a NBR 16655-1 (ABNT, 2018) o equipamento do tipo Janela, ilustrado na Figura 31, é aquele onde todo o circuito de refrigeração/aquecimento está contido em um corpo único destinado a ser utilizado no interior do ambiente a ser condicionado, individual e único (zona simples de controle térmico). Instalado em janelas ou parede de modo que sua parte frontal fique no interior do ambiente condicionado e circule o ar destinado ao resfriamento/aquecimento, e sua parte traseira fique externa, permitindo a circulação de ar para rejeição/absorção de calor.

O equipamento do tipo Janela é o condicionador de ar mais comum, geralmente é instalado em janelas ou paredes a distância de 1,6 metros do piso. Esses equipamentos são bastante utilizados em residências e em prédios de escritórios. Sua instalação equivocadamente na parte inferior das paredes é muito comum e causa o efeito da estratificação do ar no ambiente, no qual a parte inferior do ambiente fica com ar muito frio e a parte superior muito quente. Esta má instalação compromete a eficiência do equipamento, pois não promove a convecção natural que teria se estivesse instalado da forma correta (SILVA, 2010).

O PROCEL (2011) esclarece que instalações de pequeno porte, aquelas com até 100 TR's (Tonelada de Refrigeração), são compostas basicamente de equipamentos unitários (Tipo Janela, *Split*) ou até de sistemas *self contained* com rede de dutos. Creder (2014) corrobora este entendimento dizendo que para instalações com área inferior a 70 m² (escritórios e residências) são mais indicados os equipamentos *Splits* ou do tipo Janela

Figura 33 – Esquemático de um equipamento condicionador de ar do tipo Janela



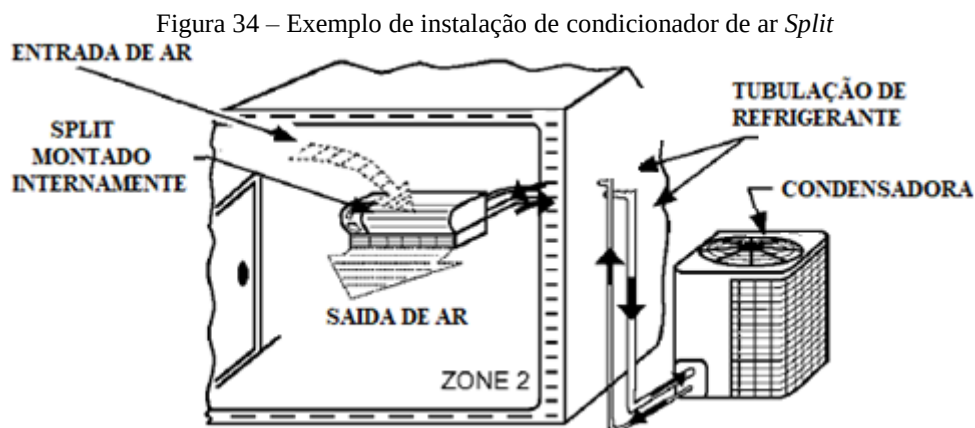
Fonte: Modificado de ASHRAE (2012)

2.3.2.2. *Split*

Segundo a NBR 16655-1 (ABNT, 2018), o equipamento do tipo *Split*, ilustrado na Figura 34, é aquele na qual o circuito de aquecimento/refrigeração é separado em duas unidades, sendo uma unidade interna do tipo parede (*hi-wall*), piso-teto, cassete ou embutida com pequena rede de dutos com motores elétricos monofásicos, e a outra unidade externa em que são interligados por um par de tubulação de fluido frigorífico e cabeamento elétrico, formando um equipamento autossuficiente, possuindo capacidade de no máximo 60.000 BTU/h.

O equipamento *Split* é bastante adaptável ao ambiente em termos estéticos e com baixo nível de ruído. A aplicação deste equipamento pode ser realizado junto ao piso, na parede próximo ao teto (*hi-wall* ou piso-teto) ou embutido no gesso (cassete) (SILVA, 2010).

É caracterizado pela unidade evaporadora ser separado da unidade condensadora. Na unidade condensadora está o compressor e a serpentina de condensação, geralmente é instalado no exterior das edificações, em paredes ou telhados. Na unidade evaporadora está a serpentina de evaporação e o dispositivo de expansão do gás refrigerante. Podem ser classificados basicamente em *Split hi-wall*, *Split piso-teto*, *Split cassete* e *Split dutado* (também conhecido como *Splitão*). Basicamente, a diferença entre esses tipos de equipamentos ocorre em função do formato da unidade evaporadora e suas características de potência, de tamanho e de fixação.



Fonte: Modificado de ASHRAE (2012)

Os equipamentos condicionadores de ar do tipo *Split hi-wall* são os mais comuns, instalados na parte superior de paredes e com unidades condensadoras compactas, sendo geralmente encontradas em residência ou pequenos ambientes. Já os equipamentos *Split* piso-teto são aqueles que podem ser instalados na parede, tanto próximo ao piso quanto próximo ao teto, e são encontrados em grandes ambientes como supermercados e lojas.

Os equipamentos *Split* cassete são caracterizados pela unidade evaporadora poder ser embutida no forro e os *Splits* dutados (*Splitão*) pela evaporadora poder ser acoplada a dutos de insuflamento de ar.

Os equipamentos condicionadores de ar conhecidos como “inverter”, na grande maioria os do tipo *Split*, são caracterizados basicamente pelo modo de operação do compressor. Nos sistemas inverter o compressor possui um dispositivo interno que altera a frequência de acinamento do motor, fazendo com diminua ou aumente a potência de compressão do compressor. Desta forma, o compressor fica predominantemente ligado, diferentemente dos sistemas convencionais onde o compressor fica “desligando” e “ligando” sucessivamente.

2.3.2.3. *Self Contained*

O equipamento condicionador de ar *Self Contained* é um equipamento compacto, preparado para condicionar o ar, isto é, filtrar, aquecer, refrigerar, umidificar ou desumidificar. Podem ser de condensação a ar ou condensação à água, sendo utilizados em lojas, restaurantes, centros de computação de dados, edifícios industriais, bancos, entre outros. A unidade condensadora pode estar acoplada ou distante da unidade evaporadora. Este equipamento ainda é caracterizado pelo compressor estar junto ao evaporador na unidade evaporadora, em contraste ao sistema *Split* onde o compressor fica localizado na unidade condensadora (SILVA, 2007).

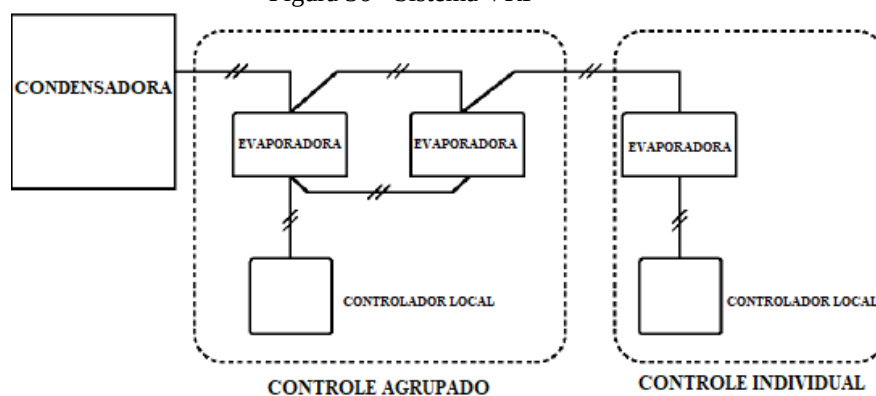
Figura 35 – Equipamento condicionador de ar *Self Contained*

Fonte: TRANE (2017)

2.3.2.4. *Variable refrigerante flow (VRF)*

Os equipamentos condicionadores de ar de fluxo de refrigerante variável, do inglês *Variable-Refrigerant-Flow* (VRF), são sistemas de expansão direta, baseadas no ciclo padrão inverso de Rankine de compressão de vapor. Estes sistemas são termodinamicamente semelhantes aos outros equipamentos de expansão direta e compartilham muitos dos mesmos componentes, como por exemplo os compressores, os dispositivos de expansão e trocadores de calor, porém são caracterizados por uma única unidade condensadora para fornecer refrigerante para várias unidades evaporadoras, conforme pode ser observado na Figura 36. A sua configuração é semelhante aos do sistema *fan-coil*, porém usam o sistema de expansão direta em vez de água (indireta). Nestes sistemas as unidades condensadoras podem ficar a mais de 30 metros das unidades evaporadoras e as capacidades típicas variam de 18.000 a 760.000 BTU/h para unidades condensadoras e de 5.000 a 120.000 BTU/h para unidades evaporadoras (ASHRAE, 2012).

Figura 36 - Sistema VRF



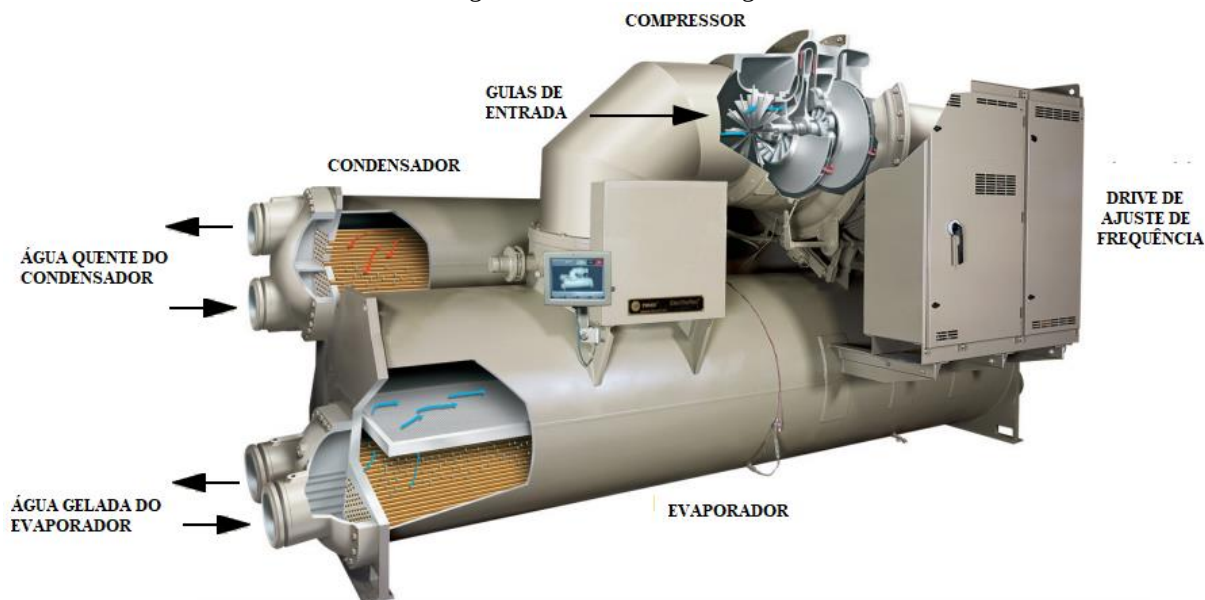
Fonte: Modificado de ASHRAE (2012)

2.3.2.5. *Chiller*

Segundo Danfoss (2017) o *chiller*, Figura 37, é uma máquina que remove calor de um líquido pelo ciclo de compressão de vapor ou pelo ciclo de refrigeração por absorção. Já segundo Silva (2010) o *chiller* é um equipamento que centraliza a produção de água gelada através de um grande resfriador.

Este tipo de equipamento é utilizado para o condicionamento de ar de grandes instalações como shoppings, hotéis, indústrias, hospitais, dentre outros. O *chiller* também é utilizado em resfriamento de equipamentos como ressonância magnética, máquinas laser e máquinas de imprimir, maximizando a eficiência, em alguns casos. Segundo Creder (2014) para as instalações com área superior a 400m², como shoppings, bancos, indústrias e hospitais, os sistemas *self-contained* (expansão direta ou indireta) ou de água gelada (*chiller*) são mais indicados. PROCEL (2011) informa ainda que em instalações com mais de 100 TR's são utilizados geralmente sistema de água gelada (*chiller*). O Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos (RTQ-C) exige ainda que quando a área condicionada apresentar carga térmica superior a 350 kW deve-se adotar um sistema de condicionamento de ar central ou provar que sistemas individuais consomem menos energia para as condições de uso previstas para as edificações.

Figura 37 – *Chiller* centrífugo

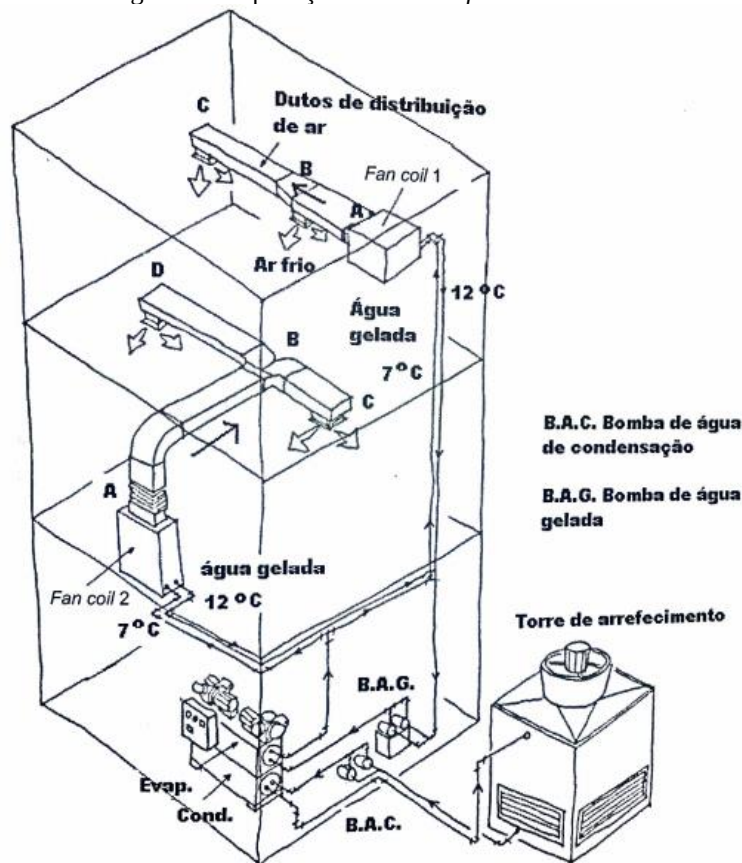


Fonte: TRANE (2011)

A água fria obtida através da circulação pelos evaporadores do *chiller* é distribuída através de Bombas de Água Gelada (BAG) para diversos ambientes que possuem equipamentos chamados *fan coils*. Nele a água gelada circula através de uma serpentina, que conjuntamente

com um ventilador que succiona o ar ambiente, promove o resfriamento e a desumidificação do ar. Um exemplo de aplicação pode ser observado na Figura 38.

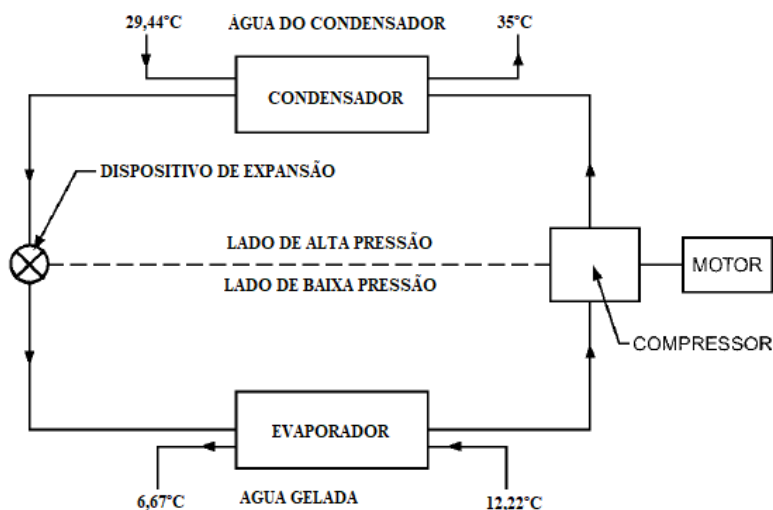
Figura 38 - Aplicação de sistema *fan coil - chiller*



Fonte: Silva (2010)

O sistema básico de refrigeração de um sistema de água gelada pode ser observada na Figura 39. A água do *chiller* entra no evaporador¹⁸ a 12,22°C e sai a 6,67°C, já a água do condensador retorna da torre de arrefecimento (condensação) a 29,44°C e sai do condensador 35°C.

¹⁸ Temperaturas no ponto padrão de avaliação pela ARI 550/590, com o *chiller* a 100% de carga.

Figura 39 - Diagrama de equipamentos de um *chiller* básico

Fonte: ASHRAE (2012)

Para esfriar um edifício ou processo, o calor interno (carga térmica) é transferido/rejeitado em última instância ao ar livre ou a outro sistema (recuperação de calor). A quantidade total de calor rejeitado inclui a soma da carga térmica do edifício ou processo no evaporador, o calor dissipado pela ineficiência dos sistema (dissipação de calor dos motores).

Em geral, os *chillers* podem ser classificados segundo a forma de rejeição de calor, podendo ser com condensação a ar ou a água. Os com condensação a ar possuem capacidades variando de 7,5 a 500 TR [25 a 1,580 kW], já os com condensação a água possuem capacidade variando de 10 a cerca de 4.000 toneladas [35 a 14.000 kW], (TRANE, 2011).

Nos *chillers* com condensação a ar, o calor é rejeitado para o ar na temperatura de bulbo seco, já nos *chillers* com condensação a água o calor é rejeitado a temperatura de bulbo úmido. Os *chillers* com condensação a ar não usam água como fluido de refrigeração, pois rejeitam o calor passando o ar ambiente através dos permutadores de calor da unidade condensadora. Em *chillers* refrigerados a ar os fabricantes melhoram o desempenho por meio de controle dos ventiladores em resposta à carga do *chiller* e a temperatura de bulbo seco ambiente (TRANE, 2011).

Ainda segundo TRANE (2011), os *chillers* com condensação a água são tipicamente mais eficientes em termos energéticos que os *chillers* com condensação a ar. A temperatura de condensação do refrigerante em um resfriador refrigerado a ar é dependente da temperatura de bulbo seco do ar ambiente. Já a temperatura de condensação do refrigerante em um *chiller* com condensação a água depende da temperatura ambiente do bulbo úmido. Uma vez que a temperatura de bulbo úmido é significativamente menor do que a temperatura do bulbo seco, a temperatura de condensação do refrigerante (e pressão) em um *chiller* com condensação a água é menor do que em uma *chiller* refriado a ar. Uma temperatura de condensação mais baixa, e,

portanto, uma menor pressão de condensação, significa que o compressor precisa fazer menos trabalho e consumir menos energia.

De forma sintética, os *chillers* com condensação a ar possuem as vantagens de incluir menores custos de manutenção, serem compactos, e possuírem melhor operação no ambiente baixo. Já o *chiller* com condensação a água possui a vantagem de maior eficiência energética e maior vida útil do equipamento.

Os *chillers* que operam no ciclo de compressão a vapor podem ser classificados também em função do tipo de compressor, podendo ser *scroll*, parafuso, alternativo ou centrífugo (DANFOSS, 2017). Na Figura 40 e Figura 41 é ilustrado o *chiller scroll* com condensação à ar e o de parafuso com condensação à água, respectivamente.

Figura 40 - *Chiller scroll* com condensação a ar



Fonte: Trane (2017)

Figura 41 - *Chiller* parafuso com condensação a água



Fonte: Trane (2017)

Segundo DANFOSS (2017), em geral os *chillers* de maiores capacidades são os centrífugos, com capacidades superiores a 57 TR. Já os *chillers* a parafuso são encontrados com capacidades de até 426 TR, os *scrolls* com capacidades de até 213 TR e os alternativos com capacidade de até 142 TR, conforme pode ser observado na Tabela 6.

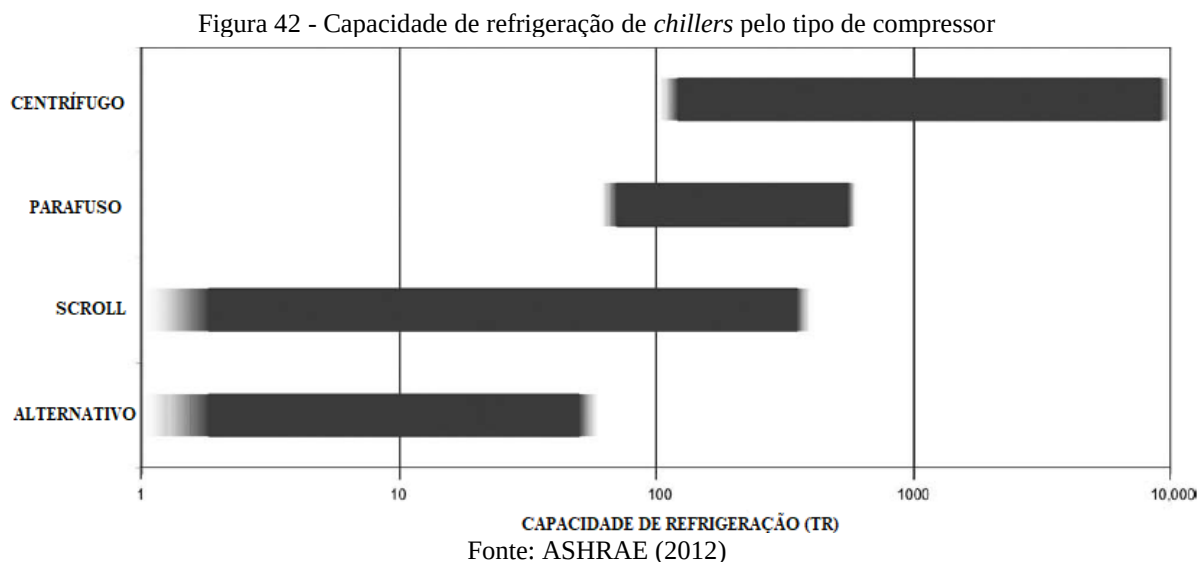
Tabela 6 - capacidade de refrigeração de *chillers* pelo tipo e compressor

Ciclo	Tipo de compressão	Capacidade [TR]
Compressão de vapor	Centrífugo	> 57
	Parafuso	57 - 426
	<i>Scroll</i>	< 213
	Alternativo	21 - 142
Absorção ¹⁹		> 15

¹⁹ Os *chillers* com ciclo a absorção requerem energia térmica de vapor, água quente, gases quentes de escape ou gás natural como fonte primária de energia e precisam de muito menos energia elétrica do que os *chillers*

Fonte: Modificado de Danfoss (2017)

Segundo ASHRAE (2012), os *chillers* com compressores centrífugos também são os de maiores capacidades, chegando a aproximadamente 10.000 TR, seguidos pelos *chillers* parafuso, *scroll* e alternativo, conforme pode ser observado na Figura 42.



Apesar dos *chillers* serem selecionados pela capacidade máxima, esta não é fixa, e sim variável, conforme a demanda do sistema. Segundo ASHRAE (2012), os sensores de temperatura do líquido refrigerado enviam uma pressão de ar (controle pneumático) ou um sinal elétrico (controle eletrônico) para o circuito de controle, que modula a capacidade do compressor em resposta à saída ou retorno da temperatura do líquido refrigerado, a partir do seu *setpoint* de operação.

No que tange a vida útil dos *chillers*, os com condensação a água normalmente duram mais do que os refrigerados a ar. A diferença é devido ao fato de que o *chiller* com condensação a ar é instalado ao ar livre, enquanto o *chiller* com condensação a água é instalado em ambientes fechados. Além disso, a água como fluido de condensação permite que o *chiller* com condensação a água funcione a pressões mais baixas do que os *chiller* com condensação a ar. Em geral, os *chillers* com condensação a ar possuem vida útil de 15 a 20 anos, enquanto os *chillers* com condensação a água possuem vida útil de 20 a 30 anos (TRANE, 2011).

Já segundo Lins, Caiafa (2016) apud PIPER (2003) os sistemas de água gelada têm vida útil entre 15 e 25 anos. Entretanto, esses valores não são fixos, pois podem variar com as

mecânicos. A vantagem do *chiller* com ciclo a absorção é que este utiliza muito menos energia elétrica (normalmente 0,03 kW/TR), mas seu custo de capital é muito maior do que os *chillers* mecânicos. Sua principal aplicação bem-sucedida é em usinas de energia em que o excesso de energia térmica residual está disponível e onde o uso desta energia economiza energia elétrica de maior valor (ASHRAE, 2012).

condições de manutenção e de operação ao longo dos anos. *Chillers* com condensação a água possuem vida útil média de 20 anos e os com condensação a ar, vida útil média de 15 anos. Em geral o sistema de água gelada é relativamente robusto e feito para durar mais que uma década, conforme pode ser observado na Tabela 7.

Tabela 7 - Vida útil de componentes de sistemas de água gelada			
Componente	Vida útil		
	Fonte: Lins e Caiafa (2016)	Fonte: TRANE(2011)	Fonte: ASHRAE(2011)
<i>Chiller</i> com condensação à água	20 anos	20 a 30 anos	20 a 25 anos
<i>Chiller</i> com condensação à ar	15 anos	15 a 20 anos	15 a 20 anos
Bombas	20 anos	-	20 anos
Torres de resfriamento	20 anos	-	20 anos
<i>Fan Coils</i>	20 anos	-	25 anos
Dutos	40 anos	-	30 anos

Uma grande vantagem de usar um *chiller* com condensação a ar é a eliminação da torre de resfriamento. Isso elimina as preocupações e os requisitos de manutenção associado ao tratamento de água, limpeza do tubo de condensação do *chiller*, manutenção mecânica da torre de resfriamento, proteção contra congelamento e disponibilidade e qualidade de água de reposição. Esta exigência de manutenção reduzida é particularmente atraente para proprietários de edifícios porque pode reduzir substancialmente os custos operacionais (TRANE, 2011).

Outro característica fundamental dos *chillers* é que estes operam de modo dinâmico, com sua eficiência energética (COP) variando em função da carga térmica do sistema a ser condicionado e das condições do ar externo. Na Tabela 8 são apresentadas as variáveis que influenciam a eficiência energética do *chiller*. Dentre elas pode-se observar que a 1ª, a 2ª e a 3ª variável são relacionadas ao projeto do *chiller*, ou seja, fica a critério de cada fabricante escolher os itens elencados nas variáveis para a formação do equipamento completo. Já a 4ª e 5ª variável variam em função das condições climáticas e de manutenção em geral.

Tabela 8 - Variáveis que influenciam a eficiência energética de <i>chillers</i>				
1ª	Características dos componentes	Eficiência dos trocadores de calor (evaporador/condensador)	Eficiência do compressor	
2ª	Característica dos fluidos	Fluido de rejeição de calor (Ar, Água)	Fluido secundário	Fluido refrigerante
3ª	Tipo de evaporação	Expansão seca (Válvula de expansão com controle de superaquecimento)	Evaporação inundada	
4ª	Condições de operação	Temperaturas de saída (Evaporador/Condensador)	Condições do ar Externo	
5ª	Manutenção do Chiller	Carga de fluido refrigerante	Limpeza dos trocador	Tratamento da água

2.3.3. Legislação e normas de condicionamento de ar em hospitais

No território brasileiro vigoram basicamente cinco normas relacionadas ao condicionamento de ar em ambientes hospitalares, a RDC -ANVISA nº 50 de 2002, a NBR 7256, a NBR 16401, a Resolução nº 9 de 2003 da ANVISA e Portaria 3253 de 1998 do Ministério da Saúde.

A RDC-ANVISA nº 50 de 2002 dispõe sobre o regulamento técnico para planejamento, programação, elaboração e avaliação de projetos físicos de EAS. Ela especifica que os setores com condicionamento de ar, para fins de conforto, devem atender a norma NBR 16401:2008 (NBR 6401 revogada) e que os setores destinados à assepsia e conforto devem atender à norma NBR 7256:2005, dentre outras exigências.

Os setores com condicionamento para fins de conforto, como salas administrativas, quartos de internação, etc., devem ser atendidos pelos parâmetros básicos de projeto definidos na norma da ABNT NBR 6401(1980). Os setores destinados à assepsia e conforto, tais como salas de cirurgias, UTI, berçário, nutrição parenteral, etc., devem atender às exigências da NBR-7256. No atendimento dos recintos citados acima devem ser tomados os devidos cuidados, principalmente por envolver trabalhos e tratamentos destinados à análise e erradicação de doenças infecciosas, devendo portanto ser observados os sistemas de filtragens, trocas de ar, etc. Toda a compartimentação do EAS estabelecida pelo estudo arquitetônico, visando atender à segurança do EAS e, principalmente, evitar contatos de pacientes com doenças infecciosas, deve ser respeitada quando da setorização do sistema de ar condicionado. (ANVISA, 2002)

A NBR 16401:2008 nas suas partes 1, 2 e 3 tratam especificamente de parâmetros básicos e requisitos mínimos de projeto de sistemas de condicionamento de ar centrais e unitários, de forma a propiciar conforto térmico com qualidade do ar aos ocupantes dos recintos providos de ar condicionado. Em um foco mais restrito, a NBR 7256:2005 trata especificamente de requisitos mínimos para projeto e execução de instalações de tratamento de ar em EAS.

A Nota Técnica nº 8 de 2009 da ANVISA reitera a necessidade de se atender as legislações vigentes e faz colocações específicas em relação às tecnologias de condicionamento de ar existentes e sua capacidade de atender às exigências legais.

Um dos erros mais comuns em climatização de EAS, principalmente em consultórios e clínicas, é a instalação de equipamentos de ar condicionado do tipo Janela e *minisplits*. Esses equipamentos não possibilitam a renovação de ar exterior e a manutenção dos níveis de pressão necessários para uma boa qualidade do ar interior, conforme preconizado na Portaria GM/MS nº. 3.523 de 1998 e na RE/Anvisa nº. 9 de 2003. (ANVISA,2009)

Ou seja, conclui-se que somente a existência de equipamentos condicionadores de ar do tipo Janela e mini *Splits* em EAS não suprem a necessidade das normas vigentes. Não obstante, esta nota técnica também faz outros comentários pertinentes.

1. A instalação de ventiladores portáteis ou modelos de teto em ambientes críticos ²⁰ não é permitida, pelos mesmos motivos explicados anteriormente. Ressaltamos que um ventilador portátil ou de teto apenas movimentará o ar ambiente por meio de uma “corrente de ar”, que pode inclusive carrear material particulado indesejável;
2. A instalação de ventiladores, minisplits ou aparelhos de ar condicionado do tipo Janela em áreas não críticas e semicríticas de EAS pode ser efetuada sob determinadas condições. Uma alternativa viável para esses ambientes seria a instalação complementar de um sistema de ventilação/exaustão ao equipamento condicionador de ar, de forma a efetuar a renovação do ar ambiente e manutenção dos parâmetros de conforto;
3. A instalação de ventiladores com aspersão de água (resfriamento evaporativo) somente é permitida nas áreas não críticas do EAS. A aspersão de partículas de água no ambiente aumenta a umidade relativa do ar e reduz a temperatura ambiente em alguns graus. Porém, essa aspersão de partículas de água no ambiente também pode ser prejudicial, pois estas partículas tornam-se um meio de transporte para microrganismos e demais contaminantes particulados (ANVISA, 2009).

Verifica-se desta forma que os equipamentos condicionadores de ar do tipo Janela e *Split* não atendem a legislação em ambientes críticos, sendo proibidos. Neste sentido, à luz da legislação e às especificidades técnicas, os sistemas de condicionamento de ar podem ser classificados conforme a Tabela 9.

²⁰ Ambiente crítico - são os ambientes onde existe risco aumentado de transmissão de infecção, onde se realizam procedimentos de risco, com ou sem pacientes, ou onde se encontram pacientes imunodeprimidos. (RDC ANVISA nº 50/2001)

Tabela 9 - Tipos de sistemas de condicionamento de ar e sua correlação com as legislações vigentes

Características	Tipo Janela	Split (hi-wall/Piso-teto)	Split (dutado)	VRF (dutado)	Self Contained	Chiller (Com fan coil)
Conforto térmico	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Nível de filtragem do ar adequada	X	X	✓	✓	✓	✓
Renovação de ar	X	X	✓	✓	✓	✓
Nível de pressão	X	X	✓	✓	✓	✓
Pode ser utilizado em áreas críticas?	X	X	✓	✓	✓	✓
Pode ser utilizado em áreas não críticas/semi-críticas?	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Legenda: ✓ = conforme; X = não conforme

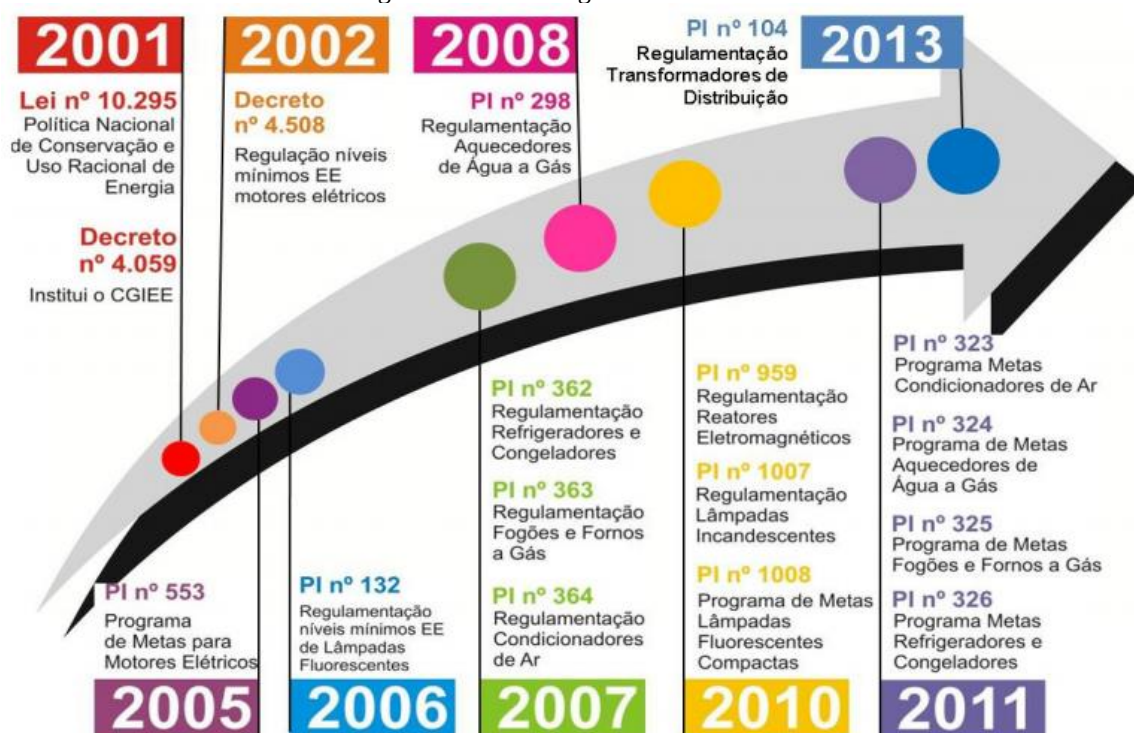
2.4. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM CONDICIONADORES DE AR

Desde 1984 o INMETRO realizava o trabalho pioneiro de discutir com a sociedade acerca da conservação de energia, com o objetivo de racionalizar o uso de energia elétrica no Brasil, através de publicações, informando aos consumidores sobre os níveis de eficiências de produtos e incentivando a compra mais racional. Com o passar do tempo surgiu o Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), que juntamente com Lei 10.295/2001 fez com que o INMETRO passasse a realizar programas de avaliação da conformidade compulsórias na área da eficiência energética, tendo como base os índices estabelecidos pelo Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética (CGIEE) (INMETRO, 2017).

A Lei 10.295/2001 é conhecida como “lei da eficiência energética”, tratando da política nacional de conservação e uso racional de energia. Esta lei estimula o desenvolvimento tecnológico, a preservação do meio ambiente e a produção de novos produtos eficientes, com exigência de requisitos mínimos de eficiência ou máximos de consumo específico de energia, estabelecidos pelo CGIEE. Alguns dos equipamentos normatizados são: geladeiras, lâmpadas e aparelhos condicionadores de ar (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2013).

A Figura 43 apresenta em ordem cronológica as regulamentações implementadas pelo CGIEE. Observa-se que os equipamentos condicionadores de ar tiveram a regulamentação estabelecida pela Portaria Interministerial (PI) nº 364 de 2007.

Figura 43 - Marco regulatório do CGIEE



Fonte: Ministério de Minas e Energia (2013)

No âmbito da administração pública há ainda a Instrução Normativa nº 02 de 2014 do Ministério do Planejamento Orçamento e Gestão (IN 02/2014 MPOG) que obriga os órgãos da administração pública direta, autárquica e fundacional a obter o selo PBE classe A tanto para os equipamentos, quanto para as construções novas ou que recebam *retrofit*. Neste contexto, o INMETRO publicou a portaria nº 372, de 17 de setembro de 2010 em que consta o RTQ-C.

Em relação aos equipamentos condicionadores de ar, um importante índice que avalia o seu rendimento (*chiller*, *Splits*, Tipo Janela, etc.) é o Coeficiente de Performance (COP). Este indicador do equipamento de refrigeração pode ser definido basicamente como a relação entre a potência de refrigeração e a potência elétrica consumida pelo equipamento. Em análise ao ciclo ideal de refrigeração da Figura 19, pode-se definir o COP conforme Equação 1:

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia útil (W)}}{\text{Energia consumida (W)}} = \frac{Q_L}{Q_H} \quad [1]$$

Onde Q_L é a energia transferida do ambiente refrigerado ao evaporador e Q_H a energia rejeitada pelo condensador ao ambiente externo. Neste contexto, cabe ressaltar que o maior nível de eficiência energética que uma máquina frigorífica pode obter é o COP de Carnot. Para a máquina frigorífica da Figura 19, pode-se descrever o COP de Carnot como a razão entre a quantidade de calor retirada da fonte fria pela diferença entre as quantidades de calor adicionada à fonte quente e retirada da fonte fria. Pode-se também descrever o COP de Carnot como a razão entre a temperatura da fonte fria pela diferença entre a temperatura da fonte quente pela temperatura da fonte fria. Ambas as formas descritas anteriormente podem ser observadas nas Equações 2 e 3.

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad [2]$$

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad [3]$$

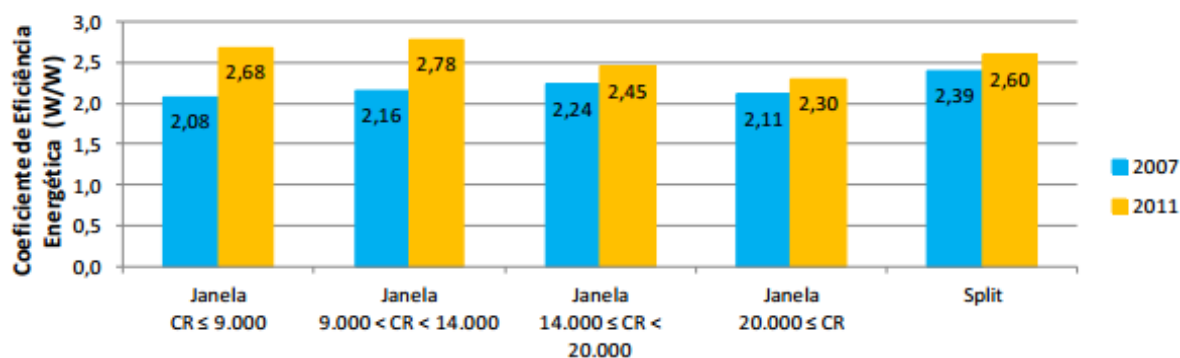
Onde T_L é a temperatura da fonte fria e T_H a temperatura da fonte quente, ambos em kelvin. Quanto maior o COP, mais eficiente é o equipamento condicionador de ar. Cabe ressaltar que o COP é um parâmetro que mensura a eficiência do equipamento condicionador de ar em plena carga, ou seja, com a capacidade máxima de refrigeração. Entretanto, no uso diário, os equipamentos condicionadores de ar não ficam sempre em plena carga. Desta forma, este parâmetro não representa o desempenho energético sazonal do equipamento, uma vez que não considera o desempenho em carga parcial (CB3E, 2013).

Neste sentido o Ministério de Minas e Energia publicou em 24 de dezembro de 2007 a Portaria Interministerial nº 364 que aprovou a regulamentação específica de eficiência para

aparelhos condicionadores de ar. O parâmetro utilizado para comparar a eficiência dos equipamentos é a razão entre a Potência de Refrigeração (W) e a potência elétrica demandada (W), ou seja, o COP, porém chamado na referida portaria como Coeficiente de Eficiência Energética (CEE). Nesta portaria ficou ainda definido que a o índice mínimo de eficiência seria de 2,39 W/W para os equipamentos *Split* e de 2,08 a 2,24 W/W para os equipamentos do Tipo Janela, com essa variação sendo em função da potência de refrigeração (CB3E, 2013). Cabe ressaltar que os equipamentos condicionadores de ar regulamentados por essa portaria dizem respeito somente aos com condensação a ar, ou seja, os com condensação a água não estão contemplados.

Ainda segundo CB3E (2013), em 26 de maio de 2011 outra Portaria foi publicada, a de nº 323, atualizando os índices mínimos de eficiência energética dos equipamentos condicionadores de ar. Nessa nova portaria ficou definido que o COP mínimo de eficiência energética seria de 2,6 para os equipamentos *Split* e de 2,30 a 2,78 para os equipamentos do tipo Janela. Uma comparação entre os índices aprovados nas portarias 364/2007 e 323/2011 pode ser vista na Figura 44.

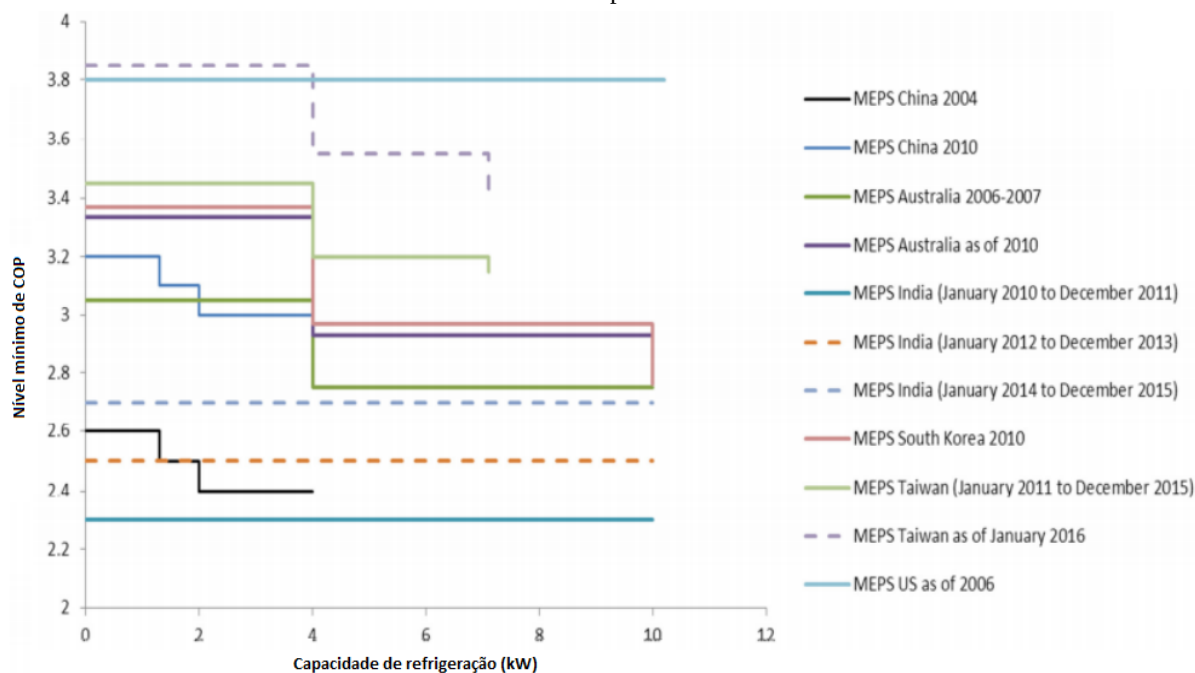
Figura 44 - - Níveis mínimos do coeficiente de eficiência energética (COP) no Brasil. Nota: CR é a capacidade de refrigeração em BTU/h



Fonte: CB3E (2013)

Em um contexto mundial, a *Collaborative Labeling & Appliance Standards Program* (CLASP) realizou pesquisa para detectar os níveis mínimos de eficiência energética de equipamentos condicionadores de ar em oito economias mundiais (Austrália, China, União Europeia, Japão, Índia, Coreia, Taiwan e Estados Unidos) e obteve o resultado que pode ser observado na Figura 45. Percebe-se que o nível mínimo exigido para equipamentos condicionadores de ar *Split* no Brasil (2,6) é comparável com o nível mínimo exigido na China em 2004.

Figura 45 – Níveis mínimos de desempenho energético (MEPS – *Minimum Energy Performance Standards*) para diferentes países



Fonte: Modificado de CB3E (2013)

A última portaria que regulamentou os níveis de eficiência energética de equipamentos condicionadores de ar foi a Portaria nº 410 de 2013 do INMETRO. As classes relacionadas aos níveis de eficiência energética de equipamentos condicionadores de ar podem ser observadas nas Figura 46 e Figura 47.

Figura 46 - Níveis de eficiência energética em equipamentos condicionadores de ar do tipo Janela

Classes	Coeficiente de eficiência energética (W/W) ⁽¹⁾			
	Categoria 1	Categoria 2	Categoria 3	Categoria 4
	≤ 9.000 Btu/h ≤ 2.637 W	9.001 a 13.999 2.637 a 4.102	14.000 a 19.999 4.102 a 5.860	≥ 20.000 ≥ 5.860
A	≥ 2,93	≥ 3,03	≥ 2,88	≥ 2,82
B	≥ 2,84	≥ 2,94	≥ 2,71	≥ 2,65
C	≥ 2,76	≥ 2,86	≥ 2,59	≥ 2,48
D	≥ 2,68	≥ 2,78	≥ 2,45	≥ 2,30

Fonte: INMETRO(2013)

Figura 47 - Níveis de eficiência energética de equipamentos condicionadores de ar *Split*

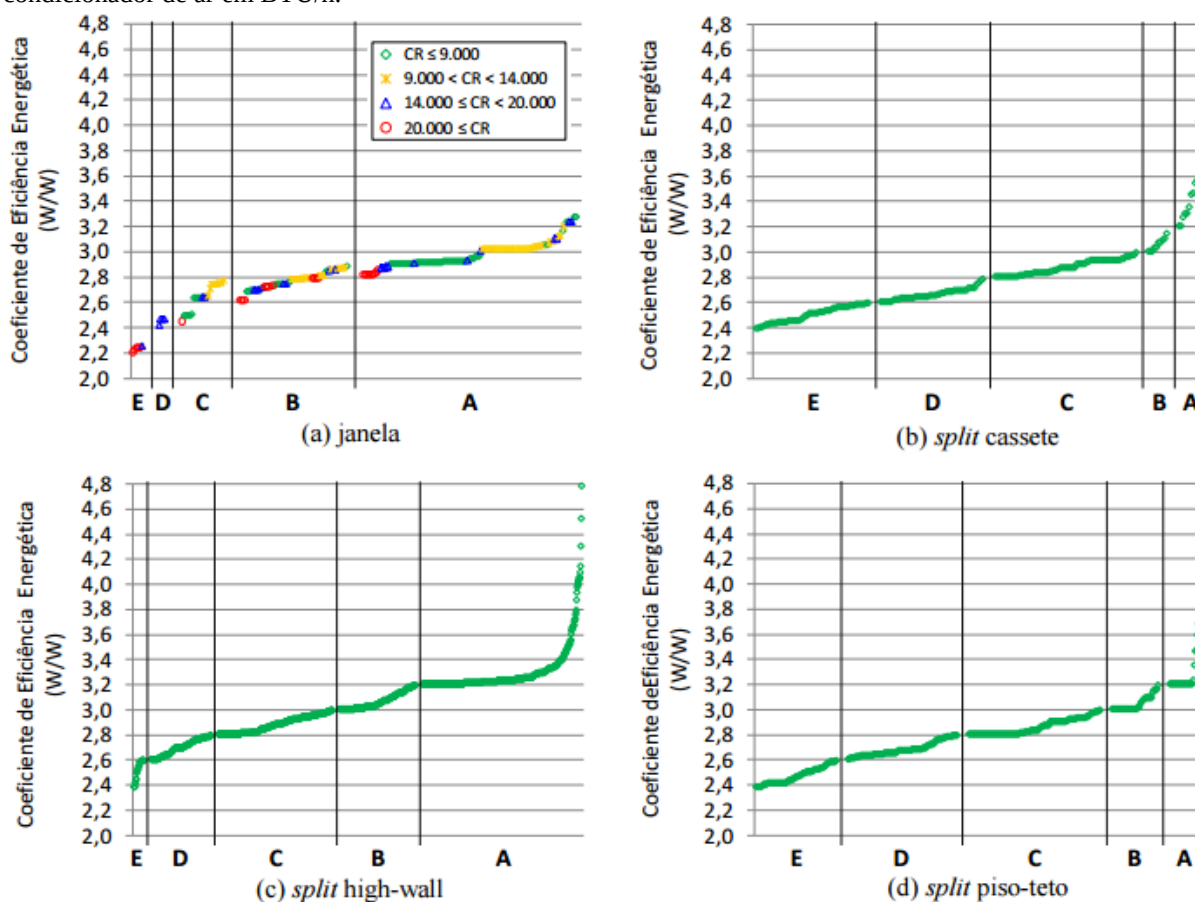
Classes	Coeficiente de eficiência energética (W/W)	
A	3,23	<CEE
B	3,02	<CEE ≤ 3,23
C	2,81	<CEE ≤ 3,02
D	2,60	≤ CEE ≤ 2,81

Fonte: INMETRO(2013)

Em relação à oferta de mercado, no cenário brasileiro são encontradas diversas fabricantes com equipamentos de variados coeficientes de performance. CB3E (2013) compilou

dados obtidos do PBE e chegou ao resultado exposto na Figura 48. Observa-se que, apenas uma pequena parte dos equipamentos possuíam COP maior que 3,8, nível mínimo regulamentado nos Estados Unidos desde 2006. Os equipamentos com melhor COP nos dados obtidos chegam a atingir o valor de 4,8. Cabe ressaltar que os equipamentos condicionadores de ar regulamentados pelo PBE dizem respeito somente aos equipamentos do Tipo Janela e *Splits* (*hi-wall*, *cassete* e *piso-teto*), não abrangendo os demais tipos como *Chiller*, *Self contained* e *VRF*.

Figura 48 – Coeficiente de eficiência energética dos condicionadores de ar aprovados pelo PBE: (a) tipo Janela; (b) *Split Cassete*; (c) *Split High-Wall*; (d) *Split Piso-Teto*. Nota: CR é a capacidade de refrigeração do condicionador de ar em BTU/h.



Fonte: CB3E (2013).

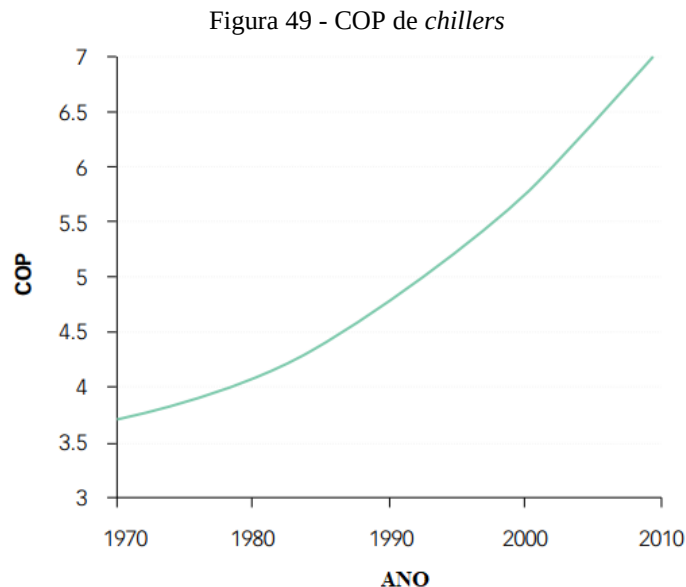
Outro indicador de eficiência energética de equipamentos condicionadores de ar é a Razão de Eficiência Energética (EER), cujo nome se deriva do inglês “*Energy Efficiency Rate*”. Este indicador surgiu nos Estados Unidos da América para medir a eficiência de um equipamento condicionador de ar em estado estacionário. Formalmente o ERR representa a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência realizada para produzi-la, conforme pode ser observado na Equação 4 (U.S. Department of Energy, 2017)

$$ERR = \frac{\text{Energia útil (BTU/h)}}{\text{Energia consumida (W)}} = \frac{Q_L}{Q_H} \quad [4]$$

Neste sentido, existe ainda o índice SEER (*Seasonal Energy Efficiency Ratio*), que representa o desempenho de um equipamento condicionador de ar em diferentes estações do ano. O SEER pode ser descrito como o calor total removido do espaço condicionado durante uma estação de resfriamento, expressa em BTU, dividido pela energia elétrica total consumida pelo ar condicionado ou bomba de calor durante a mesma estação, expresso em watt-hora, conforme Equação 5 (AHRI, 2011).

$$SEER = \frac{\text{Energia útil (BTU)}}{\text{Energia consumida na estação (W.h)}} = \frac{Q_L}{Q_H} \quad [5]$$

Os *chillers*, em geral, apresentam COP muito superiores aos registrados por sistemas unitários (equipamentos do tipo Janela, *Split*), principalmente os *chillers* com condensação a água. A eficiência energética dos *chillers* cresceu ao longo do tempo, conforme pode ser visto na Figura 49, por meio de melhoramentos na tecnologia dos compressores e dos trocadores de calor, além de controles de automação mais eficientes (ESBS, 2017).



Entretanto, apesar do COP ou EER serem bastante utilizados para tratar de equipamentos condicionadores de ar do tipo *Split* e do Tipo Janela, eles não são parâmetros adequados para mensurar a eficiência energética de *chillers*, pois representam a eficiência energética do equipamento condicionador de ar a 100% de carga. Uma vez que os *chillers* não operam a 100% da capacidade por muito tempo, o COP nem o EER são parâmetros adequados para mensurar sua eficiência.

O *Integrated Part Load Value* (IPLV) é um indicador desenvolvido pelo Instituto de Refrigeração, Aquecimento e Ar condicionado (AHRI, do inglês *Air Conditioning, Heating & Refrigeration Institute*) para descrever a performance de *chillers* em cargas parciais. O IPLV é calculado usando o COP do equipamento quando opera em capacidades de 100%, 75%, 50% e 25%, índices A, B, C e D respectivamente, conforme pode ser observado na Equação 6²¹ (FABIAN, 2010).

$$\text{IPLV} = 0,01A + 0,42B + 0,45C + 0,12D \quad [6]$$

Segundo North Carolina Energy Office (2010), para os *chillers* com condensação a água e a ar, a norma 550/590 da AHRI recomenda índices de eficiência energética tanto para carga parcial quanto para carga total, conforme pode ser observado na Tabela 10 e Tabela 11.

Tabela 10 - Índices de eficiência recomendada pela *ARI Standard 550/590* para *chillers* com condensação a ar

Tipo de compressor e capacidade	Carga parcial (kW/TR)	Carga total (kW/TR)
<i>Scroll</i> (30 - 60 TR)	≤ 0.86	≤ 1.23
Alternativo (30 - 150 TR)	≤ 0.90	≤ 1.23
Parafuso (70 - 200 TR)	≤ 0.98	≤ 1.23

Fonte: modificado de *North Carolina Energy Office* (2010)

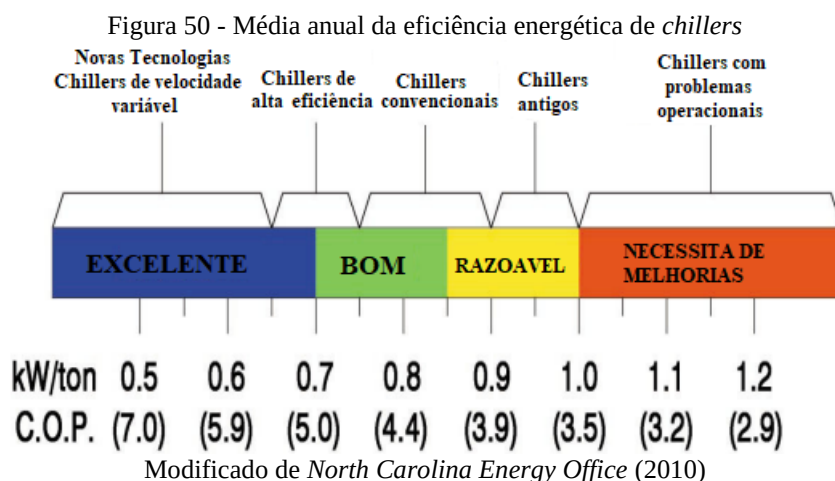
Tabela 11 - Índices de eficiência recomendada pela *ARI Standard 550/590* para *chillers* com condensação a água

Tipo de compressor e capacidade	Carga parcial (kW/TR)	Carga total (kW/TR)
Centrífugo (150 - 299 TR)	≤ 0.52	≤ 0.59
Centrífugo (300 - 2000 TR)	≤ 0.45	≤ 0.56
Parafuso ≥ 150 TR	≤ 0.49	≤ 0.64

Fonte: modificado de *North Carolina Energy Office* (2010)

North Carolina Energy Office (2010) ainda faz uma escala de níveis de eficiência energética de *chillers*, Figura 50, utilizando o COP e o kW/TR como parâmetro. Nesta escala tem-se que os *chillers* com COP menor que 3,5 ou kW/TR maior que 1 são considerados *chillers* que necessitam de melhorias. Já os *chillers* com COP entre 3,5 e 4,1 são considerados como desempenho razoável e os *chillers* com COP entre 4,1 e 5 são considerados com bom desempenho. *Chillers* com COP maior que 5 ou razão kW/TR menor que 0,7 são considerados com desempenho excelente.

²¹ Equação desenvolvida considerando-se os dados meteorológicos de uma média ponderada de 29 cidades em todo os Estados Unidos, especificamente escolhidas porque representavam áreas onde 80% de todas as vendas de *chillers* ocorreram durante um período de 25 anos (1967-1992) (AHRI, 2011).



Cleto (2017) faz também um levantamento sobre os níveis de eficiência energética de diferentes tipos de sistemas de ar condicionado, conforme pode ser observado na Tabela 12. Percebe-se que os sistemas mais eficientes são os *chillers* com condensação a água, e que quanto maior a potência de refrigeração do sistema, maior é o COP.

Tabela 12 - Níveis de eficiência energética em sistemas de ar condicionado

Sistema (Faixas Típicas)	Observações	COP Compressor	COP Total do Sistema
Roof-Top/ Self a Ar (10 a 30 ton)	Compressor Scroll	2,50 – 2,70	2,10 – 2,35
VRF a Ar (10 a 40 ton)	Compressor Scroll – VFD	3,30 – 3,35	2,50 – 3,00
VRF a Água (10 a 40 ton)	Compressor Scroll – VFD	3,70 – 4,40	3,00 – 3,70
Chiller a Ar (150 a 400 ton)	Compressor Parafuso/Scroll	2,90 – 4,15	2,20 – 3,00
Chiller a Água (150 a 700 ton)	Compressor Parafuso	5,00 – 6,40	3,00 – 3,90
Chiller a Água (300 a 4.000 ton)	Compressor Centrífugo – VFD	5,80 – 7,50	3,70 – 5,50
Sistema de Termoacumulação de Gelo com Chiller a Água (250 a 3.000 ton)	Compressor Parafuso Ar Condicionado → Fabricação de Gelo →	4,70 – 5,40 3,20 – 3,90	3,70 – 4,15 2,60 – 2,93
Sistema de Termoacumulação de Água Gelada com Chiller a Água (250 a 10.000 ton)	Compressor Parafuso ou Compressor Centrífugo – VFD	5,80 – 7,50	4,70 – 5,80

Fonte: Cleto (2017)

É importante ressaltar que, uma vez instalados, os *chillers* operam de modo dinâmico, com sua eficiência energética variando em função da carga térmica do edifício (ou processo) e em função das condições do ar exterior. A eficiência energética de um *chiller* depende basicamente das seguintes variáveis:

No âmbito do RTQ-C, é exigido que equipamentos condicionadores de ar para resfriamento de água gelada tenham índices mínimos de eficiência energética, conforme pode ser observado na Figura 51. Além dos requisitos mínimos de eficiência energética dos resfriadores de líquido o RTQ-C também faz exigências em relação a torres de resfriamento e isolamento do sistema de água gelada, para a classificação como sistema de condicionamento de ar ser classe A, no âmbito o PBE.

Figura 51 - Eficiência energética²² mínima de resfriadores de líquido para classificação nos níveis A e B

Tipo de equipamento	Capacidade	Caminho A		Caminho B		Procedimento de teste
		Carga Total	IPLV	Carga Total	IPLV	
Condensação a ar, com condensador	< 528 kW ≥ 528 kW	≥2,802 ≥2,802	≥3,664 ≥3,737	- -	- -	AHRI 550/590
Condensação a ar, sem condensador	Todas	Devem ser classificados com seus pares correspondentes com condensadores e atender os mesmos requisitos mínimos de eficiência.				
Condensação a água (compressor alternativo)	Todas	Devem atender os requisitos mínimos de eficiência dos resfriadores com condensação a água com compressor do tipo parafuso ou scroll				
Condensação a água (compressor do tipo parafuso e scroll)	< 264 kW	≥4,509	≥5,582	≥4,396	≥5,861	
	≥ 264 kW e < 528 kW	≥4,538	≥5,718	≥4,452	≥6,001	
	≥ 528 kW e < 1055 kW	≥5,172	≥6,063	≥4,898	≥6,513	
	≥ 1055 kW	≥5,672	≥6,513	≥5,504	≥7,177	
Condensação a água (compressor centrífugo)	< 528 kW	≥5,547	≥5,901	≥5,504	≥7,815	
	≥ 528 kW e < 1055 kW	≥5,547	≥5,901	≥5,504	≥7,815	
	≥ 1055 kW < 2110 kW	≥6,100	≥6,401	≥5,856	≥8,792	
	≥ 2110 kW	≥6,170	≥6,525	≥5,961	≥8,792	

Fonte: RTQ-C (2010)

²² Em grandes instalações alguns *chillers* são projetados para operar em 100% da carga total e outros *chillers* para operar em carga parcial. Os *chillers* que são projetados para operar em 100% da carga total são classificados, no âmbito do RTQ-C, como “caminho A” e os *chillers* que são projetados para operar em carga parcial, classificados como “caminho B”. Observa-se uma maior exigência de eficiência energética (COP) a carga total nos equipamentos do “caminho A” em detrimento do “caminho B”, uma vez que estes são selecionados justamente para operarem a carga total. Observa-se ainda uma maior Cabe salientar que para o *chiller* estar enquadrado em algumas das classes, seja A,B,C ou D, deve atender, no “caminho A” ou “caminho B”, simultaneamente os requisito de COP mínimo (carga total) e de IPLV mínimo.

2.5. INDICADORES ECONÔMICOS

A tomada de decisão sobre qual é a melhor proposta de *retrofit* do sistema de condicionamento de ar obrigatoriamente deve levar em consideração os indicadores econômicos uma vez que, tratando-se de um hospital público, deve haver estudo técnico e financeiro quando se trata de qualquer investimento de dinheiro público. Neste contexto os indicadores econômicos são fundamentais para a tomada de decisão no âmbito do estudo financeiro.

Dentre os indicadores econômicos tem-se o *payback* descontado, que é o índice que indica em quanto tempo tem-se o retorno do investimento considerando o valor do dinheiro ao longo do tempo, sendo calculado conforme Equação 7, onde A é o último período com fluxo de caixa acumulado descontado negativo, B é o valor absoluto do fluxo de caixa acumulado descontado no final do período A e C é o fluxo de caixa descontado durante o período após A.

$$PB = A + \frac{B}{C} \quad [7]$$

Outro indicador importante é o Valor Presente Líquido (VPL) que representa o mínimo de retorno que se deseja obter, sendo obtido conforme Equação 8, onde I_0 é o investimento inicial. FC_t é o valor do fluxo de caixa e r é a taxa de desconto. Segundo Araújo (2017) apud (BREALEY; MYERS; ALLEN, 2011) o VPL nada mais é do que a diferença entre os benefícios gerados pelo projeto e seus custos. Caso o VPL seja maior que zero, significa que o projeto é economicamente viável.

$$VPL = \sum_{t=1}^N -I_0 + \frac{FC_t}{(1+r)^t} \quad [8]$$

O denominador da equação 8 $((1+r)^t)$ representa o desconto do fluxo de caixa ao longo do tempo, e ainda segundo Araújo (2017) apud (BREALEY; MYERS; ALLEN, 2011), esse fluxo de caixa descontado é devido a dois motivos: devido à perda do valor monetário ao longo do tempo ou ao custo de oportunidade. O valor da taxa de desconto pode ser o custo médio ponderado de capital, a taxa mínima de atratividade (TMA) ou o custo de oportunidade do capital. Em se tratando de hospital público, tomaremos neste trabalho o custo ponderado de capital como a taxa SELIC²³, uma vez que esta representa o custo do dinheiro ao Governo Federal.

Outro indicador importante é a Taxa Interna de Retorno (TIR), que representa a taxa de desconto na qual o VPL é igual a zero, seu valor é dado conforme equação 9, onde FC_t é o valor

²³ Define-se Taxa Selic como a taxa média ajustada dos financiamentos diários apurados no Sistema Especial de Liquidação e de Custódia (Selic) para títulos federais. (Banco Central do Brasil, 2017)

do fluxo de caixa, n é o período de cada fluxo de caixa e N é o tempo de desconto do último fluxo de caixa.

$$\sum_{t=1}^N \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} = 0 \quad [9]$$

Da equação 9, pode-se deduzir os três cenários:

$$TIR > TMA, VLP > 0$$

$$TIR = TMA, VPL = 0$$

$$TIR < TMA, VPL < 0$$

Ou seja, pode-se concluir que quando a TIR é maior que a TMA, tem-se um projeto com viabilidade financeira, quando $TIR=TMA$ tem-se um projeto indefinido e quando $TIR<TMA$, tem-se um projeto inviável financeiramente

A seguir serão apresentados a metodologia do trabalho, os dados obtidos e os resultados.

3. METODOLOGIA

3.1. CARACTERIZAÇÃO DO HOSPITAL

Com área construída atualmente de aproximadamente 30.000 m², o Hospital Universitário Maria Aparecida Pedrossian (HUMAP) começou a ser construído na década de 70, no governo de Pedro Pedrossian, com o objetivo de oferecer suporte ao curso de Medicina da então Universidade Estadual de Mato Grosso (UEMT) e ser um núcleo de ensino, voltado para a formação de recursos humanos na área de saúde. Após a divisão do estado, a instituição se federalizou, sendo então denominada Fundação Universidade Federal de Mato Grosso do Sul (UFMS), por meio da Lei 6.674 de 05 de julho de 1979 (Empresa Brasileira de Serviços Hospitalares, 2017).

Figura 52 - Hospital Universitário Maria Aparecida Pedrossian



Fonte: Modificado de Google Maps (2017)

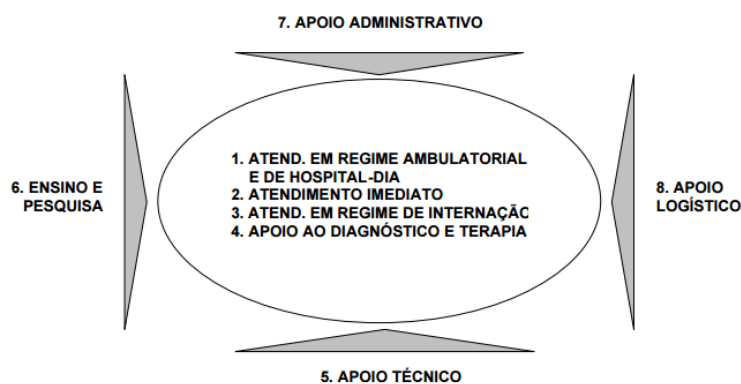
Com o passar do tempo, o HUMAP se tornou referência estadual em doenças infectocontagiosas e procedimentos de alta complexidade, ligados ao Sistema Único de Saúde.

O Hospital passou a desenvolver atividades de pesquisas e extensão, ampliou os iniciais 40 leitos para 271 e realiza, em média 100 mil atendimentos por ano, 300 mil exames laboratoriais e cinco mil cirurgias. Em 18 dezembro de 2013, o Hospital Universitário Maria Aparecida Pedrossian passou a ser administrado pela Empresa Brasileira de Serviços Hospitalares (EBSERH), vinculada ao Ministério da Educação (EBSERH, 2017).

O HUMAP possui basicamente as atribuições de atendimento em regime ambulatorial, de hospital dia, atendimento imediato, atendimento em regime de internação e apoio ao diagnóstico e terapia conforme disposto na RDC nº50, com diversos setores com funcionamento 24 horas como por exemplo Centros de Terapia Intensiva (CTI's), Centro Cirúrgico (CC), Diagnóstico e Imagem, Pronto Atendimento Médico (PAM) e outros com

funcionamento apenas diurno (consultas ambulatoriais), conforme pode ser observado na Figura 55 e Figura 53.

Figura 53 - Atribuições atendidas pelo HUMAP



Fonte: ANVISA, 2002.

As características do contrato de fornecimento de energia elétrica com a concessionária local são descritas na Tabela 13. O consumo de energia elétrica em kWh faturado no período de 2014 a 2016 está representado na Figura 54.

Tabela 13 - Características da demanda contratada e consumo do HUMAP

Classe	Poder público
Subclasse	Adm. pública federal essencial
Modalidade tarifária:	Horo sazonal azul
Grupo de tensão	A4
Fase	Trifásico
Demanda em horário de ponta	550 kW
Demanda em horário fora de ponta	1000 kW
Consumo médio no ano de 2016	4.200.000 kWh

Nota-se que o consumo de energia elétrica é sazonal, o que pode ser explicado pela parcela que representa o sistema de condicionamento de ar no consumo total, uma vez que durante o período de frio (de abril a agosto) ocorre queda considerável no consumo de energia elétrica.

Figura 54 - Consumo de energia elétrica HUMAP

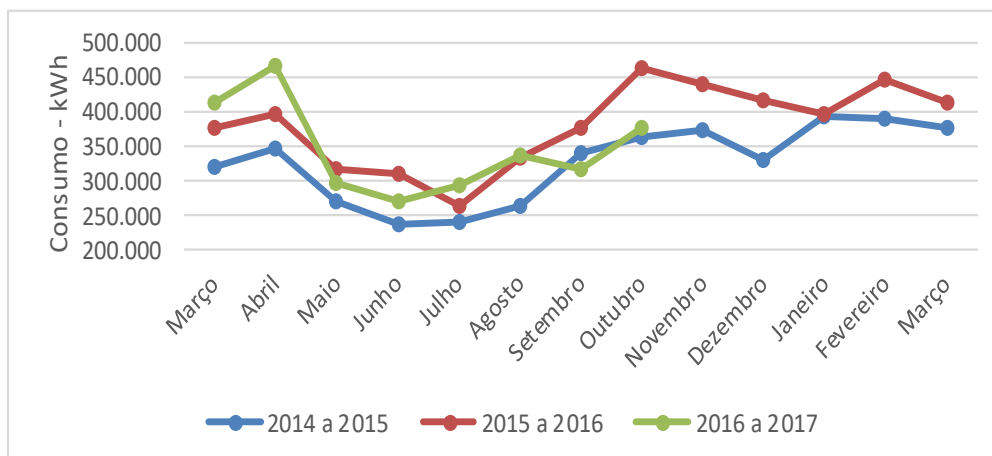
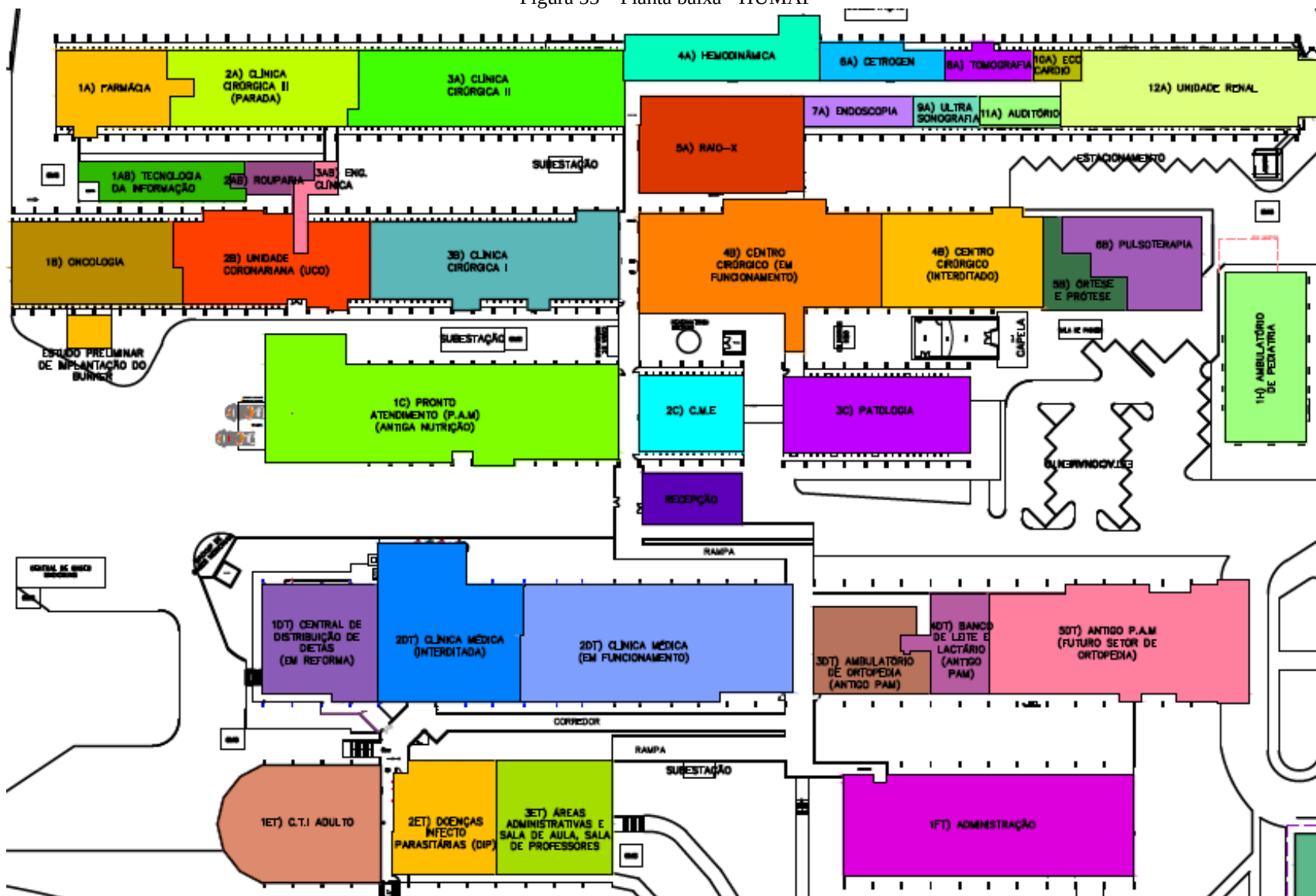


Figura 55 – Planta baixa - HUMAP



3.2. ESTUDO DE CASO

Este trabalho foi dividido em três etapas, o diagnóstico energético das instalações de condicionamento de ar, o estudo de viabilidade técnica e o estudo de viabilidade econômica, sendo realizados considerando o HUMAP como estudo de caso.

Segundo Cleto (2017), os estudos de viabilidade do *retrofit* de sistemas de climatização (do tipo água gelada, ou *chillers*), geralmente analisam apenas os custos e eventualmente incluem avaliação da eficiência energética. Ainda segundo Cleto (2017), as melhores alternativas envolvem vários quesitos conforme descrito na Tabela 14.

Tabela 14 - Itens analisados nos estudos de retrofit		
Cleto (2017)	Neste trabalho	
Eficiência energética	Eficiência energética	
Área ocupada pela central de água gelada (<i>Chillers</i>), bombas, torres de resfriamento, e demais componentes)	Área ocupada pela central de água gelada (<i>Chillers</i>), bombas, torres de resfriamento, e demais componentes)	Estudo de viabilidade técnica
Vida útil do equipamento	Vida útil do equipamento	
-	Estudo de impacto ambiental	
Custo inicial de investimento	Custo inicial de investimento	
Custo de manutenção do equipamento	Custo de manutenção do equipamento	Estudo de viabilidade financeira
Consumo de água	Consumo de água	
Preferência pessoal do cliente ²⁴	N/A	
Relacionamento do cliente com o fabricante do <i>Chiller</i> ²⁴	N/A	-

As atividades deste trabalho foram divididas em três etapas (Figura 56), considerando, entretanto, a premissa básica de que o estudo técnico e econômico do *retrofit* do sistema de condicionamento de ar restringe-se aos equipamentos. Não abrangeram as infraestruturas

²⁴ Considerando o princípio da padronização do objeto, da impessoalidade, da razoabilidade e da isonomia, a preferência por marca é vedada às empresas públicas nos termos da lei federal nº 8666 de 1993, ou seja, não será abordado neste trabalho uma vez que o objeto de estudo é um hospital público federal.

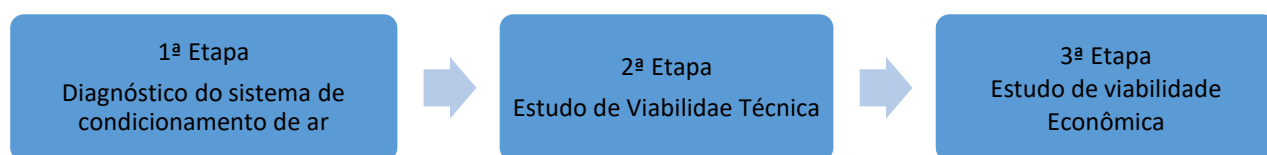
“Art. 7... §5º - É vedada a realização de licitação cujo objeto inclua bens e serviços sem similaridade ou de **marcas**, características e especificações exclusivas, salvo nos casos em que for tecnicamente justificável, ou ainda quando o fornecimento de tais materiais e serviços for feito sob o regime de administração contratada, previsto e discriminado no ato convocatório.

Art. 14... § 7º Nas compras deverão ser observadas, ainda:

I - a especificação completa do bem a ser adquirido sem indicação de **marca**.” (Brasil, lei federal 8.666, 1993)

físicas dos dutos, grelhas, difusores e demais itens que compõem o sistema de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (*Heating, ventilating and air conditioning* - HVAC), sendo estes tratados somente de forma superficial e exemplificativo.

Figura 56 – Fluxo de atividades do trabalho



Fonte: O autor

1ª Etapa: consiste no diagnóstico energético dos equipamentos condicionadores de ar e na estimativa do consumo de energia elétrica dos mesmos. Para tanto, foram obtidos os dados referentes às características técnicas do sistema de climatização como potência de refrigeração, potência elétrica, tipo de equipamento e tempo de uso. Para obtenção dessas informações foi necessário fazer uma série de visitas *in loco* e o preenchimento de planilha conforme exemplo da Tabela 15. Nela são marcados os locais, tipo de equipamento, características elétricas, de uso e de fluidos.

Tabela 15 - Modelo de planilha para obtenção dos dados referente a primeira etapa

Local	Tipo de equipamento	Potência elétrica	Potência de refrigeração	Tempo de uso	Setpoint de temperatura	Fluido refrigerante	Carga de fluido refrigerante
Hemodinâmica	-	-	-	-		-	-
Raio X	-	-	-	-		-	-
CTI Adulto	-	-	-	-		-	-

Fonte: O autor

Neste contexto, cabe ressaltar que segundo Cleto (2017) é muito comum encontrar edifícios antigos com os equipamentos condicionadores de ar dimensionados pela relação 20 m²/ton. Essa relação era utilizada porque a envoltória, a iluminação e as cargas elétricas eram muito diferente das atuais. Nos dias atuais, esta metodologia se tornou ultrapassada e os prédios com esses equipamentos condicionadores de ar se tornaram superdimensionados. Cleto (2017) informa ainda que no dimensionamento de carga térmica, com a utilização de *softwares* para alguns edifícios de escritórios, a relação é de 27 m²/ton para cidades como o Rio de Janeiro e de 33 m²/ton para cidades como São Paulo. Desta forma, nesta primeira etapa do trabalho, além de se detectar se a potência de refrigeração dos equipamentos condicionadores de ar dos

ambientes condicionados, obtidos conforme Tabela 15, comparou-se se estes valores estavam condizentes com o preconizado por Cleto (2017).

Para a mensuração do consumo estimado de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar existente foi utilizado a Equação 10, onde E_{atual} é o consumo energético mensal em kWh, P_{el} é a potência elétrica do equipamento condicionador de ar em kW, $T_{\text{uso-mês}}$ é o tempo que permanece ligado no mês, em horas, e F_c o Fator de Carga do equipamento condicionador de ar.

$$E_{\text{atual}} = \sum_{i=0}^{i=12} (P_{el_i} \times T_{\text{uso-mês}_i} \times F_{ci}) \quad [10]$$

O parâmetro F_c , adotado como variável, será um indicador da carga térmica do ambiente. Este parâmetro estará associado a variável Grau Dia de Refrigeração (GDR^{25}), equação 11 (Ferreira, Stensjö, Loura (2016) apud Day (2006)), e terá valor entre 0 (zero) e 1 (um). Quando o GDR for zero, F_c será zero e quando GDR for máximo, F_c terá valor 1 e quando GDR for intermediário, F_c terá valor obtido por interpolação linear. Este ajuste tem como objetivo evitar a superestimação do consumo de energia elétrica dos equipamentos de condicionamento de ar.

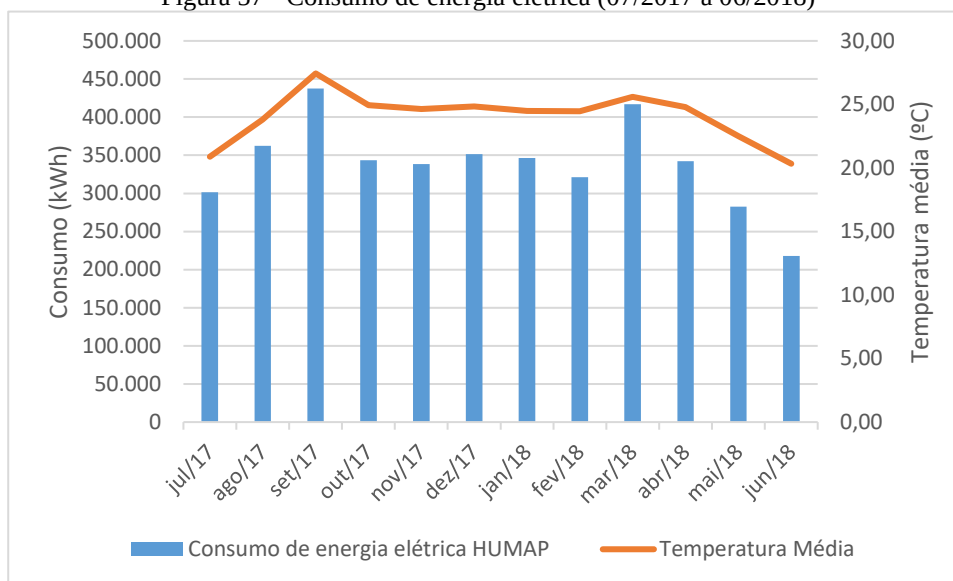
$$GDR = \frac{\sum_{h=1}^{24} (T_{e,j} - T_b)}{24} \quad [11]$$

Para justificar a utilização da variável F_c associada ao GDR, resalta-se que a carga térmica está intrinsicamente ligada à temperatura exterior (devido à insolação solar). O histórico de consumo de energia elétrica do HUMAP e o histórico de temperaturas externas (Obtido no INMET), dos últimos 12 meses, apresenta coeficiente de determinação²⁶ com valor 0,805 (coeficiente de grau forte) conforme pode ser observado nas Figura 57 e Figura 58. Nelas pode ser observado que quando ocorre o aumento da temperatura diária, tem-se também o aumento do consumo de energia elétrica.

²⁵ Grau Dia de Refrigeração – Variável utilizada para estimar o consumo de energia elétrica de edificações devido ao resfriamento de edificações. O seu valor é obtido pela diferença entre uma temperatura pré-estabelecida (Temperatura de base (T_b)) e a temperatura exterior. É relevante observar que o uso de graus-dia como parâmetro para estimar o consumo tornou-se usual em diferentes países, contudo no Brasil isso ainda não ocorre. Dentre eles, a abordagem estadunidense de classificação climática baseada no cálculo de graus-dia é a mais amplamente difundida (Ferreira et al, 2016).

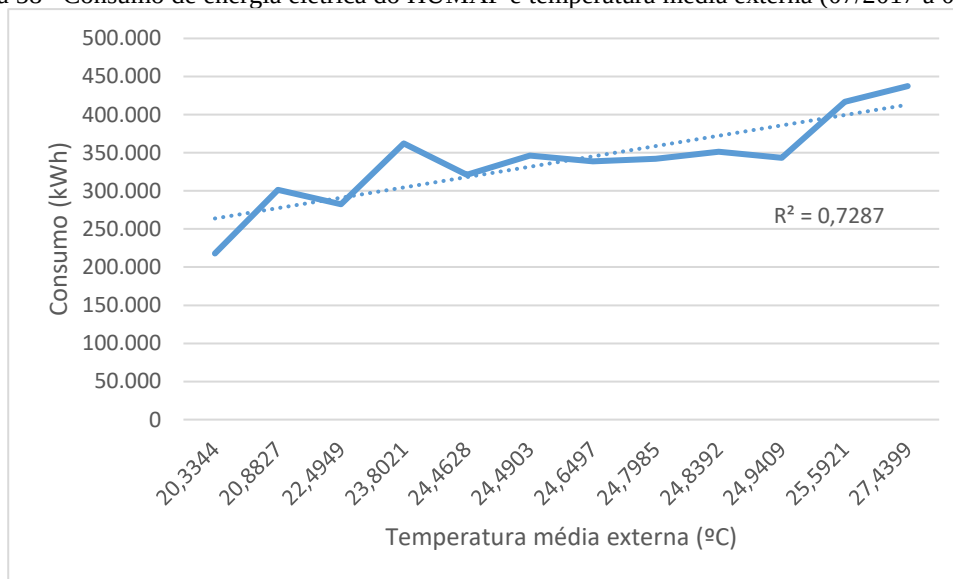
²⁶ Coeficiente de determinação (R^2) – Coeficiente que indica quanto o modelo é capaz de explicar os dados observados (Portal Action, 2018). Quanto maior o R^2 , mais explicativo é o modelo. Neste caso, 80% do consumo de energia elétrica pode ser explicado pela da temperatura média.

Figura 57 - Consumo de energia elétrica (07/2017 a 06/2018)



Fonte: O autor

Figura 58 –Consumo de energia elétrica do HUMAP e temperatura média externa (07/2017 a 06/2018)

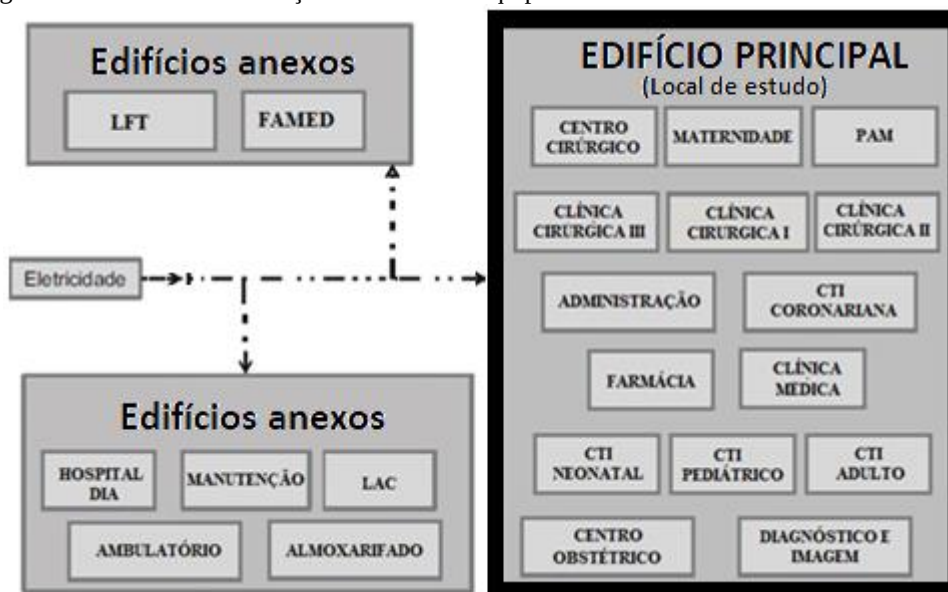


Fonte: O autor

Apesar de existirem diversos setores no âmbito do HUMAP, a fronteira de medição e de estudo foi o prédio principal da instituição, onde está compreendido os setores de internação, de atendimento imediato, de cirurgias, de apoio técnico e de diagnóstico e imagem, conforme pode ser observado na Figura 59.

Como ultimo item da primeira etapa, será realizado o cálculo dos consumos específicos de energia elétrica e a comparação com os valores já apresentados pelos demais autores na seção 2.1.

Figura 59 - Fronteira de medição referente aos equipamentos condicionadores de ar do HUMAP



Fonte: O autor

2ª Etapa: consiste na escolha dos sistemas de condicionamento que atendam a legislação vigente, tanto em relação ao aspecto da saúde, quanto ao aspecto ambiental e de engenharia. Neste sentido, para a definição dos sistemas, foram levantados dados referentes as tecnologias existentes nas principais fabricantes do mercado. Considerando-se dados como o COP/IPLV dos equipamentos condicionadores de ar, os fluidos refrigerantes utilizados e a aplicação destes equipamentos na realidade do HUMAP, conforme estabelecido na Tabela 16.

Tabela 16 - Análise de viabilidade técnica

Item	Descrição	Critério de análise técnica
1	Tipo de sistema de condicionamento de ar (Split, VRF, Chiller, etc...)	Legislação sanitária; Redundância do sistema;
2	Eficiência energética (COP/IPLV)	Classificação classe A no RTQ-C em função da exigência da IN 02/2014.
3	Aspecto ambiental (Emissão de ODP e GWP)	Atendimento dos protocolos internacionais na qual o Brasil faz parte (Protocolo de Kyoto, Montreal, acordo de Paris)
4	Localização	Arquitetura do hospital;

Com essas informações foram propostas diferentes soluções para o sistema de condicionamento de ar. Foram mensurados ainda o consumo de energia elétrica projetado, a redução do consumo de energia elétrica e a produção de gases GWP/ODP para cada cenário, conforme a Equação 12, a Equação 13 e a Equação 14. Na Equação 12 obtêm-se o consumo de energia projetado, onde P_r é a Potência de Refrigeração Total da instituição em TR, F_{ci} é o

Fator de Carga para o mês i , $T_{uso-mês}$ é o Tempo de Operação do *chiller* em horas e COP_i é o Coeficiente de Performance para uma dada potência de refrigeração do mês ($P_r \times F_i$), conforme Saidur et al (2011) apud Jayamaha (2008).

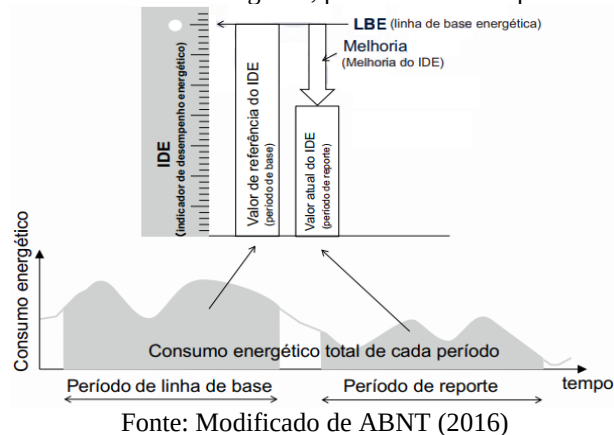
$$E_{projetado} = \sum_{i=1}^{12} (P_r \times F_{ci} \times T_{uso-mês} \times COP_i) \quad [12]$$

A NBR 50.006 de 2016 define que a diferença entre os valores da Linha de Base Energética (LBE²⁷) entre período da linha de base²⁸ e o período de reporte²⁹ é o resultado obtido pelas ações de eficiência energética. Considerou-se como período de base o período de julho de 2017 a junho de 2018 e como período de reporte os anos seguintes após as ações de eficiência energéticas.

Desta forma, de maneira sucinta, a economia anual de energia elétrica pode ser descrita conforme exemplo da Figura 60 e Equação 13. Nessa equação E_{ec_anual} é a economia anual de energia elétrica em kWh, E_{atual_i} é o consumo mensal de energia elétrica (do sistema existente no período de base) em kWh no mês i e $E_{projetada_i}$ é o consumo mensal de energia elétrica (do sistema proposto no período de reporte) em kWh no mês i .

$$E_{ec_anual} = \sum_{i=1}^{12} (E_{atual_i} - E_{projetada_i}) \quad [13]$$

Figura 60 – Linha de base energética, período de base e período de reporte



²⁷ A **Linha de Base Energética (LBE)** é uma referência que caracteriza e quantifica o desempenho energético de uma organização durante um período de tempo específico. A LBE permite que uma organização avalie alterações do desempenho energético entre dois períodos selecionados. A LBE também é utilizada para cálculos de economia de energia, como uma referência antes e depois da implementação de ações de melhoria do desempenho energético (ABNT NBR ISO 50006, 2016).

²⁸ **Período de base** - período de tempo definido utilizado para comparar o desempenho energético com o período de reporte (ABNT NBR ISO 50006, 2016).

²⁹ **Período de reporte** - período definido de tempo selecionado para cálculo e reporte do desempenho energético (ABNT NBR ISO 50006, 2016).

Para a mensuração da redução de gases GDP e GWP, utilizou-se o especificado por Wang (2001) apud Braxter et al (1998). Por meio da variável *Total Equivalent Warning Impact* (TEWI) tem-se um índice de emissão de gás carbônico (CO₂) utilizado para mensurar os impactos ambientais. O cálculo do TEWI envolve a soma do efeito da emissão direta de CO₂ na atmosfera, referente a descarga de fluido refrigerante na atmosfera e o efeito da emissão indireta CO₂ causado pelo uso de energia elétrica ao longo da vida útil do equipamento. O TEWI é dado conforme Equação 14, onde GWP (Tabela 17 e Tabela 18) é o potencial de aquecimento global do fluido refrigerante relativo ao CO₂ em um período de 100 anos (GWP_{CO₂} = 1). Nesta mesma Equação 14, L é a taxa de vazamento anual de fluido refrigerante em kg, n é o tempo em operação em anos, m é a carga de refrigerante no sistema em kg (

Tabela 19 e Tabela 20, fornecidos por Cleto (2017) e AIRAH(2012)) e α_{rec} o fator de reciclagem do refrigerante, variando de zero a um (75% para edifícios comerciais). Tem-se ainda que n é o tempo de operação em anos, E é a energia consumida em MWh/ano e β é a emissão de CO₂ por cada MWh de energia elétrica gerada. Cada país possui uma matriz energética que gera um fator médio de emissão de CO₂ por cada kWh de energia elétrica gerada, conforme pode ser observado na Tabela 21. No Brasil é produzindo 139,6 kg de CO₂ por cada MWh de energia gerada conforme informado por EPE (2016).

$$TEWI = GWP \cdot m \cdot L_{anual} \cdot n + GWP \cdot m(1 - \alpha_{rec}) + E_{anual} \cdot \beta \cdot n \quad [14]$$

Tabela 17 - Valores de GWP para diversos fluidos refrigerantes.

Fluido Refrigerante	GWP - 100 anos		
	AR2-1995	AR4-2007	AR5-2014
R-11 (CFC)	3.800	4.750	4.660
R-12 (CFC)	8.100	10.900	10.200
R-22 (HCFC)	1.500	1.810	1.760
R-123 (HCFC)	90	77	79
R-141b (HCFC)	600	725	782
R-142b (HCFC)	1.800	2.310	1.980
R-23 (HFC)	11.700	14.800	12.400
R-32 (HFC)	650	675	677
R-125 (HFC)	2.800	3.500	3.170
R-134a (HFC)	1.300	1.430	1.300
R-152 (HFC)	---	---	16
R-245ca (HFC)	560	---	716
R-1234ze (HFC)	---	---	4
R-1234yf (HFC)	---	---	6
R-1336 (HFC)	---	---	2
R-40 (Metano)	21	25	28
R-744 (CO ₂)	1	1	1

Fonte: Cleto (2017) apud IPCC Assessment Reports (1995, 2007, 2014)

Tabela 18 - Valores de GWP para fluidos refrigerantes não listados nos relatórios do IPCC

Fluido Refrigerante	GWP - 100 anos
R-170 (Etano)	6
R-290 (Propano)	3
R-600a (Isobutano)	3
R-1270 (Propileno)	2
R-717 (Amônia)	0
R-404A (HFC)	3.922
R-407C (HFC)	1.830
R-410A (HFC)	2.088
R-422D (HFC)	2.729
R-448A (HFC)	1.273
R-450A (HFC)	547
R-454A (HFC)	239
R-454B (HFC)	466
R-455A (HFC)	146
R-507(HFC)	3.985
R-513A (HFC)	631
R-1233zd (HFC)	1

Fonte: Cleto (2017) apud The European Parliament (2014)

Tabela 19 - Taxa de vazamento anual de fluido refrigerante para *chillers* de diversas faixas de capacidade e para *chillers* com fluido refrigerante de baixa pressão

Tipos de <i>Chillers</i>	Taxa de Vazamento Anual (%)		
	Mín.	Típico	Máx.
Pequenas Capacidades (até 350 kW)	5,0	10,0	13,0
Condensação ar (acima de 350 kW)	5,0	7,0	11,0
Condensação a Água (acima de 700 kW)	0,5	2,0	5,0
<i>Chillers</i> com Fluidos de Baixa Pressão (ex. HCFC-123)	---	0,5	2,0

Fonte: Cleto (2017)

Tabela 20 - Taxa de vazamento anual por equipamento

Aplicações de ar condicionado	Taxa de vazamento anual (%)		
	Mín.	Típico	Máx.
Sistemas Rooftop	4%	5%	9%
Sistemas <i>Split</i> (Único e Multi)	3%	4%	9%
Tipo Janela e portateis		2%	

Fonte: Modificado de AIRAH (2012)

Tabela 21 - Fator médio anual de emissões de CO₂ equivalente por energia gerada de alguns países

País	Fator de Emissão Médio Anual (kgCO ₂ /kWh)
Alemanha	0,624
Dinamarca	0,461
Espanha	0,440
França	0,056
Itália	0,483
Holanda	0,435
Suécia	0,023
Reino Unido	0,543
EU (média)	0,460
EUA	0,660
China	0,770
Rússia	0,513

Fonte: Cleto (2017) apud Emission Factors for Sustainable Energy Action Plan (SEAP) - Covenant of Mayors for Climate & Energy – 2014

3ª Etapa: foi realizado o estudo de viabilidade econômica, nele estando presentes o levantamento de custo do sistema selecionado na 2ª etapa, o custo de implantação, o de manutenção, assim como o cálculo dos indicadores econômicos que definiram a viabilidade econômica do *retrofit*, como *payback descontado*, Valor Presente Líquido (VPL) e Taxa Interna

de Retorno (TIR) para as soluções diferentes, propostas na 2ª Etapa. Para tanto, fez-se necessário o cálculo da estimativa de economia anual de energia elétrica (E_{ec_anual}), sendo utilizada a Equação 15.

$$E_{ec_anual} = \left[\sum_{i=1}^{12} (E_{atual_i} - E_{projetada_i}) \times C_e \right] \quad [15]$$

Onde:

E_{ec_anual} é a economia anual de energia elétrica em Reais (R\$), E_{atual} é o consumo mensal de energia elétrica em kWh no mês i , $E_{projetada}$ é o consumo de energia elétrica projetado em kWh no mês i , e C_e é o custo médio do kWh de energia em R\$/kWh obtido da fatura de energia elétrica do HUMAP no período de base.

Quanto a estimativa de consumo de água pela torre de condensação, item importante do estudo de viabilidade financeira, será realizada pela metodologia de Cleto (2017) e validada pela metodologia de IME (2018). Segundo Cleto (2017) utiliza-se 1,3 litros/hora por kW de demanda para um fator de carga médio de 57%. Já segundo IME (2018), a perda de água por evaporação em uma torre de condensação pode ser dada pela Equação 16.

$$V = V_{h_2o} * \Delta_t * 0,00085 * 1.8 \quad [16]$$

Com a metodologia definida foram obtidos os dados e os cálculos foram realizados como será apresentado nos Resultados.

4. RESULTADOS

4.1. 1ª ETAPA

4.1.1. Obtenção de dados

Durante os meses de outubro/2017 e novembro/2017 foram levantados os dados e realizado o diagnóstico energético do sistema de condicionamento de ar existente no prédio principal, conforme disposto na Figura 59. Com base no diagnóstico energético foi detectado a existência de 248 equipamentos condicionadores de ar, sendo 24,1% do tipo janela, 75,5% do tipo *Split* e 0,4% do tipo *chiller* (Central). Quanto a potência de refrigeração, os equipamentos do tipo Janela representam 12,1% da potência instalada, os equipamentos *Splits* representam 73,2% e o do tipo *chiller* (central) representa 15,8%, conforme exposto na Tabela 22. Foi observado ainda que nos equipamentos condicionadores do tipo *Split*, a temperatura média dos *setpoints*³⁰ era de 21,33 °C e no *chiller* de 7°C.

Tabela 22 - Estatísticas do diagnóstico energético por tipo de equipamento

BLOCO	Quantidade		Potência de Refrigeração		Setpoint de Temperatura (°C)
	Nº	%	BTU	%	
Tipo Janela	60	24,1	586.500	12,1	-
<i>Split</i>	188	75,5	3.559.500	73,2	21,4
Chiller	1	0,4	720.000	15,8	7°
Total	249	100,0	4.566.000	100,0	

Fonte: O autor

Verificou-se também que 28% dos equipamentos condicionadores de ar estão no bloco A, 19% no bloco B, 12% no bloco C, 12% no bloco D, 19% no bloco E e 11% no bloco F. Em relação a potência de Refrigeração, foi detectado que 26% da potência total está situado no bloco A, 11% no bloco B, 12% no bloco C, 25% no bloco D, 17% no bloco E e 9% no bloco F, conforme exposto na Tabela 23.

³⁰ Temperatura configurada nos equipamentos condicionadores de ar, ou seja, a temperatura que ar ambiente deve estar.

Tabela 23 - Estatísticas do diagnóstico energético por bloco

BLOCO	Quantidade		Potência de Refrigeração	
	Nº	%	BTU	%
A	69	28%	1.181.000	24%
B	46	19%	796.500	16%
C	30	12%	529.000	11%
D	30	12%	1.156.500	24%
E	46	19%	780.000	16%
F	27	11%	423.000	9%
TOTAL	249 ³¹	100%	4.866.000	100%

Fonte: O autor

Foi detectado ainda que a carga de gás refrigerante nos equipamentos condicionadores de ar é de 204,9 kg para o R-22 e de 12,7 para o gás R-410a. Cada kg do fluido corresponde ao equivalente de 387.325 kg de CO₂, conforme pode ser observado na Tabela 24. Nela pode ser observado que 1 kg de gás R22 corresponde ao equivalente a 1760 kg de CO₂, já 1kg do gás R410A corresponde a 2088 kg de CO₂.

Tabela 24 – Fluido refrigerante dos equipamentos condicionadores de ar e GWP (Emissão direta).

Fluido Refrigerante	Tipo	GWP do gás Refrigerante (kg CO ₂ /kg)	Carga de gás da instalação (kg)	GWP Total (kg CO ₂)
R-22	HCFC	1760 ³²	204,945	360.703,2
R-410A	HFC	2088 ³³	12,750	26.622,0
Total				387.325,2

Fonte: O autor

4.1.2. Diagnóstico Energético do HUMAP

O consumo de energia elétrica do HUMAP foi obtido por meio do sistema informatizado da concessionária local de energia elétrica (ENERGISA), conforme pode ser observado na Tabela 26. A medição do consumo de energia elétrica pela concessionária local se dá na subestação na entrada do HUMAP, conforme já ilustrado na Figura 59 e com a rede de distribuição apresentado na Figura 75 (Apêndice A). Ou seja, o consumo registrado pela Concessionária local é o consumo do edifício principal e dos edifícios anexos ao HUMAP. Como um dos objetivos é ter o consumo de energia elétrica do edifício principal, para então

³¹ 248 + 1 (*Chiller*) que não se encontra afastado dos blocos.

³² Conforme Tabela 17 - Valores de GWP para diversos fluidos refrigerantes.

³³ Conforme Tabela 18 - Valores de GWP para fluidos refrigerantes não listados nos relatórios do IPCC

calcular a representatividade do consumo de condicionamento de ar, utilizou-se a metodologia de uma média entre duas ponderações.

A primeira ponderação se dá em função do consumo total de energia elétrica em relação a área dos respectivos ambientes atendidos, considerando peso 2, para os ambientes que funcionam 24 horas por dia e, peso 1 para os ambientes que funcionam 12 horas. Já a segunda ponderação se dá pela ponderação do consumo total de energia elétrica em relação a potência dos transformadores atendidos pelos respectivos ambientes. Neste sentido, pode ser observado na Tabela 25 as das edificações e a potência aparente dos transformadores do HUMAP, assim como o resultado das ponderações. Como média das ponderações, obteve-se o valor de 80%, ou seja, o edifício principal consome 80% do consumo total registrado pela concessionária de energia. Com consumo anual total de 3.253 MWh de energia elétrica, conforme pode ser observado na Tabela 26.

Tabela 25 - Tabela de Áreas - HUMAP

Edifício	Local	Área (m²)	Transformadores (kVA)
Edifício Principal	Bloco A	3.383	900
	Bloco B	2.547	375
	Bloco C	1.804	675
	Bloco D	5.367	375
	Bloco E	3.320	300
	Bloco F	1.588	
Edifício Anexos / Edifícios UFMS	Faculdade de medicina	1.900	225
	LTF ³⁴	950	150
	Ambulatório	3.872	412
	Ambulatório de pediatria	317	
	LAC ³⁵	999	150
	Almoxarifado	480	
	Manutenção	1.274	75
	Hospital dia	517	45
	Banco de sangue	463	

Fonte: O autor

³⁴ Laboratório de Tecnologias Farmacêuticas.

³⁵ Laboratório de Análises Clínicas.

Tabela 26 - Consumo de energia elétrica do HUMAP

MÊS	Consumo total de todas as edificações (kWh)	Consumo da edificação principal, ponderada (kWh)
janeiro/18	346.470	277.536
fevereiro/18	321.318	257.389
mar/18	416.838	333.904
abril/18	342.226	274.137
maio/18	282.549	226.333
junho/18	217.884	174.534
julho/17	301.395	241.429
agosto/17	362.221	290.154
setembro/17	437.437	350.405
outubro/17	343.282	274.983
novembro/17	338.639	271.264
dezembro/17	351.253	281.368
Total	4.061.512	3.253.435

Fonte: o autor

Na obtenção do consumo mensal de energia elétrica referente ao sistema de condicionamento de ar, foi necessário, além dos dados obtidos no item 4.1.1, obter-se os dados das temperaturas diárias de Campo Grande - MS, disponibilizados pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Logo após, foi realizado o cálculo do GDR e do fator de potência, conforme definido no item 3.2 da Metodologia. O resultado do consumo, baseado na Equação 10, é de 1.500 MWh, conforme exposto na Tabela 27. Nela é apresentado o valor de GDR, o fator de carga (F_c) e o consumo de energia elétrica (E_{atual}) para cada mês do período de base.

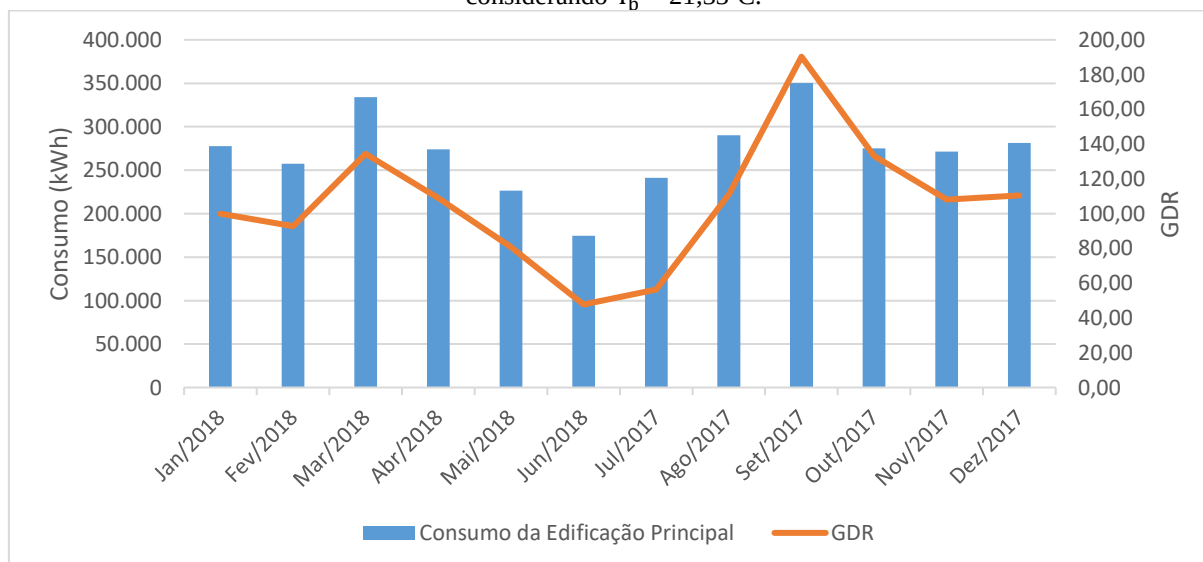
Com os dados da Tabela 27 obteve-se ainda um coeficiente de correlação de 0,905 (correlação forte) entre o consumo mensal de energia elétrica e a variável GDR, o que gera um coeficiente de determinação de 0,819. Ou seja, pode-se concluir que 81,9% do consumo de energia elétrica do edifício principal do HUMAP se dá em função da temperatura média. O fato de se obter uma forte correlação entre GDR e o consumo de energia elétrica, corrobora e dá credibilidade a metodologia utilizada para a estimativa do consumo dos equipamentos condicionadores de ar. Na

Figura 61 pode ser observado que a curva do GDR segue a curva do consumo de energia elétrica, assim como também seus valores se aproximam muito dos valores obtidos por Ferreira, Stensjö, Loura (2016) (Os valores calculados de GDR variaram de 47,77 a 190,28 enquanto os obtidos por Ferreira, Stensjö, Loura (2016) variaram de 82,36 a 189,12, conforme Figura 62).

Tabela 27 - Consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar - HUMAP

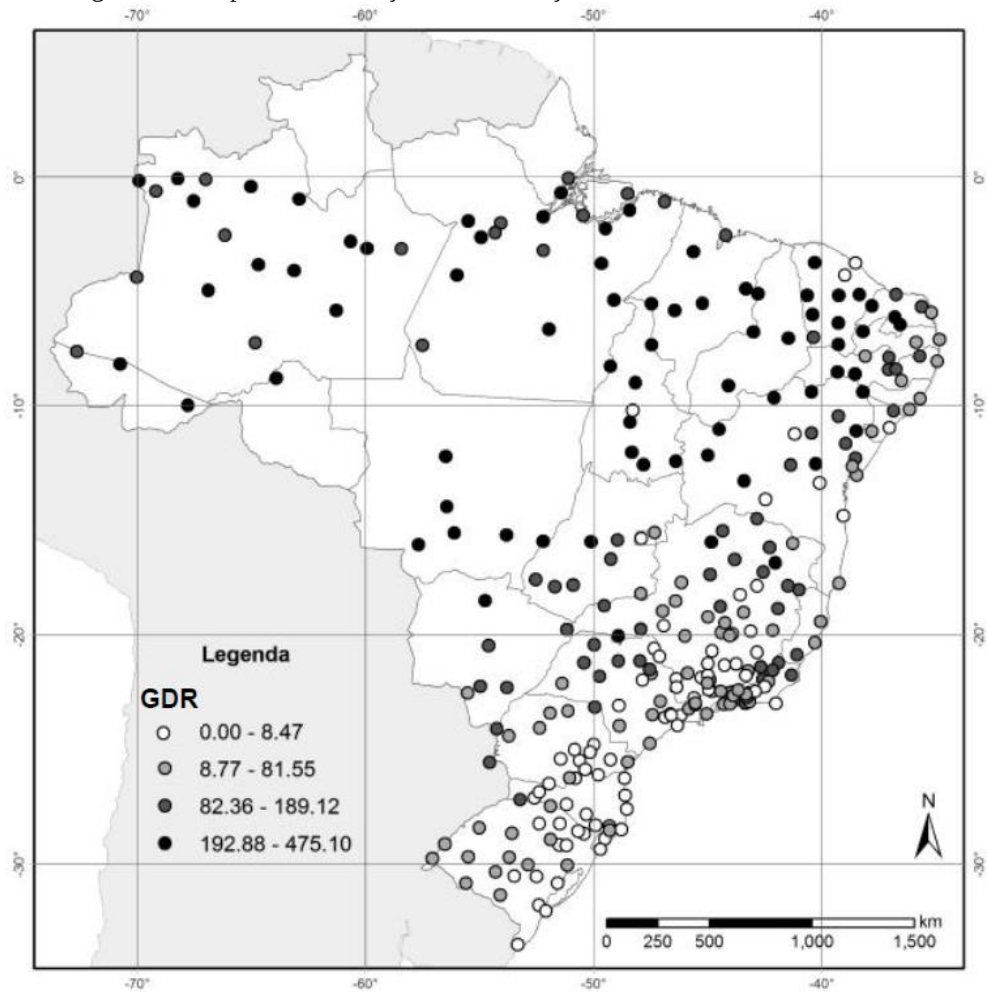
Mês	GDR (°C)	$P_{el} \times T_{uso-mês}$ (kWh)	F_c (Mensal)	E_{atual} (kWh)
Julho/2017	56,42	224.046	30%	66.429
Agosto/2017	111,00	224.046	58%	130.691
Setembro/2017	190,29	224.046	100%	224.046
Outubro/2017	133,11	224.046	70%	156.721
Novembro/2017	108,05	224.046	57%	127.216
Dezembro/2017	110,58	224.046	58%	130.195
Janeiro/2018	99,95	224.046	53%	117.683
Fevereiro/2018	92,76	224.046	49%	109.210
Março/2018	134,40	224.046	71%	158.248
Abril/2018	109,07	224.046	57%	128.425
Mai/2018	80,88	224.046	43%	95.231
Junho/2018	47,77	224.046	25%	56.249
$E_{atual} = \sum_{i=0}^{i=12} (P_{eli} \times T_{uso-mês_i} \times F_{ci})$				1.500.343

Fonte: O autor

Figura 61 - Histórico de consumo de energia elétrica do HUMAP e GDR para cidade de Campo Grande -MS considerando $T_b = 21,33^\circ\text{C}$.

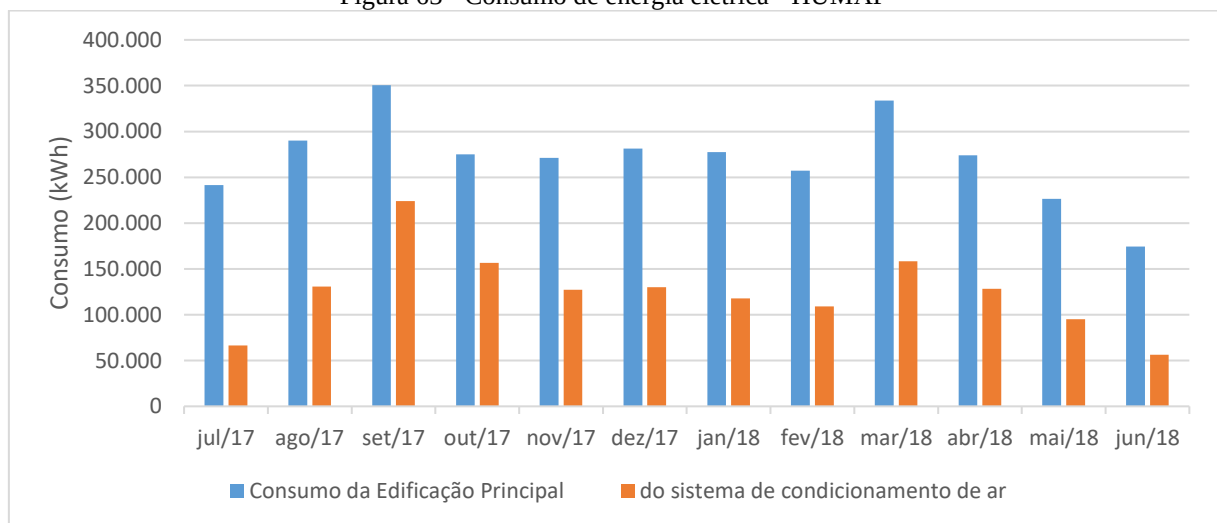
Fonte: O autor

Figura 62 - Mapa com a variação da distribuição dos GDR no território nacional



Fonte: Ferreira, Stensjö, Loura (2016)

Figura 63 - Consumo de energia elétrica - HUMAP



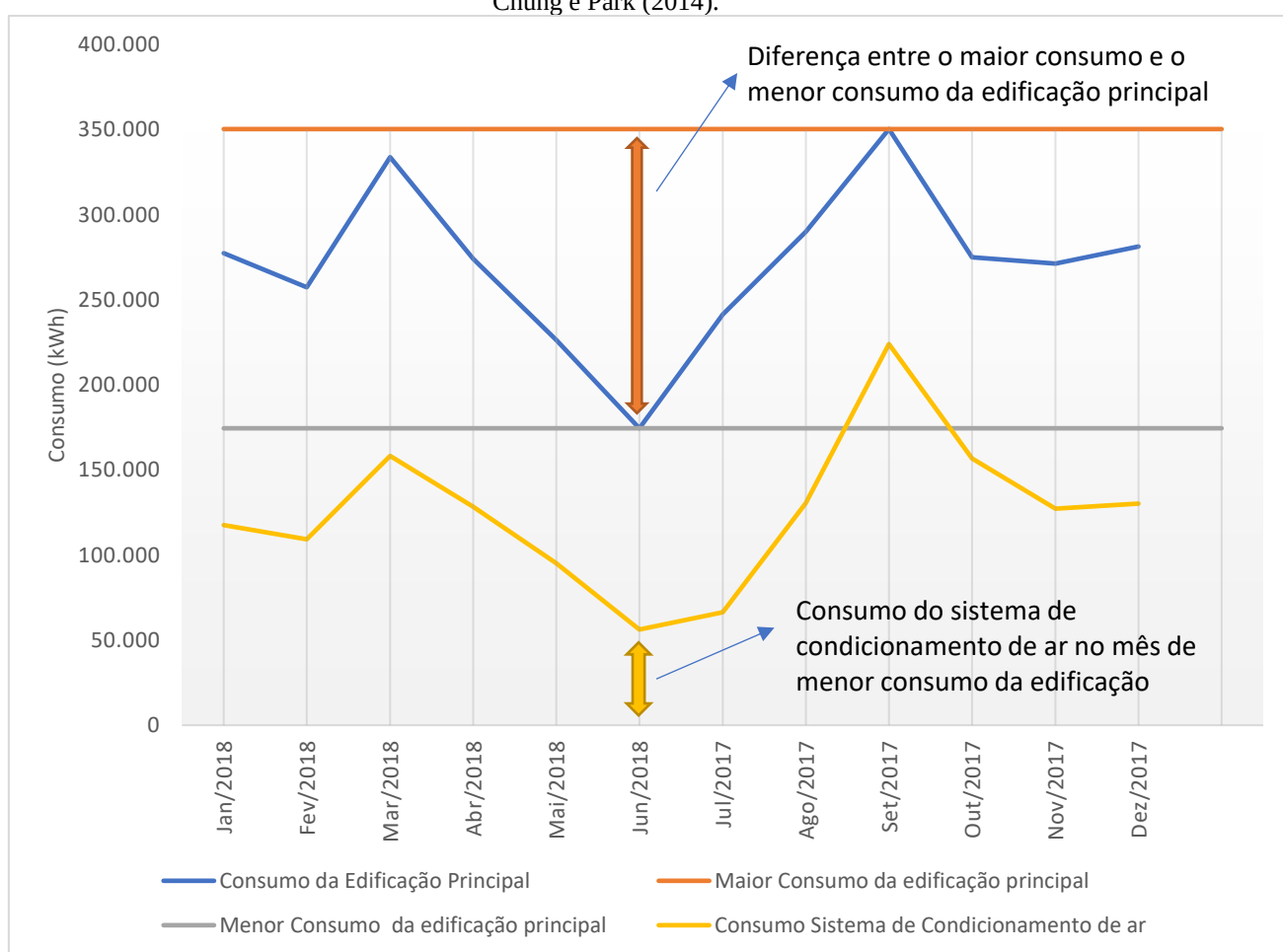
Fonte: O autor

Segundo a metodologia de Chung e Park (2014), o consumo de energia elétrica de sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor de uma edificação, para um

determinado período, é a diferença entre o consumo medido no determinado período e o medido no período neutro mais próximo (sem consumo de energia do sistema de condicionamento de ar).

O período em que o consumo foi apurado foi o mês de setembro, já o período neutro mais próximo considerado foi o mês de junho. Como no mês de junho existe o consumo de condicionamento de ar, adicionou-se este consumo ao período apurado como correção, tendo-se assim o consumo máximo estimado do sistema de condicionamento de ar no valor de 232.120 kWh, variação de 3,6% do valor obtido na metodologia deste trabalho (224.046 kWh).

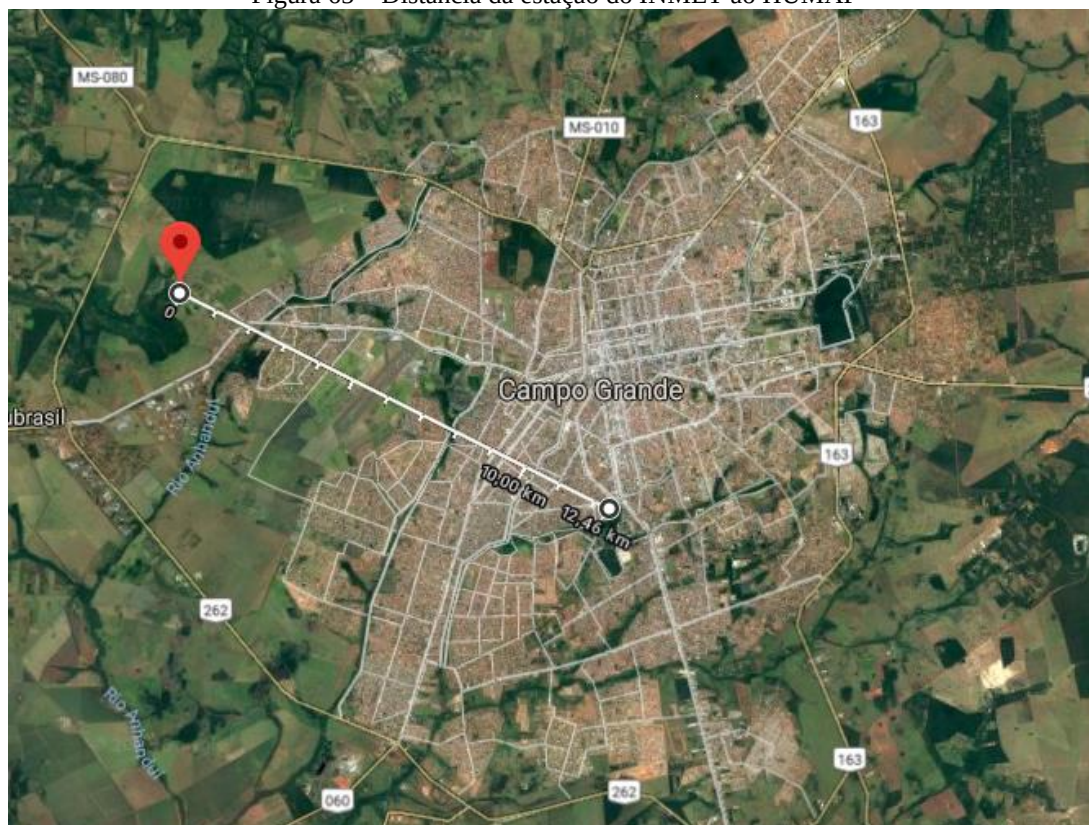
Figura 64 - Comparação entre o consumo do sistema de condicionamento de a de ar obtido e a metodologia de Chung e Park (2014).



Fonte: O autor

Considerando ainda que os dados de temperatura foram obtidos na estação do INMET Código OMM: 86810 localizada na latitude -20,4471 e longitude -54,7226, e que a mesma se localiza em zona afastada da cidade, a 12,46 km (Figura 65), pode-se concluir que o GDR obtido é conservador uma vez que a temperatura na região do HUMAP, localizada dentro da cidade, é maior devido ao efeito de ilhas de calor.

Figura 65 – Distância da estação do INMET ao HUMAP



Fonte: Google Maps (2018)

Desta forma, com o consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar sendo de 1.500 MWh e o consumo de energia elétrica total sendo de 3.253 MWh, tem-se que o sistema de condicionamento de ar corresponde a 46% do consumo total. Este resultado está com valor intermediário entre os trabalhos de Silveira (2008) e Moghimi et al. (2013) com 44% e 62% respectivamente, e superior ao especificado por Calcedo (2014), conforme pode ser observado na Tabela 28.

Tabela 28 – Resumo final da representatividade do condicionamento de ar no consumo de energia elétrica de EAS no mundo

Autor	País/ Instituição	Representação do condicionamento de ar no consumo de energia elétrica
Silveira (2008)	Brasil / Hospitais	44%
Calcedo (2014)	Espanha / EAS	22%
Moghimi et al. (2013)	Malásia / Hospital	62%
O Autor	Brasil/Hospital	46%

Fonte: o autor

Ainda na 1ª Etapa foi detectado que a carga térmica total do sistema existente está subdimensionado em aproximadamente 26% em relação aos estudos realizados nas condições climáticas da cidade de São Paulo, como pode ser observado na Tabela 29.

Tabela 29 - Metodologias de estimativa de carga térmica

Identificação do prédio	Área construída (m²)	Métod. Antigo 20 m²/ton	Simul. atual 27 m²/ton (RJ)	Simul. atual 33 m²/ton (SP)	Diagnostico HUMAP	% em relação a SP
Prédio Principal	18.010,9	900,5	667,1	545,8	405,5	-26%
Bloco A	3.383,3	169,2	125,3	102,5	98,4	-4%
Bloco B	2.547,2	127,4	94,3	77,2	66,4	-14%
Bloco C	1.804,5	90,2	66,8	54,7	44,1	-19%
Bloco D	5.367,1	268,4	198,8	162,6	96,4	-41%
Bloco E	3.320,6	166,0	123,0	100,6	65,0	-35%
Bloco F	1.588,3	79,4	58,8	48,1	35,3	-27%

Para fins do estudo de viabilidade econômica (3ª etapa), uma vez detectado que o sistema de condicionamento de ar existente está subdimensionado, fez-se necessário a ponderação do consumo de energia elétrica atual, para um cenário em que se considera a carga térmica estimada (potência de refrigeração) pelos índices de Cleto (2017). Isso, com o objetivo de não causar um viés de baixo consumo de energia elétrica, devido o sistema existente não estar dimensionado corretamente. Neste sentido, obtém-se um consumo anual de energia elétrica de 2.019 MWh, conforme pode ser observado na Tabela 30.

Tabela 30 - Consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar

	Potência de refrigeração (TR)	Consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar (kWh)
Situação atual	405,5	1.500.343
Situação ideal	545,8	2.019.450

Fonte: O autor

No que tange aos indicadores de eficiência energética e considerando o disposto no RTQ-C, subitem 5.2, o nível de eficiência do sistema de condicionamento de ar de um edifício, composto por variados tipos de equipamentos condicionadores de ar, pode ser classificado conforme a média dos níveis de eficiência de cada sistema, ponderado por suas respectivas capacidades. Neste sentido, chegou-se ao resultado de que a eficiência energética global dos equipamentos condicionadores de ar do bloco principal do HUMAP é de 3,59, obtendo-se classificação energética C, segundo o RTQ-C, conforme Tabela 31. Neste contexto, salienta-se que a legislação para instituições públicas (IN 02/2014 MPOG) exige que em casos de *retrofit*, deve-se obter a classificação energética A, conforme exposto no item 2.4 deste trabalho.

Tabela 31 - Equivalente numérico para cada nível de eficiência (EqNum)

A	5
B	4
C	3
D	2
E	1

Fonte: RTQ-C (2010)

Para finalizar o diagnóstico energético, faz-se uma comparação entre os consumos específicos de energia elétrica em relação a área e em relação a leitos já expostos na seção 2.1 com os consumos específicos diagnosticados no estudo de caso, conforme pode ser observado na Tabela 32 e Tabela 33.

Tabela 32 - Consumo específico de energia elétrica por área no período anual

Autor	Consumo específico	Local
CADDET (1997)	65 kWh/m ²	Suíça
CADDET (1997)	90 kWh/m ²	Bélgica
CADDET (1997)	90 kWh/m ²	Holanda
CADDET (1997)	100 kWh/m ²	Suécia
CADDET (1997)	105 kWh/m ²	Reino Unido
CADDET (1997)	110 kWh/m ²	Grécia
CADDET (1997)	180 kWh/m ²	Austrália
CADDET (1997)	240 kWh/m ²	Estados Unidos da América
CADDET (1997)	340 kWh/m ²	Canadá
Saidur, et al (2010)	149 kWh/m ²	Tailândia
Calcedo (2014)	86 kWh/m ²	Espanha
Rajagopalan, Elkadi (2014)	95 kWh/m ²	Espanha
O Autor	147 kWh/m ² ³⁶	Brasil

Fonte: O autor

³⁶ Considerando a metodologia estabelecida no item 4.1.2, com peso 2 para a área das edificações com funcionamento 24h e peso 1 para área das edificações com funcionamento 12h e fazendo-se a relação entre as áreas que efetivamente fazem parte do hospital deste estudo de caso (25.936 m²), e a área total abrangida pela rede de distribuição de energia elétrica (28.786 m²), conforme Tabela 25, tem-se um coeficiente de 0,939. Aplicando-se esta relação ao consumo anual de energia elétrica, tem-se o quantitativo de 3.814 MWh, que corresponde ao valor efetivamente consumido pelo Hospital.

Tabela 33 - Consumo específico de energia elétrica por leito no período anual

Autor	Consumo específico	Local
CADDET (1997)	5,1 MWh/leito	Itália
CADDET (1997)	9,9 MWh/leito	Holanda
CADDET (1997)	10,1 MWh/leito	Bélgica
CADDET (1997)	20 MWh/leito	Suécia
CADDET (1997)	23,5 MWh/leito	Canadá
CADDET (1997)	27,5 MWh/leito	Austrália
PROCEL (2006)	12,2 MWh/leito ³⁷	Brasil
O Autor	16,4 MWh/leito ³⁸	Brasil

Fonte: O autor

4.2. 2ª ETAPA – ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA

Conforme exposto na Tabela 16, os itens a serem analisados no estudo de viabilidade técnica são: o tipo de sistema de condicionamento de ar, a eficiência energética, o aspecto ambiental e a localização.

4.2.1. Tipo de sistema de condicionamento de ar

Como 1º Item do estudo de viabilidade técnica, foi detectado que o sistema existente atualmente no HUMAP não atende na totalidade a legislação sanitária, especificamente a RE nº 9, de 16 de janeiro de 2003 da ANVISA, a Portaria GM/MS nº. 3.523, de 28 de agosto de 1998, a Nota Técnica nº 8 de 2009 da ANVISA e a NBR 7256 de 2005, já descritos no item 2.3.3 deste trabalho. A razão do não atendimento é devido ao sistema ser composto predominantemente de equipamentos *Split* e equipamentos do tipo Janela, conforme pode ser observado na Tabela 34.

Como já exposto anteriormente na Tabela 9, os tipos de equipamentos condicionadores de ar que poderiam ser utilizados em ambientes hospitalares seriam os: *Splits dutados*, *VRF*, *Self Contained* e *chillers*.

Dentre os tipos de equipamentos mencionados, o tipo com eficiência energética superior é o *chiller*, conforme explicitado no item 2.4 deste trabalho e sucintamente na Tabela 12.

³⁷ Considerando o consumo específico de 1.016 kWh/leito/mês já exposto na seção 2.1, tem-se um consumo específico de 12,2 MWh/leito/ano.

³⁸ Considerando a metodologia da nota de rodapé 3637, tem-se o consumo anual de energia elétrica de 3.814 MWh. Considerando os 232 leitos segundo EBSEH (2017), tem-se o consumo específico de 1.370 kWh/leito/mês, ou 16,4 MWh/leito/ano.

Uma vez que os *chillers* possuem bons indicadores de eficiência energética, e conforme já mencionado no item 2.3.2.5, e por Creder (2014), recomenda-se este tipo de equipamento para instalações de mais de 400 m². Além desta recomendação, tem-se a exigência do RTQ-C de que quando a área condicionada apresentar carga térmica superior a 350 kW ($\cong 100$ TR) deve-se adotar um sistema de condicionamento de ar central ou provar que sistemas individuais consomem menos energia, para as condições de uso previstas para as edificações.

Neste contexto, observa-se que a solução de se adotar o *chiller* como equipamento de condicionamento de ar é a mais adequada para o ambiente hospitalar em estudo, com área de aproximadamente 29.000 m² de área construída.

Tabela 34 - Diagnóstico do sistema existente em relação a legislação sanitária

Setor	Classificação do ambiente	Tipo de equipamento	Atende a legislação sanitária?	Ausência:
Maternidade	Semi-crítico	Nenhum	Não	-Conforto térmico -Renovação de ar -Filtragem
Enfermaria de Pediatria	Semi-crítico	<i>Split hi-wall</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem
Unidade de cuidados intermediários	Semi-crítico	<i>Fan coil / Chiller</i>	Sim	-
Clínica Médica	Semi-crítico	Janela	Não	-Renovação de ar -Filtragem
Clínica Cirúrgica I	Semi-crítico	<i>Split Hi-wall / Janela</i>	Não	Renovação de ar -Filtragem
Clínica Cirúrgica II	Semi-crítico	Nenhum	Não	-Conforto térmico -Renovação de ar -Filtragem
Clínica Cirúrgica III	Semi-crítico	Nenhum	Não	-Conforto térmico -Renovação de ar -Filtragem
Endoscopia	Semi-crítico	<i>Split Hi-wall / Janela</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem
CETROGEN	Semi-crítico	<i>Split</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem
Tomografia	Semi-crítico	<i>Split</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem
Hemodiálise	Semi-crítico	<i>Split</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem
Nutrição	Não crítico	<i>Split dutado / Split Hi wall</i>	Sim	-
Hemodinâmica	Crítico	<i>Split dutado</i>	Sim	-
Centro Cirúrgico	Crítico	<i>Split dutado</i>	Sim	-
Centro Obstétrico	Crítico	<i>Fan coil / Chiller</i>	Sim	-
Farmácia	Crítico	<i>Split Hi-wall / Janela</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem -Nível de pressão

Doenças Infecto Parasitárias (DIP)	Crítico	<i>Split Hi-wall / Janela</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem
UTI Neonatal	Crítico	<i>Split dutado</i>	Sim	-
UTI Pediátrica	Crítico	<i>Split Dutado</i>	Sim	
UTI Adulto	Crítico	<i>Split Hi-wall</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem
UTI Coronariana	Crítico	<i>Split Hi-wall</i>	Não	-Renovação de ar -Filtragem

Fonte: O autor

4.2.2. Eficiência energética

Após a definição do tipo de equipamento, restou-se definir qual dos tipos de *chiller* é o mais adequado para o estudo de caso. Em relação ao tipo de compressor, e conforme já exposto na Tabela 10, na Tabela 11 e na Tabela 12, os *chillers* centrífugos em geral são os que possuem os melhores COP's, ou seja, os menores índices de kW/TR.

Já em relação ao tipo de condensador, não existem dúvidas que os *chillers* com condensação a água são os mais eficientes devido a menor temperatura de rejeição de calor, conforme explicado nas seções 2.3.2.5 e 2.4 desse trabalho.

De maneira sucinta, de posse da informação referente ao tipo de equipamento condicionador de ar (Item 4.2.1), da potência de refrigeração (Item 4.1.2, Tabela 30), do tipo de compressor (Tabela 10, Tabela 11, Tabela 12), do tipo de condensador (Item 2.3.2.5, Item 2.4), pode-se estabelecer o equipamento com as características estabelecidas na Tabela 35 como o equipamento selecionado.

Tabela 35 –Selecionamento do equipamento condicionador de ar	
Tipo	<i>Chiller</i>
Potência de refrigeração	545,8 TR
Tipo de compressor	Parafuso/Centrífugo
Condensação	Água
Tipo de fluido refrigerante	Gás não CFC e não HCFC

Fonte: O autor

Não obstante, algumas fabricantes incluem nos seus produtos (*chillers*) tecnologias adicionais que, agregam valor, aumentam a eficiência dos equipamentos em muitos dos casos ou proporcionam redundância de funcionamento. Uma das tecnologias é o VFD (*Variable Frequency Drive*) que se trata de um inversor de frequência que alimenta o motor do *chiller*, controlando a potência consumida pela carga, através da variação da frequência entregue pela concessionária de energia elétrica, em função da potência frigorígena requerida pelo sistema.

Outra tecnologia fornecida por alguns fabricantes é a presença de duplo compressor e duplo circuitos de refrigeração. Esta tecnologia além de tornar o *chiller* capaz de atingir potências de refrigeração maiores que os demais, proporciona também redundância de funcionamento e redução no custo de instalação, em locais que a redundância é necessária.

Mais uma tecnologia presente em alguns *chillers* é o mancal magnético que elimina a utilização de óleo e de selo mecânico, reduzindo a fricção de elementos do *chiller*, aumentando a eficiência energética, aumentando a vida útil do equipamento e produzindo baixos níveis de ruído.

As características técnicas dos equipamentos cotados são apresentados na Tabela 36. Nela pode ser observado os níveis de eficiência energética a carga total (COP 100%) e carga parcial (IPLV), a origem de fabricação do *chiller*, a classificação deste equipamento no âmbito do RTQ-C, o tipo e quantidade de gás refrigerante do equipamento e na última coluna as características adicionais.

Tabela 36 - Especificação técnica dos *chillers* centrífugos/parafuso selecionados no mercado

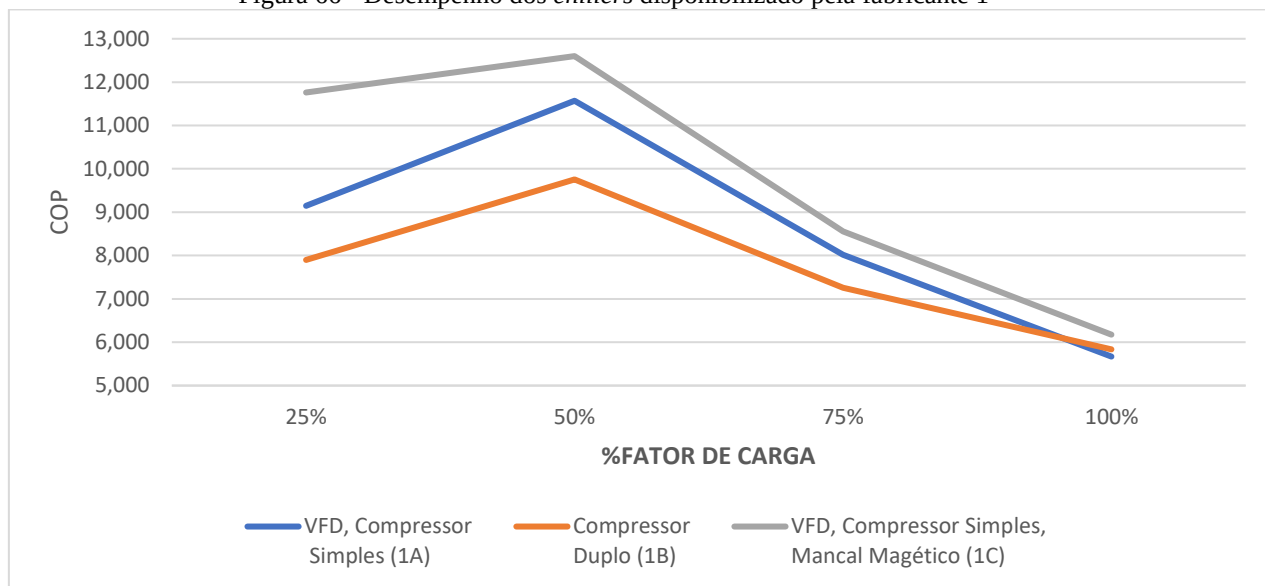
Fabr.	Nº	COP (100%)	IPLV	Origem (Fabricação)	Classe A RTQ-C?	Tipo Gás / Quantidade	Observação
1	A	5,669	9,727	China	Não	R134a 405 kg	Centrífugo, Compressor único, VFD
	B	5,835	8,445	USA	Não	R134a 659 kg	Centrífugo Compressor Duplo
	C	6,175	10,74	USA	Sim	R134a 495 kg	Centrífugo, Compressor único, VFD, mancal magnético
2	A	6,106	10,53	-	Sim	R134a 460 kg	Parafuso, Compressor único VFD
	B	6,024	9,994	-	Não	R134a 570 kg	Centrífugo Compressor único, VFD
	C	5,270	7,143	BRASIL	Sim	R134a 460 kg	Parafuso
	D	5,560	7,41	BRASIL	Sim	R134a 460kg	Parafuso
	E	6,600	8,26	BRASIL	Sim	R134a 460kg	Parafuso, duplo evaporador com dois passes em cada

Fonte: O autor

Na Figura 66, na Figura 67, na Figura 68 e na Figura 69 pode ser observado tanto o nível de eficiência energética dos *chillers* cotados em função do fator de carga quanto os níveis de

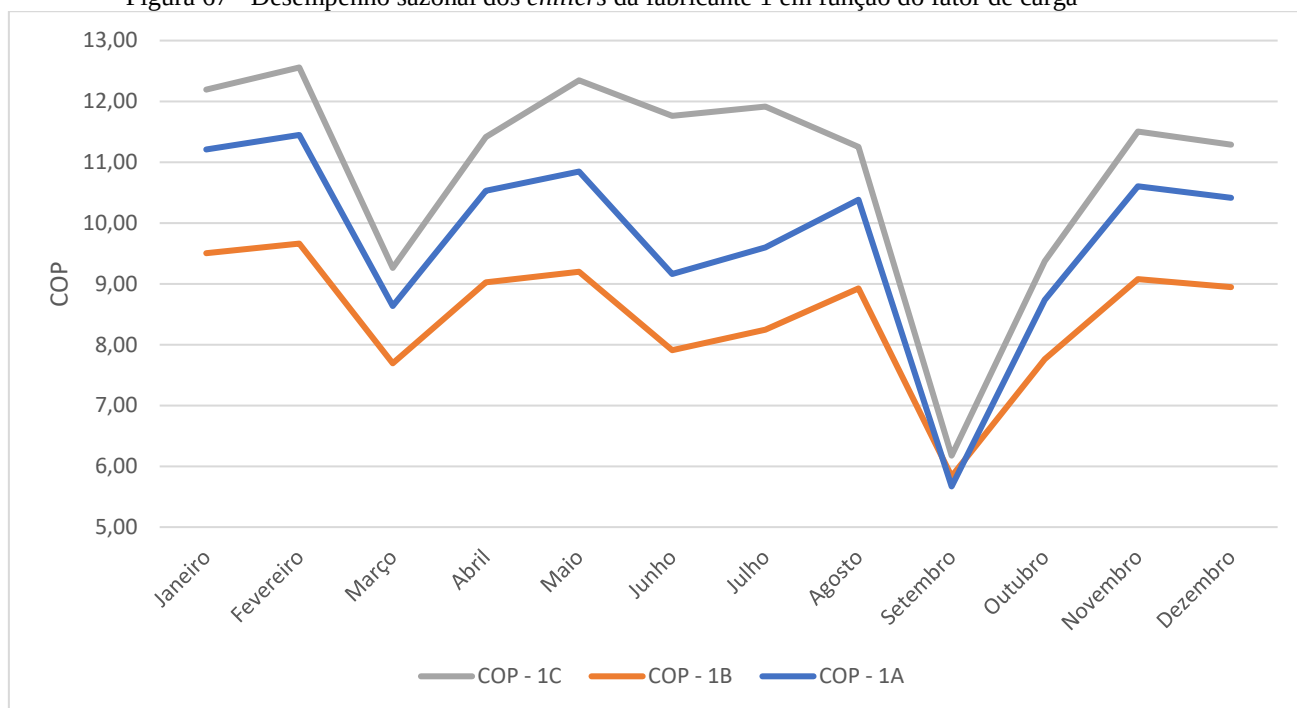
eficiência ao longo do ano (desempenho sazonal). Já na Figura 70 pode ser observado o consumo de energia elétrica dos sistemas de condicionamento de ar tanto do sistema existente, resultado do diagnóstico energético, quanto dos *chillers* cotados.

Figura 66 - Desempenho dos *chillers* disponibilizado pela fabricante 1



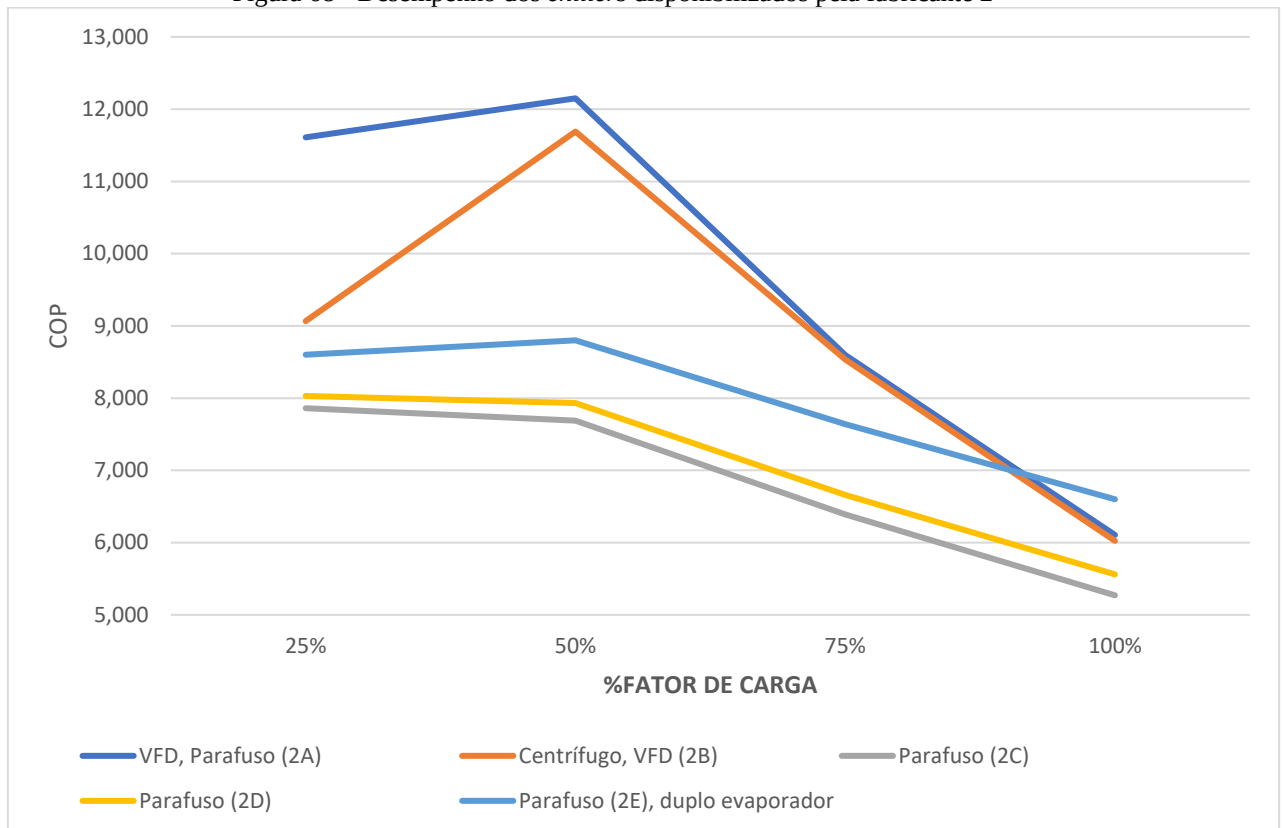
Fonte: O autor com dados fornecidos pela fabricante 1.

Figura 67 - Desempenho sazonal dos *chillers* da fabricante 1 em função do fator de carga ³⁹

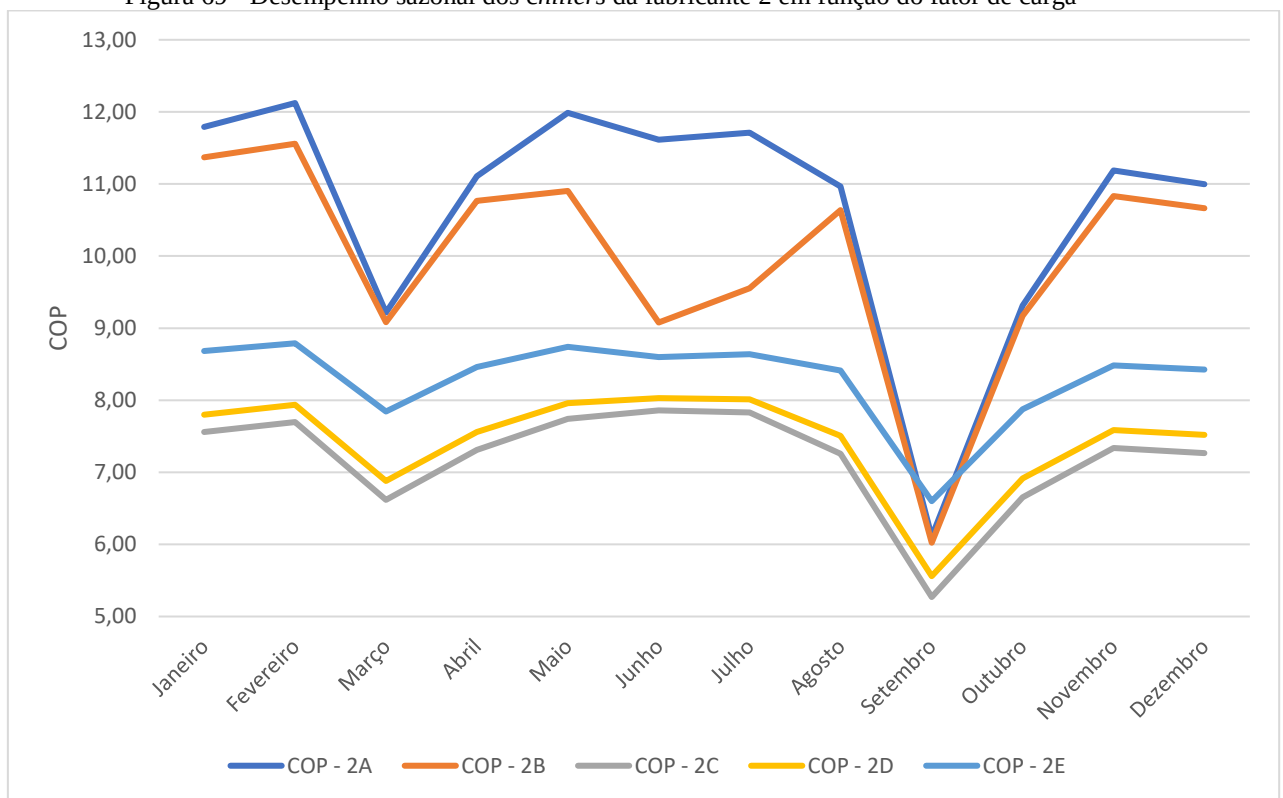


Fonte: O autor com dados fornecidos pela fabricante 1.

³⁹ Uma vez que a fabricante apenas disponibilizou as eficiências dos *chillers* para as cargas de 25%, 50%, 75% e 100%, as eficiências em cargas intermediárias foram obtidas por interpolação.

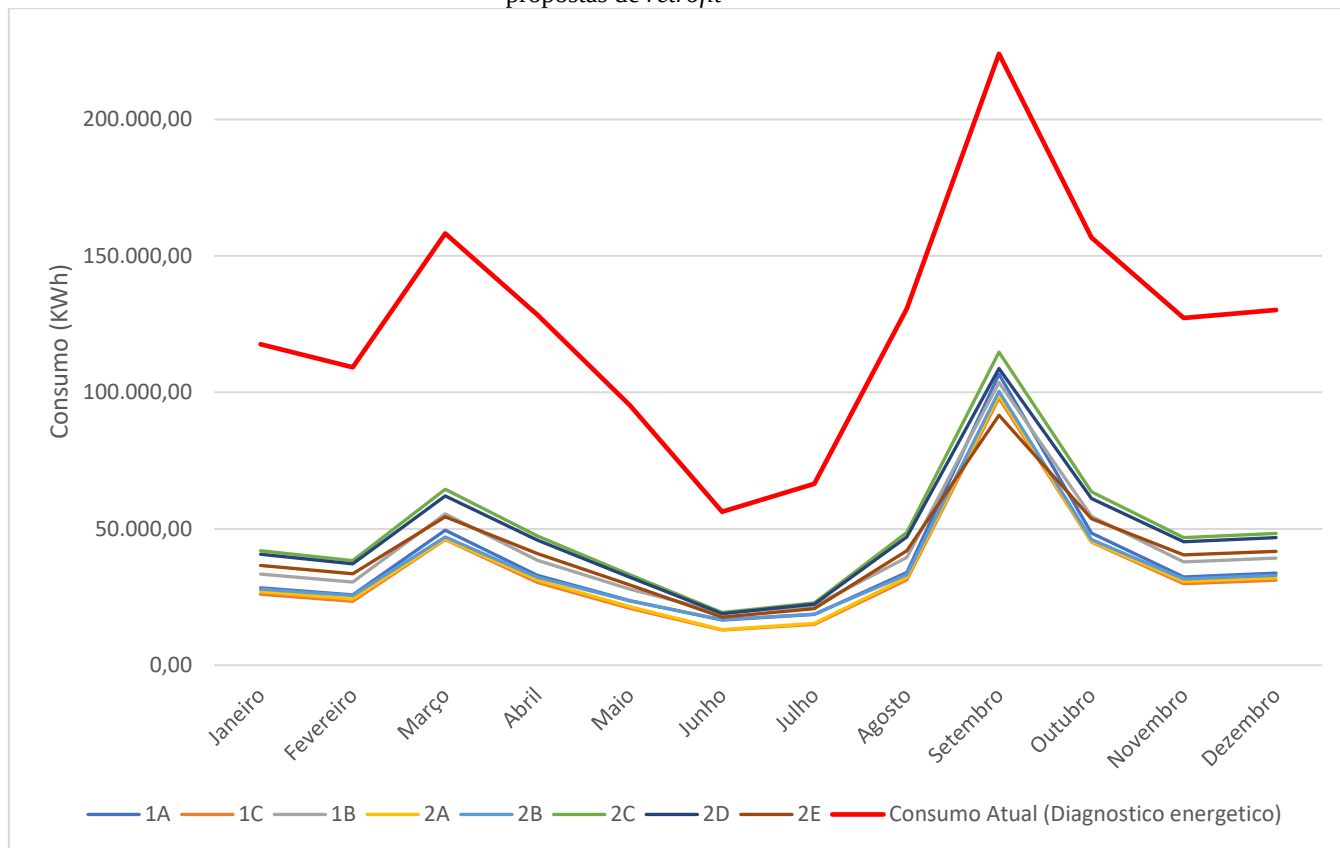
Figura 68 - Desempenho dos *chillers* disponibilizados pela fabricante 2

Fonte: O autor com dados fornecidos pela fabricante 2.

Figura 69 - Desempenho sazonal dos *chillers* da fabricante 2 em função do fator de carga ³⁹

Fonte: O autor com dados fornecidos pela fabricante 2.

Figura 70 - Consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar no diagnóstico energético e nas propostas de *retrofit*



Fonte: O autor

4.2.3. Aspecto ambiental (emissão de ODP e GWP)

Como 3º Item do estudo de viabilidade técnica, definiu-se o equipamento condicionador de ar em função do uso de gás refrigerante utilizado, uma vez que o *chiller* não deve utilizar gás refrigerante HCFC e CFC. Porque o Brasil é signatário do protocolo de Montreal e esses gases possuem ODP e GWP.

Tabela 37 - TEWI antes e TEWI após o *retrofit*.

Sistema	Fluido Refrigerante	Carga refrigerante (kg)	Consumo de energia anual (kWh)	TWEI (kg de CO ₂)
Atual	R22/R410-A	323	2.019.450	9.452.681
1A	R134-A	405	450.518	5.050.198
1B	R134-A	659	501.450	7.630.921
1C	R134-A	495	410.075	5.816.503
2A	R134-A	460	417.830	5.498.305
2B	R134-A	570	435.940	6.605.942
2C	R134-A	460	589.686	5.933.529
2D	R134-A	460	568.181	5.879.069
2E	R134-A	460	502.728	5.713.310

Fonte: O autor

4.2.4. Localização

Como 4º Item do estudo de viabilidade técnica foi analisado a arquitetura do HUMAP, para a definição da melhor alocação de um *chiller* para atender o prédio principal. Considerando-se os itens da Tabela 38, como os de maior relevância para a definição da alocação final do *chiller*. Observa-se que a edificação tem construção horizontalizada e composta basicamente de áreas de internação, de cirurgias e de diagnóstico.

Tabela 38 - Critérios técnicos para alocação do *Chiller*

Item analisado	Consideração
1º Rede de distribuição de água gelada	O <i>chiller</i> deverá ficar posicionado o mais próximo possível do centro geográfico do prédio principal, com o intuito de reduzir a perda de carga no sistema de distribuição de água gelada
2º Rede de distribuição de energia elétrica	O <i>chiller</i> deverá ficar posicionado o mais próximo possível da rede de distribuição de energia elétrica tendo em vista que a potência demandada é grande.
3º Rejeição de calor	A unidade condensadora do <i>chiller</i> deverá ficar em local que a direção dos ventos não crie zonas de calor na própria instituição.
4º Ruído	A unidade condensadora deverá ficar localizada distante de setores de internação por exigirem baixos níveis de ruído.

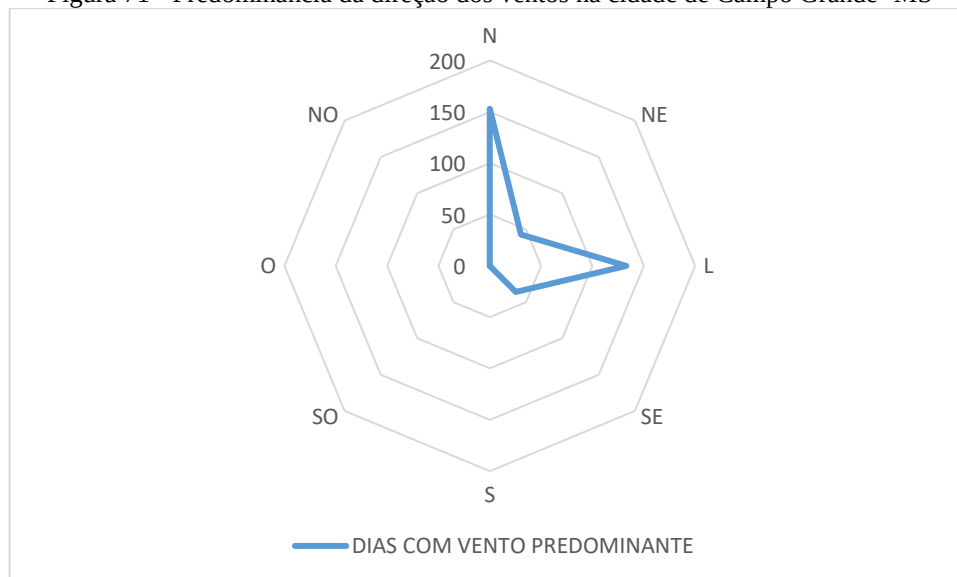
Como 1º Item de critério de alocação do *chiller*, foi-se traçado retas perpendiculares entre si, com o objetivo de encontrar o centro geográfico da edificação principal da instituição, conforme pode ser observado na Figura 72. No ponto de intersecção das retas foi-se definido preliminarmente que esta seria a posição do *chiller*, sem levar em consideração os demais itens a serem analisados.

Na análise do 2º Item, conforme pode ser observado na Figura 75 do Apêndice A, foi-se considerado as regiões próximas da zona de distribuição de energia elétrica de média tensão, o que descartou a definição preliminar (1º Item) e levou à definição do local elencado na Figura 72.

Na análise do 3º Item, quanto a rejeição de calor, é sabido que o *chiller*, sendo equipamento condicionador de ar central, rejeita o calor absorvido pelas unidades evaporadoras de toda a instituição analisada, para o exterior, pela unidade condensadora. Esta potência térmica dissipada pela unidade condensadora corresponde a potência térmica do *chiller*, ou seja, no caso em análise corresponde ao equivalente a 545,8 TR, ou seja, 1.919.498W no período de maior demanda, criando, desta forma, uma zona de calor nas áreas próximas. Neste sentido, foi-se analisado a incidência de ventos na região de Campo Grande -MS de acordo com os dados fornecidos pelo CEMTEC, obtendo-se como resultado que os ventos predominantemente atuam na direção Norte e Leste, conforme pode ser observado na Figura 71. Desta forma, os

ventos predominantes levariam o calor rejeitado de toda a edificação para a zona desabitada localizada a Leste e minimizaria os impactos na Região Norte, corroborando com a solução proposta na Figura 72.

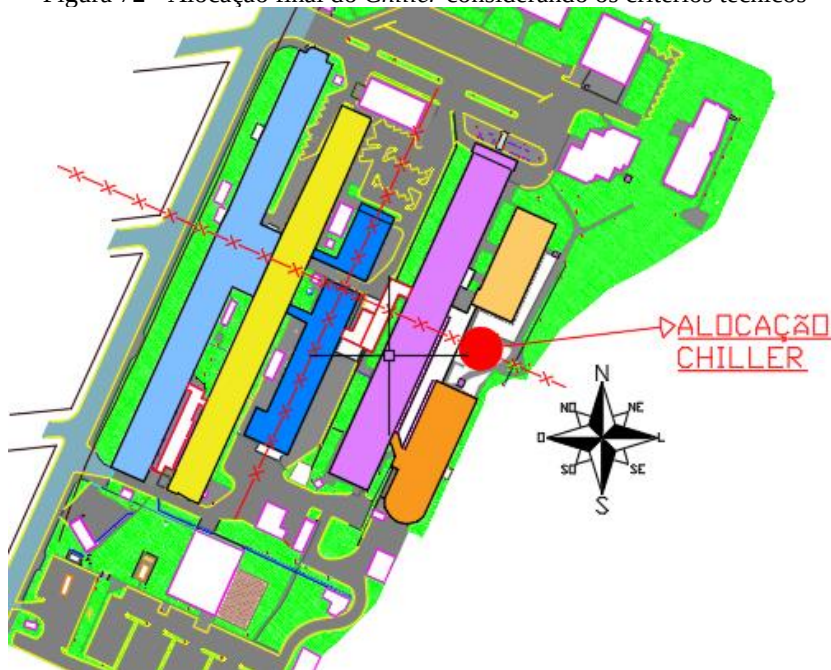
Figura 71 - Predominância da direção dos ventos na cidade de Campo Grande -MS



Fonte: CEMTEC (2017)

Quanto ao 4º Item do critério de análise da alocação do *Chiller*, o ruído, é sabido que estes equipamentos são grandes geradores de ruídos e, neste sentido, a solução proposta na Figura 72 também atenderia ao requisito, uma vez que as áreas de internação estão distantes da alocação do *chiller*.

Figura 72 - Alocação final do *Chiller* considerando os critérios técnicos



Fonte: O autor

4.3. 3ª ETAPA (Estudo de Viabilidade Financeira)

Durante a etapa de estudo de viabilidade financeira foram cotados os equipamentos selecionados na 2ª Etapa, o que resultou nos valores dispostos na Tabela 39. Nessa Tabela pode ser observado o custo do equipamento, a forma de frete assim como os impostos e o custo total.

Tabela 39 - *Chillers* cotados em mercado

Fabricante		Custo do equipamento	Frete	Imposto (DIFAL, IPI)	Custo do total
1	A	255.420 US\$ ⁴⁰⁾	CIF	41.580 US\$	297.000 US\$
	B	438.600 US\$	CIF	71.400 US\$	510.000 US\$
	C	460.100 US\$	CIF	74.900 US\$	535.000 US\$
2	A	-	-	-	966.502 ⁴¹ R\$
	B	-	-	-	1.159.803 ⁴¹ R\$
	C	532.822 R\$	CIF	262.435 R\$	795.258 R\$
	D	587.942 R\$	CIF	289.583 R\$	877.526 R\$
	E	734.928 R\$	CIF	361.979 R\$	1.096.908 R\$

Fonte: O autor

Além dos valores individuais de cada *chiller*, apresentados na Tabela 39, é necessário ter conhecimento dos dados referentes ao custo de implantação de um sistema de condicionamento de ar (rede de água gelada, *fan-coils*, dutos), das bombas de água, das torres de resfriamento, de manutenção e de tratamento da água. Neste sentido, a Tabela 40 traz sinteticamente os custos aproximados de cada um destes itens que são comuns a todos os *chillers* selecionados.

Tabela 40 - Custos diversos

Item	Unidade	Fonte
Custo instalação HVAC ⁴²	13.000 R\$/TR	Cleto (2017)
Custo bombas + torres de resfriamento ⁴³	617 R\$/TR	
Manutenção ⁴⁴	285,10 R\$/TR/ano	ABEGAS ⁴⁵ (2008)
Tratamento químico da água ⁴⁶	8,85 R\$/TR/ano	
Manutenção ⁴⁷	448,01 R\$/TR/ano	

Fonte: O autor

⁴⁰ Dólar dos Estados Unidos da América (EUA).

⁴¹ Valor obtido pelo indicador informado por ABEGAS (2008). 1000 R\$/TR para *chiller* a parafuso e 1200R\$/TR para *chiller* centrífugo, devendo ainda ser atualizado em 77,8% conforme nota de rodapé 45.

⁴² Compra e instalação dos *Fan coils*, rede de água gelada.

⁴³ Compra e instalação de bombas e torres de resfriamento.⁴⁵

⁴⁴ Manutenção de *Chiller* centrífugo e *Chiller* parafuso com condensação a água

⁴⁵ Devido aos valores de informados por ABEGAS (2008) serem de 04/2008, eles foram corrigidos em 77,8% referente ao IPCA acumulado de 04/2008 a 05/2018 na ferramenta calculadora do cidadão disponibilizada pelo Banco Central do Brasil.

⁴⁶ Tratamento de água de *Chiller* centrífugo e *Chiller* parafuso com condensação a água.

⁴⁷ Manutenção de equipamentos do tipo janela e do tipo *Split*

Por meio das informações contidas na Tabela 40 e a metodologia estabelecida na seção 2.5, chegou-se aos resultados da Tabela 41.

Tabela 41 - Custo operacional e de investimento do sistema existente e do sistema proposto

		Custos	Valor (R\$)	Total (R\$)
Custo operacional	Sistema proposto	Manutenção anual de <i>chillers</i> parafuso/centrífugo	155.602/ano	441.499
		Tratamento Químico da água	4.832/ano	
		Consumo de água	281.065/ano	
	Sistema Atual	Manutenção anual de equipamentos tipo janela/ <i>Split</i>	244.518/ano	244.518
Custo de investimento	sistema proposto	Custo Instalação HVAC	7.095.218	7.592.445
		Custo Bombas + Torres	336.791	

Fonte: O autor

De posse dos dados da Tabela 41, dos dados da Tabela 39, dos dados das seções 4.1, 4.2, dos dados referentes às tarifas de água dos dados referentes as tarifas e energia elétrica, ambos contidos no ANEXO A, e da TMA⁴⁸ calcula-se os indicadores econômicos elencados na metodologia, conforme pode ser observado na Tabela 43, na Figura 73 e na Figura 74 e na Tabela 44.

⁴⁸ TMA- a TMA adotada foi a de 6,25% ao ano, o que corresponde a previsão do BC para a taxa SELIC ao longo dos anos de 2018 e 2019. Considerando que a taxa SELIC é o custo para o governo tomar dinheiro emprestado e que o hospital do estudo de caso é público, conclui-se que a SELIC é um bom parâmetro de referência.

Tabela 42 - Fluxo de caixa das propostas

Mês	Fluxo de caixa (R\$)							
Equipamento	1A	1B	1C	2A	2B	2C	2D	2E
Janeiro	42.899	41.947	45.273	44.821	44.273	37.190	36.848	43.394
Fevereiro	41.860	41.007	44.232	43.793	43.188	36.493	36.229	42.492
Março	45.269	44.030	47.962	47.703	47.252	39.144	38.607	46.731
Abril	43.826	42.756	46.283	45.845	45.297	37.876	37.456	44.380
Maio	39.484	38.787	42.039	41.664	40.779	35.022	34.919	40.736
Junho	33.284	33.067	36.072	35.834	34.496	30.835	31.221	35.915
Julho	34.831	34.482	37.608	37.341	36.062	31.941	32.193	37.163
Agosto	43.998	42.906	46.473	46.040	45.494	38.006	37.573	44.580
Setembro	42.282	43.750	46.580	46.062	45.409	38.245	38.066	49.713
Outubro	45.247	44.007	47.928	47.652	47.191	39.104	38.570	46.626
Novembro	43.730	42.672	46.178	45.737	45.189	37.804	37.393	44.273
Dezembro	43.961	42.873	46.432	45.998	45.452	37.978	37.548	44.536
Total (R\$)	500.671	492.286	533.059	528.490	520.083	439.637	436.624	520.539

Fonte: O autor

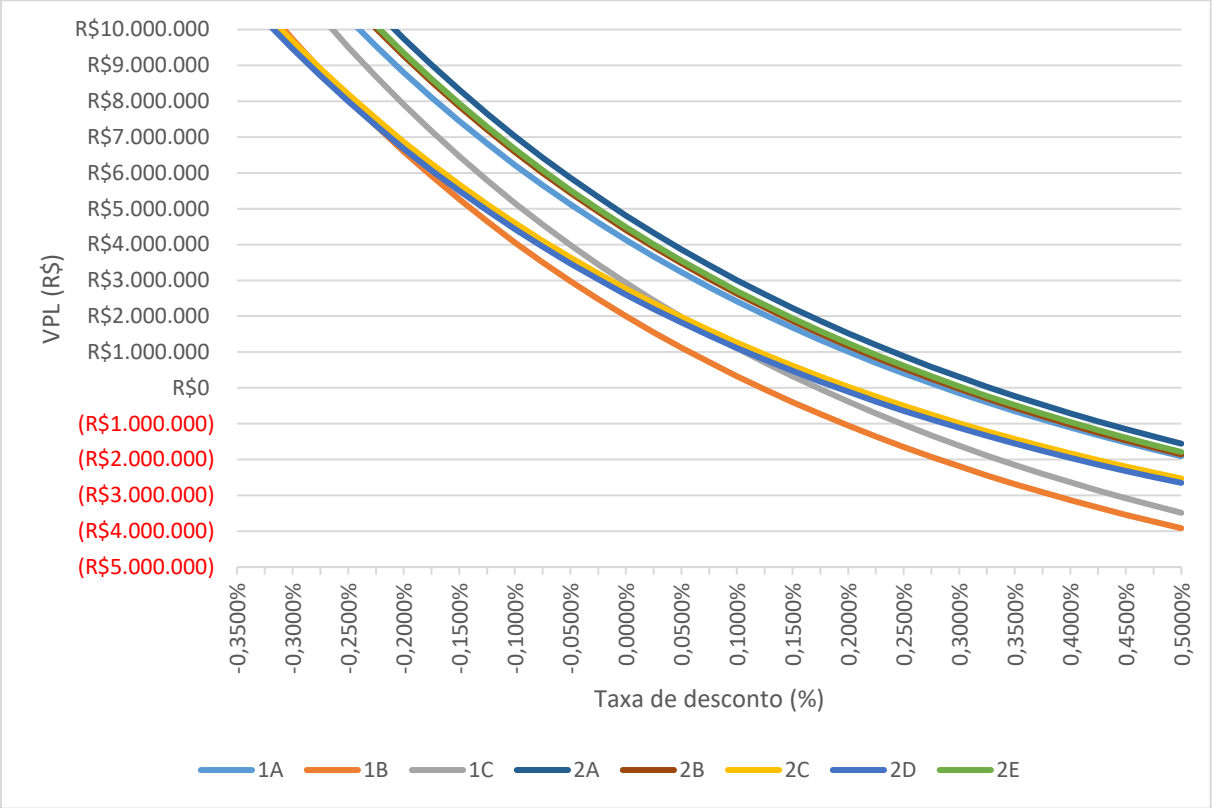
Tabela 43 – Payback, VPL e TIR das propostas de retrofits

Tabela 45 – Payback, VPL e TIR das propostas de reatons							
		<i>Payback1</i> ⁴⁹	VPL1 ⁴⁹	TIR1 ⁴⁹	<i>Payback2</i> ⁵⁰	VPL2 ⁵⁰	TIR2 ⁵⁰
		(Anos)	(R\$)	(%)	(Anos)	(R\$)	(%)
1	A	2,83	5.106.502	3,22	-	-1.952.961	0,29
	B	8,33	3.096.259	1,25	-	-3.963.204	0,12
	C	7,92	3.523.753	1,32	-	-3.535.710	0,17
2	A	2,83	5.452.900	3,37	-	-1.606.563	0,33
	B	3,25	5.153.152	2,89	-	-1.906.310	0,30
	C	2,83	4.488.688	3,23	-	-2.570.775	0,20
	D	3,08	4.368.410	2,99	-	-2.124.328	0,19
	E	3,08	5.220.886	3,02	-	-1.838.577	0,30

Fonte: O autor

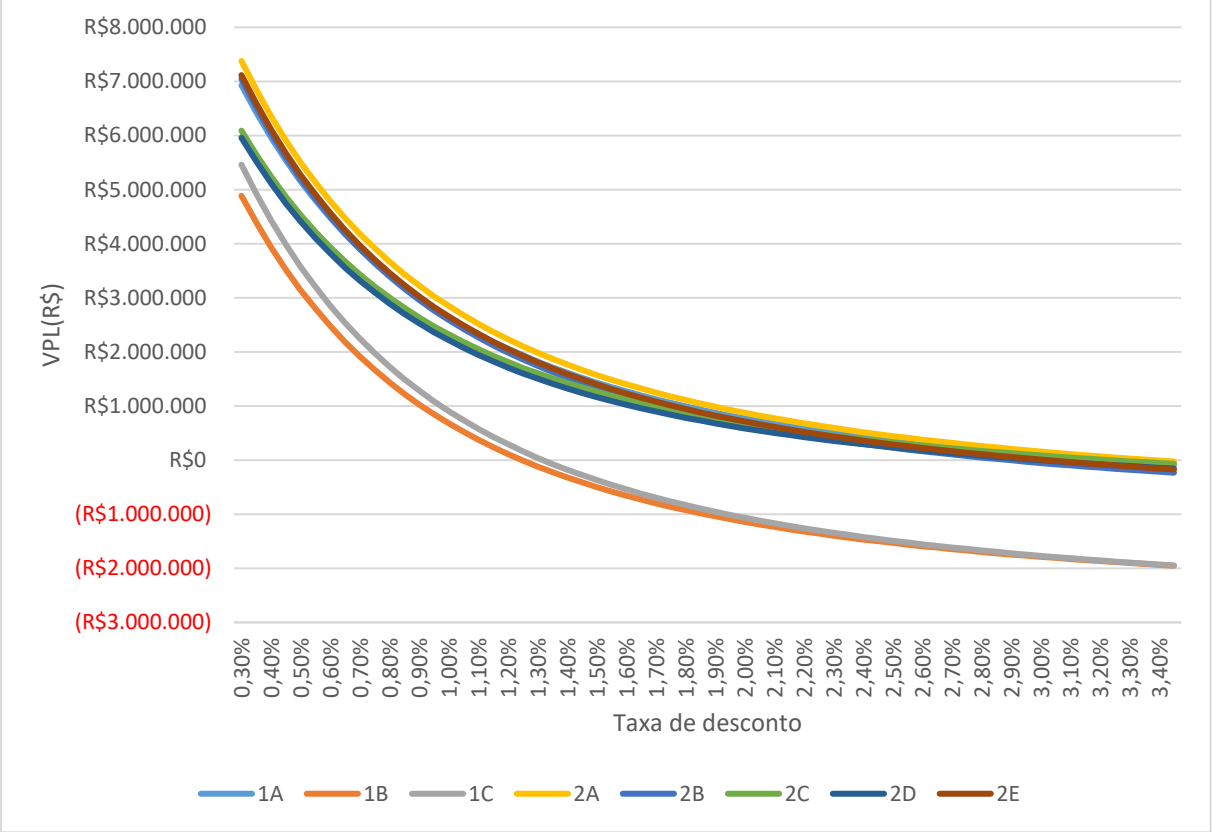
⁴⁹ Desconsiderando custo de instalação do sistema de HVAC.⁵⁰ Considerando custo de instalação do sistema de HVAC.

Figura 73 - VPL dos *retrofits*, em função das taxas de desconto, considerando custo de instalação do sistema HVAC



Fonte: O autor

Figura 74 - VPL dos *retrofits* desconsiderando custo de instalação do sistema HVAC



Fonte: O autor

Tabela 44 - Resumo dos custos anuais de funcionamento dos equipamentos condicionadores de ar

Proposta	Existente	1A	1B	1C	2A	2B	2C	2D	2E
Tipo de equipamento	Split, Janela e Chiller scroll com condensação a ar	Chiller centrífugo	Chiller centrífugo	Chiller centrífugo	Chiller Parafuso	Chiller centrífugo	Chiller Parafuso	Chiller Parafuso	Chiller Parafuso
Consumo de energia elétrica (kWh)	2.019.450 ⁵¹	450.517	501.450	410.075	417.830	435.939	589.685	568.181	502.728
Custo consumo de energia elétrica (R\$)	601.365	134.158	149.325	122.115	124.424	129.817	175.600	169.197	149.706
Demanda máxima (kW)	644 ⁵¹	338	329	311	314	318	364	345	291
Custo demanda (R\$)	485.137	254.691	247.909	234.346	236.607	239.621	274.283	259.966	219.276
Consumo de água ⁵² (M³)	-	12.042	12.042	12.042	12.042	12.042	12.042	12.042	12.042
Custo do consumo de água (R\$)	-	281.065	281.065	281.065	281.065	281.065	281.065	281.065	281.065
Custo manutenção(R\$)	244.518	160.435	160.435	160.435	160.435	160.435	160.435	160.435	160.435
Custo total anual (R\$)	1.331.020	830.349	838.735	797.961	802.531	810.937	891.383	870.662	810.481

⁵¹ Consumo ponderado, sendo utilizado para igualar ambos os cenários no estudo de viabilidade financeira, devido ao sistema existente (detectado no diagnóstico energético) estar subdimensionado, conforme exposto na Tabela 29 e Tabela 30.

⁵² Segundo a metodologia de Cleto (2017), tem-se um consumo máximo de 2,49 m³/h de água com o fator de carga a 100%, já segundo IME (2018) tem-se um consumo máximo de 2,53 m³/h de água no mesmo fator de carga, uma variação de apenas 1,51%, corroborando a metodologia utilizada tendo em vista a baixa variação.

5. DISCUSSÕES

Nos resultados da 1ª Etapa, o diagnóstico energético, pode-se perceber que o sistema de condicionamento de ar existente é predominantemente composto de equipamentos do tipo janela, com 24,1% do tipo *split*, e apenas 0,4% do tipo central. Entretanto, quando se compara a potência de refrigeração instalada, este último acaba representando 15,8% da potência total, uma parcela mais significativa do que em relação ao quantitativo. No que se refere ao tipo de gás que estes equipamentos utilizam, nota-se que todos os equipamentos verificados utilizam gás HCFC, seja o R22, seja o R410A, ambos condenados ao desuso até o ano de 2040 conforme o protocolo de Montreal e seus adendos.

Ainda na 1ª Etapa, com algumas considerações realizadas, chegou-se a potência de refrigeração necessária para atender todo edifício principal de 545,8 TR. Obteve-se ainda com as mesmas considerações realizadas, o consumo da edificação principal com 3.253MWh de energia elétrica, sendo que destes, 1.500 MWh corresponde ao consumo do sistema de condicionamento de ar, ou seja, 46%. Verificou-se ainda que os valores de GDR obtidos neste estudo de caso (localizado em Campo Grande– MS) com o *setpoint* dos equipamentos condicionadores de ar, apesar de usar metodologia um pouco diferente de Ferreira, Stensjö, Loura (2016), teve valores próximos com os obtidos por estes, o que corrobora o seu trabalho, uma vez que existem poucos trabalhos que utilizam esta metodologia do GDR. Verificou-se ainda que a metodologia utilizada para estimar o consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar existente foi satisfatória, uma vez que, caso fosse utilizado a metodologia de Chung e Park (2014), ter-se-ia valores muito próximos (diferença de 3,6%), conforme pode ser observado na página 72.

Observa-se ainda que apesar da seleção do equipamento se dar para potência de refrigeração de 545,5 TR, esta capacidade é utilizada apenas em um período do ano, uma vez que o fator de carga varia de 100% a 25%, com média de 56% caso fosse considerado o período anual, conforme exposto na Tabela 26. Como último item da 1ª Etapa, foi-se classificado a edificação analisada (prédio principal) no quesito equipamentos condicionadores de ar, conforme disposto no RTQ-C, o que resultou na classificação nível C.

Como último item analisado no diagnóstico energético, obteve-se os indicadores de consumo específico de energia elétrica. Quanto ao indicador de consumo em relação aos leitos, Tabela 33, chega-se ainda a um indicador de consumo específico de 1.370 kWh/leito/mês, diferindo 34,8% do estipulado por PROCEL (2006). Esta variação pode ser explicada devido ao estudo de PROCEL (2006) ser em relação a Hospitais e a Clínicas, o que faz com consumo

específico seja menor devido não haver internação e ao nível de sofisticação tecnológica ser menor. Observa-se ainda que o indicador de consumo específico difere muito do valor de outros países, variando de -69% em relação a Itália a 67% em relação a Austrália. Essa variação pode ser explicada, conforme já dito por CADDET (1997), pelas diferentes regiões bioclimáticas, pelos diferentes níveis de sofisticação tecnológica e também em função do custo de energia elétrica dos locais em que estão inseridos os hospitais.

Ainda sobre os indicadores de consumo específico de energia elétrica, porém em relação a área, Tabela 32, chegou-se a um consumo específico de 147 kWh/m². Observa-se novamente que o indicador de consumo específico difere muito do valor de outros países, variando de -56% em relação a Suíça a 131% em relação ao Canadá. Essa variação pode ser explicada, além dos fatores já explicados no parágrafo anterior, pela área construída dos hospitais em função de diferentes soluções arquitetônicas.

Já na 2ª Etapa, estudo de viabilidade técnica, no quesito atendimento da legislação sanitária, conforme demonstrado na Tabela 34, percebe-se que apenas 7 dos 21 setores analisados atenderiam os requisitos de conforto térmico, de nível de filtragem do ar, de renovação de ar e de nível de pressão. Este quantitativo representa 33,33% dos setores analisados, ou seja, 66,66% dos setores estão irregulares em ao menos 1 requisito. Neste cenário, nota-se que os setores atendidos pelos *fan coils* do *chiller* existente e pelos equipamentos condicionadores de *split* dutado estão atendidos no quesito legislação sanitária.

Ainda na 2ª Etapa em relação a eficiência energética, considerando-se a bibliografia apresentada e o diagnóstico energético realizado, selecionou-se o equipamento *chiller*, com compressores do tipo parafuso e centrífugo, com condensação a água, devido aos maiores indicadores de eficiência energética (COP e IPLV). Por meio das cotações e fichas técnicas dos *chillers*, detectou-se que os seus níveis de eficiência são de fato muito superiores aos encontrados nos equipamentos condicionadores de ar do tipo *split*, tipo janela e mesmo do *chiller* com condensação a ar. A média do COP, a 100% de capacidade, dos *chillers* com condensação a água e com compressor do tipo centrífugo foi de 5,92, com IPLV médio de 9,72. Já os *chillers* com condensação a água e compressor parafuso, a média do COP, a 100% da capacidade, foi de 5,88, com IPLV médio de 8,33. O maior nível de eficiência identificado a 100% de carga foi do equipamento 1E (Compressor parafuso e duplo evaporador com duplo passe), com 6,6 de COP, já o melhor desempenho a carga parcial foi o do equipamento 1C (compressor centrífugo, condensação a água, VFD e mancal magnético) com 10,74 de IPLV. Deste resultado pode-se observar que, corroborando o explicitado na bibliografia, o maior COP obtido foi no equipamento do tipo centrífugo, apesar de apresentar também o maior custo.

Também na segunda etapa, observa-se que dos 4 *chillers* com compressor centrífugo selecionados, apenas 1 atenderia os níveis mínimos de eficiência exigido pelo RTQ-C para classificação classe A, conforme Tabela 36. Já dentre os 4 *chillers* parafuso selecionados, todos atenderiam os níveis mínimos de eficiência. Algumas discussões sobre esses resultados podem ser verificadas: ou os *chillers* centrífugos só obtêm níveis de eficiência satisfatórios ao RTQ-C quando são projetados para cargas muito maiores do que a desse estudo de caso, ou o RTQ-C é mais exigente quando se trata de *chillers* centrífugos, em detrimento de *chillers* a parafuso.

Ainda no aspecto da eficiência energética, pode ser observado que o COP dos *chillers* possui relação inversa ao fator de carga, conforme pode ser observado na Figura 67 e Figura 69 em contraste com a

Figura 61, ou seja, quando o Fator de Carga aumenta, a eficiência energética do *chiller* diminui. Isto pode ser explicado devido ao Fator de Carga estar intrinsicamente ligado a temperatura externa. Quanto maior a temperatura externa, maior o Fator de Carga, entretanto quanto maior a temperatura externa, pior é o desempenho das máquinas térmicas, uma vez que a temperatura de fonte quente (local de rejeição de calor) aumenta, conforme já explicado na seção 2.4.

Já no aspecto ambiental da 2ª Etapa, verificou-se que todos os *chillers* cotados e analisados atendiam ao critério quanto a restrição de uso de gás HCFC, sendo todos com o funcionamento com o fluido refrigerante R134A (HFC). Ainda no aspecto ambiental, seguindo a metodologia estipulada, o melhor indicador TEWI observado foi o do equipamento 1A (5.050.198 kg de CO₂), valor menor que o sistema atualmente existente (9.452.681 kg de CO₂). O maior valor apurado foi o do equipamento 1B (7.630.921 kg de CO₂). Esse valor pode ser explicado porque esse equipamento tem mais carga de gás refrigerante que os demais devido ao duplo compressor e a sua aplicação recomendada em grandes instalações, chegando-se a potências de refrigeração bem superiores que os demais. Observa-se que poderia ser evitado a emissão de 4.402 toneladas de CO₂ caso fosse realizado o *retrofit* para o sistema com menor desempenho ambiental (menor emissão de TEWI).

Já no aspecto econômico, pôde-se observar que o equipamento com melhor indicador de eficiência energética a carga parcial (1C) e o melhor equipamento a carga total (1E) não foi o equipamento com melhor indicador econômico (2A), conforme pode ser observado na Tabela 43. Devido ao alto custo do equipamento 1C e do equipamento 2E, o equipamento 2A acabou mostrando-se como a melhor opção no estudo de viabilidade financeira, mesmo em cenários em que a taxa de desconto mude ao longo do tempo conforme pode ser observado nas Figura 73 e Figura 74. Observa-se ainda que o equipamento 2A teve indicadores econômicos muito

próximos do equipamento 1A apresenta menores indícios de emissão de CO₂, este segundo se apresenta como melhor opção.

Ainda no aspecto econômico observou-se que o custo operacional do sistema existente (manutenção dos equipamentos de janela/*split*), ou sistema descentralizado, é significativamente superior ao custo operacional do sistema centralizado, com condensação à água (manutenção dos *chillers* + tratamento de água + consumo de água). O sistema descentralizado é composto basicamente por equipamentos do tipo janela/*split* (sistema existente) que apresentou custo operacional anual de R\$ 244.518, enquanto o sistema centralizado (sistema proposto) apresentou custo de R\$ 441.499, conforme pode ser observado na Tabela 41. O alto custo operacional do sistema proposto se deu basicamente pelo consumo de água da torre de condensação do *chiller*, que não existe no atual sistema, uma vez que esses são equipamentos com condensação a ar. Esta diferença teve impacto significativo no estudo de viabilidade financeira, representando 37% do montante financeiro que seria economizado anualmente em consumo e demanda de energia elétrica do equipamento 1A. Caso fosse considerado somente os custos de manutenção, verifica-se que o custo de manutenção do sistema descentralizado é muito superior ao sistema centralizado. Enquanto o primeiro tem custo de R\$ 244.518, o segundo tem custo de R\$ 160.435.

Em todos os cenários do estudo de viabilidade financeira em que foi considerado o custo de implantação (instalação dos dutos, grelhas, *fan-coils*) detectou-se que seria economicamente inviável. Isto pode ser explicado basicamente porque no estudo de *retrofit* teve como cenário base um sistema totalmente diferente do sistema proposto, sem poder ser aproveitado instalação existente alguma.

6. CONCLUSÃO

Conforme bibliografia exposta nesse trabalho e no resultado obtido no estudo de viabilidade técnica, pode-se concluir que os *chillers* apresentam-se como os equipamentos condicionadores de maior eficiência energética. Além de boa opção para redução dos gases ODP e GWP e auxílio para que o Brasil atenda os protocolos internacionais ao qual é signatário. Sendo essa, portanto, uma boa opção para o atendimento da legislação sanitária em grandes instalações hospitalares.

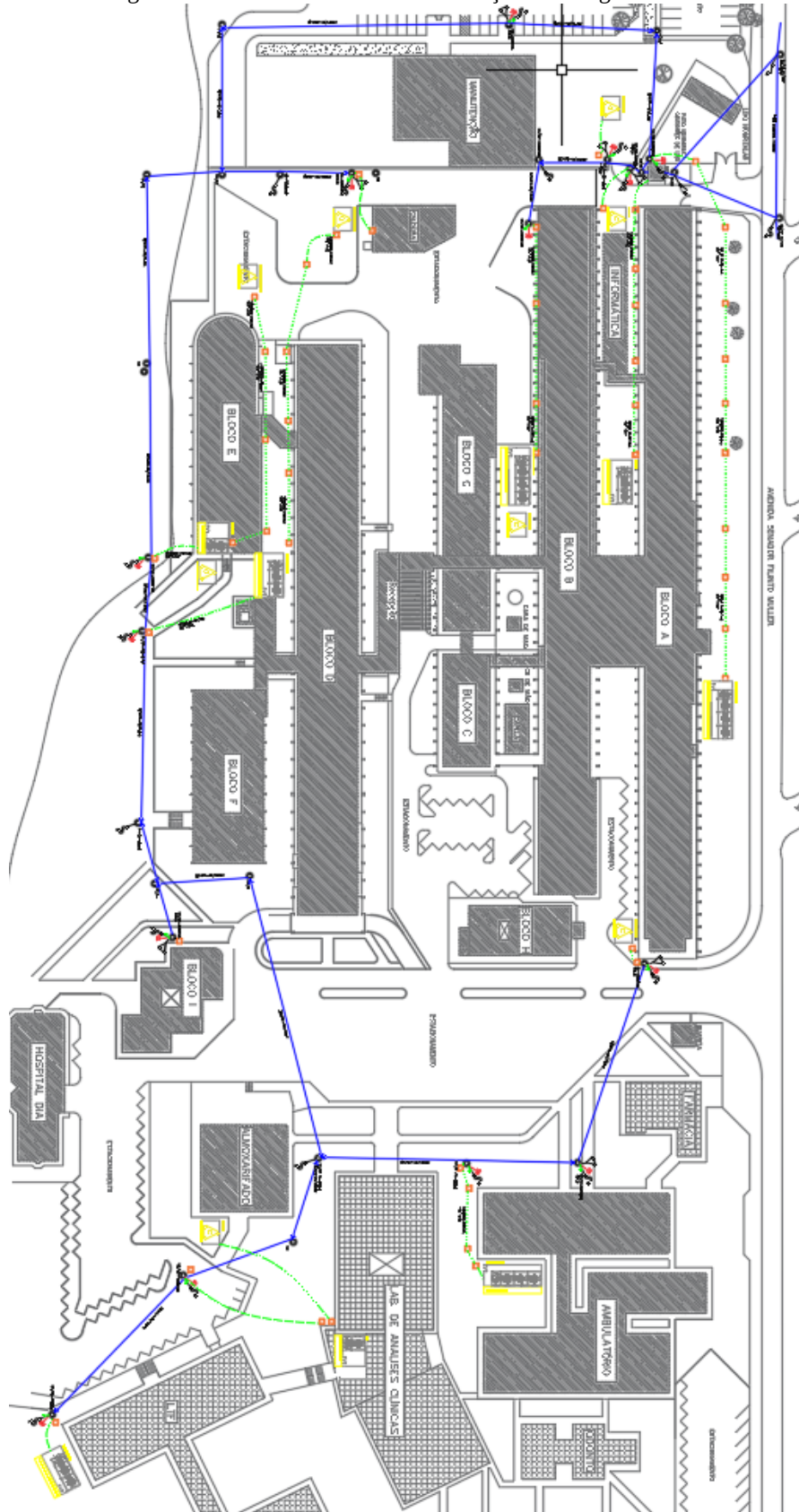
No diagnóstico energético do estudo de caso, houve algumas dificuldades pois o sistema é totalmente descentralizado, com a impossibilidade de se medir o consumo dos equipamentos, uma vez que não são agrupados em quadros de energia específicos para cada setor. Verificou-se ainda que com os dados técnicos dos equipamentos condicionadores de ar e da temperatura da região do estudo de caso, pode-se estimar o consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar, com consumo de 46% do consumo total de energia elétrica. Esse resultado corrobora o estudo de Silveira (2008), com 44%, uma vez que os valores são próximos. Quanto a metodologia utilizada para estimativa do consumo de energia elétrica referente ao sistema de condicionamento de ar, observa-se que os resultados foram próximos de Chung e Park (2014), caso fosse utilizado a metodologia deste último, com diferença de apenas 3,6%, concluindo-se, desta forma, que a metodologia utilizada teve resultado satisfatório.

Ainda no estudo de caso foi observado que apenas 33,33% dos ambientes hospitalares analisados atenderiam a legislação sanitária no tema sistema de condicionamento de ar e o restante (66,66%) não atenderia em ao menos 1 requisito. Dos equipamentos que poderiam ser utilizados em ambiente hospitalar *VRF*, *self contained*, *split* dutado, e *chiller* (com *fan coil*'s), esse último se mostra o mais vantajoso. Isso devido aos grandes índices de eficiência energética e também à exigência de sistema centralizado pelo RTQ-C. Diante dos resultados obtidos no estudo de viabilidade técnica e financeira, conclui-se que o melhor equipamento para a ser utilizado é o *chiller* a parafuso (com *fan-coils*) com condensação a água, uma vez que esta opção atenderia a legislação sanitária, a legislação ambiental (Evita-se a emissão de 3.954.376 toneladas de CO₂ ao longo de 25) e apresentou-se como uma das melhores opções financeiras com *Payback* descontado de 2,83 anos, VPL de R\$ 5.452.900 e TIR de 3,37%.

Conclui-se também que o equipamento de melhor eficiência energética não necessariamente é o equipamento como melhor opção financeira. Fatores como o custo do equipamento e Fator de Carga são fundamentais para a adequada seleção do equipamento.

APÊNDICE A

Figura 75 - Rede de interna de distribuição de energia elétrica



APÊNDICE B

Tabela 45 - Lista de equipamentos referentes ao resultado do diagnóstico energético

BLOCO	SETOR	TIPO EQUIP.	POT. ELT. (W)	POT. DE REFR. (BTU/H)	TEMPO USO/DIA (HORAS)	SET POINT(°C)	TIPO DE GÁS	CARGA DE GÁS (g)
A	FARMÁCIA	JANELA	981	10.000	3	-	R 22	470
A	CLÍNICA CIRURGICA III	JANELA	981	10.000	24	-	R 22	470
A	TECN. DA INFORMAÇÃO	SPLIT	6256	60.000	24	20	R 22	3.500
A	ULTRASSONOGRRAFIA	JANELA	981	10.000	3	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	760	7.500	3	-	R 22	335
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	3	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	SPLIT	3031	30.000	3	22	R 22	1.120
A	TOMOGRRAFIA	SPLIT	2336	24.000	3	20	R 22	1.480
A	RAIO X	SPLIT	3287	36.000	3	19	R 22	2.400
A	FARMÁCIA	JANELA	981	10.000	24	-	R 22	470
A	TOMOGRRAFIA	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
A	TECN. DA INFORMAÇÃO	SPLIT	3052	30.000	10	19	R 22	1.850
A	FARMÁCIA	JANELA	760	7.500	5	-	R 22	355
A	ECOCÁRDIO	JANELA	981	10.000	5	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	760	7.500	5	-	R 22	335
A	UNIDADE RENAL	JANELA	760	7.500	5	-	R 22	335
A	ENGENHARIA CLÍNICA	JANELA	981	10.000	8	-	R 22	470
A	FARMÁCIA	JANELA	981	10.000	6	-	R 22	470
A	CLÍNICA CIRURGICA II	JANELA	981	10.000	24	-	R 22	470
A	TOMOGRRAFIA	JANELA	981	10.000	10	-	R 22	470
A	ENDOSCOPIA	JANELA	981	10.000	10	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	6	-	R 22	470
A	TECN. DA INFORMAÇÃO	SPLIT	3052	30.000	10	19	R 22	1.850
A	CETROGEN	SPLIT	822	9.000	6	19	R 22	390
A	FARMÁCIA	SPLIT	822	9.000	6	21	R 22	730
A	RAIO X	SPLIT	1090	12.000	6	18	R 22	600
A	CLÍNICA CIRURGICA III	JANELA	981	10.000	24	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	8	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	760	7.500	8	-	R 22	335
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	8	-	R 22	470
A	TECN. DA INFORMAÇÃO	SPLIT	3052	30.000	10	18	R 22	1.850
A	TECN. DA INFORMAÇÃO	SPLIT	3052	30.000	10	25	R 22	1.850
A	ECOCÁRDIO	SPLIT	981	10.000	8	19	R 22	470
A	CETROGEN	SPLIT	1647	18.000	8	20	R - 410 A	750
A	ULTRASSONOGRRAFIA	SPLIT	822	9.000	10	19	R 22	390
A	RAIO X	SPLIT	637	7.000	8	20	R 22	329

A	ENGENHARIA CLÍNICA	SPLIT	1610	18.000	24	19	R - 410 A	750
A	FARMÁCIA	SPLIT	821	12.000	9	21	R 22	730
A	TOMOGRÁFIA	SPLIT	4055	35.000	10	17	R 22	2.041
A	TOMOGRÁFIA	SPLIT	4055	35.000	10	17	R 22	2.041
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	10	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	760	7.500	10	-	R 22	335
A	HERMÔDINÂMICA	SPLIT	3052	30.000	10	16	R 22	1.850
A	ENDOSCOPIA	SPLIT	1166	12.000	10	20	R 22	600
A	RAIO X	SPLIT	1647	18.000	10	18	R - 410 A	750
A	ENDOSCOPIA	SPLIT	822	9.000	10	17	R 22	390
A	ENDOSCOPIA	SPLIT	822	9.000	10	17	R 22	390
A	RAIO X	SPLIT	1090	12.000	10	23	R 22	600
A	FARMÁCIA	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
A	CLÍNICA CIRURGICA II	JANELA	981	10.000	24	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	SPLIT	6256	60.000	12	24	R 22	3.500
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
A	UNIDADE RENAL	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
A	TOMOGRÁFIA	SPLIT	2336	24.000	12	20	R 22	1.480
A	RAIO X	SPLIT	2328	24.000	12	18	R 22	1.480
A	RAIO X	SPLIT	1647	18.000	12	18	R 22	750
A	RAIO X	SPLIT	1647	18.000	12	18	R 22	750
A	RAIO X	SPLIT	1090	12.000	12	17	R 22	600
A	FARMÁCIA	SPLIT	821	12.000	12	20	R 22	730
A	FARMÁCIA	SPLIT	821	12.000	12	21	R 22	730
A	CLÍNICA CIRURGICA II	JANELA	981	10.000	24	-	R 22	470
A	TECN. DA INFORMAÇÃO	SPLIT	6256	60.000	24	20	R 22	3.500
A	FARMÁCIA	SPLIT	3052	30.000	24	24	R 22	1.850
A	FARMÁCIA	SPLIT	1789	18.000	24	24	R 22	1.400
A	RAIO X	SPLIT	1166	12.000	24	17	R 22	600
A	CETROGEN	SPLIT	2328	24.000	24	18	R 22	1.480
A	CETROGEN	SPLIT	2328	24.000	24	18	R 22	1.480
A	CETROGEN	SPLIT	2328	24.000	24	18	R 22	1.480
B	PULSOTERÁPIA	SPLIT	1010	12.000	10	22	R 22	550
B	RADIOTERÁPIA	JANELA	981	10.000	3	-	R 22	470
B	RADIOTERÁPIA	SPLIT	892	9.000	3	18	R 22	423
B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	12	18	R 22	390
B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	12	19	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	1090	12.000	24	18	R 22	520
B	RADIOTERÁPIA	JANELA	981	10.000	10,5	-	R 22	470
B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390

B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	12	19	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	19	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	RADIOTERAPIA	SPLIT	2900	24.000	5	18	R 22	1966
B	PULSOTERAPIA	SPLIT	1890	18.000	5	22	R 22	750
B	PULSOTERAPIA	SPLIT	3179	30.000	6	17	R 22	1.850
B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	CORONARIANA	SPLIT	1090	12.000	24	18	R 22	520
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	1090	12.000	24	18	R 22	520
B	RADIOTERAPIA	JANELA	981	10.000	8	-	R 22	470
B	RADIOTERAPIA	JANELA	760	7.500	8	-	R 22	335
B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	8	18	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	20	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	19	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	1090	12.000	24	19	R 22	520
B	CORONARIANA	SPLIT	1090	12.000	24	20	R 22	520
B	CORONARIANA	SPLIT	1610	18.000	24	18	R - 410 A	750
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	1610	18.000	24	18	R - 410 A	750
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	1610	18.000	24	18	R - 410 A	750
B	ÓRTESE E PRÓTESE	SPLIT	1247	12.000	12	20	R 22	640
B	ÓRTESE E PRÓTESE	SPLIT	1247	12.000	12	22	R 22	640
B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	12	18	R 22	390
B	CORONARIANA	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	CLÍNICA CIRURGICA I	SPLIT	822	9.000	24	18	R 22	390
B	RADIOTERAPIA	SPLIT	1063	12.000	12	16	R 22	600
B	PULSOTERAPIA	SPLIT	1271	12.000	24	23	R 22	600
B	ÓRTESE E PRÓTESE	SPLIT	2340	24.000	24	22	R 22	1.100
B	CENTRO CIRURGICO	SPLIT	6160	60.000	6	21	R 22	3.520
B	CENTRO CIRURGICO	SPLIT	6160	60.000	6	21	R 22	3.520
B	CENTRO CIRURGICO	SPLIT	6160	60.000	6	21	R 22	3.520
B	CENTRO CIRURGICO	SPLIT	6160	60.000	6	21	R 22	3.520
B	CENTRO CIRURGICO	SPLIT	6160	60.000	6	21	R 22	3.520
B	PULSOTERAPIA	SPLIT	1610	18.000	24	17	R - 410 A	750
C	CAPELA	SPLIT	3050	30.000	2	21	R 22	1.740
C	PATOLOGIA	JANELA	971	10.000	3	-	R 22	470
C	PATOLOGIA	JANELA	971	10.000	8	-	R 22	470

C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	10	23	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	10	24	R 22	640
C	PATOLOGIA	JANELA	981	10.000	10	-	R 22	470
C	PATOLOGIA	JANELA	981	10.000	10	-	R 22	470
C	C.M.E	JANELA	971	10.000	10	-	R 22	470
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	12	22	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	12	26	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	12	23	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	12	24	R 22	640
C	PATOLOGIA	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
C	C.M.E	JANELA	971	10.000	12	-	R 22	470
C	C.M.E	SPLIT	877	9.000	14	17	R 22	412
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	15	20	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	6256	60.000	24	24	R 22	3.500
C	RECEPÇÃO	SPLIT	6256	60.000	24	17	R 22	3.500
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	17	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	24	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	25	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	20	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	22	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	23	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	23	R 22	600
C	P.A.M	SPLIT	1247	12.000	24	21	R 22	640
C	P.A.M	SPLIT	3053	30.000	24	25	R 22	1.850
C	C.M.E	SPLIT	3052	30.000	24	20	R 22	1.740
C	C.M.E	SPLIT	3052	30.000	24	26	R 22	1.740
C	P.A.M	SPLIT	3042	30.000	24	24	R 22	1.850
CHILLER	EXTERIOR	CHILLER	65982	720000	24	7	R 22	22000
D	NEONATOLOGIA	SPLIT	1247	12.000	24	23	R 22	640
D	ORTOPEDIA	SPLIT	3052	30.000	4	22	R 22	1.740
D	MATERNIDADE	SPLIT	1046	12.000	5	23	R 22	520
D	CENTRAL DISTRIBUIDORA DE DIETAS	SPLIT	3052	30.000	6	23	R 22	1.740
D	NEONATOLOGIA	SPLIT	1650	12.000	8	23	R 22	650
D	NEONATOLOGIA	SPLIT	1650	12.000	8	23	R 22	650
D	NEONATOLOGIA	SPLIT	1650	12.000	8	24	R 22	650
D	CLÍNICA MÉDICA	JANELA	1090	12.000	24	-	R 22	520
D	NEONATOLOGIA	SPLIT	1248	12.000	10	24	R 22	650
D	CLÍNICA MÉDICA	SPLIT	1247	12.000	10	24	R 22	640
D	NEONATOLOGIA	SPLIT	741	7.500	10	25	R 22	335
D	MATERNIDADE	SPLIT	1890	18.000	12	21	R 22	750
D	CENTRO OBSTRÉTICO	SPLIT	1247	12.000	12	23	R 22	640
D	BANCO DE LEITE	SPLIT	3052	30.000	12	24	R 22	1740
D	ORTOPEDIA	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
D	BANCO DE LEITE	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
D	MATERNIDADE	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
D	CLÍNICA MÉDICA	JANELA	1090	12.000	12	-	R 22	520

D	CENTRAL DISTRIBUIDORA DE DIETAS	SPLIT	1247	12.000	15	21	R 22	640
D	MATERNIDADE	JANELA	981	10.000	15		R 22	470
D	CLÍNICA MÉDICA	SPLIT	1247	12.000	18	21	R 22	640
D	MATERNIDADE	JANELA	981	10.000	18	-	R 22	470
D	MATERNIDADE	JANELA	981	10.000	18	-	R 22	470
D	MATERNIDADE	JANELA	981	10.000	18	-	R 22	470
D	ORTOPEDIA	JANELA	981	10.000	20	-	R 22	470
D	ORTOPEDIA	JANELA	981	10.000	20	-	R 22	470
D	ORTOPEDIA	SPLIT	822	9.000	20	24	R 22	390
D	ORTOPEDIA	SPLIT	3052	30.000	24	21	R 22	1.740
D	CENTRAL DISTRIBUIDORA DE DIETAS	SPLIT	3052	30.000	24	25	R 22	1.740
D	CENTRAL DISTRIBUIDORA DE DIETAS	SPLIT	1610	18.000	24	25	R - 410 A	750
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	3049	30.000	2	24	R 22	1.850
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	5	23	R 22	1.392
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	6	25	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	8	25	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	8	25	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	8	23	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	8	24	R 22	640
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	8	24	R 22	1.392
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1092	12.000	8	24	R 22	710
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	10	22	R 22	640
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	24	26	R 22	600
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	24	24	R 22	600
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	3049	30.000	24	25	R 22	1.850
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	3049	30.000	24	25	R 22	1.850
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	3049	30.000	24	24	R 22	1.850
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	3049	30.000	24	25	R 22	1.850
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	822	9.000	10	18	R 22	390
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	12	25	R 22	600
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	822	9.000	12	22	R 22	390
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	24	24	R 22	600
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	24	22	R 22	600
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	3049	30.000	24	25	R 22	1.850
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	15	23	R 22	1.392
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	15	23	R 22	1.392

E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	15	23	R 22	1.392
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	15	23	R 22	1.392
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	15	23	R 22	1.392
E	C.T.I PEDIÁTRICO	SPLIT	2414	24.000	15	23	R 22	1.392
E	DOENÇAS INFECTO PARASITÁRIAS	SPLIT	1121	12.000	15	23	R 22	1.150
E	DOENÇAS INFECTO PARASITÁRIAS	SPLIT	1121	12.000	15	22	R 22	1.150
E	DOENÇAS INFECTO PARASITÁRIAS	SPLIT	1121	12.000	15	23	R 22	1.150
E	DOENÇAS INFECTO PARASITÁRIAS	SPLIT	1121	12.000	15	23	R 22	1.150
E	DOENÇAS INFECTO PARASITÁRIAS	SPLIT	1121	12.000	15	23	R 22	1.150
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	18	25	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	18	25	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	24	23	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	24	24	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	24	24	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	24	24	R 22	640
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	1247	12.000	24	24	R 22	640
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	24	24	R 22	600
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	24	20	R 22	600
E	ENFERMARIA PEDIATRIA	SPLIT	1234	12.000	24	20	R 22	600
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	2336	24.000	24	24	R 22	1.100
E	C.T.I ADULTO	SPLIT	2336	24.000	24	24	R 22	1.100
E	DOENÇAS INFECTO PARASITÁRIAS	SPLIT	1610	18.000	24	24	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1375	12.000	8	20	R 22	710
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1890	18.000	8	23	R 22	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	3031	30.000	8	26	R 22	1.120
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	3031	30.000	8	19	R 22	1.120
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	3031	30.000	8	23	R 22	1.120
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	2340	24.000	8	24	R 22	1.150
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	822	9.000	8	22	R 22	390
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1093	12.000	8	21	R 22	520
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1090	12.000	8	24	R 22	656
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	8	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	8	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	23	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	22	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	23	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	23	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	22	R - 410 A	750

F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	23	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	23	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1610	18.000	8	22	R - 410 A	750
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	8	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	SPLIT	1270	12.000	10	22	R 22	1.280
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	10	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	10	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	12	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	15	-	R 22	470
F	ADMINISTRATIVO	JANELA	981	10.000	15	-	R 22	470

Fonte: O autor

ANEXO A

Tabela 46 - Tarifas de energia elétrica com a concessionária local

Mês	Consumo Ponta (R\$/kWh)	Consumo Fora de Ponta (R\$/kWh)	Demanda ponta (R\$/kW)	Demanda Fora de ponta (R\$/kW)
Junho/2017	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Julho/2017	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Agosto/2017	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Setembro/2017	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Outubro/2017	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Novembro/2017	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Dezembro/2017	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Janeiro/2018	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Fevereiro/2018	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Março/2018	0,41128	0,28107	47,09000	17,21000
Abril/2018	0,42210	0,28506	49,19400	17,87400
Maio/2018	0,43834	0,29104	52,35000	18,87000
Média	0,41226	0,28143	47,28127	17,40367

Fonte: Energisa MS

Tabela 47 - Tarifas de água com a concessionária local

Estrutura Tarifária*	Faixa de Consumo	Tarifa de Água (R\$/m³)	Tarifa de Esgoto (R\$/m³)
Tarifa Social	Até 20 m³	2,04	1,43
Residencial	0 a 5 m³	4,49	3,14
	6 a 10 m³	4,49	3,14
	11 a 15 m³	5,74	4,02
	16 a 20 m³	5,86	4,1
	21 a 25 m³	6,45	4,52
	26 a 30 m³	7,95	5,57
	31 a 50 m³	9,53	6,67
	Acima 50 m³	10,48	7,34
Comercial	0 a 5 m³	6,18	4,33
	6 a 10 m³	6,18	4,33
	Acima de 10 m³	12,68	8,88
Industrial	0 a 5 m³	9,67	6,77
	6 a 10 m³	9,67	6,77
	Acima de 10 m³	18,62	13,03
Poder Público	0 a 10 m³	5,63	3,94
	11 a 20 m³	5,63	3,94
	Acima de 20 m³	23,34	16,34

Fonte: Águas Guariroba

REFERÊNCIAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 7256 Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS) - Requisitos para projeto e execução das instalações.** Rio de Janeiro, Brasil: 30 de março de 2005.

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 16655-1 - Instalação de sistemas residenciais de ar-condicionado split e compacto - Parte 1: Projeto e Instalação.** Rio de Janeiro, Brasil. 08 de fevereiro de 2018.

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR ISO 50.006 - Sistemas de gestão de energia — Medição do desempenho energético utilizando linhas de base energética (LBE) e indicadores de desempenho energético (IDE) — Princípios gerais e orientações.** Rio de Janeiro, Brasil. 29 de março de 2016.

AHRI - Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. **ANSI/AHRI Standard 210/240-Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment.** 2011. Disponível em: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/standards%20pdfs/ANSI%20standards%20pdfs/ANSI.AHRI%20Standard%20210.240%20with%20Addenda%201%20and%202.pdf>. Acesso em set.2017

AIRAH - Australian Institute Of Refrigeration, Air Conditioning And Heating. **Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI).** Fitzroy Victoria, Artifishal Studios, 2012. Disponível em: <https://www.airah.org.au/Content_Files/BestPracticeGuides/Best_Practice_Tewi_June2012.pdf>. Acesso em: set. 2017.

Araújo, F. D. **Análise de Viabilidade Técnica e Econômica para Instalações Fotovoltaicas para Consumidores do Grupo B.** 118. Universidade Federal de Mato Grosso do Sul, Campo Grande, Mato Grosso do Sul, Brasil. 2017. Acesso em: <<https://posgraduacao.ufms.br/portal/trabalho-arquivos/download/4817>> mar. 2018.

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **HVAC Applications.** Atlanta, 2011.

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. **HVAC Systems and Equipment.** Atlanta, (2012).

ANVISA - Agência Nacional de Vigilância Sanitária. **Importância dos Projetos de Sistemas de Climatização em Estabelecimentos Assistenciais de Saúde (EAS).** Ministério da Saúde. Brasília, 2009.

ANVISA – Agência Nacional de Vigilância Sanitária. **RDC - Resolução da Diretoria Colegiada Nº 50 - Regulamento Técnico para planejamento, programação, elaboração e avaliação de projetos físicos de estabelecimentos assistenciais de saúde.** Ministério da Saúde. Brasília, 2002

Banco Central do Brasil. **Definição de taxa SELIC.** Acesso em: <http://www.bcb.gov.br/htms/selic/conceito_taxaselic.asp?idpai=SELICTAXA> 30 de agosto de 2017.

CADDET - Centre For The Analysis And Dissemination Of Demonstrated Energy Technologies. **Saving Energy With Energy Efficiency In Hospitals**. Sittard, Holanda, (1997).

Calcedo, J. G. **Analysis on Energy Efficiency in Healthcare Buildings**. Journal of Healthcare Engineering 361-374. 2014.

CARRIER. **AquaForce 30XA**. Acesso em: <http://www.carrierdobrasil.com.br/modelo/descricao/meu-negocio/18/aquaforce-30xa>>. 27 de agosto de 2017.

CEMTEC - Centro de Monitoramento de Tempo, do Clima e dos Recursos Hídricos de Mato Grosso do Sul. **Banco de Dados**. Campo Grande, Mato Grosso do Sul. Acesso em: http://www.cemtec.ms.gov.br/?page_id=15>. 07 de dezembro de 2017

CB3E - Centro Brasileiro de Eficiência Energética em Edificações. **Nota técnica referente aos níveis mínimos de eficiência energética de condicionadores de ar no Brasil**. Florianópolis. Acesso em: <http://cb3e.ufsc.br/sites/default/files/projetos/etiquetagem/nota-tecnica-niveis-minimos-ar-condicionado.pdf>> 24 de junho de 2017.

Chung, M., & Park, H. C. **Comparison of building energy demand for hotels, hospitals, and offices in korea**. Energy. p. 11. 2015.

Cleto, L. T. **Ar Condicionado, Manual Sobre Sistemas de Água Gelada, Volume 1**. Ministério do Meio Ambiente, departamento de monitoramento, apoio e fomento de ações em mudança do clima, Brasília. 2017. Acesso em: http://www.protolodemontreal.org.br/site/images/publicacoes/gerenciamento_chillers/V1_Manual_Agua_Gelada.pdf>. dezembro de 2017.

Brasil, Lei Federal nº 8666 de 21 de Junho de 1993. **Normas para licitações e contratos da Administração Pública**. Diário Oficial da União - Seção 1 - 22/6/1993, Página 8269

Creder, H. **Instalações de ar condicionado**. Rio de Janeiro. Editora LTC. 2014.

Danfoss - Engineering of tomorrow. **Programa de treinamento em resfriador de líquido (Chiller)**. Acesso em: <https://danfoss.sabahosted.com/Saba/Web/Main>>. 14 de Junho de 2017.

EBSERH - Empresa Brasileira de Serviços Hospitalares. EBSERH. **Nossa História**. Acesso em: <http://www.ebserh.gov.br/web/humap-ufms/nossa-historia>>. 12 de fevereiro de 2017.

Environmental Engineers Consultants. **Guidelines for energy efficiency in hospitals**. LIFE Program - Europe Union. Atenas, Grécia. Janeiro de 2007.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Balanço Energético Nacional (2012) - Relatório Final**. Ministério de Minas e Energia, Brasília. Acesso em: https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2012.pdf>. Acesso em 25 de 06 de 2017.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Balanço Energético Nacional (2016) - Relatório Final**. Ministério de Minas e Energia, Brasília. Acesso em: https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2012.pdf>. Acesso em 30 de 06 de 2017.

ESBS - Engineered Solutions for Buildings Sustainability. **Factsheet Chiller Efficiency**. Acesso em: <<http://esbsconsult.com.au/wp-content/uploads/2014/11/Chiller-Efficiency.pdf>>. 02 de Agosto de 2017.

Fabian, J. **Understanding IPLV/NPLV**. 2010. Acesso em: <<http://ashrae-cfl.org/2010/03/understanding-iplvnplv/>>. 2 de outubro de 2017.

Ferreira, C. C., Stensjö, I. P., & Louira, R. M. **Classificação e Agrupamento das Cidades Brasileiras em Graus-Dia de Aquecimento e Resfriamento**. 7º Congresso Luso Brasileiro para o Planejamento Urbano, Regional, Integrado e Sustentável, p. 13. Outubro de 2016.

Goldenberg, J., & Prado, L. T. **Reforma e crise do setor elétrico no Período FHC**. Tempo Social, 219-235. Novembro de 2003.

Google Maps. Acesso em: <<https://www.google.com.br/maps/@-20.4989568,-54.6156803,473m/data=!3m1!1e3>>. 20 de junho de 2017.

Google Maps. Acesso em: <<https://www.google.com.br/maps/place/20%C2%B026'49.9%22S+54%C2%B043'21.4%22W/@-20.44719,-54.7248037,17z/data=!3m1!4b1!4m5!3m4!1s0x0:0x0!8m2!3d-20.447195!4d-54.722615>>. Em 10 de julho de 2018.

Grimm, A. M. **Análise de sistemas híbridos em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS) visando o conforto térmico e redução de consumo energético**. Universidade de São Paulo. São Paulo. 2012.

Hanson, S., Schwedler, M., & Bakkum, B.. **Chiller System Design and Control**. TRANE. 2011. Acesso em: <<http://www.tranebelgium.com/files/book-doc/12/fr/12.1hp13yp1.pdf>> 02 de novembro de 2017.

INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **Histórico do PBE**. Acesso em: <<http://www2.inmetro.gov.br/pbe/historico.php>>. 22 de junho de 2017.

INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **Portaria n.º 410, de 16 de agosto de 2013**. Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior. 2013.

IME - Instituto Militar de Engenharia. **Torres de Refriamento**. Acesso em: <<http://aquarius.ime.eb.br/~antonio/Torres%20de%20Arrefecimento.pdf>>. 29 de julho de 2018.

INMET - Instituto Nacional de Metrologia. **Estação automática de Campo Grande A702**. Acesso em: <http://www.inmet.gov.br/sonabra/pg_dspDadosCodigo_sim.php?QTcwMg==>. em 15 de julho de 2018.

Lins, J. N., Caiafa, V. d. (2017). **Desenvolvimento de uma Metodologia para Aplicação de Retrofit em Sistema de Água Gelada**. Universidade de Brasília, Departamento de engenharia mecânica. Acesso em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/14367/1/2016_JuliaNavesLins_VanessadeSouzaLimaCaiafa.pdf>. 03 de agosto de 2017.

Matos, R. S.. **Refrigeração**. Universidade Federal Do Paraná. Departamento de Engenharia Mecânica. Acesso em: <<http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM250/Refrigeracao/Apostila%20Refrigera%C3%A7%C3%A3o.pdf>>. 30 de Julho de 2017.

Ministério da Saúde. **Conceitos e definições em saúde**. Brasília, DF. 1977. Acesso em: <<http://bvsms.saude.gov.br/bvs/publicacoes/0117conceitos.pdf>>. 01 de junho de 2017.

MMA - Ministério do Meio Ambiente. **Seminário: Governo e sociedade a caminho da eliminação dos HCFCs**. Acesso em: <http://www.mma.gov.br/estruturas/ozonio/_arquivos/apresentao_magna_pdf.pdf>. 24 de junho de 2017.

MMA - Ministério do Meio Ambiente. **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs**. Acesso em: <<http://www.mma.gov.br/informma/item/615-programa-brasileiro-de-elimina%C3%A7%C3%A3o-dos-hcfc>>. 18 de junho de 2017

MMA - Ministério do Meio Ambiente. **Fluidos refrigerantes alternativos aos HCFCs**. Acesso em: <http://www.mma.gov.br/estruturas/ozonio/_arquivos/roberto_peixoto_130.pdf>. 25 de junho de 2017.

MMA - Ministério do Meio Ambiente. **Histórico do Consumo de SDOS no Brasil**. Acesso em: <http://www.mma.gov.br/images/arquivo/80179/Historico%20Dados%20de%20SDOs_copy_copy_copy_copy.pdf>. 02 de Maio de 2018.

MME- Ministério de Minas e Energia. **Relatório de Atividades do Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética – CGIEE - 2011 - 2013**. Brasília, DF. 2013. Acesso em: <<http://www.mme.gov.br/documents/1138787/0/Relatorio+CGIEE+2011-2013.pdf/6d593363-f061-4b12-bec9-347794ff0f07>>. 22 de junho de 2017.

Moghim, S., Azizpour, F., Mat, S., Lim, C. H., Salleh, E., & Sopian, K.. **Building energy index and end-use energy analysis in large-scale hospitals — case study in Malaysia**. Energy Efficiency, pp. 243-256. Julho de 2013.

North Carolina Energy Office. **Chillers - Energy Saving Fact Sheet**. Aceso em: <<https://ncdenr.s3.amazonaws.com/s3fs-public/Environmental%20Assistance%20and%20Customer%20Service/IAS%20Energy%20Efficiency/Opportunities/Chillers.pdf>>. Maio de 2010.

Passarinho, R. C.. **Pesquisa de Hábitos Relacionados ao Desperdício de Energia Elétrica no Hospital Universitário Maria Aparecida Pedrossian – HUMAP**. Universidade Federal de Mato Grosso do Sul. Campo Grande - MS. Junho de 2017.

Portal Action. **Coeficiente de Determinação**. Acesso em: <<http://www.portalaction.com.br/analise-de-regressao/16-coeficiente-de-determinacao>>. 08 de julho de 2018.

Powerknot. **COPs, EERs, and SEERs**. Acesso em: <http://www.powerknot.com/2011/03/01/cops-eers-and-seers/>>. 16 de Junho de 2017.

PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. **Relatório setorial: hospitais/clínicas**. 2006. Acesso em: <<http://www.procelinfo.com.br/services/procel-info/Simuladores/DownloadSimulator.asp?DocumentID=%7BCF09272C%2D0917%2D42B0>>

%2DB8D2%2D7B05AB3F3A1C%7D&ServiceInstUID=%7B5E202C83%2DF05D%2D4280%2D9004%2D3D59B20BEA4F%7D>. 04 de julho de 2017.

PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. **Sistemas de ar condicionado**. Ministério de Minas e Energia. 2011. Acesso em: <<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/Manual%20Pratico%20PROCEL-Man%20Ar-Cond-Procet-Eletr-11.pdf>>. 04 de novembro de 2017.

Rajagopalan, P., & Elkadi, H. **Energy Performance of Medium-sized Healthcare Buildings in Victoria, Australia- A Case Study**. Journal of Healthcare Engineering, 247–260. 2014.

RTQ-C - Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética das Edificações Comerciais, de Serviços e Públicas (RTQ-C). INMETRO.Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil. Acesso em:<http://www.pbeedifica.com.br/sites/default/files/projetos/etiqueta%20comercial/downloads/Port372-2010_RTQ_Def_Edificacoes-C_rev01.pdf>. 17 de setembro de 2010.

Saidur, R., Hasanuzzaman, M., Mahlia, T., Rahim, N., & Mohammed, H.. **Chillers energy consumption, energy savings and emission analysis in an institutional buildings**. Energy, p. 6. Junho de 2011.

Salem Szklo, A., Borghetti Soares, J., & Tolmasquim, M.. **Energy consumption indicators and CHP technical potential in the Brazilian hospital sector**. Energy Conversion & Management, 17. 2003.

Sauer, I. **Um novo modelo para o setor elétrico brasileiro**. Universidade de São Paulo. São Paulo, SP. <<https://professorildosauer.files.wordpress.com/2010/01/umnovomodeloparaosetor%20eletricode2002.pdf>>. 04 de março de 2018.

Schneider Electric. **How Energy Efficiency Ensures Financial Health for Hospitals**. 2010. Acesso em: <http://www.schneider-electric.com.br/><http://www2.schneider-electric.com/documents/support/white-papers/998-3765_Healthcare-Energy-efficiency-hospitals.pdf>. 02 de junho de 2017.

Silva, J. d., & Silva, A. C. **Refrigeração e Climatização para Técnicos e Engenheiros**. Editora Ciência Moderna LTDA. Rio de Janeiro. 2007

Silva, J. G. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. Editora Artliber. São Paulo, 2010.

Silveira, A. H. **Avaliação do potencial de conservação de energia no setor hospitalar da região sul do brasil**. Dissertação de mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, Rio Grande do Sul, 2008.

TRANE. Acesso em: <<http://www.trane.com/commercial/latin-america/br/pt/products-systems/equipment/chillers/air-cooled-chillers/cgad.html>>. 13 de Junho de 2017.

TRANE. Acesso em: <<http://www.trane.com/commercial/latin-america/br/pt/products-systems/equipment/chillers/water-cooled-chiller/helical-rotary/seriesr-rtwd.html>>. 13 de Junho de 2017.

TRANE. Acesso em: <[http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Centrifugos-Condensacao_Agua/CenTraVac_Series_S/Catalogo_Comercial-CVHS\(CTV-SLB043-PB\)small.pdf](http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Centrifugos-Condensacao_Agua/CenTraVac_Series_S/Catalogo_Comercial-CVHS(CTV-SLB043-PB)small.pdf)>. 30 de Julho de 2017.

TRANE. Acesso em: <<http://www.trane.com/commercial/north-america/us/en/products-systems/equipment/unitary/self-contained-systems.html>>. 30 de Julho de 2017.

U.S. Department of Energy. **Room Air Conditioners - Energy Saver**. Acesso em: <<https://energy.gov/energysaver/room-air-conditioners>>. 06 de agosto de 2017.

Vargas, R. H.. **Análise do potencial de conservação de energia elétrica em hospitais públicos de pequeno porte no brasil: sistemas de iluminação e ar condicionado do tipo janela**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, RJ. 2006. Acesso em: < <http://ppe.ufrj.br/ppe/production/tesis/vargasjuniorrh.pdf>>. 04 de maio de 2017.

Wang, S. K.. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. Editora McGraw-Hill. Nova Iorque. 2001.

Wylen, G. J., Sonntag, R. E., & Borgnakke, C.. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica (4ª Edição)**. Editora Edgard Blucher LTDA. São Paulo, 1995.