



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS ARARANGUÁ
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIA

Jonathan Maceda Silveira

**Comparação da Eficiência Energética de um Sistema de Condicionamento de Ar
de Múltiplos Evaporadores operando com o gás R22 versus R438A**

Araranguá
2024

Jonathan Maceda Silveira

Comparação da Eficiência Energética de um Sistema de Condicionamento de Ar de Múltiplos Evaporadores operando com o gás R22 versus R438A

Trabalho de conclusão de curso do Curso de Graduação em Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.
Orientador: Prof. Thiago Dutra, Dr.

Araranguá
2024

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Maceda Silveira, Jonathan

Comparação da Eficiência Energética de um Sistema de Condicionamento de Ar de Múltiplos Evaporadores operando com o gás R22 versus R438A / Jonathan Maceda Silveira ; orientador, Thiago Dutra, 2024.

65 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá,
Graduação em Engenharia de Energia, Araranguá, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia de Energia. 2. VRF. 3. R22. 4. R438A. 5. Energia. I. Dutra, Thiago . II. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia de Energia. III. Título.

Jonathan Maceda Silveira

Comparação da Eficiência Energética de um Sistema de Condicionamento de Ar de Múltiplos Evaporadores operando com o gás R22 versus R438A

O presente Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia de Energia, foi avaliado e aprovado pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Thiago Dutra, (Dr.)
(Orientador)

Prof. Rogério Gomes de Oliveira, (Dr.)
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Prof. Fernando Henrique Milanese, (Dr.)
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Certificamos que essa é a versão original e final do trabalho que foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro de Energia.

Prof^a. Carla De Abreu D'aquino, Dr.(a)
Coordenação do curso

Prof. Thiago Dutra, Dr.
Orientador

Autor

Araranguá, 08 de novembro de 2024.

Dedico este trabalho a Deus, que me acolheu após meu acidente, um momento que marcou minha vida profundamente, mas também trouxe lições valiosas sobre resiliência, fé, a importância de nunca desistir e de acreditar em mim mesmo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pois sem Ele nada disso seria possível.

Expresso minha gratidão à FAPESC pela contribuição essencial para a realização deste projeto (PROCESSO FAPESC Nº: 1491/2021).

Sou profundamente grato aos professores Prof. Dr. Thiago Dutra e Prof. Dr. Rogério Gomes, que sempre estiveram disponíveis para me orientar e apoiar quando necessário.

Meu agradecimento especial ao meu avô João Domingos Maceda (in memoriam), que, mesmo sem ter sido alfabetizado, acreditava que investir em educação era a melhor ferramenta para crescer.

Agradeço à minha família, que esteve ao meu lado durante toda essa jornada na UFSC. Um agradecimento especial à minha amada esposa Tatiana Nilson dos Santos, cujo apoio e incentivo foram fundamentais para que eu não desistisse.

Por fim, agradeço aos colegas e a todos que, de alguma forma, torceram por mim ou contribuíram para esta etapa da minha vida.

Muito obrigado!

*"Os covardes nunca tentam, os fracassados nunca terminam, os vencedores nunca desistem."
Norman Vincent Peale*

RESUMO

Este trabalho investiga a eficiência energética de um sistema VRF (Fluxo de refrigerante variável) com múltiplos evaporadores, utilizando os refrigerantes R22 e R438A. A pesquisa compara o consumo energético e analisa a viabilidade do "drop-in direto" ao substituir o R22 pelo R438A, por meio de uma bancada de testes experimental. Os resultados indicam que o R438A apresenta melhor eficiência térmica, com temperaturas de retorno estáveis e menor temperatura de descarga do compressor, o que prolonga sua vida útil. O consumo de energia com o R438A foi 14,99% e 8,19% menor em comparação ao R22 em duas condições de teste, destacando sua superior eficiência energética. Além disso, as temperaturas de descarga do compressor com R438A foram, no mínimo, 11,3°C inferiores às do R22, evidenciando uma vantagem significativa em termos de preservação do compressor. A substituição direta foi realizada sem modificações significativas no sistema, tornando-a uma solução prática e econômica. Embora o R438A tenha um GWP maior, ele não impacta a camada de ozônio. O estudo conclui que o R438A é uma alternativa viável ao R22, mas ressalta a necessidade de mais pesquisas, especialmente em sistemas VRF no Brasil.

Palavras-chave: VRF. R22. R438A. Energia.

ABSTRACT

This work investigates the energy efficiency of a VRF system with multiple evasions. using refrigerants R22 and R438A. The survey compares consumption and analyzes the feasibility of "direct drop-in" by replacing R22 with R438A, through an experimental test bench. The results indicate that R438A features better thermal efficiency, with stable and lower return temperatures discharge temperature of the compressor, which prolongs its service life. The consumption of energy with R438A was 14.99test conditions, highlighting its superior energy efficiency. In addition, the compressor discharge rates with R438A were at least 11.3 °C lower to those of R22, showing a significant advantage in terms of preservation of the compressor. Direct replacement was performed without significant changes in the system. theme, making it a practical and cost-effective solution. Although R438A has a higher GWP, it does not impact the ozone layer. The study concludes that R438A is a viable alternative to R22, but underscores the need for more research, especially in VRF systems in Brazil.

Keywords: VRF. R22. R438A. Energy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama da válvula de expansão eletrônica EEV	19
Figura 2 – Esquema da bancada	22
Figura 3 – Gabinete do evaporador	22
Figura 4 – Parede composta do gabinete	23
Figura 5 – Banco de resistências	24
Figura 6 – Conjunto de ventiladores	24
Figura 7 – Sistema de umidificação	25
Figura 8 – Dispositivo TBU	26
Figura 9 – Painel de instrumentos	27
Figura 10 – Dispositivos de leitura de potência do compressor	27
Figura 11 – Quadro elétrico	28
Figura 12 – Banho ultratérmico	29
Figura 13 – Sistema de calibração	30
Figura 14 – Calibração do umidificador A	31
Figura 15 – Calibração do umidificador B	31
Figura 16 – Teste Condição 1	35
Figura 17 – Teste Condição 2	36
Figura 18 – Temperaturas do ar de retorno condição 1 - R22	37
Figura 19 – Temperaturas do ar de retorno - condição 1 - R438a	37
Figura 20 – Temperaturas do ar de retorno - condição 2 - R22	38
Figura 21 – Temperaturas do ar de retorno - condição 2 - R438a	38

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Possíveis substitutos do R22	17
Tabela 2 – Valores de temperatura adotados na calibração dos termopares . .	29
Tabela 3 – Testes experimentais	33
Tabela 4 – Consumo de energia	35
Tabela 5 – Temperatura de retorno nos evaporadores A e B	39
Tabela 6 – Temperatura de descarga do compressor	40

LISTA DE SIGLAS

ACA Ar-condicionado Auxiliar

COP Coeficiente de Performance

EEV Válvula de Expansão Eletrônica

GWP Global Warming Potential (Potencial de Aquecimento Global)

HCFC Hidroclorofluorcarbono

HCs Hidrocarbonetos

HFCs Hidrofluorcarbonetos

HFOs Hidrofluorolefinas

LABCITEA Laboratório de Ciências Térmicas Aplicadas

MDF Medium Density Fiberboard (Painel de Fibra de Média Densidade)

NDC Nationally Determined Contribution (Contribuição Nacionalmente Determinada)

ODP Ozone Depletion Potential (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio)

PSI Pounds per Square Inch (Libras por Polegada Quadrada)

SA Superaquecimento

SAE Society of Automotive Engineers (Sociedade de Engenheiros Automotivos)

TBS Temperatura de Bulbo Seco

TBU Temperatura de Bulbo Úmido

VRF Fluxo de Refrigerante Variável

LISTA DE SÍMBOLOS

g: Gramas

kW: KiloWatt

kWh: KiloWatt-hora

K: Kelvin

L: Litros

ml: Mililitros

mm: Milímetros

Pret-evap: Pressão de retorno no evaporador

Tret-evap: Temperatura de retorno no evaporador

V: Volts

VDC: Tensão em corrente contínua

X: Título

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Objetivo Geral	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO	17
2.1	FLUIDOS REFRIGERANTES	17
2.2	SISTEMAS VRF	18
3	DESENVOLVIMENTO	21
3.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES	21
3.1.1	Paredes sanduiche	23
3.1.2	Banco de resistências	23
3.1.3	Ventiladores	24
3.1.4	Sistema de umidificação	25
3.1.5	Sensores de temperatura de bulbo úmido	26
3.1.6	Sistema de monitoramento de consumo de potência elétrica	26
3.1.7	Sistema de controle e acionamento de potência elétrica	28
3.2	PROCESSOS DE CALIBRAÇÃO	28
3.2.1	Sensores termopares	29
3.2.2	Sensores de pressão	30
3.2.3	Sistema de umidificação	30
3.3	ESTIMATIVAS DO SISTEMA	31
3.3.1	Análise de consumo de energia do compressor	31
3.3.2	Superaquecimento no sistema de refrigeração	32
3.4	DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE TESTES	32
4	PROCEDIMENTO DE TESTES	34
5	RESULTADOS OBTIDOS	35
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS	41
6.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS	41
6.2	PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS	41
	Referências	43
	ANEXO A – QUADRO DE COMANDO - PROJETO BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES	46
	ANEXO B – CURVAS DE CALIBRAÇÃO	64

1 INTRODUÇÃO

Conforme a 38ª nota sobre tecnologias de refrigeração Dupont *et al.* (2019), os sistemas de ar condicionado demandam aproximadamente 8% da eletricidade total utilizada mundialmente, e espera-se que esse número aumente nos próximos anos, uma vez que apenas 8% das pessoas que vivem nas regiões mais quentes do planeta possuem condicionadores de ar. Por outro lado, edifícios comerciais são responsáveis por quase 40% do consumo global de energia, o que significa que gerar conhecimento sobre os sistemas de ar condicionado adotados nessas aplicações é crucial. Dentre as principais configurações de sistemas utilizados nesses casos, destacam-se os centrais de expansão indireta (*chillers*), os *self-contained*, os sistemas split unitários e de múltiplos evaporadores, esses últimos também conhecidos como sistemas de fluxo de refrigerante variável (*Variable Refrigerant Flow*), VRF.

O sistema VRF é um tipo de ar condicionado do tipo split com múltiplas evaporadoras, ou unidades internas, conectadas a uma única unidade condensadora, ou unidade externa. Neste sistema, há uma válvula de expansão eletrônica (EEV) dedicada a cada uma das evaporadoras, permitindo o controle da vazão de fluido refrigerante de acordo com a carga térmica requerida em cada unidade interna. Além disso, a maioria dos sistemas VRF atuais opera com um compressor de velocidade variável, proporcionando um ajuste ainda mais preciso da capacidade para atender a carga térmica. As principais vantagens do sistema VRF são sua alta eficiência em condições de carga parcial, seu design compacto e seu baixo custo de instalação, uma vez que não são necessários dutos de ar. Devido a esses aspectos, os sistemas VRF têm sido cada vez mais empregados em edifícios residenciais e comerciais (WANG *et al.*, 2009).

A evolução tecnológica dos sistemas de ar-condicionado tem sido fundamental para reduzir o impacto ambiental desses dispositivos. Uma das inovações mais notáveis é a transição de fluidos refrigerantes de alto Potencial de Aquecimento Global (GWP, do inglês *Global Warming Potential*) para alternativas mais sustentáveis. Outro termo importante é o Potencial de Degradação da Camada de Ozônio (ODP), que mede o quanto uma substância clorada, como os clorofluorcarbonos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), pode danificar a camada de ozônio que protege a Terra dos raios ultravioleta (UV). Quanto maior o ODP de um gás, maior é seu potencial de destruir o ozônio na estratosfera. A escala do ODP varia de 0 (sem potencial de degradação da camada de ozônio) a 1 ou mais, sendo o CFC-11 um exemplo com ODP de 1.

Os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997) foram acordos firmados entre alguns países, dentre eles o Brasil, com o objetivo de eliminar gradualmente substâncias que agredem a camada de ozônio e que contribuem para o efeito estufa, respecti-

vamente. Na Europa e nos EUA, a eliminação do R22 já foi concluída, ao passo que nos países em desenvolvimento, a eliminação gradual começou em 2015 e terminará em 2030. Nesse sentido, se torna interessante a possibilidade da substituição direta do R22 em sistemas ainda operantes por outro fluido refrigerante, mas sem modificações significativas no condicionador de ar. Esse processo é conhecido como *drop-in*.

De acordo com Saengsikhiao e Taweekun (2022), o gás R438A é uma opção de refrigerante para *drop-in* direto composta por Pentafluoretano, 1,1,1,2-Tetrafluoretano, Difluorometano, Butano, e Isopentano, nas proporções 45, 44.2, 8.5, 1.7 e 0.6%, respectivamente. É consistente com a evolução dos refrigerantes de quarta geração, contendo uma mistura de HFCs, HFOs, HCs e refrigerantes naturais, que são necessários para produzir um refrigerante com baixo GWP, zero ODP, alta capacidade, baixa pressão operacional e não tóxico. Diante do cenário brevemente apresentado, este trabalho propõe uma análise do desempenho energético de um sistema de condicionamento de ar do tipo VRF de dois evaporadores mediante *drop-in* de R22 para R438A.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Analisar, a partir de dados experimentais, o efeito da substituição do fluido refrigerante R22 pelo R438A na eficiência energética do sistema de condicionamento de ar com Fluxo de Refrigerante Variável (VRF) em dois evaporadores.

1.1.2 Objetivos Específicos

Buscando atingir o objetivo geral deste trabalho, foram elencados os seguintes objetivos específicos:

- Construir uma bancada experimental para testar o condicionador de ar;
- Desenvolver uma rotina para execução dos testes;
- Realizar testes com fluido refrigerante R22;
- Realizar testes com fluido refrigerante R438A;
- Analisar os resultados em termos de desempenho energético.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Além da presente introdução, este documento é composto por mais 6 (seis) capítulos, a saber:

- Capítulo 2: Revisão da literatura, neste capítulo, serão apresentados os conceitos teóricos pertinentes, abordando a urgência de explorar soluções

para a eficiência energética em sistemas de refrigeração. Adicionalmente, serão examinadas as alternativas indispensáveis para reduzir a utilização de gases poluentes ainda presentes nas práticas de refrigeração.

- Capítulo 3: Descreve a metodologia aplicada no presente trabalho, através do desenvolvimento da bancada de testes experimentais.
- Capítulo 4: Apresenta o procedimento dos experimentos.
- Capítulo 5: Apresenta e discute os resultados obtidos.
- Capítulo 6: Apresenta as considerações finais e propostas para trabalhos futuros.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 FLUIDOS REFRIGERANTES

R22 é um fluido refrigerante notável pela sua eficácia comprovada em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Integrante da família Freon®, concebida pela renomada Dupont®, este composto exibe propriedades físicas ótimas para operações em temperaturas médias e baixas. Sua aplicação abrange uma vasta gama de dispositivos, desde refrigeradores, sistemas de ar condicionado comercial, incluindo os modelos *self-contained* e *split*, bem como resfriadores de líquidos, a exemplo dos *chiller's* alternativos e de parafusos.

Desde os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997), inúmeras iniciativas têm sido empreendidas para avaliar substitutos viáveis para o R22 em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. Contudo, tal empreitada se depara com diversos desafios, pois o fluido deve minimizar o impacto ambiental, ao passo que suas propriedades refrigerantes devem se assemelhar às do R22, minimizando alterações substanciais nos sistemas.

Devido à eliminação progressiva do R22, o valor comercial deste refrigerante tem aumentado gradualmente e as indústrias químicas estão oferecendo uma ampla gama de possíveis substitutos. Porém, a muitos deles apresentam maiores valores de GWP e pior desempenho em relação ao R22 (ANTUNES; BANDARRA FILHO, 2016). Infelizmente, não existe substância que possa ser considerada um substituto ideal para o R22, de modo que, os fabricantes apontam substitutos específicos conforme a aplicação desejada (ELGENDY; HASSANAIN; FATOUH, 2015).

De acordo com estudos realizados por Braga *et al.* (2022) os fluidos refrigerantes listados na Tabela 1 possuem propriedades similares ao R22. Além disso, eles apresentam Potencial de Destruição do Ozônio (ODP) igual a zero e podem ser utilizados como substitutos diretos (*drop-in*) para o R22. O R438A é uma das opções e, de acordo com Allgood e Lawson (2010), é um fluido refrigerante versátil e econômico para substituição do R22 em sistemas de expansão direta.

Tabela 1 – Possíveis substitutos do R22

Tipo de Fluido	Fluido	GWP	ODP	Tipo de Óleo	Classificação
HCFC	R22	1960	0.055	MO/AB/POE	A1
HFC	R407C	1774	0	POE	A1
HFC	R437A	1805	0	MO/AB/POE	A1
HFC	R410A	2088	0	POE	A1
HFC	R438A	2265	0	POE	A1
HFC	R417A	2346	0	POE	A1
HFC	R404A	3940	0	POE	A1

O processo *drop-in* é recomendado para equipamentos antigos com vida útil restante. Isto envolve a troca pura do refrigerante sem quaisquer modificações no sistema de refrigeração e mantendo o óleo lubrificante existente. O processo de *retrofitting* é entendido como uma adaptação ativa do sistema de refrigeração ao novo refrigerante, o que também pode implicar a substituição do óleo lubrificante, das válvulas de expansão e de alguns outros elementos do sistema. Finalmente, o novo processo de design com refrigerante de longa duração só é possível para um equipamento novo (ELGENDY; HASSANAIN; FATOUH, 2015).

2.2 SISTEMAS VRF

O VRF surgiu em 1982 no Japão, sendo o primeiro sistema Multi-Split da história, com o objetivo de suprir as necessidades de controle de temperatura individualizado por ambiente. O grande diferencial do sistema VRF, em resumo, está na combinação entre a tecnologia eletrônica e sistemas de controle microprocessados, além da interligação de múltiplas unidades internas em um só ciclo de refrigeração. Nos últimos anos, sua procura está aumentando e já pode ser encontrada até mesmo em grandes instalações, seja em construções civis novas (adequadas para sistemas mais modernos de condicionamento de ar) ou até mesmo em retrofits (construções civis reformadas), além de terem uma boa demanda para pequenas e medias instalações comerciais e até mesmo residenciais. Um dos aspectos que ajudaram o sistema a se difundir é sua constante modernização, reduzindo o tamanho dos condensadores, dando mais facilidade durante a instalação e melhorando a eficiência energética do sistema (AMORIM, 2017).

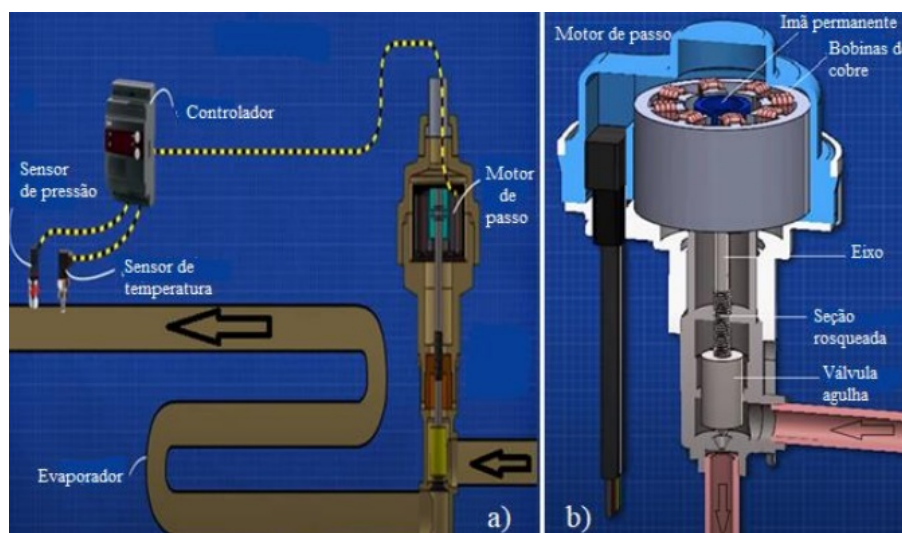
O ciclo VRF é um ciclo de refrigeração que conecta, em uma tubulação ramificada, várias unidades evaporadoras em uma unidade condensadora. Trata-se de um sistema de expansão direta, com os evaporadores posicionados nos próprios ambientes climatizados, diferindo dos sistemas de expansão indireta (*chillers*), onde o evaporador, que resfria água, fica alojado com o restante do sistema em uma sala de máquinas. A água resfriada é direcionada a trocadores de calor (*fan-coil*) posicionados nos ambientes climatizados ou em uma rede de dutos de ar, que controla o insuflamento nos ambientes. Goetzler (2007) definiu o significado do termo VRF desta maneira:

“O termo vazão de fluido variável se refere à habilidade do sistema controlar a quantidade de refrigerante fluindo em cada um dos evaporadores, permitindo o uso de muitos evaporadores de diferentes tamanhos e configurações, controle de conforto individualizado, aquecimento e refrigeração simultâneos em zonas diferentes, e recuperação de calor de uma zona para outra” .

As válvulas de expansão eletrônicas (EEV) atuam juntamente com o compressor no controle termodinâmico do ciclo, e são instaladas na tubulação antes da entrada

dos evaporadores. Em termos mais específicos, uma EEV consiste em um motor eletrônico síncrono que tem a capacidade de controlar precisamente o ângulo de rotação, distribuindo o escoamento mássico correspondente à carga térmica do ambiente, de acordo com o sinal que lhe é enviado pelo controlador (ENGINEERING, 2023). A Figura 1 mostra esquemas de uma EEV instalada na tubulação e seus componentes internos (FRANCO, 2021).

Figura 1 – Diagrama da válvula de expansão eletrônica EEV



Fonte: Franco,2021

O desenvolvimento de trabalhos experimentais com sistemas VRF tem sido frequentemente realizados com diferentes finalidades, tais como validação de modelos de simulação, desenvolvimento de estratégias de controle, testes com diferentes arquiteturas de sistemas e execução de estudos paramétricos. Xia *et al.* (2002) desenvolveram uma bancada de teste para avaliar o desempenho de um VRF com 5 unidades internas e 1 unidade externa. Os testes foram realizados no modo de resfriamento do VRF e sem qualquer carga latente. Concluiu-se que o coeficiente de desempenho (COP) do sistema VRF não varia consideravelmente com a relação de carga parcial e diminui um pouco à medida que a temperatura do ar na unidade externa aumenta.

Choi e Yongchan Kim (2003) mediram o desempenho de um ar condicionado VRF com dois evaporadores em função da carga interna, velocidade do compressor e abertura das EEVs sob condições de estado estacionário. Os autores concluíram que a capacidade total de refrigeração e o COP do sistema aumentam com o aumento da temperatura do ar de retorno de uma unidade interna, mantendo-se constante a carga de resfriamento da outra unidade interna. Além disso, para temperaturas fixas do ar de retorno em ambas as unidades internas, o resfriamento de uma única unidade é aumentado à medida que a abertura da EEV associada a esta unidade é aumentada, o que leva a uma diminuição da capacidade de refrigeração da outra unidade interna,

uma vez que a velocidade do compressor é fixa.

Muitos outros artigos são dedicados a estudos paramétricos para avaliar os efeitos da temperatura do ar na unidade interna, relação entre carga parcial, velocidade do compressor e abertura do EEV no desempenho do VRF sob diferentes configurações de resfriamento e aquecimento do sistema (PARK; KIM, Y. C.; MIN, 2001; WANG *et al.*, 2009; ZHANG, D.; ZHANG, X.; LIU, 2011; JOO *et al.*, 2011; YUN; LEE; KIM, H. J., 2016; XIAO *et al.*, 2023; DUTRA *et al.*, 2024).

No tocante à avaliação de diferentes fluidos refrigerantes em sistemas VRF, diversos trabalhos têm sido desenvolvidos. O R410A é o refrigerante mais comumente utilizado na tecnologia VRF (SAAB; AL QUABEH; ALI, 2018). Nesse trabalho, os autores investigaram, via modelo de simulação, o desempenho de um sistema VRF mediante a utilização de diferentes fluido refrigerantes, incluindo R134a, R290 (propano), R600 (n-butano) e R717 (amônia). O desempenho do sistema VRF foi analisado com variações na pressão do compressor, que oscilaram entre 2500 e 3600 kPa. Os resultados demonstraram que o R410A é o segundo refrigerante mais eficiente, ficando atrás apenas da amônia em termos de COP (Coeficiente de Performance). No entanto, o uso de amônia em um sistema de expansão direta é temeroso por conta da possibilidade de vazamentos na tubulação. Logo, os autores recomendaram usar o R410a, que tem melhor COP do que o restante dos refrigerantes analisados.

Embora os sistemas VRF estejam em evidência e existam pesquisas quanto ao impacto de alguns parâmetros operacionais no desempenho do sistema, ainda há espaço para estudos sobre utilização de fluidos refrigerantes, tais como R438A, ainda pouco explorados, como alternativa de *drop-in* para sistemas VRF.

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES

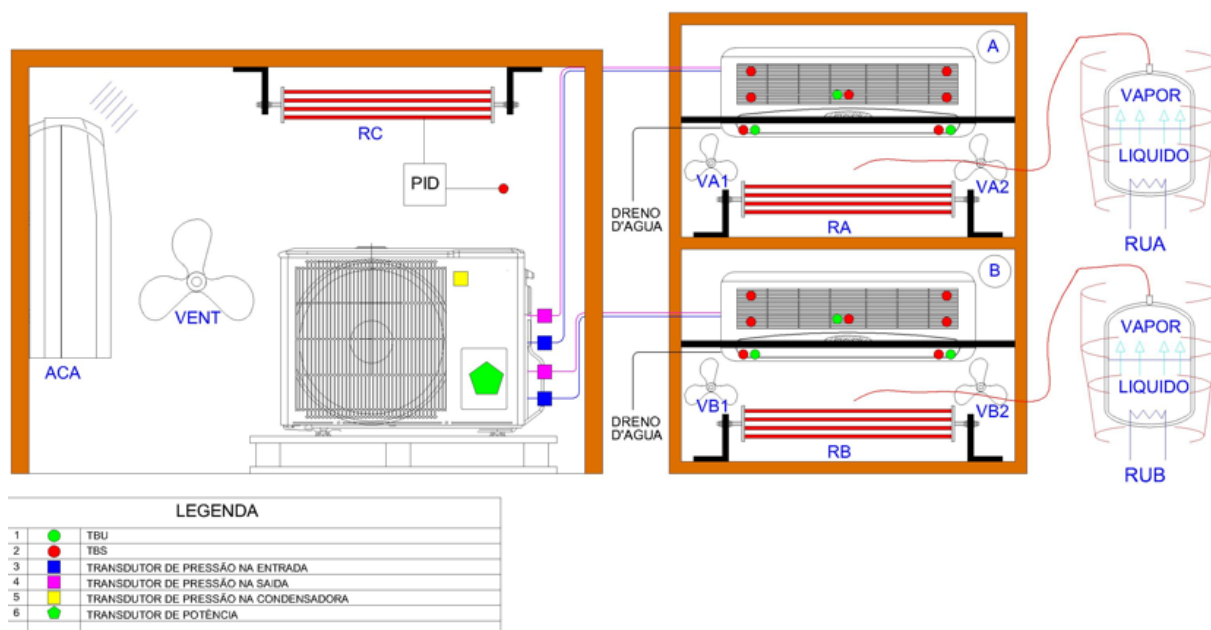
O sistema de condicionamento de ar VRF utilizado neste trabalho possui dois evaporadores cada um com capacidade de refrigeração nominal de 9.000 BTU/h, e operando com um compressor rotativo de velocidade constante de 60 Hz. Este sistema utiliza uma carga nominal de 1,0 kg de R22 e óleo lubrificante mineral. Os evaporadores foram instalados em dois gabinetes, A e B, cada um com volume de 0,38 m³.

As cargas sensíveis nos gabinetes dos evaporadores são geradas por resistências elétricas (RA e RB), enquanto as cargas latentes são produzidas por umidificadores (RUA e RUB). Quatro ventiladores (VA1, VA2, VB1 e VB2) são utilizados para misturar o fluxo de ar e reduzir o gradiente de temperatura no ar de retorno. Por conta do pequeno volume, e com o objetivo de maximizar a mistura do ar na região de insuflamento, removendo a carga térmica das resistências, os gabinetes dos evaporadores foram divididos em dois sub-gabinetes menores, separando a região de insuflamento da região de retorno. Essas regiões se comunicam através de uma fresta posicionada na parte frontal do gabinete. A unidade condensadora inclui o condensador, um ventilador (VENT), o compressor e duas válvulas de expansão eletrônicas (EEVs), e está posicionada dentro de um gabinete com volume de 3,69 m³. A temperatura do ar de entrada para o gabinete do condensador é controlada por um ar-condicionado auxiliar (ACA) de capacidade nominal 36.000 BTU/h, e um conjunto de aquecedores elétricos (RC) controlados por PID.

Na unidade condensadora, foram instalados um termopar na descarga e outro na sucção do compressor, um transmissor de pressão na saída do condensador e um transdutor de potência para medir a potência consumida pelo compressor. Há também um grupo de cinco termopares posicionados ao redor do condensador, com o objetivo de mapear a temperatura do ar em diversas regiões. Nos evaporadores, foram instalados transmissores de pressão nas linhas de entrada e retorno de fluido refrigerante, além de um conjunto de cinco termopares para medição de temperatura de bulbo seco (TBS) e um termopar para medição da temperatura de bulbo úmido (TBU) no ar de retorno. Na região de insuflamento, há dois pares de termopares para medição de TBS e TBU, em cada evaporador. A instalação dos dois sistemas de ar-condicionado seguiu as recomendações do fabricante, bem como as boas práticas de instalação e manutenção.

A figura 2 apresenta um esquema da configuração experimental, destacando as principais medições realizadas. A figura 3 mostra uma fotografia de um dos gabinetes que alojam os evaporadores, onde pode-se identificar alguns equipamentos, transdutores e a divisória que separa regiões de insuflamento e retorno.

Figura 2 – Esquema da bancada



Fonte: De autoria própria (2024)

Figura 3 – Gabinete do evaporador

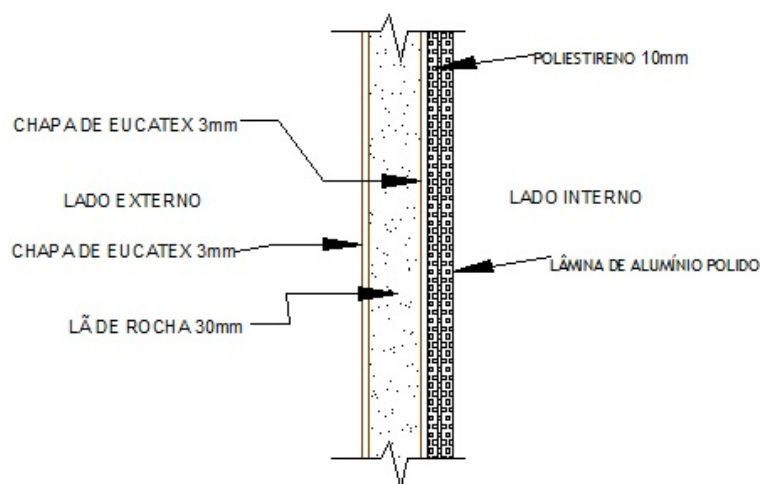


Fonte: De autoria própria (2024)

3.1.1 Paredes sanduiche

As paredes dos gabinetes dos evaporadores foram construídas na forma de sanduíches, combinando duas chapas de MDF eucatex de 3 mm de espessura como espaço entre elas preenchido com uma camada de lã de rocha de 30 mm. Do lado interno há ainda uma camada de poliestireno de 10 mm de espessura, coberta por uma fina lâmina de alumínio polido. A figura 4 mostra um esquema da parede dos gabinetes.

Figura 4 – Parede composta do gabinete



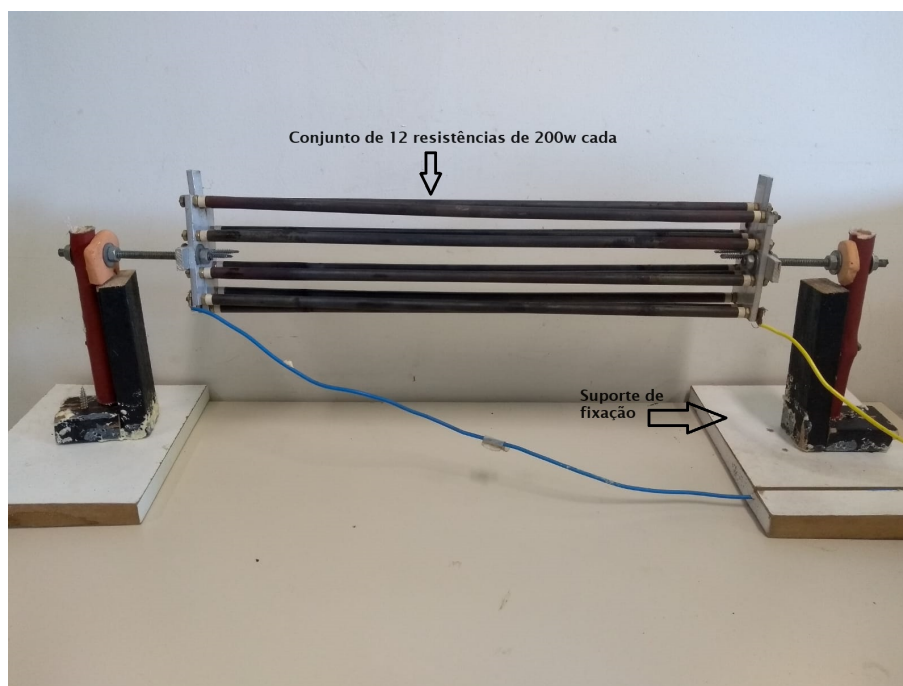
Fonte: De autoria própria (2024).

3.1.2 Banco de resistências

As resistências RA e RB da Figura 1 foram posicionadas na região de insuflamento, e são responsáveis por gerar uma carga térmica sensível no ambiente decorrente de diferentes fontes, tais como: renovação de ar, grupo de pessoas ou equipamentos. Cada um dos bancos de resistências tem potência nominal teórica de 2400W. Composto por 12 resistências de 200W associadas em paralelo em forma de uma matriz 4x3, de modo que a porção de maior área fica perpendicular ao escoamento de ar. O banco de resistências está localizado logo abaixo do evaporador. A resistência é acionada por meio de um interruptor simples de uma tecla e a potência é modulada por meio de um dimmer instalado no painel elétrico ao lado dos gabinetes.

A figura 5 mostra em detalhe o banco de resistência.

Figura 5 – Banco de resistências

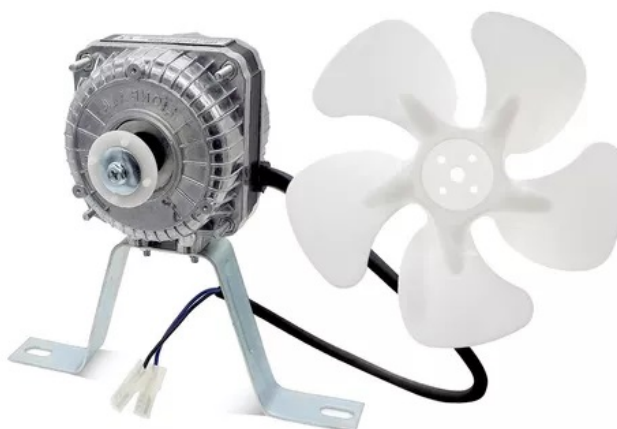


Fonte: De autoria própria (2024).

3.1.3 Ventiladores

Ainda na região de insuflamento, foram instalados dois ventiladores com potência nominal de acionamento igual a 32?? (conforme figura 6), dispostos de tal forma a maximizar a mistura do ar de insuflamento junto das fontes de carga térmica antes de retornar para o evaporador. Os dois ventiladores são acionados por meio de um interruptor simples de uma tecla, instalado na lateral do gabinete.

Figura 6 – Conjunto de ventiladores



Fonte: De autoria própria (2024).

3.1.4 Sistema de umidificação

Para o sistema de umidificação, foi utilizado um cilindro vazio de R22 como reservatório de água, contendo em seu interior uma resistência de 700 Ω . O reservatório é isolado térmicamente com o seguinte arranjo: tambor de plástico, lâminas de poliestireno e camada de lã de rocha, com 3mm, 10mm e cerca de 90 mm de espessura e, respectivamente. O umidificador é posicionado ao centro da estrutura. O umidificador possui um arranjo de válvulas para adição e remoção de água. Em seu topo, há uma válvula de 1/4" tipo SAE, utilizada para remover o vapor gerado, e uma válvula tipo bola de 1/2" para manutenção do reservatório.

O vapor gerado pelo umidificador é conduzido até o interior do gabinete por meio de um tubo de cobre de 1/4". Ao entrar no gabinete, esse tubo é coberto por um material isolante elétrico e, sobre este, é enrolado um fio de inonel, que é conectado a uma fonte de alimentação e opera como uma resistência elétrica. Essa resistência tem como objetivo evitar a condensação do vapor ao longo da linha que conecta o ponto de saída do umidificador até o ponto de injeção dentro do gabinete. A figura 7 mostra uma fotografia de um dos umidificadores.

Figura 7 – Sistema de umidificação



Fonte: De autoria própria (2024).

3.1.5 Sensores de temperatura de bulbo úmido

O dispositivo de medição de temperatura de bulbo úmido (TBU) é mostrado na figura 8 e consiste em uma seringa de 20ml, a qual está conectada uma mangueira de silicone em seu fundo. Dentro da mangueira, há um cordão de material poroso que envolve o termopar. Dessa forma, quando a seringa é cheia de água, o cordão, por capilaridade, absorve água e umidifica a sua extremidade exposta à corrente de ar, que está em contato com o termopar.

Figura 8 – Dispositivo TBU



Fonte: De autoria própria (2024).

3.1.6 Sistema de monitoramento de consumo de potência elétrica

Foi desenvolvido um sistema para medir as potências fornecidas aos gabinetes A e B (figura 9). Esse sistema abrange três principais tipos de potência: (i) a potência proveniente do banco de resistências; (ii) a potência dos ventiladores e; (iii) a potência dos umidificadores. O objetivo desse painel é monitorar o fornecimento de energia para os gabinetes, permitindo uma análise visual do consumo e possibilitando ajustes quando necessário. A resolução dos medidores é de 0,1W.

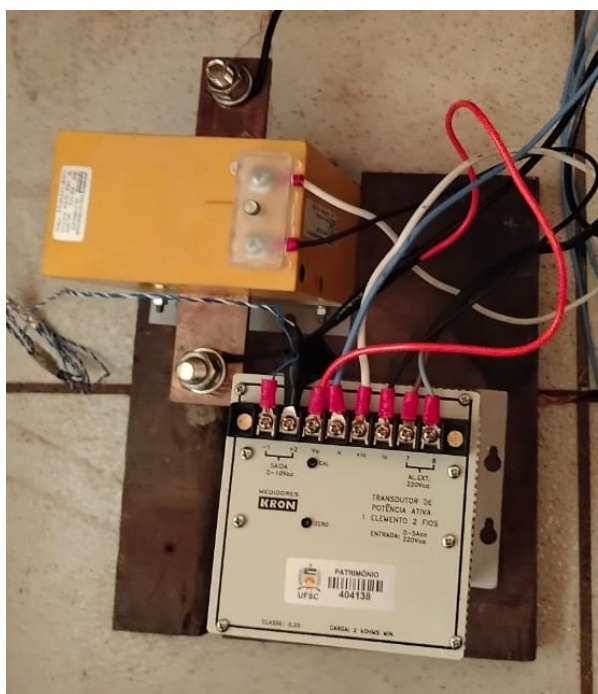
Figura 9 – Painel de instrumentos



Fonte: De autoria própria (2024).

A potência do compressor nos sistemas também é monitorada por meio de um Transdutor de Potência modelo WR-1.22.5.1.8.2.1 fabricado pela Kron Medidores (figura 10). Esse transdutor gera um sinal analógico de saída entre 0-10V, que é adquirido pelo sistema de aquisição, permitindo registro da medição ao longo do teste. Conforme o fabricante, a acurácia do transdutor é de 0,25%.

Figura 10 – Dispositivos de leitura de potência do compressor

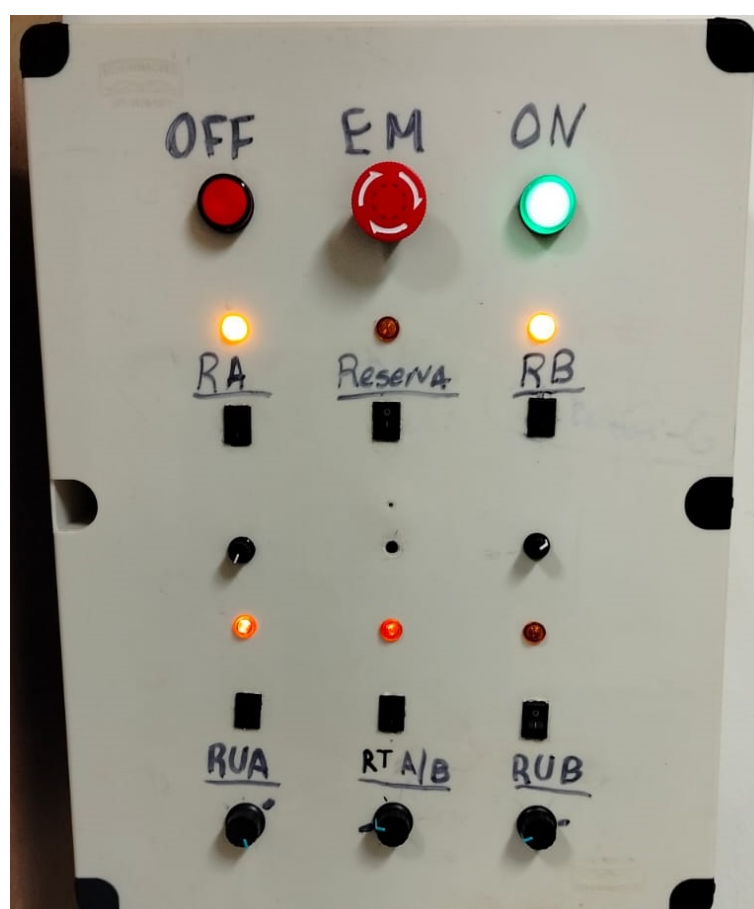


Fonte: De autoria própria (2024).

3.1.7 Sistema de controle e acionamento de potência elétrica

Foi projetado um quadro elétrico personalizado para acionar as cargas elétricas e controlar as potências fornecidas aos gabinetes A e B, conforme apresentado na figura 11. O projeto elétrico detalhado, juntamente com a disposição precisa do painel, pode ser encontrado no anexo A. Esse quadro elétrico oferece uma solução eficiente e segura para gerenciar o fornecimento de energia aos gabinetes, permitindo um controle preciso das potências envolvidas, além de garantir a integridade e confiabilidade do sistema como um todo.

Figura 11 – Quadro elétrico



Fonte: De autoria própria (2024).

3.2 PROCESSOS DE CALIBRAÇÃO

A calibração de sensores é um processo importante de forma a minimizar incertezas de medição. Para os testes na bancada, os termopares, os transmissores de pressão e os sistemas de umidificação foram previamente calibrados.

3.2.1 Sensores termopares

Os termopares utilizados foram do tipo T e K. Esses sensores são amplamente utilizados para medir a temperatura em uma variedade de aplicações. Eles são conhecidos por serem confiáveis e precisos quando calibrados corretamente.

Os termopares foram calibrados utilizando um banho ultratérmico e um termômetro de precisão 0,1 °C para servir de referência à calibração. O termômetro e os termopares foram posicionados próximos uns dos outros dentro do banho ultratérmico através de um aparato de suporte e garras.

Após a instalação e preparação dos instrumentos de calibração, o banho ultratérmico foi preenchido com uma mistura de água e fluido aditivo anticongelante. O processo de calibração se deu em uma faixa de 0° a 40°C, ajustando-se a temperatura do banho ultratérmico em intervalos discretos, conforme indicado na Tabela 2. A figura 12 ilustra o aparato de calibração. As leituras do termômetro e das tensões indicadas pelos termopares eram realizadas depois que uma condição de equilíbrio térmica era observada. Após a calibração, os desvios de medição de temperatura dos termopares foram de aproximadamente 0,2°C

Tabela 2 – Valores de temperatura adotados na calibração dos termopares

Set point (°C)										
0	2,5	5	7,5	10	12,5	15	20	28	35	40

Fonte: Adaptado de autoria própria (2023).

Figura 12 – Banho ultratérmico



Fonte: De autoria própria (2024).

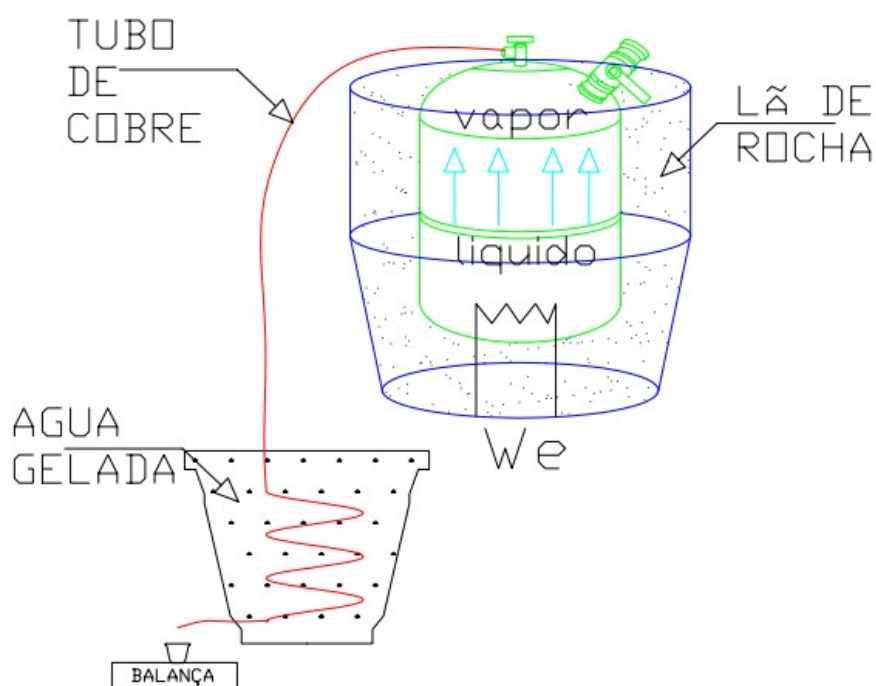
3.2.2 Sensores de pressão

Foram utilizados os transmissores de pressão dos modelos PSI.010 e PSI.420, com resolução 0,00025 e 0,0005 PSI, respectivamente. Os transmissores foram calibrados utilizando uma, balança de peso morto, em procedimento realizado por uma empresa contratada. A precisão da leitura de pressão após a calibração é de 0,1%. As curvas de calibração estão inseridas no anexo B.

3.2.3 Sistema de umidificação

A calibração do sistema de umidificação consistiu em determinar uma curva que relaciona a potência de acionamento da resistência do umidificador com a vazão mássica de vapor produzida em condição estacionária. Foi desenvolvido um aparato de calibração (figura 13), para medir a massa de vapor d'água condensada durante um intervalo de tempo especificado. A condensação ocorre forçando a circulação do vapor gerado no interior de uma serpentina submersa em água gelada.

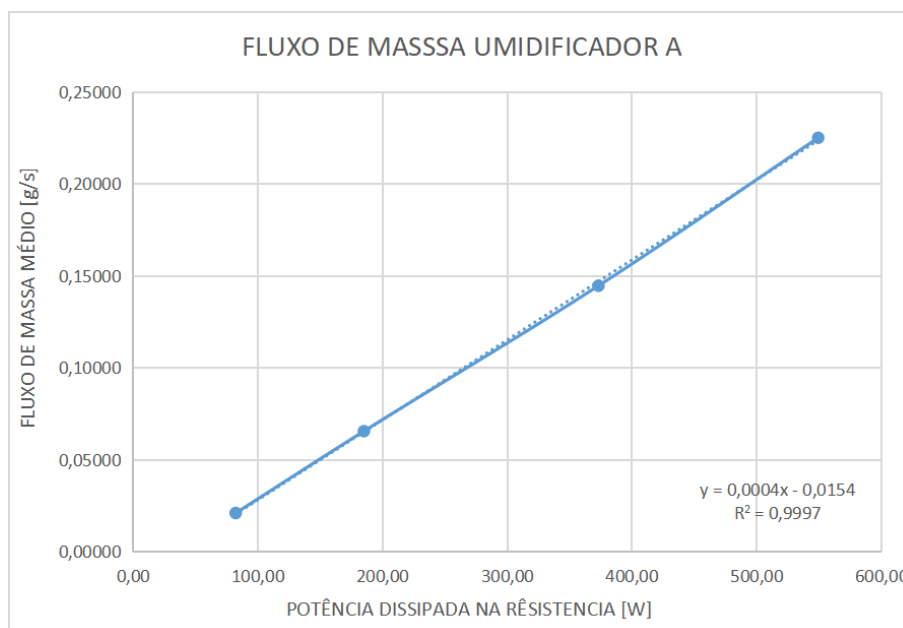
Figura 13 – Sistema de calibração



Fonte: De autoria própria (2024).

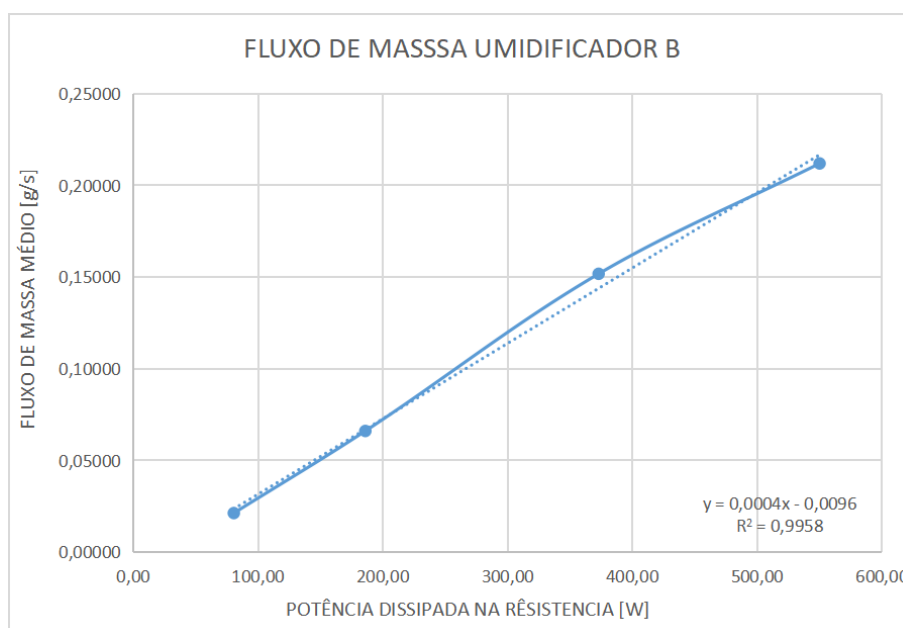
A massa de condensado é coletada e determinada com uma balança de precisão. O procedimento é repetido para diferentes níveis de potência e uma vazão mássica é determinada para cada um desses níveis. Os resultados são apresentados nas figuras 14 e 15.

Figura 14 – Calibração do umidificador A



Fonte: De autoria própria (2024).

Figura 15 – Calibração do umidificador B



Fonte: De autoria própria (2024).

3.3 ESTIMATIVAS DO SISTEMA

3.3.1 Análise de consumo de energia do compressor

O período de teste é variavel e foi definido de acordo com as condições de regime permanente observadas em cada teste, garantindo que os intervalos de tempo

entre os testes sejam sempre compatíveis. A tensão de saída do transdutor de potência ?? é adquirida pelo sistema de aquisição e convertida em ?? da seguinte maneira:

$$POTENCIA(kW) = (POTENCIA(VDC) * 300)/1000 \quad (1)$$

Essa conversão segue as instruções do fabricante Kron nos termos de conversão de escala que multiplica o valor da tensão lida pelo fator de escala do transformador de corrente que neste caso, é de relação 300/5. Como o sistema de aquisição realiza uma leitura a cada 10 segundos ao consumo de energia em ?? é calculado da seguinte maneira:

$$Energia (kWh) = \sum_{n=1}^m 106 < POTENCIA > (kW) * 10/3600 \quad (2)$$

Onde m representa o número de aquisições realizadas pelo sistema durante 1 hora (= 360).

3.3.2 Superaquecimento no sistema de refrigeração

O grau de superaquecimento do fluido refrigerante pode ser determinado através da medição da temperatura na tubulação de retorno do gás para o compressor e da medição indireta da temperatura de saturação na saída do evaporador, o que pode ser feito através da leitura da pressão neste ponto. A equação abaixo explicita o procedimento:

$$SA = T_{ret_evap} - T(P_{ret_evap}, X = 1) \quad (3)$$

Selecionou-se uma condição de teste com sistema operando com R22 e calculou-se o grau de superaquecimento. Esse valor foi utilizado como referência para definir a carga de R438A a ser injetada no sistema, uma vez que não há um valor claramente definido na literatura para o *drop-in*. A análise da carga de R438A foi realizada por tentativa e erro, iniciando-se com uma carga de aproximadamente 800 g elevando-a gradualmente até atingir o mesmo grau de superaquecimento medido no teste com R22, que foi de 6K. A carga final de R438A ficou aproximadamente igual a de R22, cerca de 1000g.

3.4 DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE TESTES

Duas condições de teste foram selecionadas para a realização deste estudo, uma em que as cargas térmicas são uniformes nos dois gabinetes e outra em que são aplicadas cargas térmicas distintas entre eles. Os valores das cargas térmicas foram definidos com base em informações extraídas de testes preliminares, que garantissem um comportamento cíclico do ar condicionado, o que significa que o sistema fornece

a capacidade de refrigeração requerida. Nas duas condições, os *setpoints* de ambos os evaporadores foram ajustados em 21 °C e no gabinete da unidade condensadora, a temperatura foi controlada em 27 °C. Os primeiros testes foram executados com R22. Posteriormente, o sistema foi limpo com fluido de limpeza do tipo *total flush* e evacuado utilizando uma bomba de vácuo modelo Surya 7CFM. Finalmente, realizou-se a carga de R438A e a execução dos testes. A Tabela 3 mostra os valores de potência dissipada em cada teste.

Tabela 3 – Testes experimentais

Condição	Gabinete A	Gabinete B
Condição 01		
Potência Carga interna (W)	1180	1180
Potência Umidificador (W)	375	362
Condição 02		
Potência Carga interna (W)	1180	464
Potência Umidificador (W)	375	362

Fonte: De autoria própria (2024).

4 PROCEDIMENTO DE TESTES

Para padronizar os procedimentos de testes, foi elaborada uma rotina que segue a seguinte ordem:

1. Escolha do teste experimental.
2. Manobra da chave geral do quadro de força, energizando todo o sistema.
3. Acionamento do ar-condicionado auxiliado gabinete da unidade condensadora, configurado no modo refrigeração para operar a 16°C. A resistência controlada por PID é ajustada conforme a temperatura descrita no teste escolhido, neste caso, 27°C.
4. Verificação visual das condições dos gabinetes A e B, observando o posicionamento dos microventiladores, tubulações de entrada de vapor, resistências e pontos de conexões bem isoladas.
5. Enchimento dos reservatórios dos dispositivos para medição de TBU com água desmineralizada até garantir umidificação dos material poroso que envolve os termopares.
6. Inspeção visual do sistema de umidificação para verificar eventuais vazamentos de vapor e água, e verificação das conexões de energia. Se estiverem em ordem, abastecer os umidificadores com água até a capacidade total de cada recipiente, 6L para o A, e 4L para o B .
7. Acionar os evaporadores dos gabinetes A e B e ajustar conforme os *set points* de temperatura descritos em cada teste.
8. Com os condicionador de ar operando, acionar as resistências e o sistema de umidificação pelos botões específicos no quadro elétrico, ajustando a potência em cada resistência através dos potenciômetros e verificando visualmente no painel de instrumentos.
9. Verificação da produção de vapor. Quando o sistema de umidificação estiver produzindo vapor de forma estável, as portas dos gabinetes não devem mais ser abertas, e aquisição de sinais é iniciada.
10. O teste é interrompido após atingir um regime cíclico estacionário por pelo menos 1 hora.
11. Os dados adquiridos durante esse intervalo de tempo são pós-processados.

5 RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados de consumo de energia integrado ao longo do tempo de uma hora são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Consumo de energia

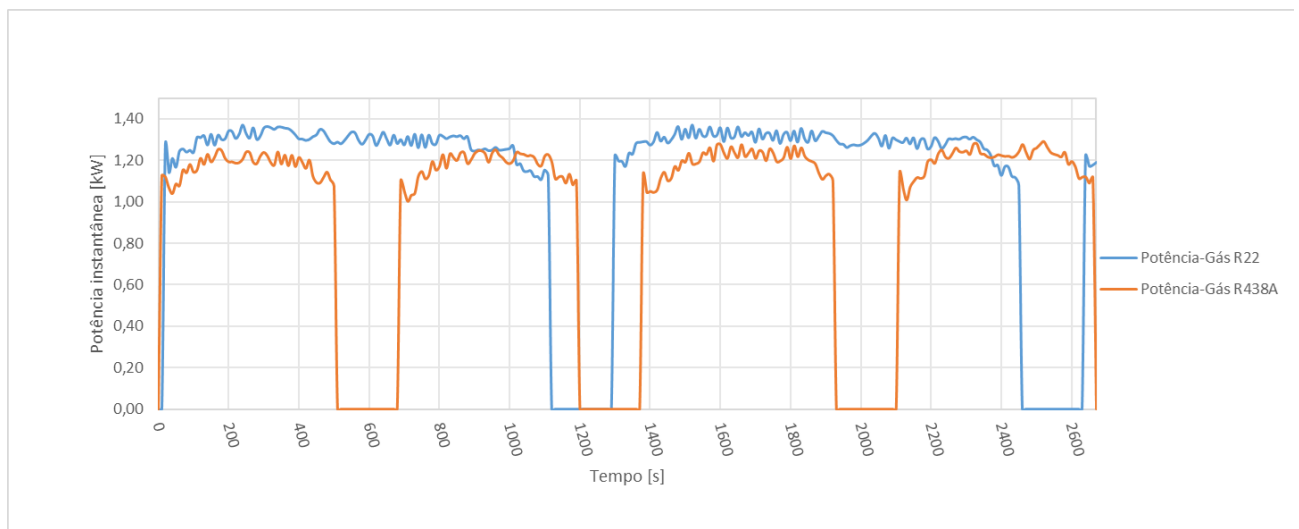
Condição	Gás	Energia kW-h
1	R22	0,822
	R438A	0,699
2	R22	0,784
	R438A	0,701

Fonte: De autoria própria (2024).

A potência consumida no ciclo, operando com R22 foi maior em comparação ao mesmo ciclo nas mesmas condições operando com R438A. Para as condições 1 e 2, o consumo com R438A foi inferior em 14,99% e 8,19% em relação ao R22, respectivamente.

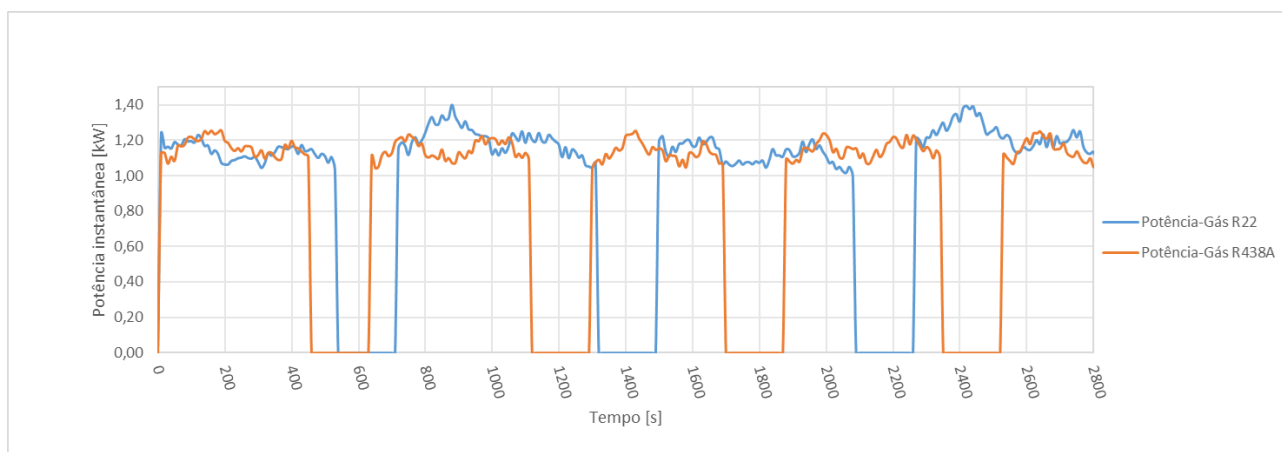
Os gráficos com os testes totais de ambas as condições são apresentados abaixo (Figura 16 e Figura 17):

Figura 16 – Teste Condição 1



Fonte: De autoria própria.

Figura 17 – Teste Condição 2

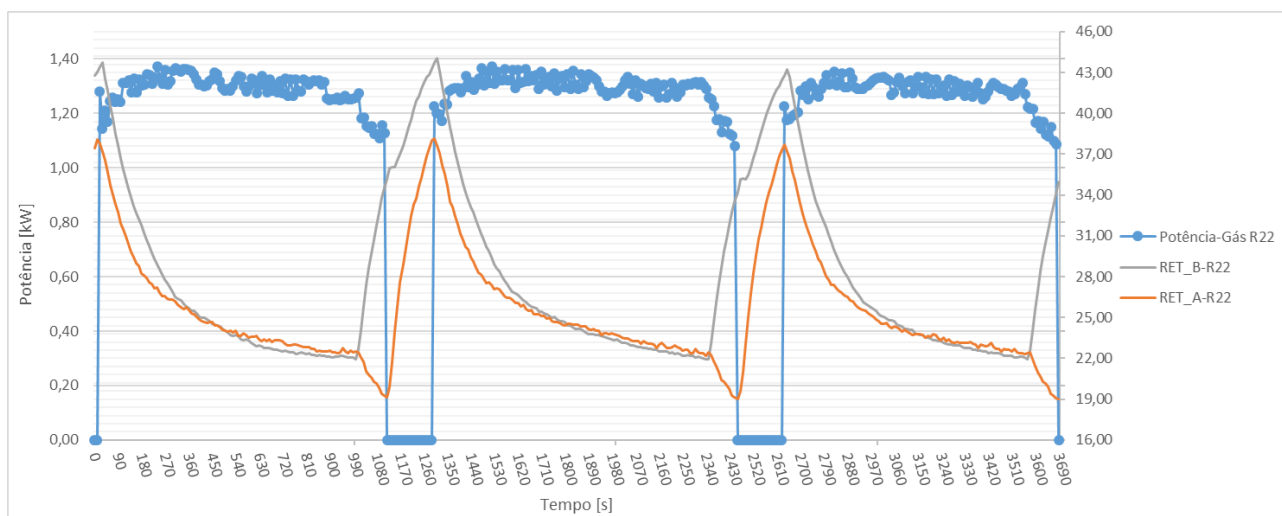


Fonte: De autoria própria.

Em ambas as condições de teste, o comportamento do compressor é cíclico (ou seja, o compressor liga até que os evaporadores atinjam o *setpoint* e então o compressor desliga), o que indica que o sistema opera para manter a temperatura de *setpoint* nos gabinetes A e B. Apesar da natureza cíclica observada, o sistema como um todo está em regime permanente, evidenciado pelo padrão repetitivo com que os ciclos ocorrem. Além disso, verifica-se que o comportamento cíclico do compressor varia de acordo com o gás refrigerante utilizado. Com o R-438A, os ciclos do compressor ocorrem em intervalos de tempo menores e com uma faixa de consumo energético reduzida.

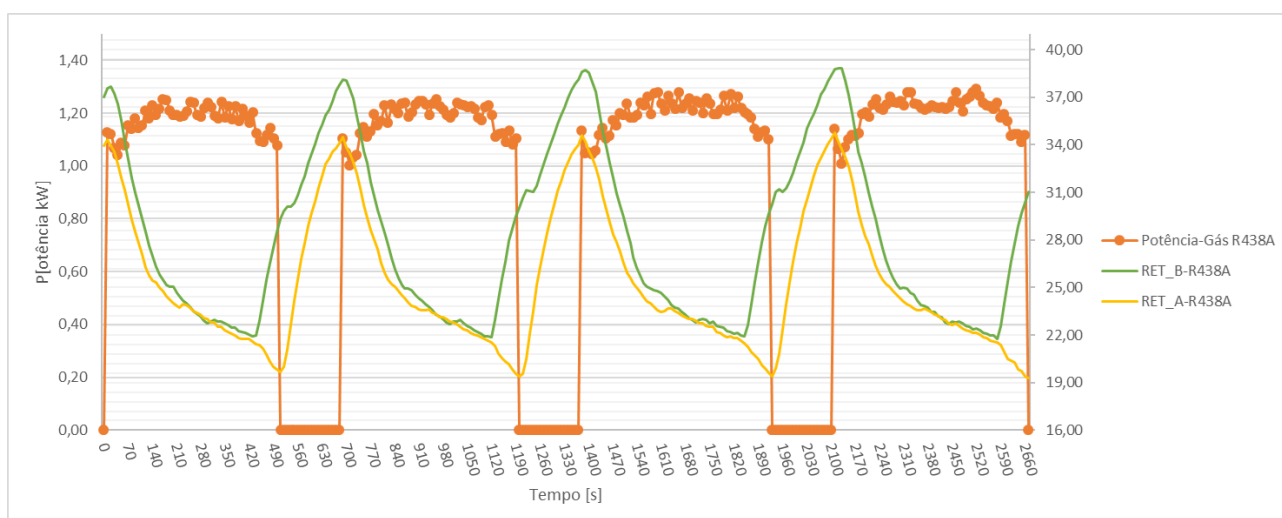
As temperaturas do ar de retorno dos evaporadores também foram monitoradas com o objetivo de verificar se as condições de conforto térmico para os usuários foram atendidas. As figuras 18 e 19 apresentam as medições de temperatura obtidas para o sistema operando na condição 1 com o R22 e R438a, respectivamente.

Figura 18 – Temperaturas do ar de retorno condição 1 - R22



Fonte: De autoria própria.

Figura 19 – Temperaturas do ar de retorno - condição 1 - R438a



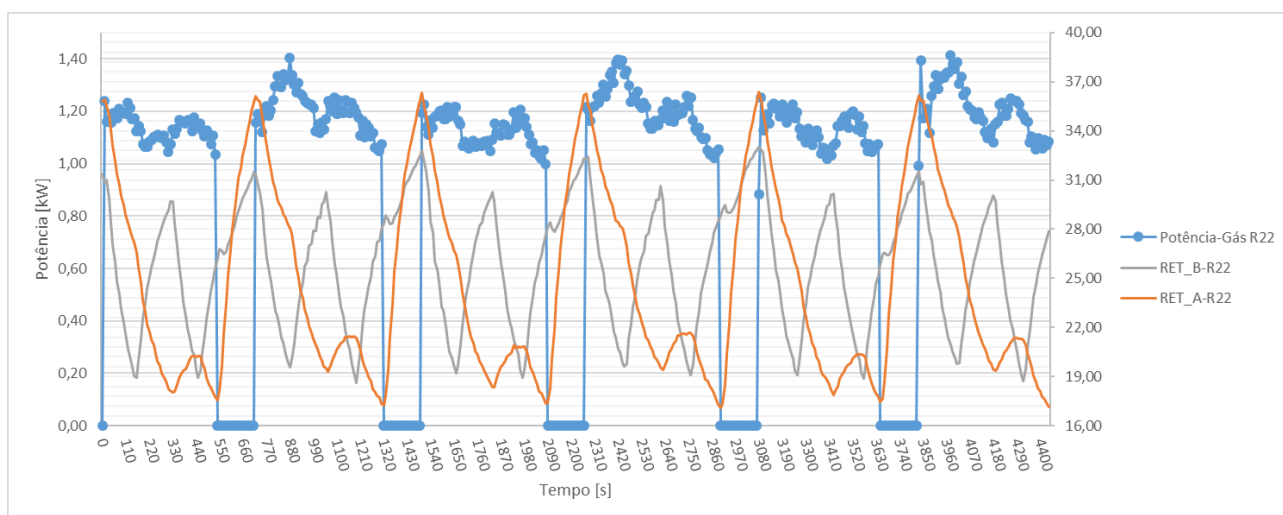
Fonte: De autoria própria.

Ao comparar as temperaturas do ar de retorno de ambos os evaporadores, verificou-se que essas temperaturas se mantêm próximas dentro de uma faixa específica, o que indica que as potências dissipadas em ambos os gabinetes são similares. No entanto, em determinado momento, o evaporador do gabinete B atinge o *setpoint* de 21 °C, fazendo com que a válvula EEV do evaporador B se feche completamente. Com isso, todo o fluxo de massa é direcionado para o evaporador do gabinete A, resultando em uma queda mais rápida da temperatura neste gabinete por aproximadamente 1 minuto, até que o compressor seja desligado. Nesse ponto, ambas as EEVs redistribuem parte do fluido refrigerante para o evaporador B, o que é evidenciado pela leve redução na inclinação da curva de temperatura desse evaporador durante os transientes de

subida no gráfico. Ao detectar que as temperaturas de retorno estão muito elevadas o sistema religa o compressor.

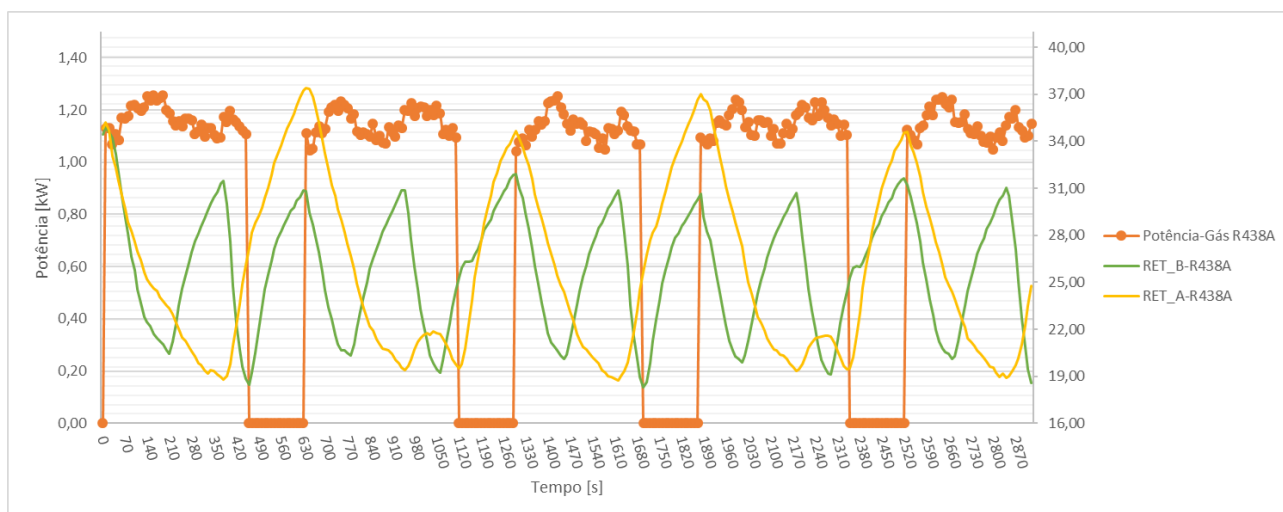
Os resultados com as temperaturas de retorno para condição 2 também foram registrados e são apresentados nas Figuras 20 e 21 para operação com os fluidos refrigerantes R22 e R438a, respectivamente.

Figura 20 – Temperaturas do ar de retorno - condição 2 - R22



Fonte: De autoria própria.

Figura 21 – Temperaturas do ar de retorno - condição 2 - R438a



Fonte: De autoria própria.

Nessa condição de teste, os gabinetes operam com cargas térmicas desiguais, provocando dinâmicas de temperatura bem diferentes entre elas, mas similares quando o fluido refrigerante é modificado.

A partir do momento em que o compressor é ligado, ambas as EEVs estão abertas e a temperatura do ar de retorno no gabinete A é superior a do gabinete B,

pois a carga térmica no último é inferior. Como consequência, a temperatura do ar no gabinete B atinge primeiramente o *setpoint* programado de 21 °C. Nesse ponto, a EEV do evaporador B se fecha completamente, e todo o fluxo de massa é direcionado para o evaporador A, o que acelera a queda de temperatura nesse gabinete, como pode-se observar claramente na Figura 20 para o sistema operando com R22.

No entanto, mesmo com toda a massa de refrigerante circulando pelo evaporador A, a temperatura do ar de retorno desse gabinete não atinge o *setpoint* antes de uma nova abertura da EEV do evaporador B, cujo gabinete atinge a temperatura máxima. Com isso, o fluxo de refrigerante volta a ser dividido entre os evaporadores, causando uma pequena elevação da temperatura do ar do gabinete A, e uma nova redução de temperatura do ar do gabinete B, que atinge o *setpoint* mínimo novamente antes do ar no gabinete A.

O fechamento da EEV do evaporador B, provoca nova elevação da temperatura do ar no gabinete B e direcionamento de todo o fluxo de refrigerante para o evaporador A, mas agora, a temperatura do ar no gabinete A atinge o *setpoint* mínimo antes de a temperatura no gabinete B atingir o *setpoint* máximo, o que causa o desligamento do compressor. Durante o período em que o sistema está inoperante, a temperatura do ar no gabinete A sobe mais rapidamente que a do gabinete B, em virtude da maior carga térmica, tornando-se maior e provocando o religamento do compressor.

A partir desse ponto, a dinâmica do sistema se repete. Apesar de, na condição 2, serem impostas cargas térmicas diferentes nos gabinetes A e B, o que acaba provocando dinâmicas térmicas bem distintas entre eles, as temperaturas médias do ar de retorno são mais próximas, se comparada com as temperaturas médias na condição 1, como pode ser observado na Tabela 5. Nota-se também que as temperaturas médias são pouco alteradas com a mudança do fluido refrigerante.

Tabela 5 – Temperatura de retorno nos evaporadores A e B

Condição	Gás	Evaporador	Min. (°C)	Méd. (°C)	Máx. (°C)
1	R22	A	19,0	25,7	38,2
		B	21,9	28,1	44,1
	R438A	A	19,3	25,3	34,8
		B	21,8	28,1	38,9
2	R22	A	17,1	24,7	36,4
		B	18,6	25,7	33,0
	R438A	A	18,8	25,9	37,4
		B	18,3	25,8	34,9

Fonte: De autoria própria (2024).

Finalmente, a Tabela 6 apresenta as temperaturas mínimas, máximas e médias de descarga do compressor nas diferentes condições testadas. A temperatura de des-

carga do sistema quando opera com R438a é, no mínimo 11,3°C inferior à temperatura medida na mesma posição do sistema quando este opera com R22. Isso configura mais uma vantagem do *drop-in* de R22 para R438a, contribuindo para preservação do compressor por maior tempo.

Tabela 6 – Temperatura de descarga do compressor

Condição	Gás	Min. (°C)	Méd. (°C)	Máx. (°C)
1	R22	43,9	72,6	82,1
	R438A	28,7	47,6	51,4
2	R22	41,6	62,3	73,6
	R438A	30,3	44,5	51,6

Fonte: De autoria própria (2024).

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os resultados obtidos demonstraram que o R438A apresentou uma eficiência superior ao R22, mantendo as temperaturas de retorno com pouca variação em relação ao R22. Este resultado é de grande importância, pois sugere que o R438A pode ser uma alternativa viável ao R22 em termos de desempenho térmico. Embora o fluido refrigerante R438A possua um GWP maior em comparação a outros possíveis substitutos do R22, ele apresenta uma característica vantajosa: a temperatura de descarga do compressor é até 30 °C inferior ao R22. Essa redução na temperatura contribui para aumentar a vida útil do compressor, o que é particularmente interessante quando se considera a aplicação do R438A como uma solução de "*drop-in* direto", especialmente em equipamentos com vários anos de operação.

Adicionalmente, a viabilidade do "*drop-in* direto" foi comprovada, o que significa que a substituição direta do R22 pelo R438A foi realizada com sucesso, sem a necessidade de modificações significativas no sistema de refrigeração existente. Essa facilidade de substituição direta simplifica o processo de transição, tornando-o mais prático e econômico para os usuários e empresas que buscam alternativas mais sustentáveis. Ao longo dos experimentos percebeu-se vazamentos nas válvulas de manutenção do tipo "*shrader*", e recomenda-se a substituição dos elementos retentores das mesmas a fim de evitar vazamentos.

A substituição do R22 pelo R438A não só trouxe benefícios em termos de eficiência energética no sistema estudado, mas também representa uma significativa vantagem ambiental. O R22, um hidroclorofluorocarbono (HCFC), é conhecido por seu impacto negativo na camada de ozônio e seu alto potencial de aquecimento global. Por outro lado, o R438a, uma mistura de hidrofluorocarbonos (HFCs) e hidrocarbonetos (HCs), não contribui para a destruição da camada de ozônio, alinhando-se melhor às políticas ambientais globais e aos regulamentos de proteção ambiental.

6.2 PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

Apesar dos resultados promissores, é importante destacar que há uma escassez de literatura técnica e científica sobre o uso do R438A como substituto do R22 no Brasil, sobretudo em sistemas VRF. Esse fato evidencia a necessidade de mais estudos e pesquisas na área, para que se possa consolidar o conhecimento sobre as características operacionais, os benefícios e as possíveis desvantagens da utilização do R438A. Investigações futuras devem focar em analisar detalhadamente o comportamento térmico, a eficiência energética, a compatibilidade com diferentes tipos de equipamentos de refrigeração e os custos envolvidos na substituição.

Para análises futuras, é essencial realizar testes em diferentes condições de operação, variando as proporções de distribuição da carga térmica, os *setpoints* e as temperaturas do ar no condensador. Além disso, a instalação dos evaporadores do sistema VRF em gabinetes de maior volume seria um aspecto relevante para avaliar o impacto nas dinâmicas térmicas e no desempenho energético do sistema, em um ambiente mais próximo da aplicação real.

REFERÊNCIAS

- ALLGOOD, Charles; LAWSON, Curtis. Performance of R-438A in R-22 refrigeration and air conditioning systems. **In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference - Paper 1096**, 2010.
- AMORIM, Sabrina. As diversas aplicações de equipamentos VRF. **Climario**, v. 87, 2017.
- ANTUNES, Arthur Heleno Pontes; BANDARRA FILHO, Enio Pedone. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 70, p. 119–127, 2016.
- BRAGA, Carlos Henrique Moreira; MACHADO, Luiz; BEZERRA, Gabriela Cunha; PABON, Juan José Garcia; DUARTE, Wilian Moreira. Eliminação do R-22, retrofit e novos fluidos refrigerantes com baixo GWP—estudo comparativo com os fluidos refrigerantes R-444B e R-454C. **XXII Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial**, CREA-SP, 2022.
- CHOI, Jongmin; KIM, Yongchan. Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves. **Energy**, Elsevier, v. 28, n. 2, p. 141–155, 2003.
- DUPONT, J L; DOMANSKI, Piotr A.; LEBRUN, Patrice; ZIEGLER, Felix. 38 th Note on Refrigeration Technologies: The Role of Refrigeration in the Global Economy (2019). *In*.
- DUTRA, Thiago; SILVEIRA, Jonathan Maceda; OLIVEIRA, Rogerio Gomes de; SILVA, Ernane. Parametric Study of a Variable Refrigerant Flow Air Conditioner with Two Evaporators. **In: 20th International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, p. 1–10, 2024.
- ELGENDY, Essam; HASSANAIN, Mohammad; FATOUH, Mohamed. Assessment of R-438A as a retrofit refrigerant for R-22 in direct expansion water chiller. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 50, p. 127–136, 2015.
- ENGINEERING, CED. **HVAC Variable Refrigerant Flow (VRF) Systems**. [S./], 2023. Accessed: 2024-07-30. Disponível em:
[https://www.cedengineering.com/userfiles/M03-014%20-%20HVAC%20Variable%20Refrigerant%20Flow%20\(VRF\)%20Systems%20-%20US.pdf](https://www.cedengineering.com/userfiles/M03-014%20-%20HVAC%20Variable%20Refrigerant%20Flow%20(VRF)%20Systems%20-%20US.pdf).
- FRANCO, Sérgio da Silva. **Análise térmica e desenvolvimento de controle PID para dispositivo de expansão eletrônico de sistemas de refrigeração por compressão de vapor**. 2021. Diss. (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em

Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia e Geociências, Universidade Federal de Pernambuco, Recife-PB.

GOETZLER, William. Variable refrigerant flow systems. **ASHRAE Journal**, American Society of Refrigerating Engineers, v. 49, n. 4, p. 24–31, 2007.

JOO, Youngju; KANG, Hoon; AHN, Jae Hwan; LEE, Mooyeon; KIM, Yongchan. Performance characteristics of a simultaneous cooling and heating multi-heat pump at partial load conditions. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 34, n. 4, p. 893–901, 2011.

KYOTO. Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático. **Kioto, Japón**, v. 11, 1997.

MONTREAL. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. **Washington, DC: US Government Printing Office**, v. 26, p. 128–136, 1987.

PARK, Youn Cheol; KIM, Young Chul; MIN, Man-Ki. Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 42, n. 13, p. 1607–1621, 2001.

SAAB, Roba; AL QUABEH, Hilal; ALI, Mohamed I Hassan. Variable refrigerant flow cooling assessment in humid environment using different refrigerants. **Journal of Environmental Management**, Elsevier, v. 224, p. 243–251, 2018.

SAENGSIKHIAO, Piyanut; TAWEEKUN, Juntakan. Investigation and Analysis of R438A as an Alternative Refrigerant to R22 with Lower Global Warming Potential. **Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences**, v. 95, n. 1, p. 164–187, 2022.

WANG, Xuhui; XIA, Jianjun; ZHANG, Xiaoliang; SHIOCHI, Sumio; PENG, Chen; JIANG, Yi. Modeling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems. **In: 11th International IBPSA Conference**, Building Simulation, p. 361–368, 2009.

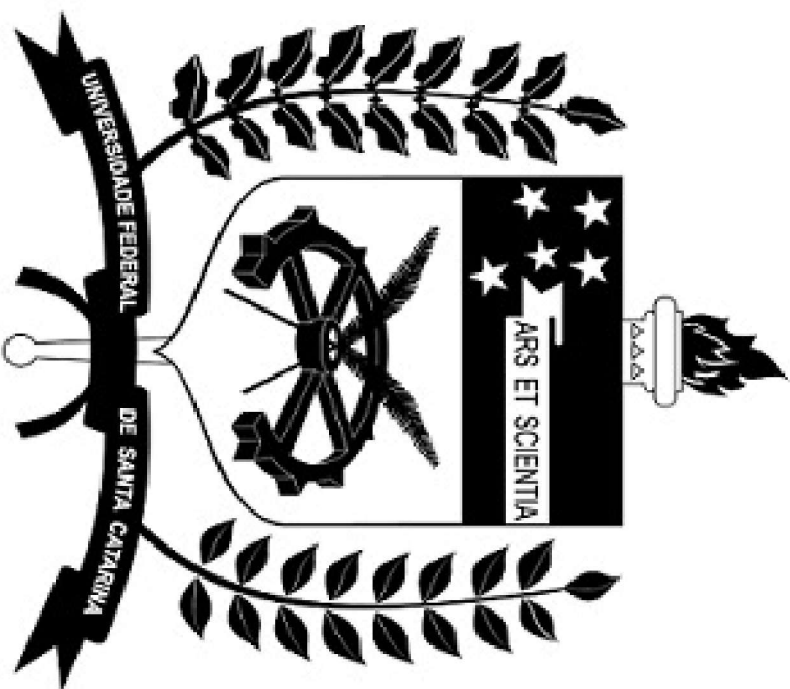
XIA, Jiyi; WINANDY, Eric; GEORGES, B; LEBRUN, Jean. Testing methodology for VRF systems. **In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference - Paper 542**, School of Mechanical Engineering, 2002.

XIAO, Hansong *et al.* Operation characteristics based on a novel performance model based on capacity utilization rate of a variable refrigerant flow air conditioning system. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 294, p. 113–253, 2023.

YUN, Geun Young; LEE, Je Hyeon; KIM, Han Jun. Development and application of the load responsive control of the evaporating temperature in a VRF system for cooling energy savings. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 116, p. 638–645, 2016.

ZHANG, Dongliang; ZHANG, Xu; LIU, Jun. Experimental study of performance of digital variable multiple air conditioning system under part load conditions. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 43, n. 6, p. 1175–1178, 2011.

**ANEXO A – QUADRO DE COMANDO - PROJETO BANCADA EXPERIMENTAL
MULTI-EVAPORADORES**



UFSC

REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	10/02/2023	QUADRO DE COMANDO PROJETO	JMS	CAPA	FAPESC 1491/2021	LOCAL: LAB CETIA S-106
				DES.	10/02/2023	BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES				
				PROJ.	JONATHAN					
				CONTR.	THIAGO					

1

2

3

4

5

6

7

8

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

A

1

2

3

4

5

6

7

8

SÍMBOLO	DENOMINAÇÃO
	DISJUNTOR TRIPOLAR DISJUNTOR MONOPOLAR
	CONTACTOR DE FORÇA RELE NA
	BOTÃO DE EMERGENCIA BOTÃO DE COMANDO
	SINALIZEIRO LED
	VENTILADOR FAN
	FORNTE 220VCA PARA 24VCC
	DIMMER
	CONECTOR BORNE

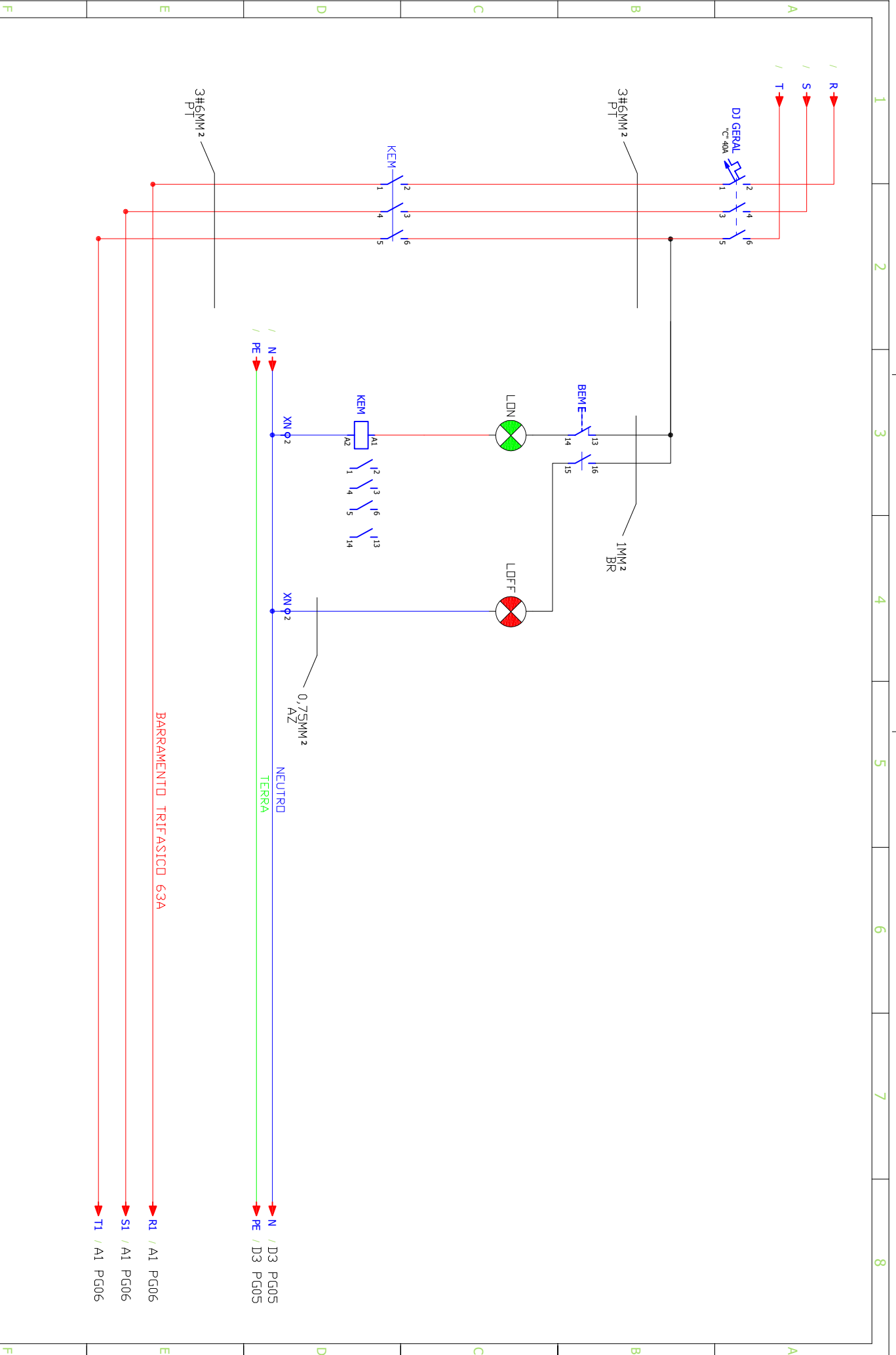
REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.	THIAGO
1				10/02/2023	IONATHIAN	IONATHIAN		

QUADRO DE COMANDO PROJETO	BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES
---------------------------	---

JMS	SIMBOLOGIA
-----	------------

FAPESC 1491/2021	UFSC ARARANGUÁ- JARDIM DAS AVENIDAS
------------------	-------------------------------------

LOCAL: LAB CETIA S-106	FOLHA 3 DE 17 (FOLHAS)	DE ESCOLA S/E
------------------------	------------------------	---------------

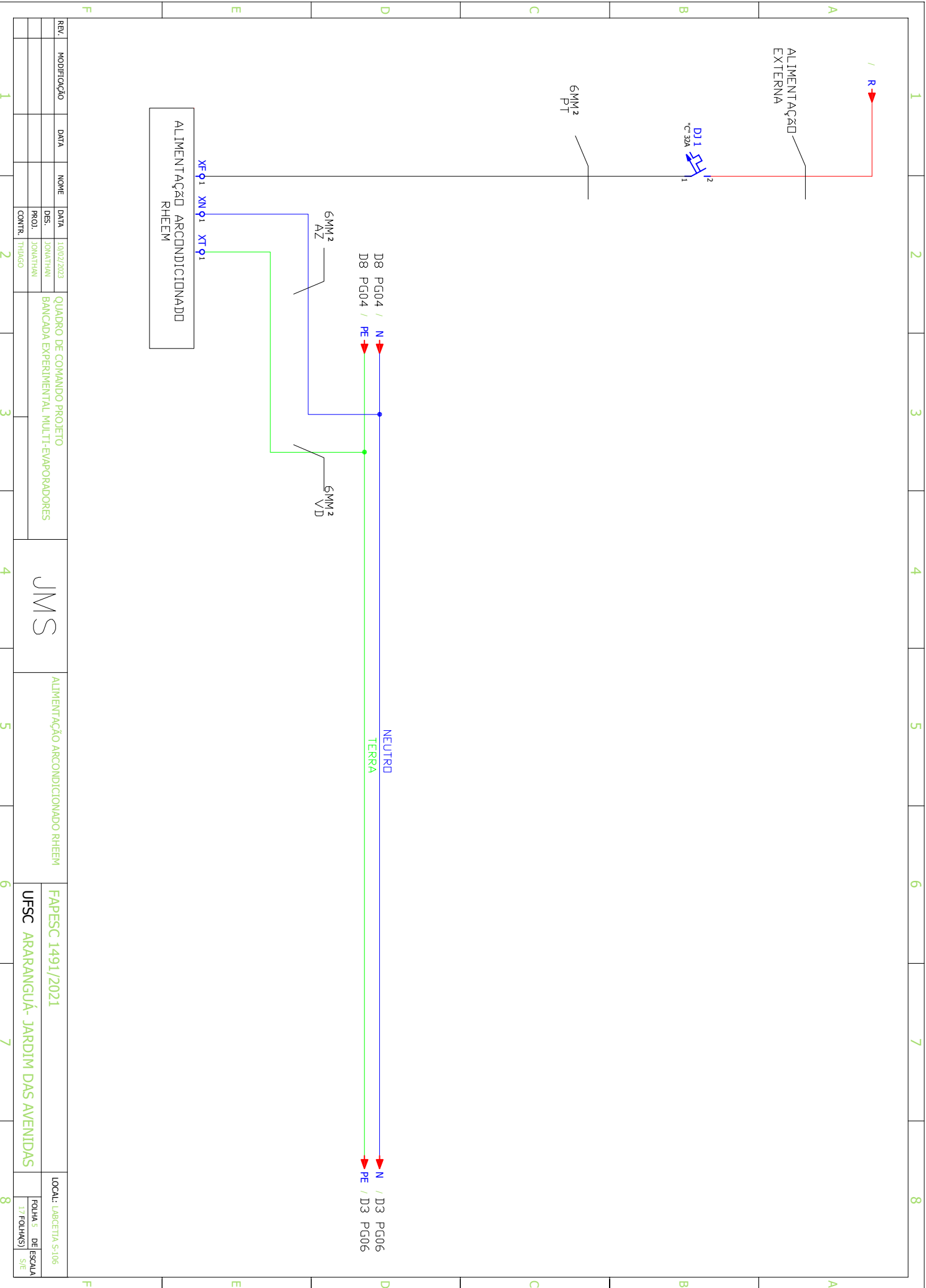


REV.	MODIFICACAO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.	THIAGO
1				10/02/2023	JOVATHAM	JOVATHAM		
2					JOVATHAM	JOVATHAM		

QUADRO DE COMANDO PROJETO	BARRAMENTO DE ENTRADA E KEM
BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES	

JMS	FAPESC 1491/2021
	UFSC ARARANGUA- JARDIM DAS AVENIDAS

LOCAL: LAB CETIA S-106	FOLHA 1 DE 17 FOLHAS
	DE ESCALA S/E



REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.
				10/02/2023	IONATHIAN	IONATHIAN	THIAGO

QUADRO DE COMANDO PROJETO BANCA DA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES

JMS

ALIMENTAÇÃO ARCONDICIONADO RHEEM

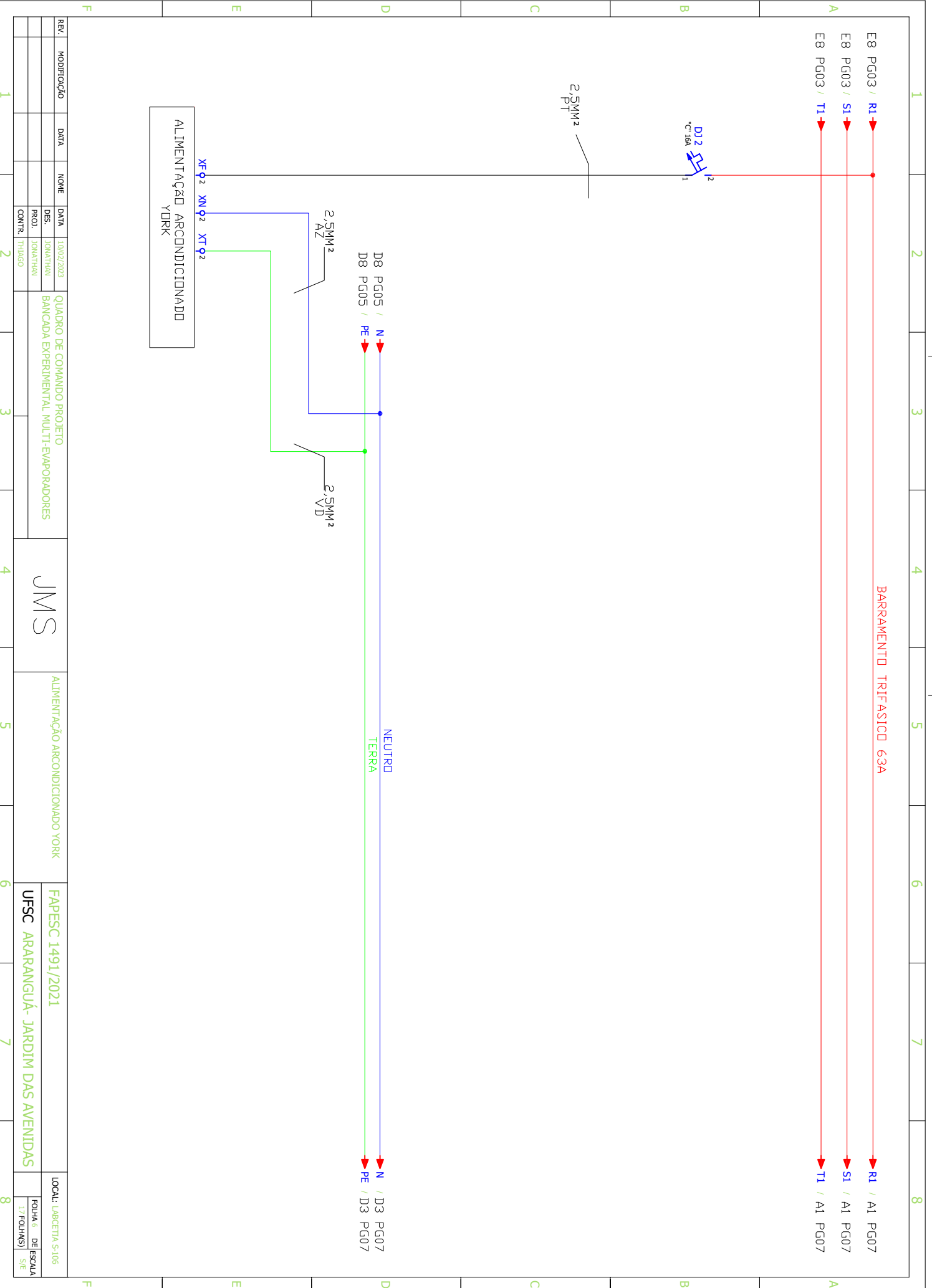
FAPESC 1491/2021

UFSC ARARANGUÁ- JARDIM DAS AVENIDAS

LOCAL: LAB CETIA S-106

FOLHA 17 DE 17 FOLHAS

DE ESCOLA S/E



REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.	THIAGO
1				10/02/2023	IONATHAN	IONATHAN	THIAGO	

QUADRO DE COMANDO PROJETO BANCA DA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES

JMS

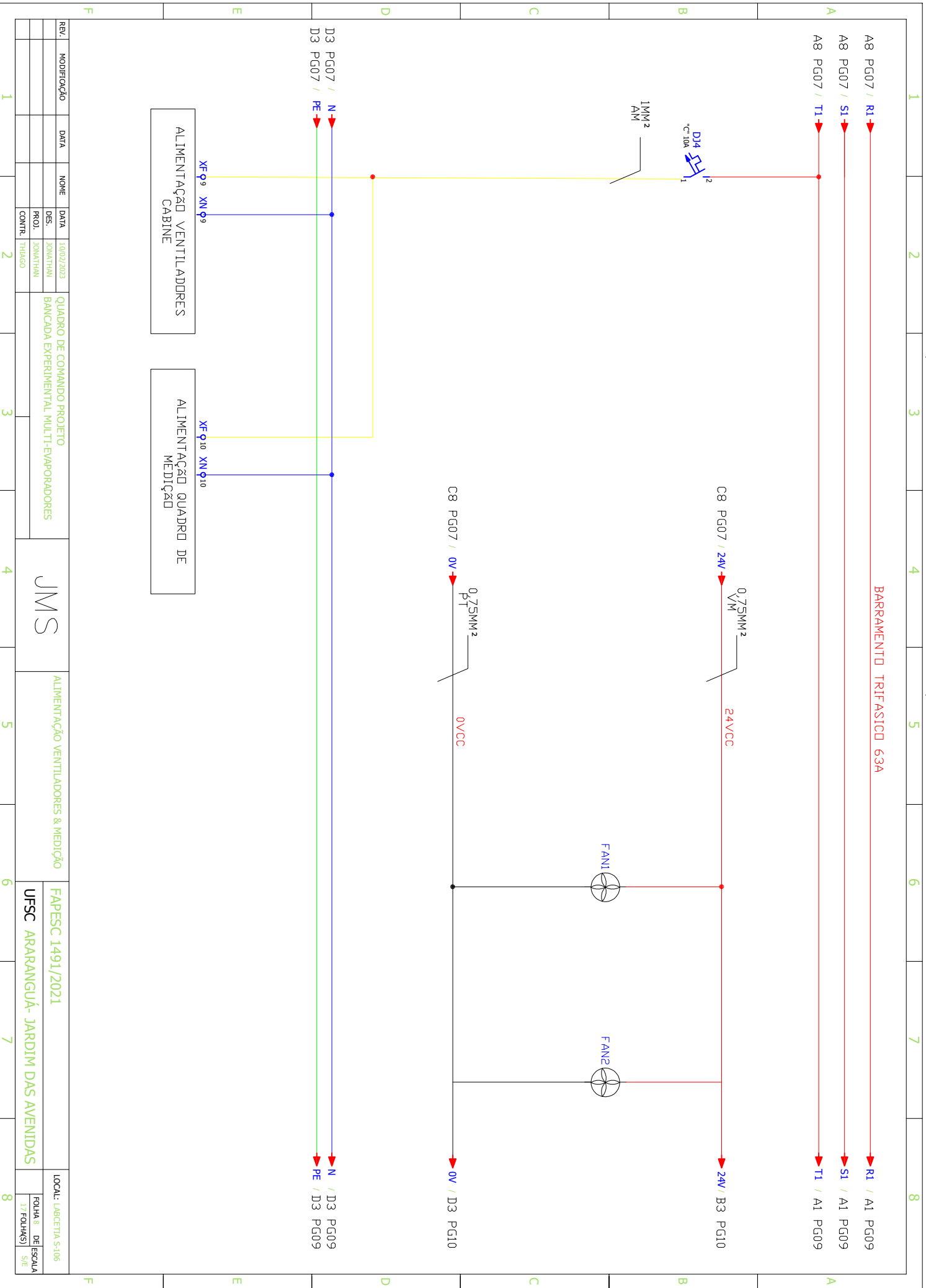
ALIMENTAÇÃO ARCONDICIONADO YORK

FAPESC 1491/2021

UFSC ARARANGUA - JARDIM DAS AVENIDAS

LOCAL: LAB CETIA S-106

FOLHA 6 DE 17 (FOLHAS) ESCALA S/E



BARRAMENTO TRIFASICO 63A

A8 PG07 / R1 → R1 / A1 PG09
 A8 PG07 / S1 → S1 / A1 PG09
 A8 PG07 / T1 → T1 / A1 PG09

C8 PG07 / 24V → 24VCC
 0.75MM² VM
 24V / B3 PG10

C8 PG07 / 0V → 0VCC
 0.75MM² PT
 0V / D3 PG10

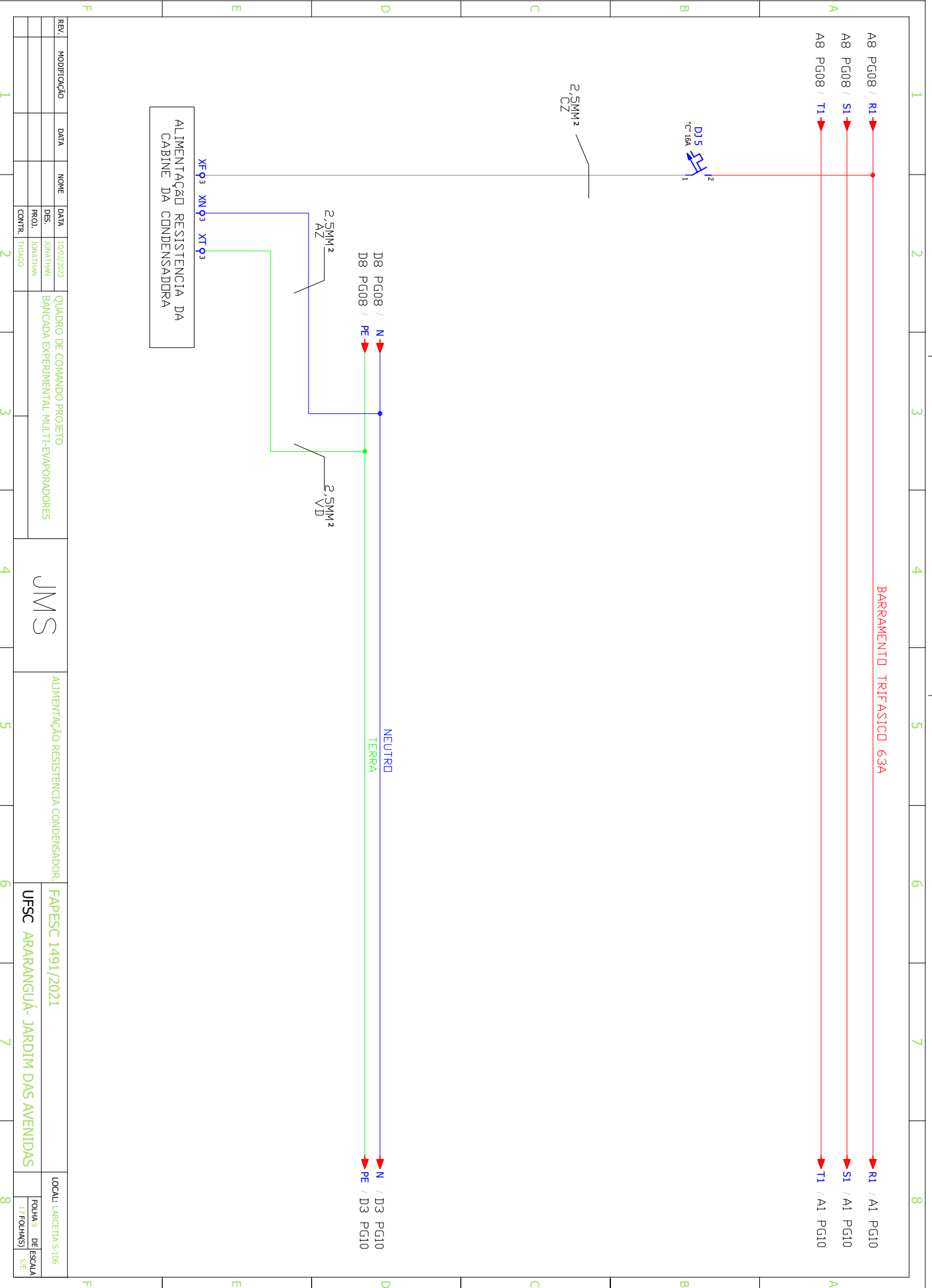
ALIMENTAÇÃO VENTILADORES CABINE

ALIMENTAÇÃO QUADRO DE MEDIÇÃO

REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.	THIAGO
1				10/02/2023	IONATHAN	IONATHAN		

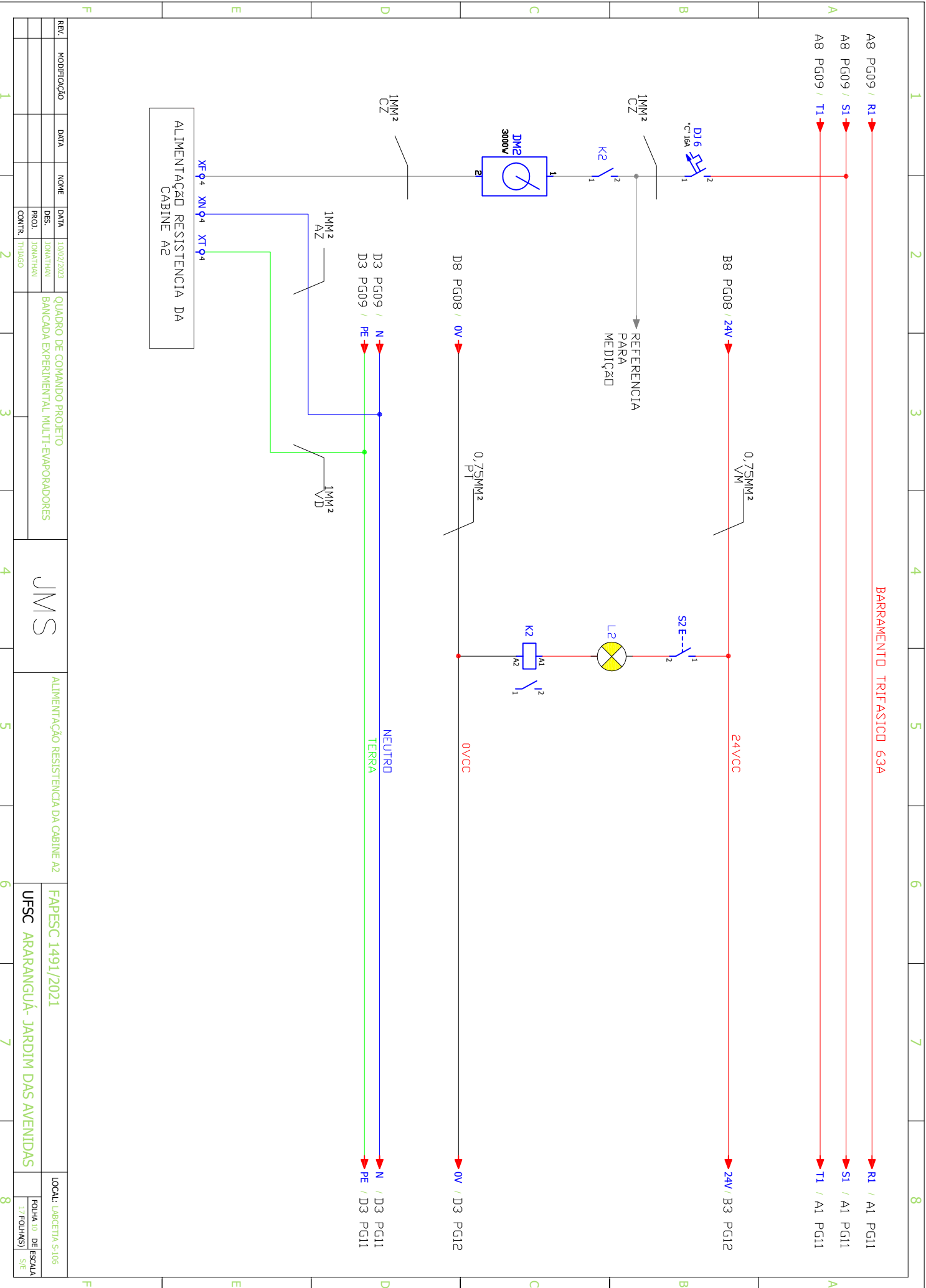
QUADRO DE COMANDO PROJETO	BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES
JMS	ALIMENTAÇÃO VENTILADORES & MEDIÇÃO

FAPESC 1491/2021	UFSC ARARANGUA- JARDIM DAS AVENIDAS
LOCAL: LABCTIA S-106	FOLHA 6 DE 17 (FOLHAS) ESCALA S/E



REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.	THIAGO
1				10/02/2023	IONATHIAN	IONATHIAN		

QUADRO DE COMANDO PROJETO				BANCA DA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES			
JMS				ALIMENTAÇÃO RESISTENCIA CONDENSADOR			
FAPESC 1491/2021				UFSC ARARANGUA- JARDIM DAS AVENIDAS			
LOCAL: LAB CETIA S-106				FOLHA 6 DE 17 (FOLHAS) ESCALA S/E			



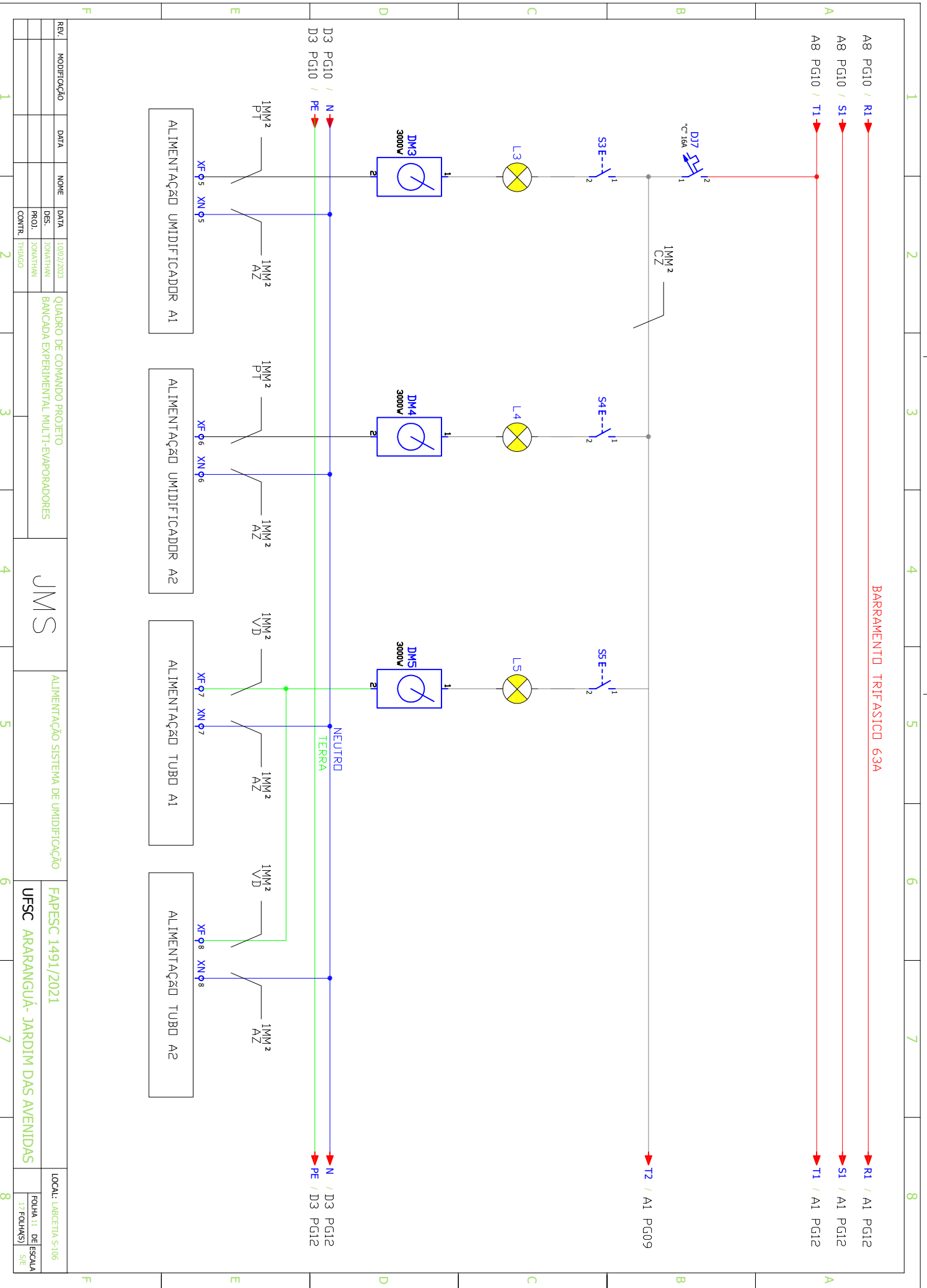
ALIMENTAÇÃO RESISTENCIA DA CABINE A2

REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	QUADRO DE COMANDO PROJETO
				10/02/2023	BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES
			DES. JONATHAN		
			PROJ. JONATHAN		
			CONTR. THIAGO		

JMS

ALIMENTAÇÃO RESISTENCIA DA CABINE A2

FAPESC 1491/2021	LOCAL: LAB CETIA S-106
UFSC ARARANGUA - JARDIM DAS AVENIDAS	FOLHA 10 DE 17 (FOLHAS) ESCALA S/E

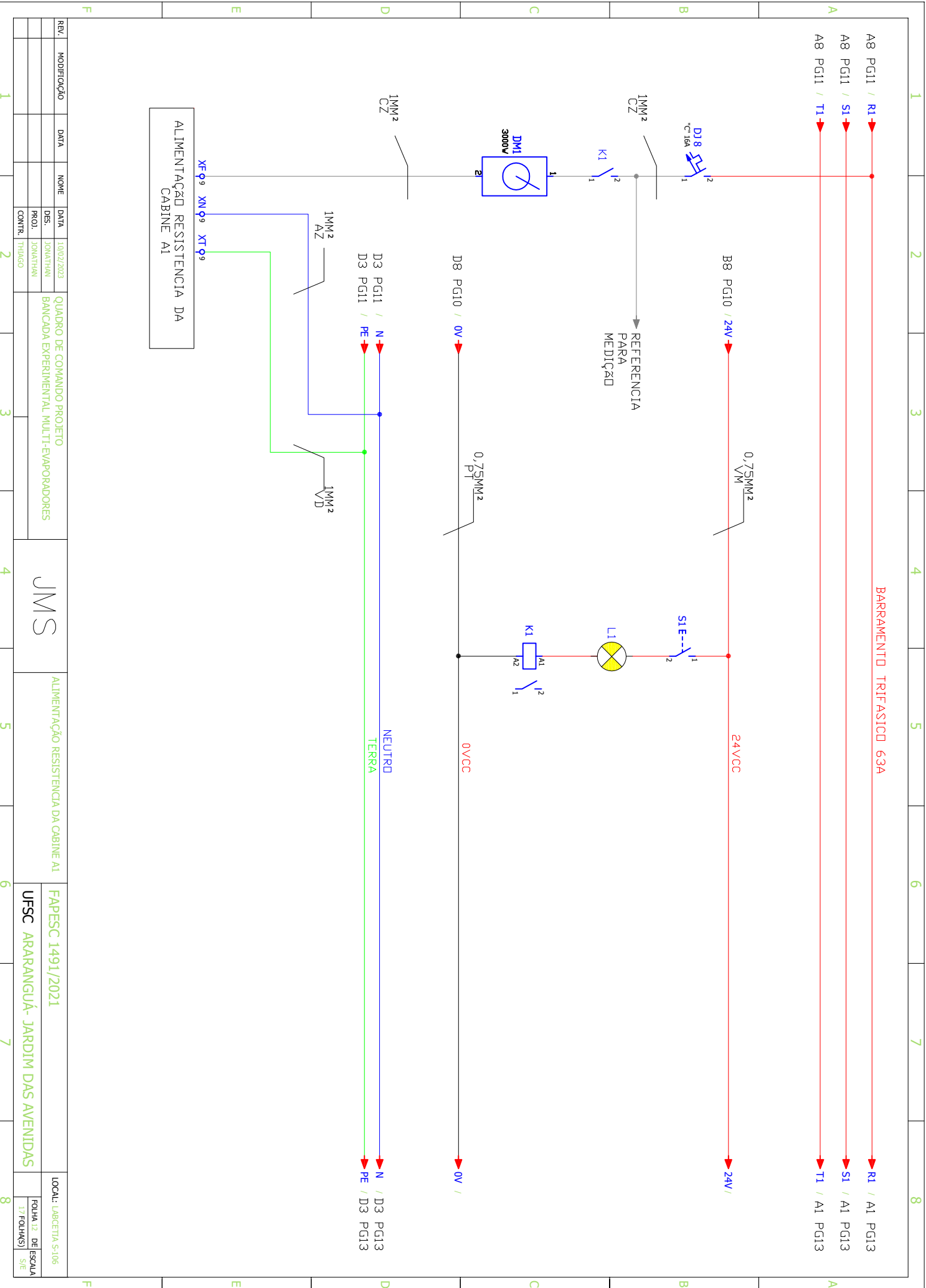


BARRAMENTO TRIFASICO 63A

REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	PROJ.	CONTR.	LOCAL: LABORATORIA S-106
1				10/02/2023	IONATHIAN	THIAGO	
2					JONATHIAN	THIAGO	

QUADRO DE COMANDO PROJETO	BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES
JMS	ALIMENTAÇÃO SISTEMA DE UMIDIFICAÇÃO
FAPESC 1491/2021	UFSC ARARANGUA- JARDIM DAS AVENIDAS

FOLHA 11 DE 17 (FOLHAS)	ESCALA S/E
-------------------------	------------



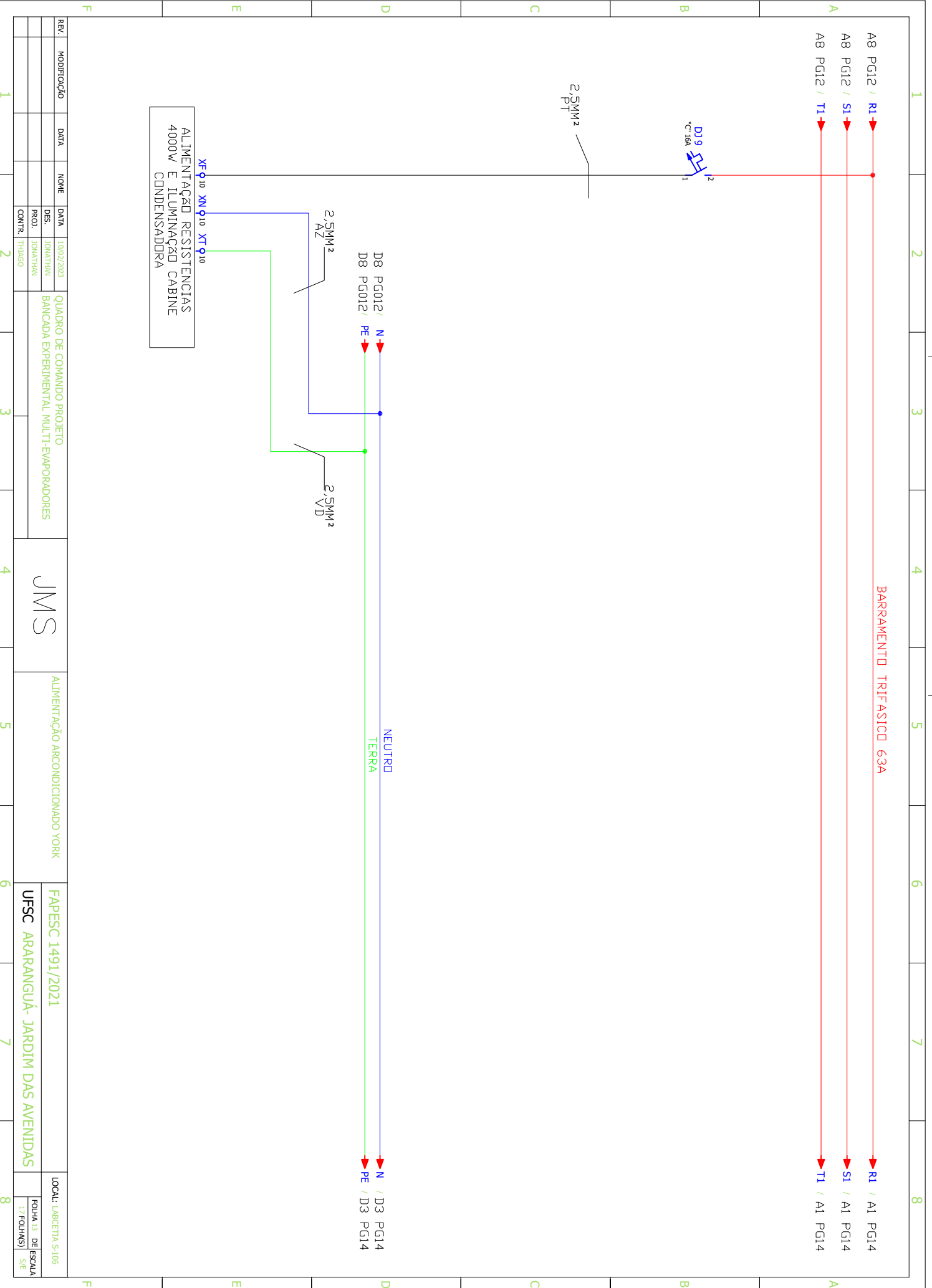
REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	PROJ.	CONTR.	THIAGO
1				10/02/2023	JOHNATHAN		

QUADRO DE COMANDO PROJETO	BANCADEA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES
JMS	

ALIMENTAÇÃO RESISTENCIA DA CABINE A1	FAPESC 1491/2021

UFSC ARARANGUÁ- JARDIM DAS AVENIDAS	LOCAL: LAB CETIA S-106

FOLHA 12 DE 17 (FOLHAS)	DE ESCALA S/E



REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.
1				10/02/2023	IONATHAN	IONATHAN	THIAGO

QUADRO DE COMANDO PROJETO
 BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES

ALIMENTAÇÃO RESISTENCIAS
 4000W E ILUMINAÇÃO CABINE
 CONDENSADORA

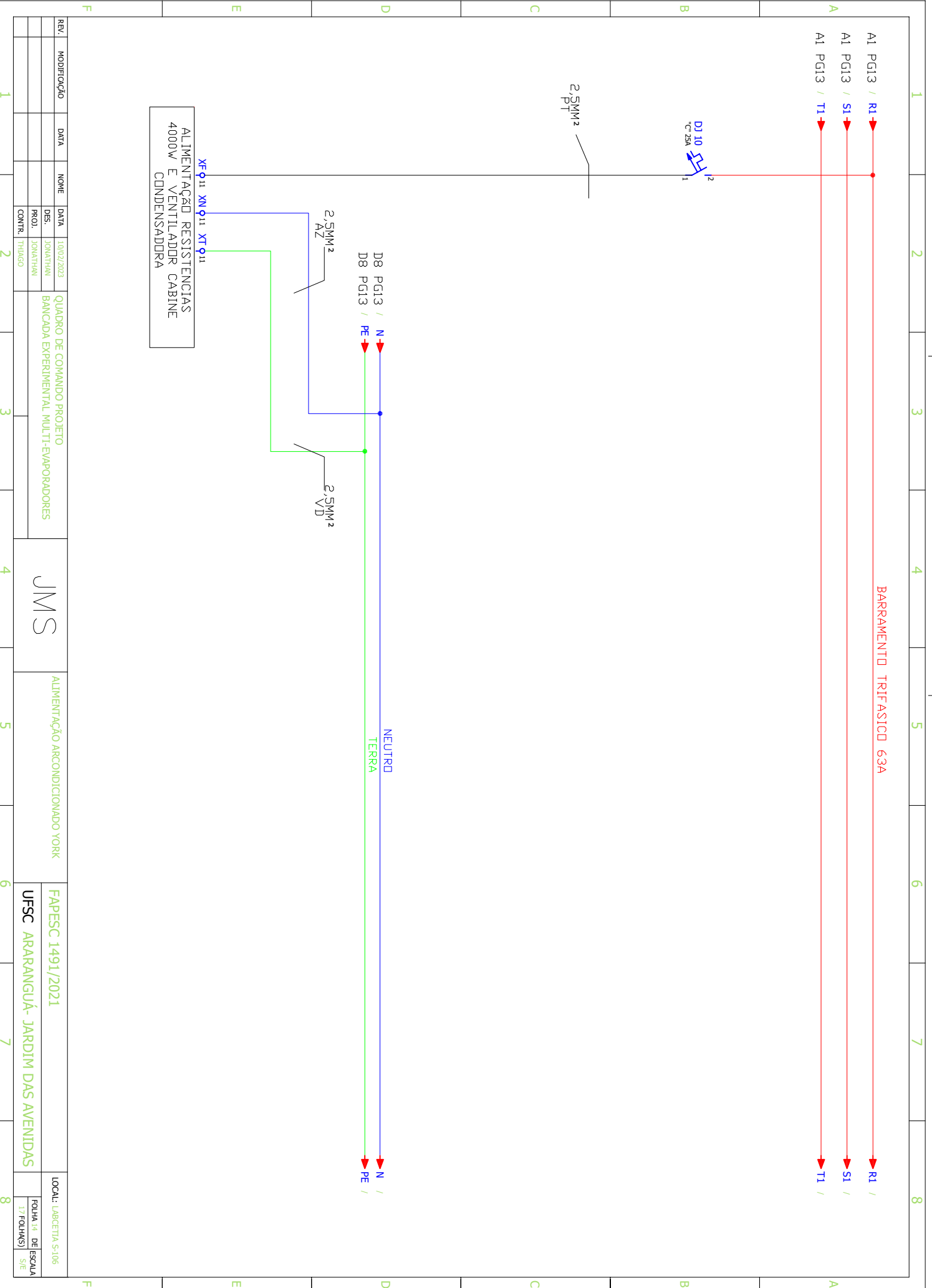
JMS

ALIMENTAÇÃO ARCONDICIONADO YORK

FAPESC 1491/2021
 UFSC ARARANGUA - JARDIM DAS AVENIDAS

LOCAL: LAB CETIA S-106

FOLHA 13 DE 17 (FOLHAS) ESCALA S/E



ALIMENTAÇÃO RESISTENCIAS
4000W E VENTILADOR CABINE
CONDENSADORA

REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.	THIAGO
1				10/02/2023	IONATHIAN	IONATHIAN	THIAGO	

QUADRO DE COMANDO PROJETO
BANCA DA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES

JMS

ALIMENTAÇÃO ARCONDICIONADO YORK

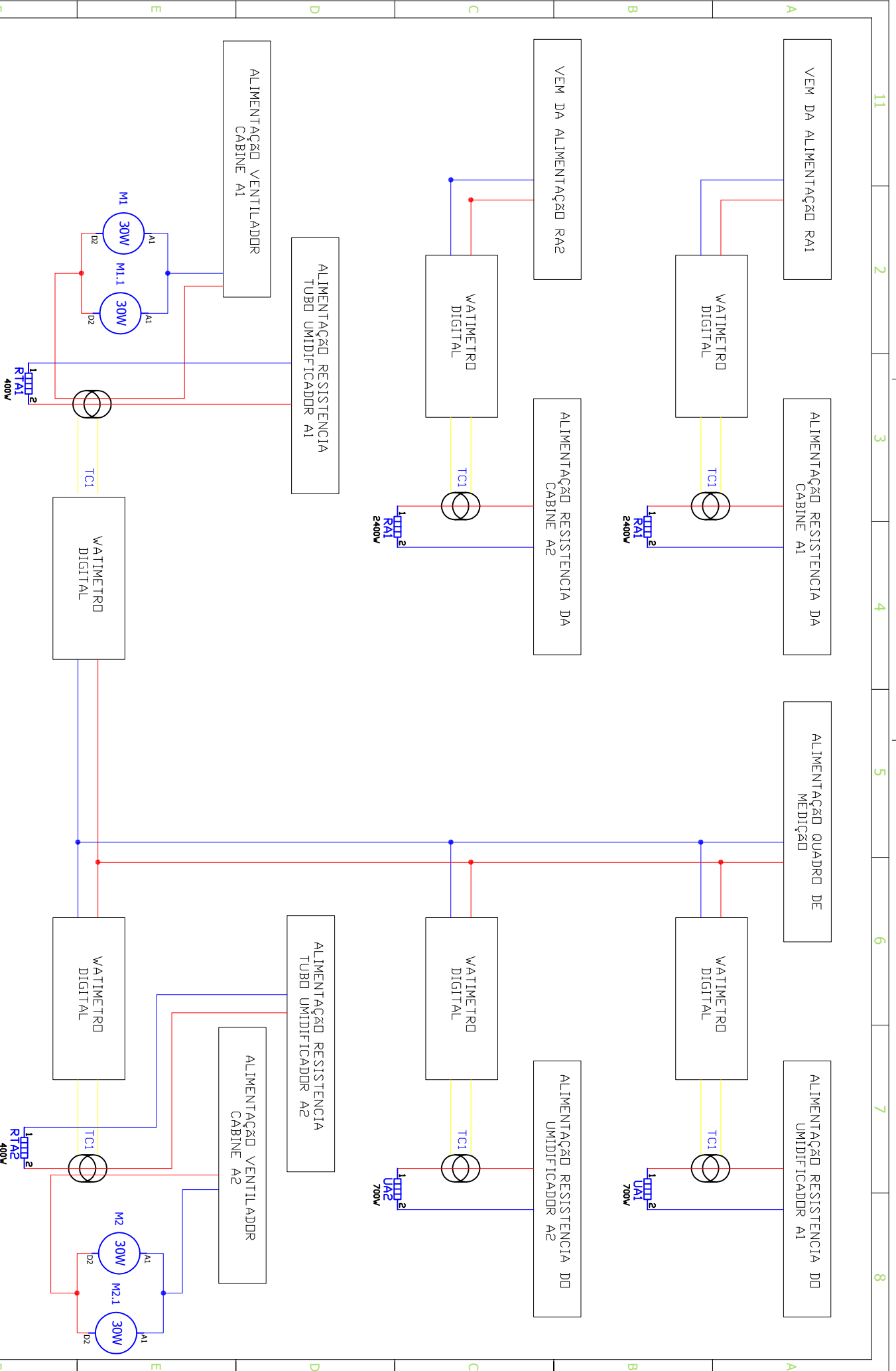
FAPESC 1491/2021

UFSC ARARANGUÁ- JARDIM DAS AVENIDAS

LOCAL: LAB CETIA S-106

FOLHA 14 DE 17 (FOLHAS)

DE ESCALA S/E



REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.
1				10/02/2023	IONATHIAN	JONATHIAN	THIAGO

QUADRO DE COMANDO PROJETO	BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES
JMS	
LIGAÇÕES DO SISTEMA DE MEDIÇÃO	
FAPESC 1491/2021	UFSC ARARANGUÁ- JARDIM DAS AVENIDAS
LOCAL: LAB CETIA S-106	FOLHA 15 DE 17 (FOLHAS) ESCALA S/E

11											
2											
3											
4											
5											
6											
7											
8											
A											
B											
C											
D											
E											
F											
REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	QUADRO DE COMANDO PROJETO						LOCAL: LAB CETIA S-106
				10/02/2023	BANCA DA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES						FOLHA 16 DE 17 (FOLHAS)
				DES. PROJ. CONTR.							DE ESCALA S/E
				JONATHAN JONATHAN THIAGO							
1											
2											
3											
4											
5											
6											
7											
8											
A											
B											
C											
D											
E											
F											

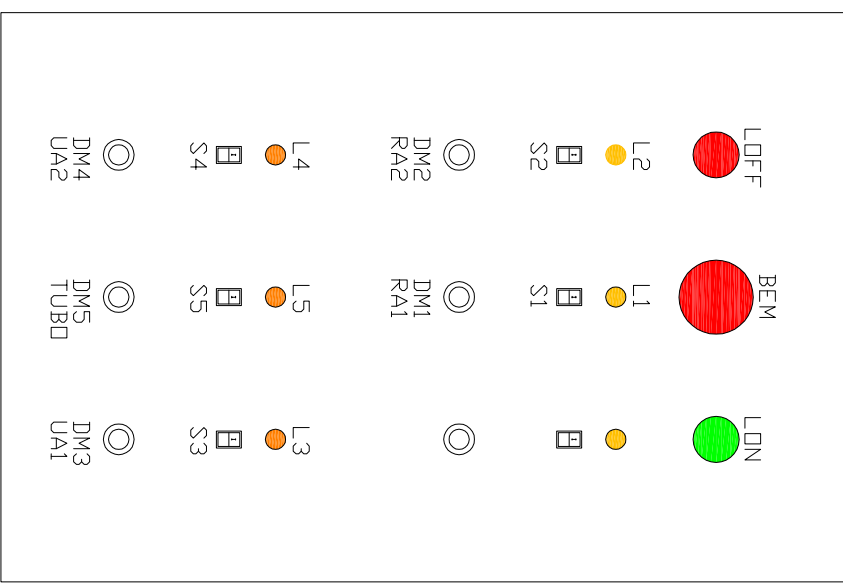
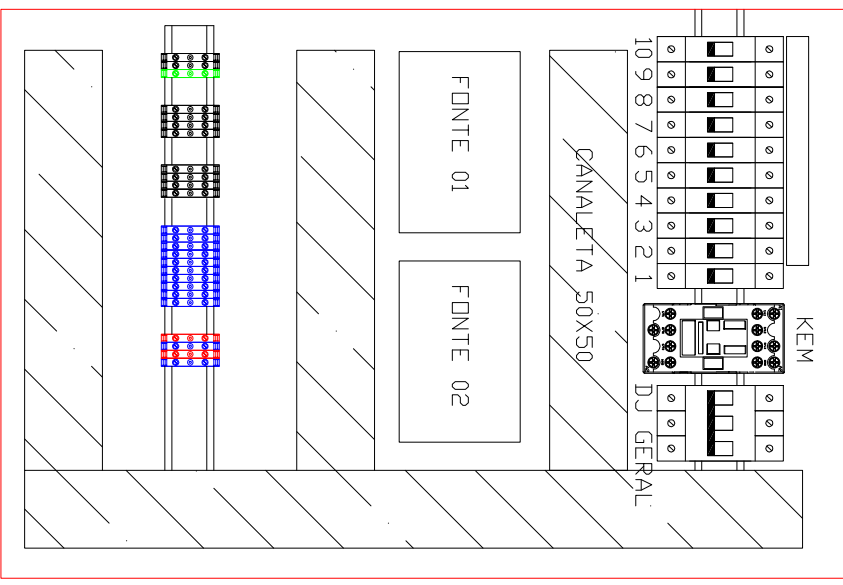
RESERVA

JMS

RESERVA

FAPESC 1491/2021

UFSC ARARANGUA- JARDIM DAS AVENIDAS



REV.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME	DATA	DES.	PROJ.	CONTR.
				10/02/2023	JONATHAN	JONATHAN	THIAGO

QUADRO DE COMANDO PROJETO
 BANCADA EXPERIMENTAL MULTI-EVAPORADORES

JMS

DESENHO DO QUADRO ELETRICO

FAPESC 1491/2021

UFSC ARARANGUA- JARDIM DAS AVENIDAS

LOCAL: LAB CETIA S-106

FOLHA 17 DE 17 (FOLHAS)

ESCALA S/E

ANEXO B – CURVAS DE CALIBRAÇÃO

CANAL	TAG	INCLINAÇÃO	INTERSEÇÃO	ERRO EM Y	R²
PLACA 01					
101 (C)	P-RA1	2,493900	-1,12	0,036491	1,000000
102 (C)	P-EA1	2,0321	-1,12	0,067288	0,999900
103 (C)	P-EA2	2,045600	-1,16	0,028457	1,000000
104 (C)	P-RA2	2,564200	-1,17	0,095596	0,999900
105 (C)	T-RET-A2-E	0,98720793	0,64578233	0,07225351	0,99998298
106 (C)	POTENCIA				
107 (C)	T-INS-A2-D	0,98713584	0,75243839	0,07148266	0,99998334
108 (C)	DEFEITO				
109 (C)	RESERVA	0,98733968	0,76289658	0,06847429	0,99998471
110 (C)	T-RET-A1-E	0,98574111	0,76938190	0,06541608	0,99998605
111 (C)	T-INS-A1-D	0,98746352	0,64390577	0,05995494	0,99998828
112 (C)	T-RET-A1-E-2	0,98691051	0,60759745	0,05718913	0,99998934
113 (C)	DEFEITO				
114 (C)	T-INS-A1-E	0,98623618	0,65596560	0,05556269	0,99998993
115 (C)	T-INS-A2-E	0,98682247	0,63445388	0,05531603	0,99999002
116 (C)	T-RET-A2-D	0,98759506	0,58741533	0,05914635	0,99998859
117 (C)	T-INS-A2-D-2	0,98707315	0,57723188	0,05720949	0,99998933
118 (C)	T-RET-A2-E-2	0,98680791	0,60440765	0,05750861	0,99998922
119 (C)	T-RET-A2-D-2	0,98608511	0,66699032	0,06306884	0,99998703
120 (C)	T-INS-A2-E-2	0,98605842	0,79395252	0,05237019	0,99999106
121 (C)	RESERVA	1,585700	-6,27	0,024331	1,000000
122 (C)	RESERVA	1,588000	-6,40	0,015026	1,000000
PLACA 02					
201 (C)	T-RA1	0,99111170	0,53953557	0,04833265	0,99999238
202 (C)	T-EA1	0,98941541	0,46563587	0,05112916	0,99999148
203 (C)	T-RA2	0,98984525	0,44836085	0,05314934	0,99999079
204 (C)	T-EA2	0,99022395	0,40530343	0,05362109	0,99999062
205 (C)	RESERVA	0,99886364	0,07689603	0,06216563	0,99998740
206 (C)	T-CONDA	0,99055039	0,34387237	0,05889488	0,99998869
207 (C)	RESERVA	0,98965390	0,34622748	0,06175422	0,99998756
208 (C)	RESERVA	0,99609734	0,21001696	0,06304662	0,99998704
209 (C)	T-CAB-A1	0,99285580	0,32139435	0,06507286	0,99998619
210 (C)	T-CAB-A2	0,99490281	0,24825592	0,06546191	0,99998603
211 (C)	RESERVA	0,99731430	0,20668319	0,07070733	0,99998370
212 (C)	RESERVA	0,99511525	0,27157956	0,06677555	0,99998546
213 (C)	RESERVA	0,99146664	0,39267475	0,07432827	0,99998199
214 (C)	T-AMB	0,99381450	0,39563017	0,07318767	0,99998253
215 (C)	T-DCA	0,99134072	0,45186966	0,07748777	0,99998042
216 (C)	T-SCA	0,99197460	0,43978732	0,07231611	0,99998295
217 (C)	T-INS-A1-E-2	0,98656393	0,63925156	0,07504646	0,99998164
218 (C)	DEFEITO	0,98612839	0,77065332	0,07482587	0,99998174
219 (C)	T-UMI-INF1	0,98560088	0,79756523	0,07401656	0,99998214
220 (C)	T-UMI-INF2	0,98560607	0,86781850	0,07409378	0,99998210
221 (C)	P-CA1	1,584600	-6,17	0,009176	1,000000
222 (C)	P-CB1	1,587600	-6,31	0,008021	1,000000
PLACA 03					
301 (C)	T-RET-A1-D	0,98625762	0,47094560	0,05302895	0,99999083
302 (C)	T-RET-A1-D-2	0,98539415	0,58651831	0,05122846	0,99999144
303 (C)	T-INS-A1-D-2	1,00081000	0,23000000	0,07482587	0,99998174
304 - 322	RESERVA				