

Universidade Federal do Triângulo Mineiro  
Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas  
Mestrado Profissional em Inovação Tecnológica

Pablo Sampaio Gomes Natividade

Desenvolvimento e Análise Experimental de Coletor Solar Tipo Tubo Evacuado  
Modificado Dotado de Concentrador Cilíndrico-Parabólico

UBERABA

2017

PABLO SAMPAIO GOMES NATIVIDADE

Desenvolvimento e Análise Experimental de Coletor Solar Tipo Tubo Evacuado  
Modificado Dotado de Concentrador Cilíndrico-Parabólico

Dissertação apresentada ao Programa de  
Mestrado Profissional em Inovação  
Tecnológica da Universidade Federal do  
Triângulo Mineiro como requisito para a  
obtenção do Título de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Valentim Gelamo  
Coorientador: Prof. Dr. Julio Cesar Gonçalves

UBERABA

2017

**Catálogo na fonte: Biblioteca da Universidade Federal do  
Triângulo Mineiro**

N23d Natividade, Pablo Sampaio Gomes  
Desenvolvimento e análise experimental de coletor solar tipo tubo  
evacuado modificado dotado de concentrador cilíndrico-parabólico /  
Pablo Sampaio Gomes Natividade. -- 2017.  
116 f. : il., fig., graf., tab.

Dissertação (Mestrado Profissional em Inovação Tecnológica) --  
Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, MG, 2017  
Orientador: Prof. Dr. Rogério Valentim Gelamo  
Coorientador: Prof. Dr. Julio Cesar Gonçalves

1. Energia solar. 2. Coletores solares. 3. Usinas heliotérmicas. 4.  
Planejamento experimental. I. Gelamo, Rogério Valentim. II. Universi-  
dade Federal do Triângulo Mineiro. III. Título.

CDU 551.521.37

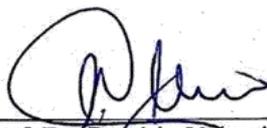
PABLO SAMPAIO GOMES NATIVIDADE

DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM COLETOR  
SOLAR TIPO TUBO EVACUADO MODIFICADO DOTADO DE  
CONCENTRADOR CILÍNDRICO PARABÓLICO

Trabalho de conclusão apresentado ao  
Programa de Mestrado Profissional em  
Inovação Tecnológica da Universidade  
Federal do Triângulo Mineiro, como requisito  
para obtenção do título de mestre.

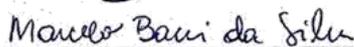
Uberaba, 20 de março de 2017

Banca Examinadora:



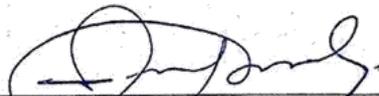
---

Prof. Dr. Rogério Valentim Gelamo  
Orientador – PMPIT - UFTM



---

Prof. Dr. Marcelo Bacci da Silva  
Membro Titular – UFTM



---

Prof. Dr. Paulo Cesar Mioralli  
Membro titular – IFSP

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, Aldete e Soninho, e meu irmão Diego por todo apoio e incentivo que sempre tive no decorrer da minha vida.

Agradeço à minha amada noiva Mariana por sempre estar ao meu lado nos momentos difíceis e por toda a colaboração durante o desenvolvimento desse projeto.

Gostaria de agradecer ao IFSP campus Catanduva/SP por ter cedido o laboratório de fabricação mecânica para a construção da estrutura física do projeto, especialmente aos amigos Elson Avallone, Paulo Cesar Mioralli, José Ferreira e Everton Tassi, sem os quais não seria possível a obtenção dessa titulação.

Agradeço aos queridos professores Rogério Valentim Gelamo e Julio Cesar Gonçalves por terem acreditado no projeto, pelo compartilhamento incondicional de experiência e sabedoria, e por todo esforço que fizeram para que a realização deste fosse possível.

Meu muito obrigado ao futuro colega engenheiro Gabriel Moura, pela vital participação e empenho durante a realização dos ensaios.

A todos aqueles que participaram de forma indireta, ou que acreditaram e torceram pelo sucesso desse trabalho, muito obrigado do fundo do coração.

**“Eu investiria meu dinheiro no sol e na energia solar. Que fonte de energia! Espero que não tenhamos de esperar até que o petróleo e o carvão acabem para que decidamos utilizá-la.” – Thomas Edison (1847-1931)**

## RESUMO

O sol é a maior fonte de energia da Terra, com aproximadamente 885 milhões de terawatt hora (TWh) chegando à superfície do planeta todos os anos. Segundo o Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação a instalação de heliotérmicas ou Usinas CSP (*Concentrating Solar Power Plants*) em uma área de apenas 0,5% do tamanho total do nordeste pode resultar em uma capacidade de geração de 600TWh/ano, o que seria suficiente para suprir a atual demanda de energia nacional. Embora muitas pesquisas tenham recentemente contribuído para o desenvolvimento de diferentes tipos e configurações de coletores e concentradores, a tecnologia para aproveitamento térmico ou elétrico da energia solar concentrada ainda não é muito difundida nem aproveitada, principalmente no Brasil. O presente trabalho descreve a pesquisa, projeto, desenvolvimento, operação e análise experimental de um coletor solar tipo tubo evacuado dotado de concentrador cilindro parabólico que faz o rastreamento solar. O modelo proposto concentra os raios solares em um feixe focal onde é instalado o coletor solar com uma modificação que se destaca por fazer a separação física dos fluxos frio e quente do fluido de trabalho. A construção de toda estrutura física se mostrou muito fiel ao projeto, os experimentos foram realizados em dias de céu aberto e repetidos com diferentes vazões sem que houvesse recirculação de fluido quente no sistema. A máxima diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho foi de 28°C para vazão volumétrica de 100 ml/min, a mais baixa ensaiada. A eficiência térmica máxima chegou a quase 39%. Diversos fatores que influenciaram o rendimento geral do sistema foram observados e serão aproveitados em trabalhos futuros.

Palavras-chave: Energia Solar, Coletores Solares, Usinas Heliotérmicas, Planejamento Experimental.

## **ABSTRACT**

The sun is the largest source of energy on Earth, with approximately 885 million terawatt hours (TWh) reaching the surface of the planet each year. According to the Ministry of Science, Technology and Innovation, the installation of CSP (Concentrating Solar Power) plants in an area of only 0.5% of the total size of northeastern Brazil could result in a generation capacity of 600TWh / year, which would be sufficient to meet the current national energy demand. Although many researches have recently contributed to the development of different types and configurations of collectors and concentrators, the technology for the thermal or electrical application of concentrated solar power energy is still not well known or used, mainly in Brazil. The present work describes the research, design, development, operation and experimental analysis of an all-glass evacuated tube collector type equipped with parabolic trough concentrator and a solar tracking device. It concentrates the solar rays in a focal beam where is installed the solar collector with a modification that stands out for making the physical separation of the cold and hot flows of the working fluid. The construction of the structure proved to be very faithful to the design. The experiments were performed on open sky days and repeated to different flows with no hot fluid recirculation in the system. The maximum difference between the inlet and outlet temperatures of the working fluid was 28°C for a volumetric flow rate of 100ml / min, the lowest tested one. The maximum thermal efficiency reached almost 39%. Several factors that influenced the overall performance of the system were observed and will be used in future works.

Keywords: Solar Energy, Solar Collectors, CSP Plants, Experimental Planning.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Coletores Solares de Schuman.....	15
Figura 2 – Heliotérmica SEGS I .....	16
Figura 3 – Coletor solar estacionário de placa plana.....	18
Figura 4 – Coletor Parabólico Composto.....	19
Figura 5 – Diagrama esquemático do tubo coletor evacuado.....	20
Figura 6 – Diagrama de um tubo evacuado inteiramente de vidro.....	21
Figura 7 – Coletor solar evacuado com tubo em “U” .....	22
Figura 8 – Coletor solar evacuado com tubo em “U” .....	22
Figura 9 – Modelo de coletor solar proposto por Avallone et al (2014) .....	23
Figura 10 – Diagrama esquemático de um concentrador Fresnel.....	24
Figura 11 – Heliotérmica de Puerto Errado 2 .....	25
Figura 12 – Foto de um concentrador de prato parabólico.....	25
Figura 13 – Concentrador Cilíndrico Parabólico.....	26
Figura 14 – Refletor parabólico coberto pela geadas.....	28
Figura 15 – Elementos de um espelho côncavo.....	29
Figura 16 – Desenho do gabarito de madeira.....	30
Figura 17 – Projeto do suporte e curvatura do concentrador .....	31
Figura 18 – Visualização da estrutura desenhada .....	31
Figura 19 – Concentrador cilíndrico parabólico construído .....	32
Figura 20 – Tubo coletor utilizado no projeto .....	33
Figura 21 – Modelo modificado em corte.....	35
Figura 22 – Orientação geográfica dos coletores solares.....	36
Figura 23 – Localização do experimento (19°43'02,4"S 47°57'32,0"W).....	37
Figura 24 – Desenho dos cavaletes superior e inferior .....	38
Figura 25 – Disco graduado.....	38
Figura 26 – Imagem do gatilho travando o disco graduado .....	39
Figura 27 – Mancal móvel .....	40
Figura 28 – Suporte do tubo coletor e rolamento .....	41
Figura 29 – Projeto completo do coletor solar proposto.....	42
Figura 30 – Coletor solar construído .....	43
Figura 31 – Diagrama de funcionamento do modelo proposto .....	44
Figura 32 – Planta em operação .....	46
Figura 33 – Labquest® 2 .....	47

Figura 34 – Sensor de temperatura em aço inoxidável.....	48
Figura 35 – Sensor de temperatura ambiente .....	49
Figura 36 – Estação meteorológica automática A520 .....	49
Figura 37 – Localização das estações automáticas e do ensaio.....	50
Figura 38 – Detalhes do conector de passagem.....	51
Figura 39 – Foco ajustado no coletor .....	52
Figura 40 – FTIR Cary 600 series.....	55
Figura 41 – Gráficos de incidência solar.....	60
Figura 42 – Efeito do trocador de calor .....	61
Figura 43 – Comportamento das temperaturas de entrada e saída .....	62
Figura 44 – Detalhe do comportamento da temperatura do fluido de saída.....	63
Figura 45 – Perfis de radiação solar e temperatura de saída .....	64
Figura 46 – Diferença entre as temperaturas do fluido de entrada e saída.....	65
Figura 47 – Perfis de radiação solar e $\Delta T$ do fluido de trabalho.....	66
Figura 48 – Ensaio sem atuação do concentrador e comparação de $\Delta T$ .....	67
Figura 49 – Gráficos de calor incidente .....	68
Figura 50 – Comparação entre os perfis de calor incidente e calor útil.....	69
Figura 51 – Evolução do calor útil obtido em diferentes vazões.....	70
Figura 52 – Visualização das perdas de calor em cada ensaio.....	71
Figura 53 – Calor aproveitado e concentração da radiação solar .....	72
Figura 54 – Eficiência térmica em todas as vazões ensaiadas .....	73
Figura 55 – Eficiência térmica máxima em todas as vazões ensaiadas .....	74
Figura 56 – Perfis da eficiência térmica em relação à incidência solar.....	75
Figura 57 – Eficiência térmica e atuação do concentrador.....	76

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do concentrador.....	33
Tabela 2 - Principais características tubo coletor utilizado .....	34
Tabela 3 - Dimensões do conector intermediário e tubo de cobre .....	35
Tabela 4 - Características do sensor em corpo de aço inox.....	47
Tabela 5 - Características do sensor ambiente.....	48
Tabela 6 – Dias de ensaios realizados.....	53
Tabela 7 – Exemplo de dados para análise numérica .....	56
Tabela 8 – Eficiência térmica para o exemplo de aplicação .....	58
Tabela 9 – Tempo de exposição solar .....	58
Tabela 10 – Dados de radiação solar médios da estação A520 .....	59
Tabela 11 - Produção de fluido aquecido.....	77
Tabela 12 - Economia mensal estimada .....	77
Tabela 13 - Custo aproximado do projeto.....	78

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AGT	<i>All-glass Evacuated Tube</i> Tubo Evacuado tipo Dewar
CNR	Conselho Nacional de Pesquisa Italiano
COP21	21ª Conferência das Partes
CPC	Coletor Parabólico Composto
CSP	<i>Concentrating solar power</i> – Energia solar concentrada
EHPC	<i>Evacuated Heat Pipe Solar Collector</i> Coletor Tipo Tubo Evacuado com Tubulação de Calor
ETC	<i>Evacuated Tube Collector</i> – Coletor Tipo Tubo Evacuado
FPC	Flat Plate Collector – Coletor de Placa Plana
IEA	<i>International Energy Agency</i> – Agência Internacional de Energia
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
LFR	<i>Linear Fresnel Reflector</i> – Refletor Linear Fresnel
OTAN	Organização do Tratado do Atlântico Norte
PDR	<i>Parabolic Dish Reflector</i> – Concentrador de Prato Parabólico
PTC	<i>Parabolic trough Solar Collector</i> – Coletor Solar Cilíndrico Parabólico
REN21	<i>Renewable Energy Policy Network For The 21st Century</i> Rede de Política Energética Renovável para o Século XXI
SEGS	<i>Solar Energy Generating Systems</i> Sistemas de Geração de Energia Solar

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_R$	Área dos rebites	[m <sup>2</sup> ]
$A_C$	Área de Abertura do Concentrador	[m <sup>2</sup> ]
$A_U$	Área Útil	[m <sup>2</sup> ]
$\alpha$	Ângulo de Abertura	
$C$	Centro de Curvatura	
$C_{Circ}$	Comprimento da circunferência	
$C_P$	Calor Específico	[J/kg.°C]
$\Delta T$	Diferença entre as temperaturas de entrada e saída	[°C]
$F$	Foco	
$f$	Distância Focal	
$I_S$	Energia Solar Incidente	[W/m <sup>2</sup> ]
$m'$	Vazão Mássica	[Kg/s]
$\eta$	Eficiência Térmica	[%]
$\eta_o$	Eficiência Ótica	[%]
$\rho$	Densidade do Fluido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$Q_{IN}$	Calor Total Incidente	[W]
$Q_U$	Calor Útil	[W]
$Q_{IN}$	Calor Total Incidente	[W]
$Q_U$	Calor Útil	[W]
$R$	Raio do Espelho	
$\theta$	Coeficiente de Absorção	
$\tau$	Coeficiente de Transmitância	
$T_{IN}$	Temperatura de Entrada do Fluido de Trabalho	[°C]
$T_{OUT}$	Temperatura de Saída do Fluido de Trabalho	[°C]
$T_{AMB}$	Temperatura Ambiente	[°C]
$U_L$	Perda Média de Calor	[W/(m <sup>2</sup> .°C)]
$v'$	Vazão Volumétrica	[ml/min] ou [m <sup>3</sup> /s]
$V$	Vértice do Espelho	

## SUMÁRIO

RESUMO .....	7
ABSTRACT .....	8
LISTA DE FIGURAS .....	9
LISTA DE TABELAS .....	11
1. INTRODUÇÃO.....	11
1.1. OBJETIVO GERAL .....	13
1.1.1 Objetivos Específicos .....	13
2. REVISÃO DE LITERATURA.....	14
2.1. HISTÓRICO .....	14
2.2. COLETORES SOLARES .....	17
2.1.1. Coletor de Placa Plana (FPC) .....	17
2.1.2. Coletor Parabólico Composto (CPC).....	18
2.1.3. Coletor Solar Tipo Tubo Evacuado (ETC) .....	19
2.1.4. Refletor Linear Fresnel (LFR).....	23
2.1.5. Concentrador de Prato Parabólico (PDR) .....	25
2.1.6. Concentrador Cilíndrico Parabólico (PTC) .....	26
3. MATERIAL E MÉTODOS .....	28
3.1. PROJETO E CONSTRUÇÃO DO CONCENTRADOR.....	28
3.2. COLETOR TIPO TUBO EVACUADO MODIFICADO.....	33
3.3. SISTEMA DE RASTREAMENTO SOLAR E SUPORTE DO COLETOR.....	36
3.4. SENSORIAMENTO E SUPERVISÃO.....	43
3.4.1. Labquest® 2 e sensores de temperatura .....	46
3.4.1.1. <i>Sensor de temperatura em termopar com corpo de aço inoxidável</i> ....	47
3.4.1.2. <i>Sensor de temperatura ambiente</i> .....	48
3.4.2. Aquisição de dados da radiação solar .....	49
3.5. MÉTODOS DE ENSAIOS E MEDIÇÕES.....	51
3.6. MÉTODO PARA DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA .....	53
3.6.1. Demonstração prática de aplicação .....	56
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	58
4.1. DADOS DE RADIAÇÃO SOLAR.....	58
4.2. INFLUÊNCIA DO TROCADOR DE CALOR .....	60
4.3. COMPORTAMENTO DO FLUIDO DE TRABALHO .....	61
4.4. ANÁLISE DA EFICIÊNCIA TÉRMICA.....	67
4.5. PRODUÇÃO DE FLUIDO AQUECIDO E ECONOMIA EM kWh.....	76
5. CONCLUSÕES .....	78
6. TRABALHOS FUTUROS.....	79
7. REFERÊNCIAS .....	80

APÊNDICE A – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 1000 ML/MIN.....	84
APÊNDICE B – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 700 ML/MIN .....	84
APÊNDICE C – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 400 ML/MIN .....	84
APÊNDICE D – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 100 ML/MIN .....	85
APÊNDICE E – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO SEM CONCENTRADOR.....	85
APÊNDICE F – DESENHOS DA ESTRUTURA PROJETADA .....	86
ANEXO I – ESPECIFICAÇÕES DO TUBO COLETOR .....	111
ANEXO II – PROPRIEDADES DA ÁGUA ENTRE 0 E 100°C .....	112

## 1. INTRODUÇÃO

A 21ª Conferência das Partes (COP21), realizada em Paris de 30 de Novembro a 11 de Dezembro de 2015, visou a firmação de um novo acordo internacional com objetivo de tentar manter o aquecimento global abaixo dos 2°C até o ano de 2020. Segundo as Nações Unidas no Brasil (ONUBR, 2015), o novo tratado, conhecido como Acordo de Paris, foi adotado por 196 países e servirá como ferramenta de apoio financeiro e tecnológico para mobilização por um futuro mais sustentável, com a redução de emissões de gases que implicam no aumento da temperatura global. Este acordo envia ao mundo uma mensagem sobre a seriedade das consequências provocadas por mudanças climáticas e um alerta aos mercados de que agora é o momento de investir em uma economia de baixas emissões de gases poluentes.

Com a matéria “*Global resources stock check*” em sua página “*Future*”, a BBC (2012) fez uma estimativa apontando que a humanidade poderá enfrentar o esgotamento de todos seus recursos naturais não renováveis em apenas 196 anos, caso não consiga corrigir as tendências atuais de consumo dos mesmos. Combustíveis fósseis, responsáveis por mais de 80% da produção mundial de energia primária como petróleo, carvão mineral e gás natural poderão desaparecer em 46 anos.

De acordo com publicação feita pela Agência Internacional de Energia (IEA, 2015), no ano de 2014, as fontes renováveis ficaram em segundo lugar na produção da energia elétrica mundial, estando atrás apenas do carvão. A instalação recorde de 130GW de capacidade nesse ano representou 85% do crescimento total da produção de energia. Com o novo cenário político iminente em função da COP21 e o devido apoio governamental, o uso de fontes renováveis deverá aumentar sua participação em demanda de energia primária de 14% em 2014 para 19% em 2040 trazendo uma estimativa de \$7 trilhões de investimento para o setor, significando 60% do investimento total em geração de energia.

O sol é a maior fonte de energia da Terra, com aproximadamente 885 milhões de terawatt hora (TWh)/ano chegando à superfície do planeta. Isso é 6200 vezes maior que o consumo de energia primária comercial consumida pela humanidade em 2008 e 3500 vezes maior do que consumiria em 2050 (IEA, 2014). Os valores de

irradiação solar incidente em qualquer região do território brasileiro são superiores aos da maioria dos países da União Europeia, como Alemanha, França e Espanha, onde projetos para aproveitamento de recursos solares, alguns contando com fortes incentivos governamentais, são amplamente disseminados (PEREIRA et al.,2006).

Tratando apenas da obtenção de energia a partir de fontes renováveis, em 2014, \$149,6 bilhões foram investidos em energia solar segundo o relatório “*Renewables 2015 – Global Status Report*” da REN21 (2015), crescendo 25% em relação a 2013 e ficando atrás apenas da geração de energia por hidrelétricas. Apenas 2,5% desse investimento foi usado em geração heliotérmica (CSP – *Concentrating Solar Power*) e ainda assim isso significou um aumento de 27% no uso dessa tecnologia totalizando 4,4GW de capacidade mundial. O CSP ainda é uma tecnologia muito pouco aproveitada, mesmo com a quantidade de usinas heliotérmicas aumentando 46% entre 2009 e 2014. Somados, Espanha e Estados Unidos detêm quase 89% da capacidade gerada pelas heliotérmicas. O Brasil ainda não aparece em qualquer *ranking* no contexto da geração de energia elétrica com esse tipo de tecnologia, mas já figura em 5º colocado no que diz respeito à produção de água aquecida com energia solar térmica (IEA, 2015). Até o ano de 2050, com o suporte apropriado, os coletores solares poderão fornecer até 11,3% da energia elétrica disponível no mundo (IEA, 2014).

Atualmente existem diversas formas de aproveitamento e obtenção de energia por meio da radiação solar, a descrita nesse trabalho faz uso do coletor solar, que segundo Lima (2003) é o dispositivo responsável pela captação da energia do sol e sua conversão em calor utilizável. Em outras palavras, coletores solares são dispositivos trocadores de calor. Eles recebem a radiação emitida pelo sol, convertendo-a em calor e transferindo-o para um fluido de trabalho, que pode ser ar, óleo, água ou outra substância com boa capacidade de absorção de calor. Essa energia pode ser armazenada ou não, sendo aproveitada na forma térmica e/ou convertida em energia elétrica. Diferentes tipos de concentradores de incidência solar podem ser combinados com os coletores nas mais diversas configurações com o intuito de aumentar a eficiência térmica. A configuração adotada neste trabalho usa o concentrador cilíndrico-parabólico com rastreamento solar que mantém os raios incidindo no coletor durante sua operação.

## 1.1. OBJETIVO GERAL

O objetivo do presente trabalho é desenvolver e fazer a análise experimental de um coletor solar tipo tubo evacuado modificado, dotado de concentrador cilindro parabólico com rastreamento solar, dentro das condições e particularidades do modelo proposto adiante. Este trabalho não é voltado a um resultado final que seja comercialmente viável, mas sim ao interesse da caracterização do sistema aqui descrito como contribuição inicial para uma série de pesquisas futuramente desenvolvidas nessa área.

### 1.1.1 Objetivos Específicos

- Projetar e construir um concentrador cilíndrico parabólico;
- Projetar e construir a estrutura de sustentação para o conjunto concentrador – coletor que seja passível de realizar o rastreamento solar durante períodos de exposição solar, dotada também de mecanismos para ajuste fino de foco e inclinação para correção de erros de latitude;
- Montar a instalação hidráulica que atenda os métodos e ensaios propostos adiante;
- Realizar os mesmos ensaios em condições climáticas similares, mas com diferentes vazões de trabalho de modo a observar as diferenças entre os experimentos.
- Mensurar o comportamento do fluido de trabalho durante os ensaios;
- Estabelecer relações entre o comportamento dos fluidos de trabalho com outras variáveis, como temperatura ambiente e radiação solar;
- Comparar resultados obtidos com e sem atuação do concentrador;
- Definir um método para obtenção da eficiência térmica que atenda as particularidades observadas no modelo proposto;
- Investigar a eficiência térmica para todos os ensaios e levantar os fatores que possam ser relevantes para sua alteração;
- Aproveitar os resultados, positivos ou negativos, de modo a propor melhorias, alterações, mudanças de análise ou metodologia para a percepção consciente do que poderá ser feito em trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1. HISTÓRICO

Mesmo a energia solar concentrada (CSP – *Concentrating Solar Power*) sendo recente na área de renováveis, a ideia de concentrar raios solares começou ainda na Grécia antiga com intuito de ser aproveitada para fins bélicos. De acordo com Butti e Perlin (1980), os gregos foram os primeiros a conseguirem levar à combustão determinados objetos usando raios solares concentrados por refletores polidos feitos de prata, cobre ou bronze. Com a geometria de espelhos um pouco mais amadurecida, Dositheius, um matemático do século III a.C., descobriu que os raios solares que saíam de um espelho parabólico eram refletidos quase inteiramente em um único ponto, produzindo assim maiores temperaturas. Um século depois, Diocles foi o primeiro a conseguir provar formalmente a geometria das propriedades focais dos espelhos côncavos e parabólicos (Butti e Perlin, 1980).

No século XI o estudante árabe que vivia em Cairo, Ibn Al-Haitham, julgou que a forma com que os gregos haviam explicado suas pesquisas sobre espelhos côncavos e parabólicos não era suficientemente convincente, por isso elaborou um trabalho matemático com provas que foram traduzidas para o latim e circularam nas principais universidades europeias no meio do século XIII (Butti e Perlin, 1980). Nessa ocasião Roger Bacon, um monge franciscano que lecionou em Oxford e na Universidade de Paris, tinha interesse nos trabalhos de Al-Haitham e acreditou que na verdade sua obra era uma desculpa acadêmica para construir uma “arma do juízo final”. Com o apoio do Papa Clemente IV, Bacon se prontificou a construir tal dispositivo que, segundo ele, ajudaria a defender os cristãos dos muçulmanos. O Papa faleceu em 1268, a nova igreja se tornou muito mais conservadora e, para os cristãos, a ideia de transformar os raios solares em uma arma de fogo foi considerada obra do diabo. Sem o seu protetor, Bacon acabou sendo jogado em um calabouço como herege, após isso o uso dessa tecnologia para fins bélicos perdeu força (Butti e Perlin, 1980).

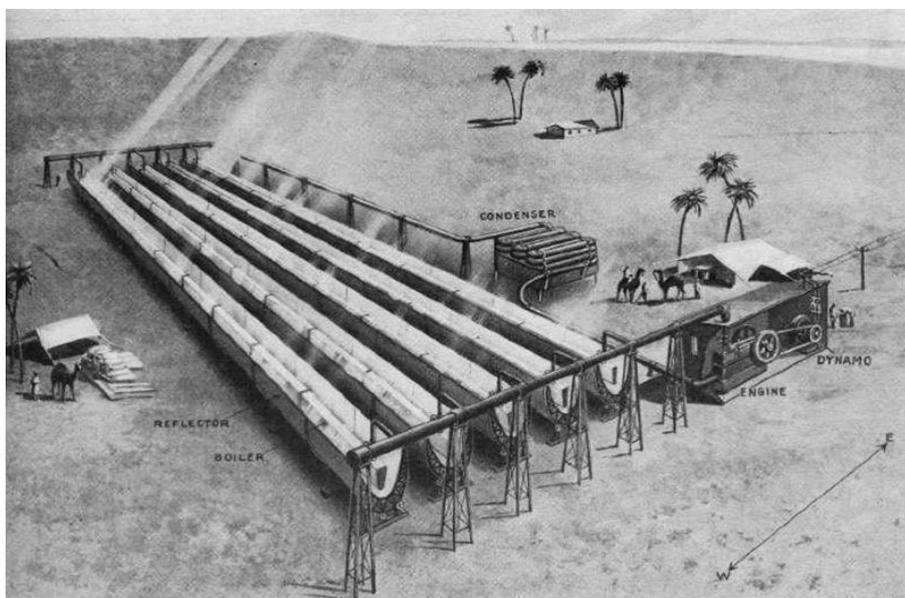
Ainda segundo Butti e Perlin (1980), o professor de matemática Augustin Mouchot na França começou em 1860 a pesquisar uma forma de usar a energia do sol concentrada para alimentar as máquinas industriais. Obteve sucesso em 1866 ao

inventar a primeira máquina a vapor que rodava com energia solar a partir dos raios refletidos por um concentrador cilíndrico parabólico. Após apresentada à Napoleão III, a máquina ficou em exposição e desapareceu durante o “Cercos de Paris” em 1870.

Kongtragool e Wongwises (2003) afirmam que, na verdade, a primeira pessoa a utilizar energia solar para alimentar máquinas a vapor foi John Ericsson. Ele foi inventor sueco com cidadania americana que, em Nova Iorque no ano de 1864, usou a técnica de energia concentrada para alimentar um motor *Stirling*, mas seu experimento não saiu da fase de protótipo até 1913 e também nunca houve indício de que chegou a ser comercializado.

Smith e Taylor (2008) afirmam que a primeira usina heliotérmica (Figura 1) que se tem registro foi construída em 1912 no Egito por Frank Schuman, um inventor norte americano. Schuman usou espelhos cilíndricos parabólicos para a produção de vapor que alimentou bombas, levando água para diversas áreas do deserto árido em uma comunidade agrícola.

Figura 1 – Coletores Solares de Schuman



Fonte: <http://goo.gl/4L4ZV1> (Acesso em Março de 2016)

No ano de 1964 em Sant'Ilario na Itália, o Professor Giovanni Francia fundou uma estação solar com apoio do Conselho Nacional de Pesquisa Italiano (CNR) e a OTAN em parceria com a Faculdade de Engenharia da Universidade de Gênova. Francia construiu a primeira heliotérmica operacional utilizando sistema de reflexão

Fresnel com ponto focal. Em 1973 seu trabalho foi reconhecido por grandes empresas da indústria que solicitaram seus conselhos para a construção de plantas industriais que começariam a operar em 1977, nos Estados Unidos, e em 1980, na Itália (SILVI, 2005).

Em 1983 nos EUA, a *Acurex Corporation* em um acordo com a empresa *Southern California Edison (SCE)* se comprometeu a construir uma usina heliotérmica para a venda de energia elétrica. Como o financiamento para executar o projeto foi maior do que o previsto, a *Acurex* não conseguiu cumprir o acordo e a *LUZ Corporation* assumiu o financiamento que, em 1984 deu, origem à SEGS I (Figura 2), primeira heliotérmica com concentrador cilindro parabólico do mundo (BAHAROON et al., 2015).

Figura 2 – Heliotérmica SEGS I



Fonte: [goo.gl/T49rvq](http://goo.gl/T49rvq) (Acesso em Dezembro de 2017)

Nos últimos 20 anos, o aproveitamento da energia solar térmica concentrada expandiu de uma novidade para uma solução tecnológica viável na geração de energia. Entretanto, até o fim de 2014, o mundo contava com apenas 4,9 GW de capacidade instalada, devendo chegar a 5,2 GW até o fim de 2017. O crescimento esperado foi retardado em função da popularização da energia obtida por células fotovoltaicas sendo que muitos projetos foram adiados ou até cancelados. Mesmo assim, o potencial do uso de heliotérmicas para atender a demanda mundial de

eletricidade é muito grande e espera-se que até 2050 a capacidade instalada chegue a 800 GW, representando 5% da demanda global de energia (IEA, 2015).

## 2.2. COLETORES SOLARES

De acordo com Duffie e Beckman (2013), um coletor solar é um tipo especial de trocador de calor que transforma a energia solar radiante em calor. Esse tipo de coletor é muito diferente dos trocadores convencionais, que geralmente se baseiam no contato direto entre fluidos onde ocorre alta taxa de transferência de calor. Nos coletores solares a energia é transferida de uma fonte distante para um fluido onde o fluxo de radiação incidente pode chegar até cerca de  $1100 \text{ W/m}^2$  sem concentração ótica.

Segundo Kalogirou (2009), o principal componente de qualquer sistema que aproveite a energia solar térmica é o coletor. Esse dispositivo absorve a radiação solar incidente, a converte em calor transferindo-o para um fluido (geralmente ar, água ou óleo) que escoar internamente ao coletor. Essa energia coletada, disposta no fluido circulante, pode tanto ser usada no aquecimento direto de água quanto armazenada em recipientes térmicos, para uso em dias nebulosos ou mesmo a noite. Existem basicamente dois tipos de coletores: os estacionários, que permanecem fixos não fazendo o rastreamento solar; e os concentrados, que concentram os raios solares acompanhando ou não o ângulo de incidência solar.

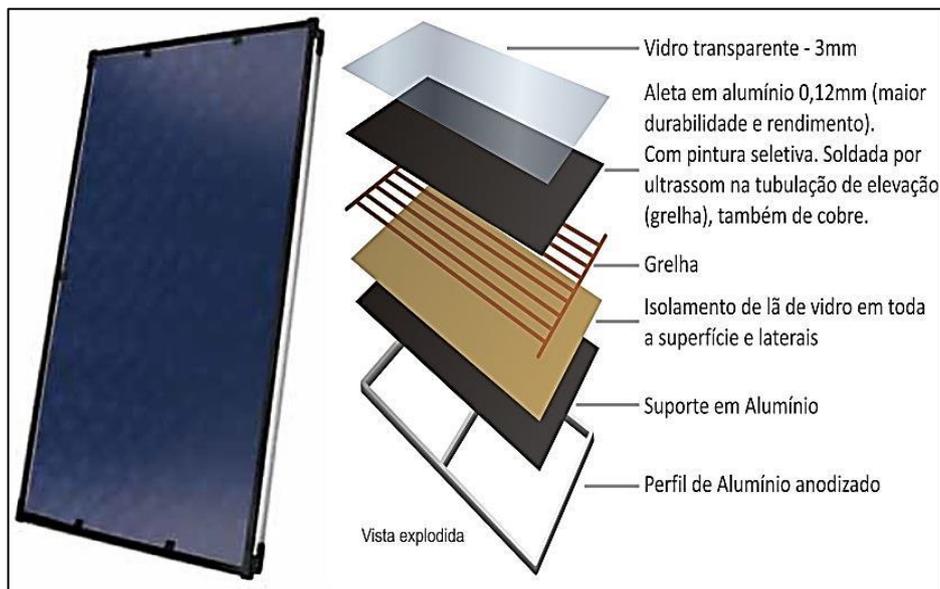
### 2.1.1. Coletor de Placa Plana (FPC)

É o mais comum no Brasil e são projetados para situações que requeiram energia entregue de forma moderada, entre a temperatura ambiente e até um pouco acima de  $100^\circ\text{C}$ . Aproveitam tanto a radiação direta do sol quanto a difusa e precisam de pouca manutenção. Suas maiores aplicações são em aquecimento de água, aquecedores prediais/residenciais, condicionamento de ar e aquecimento de processos industriais (Duffie e Beckman, 2006). Um FPC típico é exibido na Figura 3. A radiação solar atravessa uma tampa transparente e incide em uma placa com superfície enegrecida que absorve parte dessa energia e a transfere para o fluido

que circula internamente aos tubos dispostos em forma de serpentina, esta energia pode ser ali aproveitada ou armazenada (Kalogirou, 2009).

Segundo Rosa (2012), no contexto de aquecimento de água para uso residencial/predial esse tipo de coletor tem o melhor custo benefício para grande parte das regiões no Brasil, exceto em localizações mais frias, onde os coletores tubulares, que tem maior rendimento, seriam mais aplicáveis.

Figura 3 – Coletor solar estacionário de placa plana

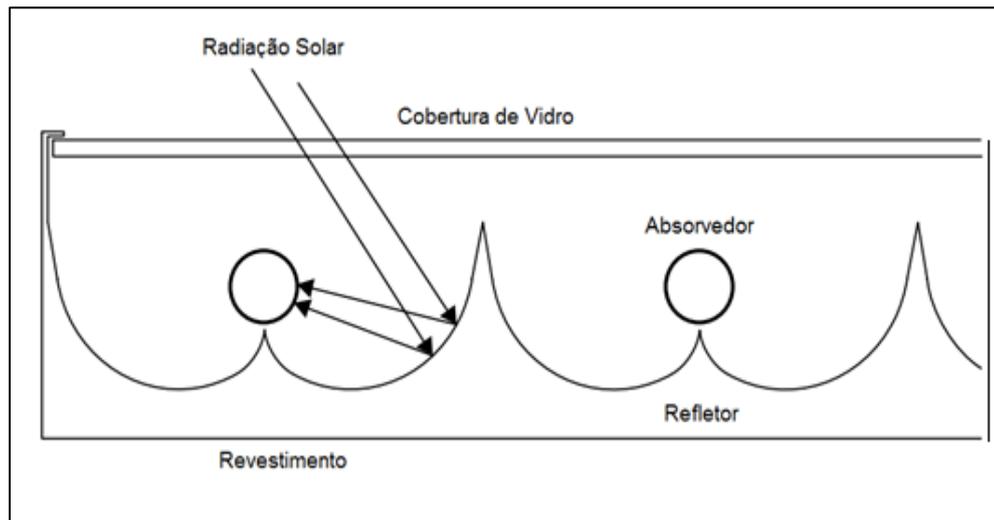


Fonte: <https://goo.gl/GR7gKq> (Acesso em Dezembro de 2017)

### 2.1.2. Coletor Parabólico Composto (CPC)

Mesmo sendo estacionário, esse tipo de coletor tem a capacidade de refletir toda a radiação solar incidente no absorvedor, contanto que esteja dentro de seus limites de dimensão (Kalogirou, 2009). A necessidade de rastreamento solar pode ser reduzida se construindo um concentrador formado por duas seções de parábola uma frente à outra como exibido na Figura 4.

Figura 4 – Coletor Parabólico Composto



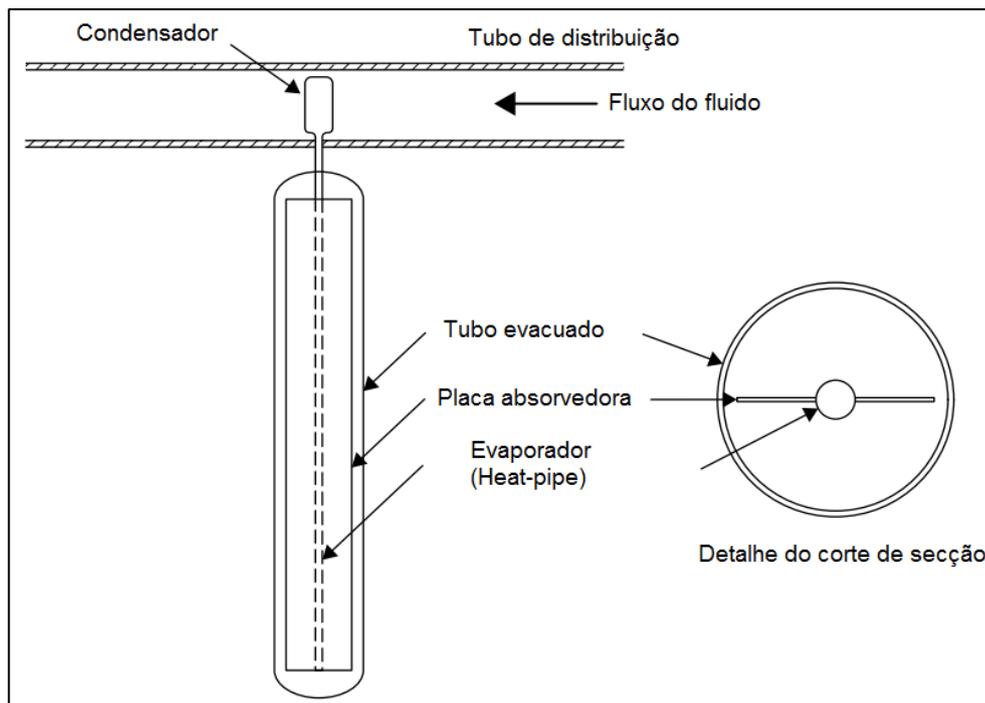
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2009)

Santos (1992) afirma que o CPC foi proposto inicialmente por Winston em 1974, e é adequado para temperaturas de até 256°C com custo relativamente baixo, podendo ser usado em diversas aplicações, como aquecimento de água, aquecimento de ambientes, dessalinização, condicionamento de ar, refrigeração e processos industriais (Sheth e Shah, 2013).

### 2.1.3. Coletor Solar Tipo Tubo Evacuado (ETC)

Existem inúmeras variações/categorias, comerciais ou experimentais, desse tipo de coletor o tornando bastante versátil. Kalogirou (2009) descreve uma das possíveis configurações como um “coletor solar tipo tubo evacuado com tubulação de calor” (*EHPC - Evacuated heat pipe solar collector*), consistindo de uma sonda metálica com alta eficiência em condução térmica, fixada internamente a um tubo de vidro selado a vácuo, mostrado na Figura 5.

Figura 5 – Diagrama esquemático do tubo coletor evacuado



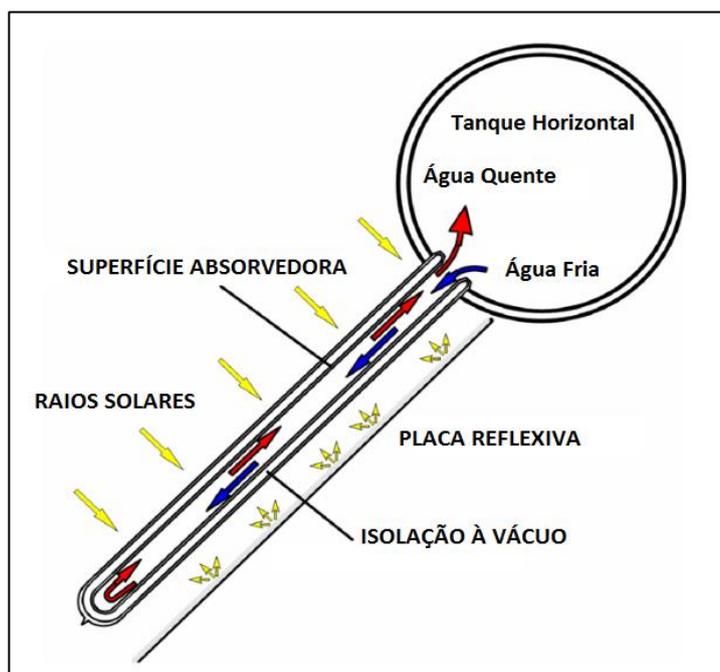
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2009)

Essa sonda é na verdade um tubo fechado de cobre e no seu interior é depositada uma pequena quantidade de um fluido que sofre ciclo de evaporação – condensação. Durante esse ciclo, o calor solar que atravessa o tubo de vidro, chega à sonda e a aquece, fazendo com que o líquido interno evapore. Esse vapor por sua vez, sobe até o dissipador de calor onde novamente condensa (condensador), libera seu calor latente e o processo se repete. O condensador é montado internamente a um tubo de distribuição e transfere essa energia para o outro fluido que circula por ele. Em um complexo estudo comparando diversos tipos de coletores, Kalogirou (2004) concluiu que a configuração ilustrada tem uma eficiência térmica notavelmente superior aos coletores de placa plana.

Uma alternativa a esse modelo que visa à redução de custos e aumento da vida útil do sistema é o uso do tubo evacuado tipo *Dewar* (*All-Glass Evacuated Tube - AGT*) onde um tubo de vidro é colocado dentro de outro, depois unidos na extremidade aberta e o espaço entre eles fica em vácuo. A parede externa do tubo interior é tratada com revestimento absorvedor. Esse tipo de tubo é usado em sistemas de baixa pressão com a diferença que o fluido a ser aquecido pode circular diretamente dentro do tubo.

Budihardjo e Morrison (2009) realizaram uma investigação do desempenho desse tipo de coletor usando um tubo evacuado *Dewar* onde a água circula diretamente em contato com vidro (*water-in-glass evacuated tube*), conforme modelo exibido na Figura 6. Aqui os coletores foram conectados diretamente a um tanque horizontal e a transferência de calor se deu puramente pela circulação da água nos tubos evacuados. Ela é aquecida pela radiação solar, sobe naturalmente para o tanque de armazenamento e conseqüentemente é substituída pela água mais fria que desce do tanque. O resultado demonstrou que a eficiência térmica média dessa configuração ficou ligeiramente abaixo do que o registrado para coletores de placa plana além, de ocupar uma área maior.

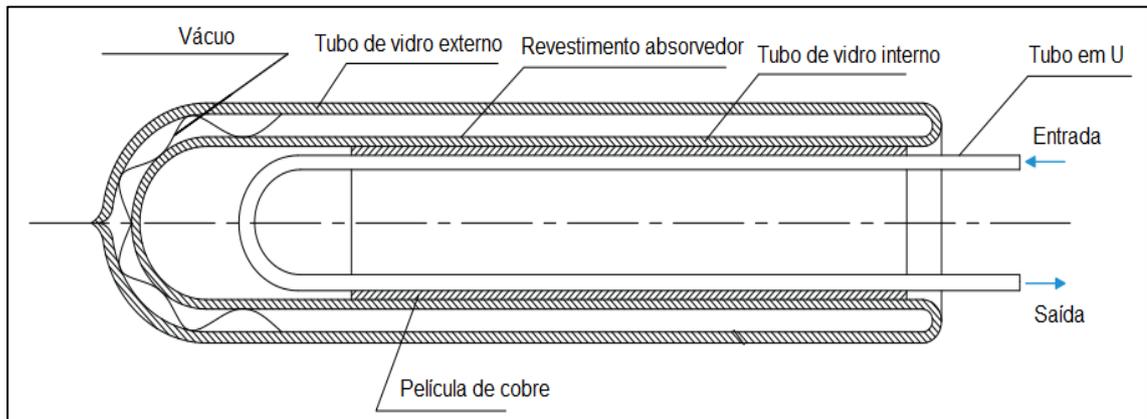
Figura 6 – Diagrama de um tubo evacuado inteiramente de vidro



Fonte: Adaptado de Budihardjo e Morrison (2008)

Outra configuração que merece destaque surge com a inserção de um tubo de cobre no formato de “U” dentro do tubo evacuado de vidro convencional. Ma et al. (2010) fizeram a avaliação da eficiência térmica de um modelo onde esse tubo de cobre foi soldado dentro de uma aleta circular também de cobre de modo a aumentar a transferência de calor, não havendo preenchimento algum do espaço vazio interno ao tubo de vidro, conforme a Figura 7. Assim, a água entra fria por uma extremidade desse tubo de cobre saindo aquecida na outra. Eles obtiveram uma eficiência térmica máxima de 40% para incidências solares próximas à  $1400\text{W}/\text{m}^2$ .

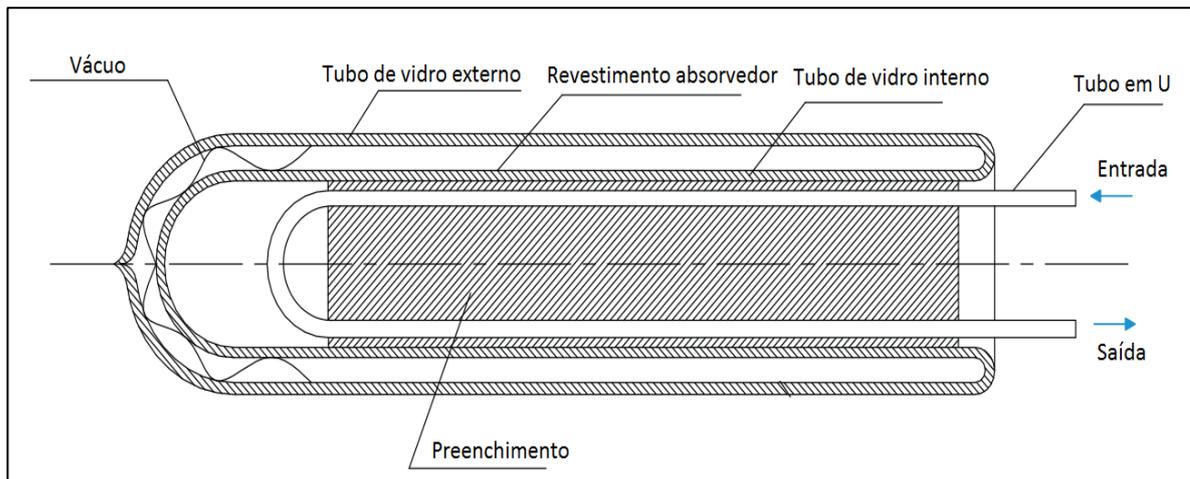
Figura 7 – Coletor solar evacuado com tubo em “U”



Fonte: Adaptado de MA et al. (2010)

No ano seguinte, em um trabalho subsequente conforme a Figura 8, Liang *et al.* (2011) fizeram uma alteração preenchendo o espaço vazio interno usando um material cilíndrico de alta condutividade térmica, com o objetivo de eliminar as perdas da transferência térmica entre o tubo absorvedor e a aleta de cobre. Nessa ocasião a eficiência térmica média foi 12% maior comparada ao trabalho anterior.

Figura 8 – Coletor solar evacuado com tubo em “U”

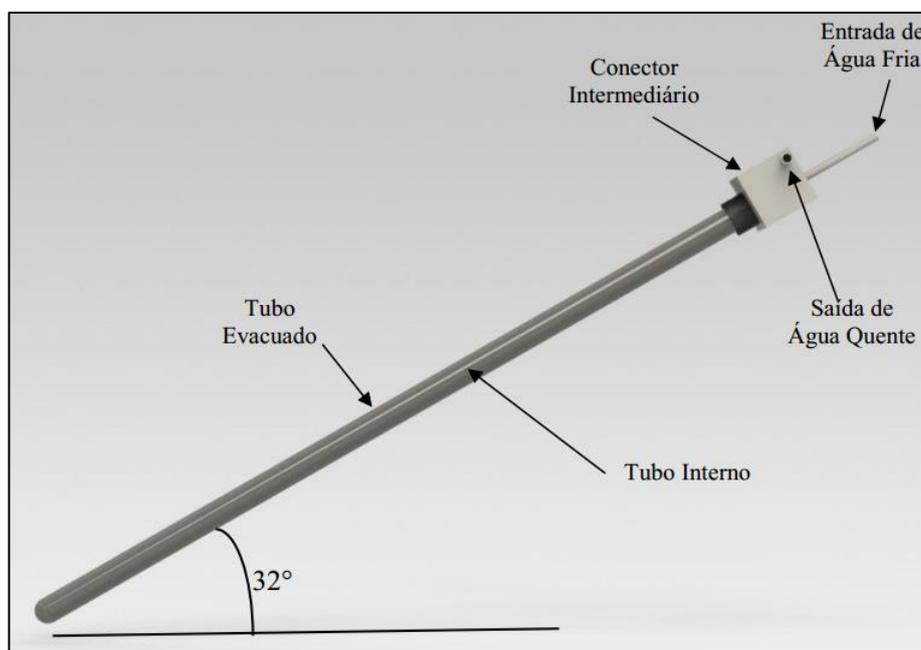


Fonte: Adaptado de Liang *et al.* (2011)

Avallone et al.(2014) fizeram a avaliação da eficiência térmica de um modelo usando um tubo (sonda) fixado internamente ao tubo evacuado de vidro convencional e um conector intermediário, conforme a Figura 9. O objetivo da modificação foi injetar água fria diretamente na parte inferior do tubo de vidro interno

de modo a evitar o contato direto com a água aquecida da saída. A máxima diferença de temperatura entre entrada e saída foi de 8,7°C e a maior eficiência térmica obtida ultrapassou os 60%.

Figura 9 – Modelo de coletor solar proposto por Avallone et al (2014)



Fonte: Avallone *et al.* (2014)

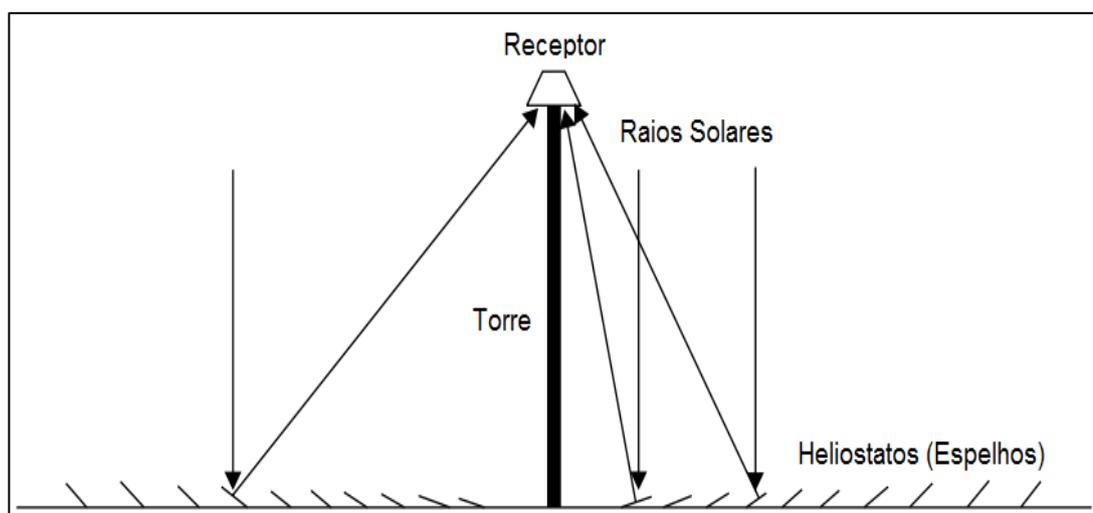
O ETC foi o coletor escolhido para este trabalho, pois apresenta um bom rendimento térmico e é muito versátil, admitindo aplicações em diversas configurações.

#### 2.1.4. Refletor Linear Fresnel (LFR)

Segundo Duffie e Beckman (2006), a energia térmica obtida pode ser mais bem aproveitada diminuindo-se a área do absorvedor. Isso é feito usando-se um dispositivo ótico que concentra a energia proveniente da fonte de radiação na superfície desse absorvedor que, por ter dimensões menores, terá menor perda de calor. Kalogirou (2009) afirma ainda que esse tipo de sistema é mais eficiente que o sistema não concentrado, pois o fluido pode atingir temperaturas mais altas, a eficiência térmica é maior devido à redução das perdas de calor, além de necessitar menos recursos em sua construção em função do menor tamanho.

Benyakhlef *et al.* (2016) apontam o refletor linear Fresnel (LFR) como uma das mais viáveis e promissoras tecnologias na área de geração de energia solar. Seu princípio de funcionamento, exibido na Figura 10, consiste em múltiplos heliostatos rotacionais que rastreiam e refletem os raios do sol para um receptor em um ponto fixo.

Figura 10 – Diagrama esquemático de um concentrador Fresnel



Fonte: Adaptado de Kalogirou (2009)

Um problema dessa tecnologia é que os refletores devem ser construídos mais espaçadamente para evitar o sombreamento e bloqueio de luz, aumentando a área a ser usada na construção da planta (Kalogirou, 2009). Uma solução veio com o desenvolvimento do refletor Fresnel compacto (CLFR) na Universidade de Sidney. Seu design permite que os refletores possam ser construídos intercalados, diminuindo o sombreamento e a área útil da planta. A Figura 11 ilustra a heliotérmica Fresnel Puerto Errado 2 construída na Espanha, atualmente é a maior em operação no mundo.

Figura 11 – Heliotérmica de Puerto Errado 2

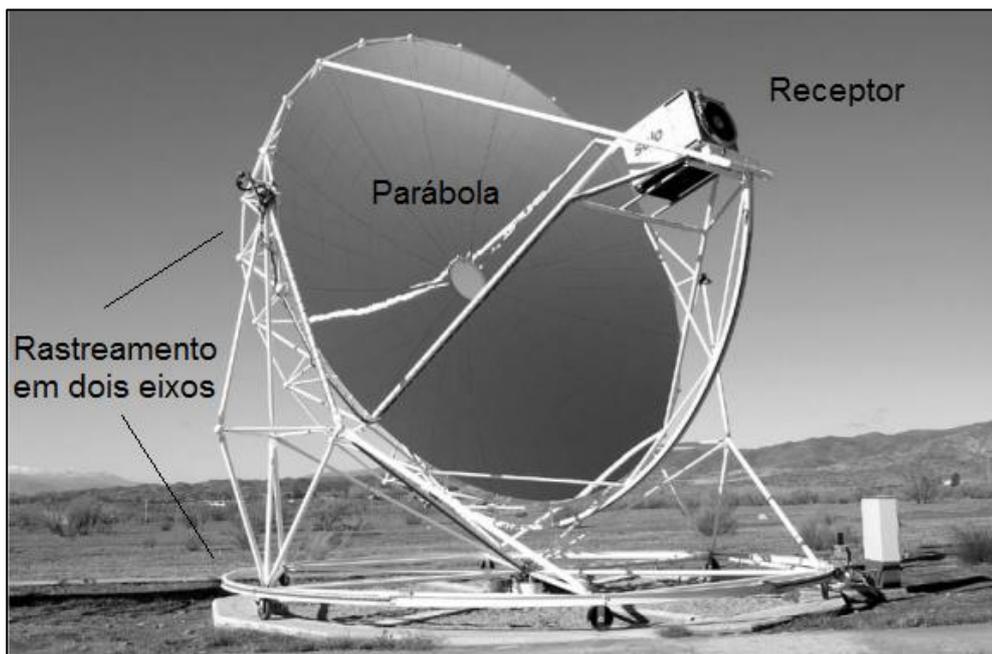


Fonte: <http://www.puertoerrado2.com/> (Acesso em Março de 2016)

### 2.1.5. Concentrador de Prato Parabólico (PDR)

De acordo com Vikram e Reddy (2014), o concentrador de prato parabólico, consiste em um refletor parabólico no formato de um prato que concentra a energia solar no receptor localizado em um foco pontual. Esse receptor converte a energia solar incidente em energia térmica como ilustrado na Figura 12.

Figura 12 – Foto de um concentrador de prato parabólico



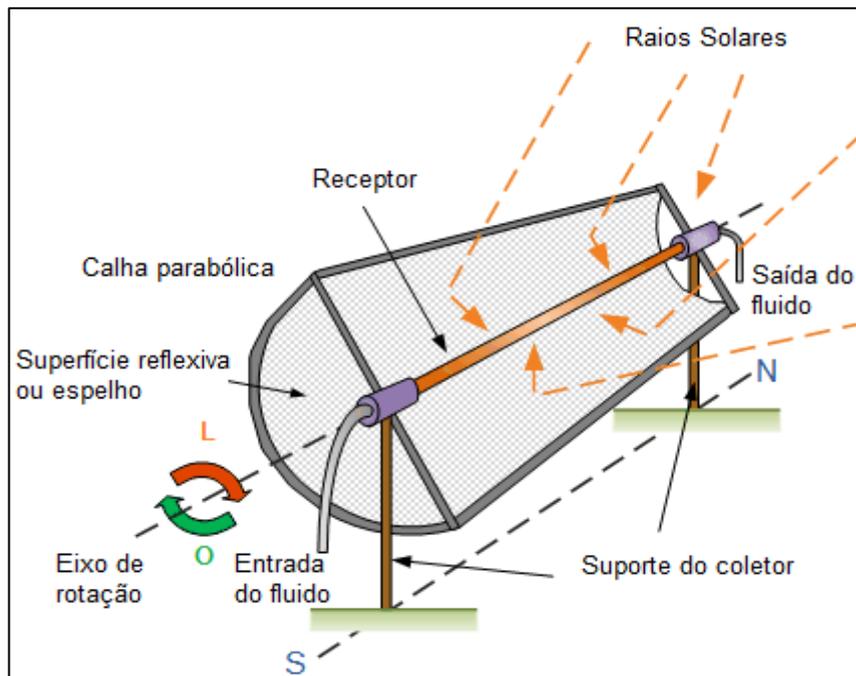
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2009)

A estrutura acompanha o sol a todo instante, ficando sempre apontada para ele, para que isso aconteça esse rastreamento é feito em dois eixos. Segundo Kalogirou (2009) é o mais eficiente dos coletores, a temperatura no receptor pode ultrapassar 1500°C e por isso é muito usado na geração de energia elétrica. Entretanto são mais pesados e muito mais caros em função da sua construção que deve suportar altas pressões e temperaturas (BONNET *et al.*,2006).

### 2.1.6. Concentrador Cilíndrico Parabólico (PTC)

Também conhecido como “calha parabólica”, o concentrador cilíndrico parabólico dotado de rastreamento foi o modelo construído no presente trabalho, pois segundo Liang et al (2016) é uma das mais promissoras tecnologias heliotérmicas, podendo produzir com eficiência temperaturas entre 50°C e 400°C. São feitos de material reflexivo com formato parabólico que reflete os raios solares em uma linha focal. Um tubo negro revestido por vidro (receptor) é fixado ao longo dessa linha, como ilustrado na Figura 13. Quando direcionado ao sol, os raios são refletidos e incidem nesse tubo aquecendo um fluido que circula internamente a ele (Kalogirou, 2009).

Figura 13 – Concentrador Cilíndrico Parabólico



Fonte: <http://goo.gl/fbwXAf> (Acesso em Março de 2016)

Atualmente é a tecnologia mais madura na área de energia solar concentrada com 95% da capacidade total de geração das usinas heliotérmicas operantes (BAHAROON et al., 2015; ABBAS E MARTÍNEZ-VAL, 2015). Segundo Wang et al.(2015), dentre todas CSP's existentes, o concentrador cilíndrico parabólico tem o melhor custo benefício e o maior potencial de geração de energia em larga escala. Fazendo uma comparação entre concentradores solares, Cau e Cocco (2014) concluíram que a eficiência térmica de um coletor cilíndrico parabólico é 37% maior em relação ao concentrador linear Fresnel.

É também uma tecnologia muito versátil possibilitando o emprego de diversos tipos de rastreamento bem como a alteração do material reflexivo, tipo de coletor e fluido de trabalho. BAKOS (2006) realizou um estudo experimental em um PTC para investigar a influência do uso de rastreamento contínuo de dois eixos na eficiência do coletor. Os resultados foram comparados com outro coletor estacionário operando sob as mesmas condições climáticas e indicaram que a eficiência do modelo dotado de rastreamento foi até 46,46% acima comparado ao modelo estacionário. O sistema de rastreamento proposto foi caracterizado por uma configuração eletromecânica bastante simples e de baixo custo, com baixos requisitos de manutenção e facilidade na instalação e operação.

Usando como fluido de trabalho um óleo térmico com ponto de solidificação abaixo dos  $-30^{\circ}\text{C}$ , (ZOU et al., 2016) realizaram uma investigação experimental de um PTC de pequeno porte, construído com finalidade de gerar água quente em regiões frias. O modelo proposto, exibido na Figura 14, teve ótima resistência a congelamento com eficiências térmicas variando 30% e 67% que sofreram alterações em função da temperatura, geada, vazão e velocidade do vento, provando que esse tipo de sistema pode ser também aplicado em condições climáticas não favoráveis.

Figura 14 – Refletor parabólico coberto pela geada



Fonte: (ZOU et al., 2016)

### 3. MATERIAL E MÉTODOS

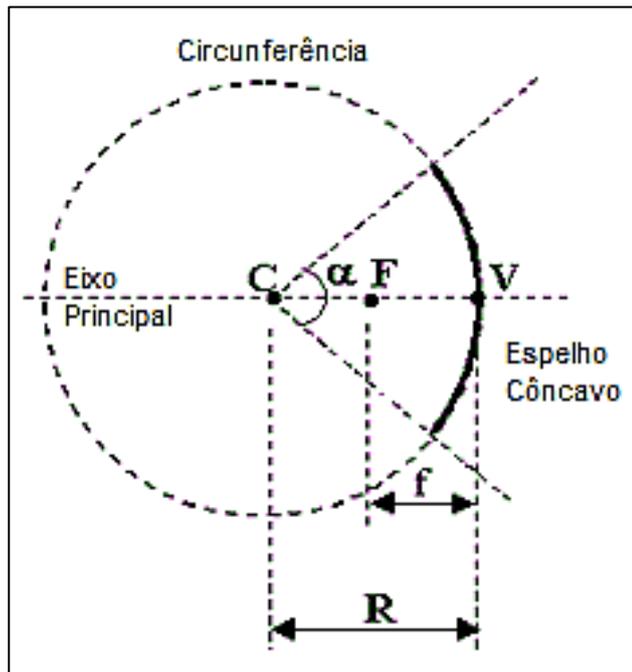
O presente trabalho se propõe a descrever o desenvolvimento de um coletor solar tipo tubo evacuado modificado dotado de concentrador cilíndrico-parabólico e realizar sua análise experimental. Toda a estrutura física foi construída no Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia (IFSP) em seu campus na cidade de Catanduva/SP. Após a construção o equipamento foi transportado para o instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas da Universidade Federal do Triângulo Mineiro (ICTE-UFTM) na cidade de Uberaba/MG, onde todos os ensaios foram realizados.

#### 3.1. PROJETO E CONSTRUÇÃO DO CONCENTRADOR

O material reflexivo utilizado no concentrador foi uma chapa de aço inox 430 de alto brilho com 0,5 mm de espessura e dimensões de 1200 mm x 2000 mm. Essa chapa é muito resistente às altas temperaturas e corrosão. O dimensionamento da curvatura do concentrador foi baseado nos princípios da física óptica de espelhos

côncavos, com o objeto situado no infinito, ou seja, atrás do centro de curvatura. Assim, os raios solares que chegam paralelos incidem na superfície espelhada sendo refletidos no foco. Um espelho côncavo é na verdade a quarta parte de uma circunferência completa como ilustra a Figura 15.

Figura 15 – Elementos de um espelho côncavo



Fonte: Adaptado de <https://goo.gl/CEv3oz> (Acesso em Dezembro de 2016)

Os elementos de um espelho côncavo são aqui definidos, em que:

- $V$  é o vértice do espelho;
- $C$  é o centro de curvatura, este coincide com o centro da circunferência que originou o espelho;
- $R$  é o raio de curvatura do espelho esférico, representa a distância do centro de curvatura até o raio do espelho, ou seja, é o raio da circunferência original;
- $F$  é o foco, ponto médio da distância entre o centro de curvatura e o vértice;
- $f$  é a distância focal;
- $\alpha$  é o ângulo de abertura.

O cálculo da distância focal é dado por:

$$f = \frac{R}{2} \quad (1)$$

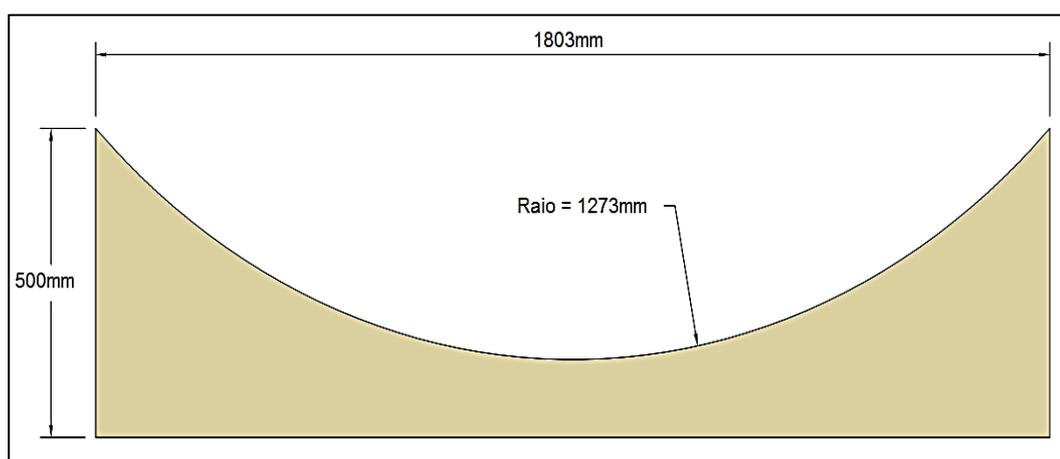
A determinação do raio  $R$  é feita obtendo-se o comprimento da circunferência. Uma vez que a chapa de aço inox tem 2000 mm de comprimento, sabendo que o espelho côncavo é a quarta parte da circunferência original, esta então terá o comprimento ( $C_{Circ}$ ) de 8000 mm. O raio é obtido então pela Equação 2:

$$R = \frac{C_{Circ}}{2\pi} = 1273mm \quad (2)$$

Aplicando a Equação 1, a distância focal obtida é de 636,5 mm já ficando definido onde será posicionado o coletor.

Diante disso, foi desenhada e cortada em máquina *CNC* (Comando Numérico Computadorizado) uma peça de madeira com a curvatura e dimensões do espelho côncavo, ilustrada na Figura 16. Esta serviu de gabarito para a construção do concentrador. Quatro barras de ferro chato de 2 mm de espessura por 40mm de largura foram curvadas em uma calandra até que facessem perfeitamente a curvatura do gabarito, pois são essas chapas que dão forma à superfície refletora de aço inox.

Figura 16 – Desenho do gabarito de madeira

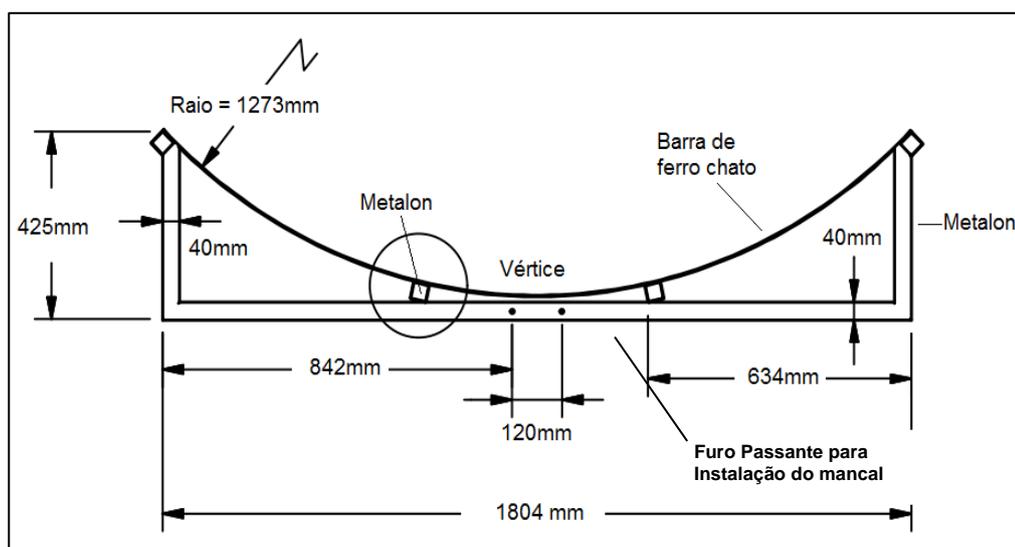


Fonte: Acervo do autor

O suporte do espelho côncavo foi construído com tubos retangulares de aço (metalon) de 2 mm de espessura com dimensões de 40 mm x 40 mm e a soldagem

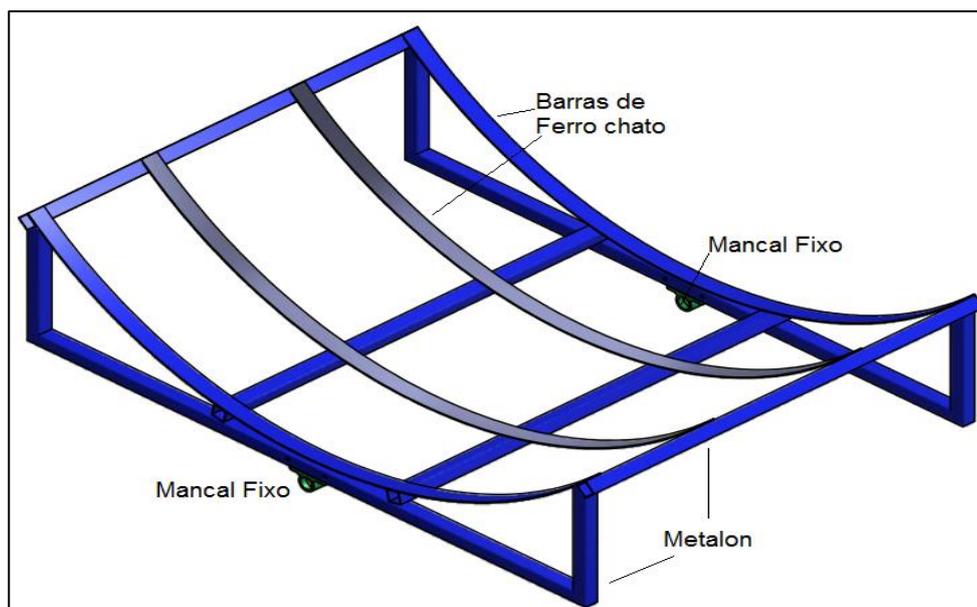
foi feita com o apoio da estrutura no gabarito para que não houvesse alteração no tamanho ou curvatura da estrutura. Próximos ao vértice foram feitos dois furos passantes para instalação de um mancal fixo, em ambos os lados da estrutura, para posterior inserção de um eixo responsável pela movimentação do coletor. O desenho da montagem é exibido nas Figuras 17 e 18.

Figura 17 – Projeto do suporte e curvatura do concentrador



Fonte: Acervo do autor

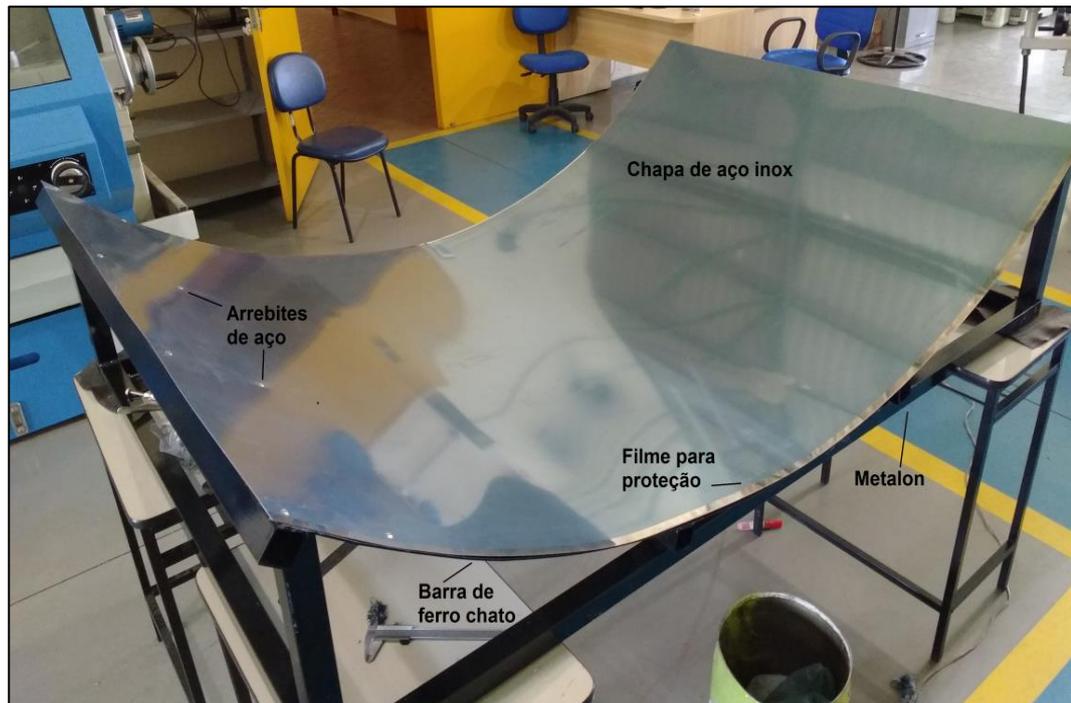
Figura 18 – Visualização da estrutura desenhada



Fonte: Acervo do autor

A chapa de aço inox foi então fixada sobre a estrutura com uso de rebites também de aço com diâmetro de 10 mm para minimizar as perdas de reflexão. O resultado do projeto do concentrador e o início do processo de fixação da chapa refletora podem ser vistos na foto da Figura 19.

Figura 19 – Concentrador cilíndrico parabólico construído



Fonte: Acervo do autor

Terminada a construção, o filme plástico foi removido e foram realizados ensaios para determinação da distância focal  $f$  com o uso de uma caneta a laser. Esta ficou posicionada atrás do centro de curvatura  $C$  e o feixe de laser foi incidido perpendicularmente à posição da estrutura, simulando um raio solar. A execução da construção do concentrador se mostrou muito fiel ao projeto, pois a distância focal se mantém praticamente fixa ao longo do feixe focal da calha e coincide com o projetado: a 636,5mm de distância do vértice. Ainda assim, é importante ressaltar que o feixe focal apresentou largura que varia de 30 a 100 mm ao longo de sua extensão em consequência de imperfeições na fabricação manual da estrutura.

A Tabela 1 resume as principais características do concentrador construído.

Tabela 1 - Características do concentrador

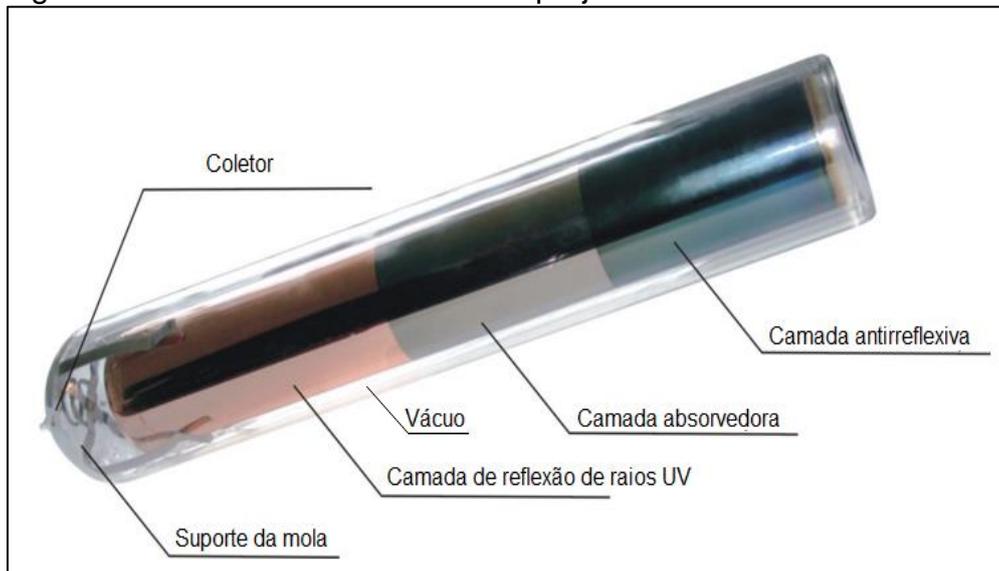
Parâmetros	Dimensões
Material do espelho	Chapa aço inox 430
Espessura da chapa	0,5 mm
Rendimento ótico ( $\eta_o$ )	0,75
Largura da abertura	1200 mm
Comprimento da abertura	1800 mm
Área de abertura	2,16 m <sup>2</sup>
Área dos rebites	0,0044 m <sup>2</sup>
Área útil do concentrador	2,15 m <sup>2</sup>
Distância focal	636,5 mm
Comprimento focal	1200 mm

Fonte: Acervo do Autor

### 3.2. COLETOR TIPO TUBO EVACUADO MODIFICADO

O tubo coletor utilizado é do tipo AGT (All-glass evacuated tube) manufaturado pelo fabricante chinês *Himin Solar Co.,Ltd* e consiste de dois tubos de vidro concêntricos de borossilicato 3,3 extremamente rígidos vedados à vácuo. De acordo com a Figura 20, a superfície interna do tubo interno é dotada de três elementos para melhor aproveitamento da energia incidente: uma camada tratada com material escuro e antirreflexivo, abaixo outra absorvedora de calor e por fim uma terceira camada com a finalidade de refletir raios ultravioletas.

Figura 20 – Tubo coletor utilizado no projeto



Fonte: <http://goo.gl/HIb5AS> (Acesso em Março de 2016)

As características do coletor, relevantes para o trabalho proposto, podem ser visualizadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Principais características tubo coletor utilizado

Parâmetros	Características
Comprimento total	1800 mm
Material do vidro	Borosilicato 3,3
Tipo de revestimento	Cu/Al/Aço inoxidável
Diâmetro do tubo externo	58 mm
Espessura do tubo externo	1,8 mm
Diâmetro do tubo interno	47 mm
Espessura do tubo interno	1,6 mm
Coefficiente de absorção ( $\theta$ )	0,92
Coefficiente de transmitância	0,9
Perda média de calor	0,5W/(m <sup>2</sup> .°C)
Temperatura de estagnação	250°C

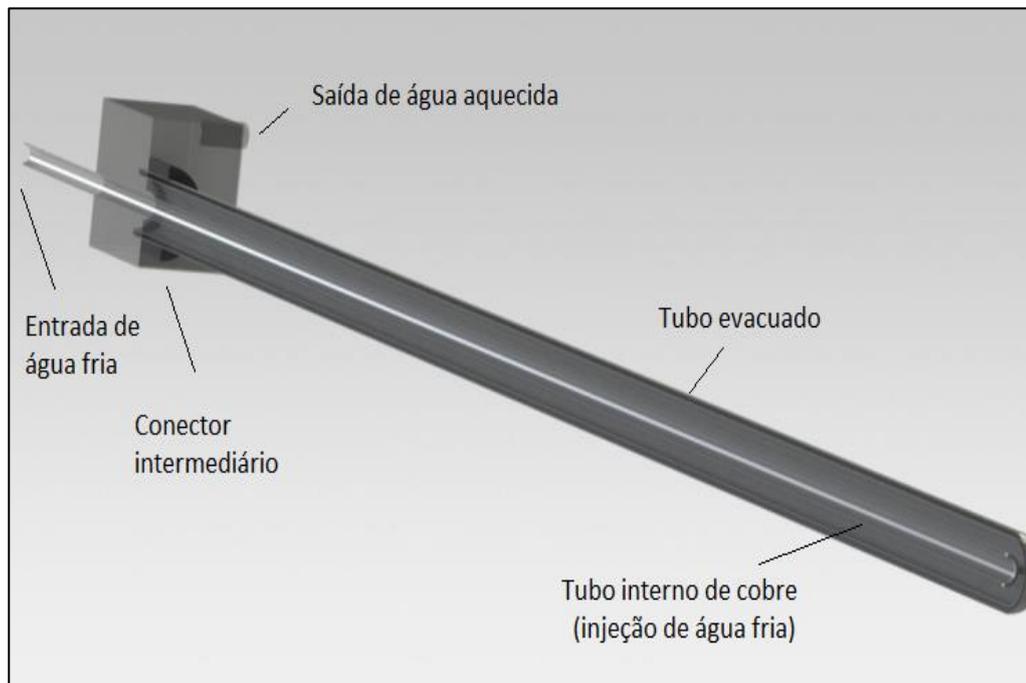
Fonte: Acervo do Autor

Aqui serão considerados três importantes fatores, que implicam diretamente na determinação da eficiência térmica do sistema:

- Coeficiente de absorção ( $\theta$ ): Relação entre a radiação absorvida e a radiação incidente que chega ao tubo absorvedor interno do coletor a vácuo. É a parcela da energia que o coletor efetivamente absorve.
- Coeficiente de transmitância ( $\tau$ ): Fração da radiação incidente aos tubos de vidro que é transmitida ao absorvedor, ou seja, é a relação entre a radiação incidente na superfície do tubo e a radiação que alcança a camada absorvedora.
- Perda média de calor ( $U_L$ ): Segundo Liu et al (2015), esse é um importante parâmetro para estimar qualidade do vácuo e a eficiência térmica dos coletores solares de tubos evacuados. Ele indica qual será a perda média de potência em relação à área para as variações na temperatura do fluido de trabalho (W/(m<sup>2</sup>.°C)).

A modificação do coletor é muito semelhante ao modelo proposto por Avallone *et al.*(2014) e tem o objetivo de evitar a mistura entre a água fria que entra e a água quente que sai do coletor por meio da separação física entre seus fluxos. Aqui é inserido um tubo de cobre de 1/2" (sonda), responsável pela injeção de água fria. O modelo é mais bem visualizado na Figura 21.

Figura 21 – Modelo modificado em corte



Fonte: Adaptado de Avallone (2013)

As dimensões dos tubos e conector intermediário são indicadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Dimensões do conector intermediário e tubo de cobre

<b>Conector intermediário</b>	
Dimensões	127x127x200 mm
<b>Tubo interno de cobre</b>	
Diâmetro externo	15 mm
Espessura da parede	0,5 mm
Comprimento	2000 mm

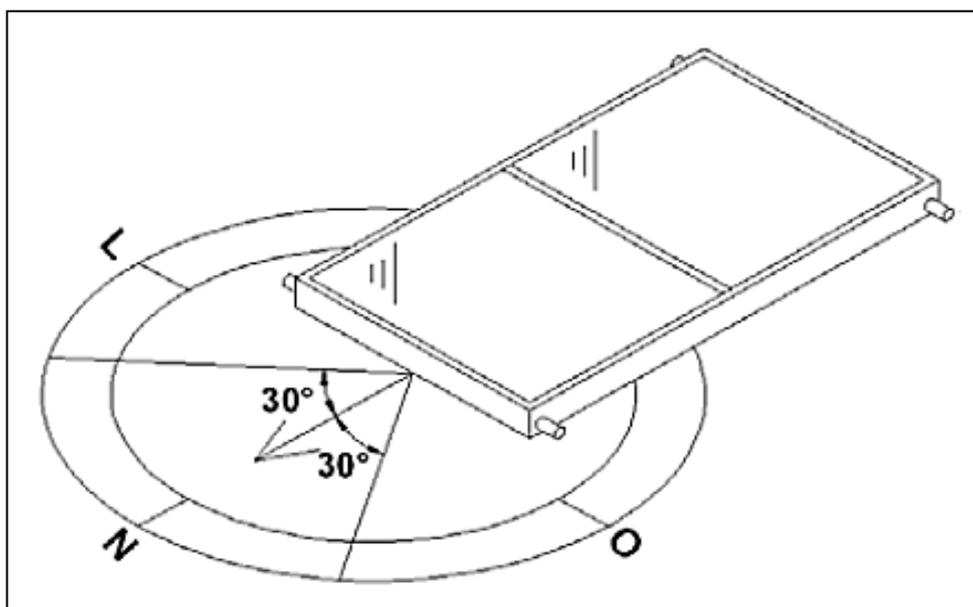
Fonte: Acervo do Autor

Segundo Avallone *et al.*(2013), a separação física dos fluxos de água a diferentes temperaturas, aumenta a estratificação térmica (separação térmica entre os líquidos quente e frio) e aumenta a eficiência térmica do sistema em relação aos convencionais.

### 3.3. SISTEMA DE RASTREAMENTO SOLAR E SUPORTE DO COLETOR

Segundo Mousazadeh et al.(2009), o uso do rastreamento nos concentradores solares pode aumentar a energia coletada em uma faixa de 10 a 100% dependendo da hora e localização do coletor. De modo a garantir o aumento de desempenho, o concentrador cilíndrico-parabólico foi construído junto a um mecanismo de rastreamento solar. Isso permite que o coletor, posicionado na linha focal do concentrador, aproveite a máxima incidência de raios solares no decorrer do dia. Segundo recomendação da NBR 12269:2006 inciso 5.1.2, os coletores devem ser instalados voltados para o norte geográfico, com desvio máximo de até 30° desta direção conforme a Figura 22.

Figura 22 – Orientação geográfica dos coletores solares



Fonte: NBR 12269:2006

No inciso 5.1.3, a norma recomenda ainda que o ângulo de inclinação do coletor deve ser igual ao ângulo da latitude do local acrescido de 10°. O ICTE da UFTM em Uberaba/MG está localizado à latitude de 19°43'02,4"S e longitude de 47°57'32,0"W como exibido na Figura 23, sendo assim a inclinação do coletor deve ser de 29°. Isso significa que o concentrador deve ter a mesma inclinação do coletor estando voltado para o leste no início do experimento, descrevendo movimento Leste-Oeste, acompanhando o ângulo de incidência dos raios solares.

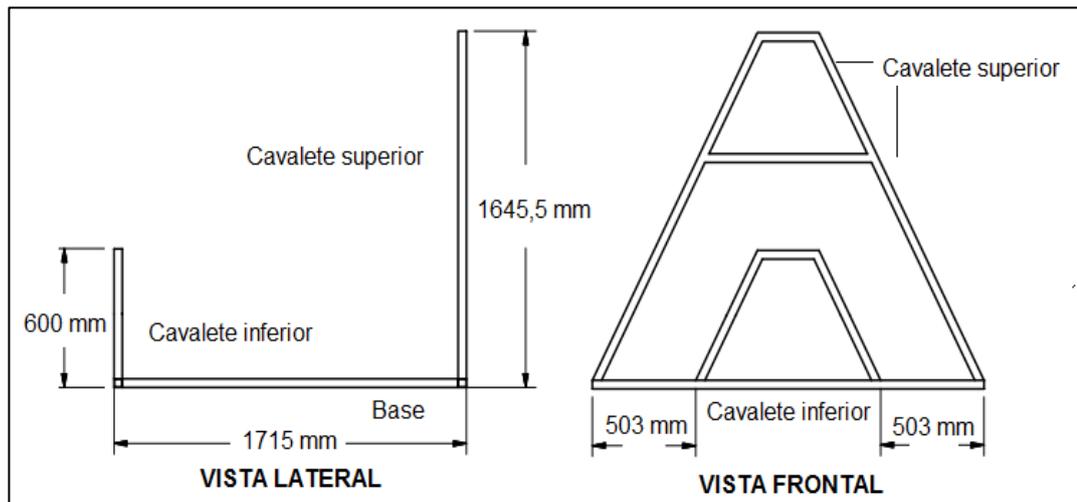
Figura 23 – Localização do experimento (19°43'02,4"S 47°57'32,0"W)



Fonte: <https://goo.gl/WefHMp> (Acesso em Dezembro de 2016)

Uma base para apoio e rotação do concentrador foi construída com o mesmo tubo retangular de aço citado (metalon) anteriormente. Seu projeto consiste de dois cavaletes reforçados e unidos na mesma base, com diferentes alturas (cavalete superior e inferior) de modo a oferecer a devida inclinação de  $29^\circ$  para o concentrador (Figura 24). É importante salientar que foi previsto o ajuste fino dessa inclinação para correção do ângulo em terrenos irregulares.

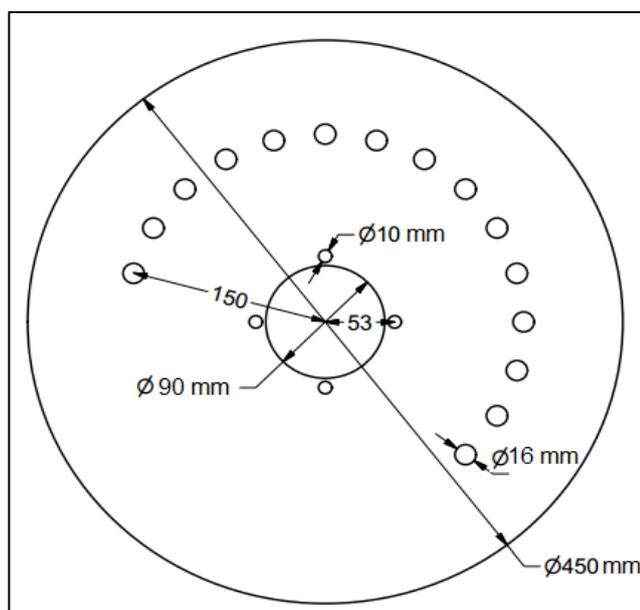
Figura 24 – Desenho dos cavaletes superior e inferior



Fonte: Acervo do Autor

O mecanismo projetado para rastreamento é manual. Consiste de um disco graduado de ferro com diâmetro de 450 mm e 18 furos passantes de 16 mm igualmente espaçados para que o concentrador possa ser movimentado em intervalos de tempo pré-determinados aproveitando a incidência solar no decorrer do experimento (Figura 25). Um furo passante de 90 mm de diâmetro foi feito no centro do tubo e outros quatro de 10 mm para a fixação de um flange por onde atravessa o eixo tubular responsável pela movimentação do concentrador.

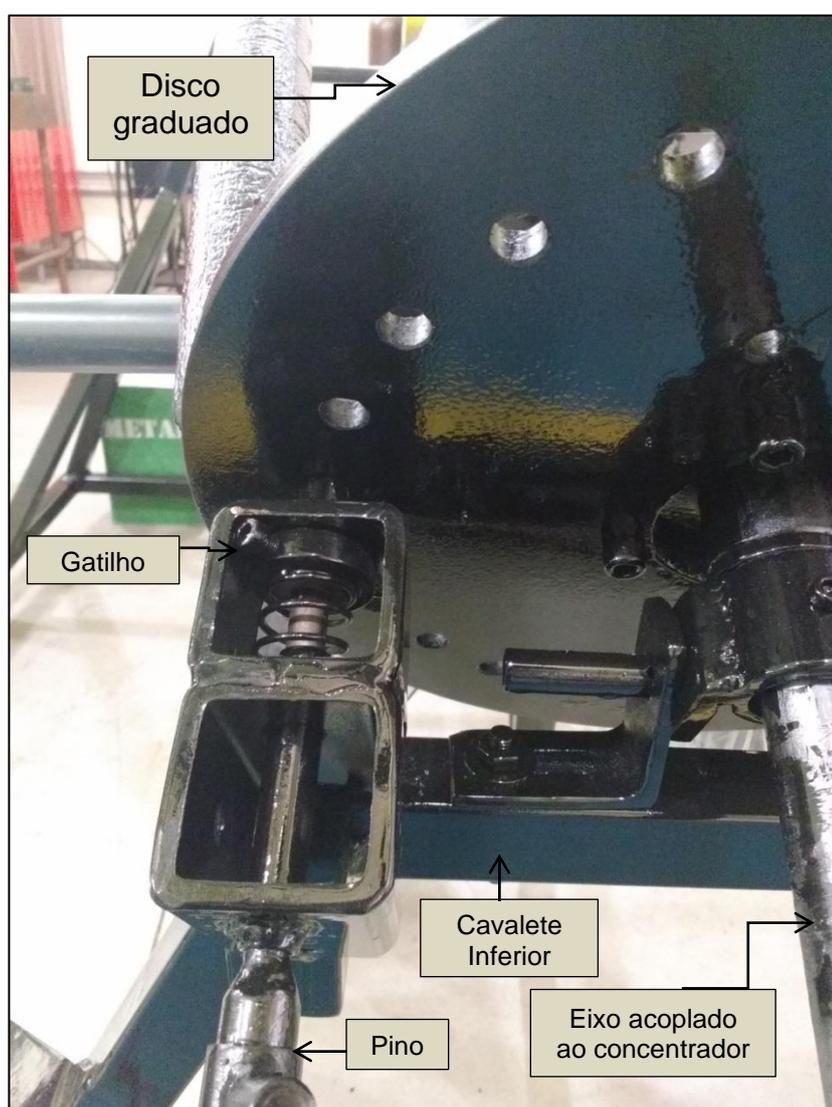
Figura 25 – Disco graduado



Fonte: Acervo do Autor

Esse disco é acoplado por meio de um flange ao eixo do concentrador e travado por um gatilho fixado junto ao cavalete inferior como mostra a Figura 26. O funcionamento é muito simples: a cada intervalo de tempo o operador puxa o pino do gatilho, move o concentrador até o próximo furo deslocando a estrutura a oeste e libera o gatilho para que o concentrador seja travado na posição correta. Isso se repete no decorrer do dia e ao final do experimento a estrutura retorna a posição inicial, ou seja, voltada para leste. Em função da dificuldade de manter o coletor no foco por conta do passo previsto, foi incluído aqui um dispositivo que permite o posicionamento do concentrador entre os furos do disco graduado, proporcionando maior precisão do ajuste focal.

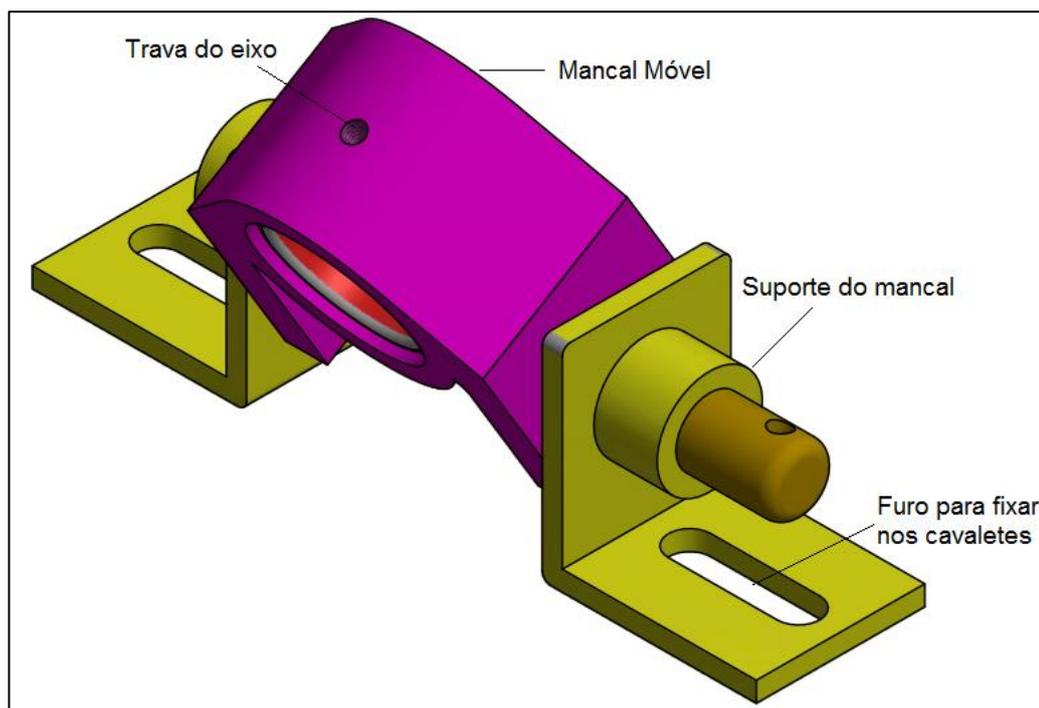
Figura 26 – Imagem do gatilho travando o disco graduado



Fonte: Acervo do Autor

Na parte superior de cada cavalete foi instalado um mancal móvel (Figura 27) que é interligado ao mancal fixo instalado no concentrador por meio de um eixo tubular de ferro com 32 mm de diâmetro que atravessa a estrutura de um cavalete a outro.

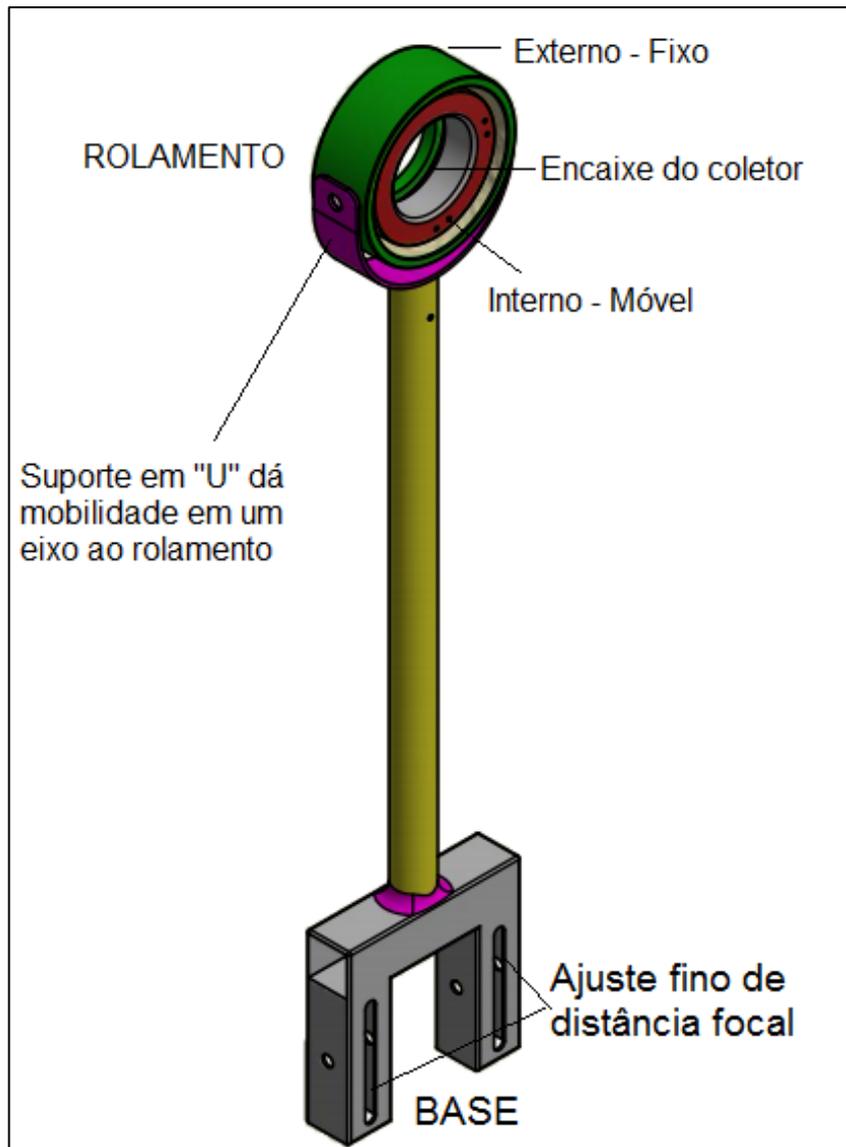
Figura 27 – Mancal móvel



Fonte: Acervo do Autor

O suporte que posiciona o tubo coletor na distância do ponto focal é instalado centralizado exatamente no vértice do concentrador. A sua base tem um ajuste fino podendo posicionar o tubo 50 mm acima e 50 mm abaixo da distância focal calculada (636,5 mm). Isso foi feito pensando em uma possível variação da linha focal durante a construção do concentrador. O suporte que efetivamente sustenta o tubo evacuado coletor é um rolamento de esferas radial usinado de um tarugo de nylon. Esse material foi usado em consideração ao peso de um rolamento de ferro convencional. O rolamento foi pensado para impedir que o tubo coletor gire no seu próprio eixo e evitar que sofra qualquer esforço mecânico, como apresentado na Figura 28.

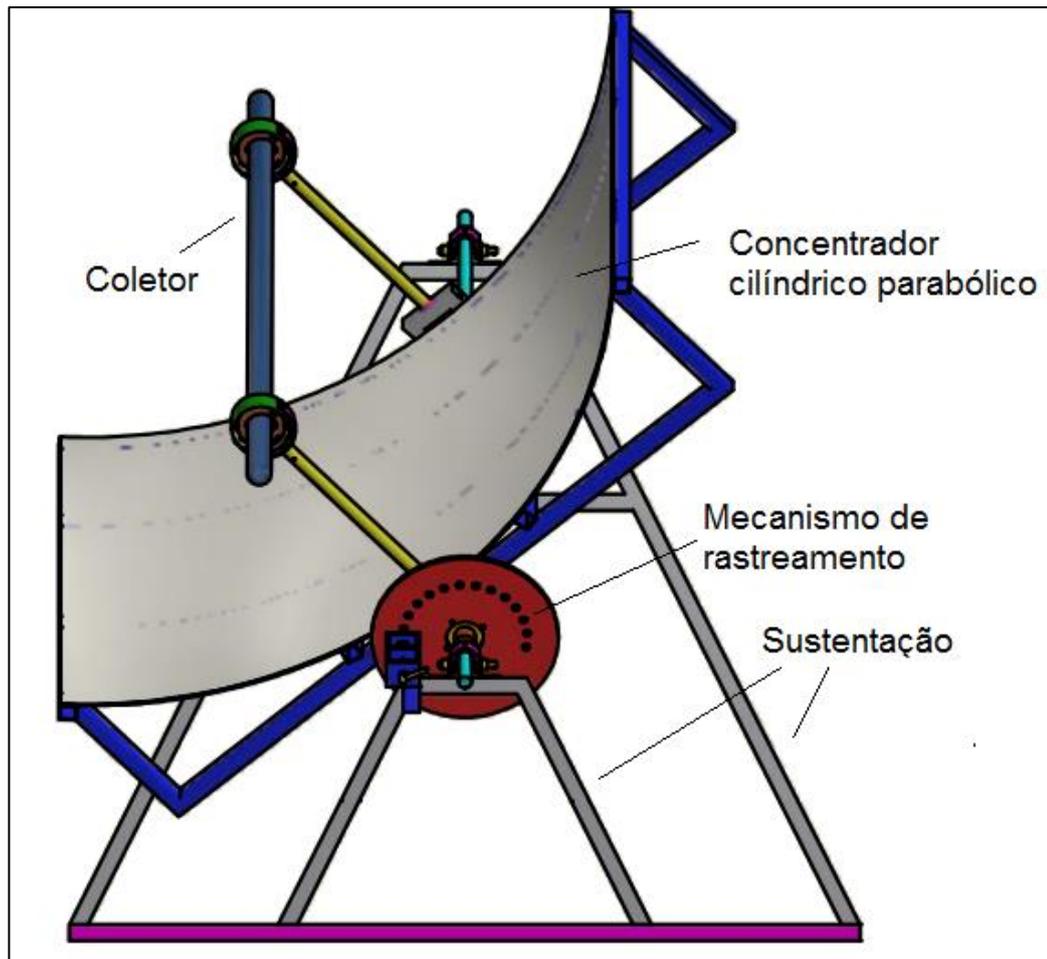
Figura 28 – Suporte do tubo coletor e rolamento



Fonte: Acervo do Autor

O projeto completo da estrutura física abrangendo sustentação, concentrador cilíndrico parabólico, rastreamento e suporte do coletor é exibido na Figura 29.

Figura 29 – Projeto completo do coletor solar proposto



Fonte: Acervo do Autor

A estrutura projetada foi completamente montada, alguns reforços na sustentação foram instalados devido ao seu peso. Uma camada de espuma foi inserida entre o tubo coletor e a peça de nylon interior ao rolamento visando minimizar a transferência de algum impacto sofrido pela estrutura e retirar qualquer atrito possível entre o nylon e o tubo de vidro. Foram realizados ensaios para investigar quaisquer problemas mecânicos na estrutura, tanto quanto à sua robustez quanto à movimentação durante o rastreamento. O coletor tipo tubo evacuado foi cuidadosamente instalado (Figura 30), e o foco foi obtido com sucesso.

Figura 30 – Coletor solar construído



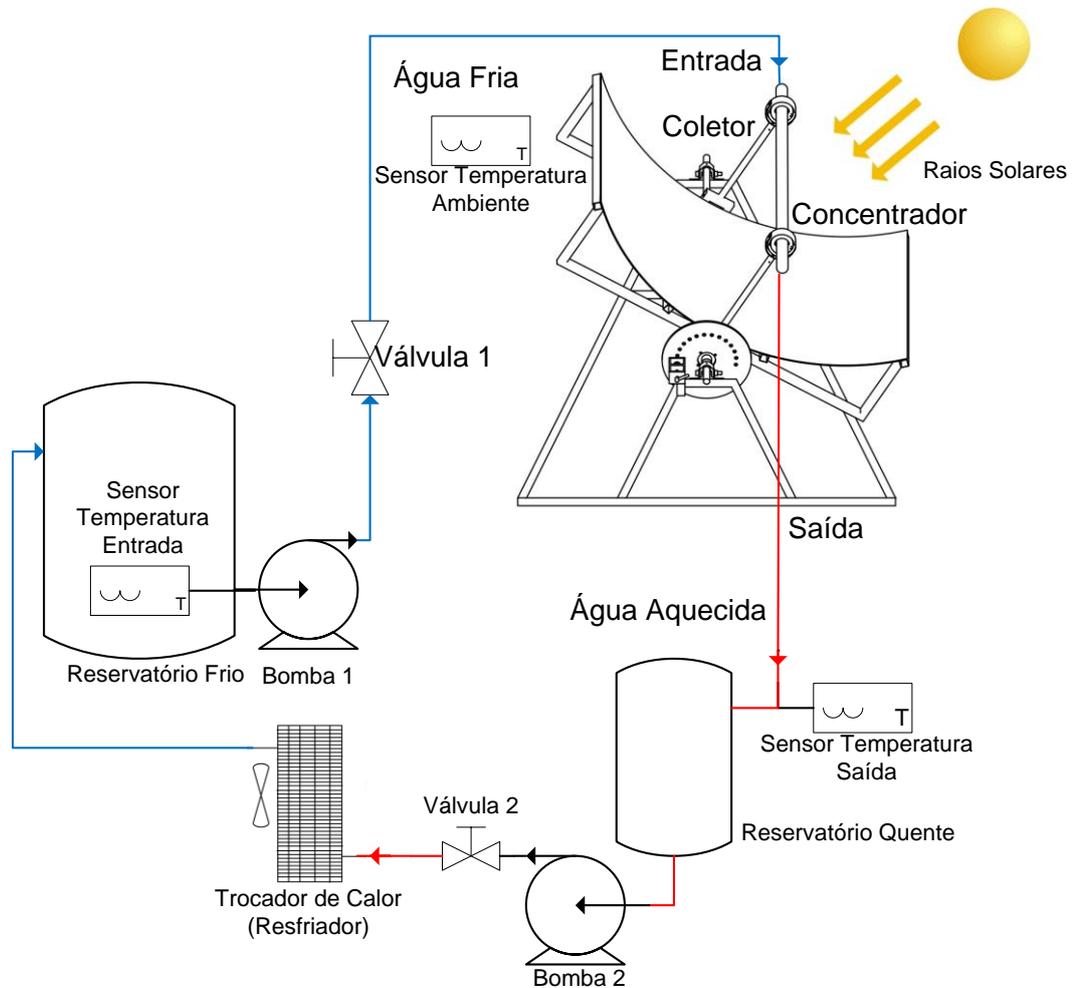
Fonte: Acervo do Autor

#### 3.4. SENSORIAMENTO E SUPERVISÃO

O fluido de trabalho usado no experimento foi água comum e o modelo de funcionamento adotado para realização da análise experimental do projeto (exibido na Figura 31) usa circulação forçada e não a circulação por convecção natural (termossifão) encontrada em boa parte dos aquecedores solares residenciais. A justificativa para isso é que se constatou que a análise da eficiência térmica e caracterização do conjunto coletor–concentrador proposto é mais simples quando não há a recirculação do fluido, pois se descarta qualquer preocupação com

aquecimento ou aumento de pressão excessivos do fluido que pode danificar algum aspecto do sistema, prejudicando a aquisição de dados, não sendo necessário também o emprego de outros componentes usados em aquecedores convencionais como reservatório térmico (*boiler*), boia, respiro e termostato.

Figura 31 – Diagrama de funcionamento do modelo proposto



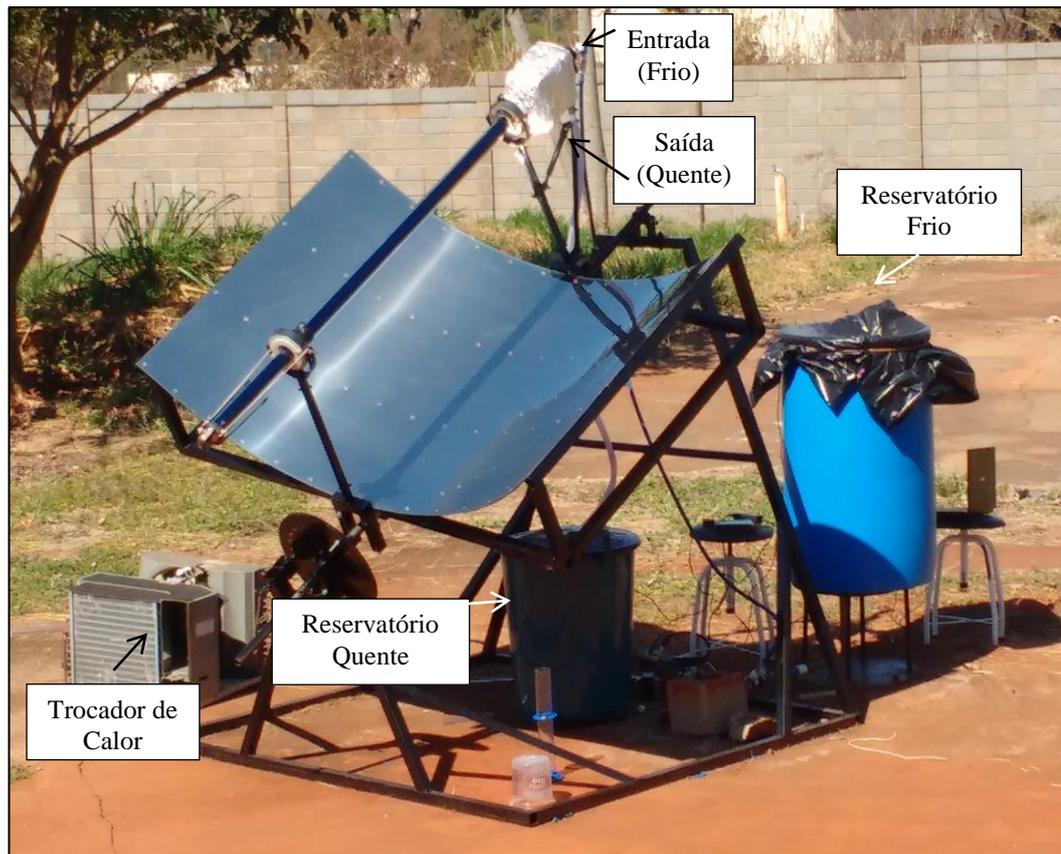
Fonte: Acervo do Autor

O volume total do fluido de trabalho (água) foi de 100 litros, incluindo os volumes dos dois reservatórios, da tubulação e do tubo evacuado. Este circula de forma fechada na planta, sendo forçado por duas eletrobombas de drenagem comumente encontradas em máquinas de lavar roupa. São bombas de baixa potência, mas que atenderam muito bem o proposto no trabalho, uma vez que a máxima vazão adotada foi de apenas 1000 ml/min. As vazões foram monitoradas manualmente com auxílio de proveta e cronômetro, a cada 15 minutos de ensaio ou

toda vez que fosse necessária a alteração da posição do concentrador durante o rastreamento solar.

De acordo com o diagrama de funcionamento, a Bomba 1 retira o fluido no Reservatório Frio e o transporta, com a vazão limitada pela Válvula 1, para a entrada do tubo de cobre (sonda). O fluido então é injetado na parte inferior do tubo evacuado absorvendo o calor coletado enquanto sobe para o conector intermediário. Já aquecido, o fluido chega ao Reservatório Quente, onde na sequência é impulsionado pela Bomba 2 que, com vazão limitada pela Válvula 2, força a circulação desse fluido por um trocador de calor (resfriador). Este é responsável em fazer com que, após completar seu ciclo na planta, o fluido de trabalho volte para o Reservatório Frio sem comprometer a temperatura do fluido frio já presente em seu interior, evitando a estratificação térmica e por consequência, o desperdício desnecessário de água. De forma mais direta, o fluido sai frio do primeiro reservatório, é aquecido pela troca de calor dentro do coletor solar, chega ao reservatório quente sendo posteriormente bombeado e resfriado pelo trocador de calor, voltando a repetir o ciclo sem sofrer alterações de temperatura, exceto é claro pela alteração natural da temperatura ambiente no decorrer do dia. Todo esse processo é mais bem ilustrado em conjunto na imagem da Figura 32.

Figura 32 – Planta em operação



Fonte: Acervo do Autor

### 3.4.1. Labquest® 2 e sensores de temperatura

Fabricado pela *Vernier Software & Technology*, o Labquest® 2 é uma poderosa ferramenta autônoma para aquisição de dados analógicos e digitais, compatível com diversas grandezas, desde que o elemento sensor seja manufaturado pelo próprio fabricante. Possui uma interface simples (Figura 33) que gera gráficos em tempo real, podendo coletar até 100.000 amostras em um segundo, contando ainda com diversos recursos para análise e tratamento dos dados obtidos, como ajuste de curvas lineares ou não, estatística, e integração de funções.

Figura 33 – Labquest® 2



Fonte: Acervo do autor

Como ilustrado no diagrama da Figura 31, foram feitas medidas de temperaturas em três pontos distintos: Dentro do Reservatório Frio, junto à saída para a Bomba 1 (Fluido frio), na entrada do Reservatório Quente (Fluido aquecido) e próximo a estrutura para a medida de temperatura ambiente. Os sensores utilizados e suas principais características são descritos a seguir.

#### 3.4.1.1. Sensor de temperatura em termopar com corpo de aço inoxidável

É um sensor muito robusto e de uso geral, podendo ser usado para medição de temperaturas em líquidos orgânicos, soluções salinas, ácidos e bases. Suas principais características são exibidas na Tabela 4 a seguir:

Tabela 4 - Características do sensor em corpo de aço inox

Faixa de temperatura	-40 a 135°C
Elemento sensor	Termistor 20kΩ NTC
Máxima temperatura	150°C
Resolução máxima	0,03°C (0 a 40°C)
Resolução mínima	0,25°C (100 a 135°C)
Precisão	± 0,5°C

Fonte: Adaptado de <https://goo.gl/aZUOuP>

Dois desses sensores foram usados (Figura 34), um foi responsável por obter as temperaturas de entrada ( $T_{in}$ ) e o outro as temperaturas de saída ( $T_{out}$ ) do coletor. Ambos ficaram submersos enquanto duraram os ensaios.

Figura 34 – Sensor de temperatura em aço inoxidável



Fonte: <https://goo.gl/kpIVrO>

#### 3.4.1.2. Sensor de temperatura ambiente

Tendo suas características exibidas na Tabela 5, esse sensor é mais frágil, entretanto apresenta rápida resposta por ter seu termistor (semicondutor cuja resistência ôhmica varia com a temperatura) diretamente exposto ao ambiente.

Tabela 5 - Características do sensor ambiente

Faixa de temperatura	-25 a 125°C
Elemento sensor	Termistor 20kΩ NTC
Máxima temperatura	150°C
Resolução máxima	0,03°C (0 a 40°C)
Resolução mínima	0,25°C (100 a 125°C)
Precisão	± 0,5°C

Fonte: Adaptado de <https://goo.gl/aZUOuP>

Esse sensor, ilustrado na Figura 35, foi responsável pela leitura da temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), fixado próximo à estrutura de ensaio, sempre à sombra e sem sofrer influência do vento. Mesmo não aproveitado no cálculo da eficiência térmica do sistema, ele é de extrema importância, pois sua leitura comparada à leitura da temperatura do fluido de entrada ( $T_{in}$ ) tem objetivo de comprovar a eficácia do trocador de calor, uma vez que ambas as temperaturas precisam ter valores próximos ( $T_{in}$  e  $T_{amb}$ ) devendo se comportar de forma parecida.

Figura 35 – Sensor de temperatura ambiente



Fonte: <https://goo.gl/oDSjFU>

### 3.4.2. Aquisição de dados da radiação solar

De modo a garantir maior confiabilidade nos resultados, os valores de radiação solar incidentes durante os ensaios realizados foram obtidos em consulta aos dados produzidos por duas estações meteorológicas, uma em Conceição das Alagoas/MG(A520), ilustrada na Figura 36, e a outra em Ituverava/SP (A753), ambas de responsabilidade do Instituto Nacional de Meteorologia – INMET.

Figura 36 – Estação meteorológica automática A520



Fonte: <https://goo.gl/5BQotz> (Acesso em Dezembro de 2016)

Uma estação meteorológica de superfície automática é composta de uma unidade de memória central, ligada a vários sensores de grandezas meteorológicas (pressão atmosférica, temperatura, umidade relativa do ar, precipitação, radiação solar, direção e velocidade do vento), que integra os valores observados minuto a minuto e os disponibiliza automaticamente a cada hora. A investigação dos dados de radiação solar nessas estações mostrou que a máxima diferença de incidência entre ambas durante o período de ensaios é de apenas  $36\text{W/m}^2$  que, para a determinação final da eficiência térmica, é quase desprezível. Em virtude da localização mais próxima os dados da estação A520 foram os valores de radiação solar usados nesse trabalho. A Figura 37 exhibe a localização geográfica das estações em relação ao projeto.

Figura 37 – Localização das estações automáticas e do ensaio



Fonte: Adaptado de <https://goo.gl/5BQotz> (Acesso em Dezembro de 2016)

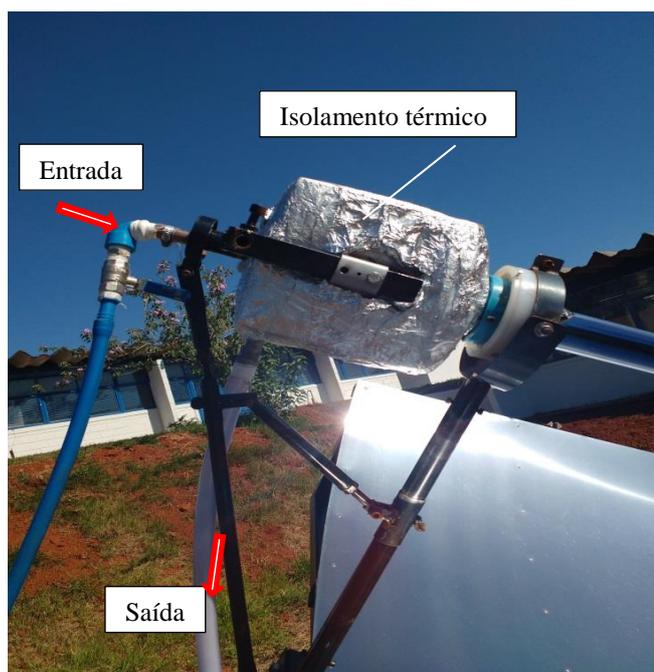
A radiação solar global medida nos pirômetros das estações meteorológicas automáticas do INMET, é a medida da energia radiante que é absorvida por um

disco pintado de preto e branco, sob redomas de vidro protetoras. Esta superfície de detecção reside sobre uma estrutura de termopilha, e quando o calor gerado pela radiação solar circula por ela, um sinal de tensão é gerado. Esse pequeno sinal devidamente calibrado é diretamente proporcional à radiação do sol absorvida. O instrumento lê esses dados cada 5 segundos e a cada 60 segundos é calculada uma média (de 12 valores de amostragem), ao final de cada hora (3600 s) é feita a média destas médias, a qual é lançada como o total de radiação solar global daquela hora.

### 3.5. MÉTODOS DE ENSAIOS E MEDIÇÕES

O experimento foi realizado na localização indicada entre os dias 14/07/2016 e 27/08/2016 com início às 09:00h e término às 16:00h. O período de inverno foi escolhido por ser seco apresentando menor nebulosidade. Anterior a cada ensaio, a limpeza e polimento do concentrador era feita e o tubo coletor, já com a estrutura posicionada no foco, era lavado internamente. A planta entrava em operação previamente de modo a garantir o regime permanente no início das medições, o ajuste manual da vazão definida para o ensaio e o correto posicionamento dos sensores. O conector de passagem foi isolado com manta térmica e papel alumínio em uma tentativa de minimizar as perdas térmicas, conforme a Figura 38.

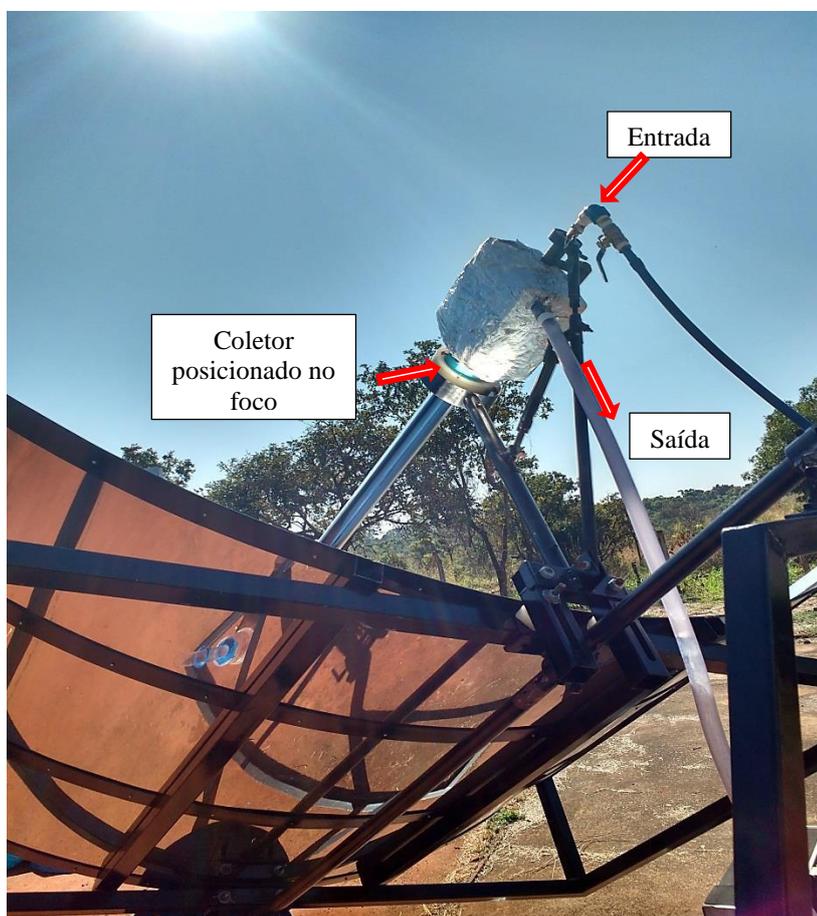
Figura 38 – Detalhes do conector de passagem



Fonte: Acervo do autor

Exatamente às 09:00h a aquisição das temperaturas de entrada ( $T_{in}$ ), saída ( $T_{out}$ ) e ambiente ( $T_{amb}$ ) eram iniciadas com uma amostragem a cada minuto. O ajuste de rastreamento do concentrador foi feito de forma manual aproximadamente a cada 15 minutos, observando – se tanto o comportamento das temperaturas na interface gráfica do próprio Labquest® 2 como o indicativo visual do feixe focal na parte inferior do tubo coletor, como ilustra a Figura 39. A vazão era conferida e/ou corrigida toda vez que o coletor fosse movimentado em consequência da alteração da altura de coluna d’água.

Figura 39 – Foco ajustado no coletor



Fonte: Acervo do autor

No total, cinco ensaios foram completamente aproveitados e serão discutidos posteriormente. Quatro deles foram realizados em diferentes vazões com objetivo de determinação, estudo e comparação da eficiência térmica do sistema para cada situação. O último ensaio foi feito com uma vazão já estudada, mas sem a atuação do concentrador para que pudesse ser feito um estudo do seu efeito no sistema e

comparação com os demais casos. O cronograma dos experimentos pode ser visto na tabela Tabela 6.

Tabela 6 – Dias de ensaios realizados

Data	Vazão Volumétrica Média (ml/min)
14/07/2016	1000
18/07/2016	700
20/07/2016	100
08/08/2016	400 (Sem concentrador)
27/08/2016	400

Fonte: Acervo do autor

### 3.6. MÉTODO PARA DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA

A melhor forma de se determinar o quão bem se dá a conversão de energia em uma máquina, dispositivo ou sistema é por meio do cálculo da sua eficiência ( $\eta$ ). Esta é obtida determinando – se a relação entre a energia útil aproveitada e toda energia utilizada para que essa conversão aconteça. De modo geral, a fórmula para cálculo de eficiência em coletores solares é feita pela comparação percentual entre o calor total incidente ( $Q_{IN}$ ) e o calor útil ( $Q_U$ ) transferido ao fluido de trabalho, ambos em Watts ( $W$ ), como mostra a Equação 3.

$$\eta = \frac{Q_U}{Q_{IN}} \quad (3)$$

O calor útil absorvido pelo fluido ( $Q_U$ ) é dado pela Equação 4.

$$Q_U = m' \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (4)$$

Em que:

- $m'$  é a vazão mássica do fluido [kg/s];
- $C_p$  é o calor específico do fluido [J/kg.°C];
- $T_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido [°C];
- $T_{out}$  é a temperatura de saída do fluido [°C].

A determinação da vazão mássica ( $m'$ ) se dá pela Equação 5.

$$m' = v' \cdot \rho \quad (5)$$

Sendo:

- $v'$  é a vazão volumétrica [ $m^3/s$ ];
- $\rho$  é a massa específica do fluido [ $kg/m^3$ ];

O cálculo da energia solar incidente é feito pela radiação solar incidente multiplicada pela área de abertura do concentrador, como descrito na Equação 6.

$$Q_{IN} = I_S \cdot A_c \quad (6)$$

Sendo:

- $I_S$  a energia solar incidente [ $W/m^2$ ];
- $A_c$  a área de abertura do concentrador [ $m^2$ ].

Assim, a determinação da eficiência térmica de um coletor solar pode também ser expressa pela Equação 7.

$$\eta = \frac{m' \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out})}{I_S \cdot A_c} \quad (7)$$

Entretanto esse método para determinação da energia solar incidente ( $Q_{IN}$ ) leva em consideração que toda radiação solar que chega à superfície do concentrador é refletida na linha focal e que 100% dessa energia é absorvida pelo coletor. Em uma investigação da influência de erros óticos na eficiência térmica e termodinâmica dos PTC's, MWESIGYE et al.(2016) alteram o denominador da Equação 3 pois levam também em consideração o rendimento ótico ( $\eta_o$ ) do sistema , conforme a Equação 8 a seguir:

$$\eta = \frac{Q_U}{Q_{IN} \cdot \eta_o} \quad (8)$$

Por isso, no presente trabalho foram realizadas medidas de refletividade da chapa de aço inox 430 para a determinação de seu rendimento ótico, uma vez que essa constitui o espelho do concentrador projetado. Com o espectrômetro de infravermelho por transformada de Fourier *Cary 600 Series* (Figura 40), fabricado pela ©Agilent Technologies foi feita a análise da refletividade dessa chapa e seus dados posteriormente comparados aos resultados de um material padrão (ouro), ficando constatado que a refletividade e, portanto o rendimento ótico do concentrador é de 75%, na região infravermelha do espectro.

Figura 40 – FTIR Cary 600 series



Fonte: <https://goo.gl/xMvU9f>

Em relação às perdas óticas, foi considerada ainda a área dos rebites usados para fixar a chapa inox na estrutura do concentrador que, mesmo sendo de aço, não acompanham a curvatura do espelho e por isso não refletem a radiação solar no foco. Foram usados 56 rebites com 10 mm de diâmetro cada, a área de todos eles foi somada ( $A_R$ ) e, a área útil ( $A_U$ ) de abertura do concentrador foi determinada de acordo com a Equação 9.

$$A_u = A_C - A_R \quad (9)$$

Pela Tabela 2 (Principais características tubo coletor utilizado), o fabricante nos informa que o coletor tem coeficiente de transmitância ( $\tau$ ) de 0,9, coeficiente de absorção ( $\theta$ ) de 0,92 e perda média de calor ( $U_L$ ) de  $0,5W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ , ou seja, 90% da

energia incidente no tubo chega ao absorvedor, este aproveita 92% dessa energia transferindo – a para o fluido que perde uma parcela de calor nas suas variações de temperatura. Desse modo, a Equação 10 define como se dará o cálculo do calor total incidente, observadas as características do sistema, e a Equação 11 exhibe como será o cálculo adotado para a determinação da eficiência térmica neste trabalho.

$$Q_{IN} = (A_u \cdot I_S \cdot \eta_o \cdot \theta \cdot \tau) - (U_L \cdot A_U \cdot (T_{out} - T_{in})) \quad (10)$$

$$\eta = \frac{Q_U}{Q_{IN}} = \frac{m' \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out})}{(A_u \cdot I_S \cdot \eta_o \cdot \theta \cdot \tau) - (U_L \cdot A_U \cdot (T_{out} - T_{in}))} \quad (11)$$

### 3.6.1. Demonstração prática de aplicação

Esse subitem foi pensado para demonstrar numericamente como serão apresentados os resultados obtidos de forma mais prática e usando variáveis reais. A demonstração a seguir usa dados médios (Exibidos na Tabela 7) obtidos no dia 18/07/2016, ensaio realizado com vazão volumétrica de 700 ml/min.

Tabela 7 – Exemplo de dados para análise numérica

Horário (hh:mm)	Média horária			
	$T_{amb}$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$I_S$ (W/m <sup>2</sup> )
09:00	18,7226	19,8774	21,5587	301,28
10:00	18,9145	20,5243	23,7807	500,08
11:00	18,8166	20,4066	24,4125	646,24
12:00	19,9201	21,3319	25,773	756
13:00	22,0911	22,6088	26,6806	759,92
14:00	23,1074	23,8544	28,264	722,12
15:00	22,9871	24,9871	29,1936	628,32
16:00	24,1235	26,0759	30,8436	481,32

Fonte: Acervo do autor

O cálculo será aplicado apenas à média de dados para o intervalo das 09:00h, para os demais pontos o procedimento é o mesmo. O primeiro passo

adotado é converter a vazão volumétrica atual  $v'$  para unidade que atenda o equacionamento a seguir, assim  $700 \text{ ml/min} = 0,000011666 \text{ m}^3/\text{s}$ . A massa específica da água ( $\rho$ ) para temperatura de  $21,55^\circ\text{C}$ , segundo a tabela do Anexo II é de  $998 \text{ kg/m}^3$  e seu calor específico ( $C_p$ ) é  $4181 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$ . Em seguida aplica-se a Equação 5 para a determinação da vazão mássica ( $m'$ ):

$$m' = 0,000011666 \cdot 998$$

$$m' = 0,011637184 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Agora com a Equação 4 obtemos o calor útil absorvido pelo fluido ( $Q_u$ ):

$$Q_u = 0,011637184 \cdot 4181 \cdot (21,5587 - 19,8774)$$

$$Q_u = 81,82 \text{ W}$$

O calor total incidente ( $Q_{in}$ ) é obtido segundo a Equação 10:

$$Q_{IN} = (2,15 \cdot 301,28 + 0,75 \cdot 0,92 \cdot 0,9) - (0,5 \cdot 2,15 \cdot (21,55 - 19,87))$$

$$Q_{IN} = 400,448 \text{ W}$$

Assim a eficiência térmica para o intervalo das 09:00h pode ser determinada aplicando a equação 11:

$$\eta_{9,00h} = \frac{82,82 \text{ W}}{400,448 \text{ W}} = 20,68\%$$

Como os dados de radiação solar são fornecidos pela média horária das incidências, a eficiência considerada nesse trabalho também é a eficiência média para cada intervalo. Após a determinação do calor útil e incidente para cada ocasião é possível a obtenção das eficiências térmicas em todos os períodos, exibidas na Tabela 8.

Tabela 8 – Eficiência térmica para o exemplo de aplicação

Horário (hh:mm)	$Q_{u(W)}$	$Q_{in(W)}$	$\eta$ (%)
09:00	82,82108	400,448	20,6804478
10:00	158,39457	657,41612	24,0935026
11:00	197,81305	854,51375	23,1491945
12:00	204,53129	1000,1526	20,4500083
13:00	196,14907	1005,77272	19,5023255
14:00	221,43384	957,34424	23,1300123
15:00	207,67474	831,34459	24,9805848
16:00	246,07478	633,00359	38,8741524

Fonte: Acervo do autor

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1. DADOS DE RADIAÇÃO SOLAR

No decorrer do período de ensaios, a duração diária do tempo de exposição solar ficou entre 11h03m (14/07/2016) a 11h39 (27/08/2016), conforme a Tabela 9.

Tabela 9 – Tempo de exposição solar

Data	Nascer do sol	Por do sol	Duração do dia
14/07/2016	6h46m	17h49m	11h03m
18/07/2016	6h46m	17h50m	11h04m
20/07/2016	6h45m	17h51m	11h06m
08/08/2016	6h37m	17h58m	11h21m
27/08/2016	6h24m	18h03m	11h39m

Fonte: <https://goo.gl/rM3uvO> (Acesso em Dezembro de 2016)

A observação experimental e as informações acima serviram de ferramentas para determinar a forma com que os dados de radiação solar são apresentados pelo INMET. Como visto anteriormente, a estação automática solar A520 disponibiliza apenas a média horária das incidências, todavia o valor de radiação informado para as 07:00h compreende o intervalo de tempo entre 06:01h às 07:00h (nascer do sol), do mesmo modo o informado para as 08h00 compreende a média de radiação no intervalo entre 07:01h às 08:00h e assim por diante. Os dados de radiação média coletados podem ser observados na Tabela 10 a seguir.

Tabela 10 – Dados de radiação solar médios da estação A520

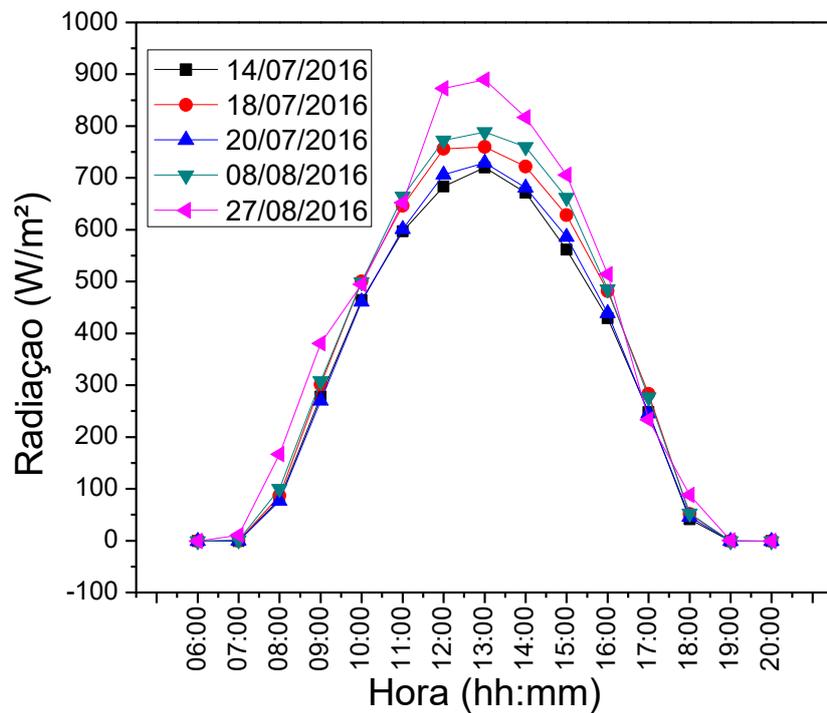
Hora (hh:mm)	Radiação Solar (W/m <sup>2</sup> )				
	Datas				
	14/07/2016	18/07/2016	20/07/2016	08/08/2016	27/08/2016
06:00	-0,9912	-0,9912	-0,9912	-0,9912	-0,9912
07:00	-0,6748	-0,3752	-0,3472	0,81284	10,3236
08:00	80,136	86,996	76,524	99,932	166,6
09:00	277,76	301,28	269,948	307,72	380,52
10:00	464,24	500,08	461,16	498,68	494,48
11:00	596,96	646,24	600,88	663,88	652,12
12:00	683,2	756	706,44	772,52	872,76
13:00	720,16	759,92	729,12	788,48	889,56
14:00	671,16	722,12	681,24	759,64	816,48
15:00	561,68	628,32	586,32	661,64	705,88
16:00	429,24	481,32	439,04	485,24	514,08
17:00	247,94	283,36	245,168	276,724	233,24
18:00	41,328	51,492	45,78	52,64	87,92
19:00	-0,9912	-0,9212	-0,9744	-0,686	0,11508
20:00	-0,9912	-0,9912	-0,9912	-0,9912	-0,9912

Fonte: Acervo do autor

A Tabela 10 deixa claro que todas as incidências correspondentes às 06h00 (05h01 – 06h00) são negativas, o mesmo ocorre em todos os dias às 20h00 (19h01 – 20h00) e em alguns pontos próximos ao início da manhã e fim da tarde. Isso acontece em períodos noturnos ou onde a incidência solar ainda não é efetiva. Durante a noite há uma inversão de fluxo de calor no instrumento (piranômetro), pois nesse período a temperatura do sensor é maior que a temperatura ambiente fazendo com que o valor de radiação mensurado seja negativo e consequentemente desprezível. Analisando um pouco mais, é notório que em todos os dias os valores correspondentes às 06h00 são iguais e negativos, pois não existe incidência solar. Em contrapartida os dados informados às 07h00 são diferentes tanto entre si quanto em relação ao intervalo anterior. No dia 14/07/2016 o nascer do sol se deu às 06h46 (Tabela 9), percebe – se que a radiação informada às 07h00 (Tabela 10) é menos negativa que às 06h00, pois a incidência solar já se manifesta por poucos minutos e eleva o valor de radiação médio informado às 07h00, provando que a leitura das incidências começa a ser feita anteriormente a esse horário.

Conforme a Figura 41, todos os ensaios foram realizados em dias de céu aberto e o comportamento das radiações foi semelhante. O primeiro dia apresentou a menor radiação média e o último teve as maiores incidências em consequência do distanciamento do solstício de inverno e aproximação do equinócio.

Figura 41 – Gráficos de incidência solar

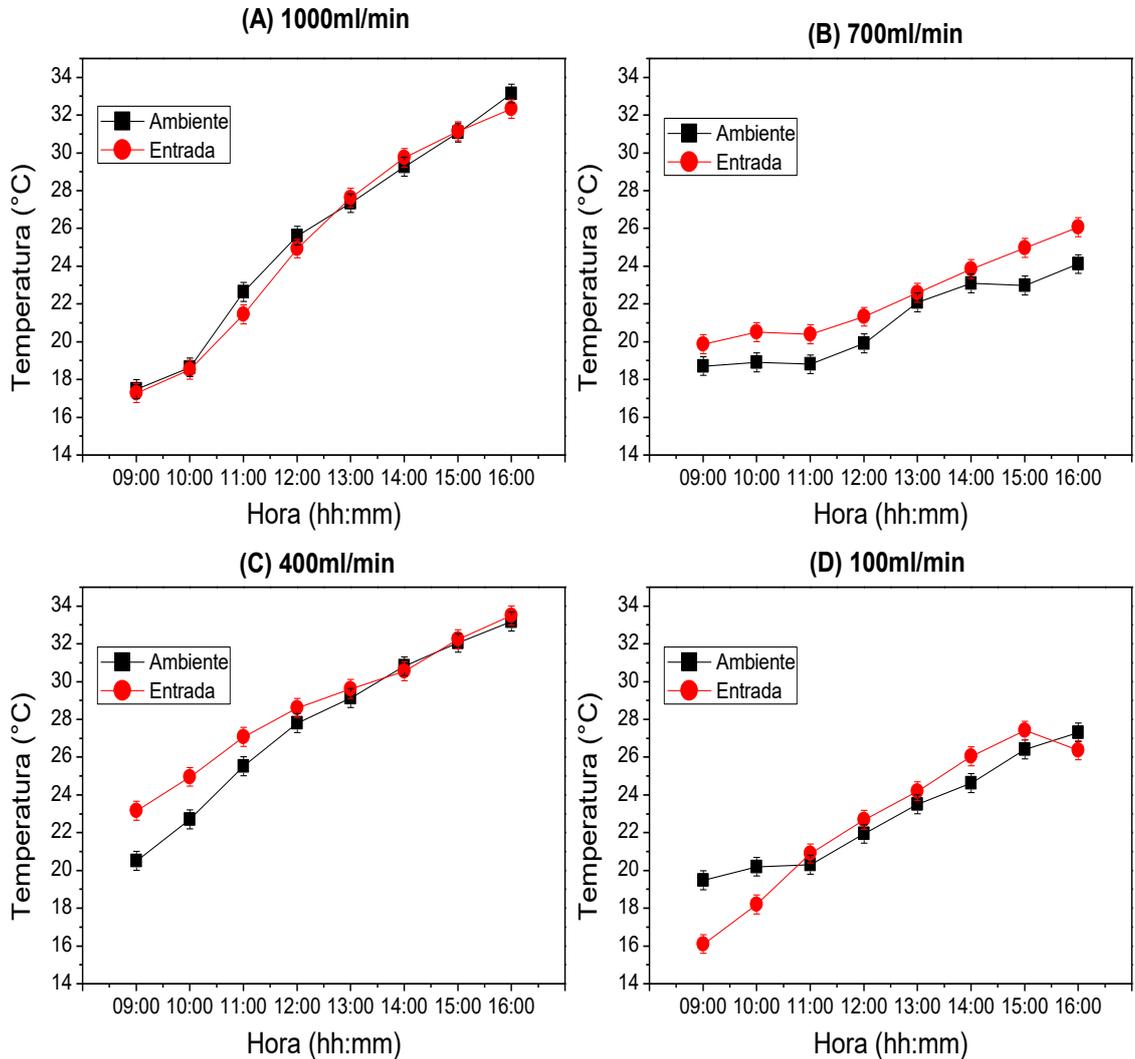


Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

#### 4.2. INFLUÊNCIA DO TROCADOR DE CALOR

De modo a garantir que não houvesse recirculação de fluido quente no sistema, um trocador de calor foi instalado entre a saída do reservatório quente e a entrada do reservatório frio. As temperaturas medidas em ambos os pontos deveriam se comportar de forma similar, caso contrário o fluido de entrada voltaria para o coletor já aquecido, invalidando o método de ensaios aqui proposto. Percebe-se pela Figura 42 que a temperatura do fluido de entrada aumenta naturalmente durante o ensaio em consequência do aumento da temperatura ambiente. O trocador de calor manteve a diferença entre essas temperaturas abaixo de 3°C e o comportamento delas foi muito semelhante.

Figura 42 – Efeito do trocador de calor



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

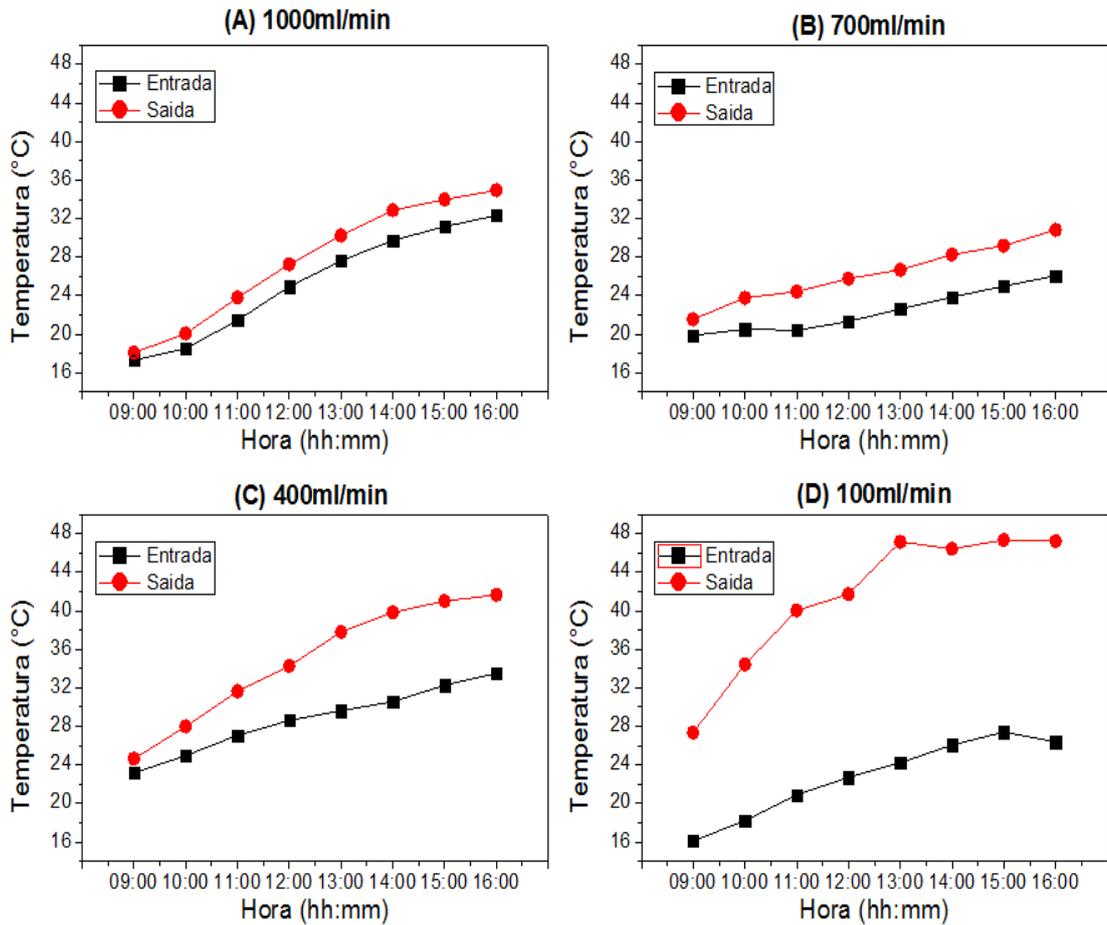
(A) Vazão de 1000ml/min. (B) Vazão de 700ml/min. (C) Vazão de 400ml/min

(D) Vazão de 100ml/min

#### 4.3. COMPORTAMENTO DO FLUIDO DE TRABALHO

De acordo com a Figura 43, as temperaturas do fluido obtidas na saída em todos os ensaios têm comportamento semelhante às temperaturas de entrada acrescidas da diferença de temperatura entre elas ( $\Delta T$ ).

Figura 43 – Comportamento das temperaturas de entrada e saída



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

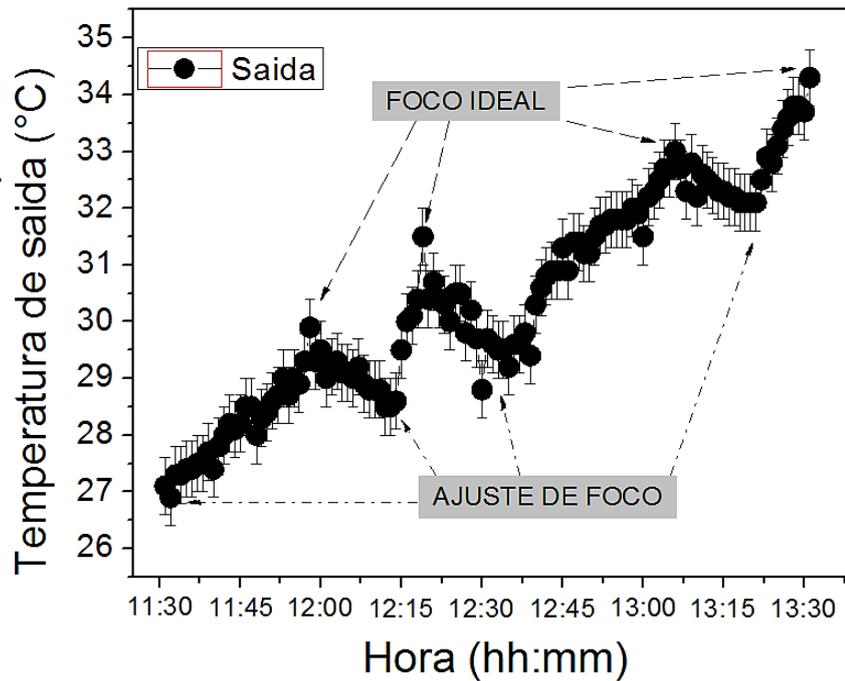
(A) Vazão de 1000 ml/min. (B) Vazão de 700 ml/min. (C) Vazão de 400 ml/min

(D) Vazão de 100 ml/min

Fatores climáticos influenciam o comportamento das temperaturas no sistema. Nos ensaios feitos em dias mais frios, a temperatura ambiente influenciou a temperatura do fluido de entrada, que teve média mais baixa e consequentemente afetou a amplitude das temperaturas de saída da planta. Isso pode ser bem observado no experimento com vazão volumétrica de 700 ml/min que teve amplitude de saída abaixo do registrado para a vazão de 1000 ml/min.

O rastreamento solar feito de forma empírica influenciou no comportamento das temperaturas de saída e consequentemente nos resultados de eficiência térmica dos ensaios. Esse fato pode ser mais bem observado na Figura 44 que ilustra o comportamento da temperatura de saída amostrada uma vez a cada minuto.

Figura 44 – Detalhe do comportamento da temperatura do fluido de saída



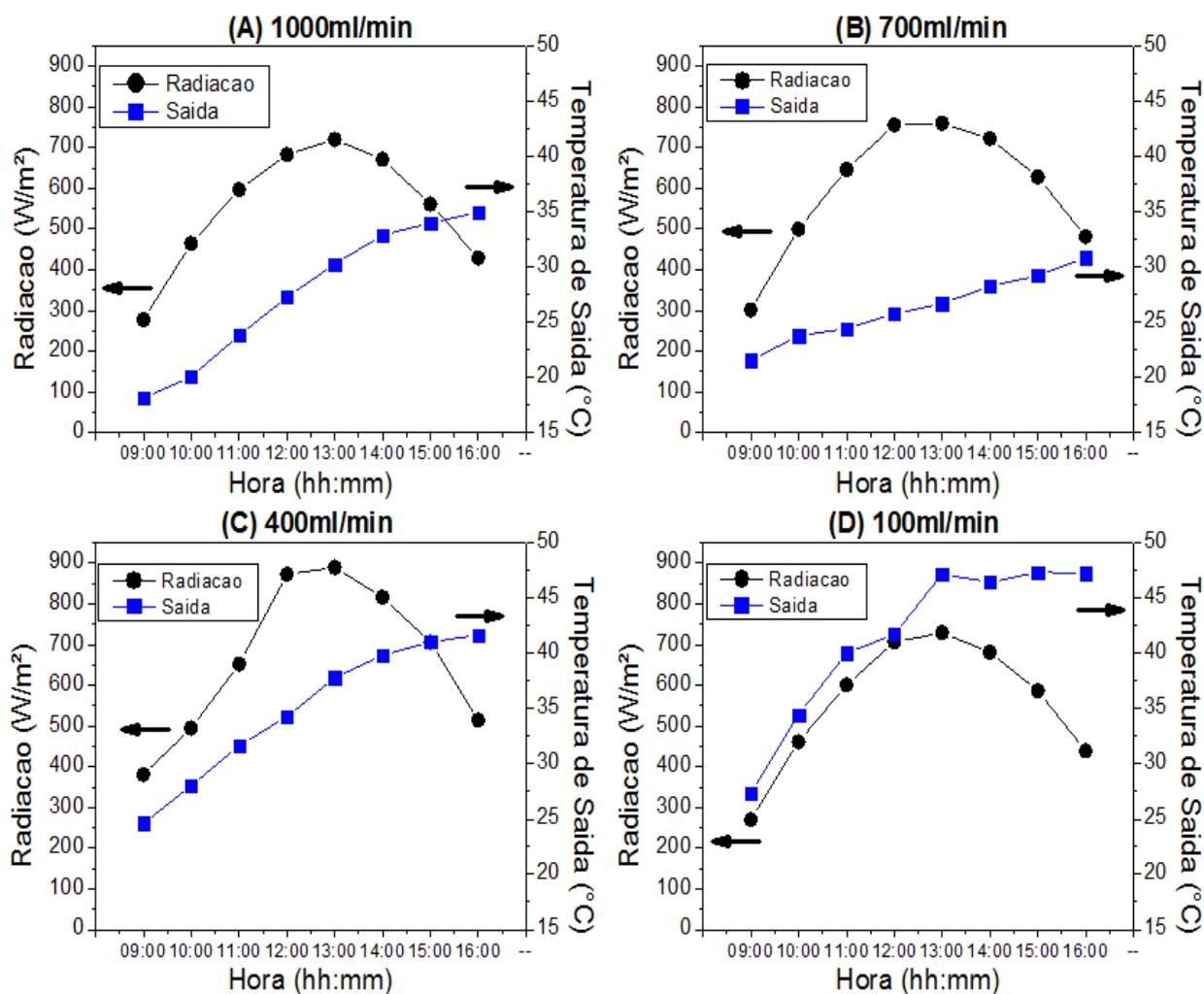
Fonte: Acervo do autor

O intervalo exibido ocorreu entre as 11:30h e as 13:30h, período onde foi observado maior dificuldade para ajuste do foco, durante o ensaio de 1000ml/min. Observa-se no gráfico que a evolução dessa temperatura é caracterizada por apresentar picos e vales. O movimento do concentrador para ajuste do foco no coletor é limitado pelo passo do disco graduado, assim fica perceptível que durante um intervalo pequeno em determinada posição a radiação incide o coletor de forma ótima, gerando um pico de temperatura nessa ocasião, mas instantes depois com a alteração do ângulo de incidência solar, essa temperatura começa a decrescer chegando ao menor valor (vale), se fazendo necessário o reposicionamento do concentrador. Como a vazão em questão foi a mais alta, a temperatura do fluido interno ao tubo era mais sensível e dependente da incidência solar, ou seja, esse comportamento pode ser percebido nos demais ensaios, embora apresentando variações menores.

É notável que no início dos experimentos às 09:00h o fluido não recebe energia suficiente para uma alteração significativa de temperatura, pois as temperaturas de entrada e saída têm valores mais próximos. Isso ocorre em virtude da baixa radiação solar e do efeito da dinâmica do experimento (o tempo de exposição e operação do sistema é menor nesse período). A partir do intervalo das

10:00h, a temperatura do fluido de saída já começa a receber energia de forma efetiva, gradativamente aumentando sua amplitude no decorrer da experimentação e alcança seu máximo valor ainda ao final do ensaio em virtude da atuação do concentrador, no intervalo das 16:00h, mesmo com a incidência solar em queda à partir das 13:00h. Esse comportamento é similar em todos os ensaios, conforme a Figura 45.

Figura 455 – Perfis de radiação solar e temperatura de saída



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

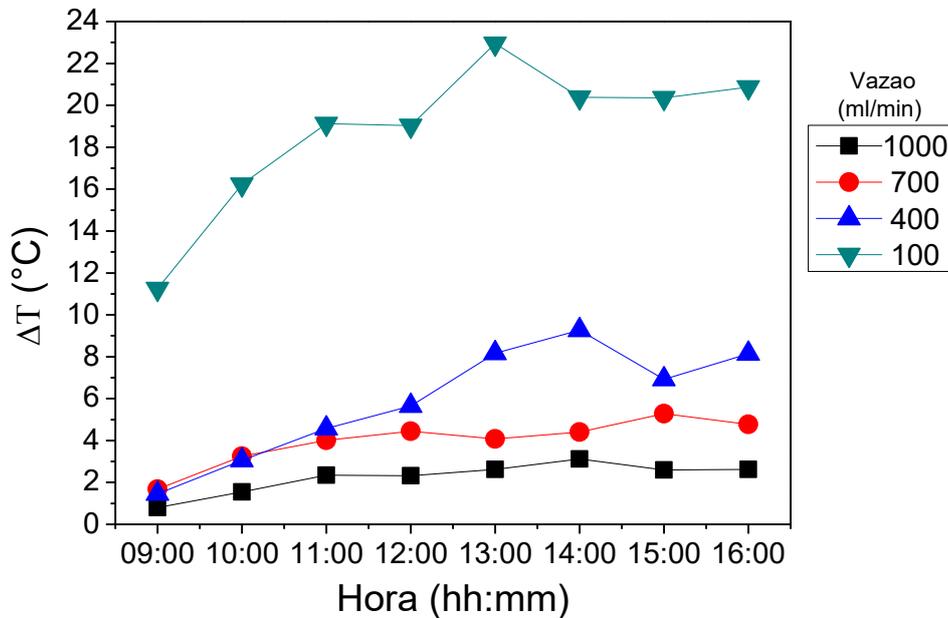
(A) Vazão de 1000 ml/min. (B) Vazão de 700 ml/min. (C) Vazão de 400 ml/min

(D) Vazão de 100 ml/min

Como ilustrado na Figura 46, é possível perceber que, com a diminuição da vazão, a diferença entre as temperaturas aumenta. Isso já era esperado, pois a redução da vazão faz o fluido permanecer por mais tempo dentro do tubo coletor, logicamente aumentando a energia por ele absorvida. O maior ( $\Delta T$ ) foi obtido

durante o ensaio com vazão média de 100 ml/min alcançando valor de 22,94°C no intervalo das 13:00h.

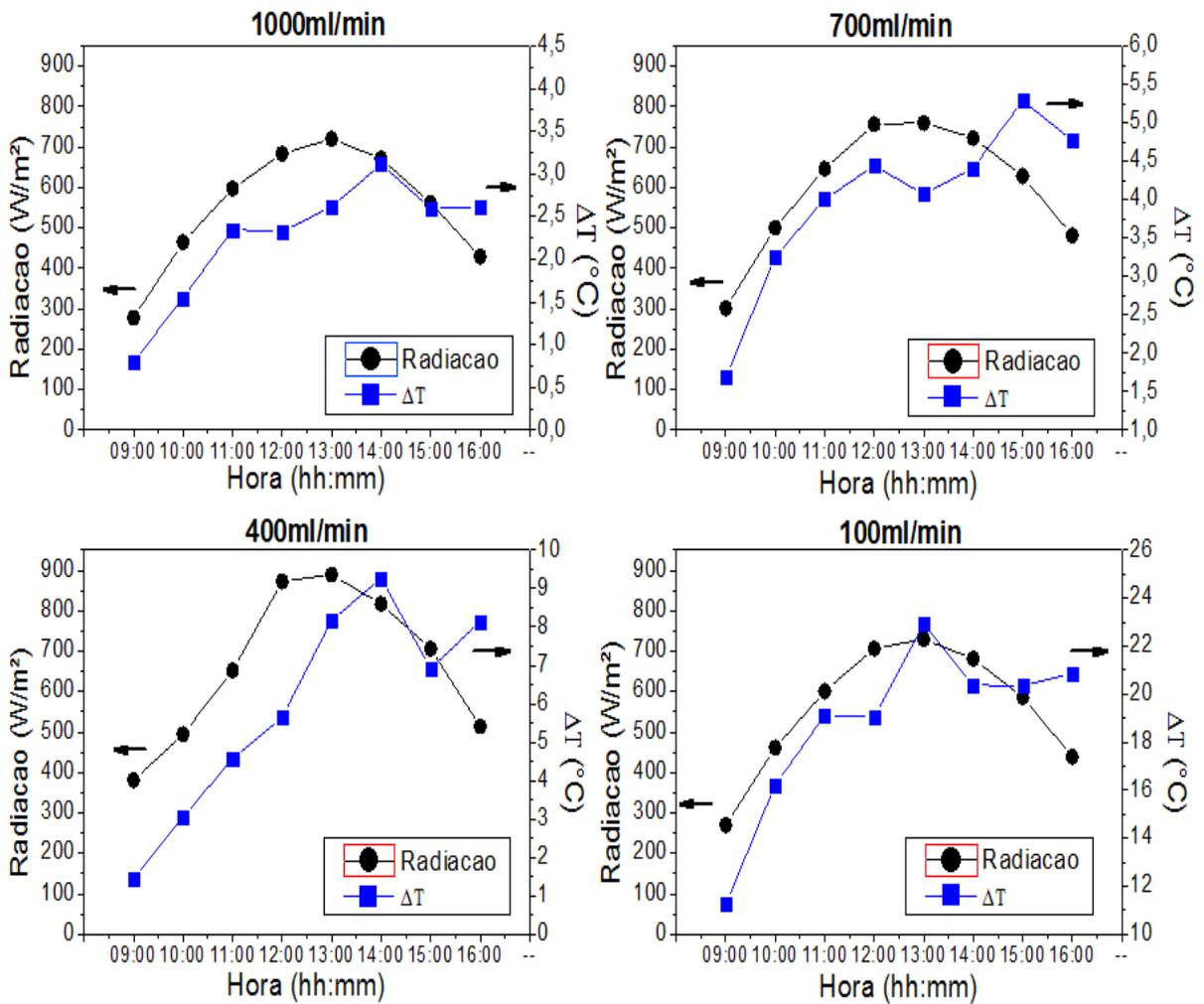
Figura 466 – Diferença entre as temperaturas do fluido de entrada e saída



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

A Figura 47 é muito relevante para justificar o uso do concentrador e o rastreamento solar. Aqui fica claro que a diferença entre as temperaturas aumenta em uma taxa significativa à medida que a radiação solar aumenta no início dos ensaios. Quando essa radiação começa a cair nos intervalos entre às 13:00h e 14:00h o  $\Delta T$  tende a ficar mais estável até as 16:00h, ou seja, mesmo com a incidência solar diminuindo, não há queda considerável na diferença entre temperaturas de entrada e saída até o fim dos experimentos.

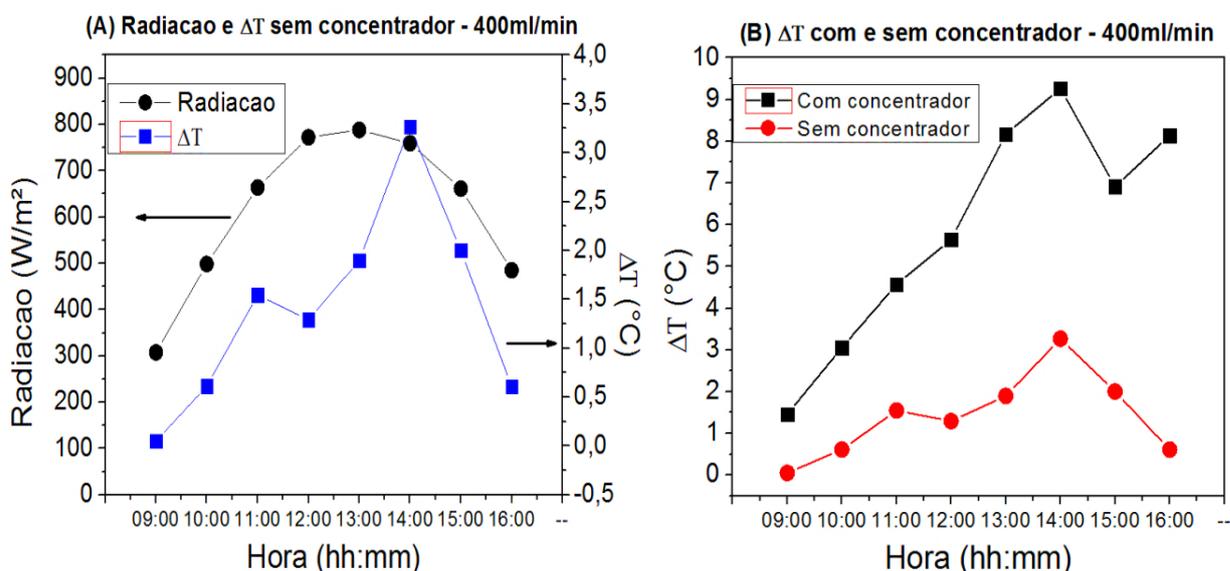
Figura 477 – Perfis de radiação solar e  $\Delta T$  do fluido de trabalho



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)  
 (A) Vazão de 1000 ml/min. (B) Vazão de 700 ml/min. (C) Vazão de 400 ml/min  
 (D) Vazão de 100 ml/min

Outra forma encontrada para melhor percepção do efeito do concentrador foi a realização de mais um ensaio com vazão de 400 ml/min, sem atuação do mesmo. Nessa ocasião o concentrador foi inteiramente encoberto garantindo que o espelho não estivesse atuando, assim o tubo coletor ficou naturalmente exposto à radiação solar. Essa experimentação foi realizada com procedimentos idênticos aos ensaios que aproveitaram a energia solar concentrada. Desse modo, foi possível comparar as diferenças de comportamento do fluido de trabalho com e sem a atuação do concentrador, podendo ser observadas na Figura 48.

Figura 488 – Ensaio sem atuação do concentrador e comparação de  $\Delta T$



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

(A) Radiação e  $\Delta T$  sem atuação do concentrador

(B) Comparação entre as diferenças de temperaturas com e sem atuação do concentrador

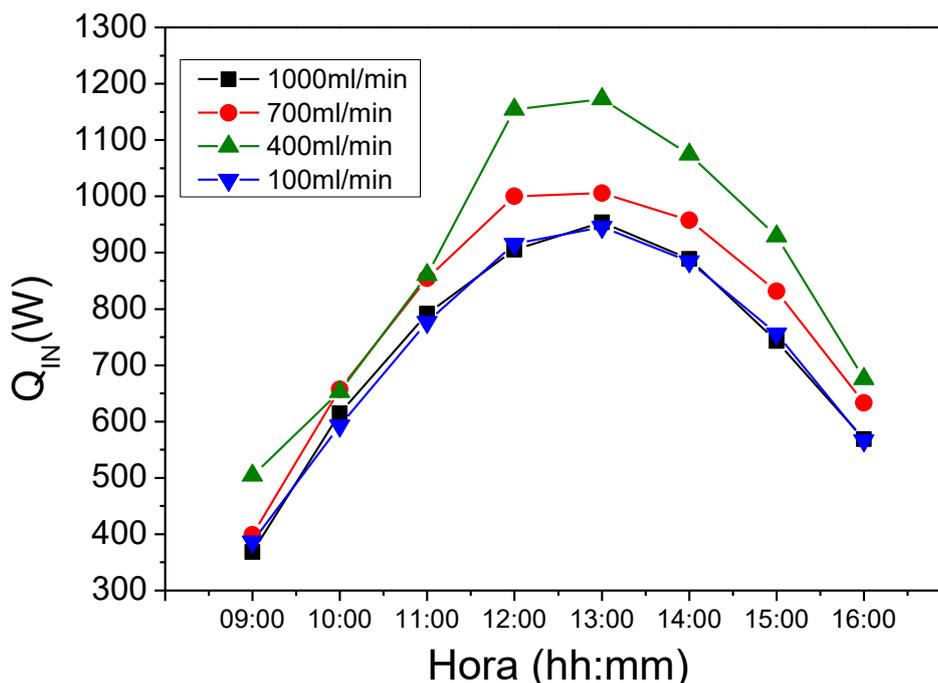
Na Figura 48(A) é notório que a diferença entre temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho decresce bruscamente a partir do intervalo das 14:00h juntamente com a queda da potência solar. Esse perfil é diferente do exibido na Figura 47, onde fica claro que a energia solar concentrada nesses ensaios mantém o  $\Delta T$  sem decaimento tão brusco, resultando em um fluido de saída mais aquecido. Com auxílio da Figura 48(B) é possível observar que o experimento onde o concentrador não atua tem a diferença entre temperaturas notavelmente menor comparada à experimentação que usa a energia concentrada. Numericamente a máxima diferença entre temperaturas de entrada e saída sem energia concentrada foi de apenas 3,2°C, no intervalo das 14:00h, sendo que este parâmetro decresce em uma taxa significativa após esse horário, contra 9,26°C no mesmo período quando o ensaio se deu com a atuação do concentrador, sem que houvesse essa queda expressiva no  $\Delta T$  posteriormente.

#### 4.4. ANÁLISE DA EFICIÊNCIA TÉRMICA

De acordo com a Equação 11 (Tópico 3.6), a eficiência térmica ( $\eta$ ) é dependente da razão percentual entre o calor útil transferido para o fluido de

trabalho ( $Q_U$ ) e o calor total incidente ( $Q_{IN}$ ). Essas duas variáveis foram previamente analisadas com o intuito de simplificar o entendimento dos perfis de eficiência térmica discutidos posteriormente. A Figura 49 exhibe como se deu o comportamento do calor incidente no tubo coletor durante as experimentações.

Figura 499 – Gráficos de calor incidente



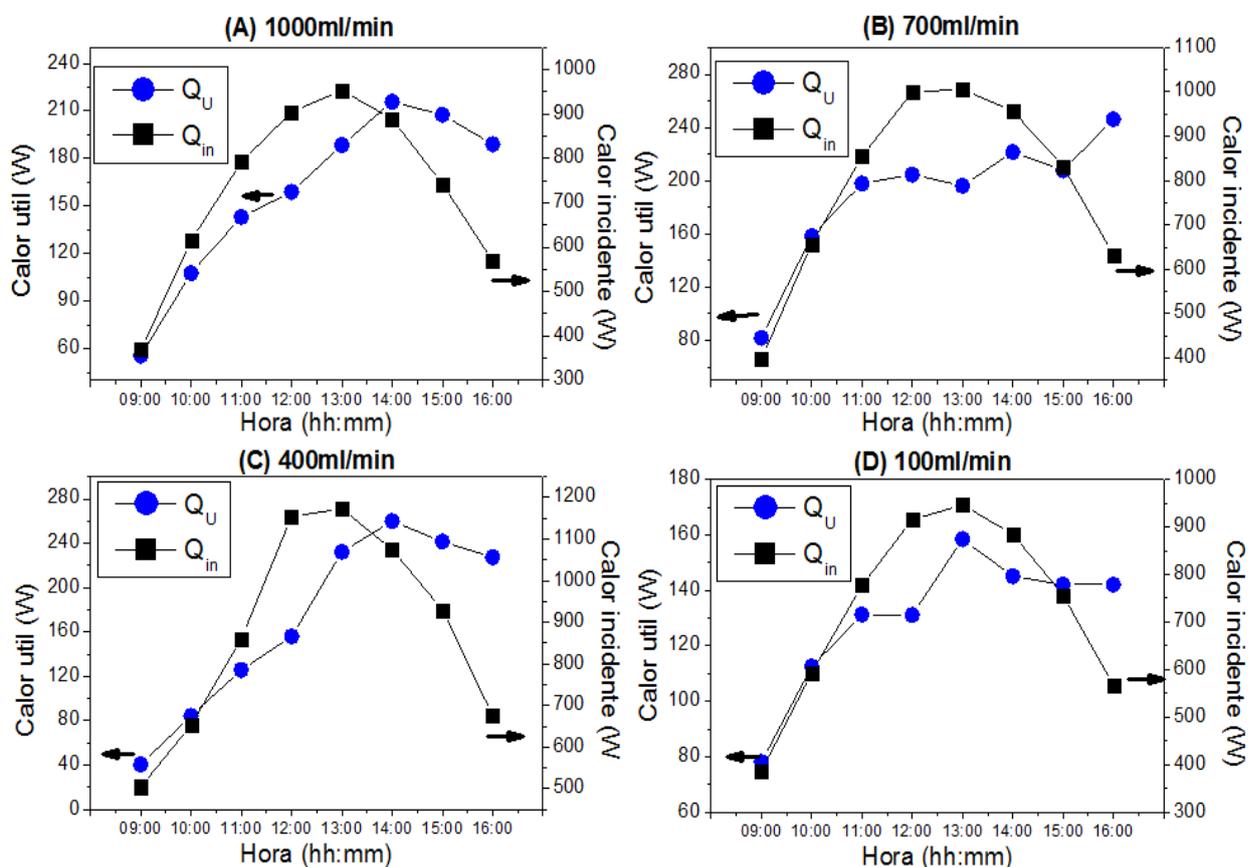
Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

É perceptível que essa energia, em todas as situações, teve sua amplitude com comportamento similar aos perfis de radiação solar. Os picos de calor incidente se deram no intervalo das 13:00h (12:01h – 13:00h) atingindo o máximo valor de 1172,6W no ensaio com vazão de 400 ml/min notavelmente em razão da maior radiação solar (Tópico 4.1).

O calor útil ( $Q_U$ ) transferido é a parcela aproveitada do calor incidente ( $Q_{IN}$ ). Ele depende do produto entre vazão mássica, calor específico e a diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho no instante ou intervalo analisado. Essa variável idealmente deveria ter comportamento similar em relação ao calor total incidente corrigindo-se as perdas óticas/térmicas e sensibilidade do sistema, ou seja, uma alteração do fluxo solar incidente deveria alterar o calor

absorvido de forma similar. No entanto, isso não se configurou de forma incisiva durante os ensaios realizados, conforme a Figura 50.

Figura 50 – Comparação entre os perfis de calor incidente e calor útil

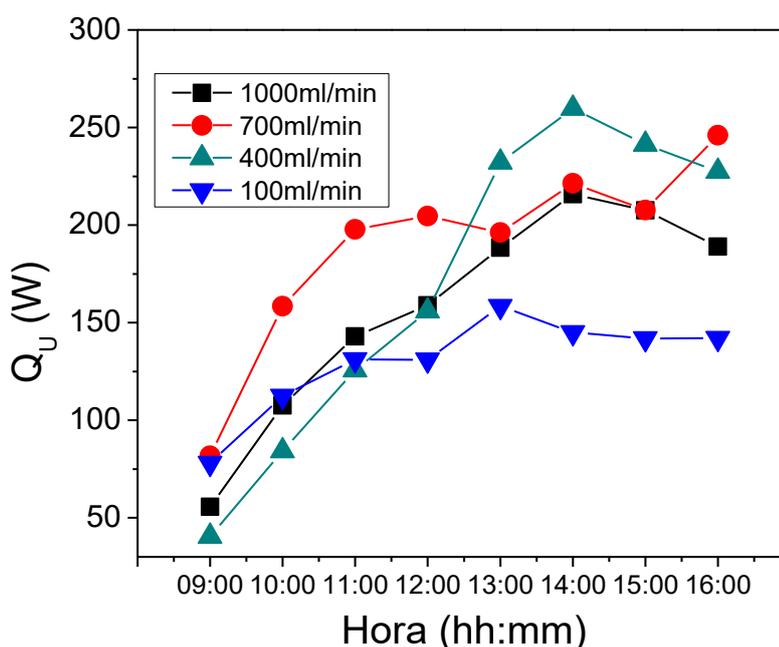


Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)  
 (A) Vazão de 1000 ml/min. (B) Vazão de 700 ml/min. (C) Vazão de 400 ml/min  
 (D) Vazão de 100 ml/min

Os gráficos, com duplo eixo “Y”, comparam como se desenvolve o calor incidente e útil durante os ensaios, por isso ambos estão praticamente sobrepostos. É notório que o perfil do calor útil é semelhante ao comportamento da diferença entre as temperaturas de entrada e saída (Exibido no Tópico 4.3), pois alterações no  $\Delta T$  naturalmente geram variações nessa energia absorvida de forma proporcional, quando não há alteração significativa nas demais variáveis que o compõem ( $Q_U$ ). Desse modo, é possível perceber que o calor útil obtido aumenta mais rapidamente no início dos ensaios tendendo a se estabilizar ao final deles, mesmo com a redução da radiação solar incidente, novamente por incumbência da atuação do concentrador.

Outro fator a se destacar é observado comparando-se ponto a ponto a evolução do calor útil obtido no decorrer das experimentações. Embora todos os ensaios tenham em seu início um aumento mais significativo dessa energia, que depois decrescendo tende a ficar mais estável as 16:00h, não existe um padrão definido de comportamento entre esses perfis como pode ser notado na Figura 51.

Figura 511 – Evolução do calor útil obtido em diferentes vazões



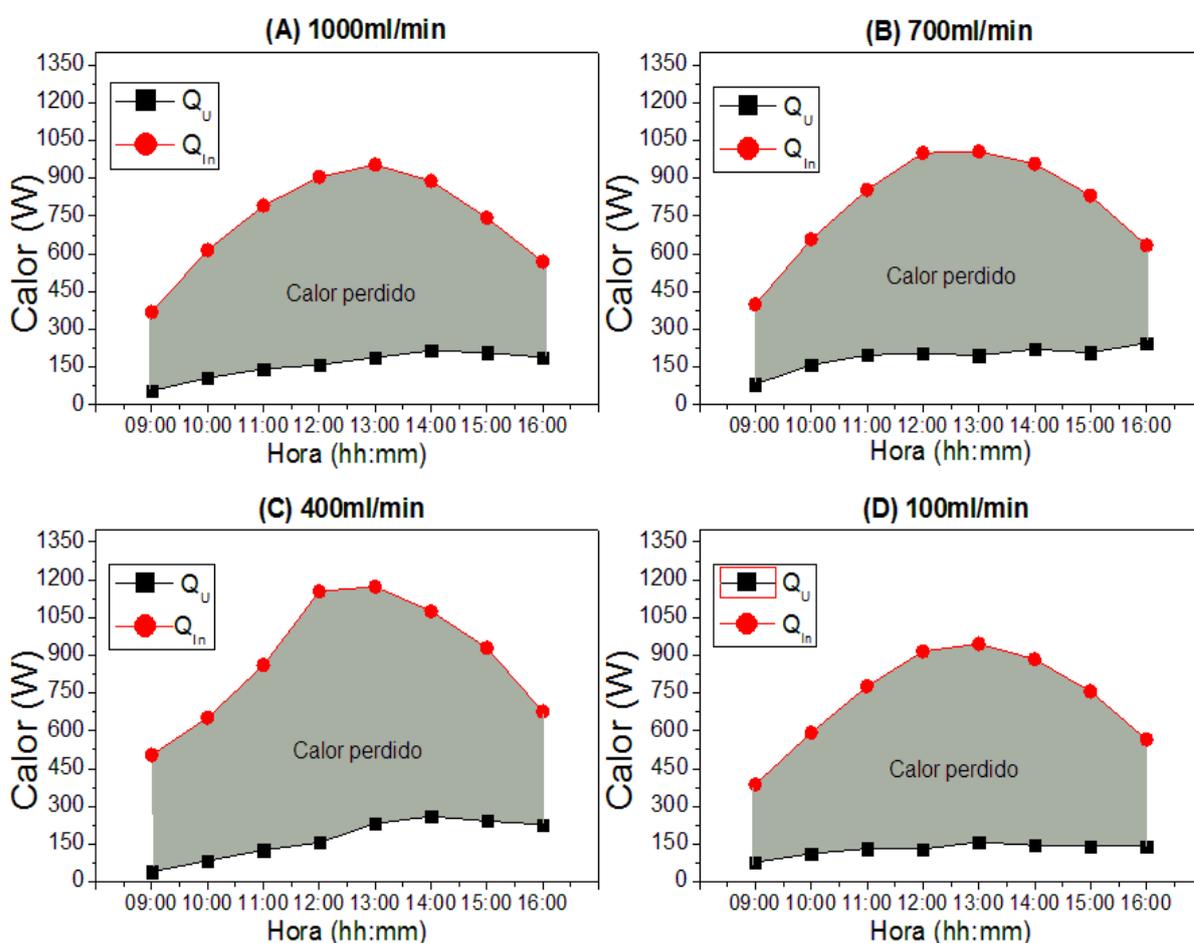
Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

Considerando dois intervalos como exemplo: 13:00h (12:01h – 13:00h) e 16:00h (15:01h – 16:00h), na primeira há uma queda de calor útil obtido na vazão de 700 ml/min enquanto simultaneamente há um aumento desse calor nas demais vazões. Esse aumento se dá em uma taxa semelhante para as vazões de 1000 e 100 ml/min, mas é muito maior no ensaio com 400 ml/min. Já o outro intervalo aponta uma queda da energia aproveitada em dois ensaios (400 e 1000 ml/min), sendo que simultaneamente há um aumento no calor útil na vazão de 700 ml/min enquanto esse valor permanece quase constante no ensaio de 100 ml/min. Isso aconteceu em virtude do rastreamento manual, ou seja, a interferência humana. O foco foi ajustado aproximadamente a cada 15 minutos e/ou quando se tornava necessário observando-se a queda na temperatura de saída. A consequência disso

são os comportamentos exibidos na Figura 51 que implicam na perda do calor útil absorvido e logicamente na redução da eficiência térmica do sistema.

O calor perdido é a diferença entre o calor incidente e o calor útil. Fica claro na Figura 52 que a maior parcela do calor incidente não é transferida ao fluido de trabalho resultando na queda da eficiência térmica do conjunto. Ainda assim é possível notar que a energia no geral é mais bem aproveitada após a queda da incidência solar, logicamente acarretando uma eficiência maior ao final dos ensaios.

Figura 522 – Visualização das perdas de calor em cada ensaio



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

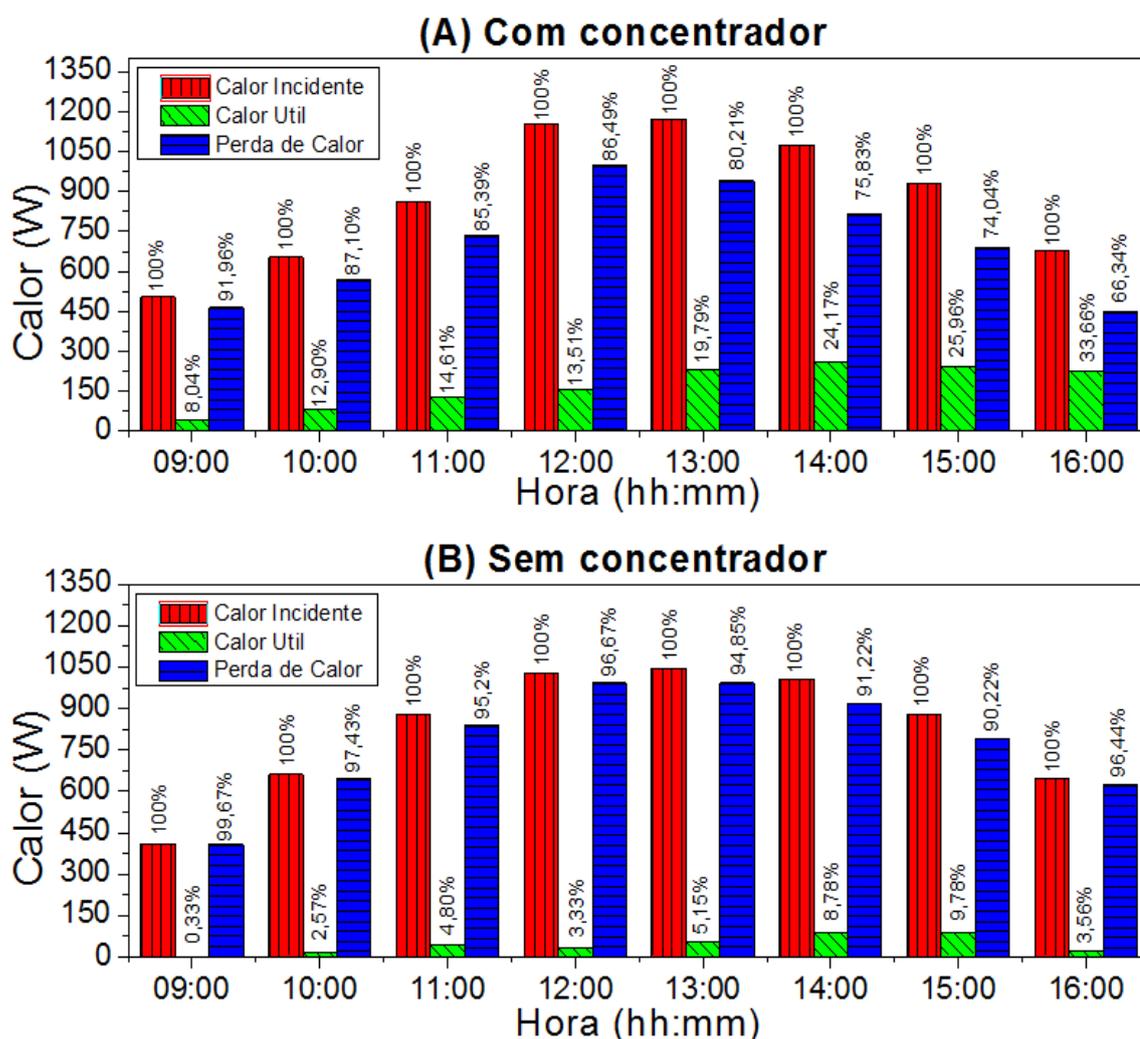
(A) Vazão de 1000ml/min. (B) Vazão de 700ml/min. (C) Vazão de 400ml/min

(D) Vazão de 100ml/min

A comparação, entre os ensaios com vazão de 400 ml/min que usam ou não a radiação solar concentrada, novamente se faz necessária para melhor percepção da atuação do concentrador. A Figura 53 (B) deixa claro que no ensaio onde este não atua, a energia incidente é bem menos aproveitada. Durante o intervalo das

09:00h a energia transferida para o fluido é quase desprezível (1,371W), ela alcança seu máximo valor às 15:00h e decrescendo rapidamente após esse intervalo, gerando a consequente queda da eficiência térmica. Assim, é perceptível que mesmo aproveitando uma parcela relativamente baixa do calor incidente, o uso do concentrador se justifica, pois segundo a Figura 52 (A), aumenta a taxa de calor útil e fornece fluido aquecido durante um período consideravelmente maior.

Figura 533 – Calor aproveitado e concentração da radiação solar



Fonte: Acervo do autor.

(A) Aproveitamento do calor com atuação do concentrador

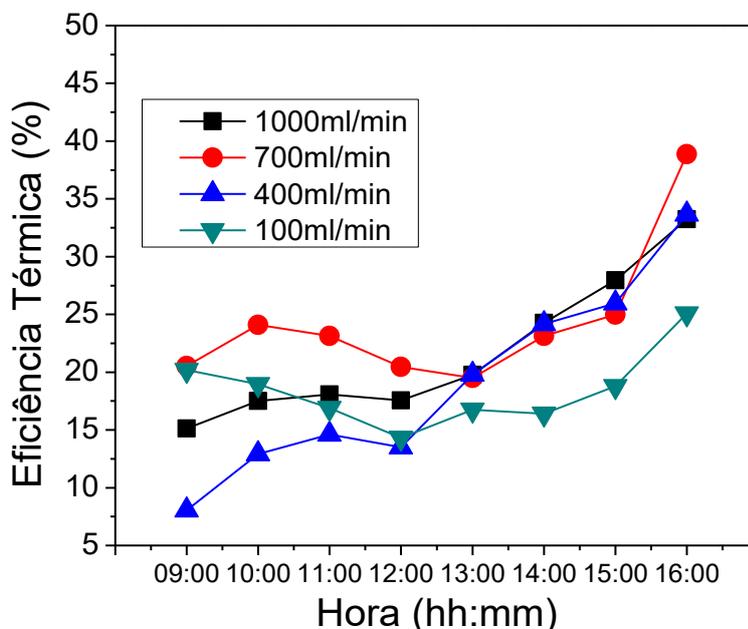
(B) Aproveitamento do calor sem atuação do concentrador

Fatores como transmitância, absorvidade, perda média de calor e refletividade só se tornaram úteis por estarem ao alcance de determinação ou por terem sido fornecidos pelo fabricante do coletor. Como os objetivos principais do trabalho foram

o desenvolvimento por prototipagem e análise do modelo proposto em funcionamento, perdas térmicas e óticas menos importantes não foram consideradas.

O gráfico da eficiência térmica em função do tempo para todas as vazões ensaiadas é ilustrado na Figura 54. É possível notar agora que as curvas de eficiência tem um padrão de evolução similar e, sem exceção, todas alcançam seu máximo valor no intervalo das 16:00h. A maior eficiência foi registrada durante o ensaio com vazão média de 700 ml/min atingindo os 39%, enquanto a menor foi de 8% obtida no intervalo das 09:00h para vazão de 400 ml/min.

Figura 544 – Eficiência térmica em todas as vazões ensaiadas



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

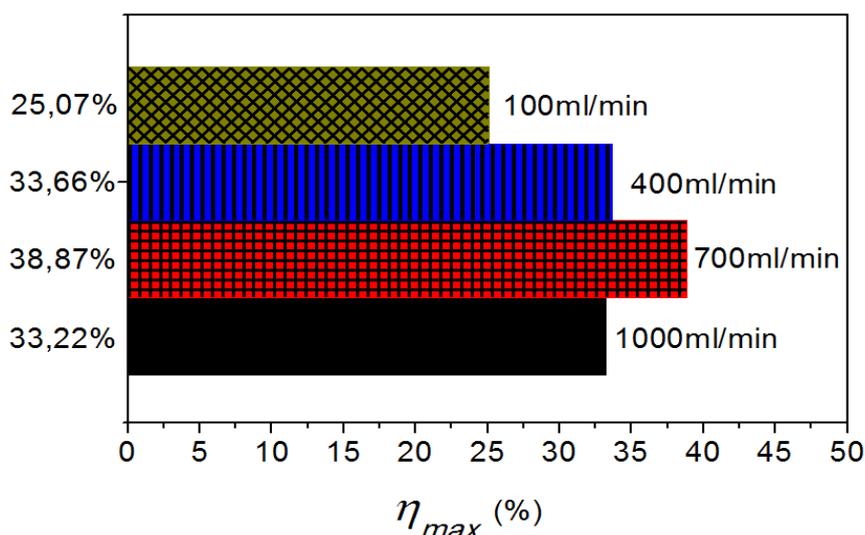
Um comportamento que merece destaque acontece em todos os casos no período entre às 11:00h e 12:00h. Nesse intervalo há uma queda na eficiência térmica em todos os experimentos, mesmo com aumento da radiação solar. Isso se explica, pois durante as experimentações foi possível notar que nesse intervalo o ajuste focal era obtido com maior dificuldade. Algumas vezes, alterando a posição do concentrador em apenas meio passo, o tubo coletor ficava fora do ponto focal e tinha de ser reposicionado no ângulo anterior, era claro então que nesse período qualquer alteração na posição do concentrador influenciava de forma mais aguda a

reflexão da energia no coletor. Percebia-se também que o ajuste focal no início desse intervalo não era necessário, ou seja, havia a impressão que os raios incidentes “demoravam um pouco mais” para mudar de ângulo, mantendo-se mais tempo refletidos no coletor e, após esse início de intervalo, o ajuste tinha de ser feito “às pressas”, pois o coletor saía do foco rapidamente. Esses sintomas então causaram a queda da eficiência térmica nesses instantes. Um único fator ou um conjunto de fatores poderiam ter causado esse problema no ajuste focal do protótipo, dentre eles:

- A operação manual do rastreamento solar que é mais susceptível às falhas humanas;
- Alguma imperfeição na estrutura que foi fabricada manualmente;
- O improvável (porém possível) erro no posicionamento da estrutura e/ou ajuste de inclinação para correção da latitude.

As eficiências máximas nos ensaios, ilustradas no gráfico da Figura 55, foram obtidas entre 25,07% e 38,87%. A vazão ótima ensaiada foi a de 700 ml/min enquanto o valor geral mais baixo de eficiências se deu durante o ensaio de 100 ml/min, embora as diferenças de temperaturas maiores fossem obtidas nessa experimentação. Isso acontece, pois o aumento desse  $\Delta T$  é “compensado” pela redução da vazão mássica não influenciando muito o calor útil que é obtido pelo produto entre essas duas variáveis.

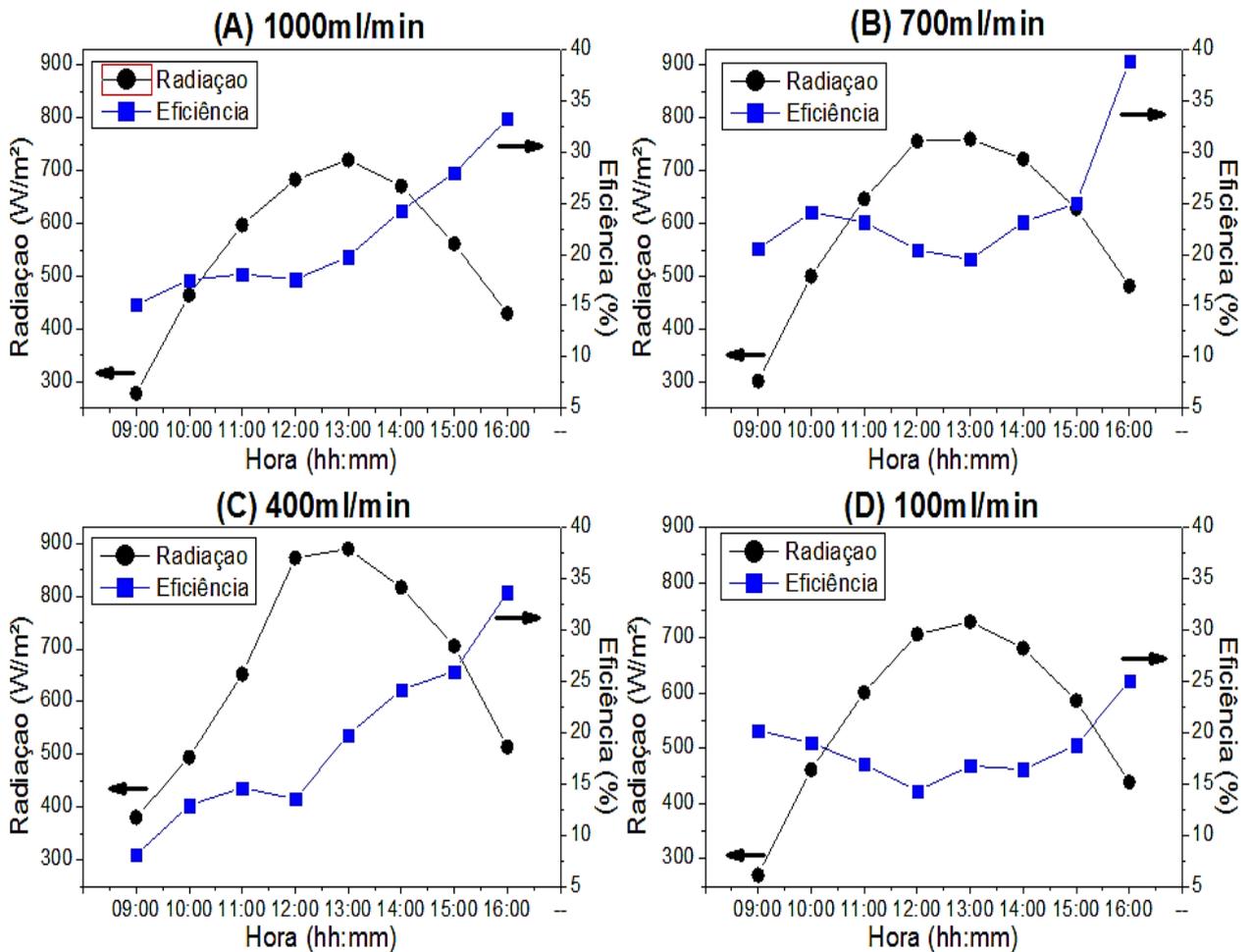
Figura 555 – Eficiência térmica máxima em todas as vazões ensaiadas



Fonte: Acervo do autor.

A comparação entre os perfis de eficiência térmica em relação à variação da intensidade solar durante os ensaios são mostrados na Figura 56. Esse comportamento é importante para deixar ainda mais claro que, durante o período de ensaios, a queda da radiação solar não provoca a queda da eficiência térmica.

Figura 566 – Perfis da eficiência térmica em relação à incidência solar

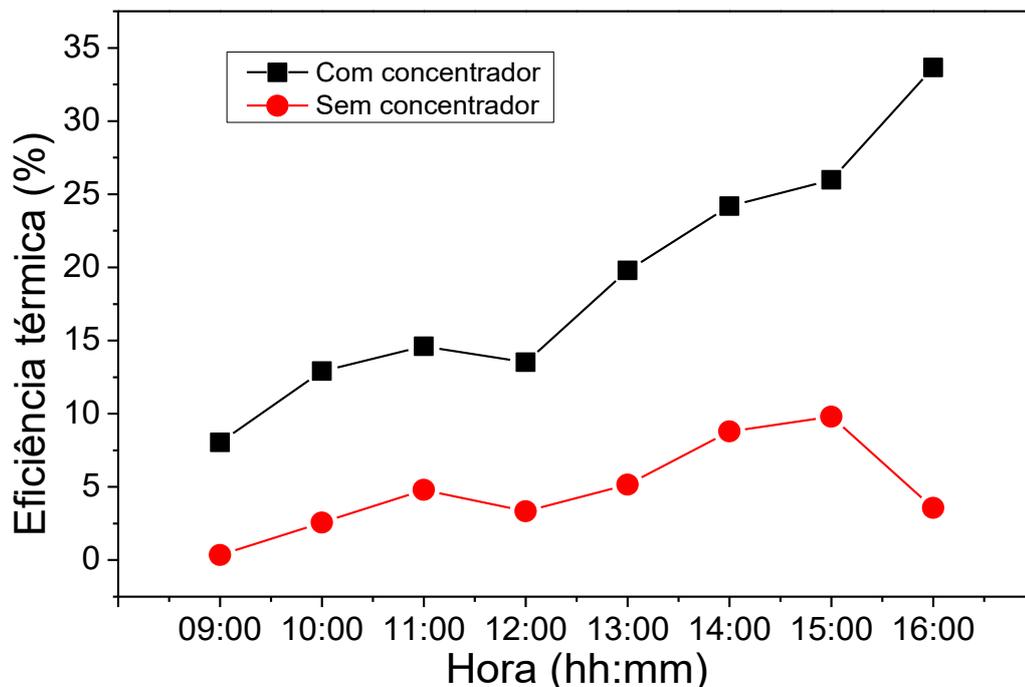


Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)  
 (A) Vazão de 1000ml/min. (B) Vazão de 700ml/min. (C) Vazão de 400ml/min  
 (D) Vazão de 100ml/min

O Gráfico da Figura 57 é uma estimativa de como o uso do concentrador afeta a eficiência térmica do sistema. Ele foi gerado comparando-se dois ensaios de mesma vazão (400 ml/min), onde o concentrador atua em um caso e no outro não. É como se o espelho estivesse “ligado” em uma situação e “desligado” na outra. O mesmo método de determinação da eficiência térmica foi usado em ambos os

casos, pois esta foi analisada por caracterizar o sistema incluindo toda a estrutura do projeto, não sendo considerados fatores isolados.

Figura 577 – Eficiência térmica e atuação do concentrador.



Fonte: Acervo do autor. (As linhas ligando os pontos são apenas guias para os olhos)

Repare que a evolução dos dois ensaios se dá de forma similar até às 15:00h sendo perceptível que após esse intervalo a eficiência aumenta significativamente com a concentração da energia solar e diminui notavelmente quando o concentrador não atua. O maior valor de eficiência obtida no ensaio com concentrador foi próximo a 26% enquanto o rendimento estimado na experimentação sem uso do concentrador não ultrapassou os 10%.

#### 4.5. PRODUÇÃO DE FLUIDO AQUECIDO E ECONOMIA EM kWh

Mesmo o protótipo ainda não sendo autônomo, não havendo armazenamento de fluido quente, nem recirculação do mesmo, esse tópico foi pensado com o objetivo de demonstrar o volume de fluido aquecido, a economia no gasto de energia elétrica em kWh e uma estimativa do tempo de retorno financeiro do investimento do projeto para cada vazão ensaiada.

Como demonstrado anteriormente em todos os experimentos, o sistema sempre foi capaz de fornecer em sua saída fluidos com temperaturas mais aquecidas em relação ao fluido de entrada, sem exceção. A duração de cada ensaio foi de 7 horas/dia sendo que para todas as experimentações temos um total de 28 horas de trabalho que, segundo a Tabela 11, foram capazes de fornecer 924 litros de fluido aquecido.

Tabela 11 - Produção de fluido aquecido

<b>Vazão (ml/min)</b>	<b>1000</b>	<b>700</b>	<b>400</b>	<b>100</b>
<b>Fluido aquecido/hora (Litros)</b>	60	42	24	6
<b>Total em cada ensaio (Litros)</b>	420	294	168	42
<b>Produção total de fluido aquecido (Litros)</b>	924			

Fonte: Acervo do autor

Em março de 2017, a CEMIG (Companhia Energética de Minas Gerais), cobrava R\$0,8103 o kWh em seu modelo tarifário residencial na cidade de Uberaba/MG onde foram realizados os experimentos. A Tabela 12 faz para cada vazão uma estimativa de economia no consumo de energia elétrica, caso fossem aplicados todos os ensaios no período de um mês. Evitando o uso de energia elétrica e aquecendo água com o protótipo exibido, dentro das diferenças de temperaturas informadas, a economia mensal de energia ficaria entre R\$25,37 a R\$36,92. Vale ressaltar que isso é uma suposição, pois o projeto aqui desenvolvido ainda não tem por objetivo a aplicação comercial, por não ser autônomo e devido a outros fatores já citados.

Tabela 12 - Economia mensal estimada

<b>Vazão (ml/min)</b>	<b>1000</b>	<b>700</b>	<b>400</b>	<b>100</b>
<b>kWh (dia)</b>	1,266	1,514	1,367	1,04
<b>kWh (mês)</b>	37,98	45,42	41,01	31,21
<b>Economia mensal (R\$)</b>	30,87	36,92	33,35	25,37

Fonte: Acervo do autor

A Tabela 13 exhibe aproximadamente o custo para montagem do protótipo. Aproveitando o raciocínio do parágrafo anterior o investimento com o projeto teria o retorno financeiro entre 32 e 47 meses aproximadamente.

Tabela 13 - Custo aproximado do projeto

<b>Descrição</b>	<b>Preço (R\$)</b>
Tubo evacuado	120
Barras metalon	375
Chapa aço inox 430	160
Barra ferro chato	60
Tubo eixo	30
Demais Gastos	450
<b>Total</b>	<b>1195</b>

(Não incluídos gastos com instalação hidráulica)

Fonte: Acervo do autor

## 5. CONCLUSÕES

O modelo aqui proposto foi completamente, projetado, construído, colocado em operação e analisado, de acordo com os objetivos do trabalho. Os ensaios foram realizados em dias de céu aberto com radiação solar abundante. As diferentes experimentações procuraram caracterizar o conjunto em operação para quatro vazões de trabalho diferentes, comparando seus resultados e evidenciando as principais diferenças do efeito do rastreamento solar em relação a um ensaio que não aproveita esse recurso.

A operação do protótipo de energia solar concentrada como proposto não permitiu a recirculação do fluido aquecido, garantindo, com a atuação do trocador de calor, que a temperatura de entrada fosse sempre próxima ao valor da temperatura ambiente.

Embora ainda não conte com funcionamento autônomo, o protótipo foi capaz de fornecer fluidos de trabalho com a saída sempre mais quente em relação à entrada, isso significa que, somados todos os ensaios conseguiram produzir 924 litros de fluido aquecido durante 28 horas de experimentação, podendo gerar uma economia mensal estimada entre R\$25,00 e R\$37,00 caso fosse possível sua

aplicação nas condições descritas, com um retorno de investimento entre 32 e 47 meses. Esse aquecimento ( $\Delta T$ ) variou entre 0,8°C a 23°C, sendo o melhor caso ensaiado com vazão de 100 ml/min. Vale destacar que todos os ensaios foram feitos durante a estação de inverno, relativamente mais fria em relação aos últimos anos. A experimentação com maior temperatura de saída forneceu valores de até 47,4°C em um dia onde a temperatura ambiente não ultrapassou 28°C.

A atuação do concentrador juntamente com o rastreamento garante a manutenção do  $\Delta T$  entre saída e entrada após a queda da radiação solar, quando comparado a um ensaio (aqui realizado) onde a concentração da incidência solar não foi aproveitada, sendo que ambos os casos trabalharam com a mesma vazão média e ficaram sujeitos a condições climáticas semelhantes. Ficou constatado também que o modelo aqui apresentado não propicia queda brusca na eficiência térmica quando a incidência solar diminui a partir das 13:00h, assegurando a produção de fluido de trabalho aquecido por um tempo maior.

O rendimento geral foi prejudicado pela ação de alguns fatores observados como: Perdas térmicas e/ou óticas ainda não consideradas para a determinação da eficiência térmica; imperfeições na construção manual da estrutura; monitoramento e controle manual da vazão e rastreamento solar controlado de forma empírica.

A vazão com eficiência térmica ótima foi a de 700 ml/min, sendo que as máximas durante as experimentações ficaram entre de 25,07% e 38,07%. O ensaio que usa energia solar concentrada obteve um valor de eficiência ótima 2,6 vezes maior comparado ao ensaio que não utiliza esse recurso.

## 6. TRABALHOS FUTUROS

- Desenvolvimento eletrônico de um piranômetro que consiga mensurar precisamente a incidência de energia solar no foco do tubo coletor. Acontece o estouro de escala nos piranômetros comerciais que impossibilita a medição dessa ocorrência, podendo danificar o dispositivo;
- Medição de variáveis ainda não consideradas como: velocidade do vento, umidade, temperatura da parede fria do coletor (voltado para o céu), temperatura da parede quente do coletor (que recebe o feixe refletido pelo concentrador), temperatura interna da base do coletor, temperatura interna da

parte superior do coletor. A obtenção de todas essas variáveis possibilitaria o estudo mais aprofundado das perdas térmicas no sistema podendo aumentar a eficiência térmica do conjunto;

- Alteração do tipo de material reflexivo com objetivo de diminuir as perdas óticas;
- Construção de uma instalação hidráulica mais robusta para que possam ser feitos ensaios onde ocorra a recirculação de fluido quente no sistema.
- Adição de um reservatório térmico que conserve melhor o fluido aquecido, podendo haver até mesmo uma comparação de funcionamento entre convecção forçada e termossifão;
- Substituição do conector de passagem por um de menor volume, de modo que o fluido aquecido possa sair do coletor instantaneamente e ser mensurado com perdas menores de energia;
- Total autonomia da planta proposta. Isso pode ser feito por um controlador lógico programável (CLP) ou por meio do desenvolvimento de um circuito microcontrolado. Processando dados instantaneamente e online com um sistema de supervisão. Com a vazão controlada automaticamente e definida uma estratégia de controle de rastreamento feito por um motor com menor passo ou servomotor, tanto a diferença entre as temperaturas do fluido de trabalho, quanto a eficiência térmica podem aumentar consideravelmente;
- Alteração do fluido de trabalho. Uma análise experimental comparando o comportamento de diferentes fluidos de trabalho seria providencial. Poderiam ser usados, por exemplo: água salina com diferentes concentrações, água destilada, nanofluidos ou óleo.
- Comparação entre ensaios feitos em diferentes estações do ano e condições climáticas adversas. A eficiência do sistema poderia ser analisada e comparada em períodos mais quentes, em dias nublados ou até mesmo chuvosos.

## 7. REFERÊNCIAS

ABBAS, R.; MARTÍNEZ-VAL, J. M. Analytic optical design of linear Fresnel collectors with variable widths and shifts of mirrors. **Renewable Energy**, v. 75, p. 81–92, mar. 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12269**. Instalação de sistemas de aquecimento solar de água em circuito direto – Procedimento. Rio de Janeiro, Brasil, 2006. 16p.

AVALLONE, Elson. **Avaliação da eficiência térmica de um coletor solar tipo tubo evacuado modificado**. 2013. 77f. Dissertação (Mestrado) – UNESP. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2013.

AVALLONE, Elson; Sato, A. I. ; PADILHA, A. ; SCALON, V. L. . Analysis Of Thermal Efficiency Of A Modified Solar Colector Type Evacuated Tube. **Engenharia Térmica**, v. 13, p. 03-08, 2014.  
avallo

BAHAROON, D. A. et al. Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 41, p. 996–1027, jan. 2015.

BAKOS, G. C. Design and construction of a two-axis Sun tracking system for parabolic trough collector (PTC) efficiency improvement. **Renewable Energy**, v. 31, n. 15, p. 2411–2421, dez. 2006.

BBC. **Future - Global resources stock check**. Disponível em: <https://goo.gl/UtFjJd>. Acesso em 16 de Março de 2016

BENYAKHLEF, S. et al. Impact of heliostat curvature on optical performance of Linear Fresnel solar concentrators. **Renewable Energy**, v. 89, p. 463–474, abr. 2016.

BONNET S, ALAPHILIPPE M, STOUFFS P. Thermodynamic solar energy conversion: reflections on the optimal solar concentration ratio. **Int J Energy Environ Econ** 2006;12(3):141–52.

BUDIARDJO, I.; MORRISON, G. L. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy**, v. 83, n. 1, p. 49–56, jan. 2009.

BUTTI, K.; PERLIN, J. **A golden thread: 2500 years of solar architecture and technology**. Palo Alto : New York: Cheshire Books ; Van Nostrand Reinhold, 1980.

CAU, G.; COCCO, D. Comparison of Medium-size Concentrating Solar Power Plants based on Parabolic Trough and Linear Fresnel Collectors. **Energy Procedia**, v. 45, p. 101–110, 2014.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. 3rd ed ed. Hoboken, N.J: Wiley, 2006.

INCROPERA, F. P.; INCROPERA, F. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: Grupo Gen - LTC, 2008.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Technology Roadmap: Solar Thermal Electricity**. Paris, France, 2014. 52p.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **World Energy Outlook 2015**. Paris, France, 2015. 718p.

KALOGIROU, S. **Solar energy engineering: processes and systems**. Burlington, MA: Elsevier/Academic Press, 2009.

KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, n. 3, p. 231–295, jan. 2004.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 7, n. 2, p. 131–154, abr. 2003.

LIANG, H.; YOU, S.; ZHANG, H. Comparison of three optical models and analysis of geometric parameters for parabolic trough solar collectors. **Energy**, v. 96, p. 37–47, fev. 2016.

LIANG, R. et al. Theoretical and experimental investigation of the filled-type evacuated tube solar collector with U tube. **Solar Energy**, v. 85, n. 9, p. 1735–1744, set. 2011.

LIDE, D. R.; FREDERIKSE, H. P. R. **CRC handbook of chemistry and physics: a ready-reference book of chemical and physical data**. Boca Raton, Fla.; London: CRC, 1995.

LIMA, J.B.A. **Otimização de sistema de aquecimento solar de água em edificações residenciais e familiares utilizando o programa TRNSYS**. 2003. 123p. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

LIU, H.; JIANG, Y.; YAO, Y. Testing on the Transient Heat Loss Coefficient of All-Glass Evacuated Tube Collectors in Severe Cold Areas. **Journal of Clean Energy Technologies**, v. 4, n. 5, p. 325–329, 2015.

MA, L. et al. Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube. **Building and Environment**, v. 45, n. 9, p. 1959–1967, set. 2010.

MOUSAZADEH, H. et al. A review of principle and sun-tracking methods for maximizing solar systems output. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 8, p. 1800–1818, out. 2009.

MWESIGYE, A. et al. Influence of optical errors on the thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver. **Solar Energy**, v. 135, p. 703–718, out. 2016.

NAÇÕES UNIDAS NO BRASIL. **ONU esclarece dúvidas a respeito do novo acordo climático adotado pelos Estados-membros na COP21**, 2012. Disponível em: <https://goo.gl/m0alQU>. Acesso em 16 de Março de 2016.

PEREIRA, E. B. et al. (EDS.). **Atlas brasileiro de energia solar**. 1a. edição ed. São José dos Campos: INPE, 2006.

RENEWABLE ENERGY POLICY NETWORK FOR THE 21st CENTURY (REN21). **Renewables 2015: Global Status Report**. Paris, France, 2015. 251p.

RENEWABLE ENERGY POLICY NETWORK FOR THE 21st CENTURY (REN21). **Renewables 2016: Global Status Report**. Paris, France, 2016. 272p.

ROSA, Fabio Niemezowski da. **Aplicabilidade de coletores solares com tubo evacuado no Brasil**. 2012. 65f. Dissertação (Mestrado) - UFRGS. Escola de Engenharia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, 2012.

SANTOS, S. A. F.. **Análise de Coletor Concentrador Solar Parabólico Com Tubos de Calor como Absorvedor**. ENCIT-92-IV Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, p. 243-246, 1992.

SHAH, L. J.; FURBO, S. Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions. **Applied Energy**, v. 78, n. 4, p. 371–395, ago. 2004.

SHETH, M. G., SHAH, P.K. Design and development of compound parabolic concentrating solar collector with flat plate absorber. **International Journal of Innovative Research in Science – Engineering and Technology**, Vol.2, Issue 8, p. 3884-3889, ago. 2013.

SILVI,C. The work of the Italian solar energy pioneer Giovanni Francia (1911-1980), **Proceedings ISES Solar World Congress 2005**, Orlando Florida USA, 2005.

SMITH, Z. A.; TAYLOR, K. D. **Renewable and alternative energy resources: a reference handbook**. Santa Barbara, Calif: ABC-CLIO, 2008.

VIKRAM, T. S.; REDDY, K. S. Estimation of Heat Losses from Modified Cavity Mono-tube Boiler Receiver of Solar Parabolic Dish for Steam Generation. **Energy Procedia**, v. 57, p. 371–380, 2014.

WANG, Y. et al. Performance analysis of a parabolic trough solar collector with non-uniform solar flux conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 82, p. 236–249, mar. 2015.

ZOU, B. et al. An experimental investigation on a small-sized parabolic trough solar collector for water heating in cold areas. **Applied Energy**, v. 163, p. 396–407, fev. 2016.

## APÊNDICES

### APÊNDICE A – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 1000 ML/MIN

Hora	Tamb	Tin	Tout	$\Delta T$	n	Is	Qin	Qu	UI
09:00	17,5	17,3	18,1	0,8	15,11445	277,76	368,2704	55,66206	0,856
10:00	18,65484	18,53017	20,07674	1,546572	17,5032	464,24	614,4975	107,5567	2,449587
11:00	22,64538	21,44978	23,79711	2,347328	18,06739	596,96	791,6271	143,0264	1,696906
12:00	25,63167	24,94292	27,26667	2,323744	17,55833	683,2	905,1005	158,9205	2,831315
13:00	27,34833	27,63396	30,25167	2,617703	19,76166	720,16	953,5731	188,4419	3,476295
14:00	29,28333	29,7513	32,865	3,113695	24,28017	671,16	888,6107	215,7562	3,320629
15:00	31,09333	31,1617	33,98667	2,600604	27,95174	561,58	742,6855	207,5935	3,620625
16:00	33,15667	32,33533	34,95167	2,616341	33,22984	429,24	568,4939	188,9096	1,940294

### APÊNDICE B – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 700 ML/MIN

Hora	Tamb	Tin	Tout	DeltaT	n	rad	Qin	Qu	UI
09:00	13,72256	19,87736	21,55871	1,681352	20,53045	301,28	398,584	81,83108	1,799047
10:00	16,51452	20,5243	23,7807	3,256406	24,0935	500,08	657,4161	158,3946	7,160198
11:00	16,81659	20,4066	24,41245	4,00585	23,14919	646,24	854,5137	197,813	4,300437
12:00	19,02012	21,33189	25,77298	4,441087	20,45001	756	1000,153	204,5313	4,526036
13:00	22,09106	22,60884	26,68062	4,071778	19,50233	759,92	1005,773	196,1491	4,115367
14:00	23,10742	23,85437	28,26395	4,409584	23,13001	722,12	957,3442	221,4338	2,309912
15:00	22,98714	24,98714	29,19357	4,226587	24,98059	628,32	831,3446	207,6747	3,654994
16:00	24,12352	26,07585	30,84364	4,767789	38,87415	481,32	633,0036	246,0748	6,641808

### APÊNDICE C – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 400 ML/MIN

Hora	Tamb	Tin	Tout	DeltaT	n	rad	Qin	Qu	UI
09:00	20,51415	23,17039	24,62873	1,458337	8,039573	380,52	504,1278	40,52972	1,56042
10:00	22,71571	24,96679	28,00072	3,033938	12,90794	494,48	652,5522	84,23106	4,582091
11:00	25,52369	27,08685	31,65501	4,568156	14,61152	652,12	860,5376	125,7376	6,090708
12:00	27,82435	28,61592	34,25928	5,643366	13,51385	872,76	1154,123	155,9664	5,722924
13:00	29,14498	29,62482	37,79684	8,172018	19,79532	889,56	1172,582	232,1162	9,590335
14:00	30,82623	30,5602	39,82648	9,266282	24,17822	816,48	1074,502	259,7955	10,55082
15:00	32,06089	32,26034	41,01629	6,915506	25,96862	705,88	929,3829	241,3479	8,689249
16:00	33,18718	33,51406	41,64995	8,135889	33,66145	514,08	675,6159	227,4221	7,565554

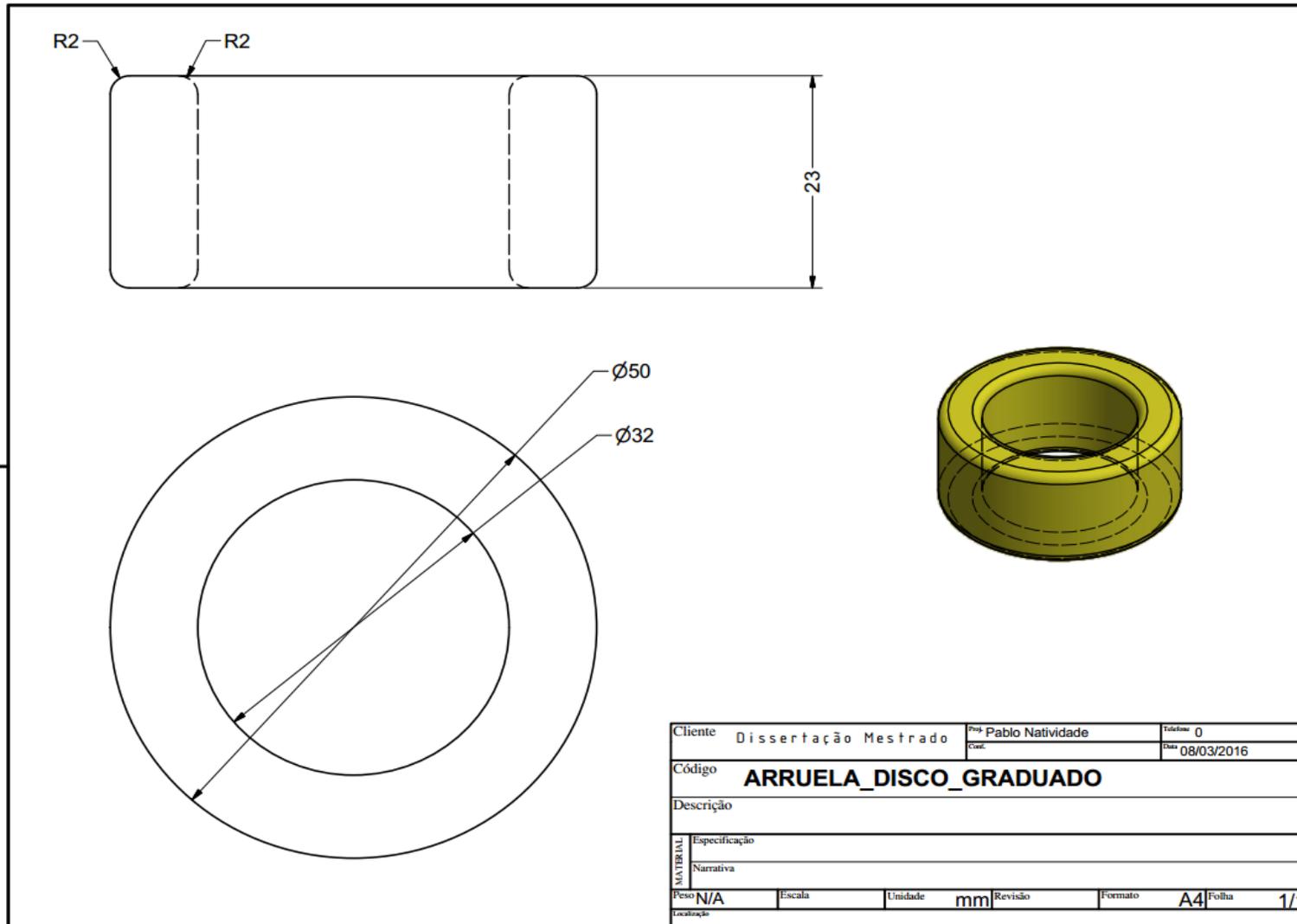
## APÊNDICE D – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO 100 ML/MIN

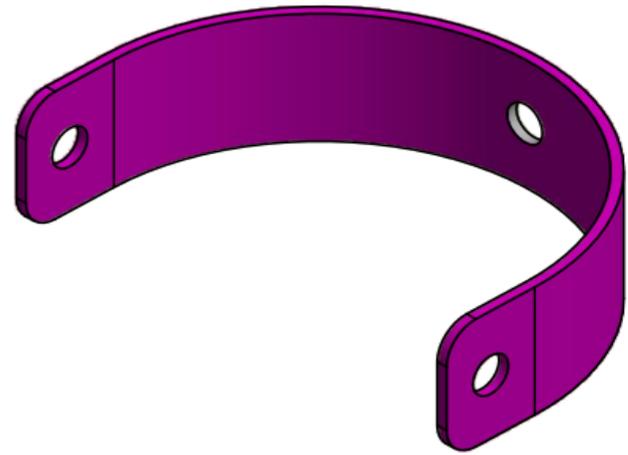
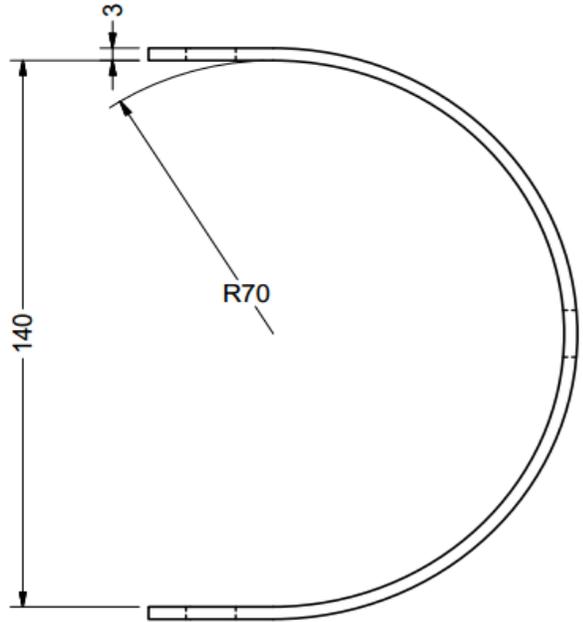
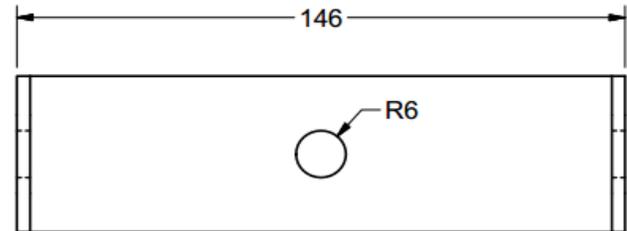
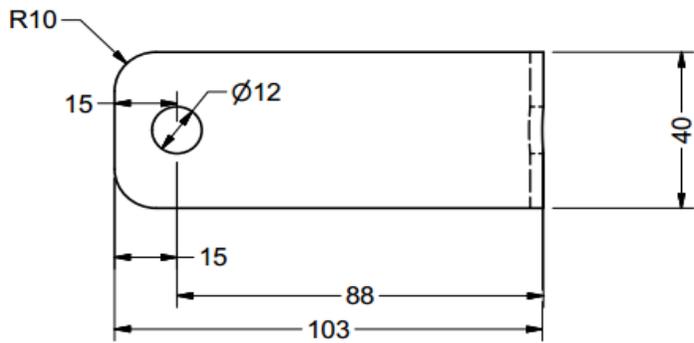
Hora	Tamb	Tin	Tout	DeltaT	n	rad	Qin	Qu	UI
09:00	19,49835	16,11575	27,35907	11,24331	20,19345	299,948	386,5825	78,06434	12,03035
10:00	20,20821	18,20217	34,43236	16,23019	18,96533	461,16	592,9477	112,4545	19,90626
11:00	20,32137	20,90212	40,03181	19,12969	16,89091	600,88	776,7521	131,2005	21,78133
12:00	21,94973	22,68893	41,71475	19,02583	14,31965	706,44	915,2701	131,0634	23,54632
13:00	23,51309	24,21339	47,16204	22,94865	16,74914	729,12	945,7668	158,4079	23,18992
14:00	24,6379	26,05929	46,43565	20,37636	16,39934	681,24	884,3655	145,0301	20,96154
15:00	26,41948	27,41774	47,33634	20,35616	18,77603	586,32	756,2537	141,9944	22,93041
16:00	27,32271	26,38288	46,24586	19,86298	25,07586	439,04	566,2793	141,9994	17,17849

## APÊNDICE E – PARÂMETROS MÉDIOS ENSAIO SEM CONCENTRADOR

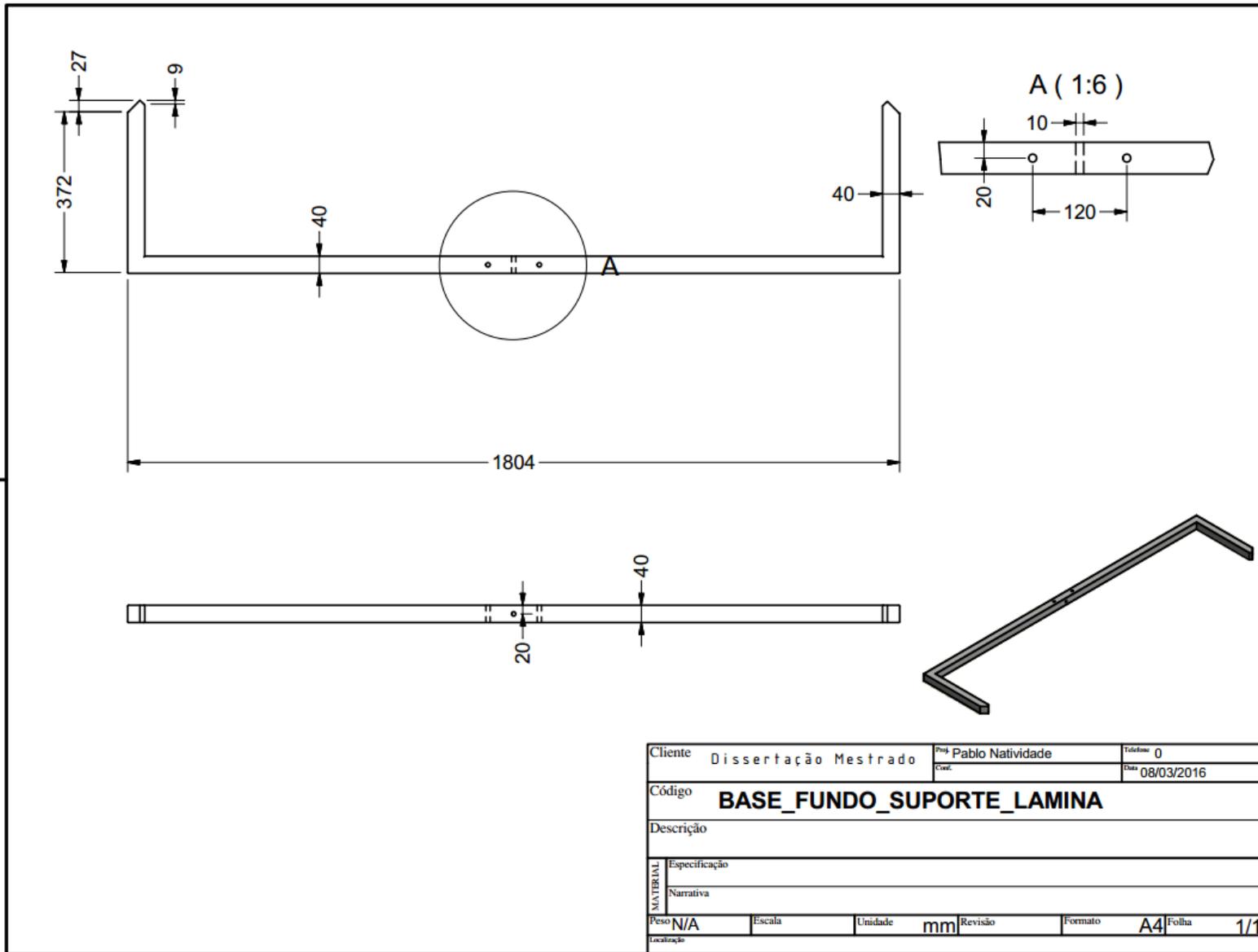
Hora	Tamb	Tin	Tout	DeltaT	n	rad	Qin	Qu	UI
09:00	24,8191	25,12346	25,1728	0,049337	0,335297	307,72	408,8886	1,370991	0,052791
10:00	25,15642	27,04634	27,65853	0,612196	2,570431	498,68	661,2848	16,99787	1,431018
11:00	28,0378	29,02439	30,57092	1,546534	4,799566	663,88	880,7124	42,27037	1,544275
12:00	30,65893	30,30234	31,59375	1,291409	3,331098	772,52	1025,519	34,16105	1,113552
13:00	32,31686	31,19378	33,08949	1,89571	5,154276	788,78	1045,069	53,86571	3,172734
14:00	33,3919	31,93289	35,20024	3,267346	8,786603	759,64	1006,729	88,45727	2,787135
15:00	34,667	33,82931	36,60444	2,00213	9,786291	661,64	876,9662	85,82246	2,313683
16:00	35,02025	35,74197	36,35089	0,608922	3,565588	485,24	645,5139	23,01636	-0,65904

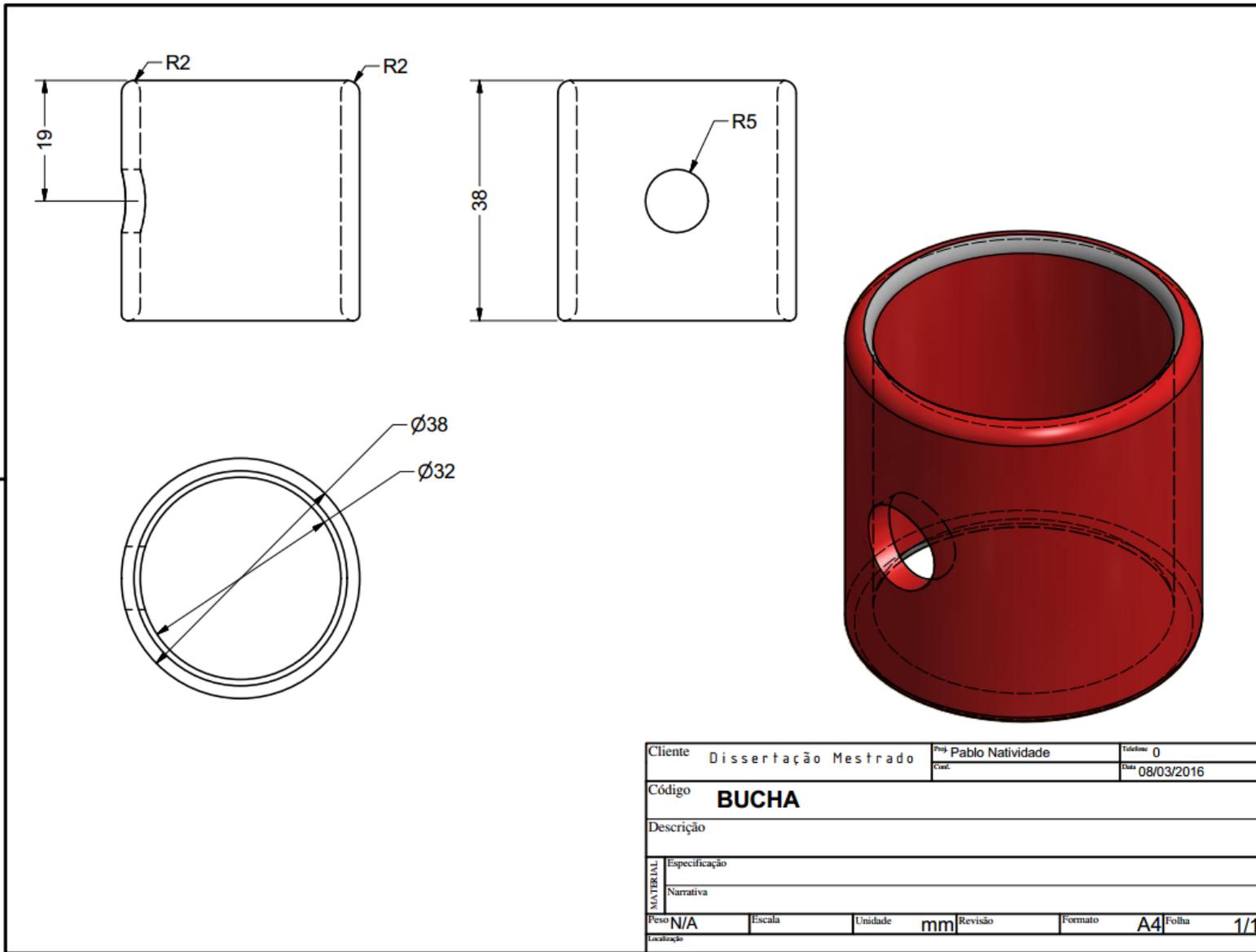
## APÊNDICE F – DESENHOS DA ESTRUTURA PROJETADA



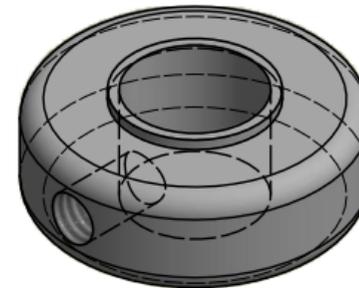
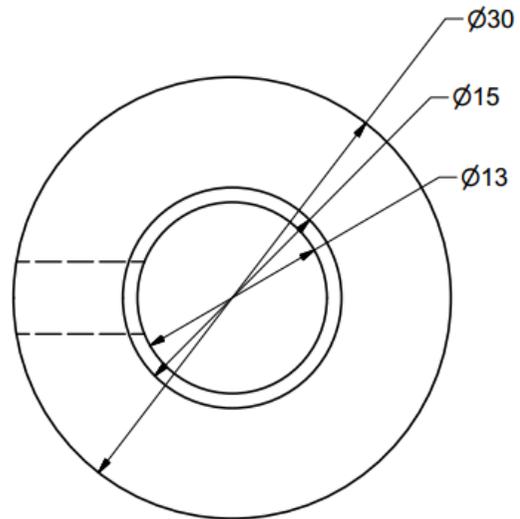
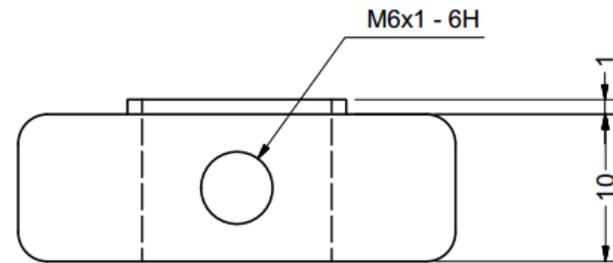
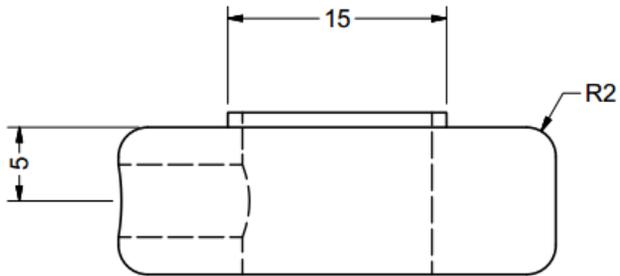


Cliente	Dissertação Mestrado		Proj.	Pablo Natividade		Telefone	0	
			Coord.			Data	08/03/2016	
Código	<b>APOIO_TUBO</b>							
Descrição								
MATERIAL	Especificação							
	Narrativa							
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm	Revisão	Formato	A4	Folha
Localização	1/1							

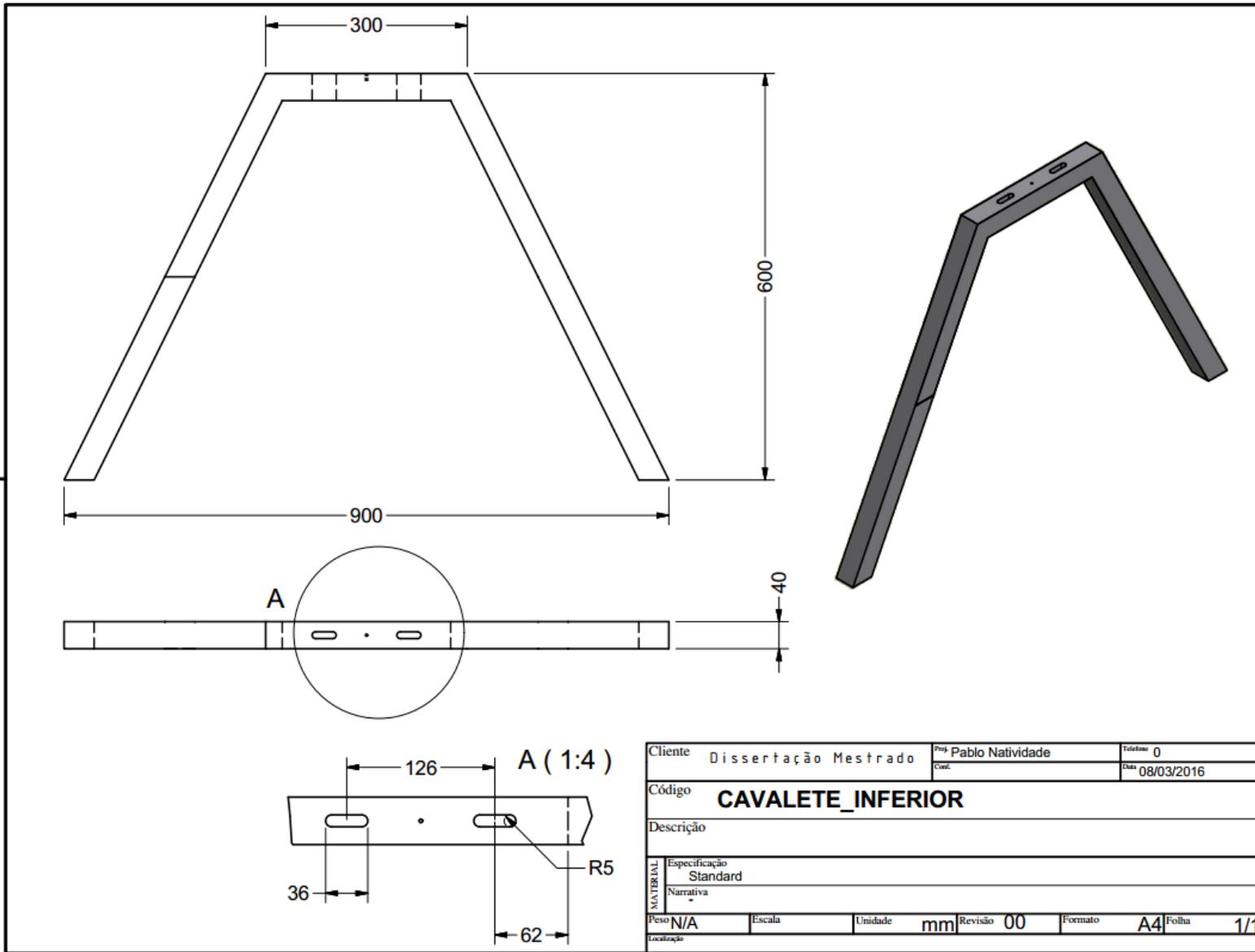




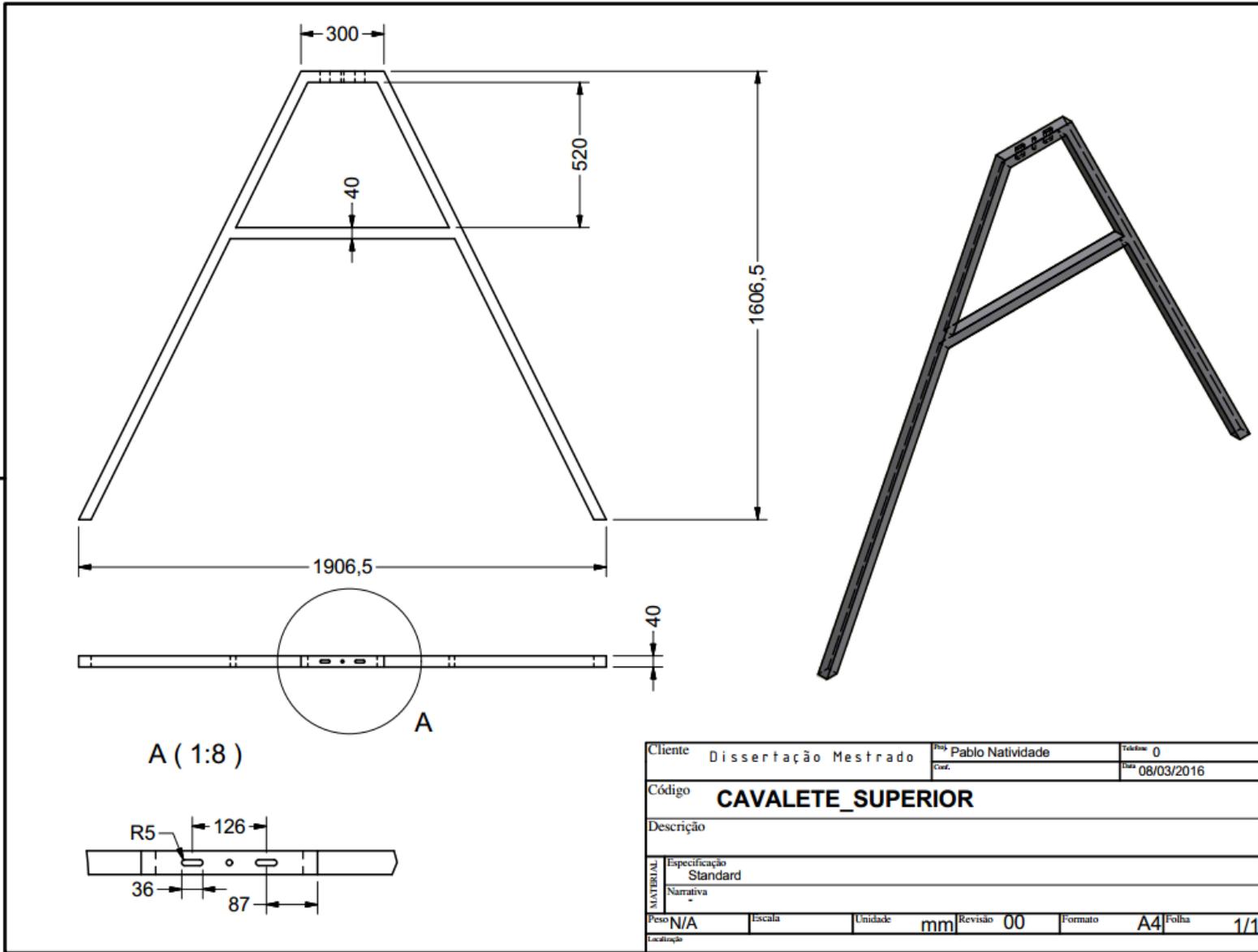
Cliente	Dissertação Mestrado	Prof	Pablo Natividade	Telefone	0
		Coord.		Data	08/03/2016
Código	<b>BUCHA</b>				
Descrição					
MATERIAL	Especificação				
	Narrativa				
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm	Revisão
Localização				Formato	A4/Folha 1/1

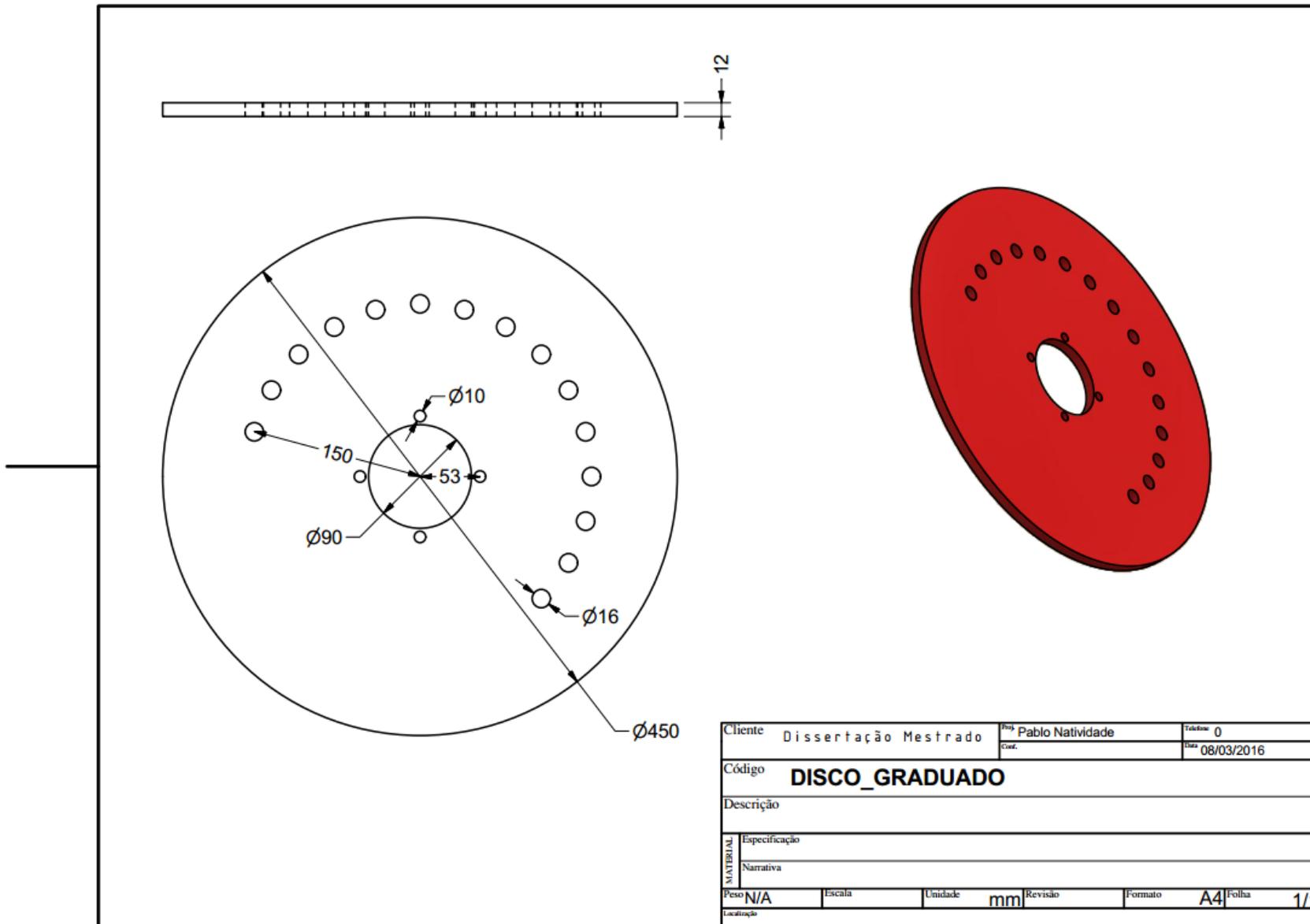


Cliente	Dissertação Mestrado	Proj.	Pablo Natividade	Teléfono	0
		Clas.		Data	08/03/2016
Código	<b>CALÇO_MOLA_GATILHO</b>				
Descrição					
MATERIAL	Especificação				
	Narrativa				
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm	Revisão
Formato	A4	Folha	1/1		
Localização					

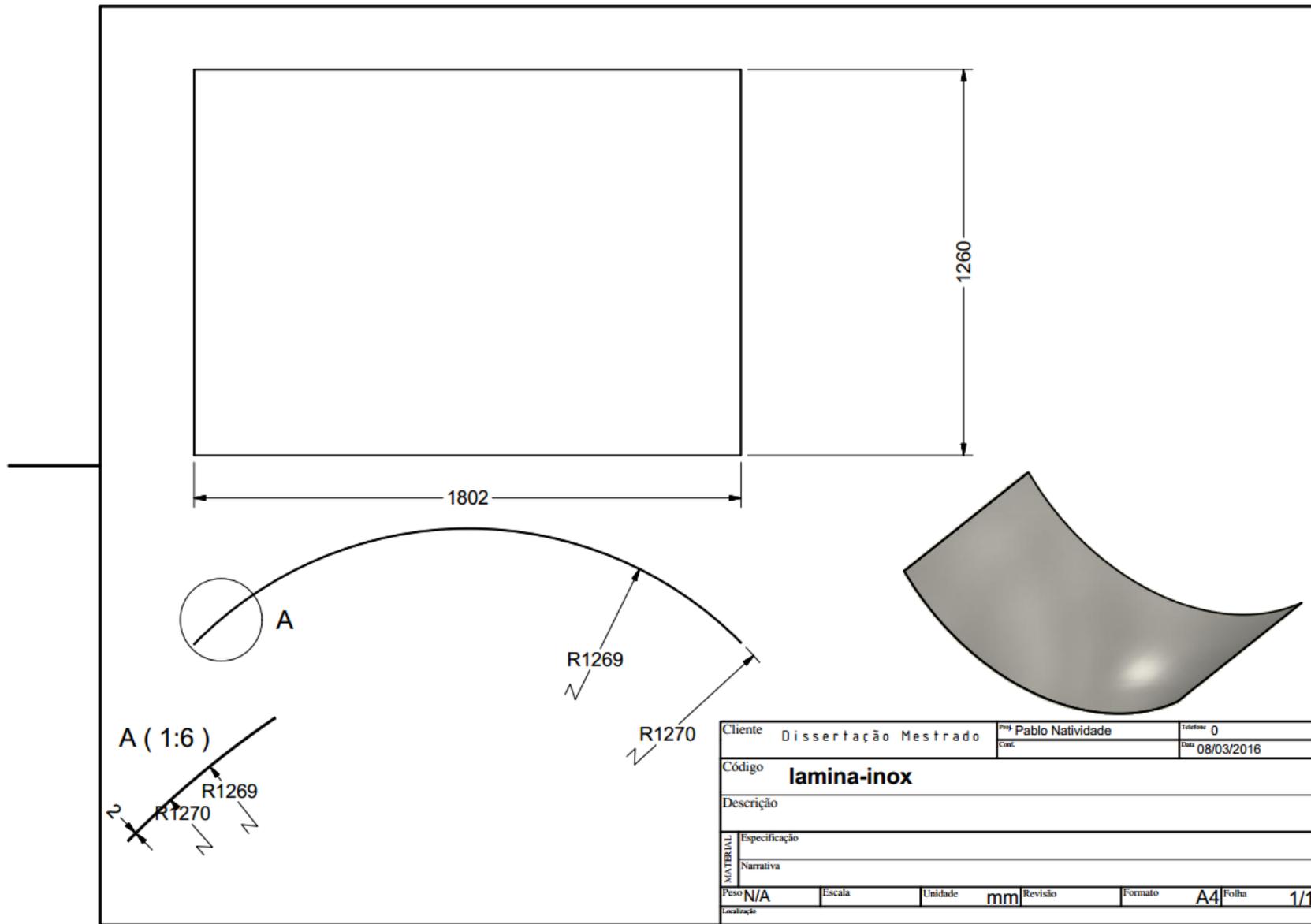


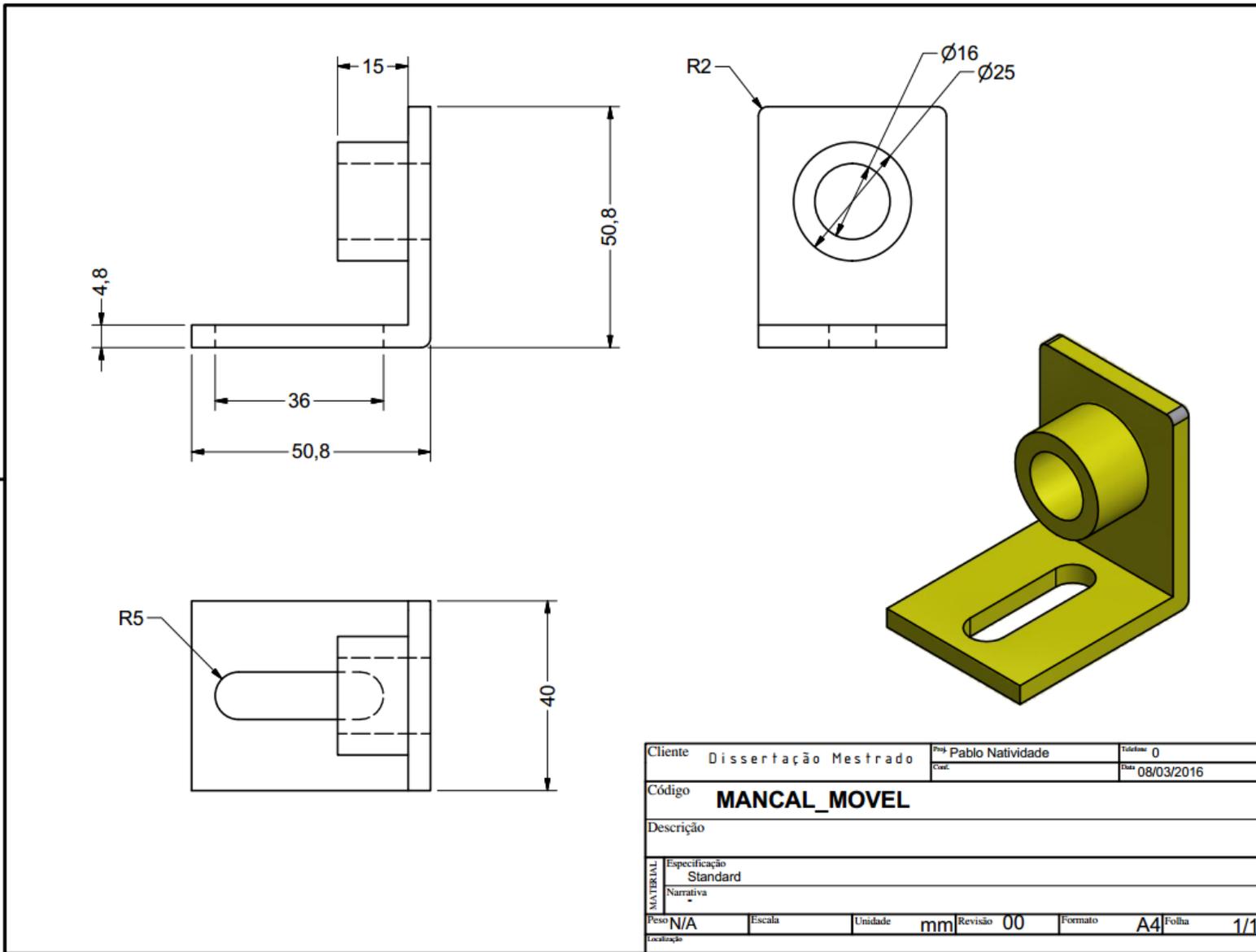
Cliente	Dissertação Mestrado	Prof	Pablo Natividade	Telefone	0
		Coord.		Data	08/03/2016
Código	<b>CAVALETE_INFERIOR</b>				
Descrição					
MATERIAL	Especificação	Standard			
	Narrativa	-			
Peso	N/A	Escala		Unidade	mm
Localização			Revisão	00	Formato A4
					Folha 1/1

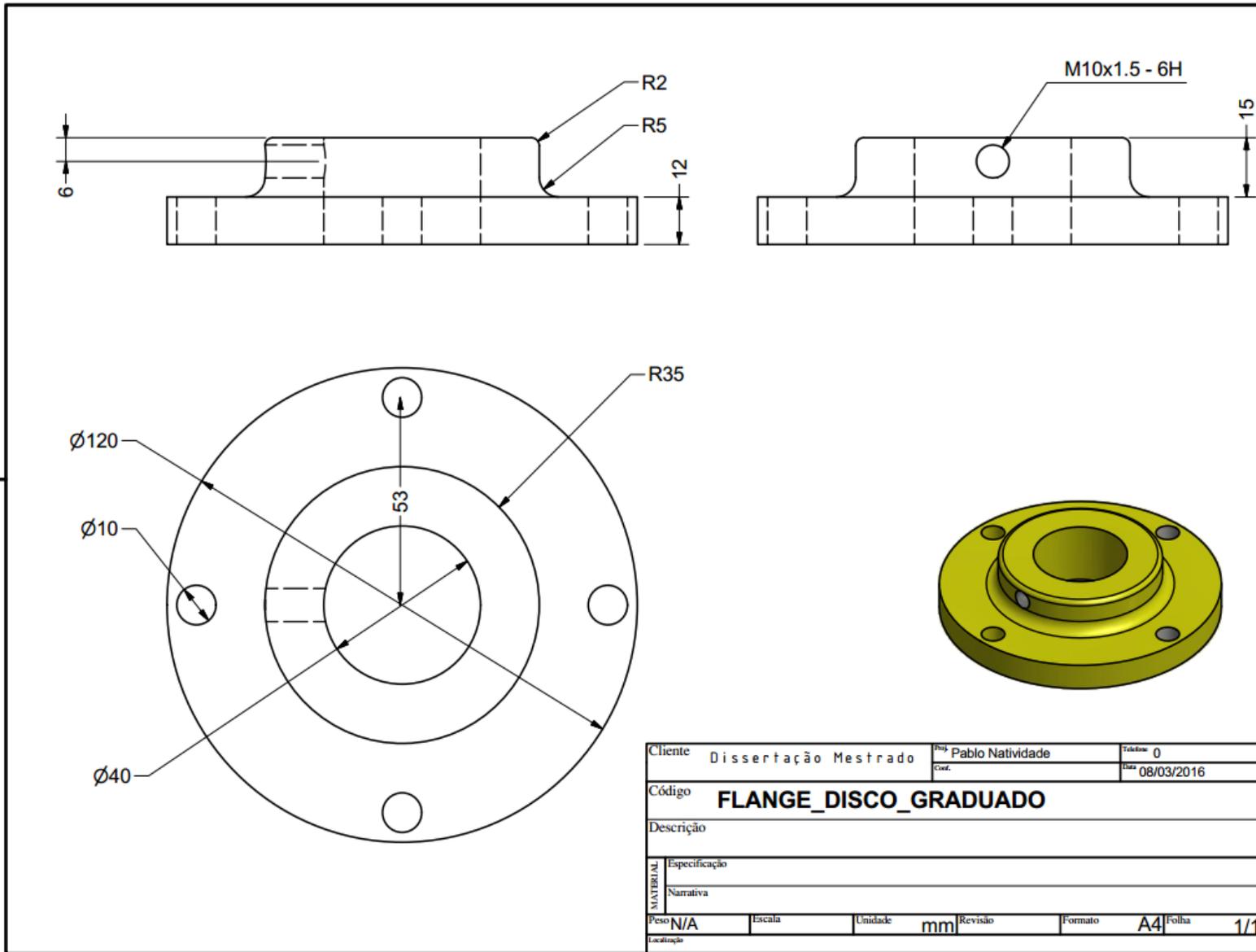


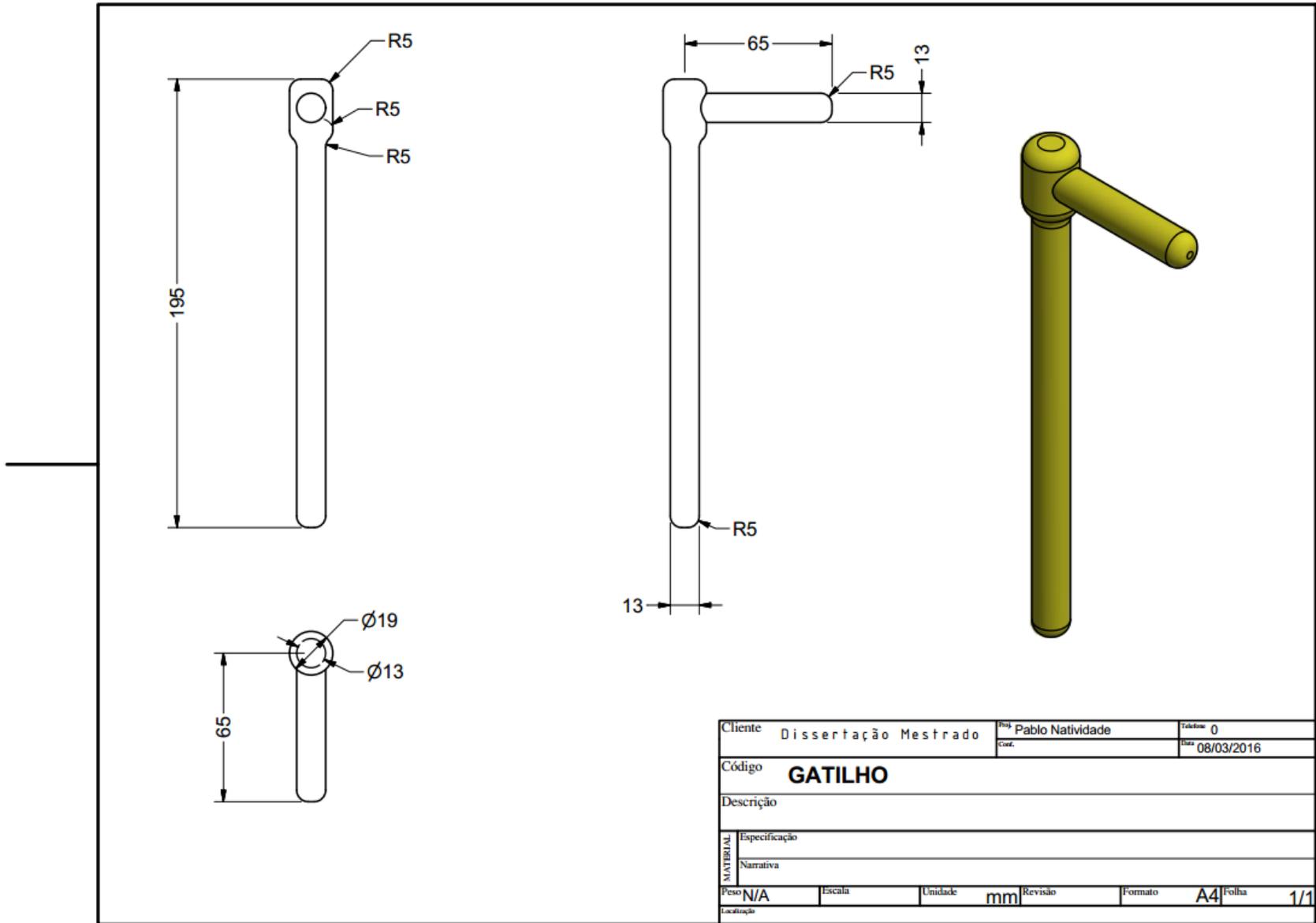


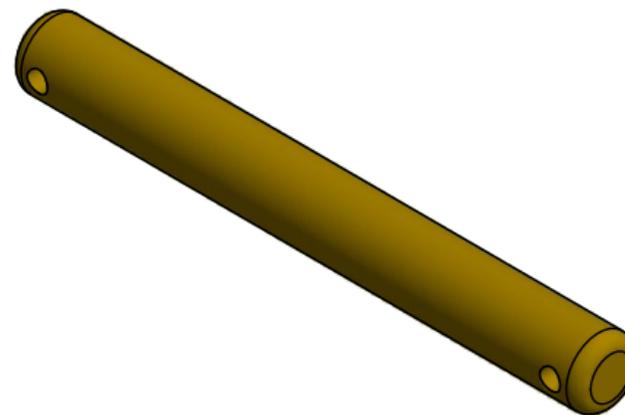
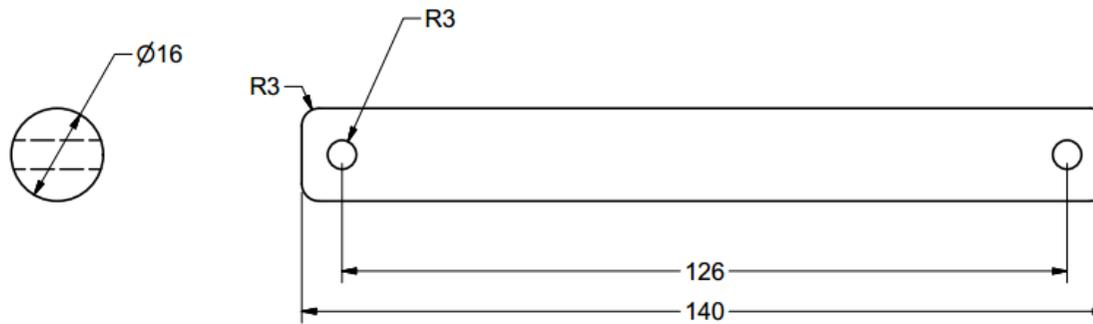
Cliente	Dissertação Mestrado	Proj	Pablo Natividade	Tabela	0
		Conf.		Data	08/03/2016
Código	<b>DISCO_GRADUADO</b>				
Descrição					
MATERIAL	Especificação				
	Narrativa				
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm	Revisão
Localização				Formato	A4
				Folha	1/1



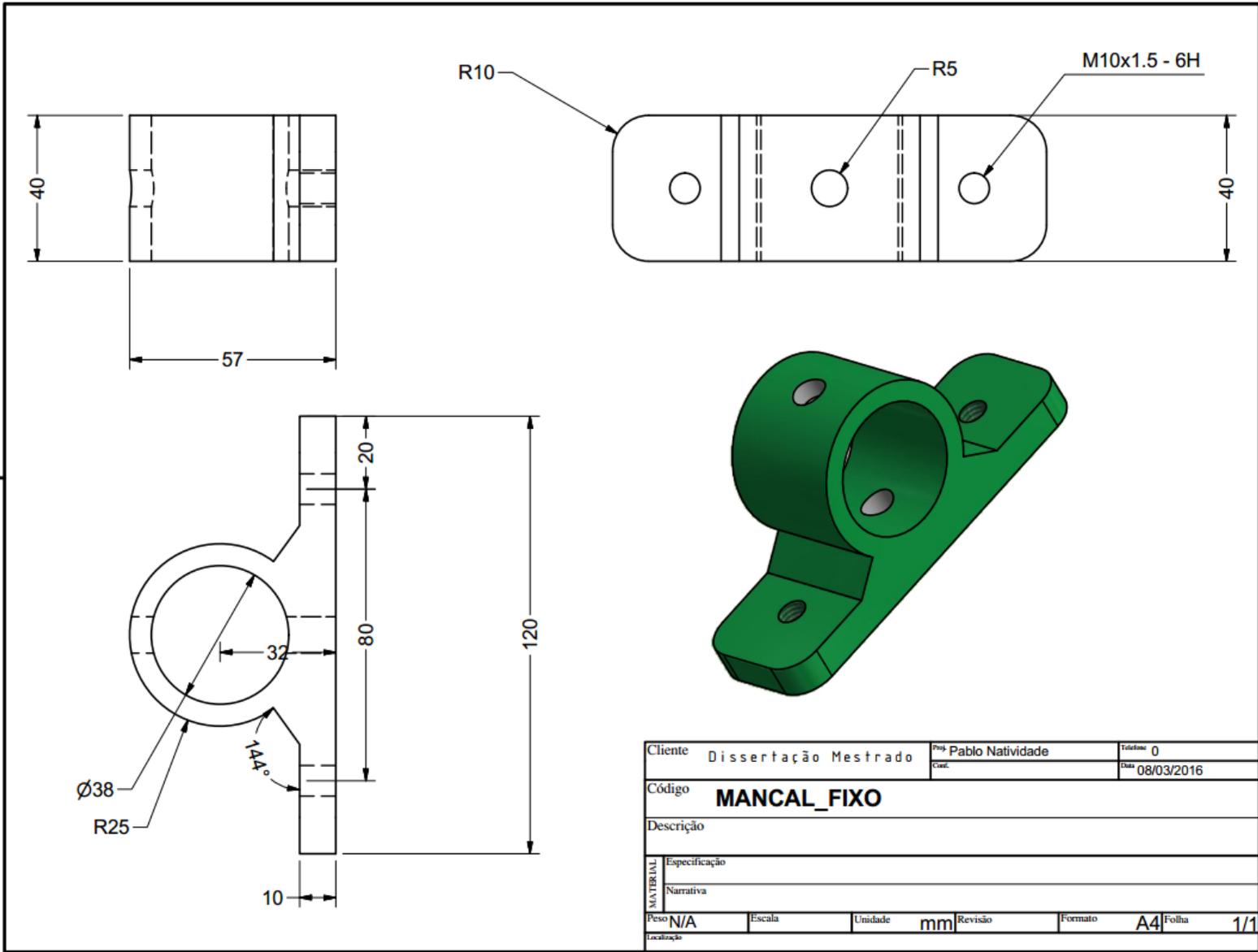


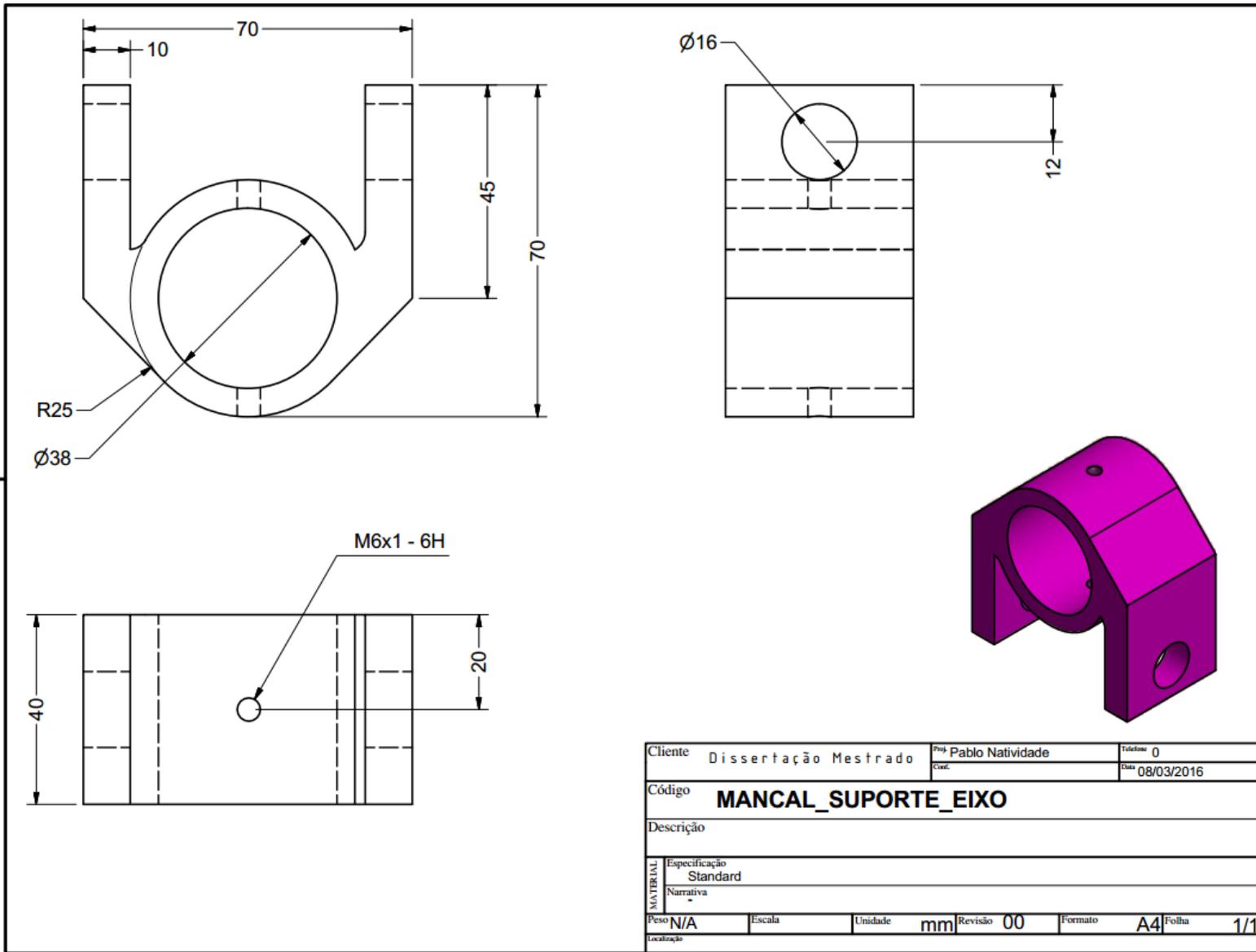


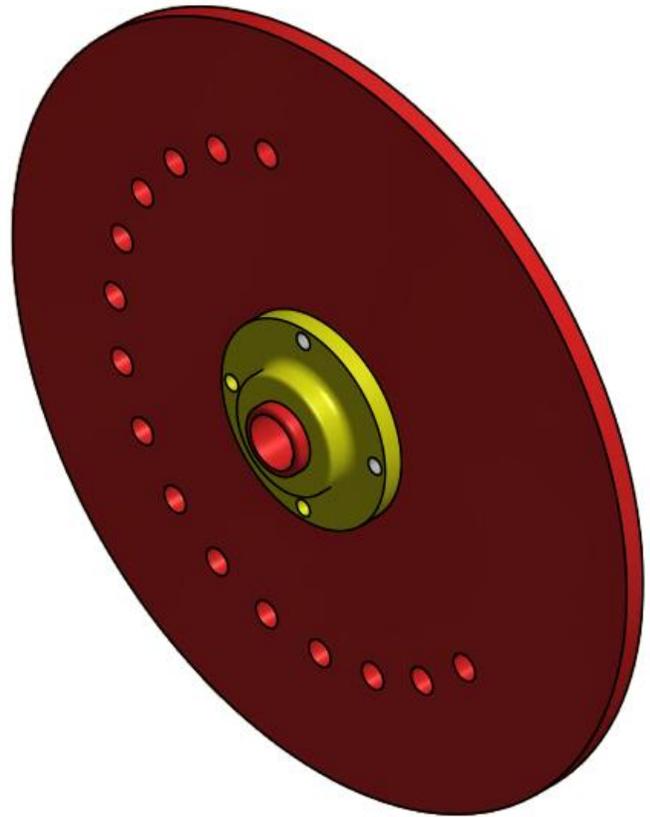




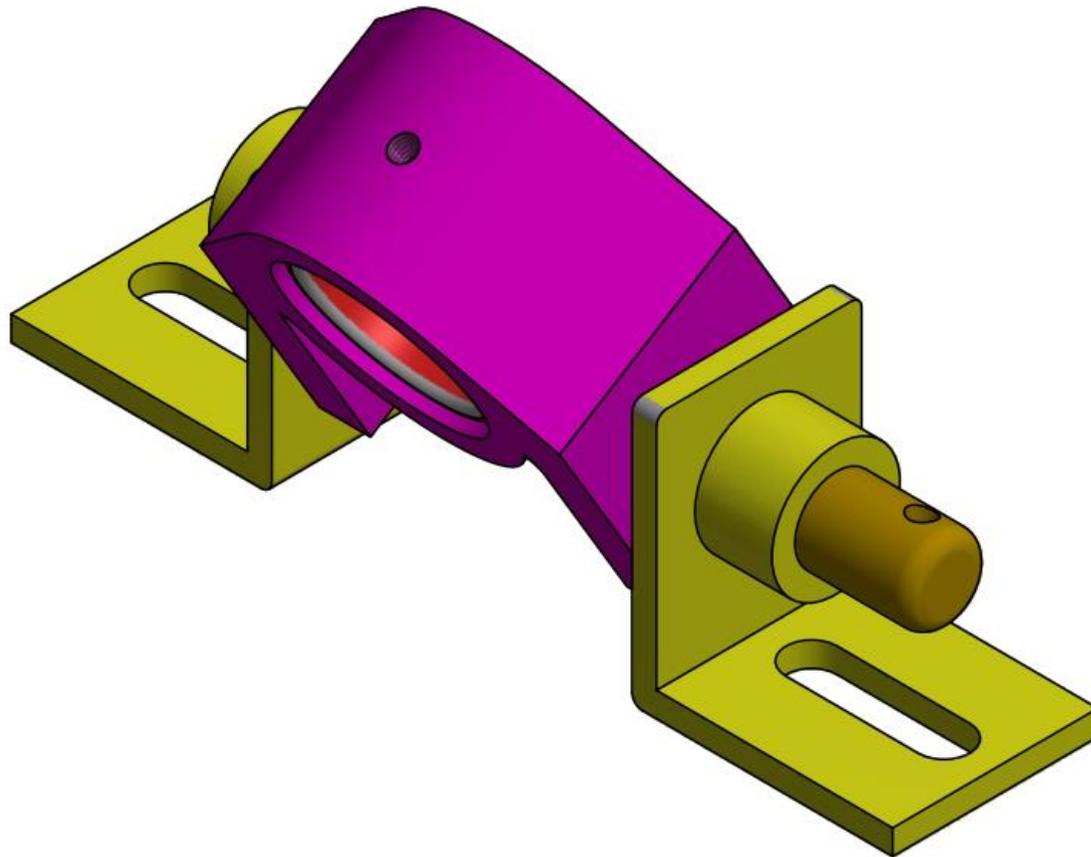
Cliente	Dissertação Mestrado		Proj	Pablo Natividade	Teléfono	0
			Cont.		Data	09/03/2016
Código	<b>EIXO_16MM</b>					
Descrição						
MATERIAL	Especificação	Standard				
	Narrativa	-				
Peso	N/A	Escala		Unidade	mm	Revisão 00
Localização				Formato	A4	Folha 1/1



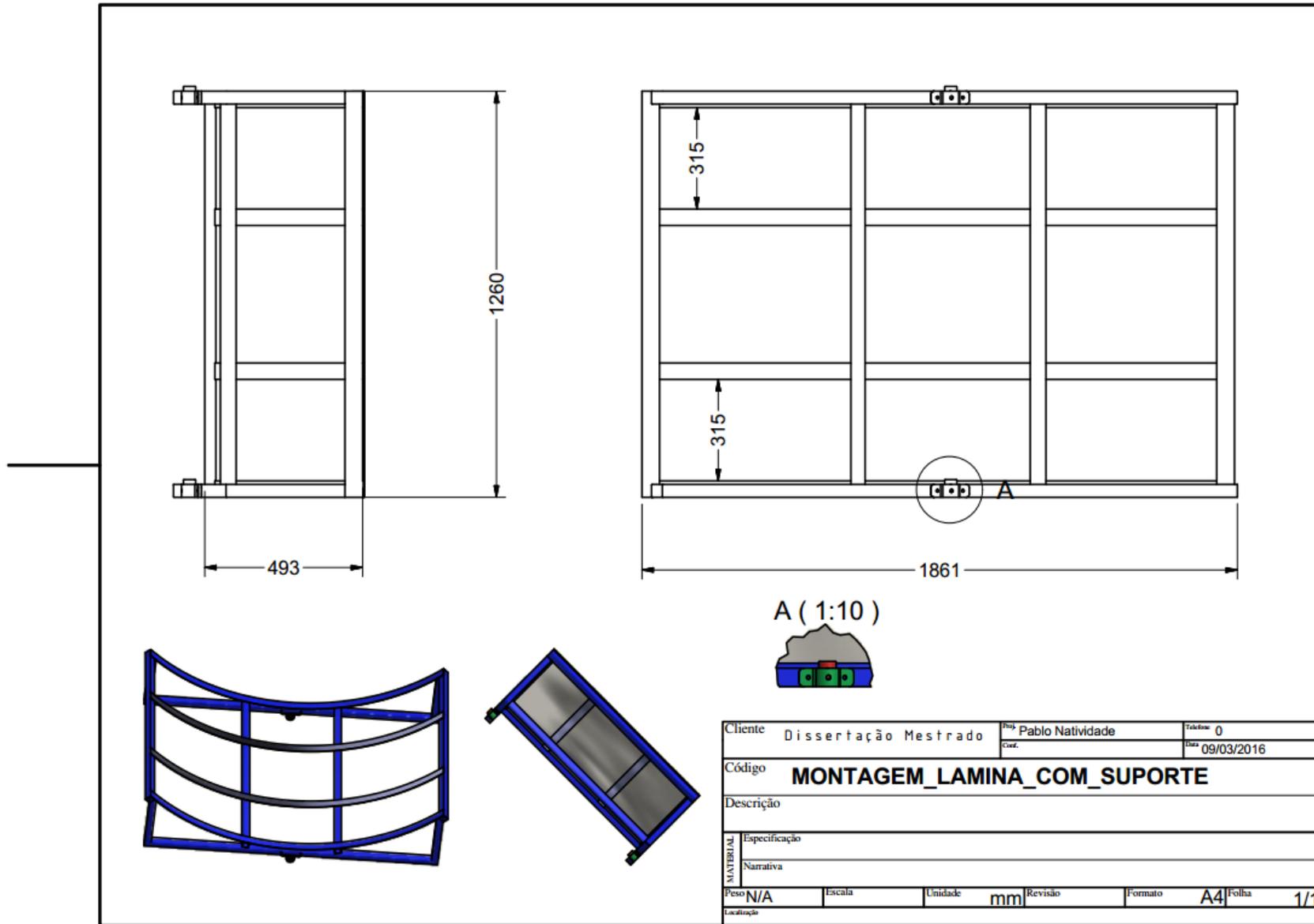




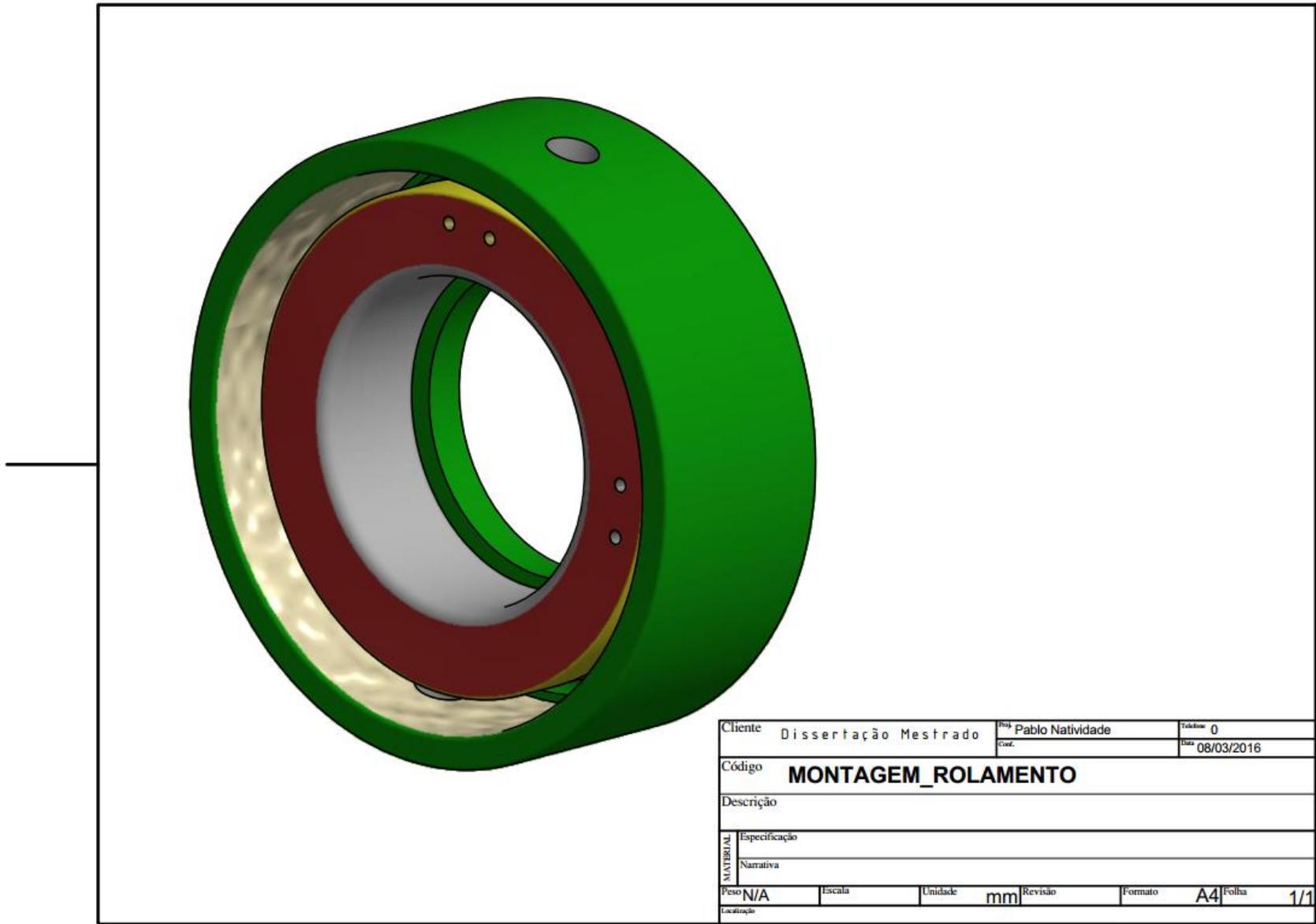
Cliente	Dissertação Mestrado		Proj	Pablo Natividade	Tabela	0
			Conf.		Data	08/03/2016
Código	<b>MONTAGEM_DISCO</b>					
Descrição						
MATERIAL	Especificação					
	Narrativa					
Peso	N/A	Escala		Unidade	mm	Revisão
Localização					Formato	A4
					Folha	1/1



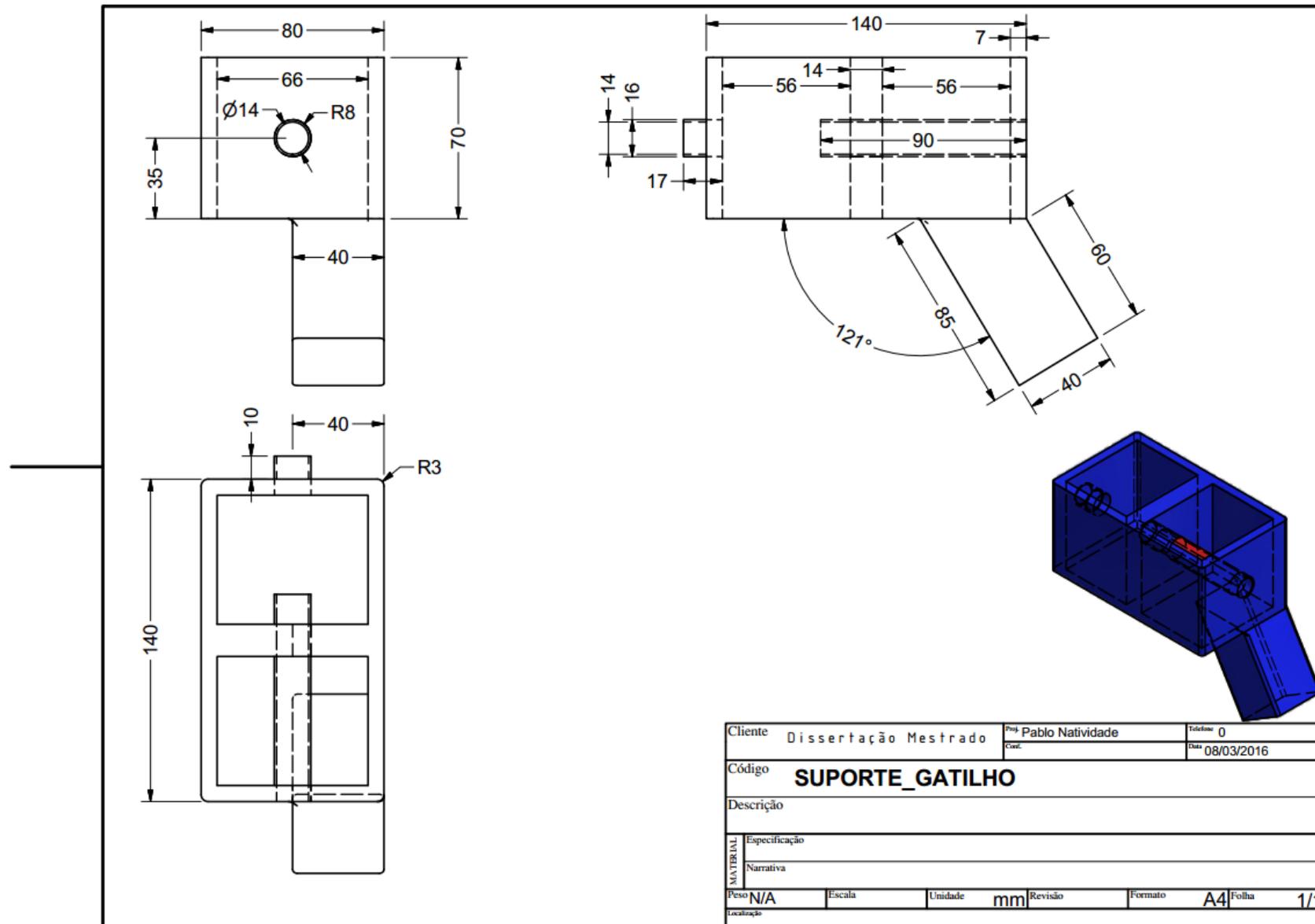
Cliente	Dissertação Mestrado		Proj	Pablo Natividade		Teléfono	0	
			Cont.			Data	08/03/2016	
Código	<b>MONTAGEM_MANCAL</b>							
Descrição								
MATERIAL	Especificação							
	Narrativa							
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm	Revisão	Formato	A4	Folha
Localização	1/1							

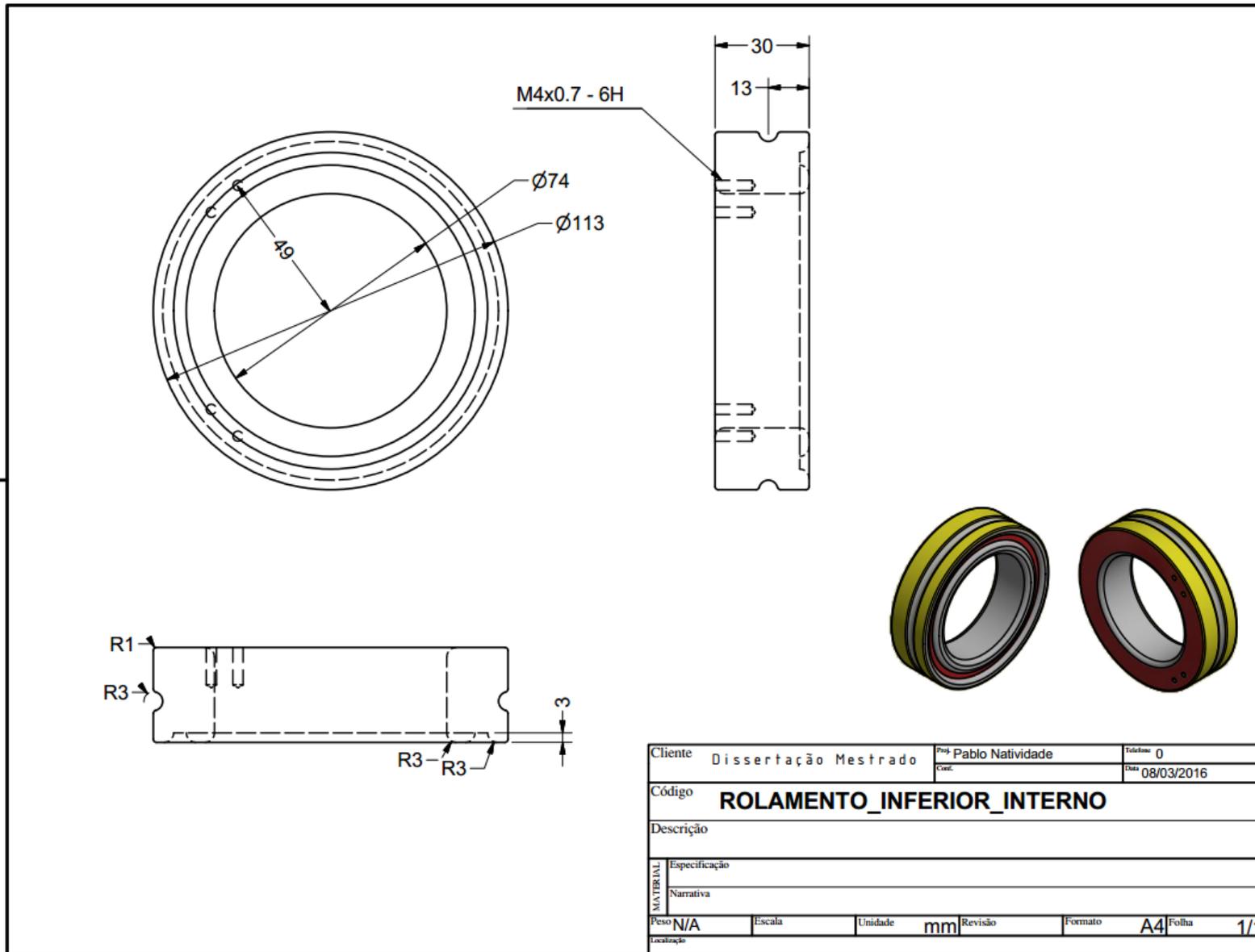


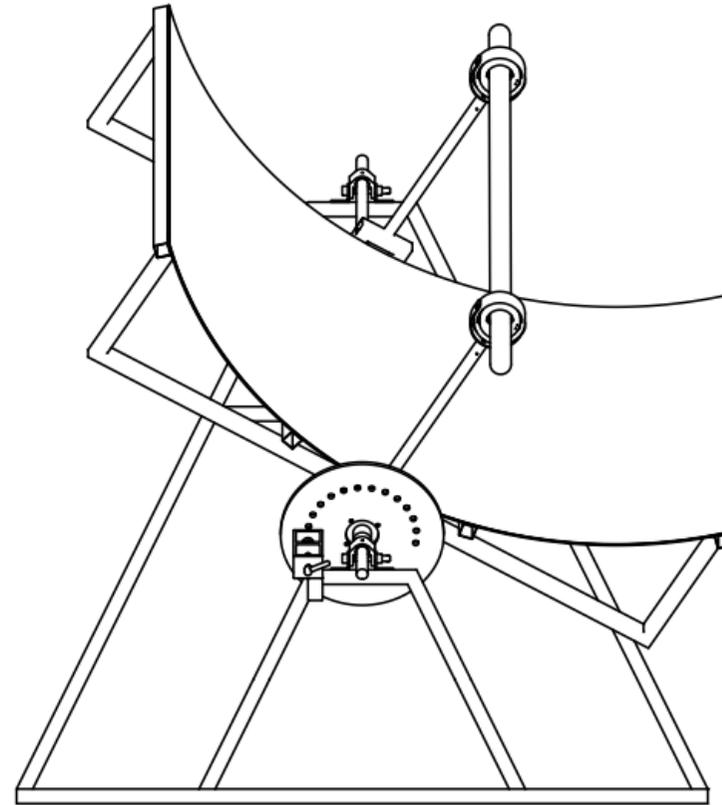
Cliente	Dissertação Mestrado	Proj	Pablo Natividade	Título	0
		Conf.		Data	09/03/2016
Código	<b>MONTAGEM_LAMINA_COM_SUPORTE</b>				
Descrição					
MATERIAIS	Especificação				
	Narrativa				
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm	Revisão
Localização				Formato	A4/Folha 1/1



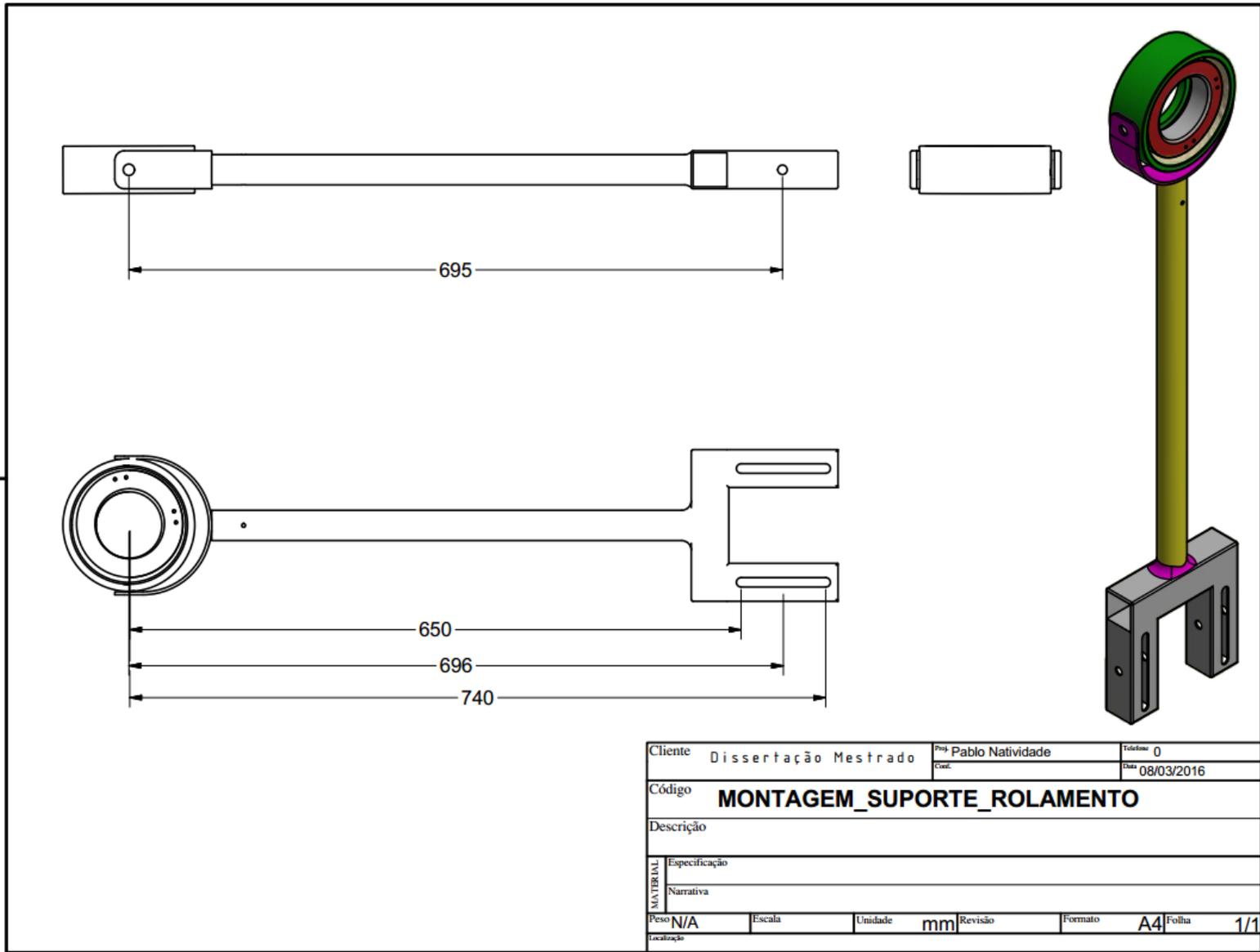
Cliente	Dissertação Mestrado	Proj	Pablo Natividade	Tabela	0
		Conf.		Data	08/03/2016
Código	<b>MONTAGEM_ROLAMENTO</b>				
Descrição					
MATERIAL	Especificação				
	Narrativa				
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm	Revisão
Localização				Formato	A4 Folha 1/1

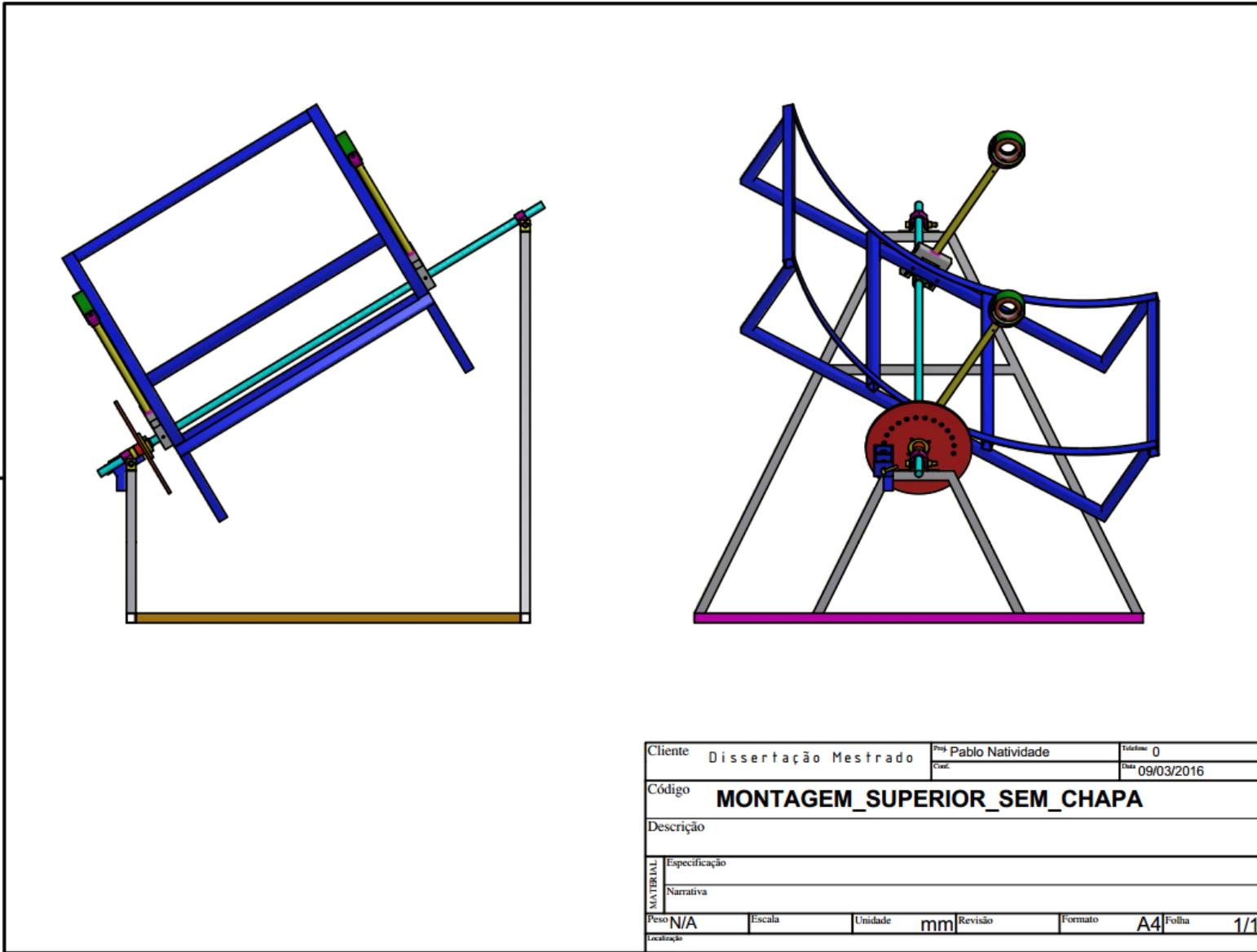




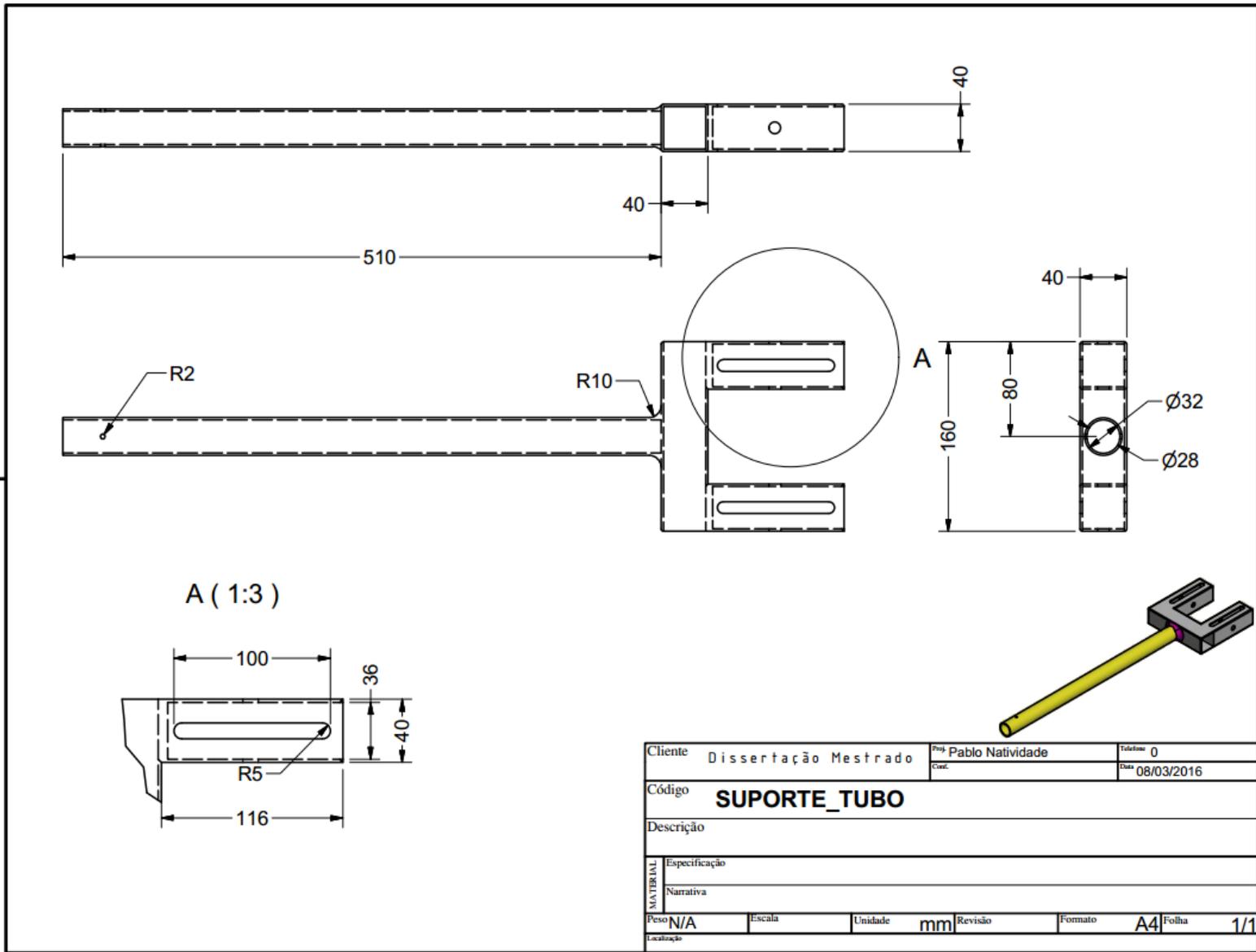


Cliente	Dissertação Mestrado		Proj	Pablo Natividade		Teléfono	0				
			Conf.			Data	08/03/2016				
Código	MONTAGEM COMPLETA										
Descrição											
MATERIAL	Especificação										
	Narrativa										
Peso	N/A	Escala		Unidade	mm	Revisão		Formato	A4	Folha	1/1
Localização											





Cliente	Dissertação Mestrado	Prof. Pablo Natividade	Telefone	0
			Data	09/03/2016
Código	<b>MONTAGEM_SUPERIOR_SEM_CHAPA</b>			
Descrição				
MATERIAL	Especificação			
	Narrativa			
Peso	N/A	Escala	Unidade	mm
Revisão		Formato	A4	Folha 1/1
Localização				



# ANEXO I – ESPECIFICAÇÕES DO TUBO COLETOR

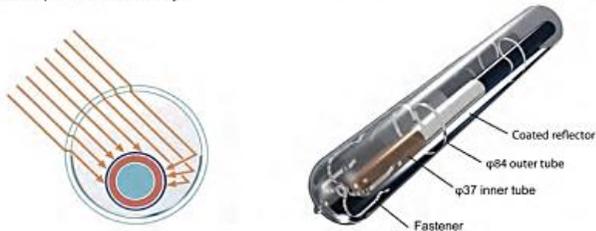
## Technical specifications

	ULTE(Ultra low emission evacuated tube)						Inner focusing film vacuum tube		
Length (m)	1.6	1.8	1.6	1.8	1.92	2.1	2	2.1	
Structure	Three Target								
Material of glass	Borosilicate Glass 3.3								
Selective coating type	ALNO/ALNOSS/Cu								
Outer tube diameter (mm)	φ47		φ58			φ84			
Thickness of outer tube (mm)	1.6		1.8			2.0			
Inner tube diameter (mm)	φ37		φ47			φ37			
Thickness of inner tube (mm)	1.6		1.6			1.6			
Absorbance ratio	≥ 0.94								
Emission ratio	≤ 0.06								
Solar transmission rate	≥ 92%								
Vacuum rate (Pa)	≤ 5.2×10 <sup>-4</sup>								
Max. Temperature (°C)	300								
Average heat loss (W/(m <sup>2</sup> ·°C))	≤ 0.60		≤ 0.60		≤ 0.50		≤ 0.65		
Rated Pressure (Mpa)	1.0						0.6		
Stagnation parameter (m <sup>2</sup> ·°C /kW)	241	256	265	284	289	290	314	309	
Coefficient of Thermal Expansion (K <sup>-1</sup> )	3.3×10 <sup>-6</sup>								
Solar Radiance Exposure (MJ/m <sup>2</sup> )	≤ 3.6		≤ 4.6			≤ 3.0			
Life time(yrs)	15								
Loading capacity (Pkg)	20'GP	3240	2916	2496	2304	2112	1920	728	728
	40'GP	6804	5832	5376	4608	4440	3960	1512	1512

## New Product - Inner focusing film vacuum tube

The inner tube absorbs sunlight first and converts to heat energy, and then conveys heat energy to the liquid in inner tubes.

The coated reflector inside outer tube can reflect the sunshine to heat inner tube which concentrate the heat and sunshine to inner tube to improve the heat efficiency..



QA Center

## QA and Test Center

Himin persists on product quality and customer oriented principle all the time and never stagnates in quality improvement. It creates the first and largest quality assurance system and test center in China beyond China Nation Standard to guarantee output quality of products. Because of which, Himin is granted the ISO 9000 Quality Control Certification and CNAS certification and gets outstanding reputation and solid brand recognition in global solar market.



Coating Composition Test



Absorbance Ratio Test



Steel Ball Impact Test



Coefficient of Thermal Expansion Test

**ANEXO II – PROPRIEDADES DA ÁGUA ENTRE 0 E 100°C**  
**PROPERTIES OF WATER IN THE RANGE 0 — 100 °C**

This table summarizes the best available values of the density, specific heat capacity at constant pressure ( $C_p$ ), vapor pressure, viscosity, thermal conductivity, dielectric constant, and surface tension for liquid water in the range 0 — 100 °C. All values (except vapor pressure) refer to a pressure of 100 kPa (1 bar). The temperature scale is IPTS-68.

$t$ °C	Density g/cm <sup>3</sup>	$C_p$ J/g K	Vap. pres. kPa	Visc. μPa s	Ther. cond. mW/K m	Diel. const.	Surf. ten. mN/m
0	0.99984	4.2176	0.6113	1793	561.0	87.90	75.64
10	0.99970	4.1921	1.2281	1307	580.0	83.96	74.23
20	0.99821	4.1818	2.3388	1002	598.4	80.20	72.75
30	0.99565	4.1784	4.2455	797.7	615.4	76.60	71.20
40	0.99222	4.1785	7.3814	653.2	630.5	73.17	69.60
50	0.98803	4.1806	12.344	547.0	643.5	69.88	67.94
60	0.98320	4.1843	19.932	466.5	654.3	66.73	66.24
70	0.97778	4.1895	31.176	404.0	663.1	63.73	64.47
80	0.97182	4.1963	47.373	354.4	670.0	60.86	62.67
90	0.96535	4.2050	70.117	314.5	675.3	58.12	60.82
100	0.95840	4.2159	101.325	281.8	679.1	55.51	58.91
Ref.	1—3	2	1, 3	3	3	4	5

**REFERENCES**

1. L. Harr, J. S. Gallagher, and G. S. Kell, *NBS/NRC Steam Tables*, Hemisphere Publishing Corp., 1984.
2. K. N. Marsh, Ed., *Recommended Reference Materials for the Realization of Physicochemical Properties*, Blackwell Scientific Publications, Oxford, 1987.
3. J. V. Sengers and J. T. R. Watson, Improved international formulations for the viscosity and thermal conductivity of water substance, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 15, 1291, 1986.
4. D. G. Archer and P. Wang, The dielectric constant of water and Debye-Hückel limiting law slopes, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 19, 371, 1990.
5. N. B. Vargaftik, et al., International tables of the surface tension of water, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 12, 817, 1983.