

Dannúbia Cristina Ferreira de Assis

**Modelagem para controle de vazão em uma usina
termosolar**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2019

Dannúbia Cristina Ferreira de Assis

**MODELAGEM PARA CONTROLE DE VAZÃO EM UMA USINA
TERMOSOLAR**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Área de concentração: Mecânica dos Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Valério Luiz Borges

UBERLÂNDIA – MG

2019

DEDICATÓRIA

“Dedico este trabalho à minha família, obrigada pelo apoio incondicional”

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me permitir alcançar o sonho de formar engenheira mecânica, e todo o apoio e paciência oferecidos por meus pais nessa longa jornada.

As minhas irmãs, irmão, tias, avô e minhas avós pelo companheirismo e por acreditarem sempre em mim.

Ao meu namorado que esteve sempre comigo me ajudando de todas as formas com muito amor e paciência.

Aos amigos que ganhei ao longo da graduação, agradeço pela presença e companheirismo.

Ao professor Valério Luiz Borges por me dar apoio e oportunidade de adquirir novos conhecimentos para complementar com a minha formação.

Agradeço também à UFU por me proporcionar momentos de experiências e aprendizado durante toda minha graduação, levarei por toda minha vida

ASSIS, D. C. F. **MODELAGEM PARA CONTROLE DE VAZÃO EM UMA USINA TERMOSOLAR.** 2019, 57 f. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia – MG.

Resumo

O presente trabalho tem como objetivo demonstrar a modelagem para a vazão de uma usina termosolar de coletor parabólico. Para garantir que o HTF chegue ao tanque de armazenamento térmico em uma temperatura de 350°C, as vazões de saída dos sete loops da usina termosolar devem ser iguais. Para a modelagem, foi utilizada a equação da energia mecânica para fluidos, sendo complementado pelo cálculo do ganho de energia através da ação da bomba, perda de energia pela passagem do fluido pelas válvulas e perda causada pela tubulação e acessórios. Para isso, uma modelagem e simulação computacional foram desenvolvidas para obter o resultado, onde uma regulagem nas válvulas responsáveis pelo controle da vazão presentes nos loops foi estabelecida. Foi verificado que após a regulagem das válvulas, obteve-se a mesma vazão para cada um dos loops, além da validação da implementação dos equipamentos escolhidos para a aplicação.

Palavras-Chave: Usina termosolar. Controle de vazão. Modelagem.

Abstract

The present work aims to demonstrate the modeling for the flow of a parabolic collector thermosolar plant. To ensure that the HTF reaches the thermal storage tank at a temperature of 350 ° C, the output flows from the seven thermosolar plant loops must be equal. For the modeling the mechanical energy equation for fluids was used, being complemented by the calculation of the energy gain through the action of the pump, energy loss through the fluid passage through the valves and loss caused by the piping and accessories. For this, a modeling and computer simulation were developed to obtain the result, where a regulation in the valves responsible for the flow control present in the loops was established. It was verified that after the valves adjustment, the same flow was obtained for each of the loops, besides the validation of the implementation of the chosen equipment for the application.

Keywords: Thermosolar plant. Flow control. Modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Tipos de CSP (adaptado de KODAMA, 2003).....	2
Figura 2.2 - Torre receptora central (LOVEGROVE; CSIRO, 2012).....	3
Figura 2.3 - Refletor linear de Fresnel em Almería, Espanha (MORIN et al.,2012)....	4
Figura 2.4 - Coletor de prato parabólico (LOVEGROVE; BURGESS; PYE, 2011)....	4
Figura 2.5 - Coletor parabólico (LOVEGROVE; CSIRO, 2012).....	5
Figura 2.6 – Croqui de um tubo receptor a vácuo	6
Figura 3.1 – Esquema simplificado da usina termosolar (Fonte: Autor).....	9
Figura 3.2 – Armazenador térmico do tipo armazenamento direto (Fonte: Autor).....	10
Figura 3.3 – Sentido do fluxo de entrada e saída do HTF do campo solar (Fonte: Autor).....	11
Figura 3.4 – Bomba KSB MEGACPK 065-040-200 com o rotor de 192 mm (Fonte: FOLHETO DE CURVAS CARACTERÍSTICAS 60 HZ).....	12
Figura 3.5 – Válvula globo de controle de acionamento por atuador pneumático SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KEA E KLA (Fonte: SPIRAX SARCO).....	12
Figura 3.6 – Válvula globo de bloqueio SPIRAX SARCO BSAT (Fonte: SPIRAX SARCO, 2019).....	13
Figura 3.7 – Localização das válvulas na entrada do loop.....	14
Figura 3.8 – Localização da válvula na saída do loop.....	14
Figura 4.1.1 - Esquema representado uma tubulação com início e fim (Fonte: Autor)	16
Figura 4.1.2 – Esquema simplificado da usina termosolar para a modelagem (Fonte: Autor).....	17

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Resumo das informações das válvulas.....	15
Tabela 4.3.1 - Comprimentos equivalentes dos trechos.....	23
Tabela 4.3.2 - Comprimentos equivalentes em conexões (Fonte: SCHNEIDER MOTO-BOMBAS, 2019).....	24
Tabela 4.3.3 – Diâmetros nominais dos tubos (Fonte: NBR 5580).....	25
Tabela - 4.3.4 Diâmetros internos calculados.....	25
Tabela 4.4.1 – Valores de Cv para a válvula SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KEA (Fonte: SPIRAX SARCO, 2019).....	27
Tabela 4.4.2 - Variação da vazão em relação a abertura da válvula.....	29
Tabela 4.4.3 - Valores de Cv para a válvula SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KLA (Fonte: SPIRAX SARCO, 2019).....	30
Tabela 4.4.4 - Coeficiente de vazão (K_v) para as válvulas de globo de bloqueio manual (Fonte: Spirax Sarco – BSAT valve, 2019).....	31
Tabela 1.4.5 - Resumo das equações específicas para cada trecho.....	31
Tabela 2.1.1 - Relação de rotações do volante para cada loop.....	32
Tabela 5.1.2 - Vazão em cada loop para 3000 RPM.....	33
Tabela 5.1.3 - Vazão em cada loop para abertura de 50%.....	33
Tabela 5.2.1 - Valores de densidade para as temperaturas de trabalho.....	35
Tabela 5.3.1 Condições impostas para o teste do startup do campo solar.....	35
Tabela 5.3.2 - Valores da vazão de recalque para cada condição.....	36
Tabela 5.3.3 - Valores de vazão nos loops para cada condição.....	36

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 4.2.1 – Curvas característica da bomba KSB MEGACPK 065-040-200 com o rotor de 192 mm (Fonte: FOLHETO DE CURVAS CARACTERÍSTICAS 60 HZ).....	19
Gráfico 4.2.2 – Ajuste da curva característica da bomba KSB MEGACPK 065-040-200	19
Gráfico 4.2.3 - Ajuste da curva da variação densidade do HTF DOWTHERM A em função da temperatura (DOWTHERM A, Ficha técnica).....	20
Gráfico 4.2.4 - Ajuste da curva da variação da viscosidade do HTF DOWTHERM em função da temperatura (DOWTHERM A, Ficha técnica).....	21
Gráfico 4.4.1 - Ajuste da curva da variação de Kv em função do percentual de abertura	29
Gráfico 5.1.1 - Vazão em cada loop para 3500 PPM e abertura de 90%.....	33
Gráfico 5.1.2 – Queda de pressão nos loops.....	33
Gráfico 5.2.1 – Curva do sistema x Curva do catálogo para 3500 RPM.....	34
Gráfico 5.3.1 – Queda de pressão nos loops para a condição 4.....	36

LISTA DE SÍMBOLOS

C_v	Coeficiente de fluxo
D_i	Diâmetro no ponto “i”
$D_{ext.básico}$	Diâmetro externo básico do tubo
f	Fator de atrito
g	Aceleração da gravidade
G	Densidade relativa
H_i	Energia total no nó “i”
K_v	Coeficiente de fluxo
L_i	Comprimento do tubo no ponto “i”
L_E	Comprimento equivalente
P_i	Pressão no ponto “i”
p_n	Rotação do volante da válvula globo de controle
Q_i	Vazão volumétrica no ponto “i”
$Q_{máx}$	Vazão máxima
$Q_{mín}$	Vazão mínima
R	Rangeabilidade da válvula
Re	Número de Reynolds
V_i	Velocidade
W_B	Rotação da bomba
W_A	Rotação da bomba do catálogo
x	Rotação do volante da válvula globo de bloqueio
z_i	Cota de altura no ponto “i”
ΔP	Queda de pressão na válvula

ΔH_{perdas}	Perda de carga
ΔH_{ganho}	Ganho de energia
ε	Rugosidade absoluta
ν	Viscosidade cinemática

SUMÁRIO

1. Introdução	1
2. Contextualização	2
2.1 Torre receptora central	3
2.2 Refletor linear de Fresnel	3
2.3 Prato parabólico	4
2.4 Coletor parabólico	5
2.4.1 Tubo receptor	5
2.4.2 HTF (Heat Transfer Fluid)	6
3. Estudo Preliminar	7
4. Modelagem	15
4.1 Apresentação do modelo	15
4.2 Cálculo do ganho de energia através da bomba	17
4.3 Cálculo da perda de energia através das tubulações e acessórios	21
4.4 Cálculo da perda de carga nas válvulas	25
5. Resultados	31
5.1 Ajuste de voltas na válvula de controle dos loops	31
5.2 Modificação na curva do sistema	33
5.3 Armap do campo solar	34
6. Conclusão	37
7. Referências Bibliográficas	38
ANEXO 1 – Código desenvolvido do EES para a modelagem da vazão em uma usina termosolar.....	41

1. Introdução

Os recursos energéticos são usualmente classificados em três categorias principais: combustível fóssil, energia renovável e energia nuclear (LUND, 2007). O combustível fóssil é a fonte de energia mais utilizada devido ao seu preço competitivo e alta densidade energética (SCHULZ; SICK, 2005).

Energia renovável é definida como energia advinda de fontes que podem ser reabastecidos naturalmente com emissões de gases de efeito estufa e poluições baixas (SARWAR et al., 2015). Conforme Kalogirou (2004), recursos renováveis têm um grande potencial energético com características de intermitência, dispersão e variabilidade regional distinta. Energia renovável utiliza formas diretas de energia solar e seus impactos indiretos na terra (queda de água, vento, biomassa, etc.), energia das marés e energia geotérmica como os recursos dos quais são gerados formatos úteis de energia (XINGANG et al., 2012).

No Brasil e no mundo a demanda por energia elétrica aumenta a cada dia com o crescimento da população. Além disso, existe também uma necessidade de eliminar os principais causadores do efeito estufa com o intuito de preservar o meio ambiente. A queima de combustíveis fósseis para geração de energia representa 80% da energia mundial (PAVLOVIC et al., 2012). Sendo assim, os principais emissores de gases poluentes liberados no meio ambiente são provenientes dos setores energéticos e de transportes. A necessidade de buscar novas alternativas de geração de energia está se tornando cada vez mais essencial para garantir que não aconteça o aumento das mudanças climáticas no futuro (BEHAR et al., 2013).

Devido a disponibilidade de grande quantidade e qualidade de radiação solar incidindo no planeta Terra, a fonte de geração de energia solar tende a ser de grande uso para a necessidade do novo cenário energético mundial (LOVEGROVE; SCIRO, 2012). A geração de energia através da energia solar pode ser realizada por *Concentrated Solar power (CSP)*, onde a energia provinda dos raios solares é convertida em energia elétrica por uma conversão da energia solar em térmica (SILVA, R. M, 2015).

Neste trabalho será abordado um método desenvolvido para o controle de vazão nos loops de uma usina termosolar através da regulação da abertura de válvulas de controle que estão instaladas na entrada de cada loop.

2. Contextualização

Energia solar concentrada ou *Concentrated Solar power* (CSP), é uma tecnologia que utiliza a luz solar recebida e a concentra em uma área relativamente pequena por meio de espelhos ou lentes que então gera calor a uma temperatura média a alta (LI, 2009). O aumento de temperatura de operação e a quantidade de calor absorvida por área aumentam a eficiência termodinâmica que então resulta em diminuição significativa das perdas de calor por convecção e condução (YEH, 2016).

Concentradores solares podem ser divididos em quatro classificações a depender da geometria do refletor e da tecnologia do receptor da energia solar: Concentrador de calha parabólica (parabolic trough concentrator (PTC), concentrador de prato parabólico, refletor linear de Fresnel e torre central receptora, conforme exibido na Fig. 2.1 (KODAMA, 2003).

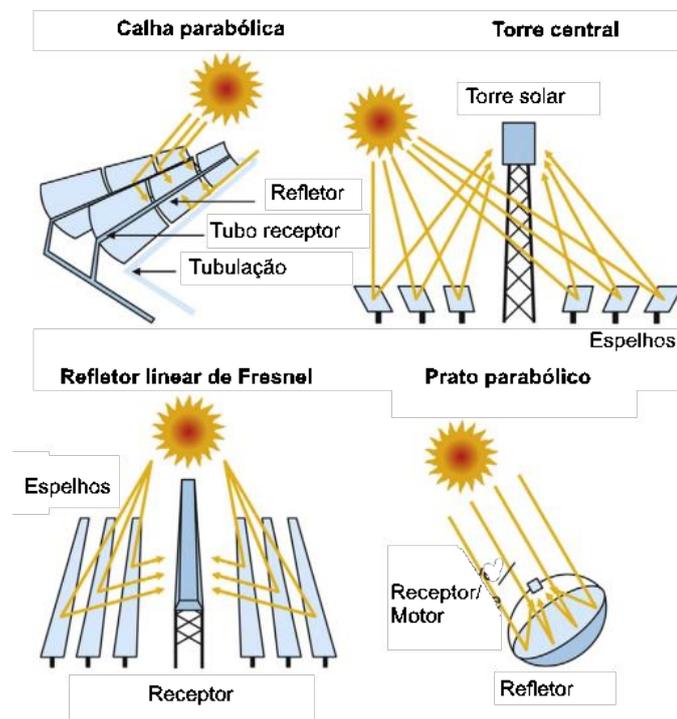


Figura 2.1 - Tipos de CSP (Adaptado de KODAMA, 2003).

Benefícios do uso da tecnologia CSP com coletor parabólico sistema incluem investimentos promissores em termos de custo, tecnologia madura, experiência operacional abundante, facilidade de acoplamento com combustíveis fósseis e outras fontes de energia renovável (CRABTREE; LEWIS, 2007).

As configurações atualmente usadas comercialmente na ordem de nível de implantação são: Calha parabólica, torre receptora central, Fresnel linear, Lentes Fresnel (para CPV) e pratos parabólicos (LOVEGROVE; CSIRO, 2012).

2.1 Torre receptora central

A torre receptora central é formada por conjuntos de espelhos que rastreiam o sol em dois eixos e que concentram a luz solar em um receptor fixado no topo da torre. Este sistema de CSP possui alta eficiência energética já que concentra toda energia em uma pequena área do receptor. Ao compará-lo com sistemas de foco linear, a torre receptora central possui alta taxa de concentração de energia, o que permite atingir altas temperaturas no receptor e reduzidas perdas de energia. A Fig. 2.2 mostra este sistema de uma usina na Espanha.

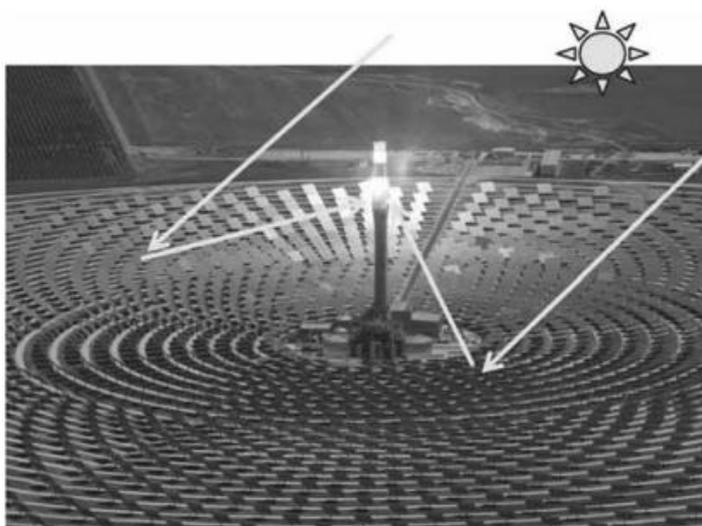


Figura 2.2 - Torre receptora central (LOVEGROVE; CSIRO, 2012)

2.2 Refletor linear de Fresnel

O refletor linear de Fresnel utiliza grandes fileiras de espelhos retos ou com pequenas curvaturas que se movimentam independentemente em um eixo para refletir os raios solares em um receptor fixo voltado para baixo, produzindo um foco linear em toda extensão deste receptor (MILLS, 2012).

Apesar de possuir uma eficiência térmica baixa em relação às outras tecnologias de CSP, o refletor linear de Fresnel possui um design mais simples, com espelhos planos e

menor quantidade de estrutura de suporte (LOVEGROVE; CSIRO, 2012). A Fig. 2.3 mostra uma planta que utiliza refletor linear de Fresnel.

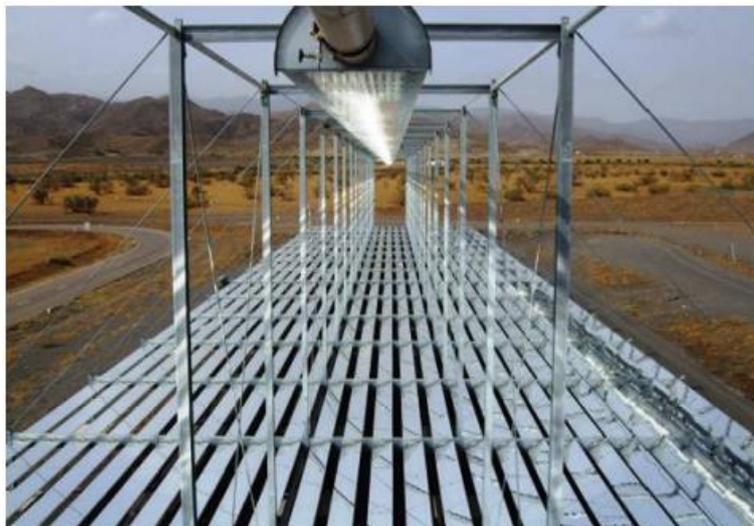


Figura 2.3 - Refletor linear de Fresnel em Almería, Espanha (MORIN et al., 2012).

2.3 Prato parabólico

Sistemas de prato parabólico faz uso de espelhos posicionados formando um parabolóide tridimensional que refletem a radiação solar em um ponto focal que está disposto o receptor que pode alcançar temperaturas acima de 1000°C (ZHANG et al., 2013).

Estes sistemas possuem o maior potencial em eficiência de todos os demais CSP, pois sempre conseguem ter seus discos apontados diretamente ao sol, já que possuem movimentação em dois eixos, no entanto são os sistemas com menos aplicações comerciais no momento (LOVEGROVE; CSIRO, 2012). A Fig. 2.4 mostra esse sistema.



Figura 2.4 - Coletor de prato parabólico (SCHIEL; KECK, 2012).

2.4 Coletor parabólico

Espelhos em forma de parábola produzem um foco linear no tubo receptor ao longo da linha focal da parábola. Os espelhos juntamente com o tubo receptor são montados em uma estrutura que rastreia o movimento solar em um eixo (MOYA, 2012).

Os tipos de Coletores parabólicos mais utilizados atualmente possuem tubos receptores envolvidos por vácuo e o fluido de transferência térmica (HTF) trata-se de óleo que absorve a energia solar nos receptores e então são transportados para uma central de energia. Outros HTFs utilizados são sal fundido e água (SANDEEP; ARUNACHALA, 2017).

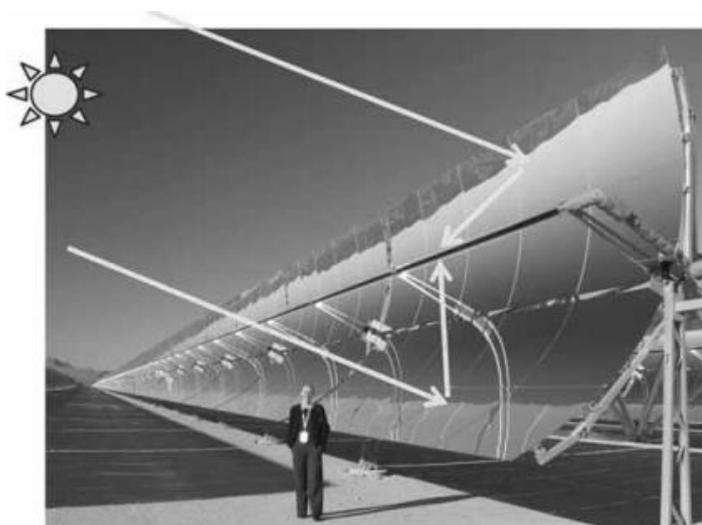


Figura 2.5 - Coletor parabólico (LOVEGROVE; CSIRO, 2012)

2.4.1 Tubo receptor

O tubo receptor comumente utilizado é composto por dois tubos concêntricos, sendo o interno de aço, cuja superfície externa possui alta absorção térmica e baixa emissividade, por onde passa o fluido de trabalho e o externo de vidro feito com material com elevada transmitância à radiação solar e revestida com material antirreflexivo.

Os tubos receptores podem ser a vácuo ou não. Os receptores a vácuo são utilizados para temperaturas acima de 300°C, já que o vácuo entre os dois tubos aumenta a eficiência do coletor parabólico, pois diminui as perdas térmicas do HFT.

Os tubos concêntricos são conectados por meio de expansão de fole de aço inoxidável, o que ajuda nas diferentes dilatações do tubo externo de vidro e do tubo receptor e também

ajuda a manter o vácuo entre os tubos. Entre os tubos, têm-se *getters*, utilizados para manter o vácuo.

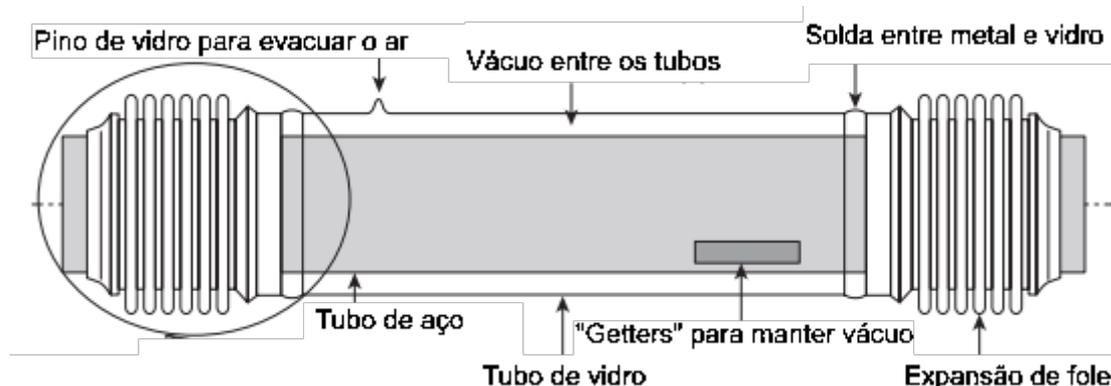


Figura 2.6 – Croqui de um tubo receptor a vácuo (Adaptado de MOYA, 2012).

Os receptores sem vácuo são utilizados em aplicações onde a temperatura máxima não exceda 300°C devido à menor perda de energia térmica comparado a sistemas onde a temperatura do HTF supera 300°C (MOYA, 2012).

2.4.2 HTF (Heat Transfer Fluid)

O tipo de fluido de transferência térmica é um fator crucial em uma usina termosolar, pois ele está relacionado diretamente com a eficiência do tubo receptor, influencia o tipo de ciclo termodinâmico e o desempenho da planta e também o tipo de armazenador térmico que deve ser utilizado. A maior limitação da temperatura de operação da planta é determinada pela estabilidade térmica do HTF (FUQIANG et al., 2017).

Óleo térmico sintético é normalmente utilizado como HFT em usinas solares de calhas parabólicas. As marcas dos óleos mais utilizados são Therminol VP-1, Therminol D-12 e Dowtherm A (BELLOS; TZIVANIDIS; ANTONOPOULOS, 2017). Estes tipos de óleos estão em uso há duas décadas em plantas de geração de energia solar na Califórnia sem grandes acidentes (FUQIANG et al., 2017).

No entanto, a utilização de tais óleos térmicos sintéticos traz a limitação de temperatura do ciclo termodinâmico em 400°C, o que resulta em uma eficiência possível do ciclo em aproximadamente 38% (FUQIANG et al., 2017). Quando estes óleos atingem temperatura de operação superior a 400°C, ocorre a quebra dos hidrocarbonetos e a transformação em hidrogênio, assim reduzindo a vida útil do óleo e induzindo o acúmulo de subprodutos que reduzem a eficiência térmica e aumentam o custo das manutenções (GUO; HUAI; LIU, 2016).

3. Estudo Preliminar

Para a produção de 0,25MW de energia elétrica, a usina termosolar deverá ser capaz de fornecer energia térmica suficiente através do aquecimento de um fluido de transferência térmica (HTF – *Heat Transfer Fluid*) nos tubos receptores dos coletores parabólicos. O calor captado pelos receptores das calhas parabólicas será transportado pelo HTF até o armazenador térmico. Em seguida, o HTF em altas temperaturas é direcionado do armazenador térmico para caldeira onde ocorre a troca de calor com a água, resultando na formação de vapor de água que é responsável por fornecer energia suficiente para a rotação das pás de uma turbina transformando assim energia térmica em mecânica. A energia mecânica proveniente da turbina é transformada em energia elétrica através de um gerador.

A modelagem da vazão será realizada para um campo solar de acordo com a figura Fig. 3.1, sendo que a bomba e as válvulas deverão ser dimensionadas para suportar altas temperaturas. Esse campo solar dispõe-se de 7 loops instalados paralelamente entre si, sendo cada loop composto por um par de conjuntos de calhas parabólicas, ou seja, 14 conjuntos no total. Cada conjunto contém 8 módulos individuais de calhas parabólicas.

Uma vazão de 10,5 kg/s será utilizada como parâmetro para a modelagem. A bomba deverá ser capaz de bombear o HTF nesta condição. Essa vazão deverá ser dividida igualmente para os 7 loops sendo então o valor de 1,5 kg/s para cada um.

Nas tubulações, principalmente dos tubos receptores, é necessário garantir que o escoamento do HTF se mantenha em regime turbulento, pois este regime de escoamento é mais propício para a troca de calor entre as paredes do receptor e o HTF. Um escoamento é considerado turbulento quando tem o valor de $Re \geq 2400$ (WHITE, 2011). Portanto para garantir um regime turbulento através das tubulações, principalmente nos tubos receptores, é definido que o número de Reynolds deverá ser maior do que 28000.

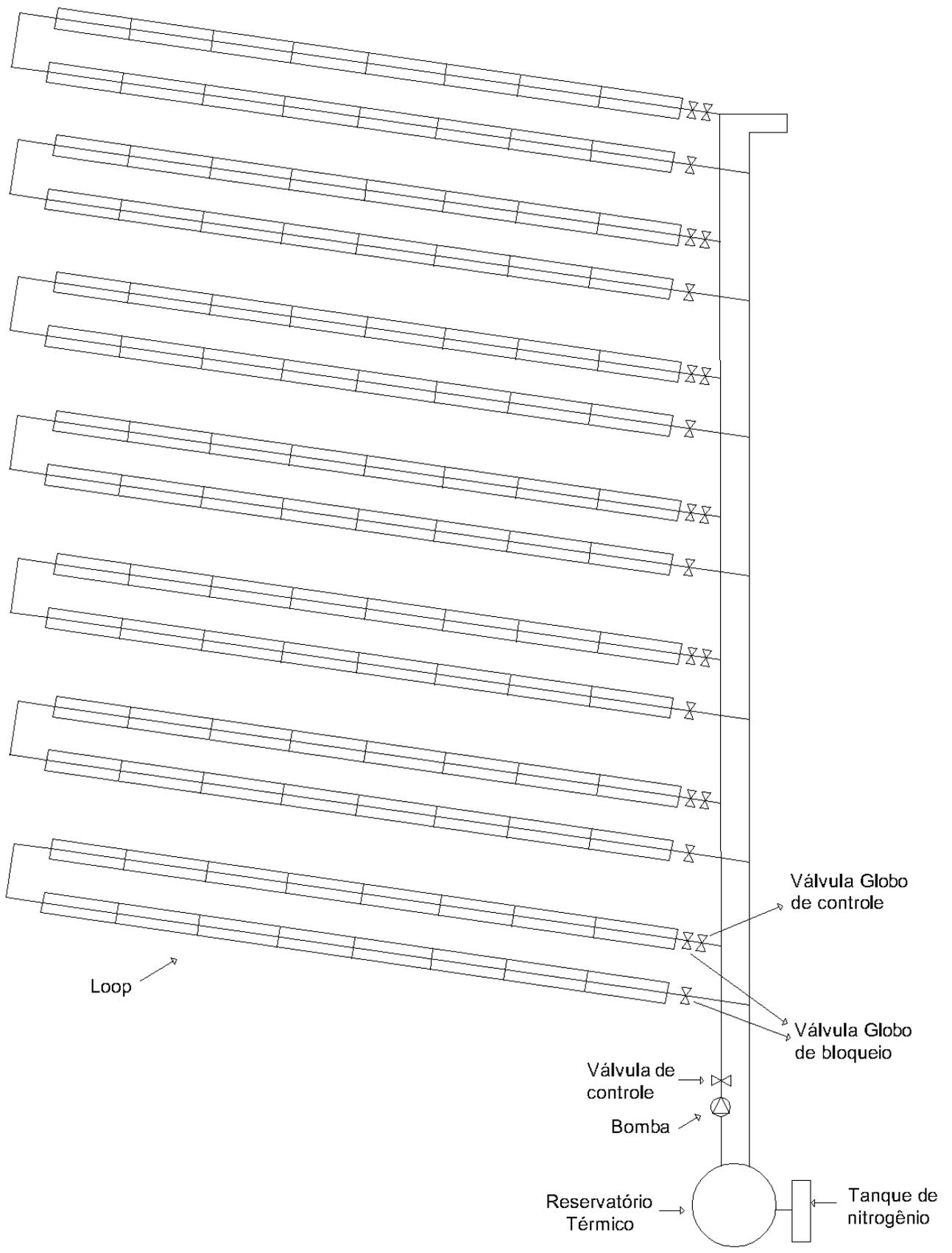


Figura 3.1 – Esquema simplificado da usina termosolar (Fonte: Autor)

O HTF ficará armazenado em um reservatório integrado ao campo solar formando um sistema fechado. O reservatório térmico é do tipo *thermocline* ou armazenamento direto, conforme ilustrado na Fig. 3.2 (PONCE JUNIOR et al., 2018). O reservatório térmico será pressurizado com N^2 (nitrogênio) a uma pressão de 12 bar com a finalidade de impedir variações de pressão capazes de modificar as propriedades do HTF, tendo em vista que o mesmo permanecerá armazenado a em altas temperaturas.

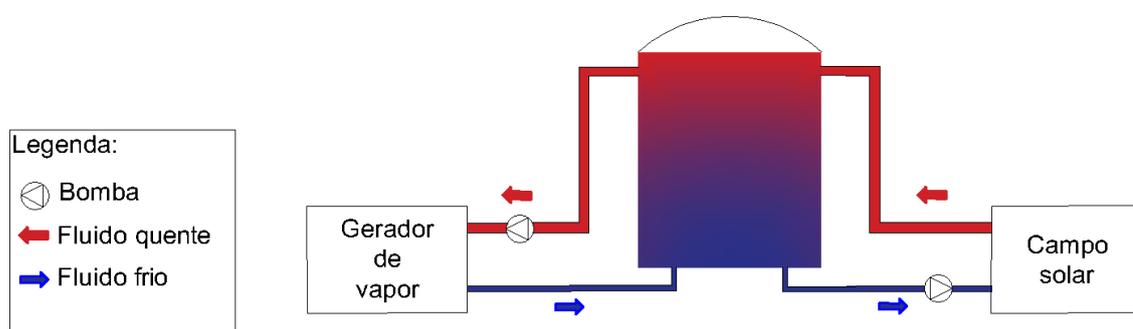


Figura 3.2 – Armazenador térmico do tipo armazenamento direto (Fonte: Autor)

A distribuição do HTF para o campo solar será realizada através de tubulações de aço carbono, sendo essas responsáveis por transportar o fluido frio e quente separadamente com sentidos dos fluxos conforme ilustrado na Fig. 3.3.

A temperatura de retorno do HTF para o campo solar será de 240°C e para o armazenador térmico de 340 °C, definindo assim a faixa de trabalho. O fluido de transferência térmica selecionado para suprir tais temperaturas foi o óleo sintético **DOWTHERM A**. Este óleo tem estabilidade térmica em estado líquido de 15°C a 400°C, tendo um comportamento crítico quando alcança a temperatura de 497°C e temperatura de autoignição a 599°C. Sendo assim, aplicável na faixa da temperatura de trabalho do projeto enquanto no estado líquido (DOWTHERM A, Ficha técnica).

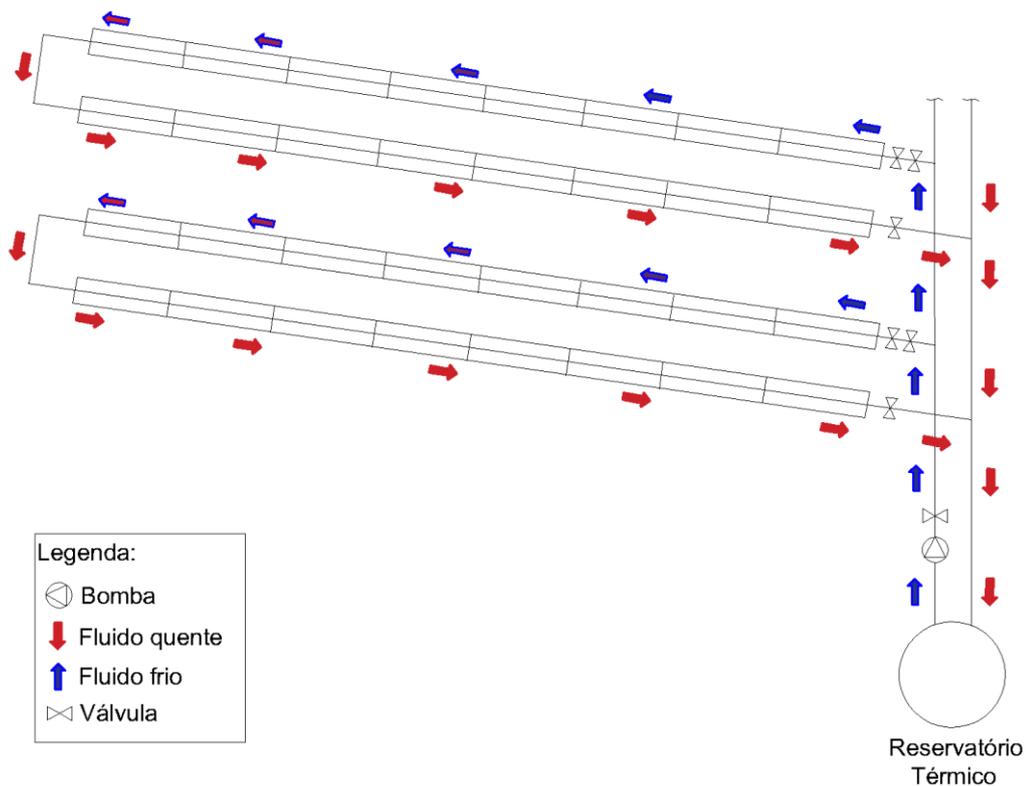


Figura 3.3 – Sentido do fluxo de entrada e saída do HTF do campo solar (Fonte: Autor)

Para o transporte e controle de vazão do HTF, a bomba e as válvulas devem ser próprias para a aplicação. A bomba deve ser resistente ao calor e as mudanças de viscosidade e densidade que acontecem com a variação da temperatura, sendo capaz de bombear o fluido em situações onde a temperatura escolhida torne o HTF mais ou menos viscoso. No caso de aumento significativo da viscosidade do fluido, o bombeamento se tornará mais difícil.

A bomba selecionada para tal aplicação será a **KSB MEGACPK 065-040-200** com o rotor de 192 mm, com capacidade para bombear produtos químicos com densidades diferentes da água e a altas temperaturas. De acordo com informações do fabricante, a bomba em questão tem um limite de rotação entre 2000 e 3500 rpm. Os limites de rotação devem ser respeitados para o bom funcionamento do equipamento e para manter sua integridade ao longo da utilização.



Figura 3.4 – Bomba KSB MEGACPK 065-040-200 com o rotor de 192 mm (Fonte: FOLHETO DE CURVAS CARACTERÍSTICAS 60 HZ)

A vazão global do campo solar será regulada através de uma válvula de controle localizada logo após a bomba. A válvula globo de controle **SPIRAX SARCO SPIRA-TROL SÉRIE KEA** com diâmetro DN3" foi a selecionada para a aplicação com característica de igual porcentagem, acionamento por atuador pneumático, fole de selagem e castelo estendido.



Figura 3.5 – Válvula globo de controle de acionamento por atuador pneumático SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KEA E KLA (Fonte: SPIRAX SARCO)

Para garantir a vazão de 10,5 kg/s nos loops, foram selecionadas válvulas globo de controle **SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KLA** com diâmetro DN1.1/4" com característica de vazão linear, responsáveis pela divisão de forma igualitária da vazão nos loops assegurando

assim que em cada loop o HTF nas saídas dos tubos receptores tenha a mesma temperatura. Para conseguir equalizar as vazões nos loops, o número de voltas da abertura dessas válvulas será estabelecido, tendo assim uma configuração inicial e permanente atendendo qualquer mudança de vazão.

Duas válvulas globo de bloqueio **SPIRAX SARCO BSAT** com diâmetro DN1.1/4” serão instaladas na entrada e saída do loop respectivamente, conforme mostrado nas Fig. 3.7 e Fig. 3.8, permanecendo abertas durante o funcionamento da planta, só sendo fechadas em casos onde houver necessidade de efetuar qualquer manutenção no campo solar. Tais válvulas apresentam característica de vazão linear com capacidade para convergir ou divergir fluxos. Essas válvulas são seladas por fole estendido, para impedir que o volante atinja altas temperaturas.



Figura 3.6 – Válvula globo de bloqueio SPIRAX SARCO BSAT (Fonte: SPIRAX SARCO, 2019)

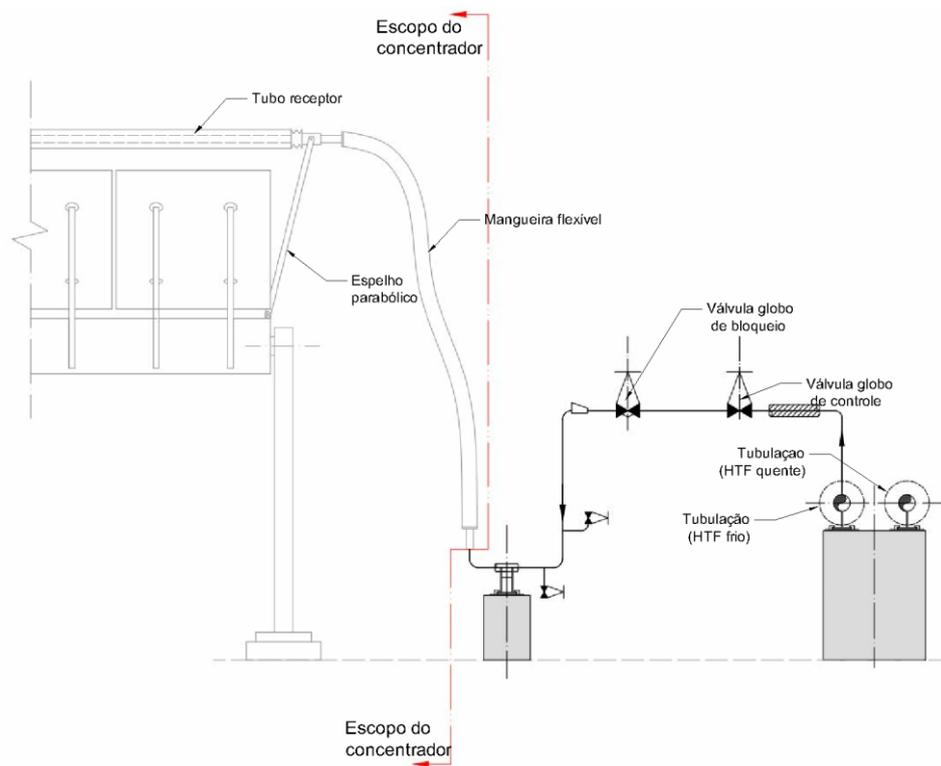


Figura 3.7 – Localização das válvulas na entrada do loop

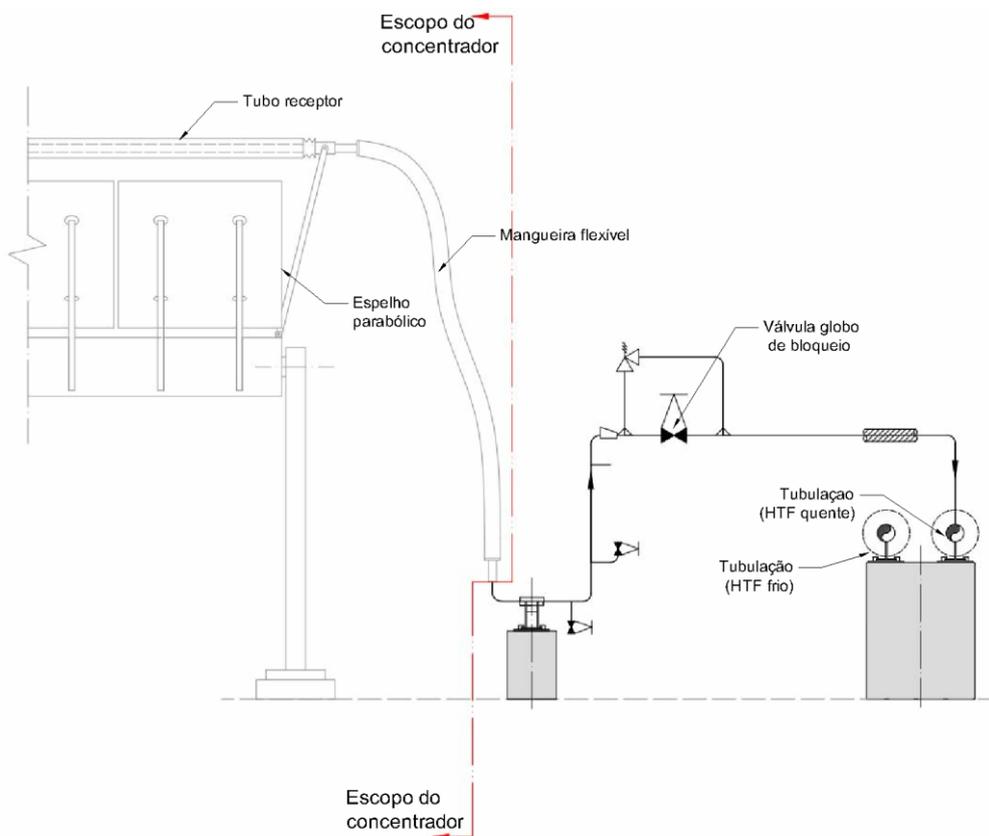


Figura 3.8 – Localização da válvula na saída do loop

A intensidade do sol muda ao longo do dia não sendo necessário que o sistema opere em sua capacidade máxima durante todo tempo. Sabe-se que tanto a bomba quanto a válvula de controle são capazes de modificar as condições do sistema em termos de vazão variando a rotação da bomba ou a abertura da válvula.

A Tab. 3.1 apresenta um resumo de informações das válvulas citadas anteriormente.

Tabela 3.1 - Resumo das informações das válvulas.

Modelo da válvula		Caract. da vazão	Diâmetro Nominal	Localização	Aplicação
SPIRAX	SARCO	Igual porcentagem	3"	Após a bomba	Controle de vazão do campo solar
SPIRA-TROL	KEA				
SPIRAX	SARCO	Linear	1.1/4"	Loops	Equalização da vazão nos loops
SPIRA-TROL	KLA				
SPIRAX	SARCO	Linear	1.1/4"	Loops	Bloqueio de entrada e saída do loop
BSAT					

4. Modelagem

4.1 Apresentação do modelo

A modelagem do sistema para o cálculo da vazão será baseada na equação da energia mecânica para fluidos para regime permanente representada pela Eq.(4.1.1) (MACINTYRE, 1997):

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \Delta H_{ganhos} - \Delta H_{perdas} = \frac{P_{i+1}}{\rho g} + \frac{V_{i+1}^2}{2g} + z_{i+1} \quad (4.1.1)$$

Ou

$$H_1 + \Delta H_{ganhos} - \Delta H_{perdas} = H_{i+1} \quad (4.1.2)$$

Na Eq.(4.1.2), os termos da equação H_1 e H_{i+1} representam a energia na entrada e saída do volume de controle respectivamente, ΔH_{ganhos} representa o ganho de energia através da bomba, ΔH_{perdas} representa a perda de energia devido ao atrito e viscosidade nas tubulações e perda de carga devido a acessórios e válvulas.

Observa-se uma montagem conforme a Fig. 4.1.1, onde o início e fim da tubulação são representados pelas extremidades de índice i e $i+1$ respectivamente e a tubulação representada pelo índice j .

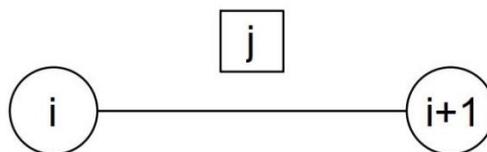


Figura 4.1.1 - Esquema representado uma tubulação com início e fim (Fonte: Autor)

Um esquema simplificado do campo foi elaborado de acordo com a Fig. 4.1.2, onde é possível observar os trechos de tubulações e seus respectivos inícios e fins. A Eq. (4.1) será aplicada para cada trecho afim calcular as vazões e as perdas e ganhos de carga causadas

pela passagem do HTF através das válvulas, atrito com as paredes das tubulações e acessórios e pela ação da bomba, respectivamente. Para a modelagem as temperaturas dos trechos serão de 350°C para o manifold quente, 240°C para o manifold frio e nos loops a média dessas duas temperaturas.

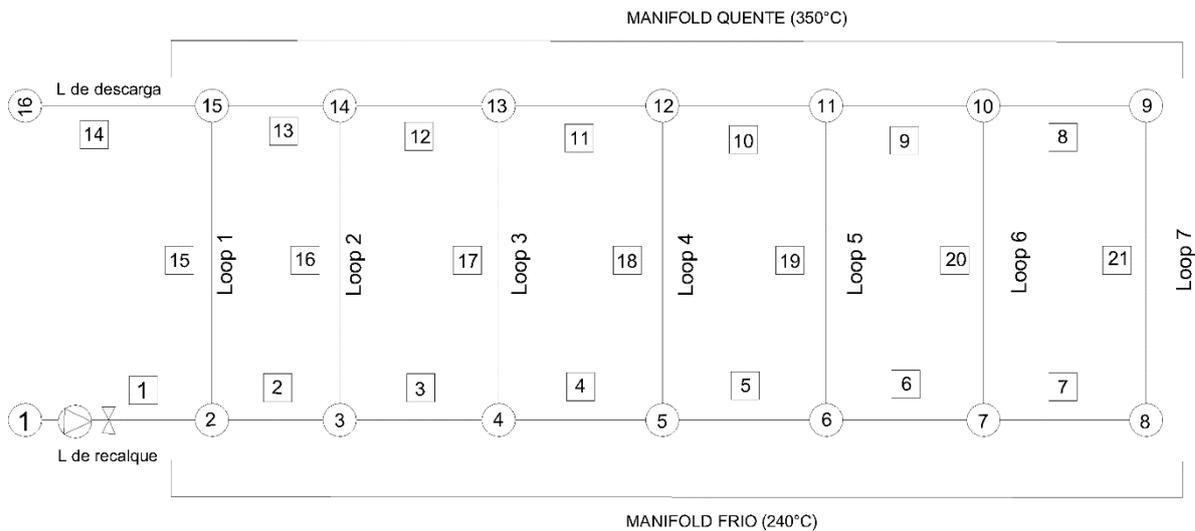


Figura 4.1.2 – Esquema simplificado da usina termosolar para a modelagem (Fonte: Autor)

As equações Eq.(4.1.3), Eq.(4.1.4) e Eq.(4.1.5) representam a variação da energia em cada trecho de interesse. A equação (4.1.3) representa o trecho de recalque 1-2 onde se encontra a bomba e a válvula de controle, presentes em seus termos estão o ganho de energia fornecido pela bomba, perdas de carga provenientes da válvula de controle e também pela tubulação e acessórios.

$$H_1 + (aQ_1^2 + bQ + c) - f_1 \frac{L_1}{D_1} \left(\frac{8Q_1^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) - G \frac{Q_1^2}{K_v^2} = H_{i+1} \quad (4.1.3)$$

Para os trechos 2-8 e 9-15 onde estão presentes somente as tubulações do manifold por onde passará o HTF frio e quente a Eq.(4.1.4) será utilizada representando a perda de carga nas tubulações e acessórios.

$$H_1 - f_1 \frac{L_1}{D_1} \left(\frac{8Q_1^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) = H_{i+1} \quad (4.1.4)$$

A Eq.(4.1.5) calculará a variação de energia para os trechos dos loops 15-21, onde estão presentes as válvulas globo de controle e de bloqueio, tubulações e acessórios incluindo os tubos receptores presentes nas calhas parabólicas.

$$H_1 - f_1 \frac{L_1}{D_1} \left(\frac{8Q_1^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) - G \frac{Q_1^2}{K_v^2} = H_{i+1} \quad (4.1.5)$$

Ao todo, para todos os trechos serão geradas 21 equações não lineares sendo como incógnitas as vazões a serem encontradas. Uma forma de solucionar o problema seria utilizando um método iterativo. Para simplificar a resolução das equações e obter os valores de vazão um código foi desenvolvido utilizando o *software* EES (*Engineering Equation Solver*). O referente código pode ser consultado no **Anexo 1** disponível neste trabalho.

4.2 Cálculo do ganho de energia através da bomba

Para a bomba a ser utilizada, uma rotação deve ser determinada de acordo com os limites do fabricante como já citado anteriormente. Sendo assim, a rotação da bomba deverá ser modificada quando houver necessidade da mudança da vazão sem que infrinja esses limites.

Para calcular a energia que a bomba entrega para o sistema, é necessário conhecer a curva característica de desempenho da mesma, representada por uma equação polinomial de segundo grau sendo os coeficientes a, b e c, conforme exemplo na Eq.(4.2.1):

$$H = aQ^2 + bQ + c \quad (4.2.1)$$

A bomba escolhida para o sistema em questão é a **KSB MEGACPK 065-040-200** com rotor de 192 mm, com a curva representada abaixo, conforme destacado na Gráfico 4.2.1.

A Eq.(4.2.2) representa a relação de vazão com a altura manométrica dessa bomba, ou seja, o ganho de energia fornecido pela bomba ao sistema, e será utilizada para os cálculos da vazão, sendo obtida através da curva do Gráfico 4.2.2.

$$H = -85.506,44Q^2 + 598,09Q + 71,20 \quad (4.2.2)$$

Gráfico 4.2.1 – Curvas característica da bomba KSB MEGACPK 065-040-200 com o rotor de 192 mm (Fonte: FOLHETO DE CURVAS CARACTERÍSTICAS 60 HZ)

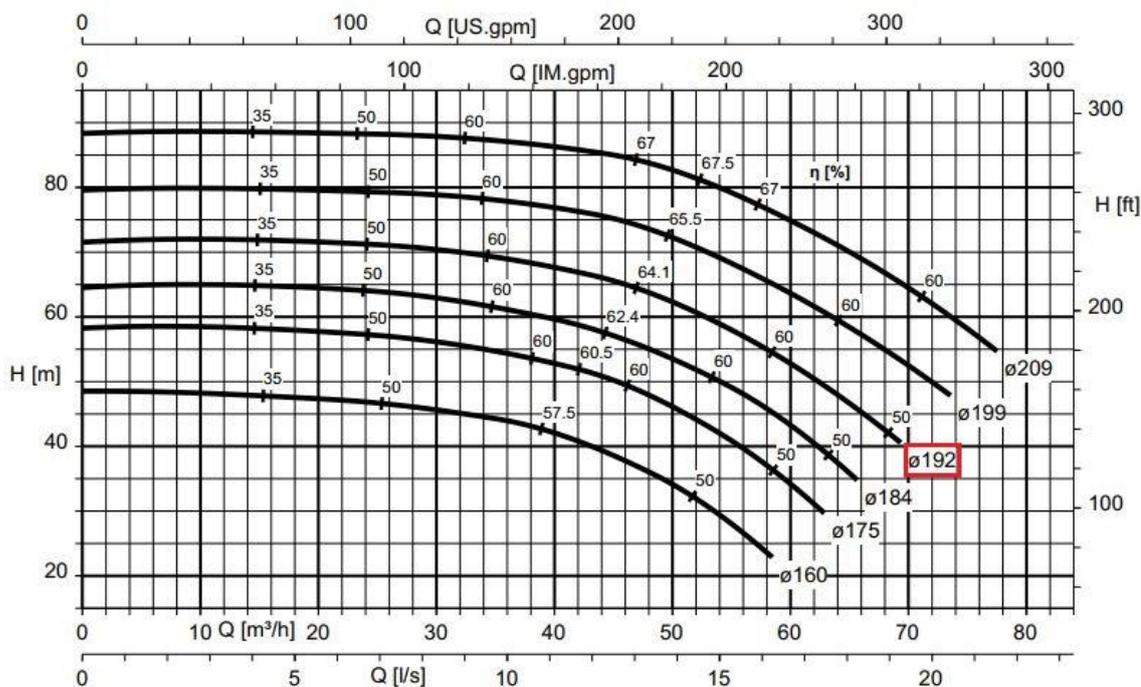
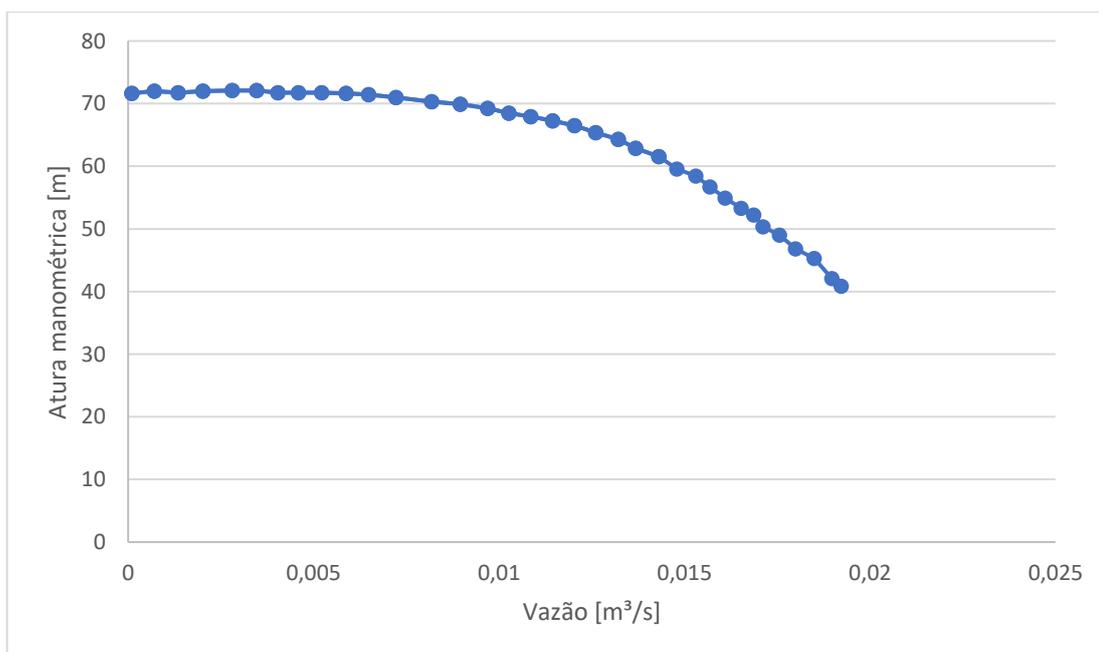


Gráfico 4.2.2 – Ajuste da curva característica da bomba KSB MEGACPK 065-040-200



Com a escolha da bomba, é necessário identificar comportamento da vazão em relação a mudanças da rotação, viscosidade e densidade do fluido. Como a densidade e a viscosidade do HTF variam em função da temperatura, é necessário determinar valores correspondentes dessas variações para analisar se a bomba será capaz de desenvolver o bombeamento desde o acionamento do sistema até seu funcionamento pleno.

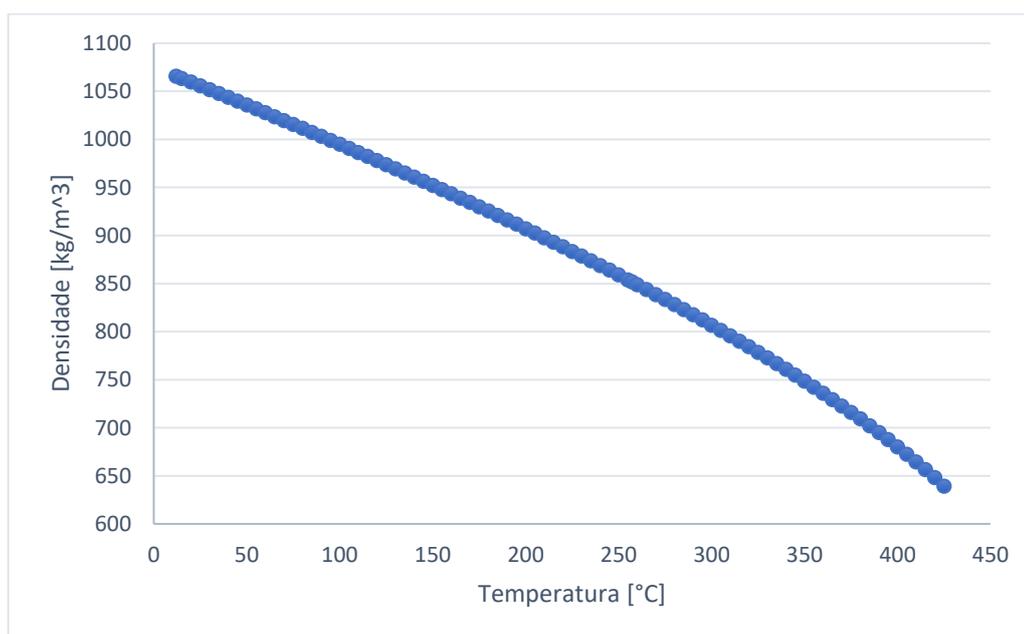
Para análise do funcionamento da bomba, será considerado para o HTF as temperaturas de projeto, ou seja, inicial de 240 °C e final de 350 °C. Uma temperatura intermediária será estabelecida, representando a média entre a temperatura inicial e final com o objetivo de simplificar os cálculos.

Para obter a curva do comportamento da viscosidade e da densidade com a mudança da temperatura, foram coletados dados presentes no catálogo do óleo selecionado. A faixa de temperatura escolhida foi de 12°C até 420°C que abrange a faixa de temperatura de trabalho do ciclo.

A Eq.(4.2.3), representa o ajuste da variação da densidade com a variação da temperatura.

$$\rho = -1,938821 \times 10^{-6} \times T^3 + 4,387830 \times 10^{-4} \times T^2 - 8,595540 \times 10^{-1} \times T + 1,077626 \times 10^{-3} \quad (4.2.3)$$

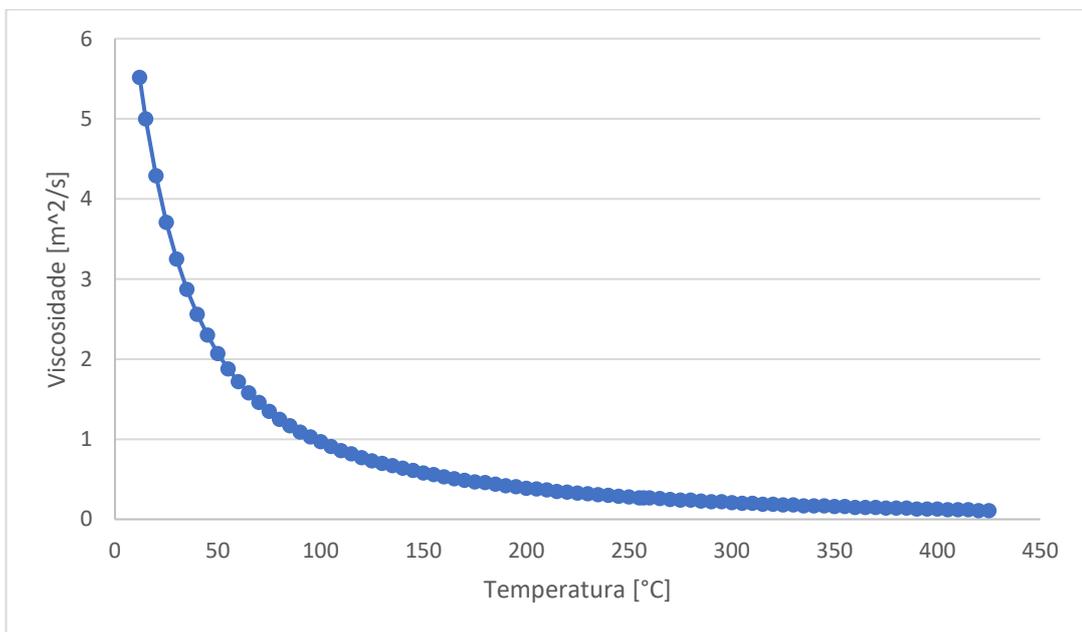
Gráfico 4.2.3 - Ajuste da curva da variação densidade do HTF DOWTHERM A em função da temperatura (DOWTHERM A, Ficha técnica)



Já para a variação da viscosidade com a temperatura, foi ajustada a curva presente no Graf. 4.2.4 resultando na Eq.(4.2.4) abaixo:

$$\nu = 4,763006E-14T^6 - 7,113779E-11 T^5 + 4,230320E-08 T^4 - 1,278401E-05 T^3 + 2,080283E-03 T^2 - 1,784105E-01 T + 7,173765E+00 \quad (4.2.4)$$

Gráfico 4.2.4 - Ajuste da curva da variação da viscosidade do HTF DOWTHERM em função da temperatura (DOWTHERM A, Ficha técnica)



Pelo Gráfico 4.2.4 observa-se que a viscosidade varia muito com a mudança de temperatura principalmente quando do início do aquecimento do HTF, porém na faixa de trabalho do projeto acontece uma variação menos significativa. Neste caso, para os valores da densidade nas temperaturas da faixa de trabalho, os valores de viscosidade se tornam baixos, não acarretando dificuldades para a operação da bomba.

A curva característica da bomba deve ser corrigida, pois a curva do catálogo da fabricante foi obtida utilizando água como fluido de trabalho. Utilizando a lei de semelhanças para outras condições de operação, como alteração na rotação da bomba e variação da densidade do fluido, a nova curva característica nestas condições pode ser calculada através da Eq.(4.2.5):

$$H = \left((aQ^2 + bQ + c) \cdot \left(\frac{w_B}{w_A} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{1000}{\rho[T]} \right) \quad (4.2.5)$$

Como a bomba trabalhará em temperaturas variadas e, portanto, em diferentes densidades e viscosidades, as Eq.(4.2.3) e Eq.(4.2.4) serão utilizadas no modelo para o cálculo da perda de carga nas tubulações e acessórios.

4.3 Cálculo da perda de energia através das tubulações e acessórios

A perda de carga nas tubulações será calculada através da Eq.(4.3.1) chamada de Darcy-Weisbach, válida para escoamento turbulento (WHITE, 2011).

$$\Delta H_{perda} = f \frac{L_{eq}}{D} \left(\frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} \right) \quad (4.3.1)$$

Para o cálculo do fator de atrito, será utilizada a equação Eq.(4.3.2), denominada equação de Colebrook, para escoamentos turbulentos, já que o sistema deverá ter um fator de Reynolds maior do que 28000 para que o regime turbulento. O número de Reynolds será calculado através da Eq.(4.3.3) que é em função da vazão, diâmetro do tubo e viscosidade do fluido (WHITE, 2011).

$$Re = \frac{4Q}{\pi D v} \quad (4.3.2)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\frac{4Q}{\pi D v} \sqrt{f}} \right) \quad (4.3.3)$$

Para o cálculo do fator de atrito, a rugosidade absoluta utilizada será de $5,19 \times 10^{-5}$ correspondente a do tubo de aço carbono segundo a norma ABNT NBR 6400.

Variações no diâmetro das tubulações foram impostas para a modelagem do sistema. Abaixo, na Tab. 4.3.1, contém a quantidade de acessórios e tubulações consideradas bem como suas dimensões e comprimentos equivalentes para cada trecho conforme o esquema simplificado da Fig. 4.1.2.

Tabela 4.3.1 - Comprimentos equivalentes dos trechos

Trecho	Diâm. Nominal	Comprim. Linear [m]	Acessórios e conexões								
			Curvas				Tês				
			Linha de recalque	Qtd	L. Equiv. [m]	Total	Tipo	Qtd	L. Equiv. [m]	Total	Tipo
L recalque	3"	43,9	13	1,3	16,9	90°	2	1,6	3,2	Direto	64
Manifold frio											
L[1]	3"	26,2	4	1,3	5,2	90°	1	5,2	5,2	Bilateral	36,6
L[2]	3"	20,6	-	-	-	-	1	5,2	5,2	Bilateral	25,8
L[3]	3"	26,2	4	1,3	5,2	90°	1	5,2	5,2	Bilateral	36,6
L[4]	2.1/2"	25,8	4	1	4	90°	1	4,3	4,3	Bilateral	34,1
L[5]	2.1/2"	25,8	4	1	4	90°	1	4,3	4,3	Bilateral	34,1
L[6]	2.1/2"	20,6	-	-	-	-	2	4,3	8,6	Bilateral	29,2
Manifold quente											
L[7]	2.1/2"	25,8	4	1	4	90°	1	4,3	4,3	Bilateral	34,1
L[8]	2.1/2"	25,8	4	1	4	90°	1	4,3	4,3	Bilateral	34,1
L[9]	2.1/2"	20,6	-	-	-	-	1	4,3	4,3	Bilateral	24,9
L[10]	3"	26,2	4	1,3	5,2	90°	1	5,2	5,2	Bilateral	36,6
L[11]	3"	26,2	4	1,3	5,2	90°	1	5,2	5,2	Bilateral	36,6
L[12]	3"	26,2	4	1,3	5,2	90°	1	5,2	5,2	Bilateral	36,6
Ramais dos Loops											
		3,3	4	0,6	2,4	90°	-	-	-	Direto	
L	1.1/4"	10,3	2	0,6	1,2	90°	-	-	-	Direto	24,7
		3,7	4	0,6	2,4	90°	2	0,7	1,4	Direto	
Tubo receptor			Tubos receptores e tubos flexíveis								
L loop	46mm	208	2 tubos receptores de 96m cada + 4 tubos flexíveis de 4m cada								208

Para o cálculo dos comprimentos equivalentes dos acessórios, foram utilizados os dados presentes na Tab. 4.3.2 conforme destacado.

Tabela 4.3.2 - Comprimentos equivalentes em conexões (Fonte: SCHNEIDER MOTO-BOMBAS, 2019).

Comprimentos Equivalentes em Conexões										
Tabela de comprimentos equivalentes em metros de canalização, para cálculo das perdas de carga localizadas.										
CONEXÃO	Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização									
	Material	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90° 	PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
	Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45° 	PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90° 	PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
	Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2
Joelho 45° 	PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5
	Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9
Tê de passagem direta 	PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3
	Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7
Tê de saída lateral 	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
Tê de saída bilateral 	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
União 	PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25
	Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04
Saída de canalização 	PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9
	Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0
Luva de redução (*) 	PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2
	Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07
Registro de gaveta ou esfera aberto 	PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1
	Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9
Registro de globo aberto 	Metal	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0
Registro de ângulo aberto 	Metal	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0
Válvula de pé com crivo 	PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4
	Metal	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de Retenção 	Horizontal	Metal	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	10,4
	Vertical	Metal	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	16,1

OBSERVAÇÃO:

- Os valores acima estão de acordo com a NBR 5626/82 e Tabela de Perda de Carga da Tigre para PVC rígido e cobre, e NBR 92/80 e Tabela de Perda de Carga Tupy para ferro fundido galvanizado, bronze ou latão.
- (*) Os diâmetros indicados referem-se à menor bitola de reduções concêntricas, com fluxo da maior para a menor bitola, sendo a bitola maior uma medida acima da menor.
Ex.: 1 1/4" x 1" - 1 1/2" x 1 1/4"

O diâmetro interno será calculado utilizando a Eq.(4.3.4). Para isto, o diâmetro externo básico e a espessura na classe L foram selecionados de acordo como sinalizado na Tab. 4.3.3:

$$D = D_{Ext.Básico} - 2 \times Espessura \quad (4.3.4)$$

Tabela 4.3.3 – Diâmetros nominais dos tubos (Fonte: NBR 5580)

Diâmetro nominal	Diâmetro externo mm			Espessura mm			Massa do tubo preto kg/m		
	DN	Básico	Mín.	Máx.	Classe			Classe	
L					M	P	L	M	P
6 (1/8)	10,2	9,7	10,4	1,80	2,00	2,65	0,37	0,40	0,49
8 (1/4)	13,5	13,2	13,9	2,00	2,25	3,00	0,57	0,62	0,78
10 (3/8)	17,2	16,7	17,4	2,00	2,25	3,00	0,75	0,83	1,05
15 (1/2)	21,3	21,0	21,7	2,25	2,65	3,00	1,06	1,22	1,35
20 (3/4)	26,9	26,4	27,1	2,25	2,65	3,00	1,37	1,58	1,77
25 (1)	33,7	33,2	34,0	2,65	3,35	3,75	2,03	2,51	2,77
32 (1 ¼)	42,4	41,9	42,7	2,65	3,35	3,75	2,60	3,23	3,57
40 (1 ½)	48,3	47,8	48,6	3,00	3,35	3,75	3,35	3,71	4,12
50 (2)	60,3	59,6	60,7	3,00	3,75	4,50	4,24	5,23	6,19
65 (2 ¼)	76,1	75,2	76,3	3,35	3,75	4,50	6,01	6,69	7,95
80 (3)	88,9	87,9	89,4	3,35	4,00	4,50	7,07	8,38	9,37
90 (3 ½)	101,6	100,3	102,1	3,75	4,25	5,00	9,05	10,20	11,91
100 (4)	114,3	113,0	114,9	3,75	4,50	5,60	10,22	12,18	15,01
125 (5)	139,7	138,5	140,8	X	4,75	5,60	X	15,81	18,52
150 (6)	165,1	163,9	166,5	X	5,00	5,60	X	19,74	22,03

NOTA - A tolerância máxima na espessura de parede dos tubos é de -12,5%

A Tab. 4.3.4 mostra os diâmetros internos das tubulações para o cálculo da perda de carga.

Tabela - 4.3.4 Diâmetros internos calculados

Descrição	Diâmetro Nominal	Diâmetro interno (m)
Manifolds	3"	82,3 x 10 ⁻³
Manifolds	2 ½"	69,4 x 10 ⁻³
Concentrador (tubo receptor)	-	46,0 x 10 ⁻³
Loop/ramais	1.1/4"	37,1 x 10 ⁻³

4.4 Cálculo da perda de carga nas válvulas

Para o cálculo da perda de carga nas válvulas, é necessário conhecer o seu comportamento em relação a vazão no qual serão impostas. Os catálogos trazem informações pertinentes quanto ao funcionamento e construção, porém não são totalmente suficientes para avaliar sua implementação em um projeto hidráulico. Portanto, a análise será feita utilizando informações sobre sua construção e as contidas nos catálogos.

A queda de pressão na passagem do fluido pela válvula é calculada de acordo com a Eq. (4.4.1), tendo como variáveis de entrada a vazão, o coeficiente de vazão e a densidade relativa do fluido, neste caso sendo a razão da densidade do fluido pela densidade da água. (WHITE, 2011).

$$\Delta P = G \times \left(\frac{Q}{K_v}\right)^2 \quad (4.4.1)$$

Convertendo a unidade de perda de carga, de bar para metros de coluna de fluido, a vazão de m³/s (unidade utilizada no modelo) para m³/h, e considerando a densidade da água como sendo 1000 kg/m³ e a aceleração da gravidade de 9,81 m/s², temos:

$$\Delta H = \frac{1 \cdot 10^5}{\rho \times 9,81} \times \frac{\rho}{1000} \times \left(\frac{Q \times 3600}{K_v}\right)^2 \quad (4.4.2)$$

Simplificando a equação:

$$\Delta H = 129,6 \times 10^6 \times \frac{\rho}{1000} \times \left(\frac{Q}{K_v}\right)^2 \quad (4.4.3)$$

A Eq.(4.4.3) é utilizada no modelo para determinar a perda de carga nas válvulas. A conversão do valor de perda de carga, de bar para metros de coluna de fluido, foi necessária por padronização das unidades, uma vez que a equação da bomba e a equação de Darcy-Weisbach apresentam resultados em metros de coluna de fluido.

Para um projeto hidráulico, o conhecimento do coeficiente de vazão é muito importante para o entendimento do comportamento da vazão e da perda de carga. Portanto, para o cálculo da perda de carga utilizando a Eq.(4.4.3), será encontrado os coeficientes de vazão empregados para as válvulas do projeto, sendo:

a) Spirax Sarco Spira-trol KEA localizada após a bomba:

Para a válvula **SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KEA**, instalada após a bomba, tem-se que para passagem plena em igual porcentagem em um diâmetro de 3" o coeficiente de vazão será $C_v = 120$, conforme destacado na Tab. 4.4.1.

Tabela 4.4.1 – Valores de C_v para a válvula SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KEA (Fonte: SPIRAX SARCO, 2019)

Valores de C_v

Diâmetro		Diâmetro Nominal									
		½"	¾"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"	
Curso		¾" (20 mm)						1 ¼" (30 mm)			
Internos padrão	Passagem plena	Igual %	5,0	7,5	12,0	16,0	30,0	45	75	120	190
		Linear	5,0	7,5	12,0	16,0	30,0	45	75	120	190
		Abertura rápida	5,0	7,5	12,0	16,0	32,0	50	88	136	210
	Redução 1	Igual %	2,5	5,5	8,5	18,0	16,0	33	48	85	130
		Linear	2,5	5,5	8,5	12,0	18,0	33	48	85	130
	Redução 2	Igual %	1,9	2,5	6,0	8,5	13,0	18	36	50	90
		Linear	1,9	2,5	6,0	8,5	13,0	18	36	50	90
	Redução 3	Igual %	1,0	1,9	3,0	6,0	9,0	14	18	38	53
		Linear	1,0	1,9	3,0	6,0	9,0	14	18	38	53

Convertendo esse valor conforme Eq.(4.4.4), tem-se que $K_v = 103,2$:

$$K_v = 0,86 \times C_v \quad (4.4.4)$$

Sabe-se que o coeficiente de vazão representa a capacidade de fluxo do equipamento para uma queda de pressão de 1 bar, neste caso, seu valor será considerado como a vazão que passa pela válvula quando está 100% aberta ou em abertura plena. Nos cálculos abaixo, este valor de K_v será utilizado como sendo a vazão máxima.

Através da rangeabilidade da válvula, é possível determinar o valor da vazão mínima que ela suportada, utilizando a eq. (4.4.5). Para as válvulas de igual porcentagem, tem-se um valor padronizado para a rangeabilidade de 50.

$$R = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{Q_{m\acute{i}n}} \quad (4.4.5)$$

$$Q_{m\acute{i}n} = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{50} \quad (4.4.6)$$

Substituindo o valor considerado para a vazão máxima na eq. (4.4.6) encontra-se o valor de vazão mínima $Q_{m\acute{i}n} = 2,064 \text{ m}^3/h$.

Com os valores de vazão máxima e mínima determinadas, é possível obter a equação característica de vazão.

As válvulas com característica de vazão de igual porcentagem são representadas por uma equação exponencial, de acordo com a Eq.(4.4.7).

$$Kv = Q_0 \times e^{l \cdot nR^x} \quad (4.4.7)$$

Portando, substituindo os valores de vazão mínima e rangeabilidade na Eq.(4.4.7), tem-se então a Eq.(4.4.8) que representa o comportamento do coeficiente de vazão através desta válvula.

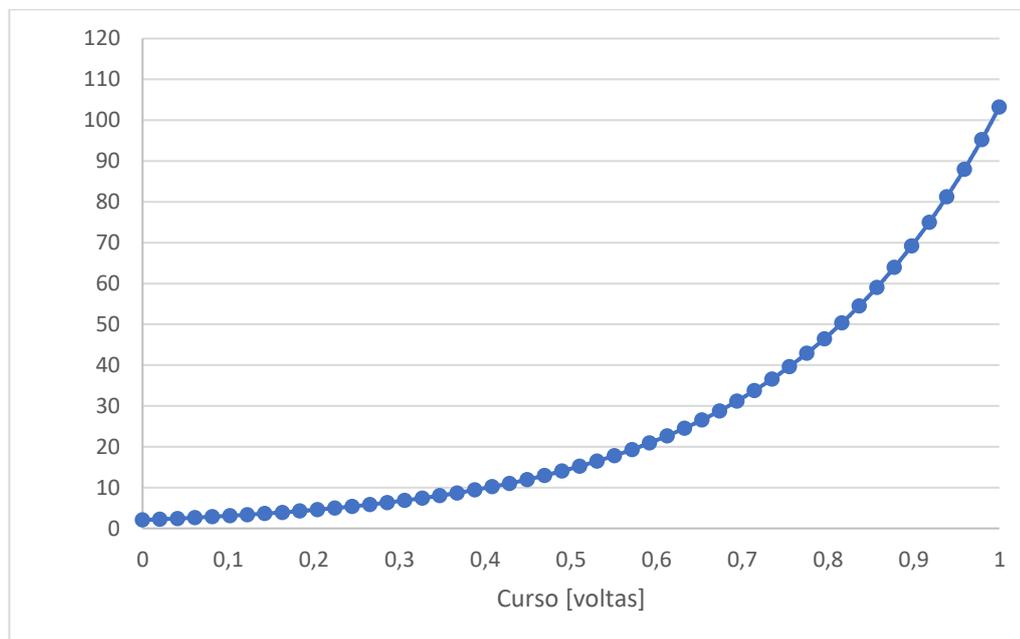
$$Kv_{contr} = 2,064 \cdot e^{3,912x} \quad (4.4.8)$$

Variando o curso de abertura da válvula de um valor de 10% a 100%, obtêm-se os valores de vazão presentes na Tab. 4.4.1 representados no Graf. 4.1.1.

Tabela 4.4.2 - Variação da vazão em relação a abertura da válvula

Curso (%)	Vazão	Curso (%)	Vazão
10	3,05	60	21,58
20	4,51	70	31,91
30	6,67	80	47,19
40	9,87	90	69,79
50	14,59	100	103,20

Gráfico 4.4.1 - Ajuste da curva da variação de Kv em função do percentual de abertura



b) Spirax Sarco Spira-trol KLA DN 1.1/4" localizada nos loops:

Por ser uma válvula com o comportamento de vazão linear, ou seja, a variação do coeficiente de vazão é proporcional ao número de voltas executados no volante, pode ser utilizado a Eq.(4.4.9) sendo que Kv_n indica o coeficiente de vazão e p_n indica o número de voltas no volante, onde o número de voltas varia de 0 até 5. O índice "n" indica o loop em que a válvula está instalada.

$$Kv_n = 0,86 \cdot Cv \cdot (p_n/5) \quad (4.4.9)$$

Conforme destacado na Tab. 4.4.3, para uma abertura plena com característica linear o valor de $Cv = 16$. Portanto, a Eq.(4.4.10) representa o comportamento do coeficiente de vazão para esta válvula.

$$Kv_n = 0,86 \cdot 16,0 \cdot (p_n/5) \quad (4.4.10)$$

Tabela 4.4.3 - Valores de Cv para a válvula SPIRAX SARCO SPIRA-TROL KLA (Fonte: SPIRAX SARCO, 2019)

Valores de Cv

Diâmetro			Diâmetro Nominal								
			½"	¾"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"
Curso			¾" (20 mm)						1 ¼" (30 mm)		
Internos padrão	Passagem plena	Igual %	5,0	7,5	12,0	16,0	30,0	45	75	120	190
		Linear	5,0	7,5	12,0	16,0	30,0	45	75	120	190
		Abertura rápida	5,0	7,5	12,0	16,0	32,0	50	88	136	210
	Redução 1	Igual %	2,5	5,5	8,5	18,0	16,0	33	48	85	130
		Linear	2,5	5,5	8,5	12,0	18,0	33	48	85	130
	Redução 2	Igual %	1,9	2,5	6,0	8,5	13,0	18	36	50	90
		Linear	1,9	2,5	6,0	8,5	13,0	18	36	50	90
	Redução 3	Igual %	1,0	1,9	3,0	6,0	9,0	14	18	38	53
		Linear	1,0	1,9	3,0	6,0	9,0	14	18	38	53

c) Spirax Sarco BSAT DN1.1/4" (DN32) localizadas na entrada e saída dos loops:

Essas válvulas permanecem totalmente abertas durante a operação da usina, sendo fechadas apenas em casos onde houver a necessidade de manutenções. Assim, os coeficientes utilizados serão os para a abertura total do volante, ou seja, para 5 rotações do volante da válvula conforme destacado na Tab. 4.4.4. Sendo assim o valor de sendo $K_v = 19,6$ para uma abertura máxima da válvula.

Tabela 4.4.4 - Coeficiente de vazão (K_v) para as válvulas de globo de bloqueio manual (Fonte: Spirax Sarco , 2019)

Tamanho	Válvula BSAT												
	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80	DN100	DN125	DN150	DN200	DN250
Rotações do volante	Valor de Kv dado para a rotação do volante - testado de acordo com EM 60534-2-3												
	Água a 20°C												
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.5	1.2	1.2	1.4	2.2	4.4	4.1	5.6	10.4	12.0	21	28	66	110
1	1.7	1.7	2.0	3.7	5.0	5.0	7.0	11.5	14.3	23	30	81	140
1.5	2.7	2.9	2.9	5.0	5.5	6.0	9.2	13.6	24.5	26	33	97	150
2	3.6	4.0	4.6	7.9	7.6	7.2	11.6	16.3	34.1	42	46	111	165
2.5	4.4	5.3	6.4	10.6	11.0	9.7	12.4	18.5	59.6	67	65	149	190
3	5.4	6.6	8.5	13.8	14.7	14.1	13.0	21.1	86.2	94	90	199	225
4			10.6	17.0	22.6	24.4	25.2	24.5	123.0	140	152	302	330
4.5			11.2	18.3	24.4	29.4	32.5	29.0	139.0	181	177	355	451
5			11.9	19.6	27.2	37.0	43.6	39.1	164.1	185	216	403	460

A Tab. 4.4.5 apresenta um resumo das equações contendo seus respectivos equipamentos e acessórios. Os trechos podem ser identificados na figura 4.1.2.

Tabela 3.4.5 - Resumo das equações específicas para cada trecho

Trecho	Equação da perda de carga
1-2	$H_1 + (aQ_1^2 + bQ_1 + c_1) - f_1 \frac{L_1}{D_1} \left(\frac{8Q_1^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) - \left(129,6 \times 10^6 \times \frac{\rho}{1000} \times \frac{Q_1^2}{Kv_{contr}^2} \right) = H_2$
2 - 14	$H_i - f_j \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{8Q_i^2}{\pi^2 g D_i^4} \right) = H_{i+1}$
15 - 21	$H_i - f_{loop} \frac{L_{loop}}{D_{loop}} \left(\frac{8Q_j^2}{\pi^2 g D_{loop}^4} \right) - f_{ramal} \frac{L_{ramal}}{D_{ramal}} \left(\frac{8Q_j^2}{\pi^2 g D_{ramal}^4} \right) - \left(129,6 \times 10^6 \times \frac{\rho}{1000} \times \frac{Q_j^2}{Kv_n^2} \right) - 2 \cdot \left(129,6 \times 10^6 \times \frac{\rho}{1000} \times \frac{Q_j^2}{Kv_{bloqueio}^2} \right) = H_{i+1}$
15-16	$H_{15} - f_{14} \frac{L_{desc}}{D_1} \left(\frac{8Q_{14}^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) = H_{16}$

Todos os cálculos e resultados serão obtidos através do *software* EES (*Engineering Equation Solver*), disponibilizado no **Anexo 1** deste trabalho.

5. Resultados

5.1 Ajuste de voltas na válvula de controle dos loops

O ajuste de voltas foi estabelecido nas válvulas globo de controle de cada loop de forma a manter iguais as vazões de saídas para a tubulação principal de retorno ao tanque de HTF, dessa forma garantindo que as temperaturas nas saídas dos 7 loops sejam muito próximas. Independente das mudanças dos parâmetros da rotação da bomba ou abertura da válvula de controle de com atuador pneumático, a vazão deverá permanecer equalizada. O ajuste de voltas para cada válvula que garante essa equalização pode ser observado na Tab. 5.1.1.

Tabela 4.1.1 - Relação de rotações do volante para cada loop

Loop	Rotações do volante (0,5 a 5)
1	1,01
2	1,07
3	1,11
4	1,14
5	1,16
6	1,18
7	1,18

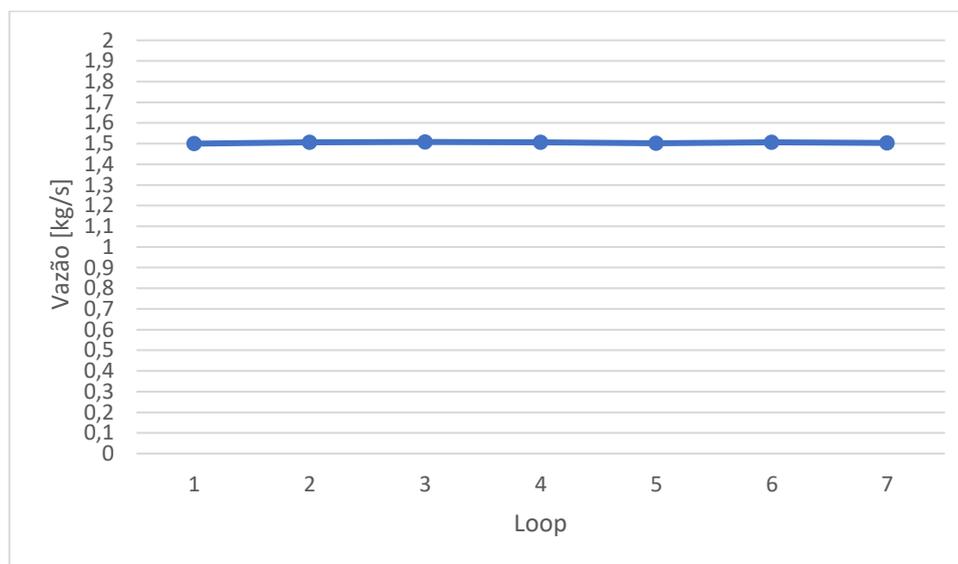
Afim de demonstrar que a vazão continua equalizada em todos os loops independentemente dos parâmetros e que a vazão de 10,7 kg/s consegue ser alcançada, serão impostos alguns testes com mudanças de rotação e abertura da válvula de controle. A temperatura imposta para os testes será da faixa de trabalho, ou seja, de 240°C até 350°C.

Primeiramente será realizado um teste para constatar o alcance da vazão de projeto, para isso o sistema será configurado para operar em uma rotação de 3500 rpm, sendo essa a rotação máxima de trabalho no projeto. A válvula de controle será mantida com 90% de abertura.

O resultado de tal condição pode ser observado no gráfico 5.1.1, verificando que as vazões nos loops permaneceram iguais em um valor de 1,5 kg/s sendo a vazão mássica de recalque resultou em 10,53 kg/s. Portanto, é demonstrado que a bomba é capaz de atingir a vazão escolhida para a modelagem.

Em termos de número de Reynolds, o menor valor encontrado foi do loop 1 sendo 188429, ultrapassando com folga o valor mínimo exigido para a troca de calor eficiente nos tubos receptores e garantindo o escoamento em regime turbulento.

Gráfico 5.1.1 - Vazão em cada loop para 3500 PPM e abertura de 90%



Alterando a rotação da bomba para 3000 rpm, sendo mantida a abertura da válvula de controle em 90%, tem-se que a vazão continua igualada para todos os loops conforme Tab. 5.1.2. Assim, mostrou-se possível através da mudança apenas da rotação adequar a vazão de acordo com o que se deseja sem ser necessário configurações nas válvulas manuais dos loops.

Tabela 5.1.2 - Vazão em cada loop para 3000 RPM

Loop	1	2	3	4	5	6	7
Vazão (kg/s)	1,305	1,310	1,312	1,311	1,306	1,310	1,307

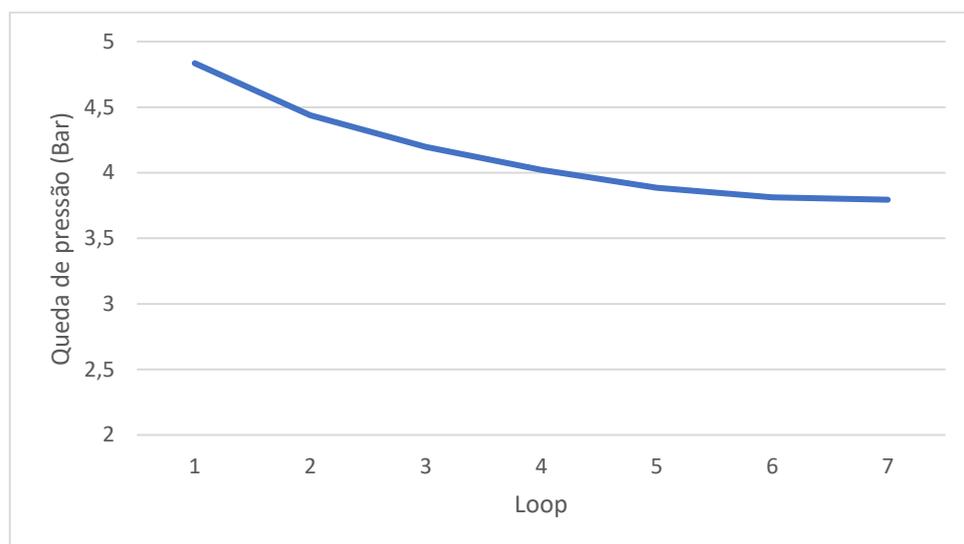
Agora, mantendo a rotação da bomba em 3500 rpm e alterando a abertura da válvula de controle para 50% também é possível obter os resultados da Tab.5.1.3 considerados satisfatórios para a equalização das vazões.

Tabela 5.1.3 - Vazão em cada loop para abertura de 50%

Loop	1	2	3	4	5	6	7
Vazão (kg/s)	1,096	1,101	1,102	1,101	1,097	1,100	1,098

A queda de pressão do HTF nas válvulas e tubulações presentes nos loops pode ser observada no gráfico 5.1.2, com valores em bar.

Gráfico 5.1.2 – Queda de pressão nos loops.



A mudança de vazão no sistema pode ser obtida tanto com a mudança na rotação da bomba quanto com o ajuste na abertura da válvula de controle, com modificações individuais ou simultâneas permitindo assim que o sistema funcione em inúmeras vazões, podendo ser modificada apenas pela sala de controle da planta.

5.2 Modificação na curva do sistema

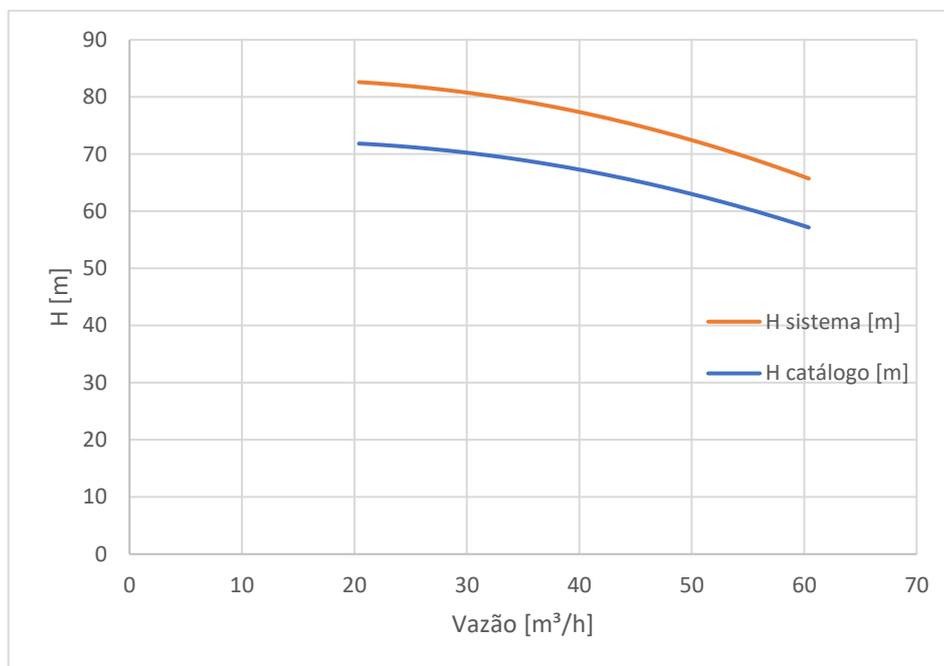
Para o caso da bomba desse sistema, o comportamento da curva característica será diferente, pois existe a variação na densidade e da viscosidade com a temperatura que influencia diretamente na curva característica. Essa diferença no comportamento da curva acontece por conta do uso do óleo para os cálculos do modelo, quando que para os cálculos presentes no catálogo foi utilizado a água como referência.

A curva do sistema foi gerada a partir da correção da densidade da água para o óleo. No Gráfico 5.2.1 é possível observar o resultado dessa correção através da comparação das alturas manométricas resultantes para uma rotação de 3500 rpm.

A curva do sistema irá se deslocar em relação à curva do catálogo sempre que diferentes temperaturas e rotações forem empregadas, ficando abaixo da curva do catálogo

quando a densidade do HTF for maior do que da água ou acima quando a densidade for menor que a da água.

Gráfico 5.2.1 – Curva do sistema x Curva do catálogo para 3500 RPM



Na Tab. 5.2.1 observa-se que na faixa de temperatura de trabalho a densidade do HTF tem valores abaixo da densidade da água, que é de 997 kg/m³.

Tabela 5.2.1 - Valores de densidade para as temperaturas de trabalho

Temperatura (°C)	Densidade (kg/m³)
240	869,8
295	812,5
350	747,4

5.3 Armap do campo solar

Outra condição importante a ser analisada é a de armap do campo solar. Os equipamentos selecionados devem ser capazes de funcionar corretamente nessas condições. Considerando que nesse momento o HTF estará em uma temperatura ambiente de 25°C, de acordo com cálculos do modelo a viscosidade estará em um valor de $3,625 \times 10^{-6}$ m²/s e com a densidade de 1056 kg/m³.

As condições presentes na Tab. 5.3.1 apresentam valores de rotação máxima e mínima para a bomba e de abertura máxima e mínima para a válvula de controle. Cada condição será testada para o HTF em temperatura ambiente.

Tabela 5.3.1 Condições impostas para o teste do startup do campo solar

Condição	Rotação da bomba [rpm]	Abertura da válvula de controle [%]
1	3500	90%
2	3500	10%
3	2000	90%
4	2000	10%

Apesar das condições extremas, a bomba foi capaz de bombear o óleo através das tubulações com os resultados das vazões totais na Tab. 5.3.2. Com os resultados presentes na Tab. 5.3.3, comprovou-se que mesmo com mudanças para parâmetros extremos, os valores das vazões para cada loop obtidas permaneceram muito próximos, mostrando então que apenas o ajuste inicial nas válvulas globo presentes nos loops é necessário.

Tabela 5.3.2 - Valores da vazão de recalque para cada condição

Condição	Vazão de recalque [kg/s]
1	11,28
2	2,23
3	6,49
4	1,27

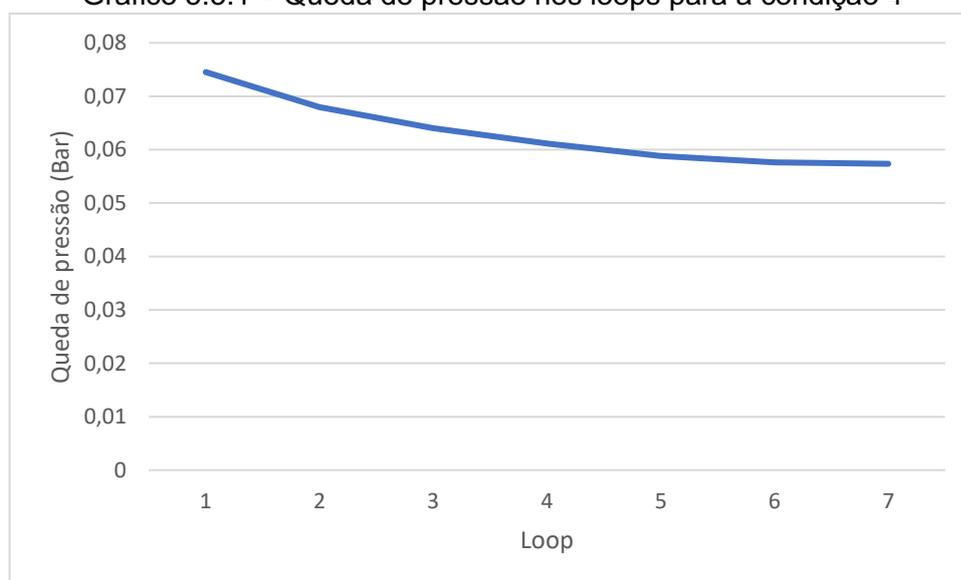
Tabela 5.3.3 - Valores de vazão nos loops para cada condição

Condição	Loop 1	Loop 2	Loop 3	Loop 4	Loop 5	Loop 6	Loop 7
1	1,606	1,612	1,616	1,615	1,608	1,614	1,611
2	0,325	0,322	0,320	0,318	0,315	0,315	0,314
3	0,929	0,930	0,929	0,927	0,922	0,925	0,922
4	0,187	0,184	0,183	0,181	0,179	0,178	0,178

Para baixos valores de viscosidade, a bomba foi capaz de oferecer a potência necessária para o movimento do óleo através das tubulações, passando também pela válvula de controle. Para o momento do acionamento do sistema, não há necessidade de um valor específico do número de Reynolds até que o HTF alcance a temperatura da faixa de trabalho.

A queda de pressão para a condição 4, sendo ela a com mínima rotação da bomba e abertura da válvula de controle pode ser observado no Gráfico 5.3.1. Como esperado, o último loop sofre a maior queda de pressão para essa condição. Ao longo dos loops a queda de pressão tem um comportamento decrescente se repetindo para as outras condições.

Gráfico 5.3.1 – Queda de pressão nos loops para a condição 4



6. Conclusão

Através dos resultados da modelagem apresentada, pode-se constatar que o sistema além de funcionar para a vazão escolhida para a modelagem também atende a diferentes situações onde a vazão necessite ser modificada. O trabalho mostra que a vazão continua com um valor igual em todos os loops, permitindo assim uma maior eficiência no aproveitamento do calor que será obtido pelo receptor garantindo que a temperatura de entrada no armazenador térmico seja a mesma.

Além disso, foi possível constatar que os equipamentos nacionais selecionados para a aplicação, ou seja, válvulas e bombas, desempenham o seu papel com qualidade e fornecem todos os parâmetros necessários para que o sistema funcione corretamente.

Esta modelagem fornece uma solução para o controle de vazão, sem a necessidade da instalação de válvulas de controle em cada loop, apenas com o ajuste da rotação dos volantes das válvulas globo e com uma válvula de controle responsável pelo controle global foram obtidos resultados satisfatórios. Portanto, após serem feitas os primeiros ajustes de rotação das válvulas globos presentes nos loops, não será necessário refazer os cálculos de abertura sempre que tiver a necessidade de modificar os parâmetros de vazão.

Comprovou-se também que a vazão do sistema consegue ser modificada com a variação da abertura da válvula de controle e até mesmo com a mudança da rotação da bomba. Essa flexibilidade para variar a vazão permite aplicar valores variados no sistema caso se tenha a necessidade. Com isso por exemplo, se houver a necessidade de utilizar uma vazão onde a abertura da válvula de controle seja menor do que 10% ou maior do que 90%, a vazão pode ser estabelecida com auxílio da mudança da rotação da bomba sem ultrapassar os limites de funcionamento da válvula ou vice e versa.

7. Referências Bibliográficas

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 5580:2015 - Tubos de aço-carbono para usos comuns na condução de fluidos – Especificação.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; ANTONOPOULOS, Kimon A.. A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 114, p.374-386, mar. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.201>.

CRABTREE, George W.; LEWIS, Nathan S.. Solar energy conversion. **Physics Today**, [s.l.], v. 60, n. 3, p.37-42, mar. 2007. AIP Publishing. <http://dx.doi.org/10.1063/1.2718755>.

FUQIANG, Wang et al. Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 79, p.1314-1328, nov. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.174>.

FOLHETO DE CURVAS CARACTERISTICAS 60HZ. Ficha técnica. Disponível em: <<http://www.ksb.com.br/ksb-br-pt/tipos.php?codtipo=1>>. Acesso em: 28 de setembro de 2019.

GUO, Jiangfeng; HUAI, Xiulan; LIU, Zhigang. Performance investigation of parabolic trough solar receiver. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 95, p.357-364, fev. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.035>.

KALOGIROU, Soteris A.. Solar thermal collectors and applications. **Progress In Energy And Combustion Science**, [s.l.], v. 30, n. 3, p.231-295, jan. 2004. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>.

KODAMA, T.. High-temperature solar chemistry for converting solar heat to chemical fuels. **Progress In Energy And Combustion Science**, [s.l.], v. 29, n. 6, p.567-597, jan. 2003. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0360-1285\(03\)00059-5](http://dx.doi.org/10.1016/s0360-1285(03)00059-5).

LI, Jun. Scaling up concentrating solar thermal technology in China. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 13, n. 8, p.2051-2060, out. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2009.01.019>.

LUND, Henrik. Renewable energy strategies for sustainable development. **Energy**, [s.l.], v. 32, n. 6, p.912-919, jun. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2006.10.017>.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. Segunda Edição. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1997.

MILLS, D.r.. Linear Fresnel reflector (LFR) technology. **Concentrating Solar Power Technology**, [s.l.], p.153-196, 2012. Elsevier. <http://dx.doi.org/10.1533/9780857096173.2.153>.

MORIN, Gabriel et al. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. **Solar Energy**, [s.l.], v. 86, n. 1, p.1-12, jan. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2011.06.020>.

MOYA, E. Zarza. Parabolic-trough concentrating solar power (CSP) systems. **Concentrating Solar Power Technology**, [s.l.], p.197-239, 2012. Elsevier. <http://dx.doi.org/10.1533/9780857096173.2.197>.

O FLUIDO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DOWTHERM A. Dados técnicos do produto. Disponível em: <http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh_0033/0901b80380033667.pdf?filepath=/heattrans/pdfs/noreg/176-01565.pdf&fromPage=GetDoc>. Acesso em: 28 de setembro de 2019.

PAVLOVIC, T. M.; RANDONJIC, I. S.; MILOSAVLJEVIC, D. D.; PANTIC, L. S. A Review of concentrating solar power plants and their potential use in serbia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, p. 3891-3902, 2012.

SANDEEP, H.m.; ARUNACHALA, U.c.. Solar parabolic trough collectors: A review on heat transfer augmentation techniques. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 69, p.1218-1231, mar. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.242>.

SARWAR, J. et al. Experimental and numerical investigation of the aperture size effect on the efficient solar energy harvesting for solar thermochemical applications. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 92, p.331-341, mar. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.065>.

SCHIEL, W.; KECK, T.. Parabolic dish concentrating solar power (CSP) systems. **Concentrating Solar Power Technology**, [s.l.], p.284-322, 2012. Elsevier. <http://dx.doi.org/10.1533/9780857096173.2.284>.

SCHULZ, Christof; SICK, Volker. Tracer-LIF diagnostics: quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems. **Progress In Energy And Combustion Science**, [s.l.], v. 31, n. 1, p.75-121, jan. 2005. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2004.08.002>.

SPIRAX SARCO. BSAT e BSA válvula de bloqueio selada por fole TI-D196-01. Ficha técnica. Disponível em: <<https://www.spiraxsarco.com/global/pt-BR/products/isolation-valves/bellows-sealed-stop-valves/bsa-and-bsat>>. Acesso em: 28 de setembro de 2019.

SPIRAX SARCO. SPIRA-TROL válvula de controle para serviços gerais. Ficha técnica. Disponível em: <<https://www.spiraxsarco.com/global/pt-BR/products/control-systems/control-valves>>. Acesso em: 27 de setembro de 2019.

SCHNEIDER MOTOBOMBAS. Tabela de seleção de bombas e motobombas 2019. Ficha técnica. Disponível em: <<https://schneider.ind.br/mais/recursosdownloads/biblioteca/?n=6926>>. Acesso em: 27 de setembro de 2019.

SILVA, R. M. Energia Solar no Brasil: dos incentivos aos desafios. Brasília: Núcleo de Estudos e Pesquisas/CONLEG/Senado, Fevereiro/2015 (Texto para Discussão nº 166). Disponível em: www.senado.leg.br/estudos. Acesso em 07 de dezembro de 2019.

WHITE, F. M. Mecânica dos fluídos. 6. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011. 880p.

WENDEL, M. Metodologia para simulação transiente de uma pequena central heliotérmica. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

XINGANG, Zhao et al. China's wind, biomass and solar power generation: What the situation tells us? **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 16, n. 8, p.6173-6182, out. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.07.020>.

YEH, Naichia. Illumination uniformity issue explored via two-stage solar concentrator system based on Fresnel lens and compound flat concentrator. **Energy**, [s.l.], v. 95, p.542-549, jan. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.035>.

ZHANG, H.I. et al. Concentrated solar power plants: Review and design methodology. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 22, p.466-481, jun. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.032>.

ANEXO 1 – Código desenvolvido do EES para a modelagem da vazão em uma usina termosolar

{Temperatura do HTF}

T[1]= 240 {Temperatura de entrada}

T[2]=(T[1]+T[3])/2 {Temperatura média}

T[3]=350 {Temperatura de saída}

w_B=3500 {rotação de simulação da bomba}

{Cálculo da densidade e viscosidade para as temperaturas do HTF}

duplicate i=1;3

rho[i]=-1,938821e-06*T[i]^3 +4,387830e-04*T[i]^2 -8,595540e-01*T[i] +1,077626e+03 {Curva da densidade}

nu[i]=(4,763006e-14*T[i]^6 -7,113779e-11*T[i]^5 +4,230320e-08*T[i]^4 -1,278401e-05*T[i]^3 +2,080283e-03*T[i]^2 -1,784105e-01*T[i] +7,173765e+00)/(1000*rho[i]) {Curva da viscosidade}

end

{Coeficientes do polinomio da bomba}

{KSB MEGACPK 065-040-200 192 mm}

a[3]=-85506,44

a[2]=598,09

a[1]=71,20

w_A=3500 {Rotação da curva da bomba no catálogo}

{Cálculo para transposição da curva do catálogo para a curva do sistema - alteração na rotação e densidade do fluido (Lei da semelhança de bombas)}

duplicate i=1;100

Q_curva[i]= 20+ i*(40/99)

x[i]=(Q_curva[i]/3600)*(w_B/w_A) {Cálculo da vazão proporcional na rotação empregada, em m³/s}

y[i]=((a[3]*x[i]^2+a[2]*x[i]+a[1])*(w_B/w_A)^2)*(1000/rho[1]) {Cálculo da altura manométrica da bomba para a vazão proporcional e para a densidade do HTF na T[1]}

end

Call CURVEFIT1D('Polynomial2';x[1..100];y[1..100];b[1..3]) { Regressão polinomial para o cálculo encontrar os coeficientes do polinômio da curva do sistema}

duplicate i=1;100

H_catalogo[i]=a[3]*x[i]^2+a[2]*x[i]+a[1] {Geração da curva do catálogo}

H_sistema[i]=b[3]*x[i]^2+b[2]*x[i]+b[1] {Geração da curva do sistema}

end

H[1]= 130

H[16]=130

{Abertura da válvula de controle após a bomba}

curso= 90 {% de abertura}

{Rotações do volante da válvula de controle dos loops (0.5 a 5) necessária para equalizar os loops}

p[1]=1,01 {Válvula do loop 1}
p[2]=1,07 {Válvula do loop 2}
p[3]=1,11 {Válvula do loop 3}
p[4]=1,14 {Válvula do loop 4}
p[5]=1,16 {Válvula do loop 5}
p[6]=1,18 {Válvula do loop 6}
p[7]=1,18 {Válvula do loop 7}

```
{  
11,9/7=rho[2]*Q_proj  
Q[15]=Q_proj  
Q[16]=Q_proj  
Q[17]=Q_proj  
Q[18]=Q_proj  
Q[19]=Q_proj  
Q[20]=Q_proj  
Q[21]=Q_proj  
}
```

D1= 77,92e-03 {DN 3" diâmetro interno do manifold}
D2= 69,4e-03 {DN 2 1/2" diâmetro interno do manifold}
D_ramal= 35,08e-03 {DN 1.1/4 diâmetro dos ramais dos loops}
D_loop=46,0e-03 {diâmetro interno dos tubos receptores dos concentradores}

{Comprimentos equivalentes dos trechos, entre os nós}

{Distância em metros de recalque da bomba até o primeiro loop}

L_rec= 64

{Manifold frio, ramais de entrada}

L[1]= 36,6
L[2]= 25,8
L[3]= 36,6
L[4]= 34,1
L[5]= 34,1
L[6] = 29,2

{Manifold quente, ramais de saída}

L[7]= 34,1
L[8]= 34,1
L[9]= 24,9
L[10]= 36,6
L[11]=36,6
L[12]=36,6

{Comprimento dos ramais dos loops}

L_ramal=24,7

{comprimento de 2 concentradores presentes no loop}

L_loop=208

{Distância em metros de descarga}

L_des= 63,2

{Densidades relativas}

G1=rho[1]/1000 {Densidade relativa a água para T[1]}

G2=rho[2]/1000 {Densidade relativa a água para T[2]}

G3=rho[3]/1000 {Densidade relativa a água para T[3]}

{Cálculo do fator de atrito - equação de Colebrook para D1, D2, Dramal e Dloop}

e=5,186e-05

1/sqrt(f1)=-2*log10(e/(3,7*D1)+2,51/((4*Q[1]*sqrt(f1))/(pi*D1*nu[1])))

1/sqrt(f2)=-2*log10(e/(3,7*D2)+2,51/((4*Q[14]*sqrt(f2))/(pi*D2*nu[3])))

1/sqrt(f3)=-2*log10(e/(3,7*D_loop)+2,51/((4*Q[15]*sqrt(f3))/(pi*D_loop*nu[2])))

1/sqrt(f4)=-2*log10(e/(3,7*D_ramal)+2,51/((4*Q[15]*sqrt(f4))/(pi*D_ramal*nu[2])))

{trecho recalque}

H[1]+b[3]*Q[1]^2+b[2]*Q[1]+b[1]-f1*(L_rec/D1)*(8*Q[1]^2)/(pi^2*9,81*D1^4)-129,6e+06*G1*(Q[1]/Kv_controle)^2=H[2]

{manifold fluido frio}

H[2]-f1*(L[1]/D1)*(8*Q[2]^2)/(pi^2*9,81*D1^4)=H[3]

H[3]-f1*(L[2]/D1)*(8*Q[3]^2)/(pi^2*9,81*D1^4)=H[4]

H[4]-f1*(L[3]/D1)*(8*Q[4]^2)/(pi^2*9,81*D1^4)=H[5]

H[5]-f1*(L[4]/D2)*(8*Q[5]^2)/(pi^2*9,81*D2^4)=H[6]

H[6]-f1*(L[5]/D2)*(8*Q[6]^2)/(pi^2*9,81*D2^4)=H[7]

H[7]-f1*(L[6]/D2)*(8*Q[7]^2)/(pi^2*9,81*D2^4)=H[8]

{manifold fluido quente}

H[9]-f2*(L[7]/D2)*(8*Q[8]^2)/(pi^2*9,81*D2^4)=H[10]

H[10]-f2*(L[8]/D2)*(8*Q[9]^2)/(pi^2*9,81*D2^4)=H[11]

H[11]-f2*(L[9]/D2)*(8*Q[10]^2)/(pi^2*9,81*D2^4)=H[12]

H[12]-f2*(L[10]/D1)*(8*Q[11]^2)/(pi^2*9,81*D1^4)=H[13]

H[13]-f2*(L[11]/D1)*(8*Q[12]^2)/(pi^2*9,81*D1^4)=H[14]

H[14]-f2*(L[12]/D1)*(8*Q[13]^2)/(pi^2*9,81*D1^4)=H[15]

{loop}

H[2]-129,6e+06*G1*(Q[15]/Kv[1])^2-f3*(L_loop/D_loop)*(8*Q[15]^2)/(pi^2*9,81*D_loop^4)-

f4*(L_ramal/D_ramal)*(8*Q[15]^2)/(pi^2*9,81*D_ramal^4)-

2*129,6e+06*G2*(Q[15]/Kv_bloqueio)^2=H[15]

H[3]-129,6e+06*G1*(Q[16]/Kv[2])^2-f3*(L_loop/D_loop)*(8*Q[16]^2)/(pi^2*9,81*D_loop^4)-

f4*(L_ramal/D_ramal)*(8*Q[16]^2)/(pi^2*9,81*D_ramal^4)-

2*129,6e+06*G2*(Q[16]/Kv_bloqueio)^2=H[14]

H[4]-129,6e+06*G1*(Q[17]/Kv[3])^2-f3*(L_loop/D_loop)*(8*Q[17]^2)/(pi^2*9,81*D_loop^4)-

f4*(L_ramal/D_ramal)*(8*Q[17]^2)/(pi^2*9,81*D_ramal^4)-

2*129,6e+06*G2*(Q[17]/Kv_bloqueio)^2=H[13]

H[5]-129,6e+06*G1*(Q[18]/Kv[4])^2-f3*(L_loop/D_loop)*(8*Q[18]^2)/(pi^2*9,81*D_loop^4)-

f4*(L_ramal/D_ramal)*(8*Q[18]^2)/(pi^2*9,81*D_ramal^4)-

2*129,6e+06*G2*(Q[18]/Kv_bloqueio)^2=H[12]

H[6]-129,6e+06*G1*(Q[19]/Kv[5])^2-f3*(L_loop/D_loop)*(8*Q[19]^2)/(pi^2*9,81*D_loop^4)-

f4*(L_ramal/D_ramal)*(8*Q[19]^2)/(pi^2*9,81*D_ramal^4)-

2*129,6e+06*G2*(Q[19]/Kv_bloqueio)^2=H[11]

H[7]-129,6e+06*G1*(Q[20]/Kv[6])^2-f3*(L_loop/D_loop)*(8*Q[20]^2)/(pi^2*9,81*D_loop^4)-

f4*(L_ramal/D_ramal)*(8*Q[20]^2)/(pi^2*9,81*D_ramal^4)-

2*129,6e+06*G2*(Q[20]/Kv_bloqueio)^2=H[10]

$$H[8]-129,6e+06 \cdot G1 \cdot (Q[21]/Kv[7])^2 - f3 \cdot (L_loop/D_loop) \cdot (8 \cdot Q[21]^2)/(\pi^2 \cdot 9,81 \cdot D_loop^4) - f4 \cdot (L_ramal/D_ramal) \cdot (8 \cdot Q[21]^2)/(\pi^2 \cdot 9,81 \cdot D_ramal^4) - 2 \cdot 129,6e+06 \cdot G2 \cdot (Q[21]/Kv_bloqueio)^2 = H[9]$$

{trecho descarga}

$$H[15] - f2 \cdot (L_des/D1) \cdot (8 \cdot Q[14]^2)/(\pi^2 \cdot 9,81 \cdot D1^4) = H[16]$$

{Cálculo da queda de pressão em cada loop}

$$\begin{aligned} P_loop[1] &= (H[2] - H[15]) \cdot (\rho[2] \cdot 9,81) / 1,0e+05 \\ P_loop[2] &= (H[3] - H[14]) \cdot (\rho[2] \cdot 9,81) / 1,0e+05 \\ P_loop[3] &= (H[4] - H[13]) \cdot (\rho[2] \cdot 9,81) / 1,0e+05 \\ P_loop[4] &= (H[5] - H[12]) \cdot (\rho[2] \cdot 9,81) / 1,0e+05 \\ P_loop[5] &= (H[6] - H[11]) \cdot (\rho[2] \cdot 9,81) / 1,0e+05 \\ P_loop[6] &= (H[7] - H[10]) \cdot (\rho[2] \cdot 9,81) / 1,0e+05 \\ P_loop[7] &= (H[8] - H[9]) \cdot (\rho[2] \cdot 9,81) / 1,0e+05 \end{aligned}$$

{Balanço de massa - vazões de massa e de saída}

$$\begin{aligned} \rho[1] \cdot Q[1] &= \rho[1] \cdot Q[2] + \rho[2] \cdot Q[15] \\ \rho[1] \cdot Q[2] &= \rho[1] \cdot Q[3] + \rho[2] \cdot Q[16] \\ \rho[1] \cdot Q[3] &= \rho[1] \cdot Q[4] + \rho[2] \cdot Q[17] \\ \rho[1] \cdot Q[4] &= \rho[1] \cdot Q[5] + \rho[2] \cdot Q[18] \\ \rho[1] \cdot Q[5] &= \rho[1] \cdot Q[6] + \rho[2] \cdot Q[19] \\ \rho[1] \cdot Q[6] &= \rho[1] \cdot Q[7] + \rho[2] \cdot Q[20] \\ \rho[1] \cdot Q[7] &= \rho[2] \cdot Q[21] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho[3] \cdot Q[8] &= \rho[2] \cdot Q[21] \\ \rho[3] \cdot Q[9] &= \rho[3] \cdot Q[8] + \rho[2] \cdot Q[20] \\ \rho[3] \cdot Q[10] &= \rho[3] \cdot Q[9] + \rho[2] \cdot Q[19] \\ \rho[3] \cdot Q[11] &= \rho[3] \cdot Q[10] + \rho[2] \cdot Q[18] \\ \rho[3] \cdot Q[12] &= \rho[3] \cdot Q[11] + \rho[2] \cdot Q[17] \\ \rho[3] \cdot Q[13] &= \rho[3] \cdot Q[12] + \rho[2] \cdot Q[16] \\ \rho[3] \cdot Q[14] &= \rho[3] \cdot Q[13] + \rho[2] \cdot Q[15] \end{aligned}$$

{variáveis para plotar}

```
duplicate i=1;7
  loop[i]=i
end
```

$$H_recalque = b[3] \cdot Q[1]^2 + b[2] \cdot Q[1] + b[1]$$

$$P_recalque = (H_recalque \cdot \rho[1] \cdot 9,81) / 1,0e+05$$

$$Q_recalque = Q[1] \cdot 3600$$

$$m_recalque = Q[1] \cdot \rho[1]$$

$$m_descarga = Q[14] \cdot \rho[3]$$

{Cálculo do número de Reynolds em cada loop}

$$\begin{aligned} Re_loop[1] &= (4 \cdot Q[15]) / (\pi \cdot D_loop \cdot \nu[2]) \\ Re_loop[2] &= (4 \cdot Q[16]) / (\pi \cdot D_loop \cdot \nu[2]) \\ Re_loop[3] &= (4 \cdot Q[17]) / (\pi \cdot D_loop \cdot \nu[2]) \\ Re_loop[4] &= (4 \cdot Q[18]) / (\pi \cdot D_loop \cdot \nu[2]) \\ Re_loop[5] &= (4 \cdot Q[19]) / (\pi \cdot D_loop \cdot \nu[2]) \\ Re_loop[6] &= (4 \cdot Q[20]) / (\pi \cdot D_loop \cdot \nu[2]) \\ Re_loop[7] &= (4 \cdot Q[21]) / (\pi \cdot D_loop \cdot \nu[2]) \end{aligned}$$

{Vazão mássica em cada trecho}

m_loop[1]=Q[15]*rho[2]
m_loop[2]=Q[16]*rho[2]
m_loop[3]=Q[17]*rho[2]
m_loop[4]=Q[18]*rho[2]
m_loop[5]=Q[19]*rho[2]
m_loop[6]=Q[20]*rho[2]
m_loop[7]=Q[21]*rho[2]

m_cold[1]=Q[1]*rho[1]
m_cold[2]=Q[2]*rho[1]
m_cold[3]=Q[3]*rho[1]
m_cold[4]=Q[4]*rho[1]
m_cold[5]=Q[5]*rho[1]
m_cold[6]=Q[6]*rho[1]
m_cold[7]=Q[7]*rho[1]

m_hot[1]=Q[14]*rho[3]
m_hot[2]=Q[13]*rho[3]
m_hot[3]=Q[12]*rho[3]
m_hot[4]=Q[11]*rho[3]
m_hot[5]=Q[10]*rho[3]
m_hot[6]=Q[9]*rho[3]
m_hot[7]=Q[8]*rho[3]

H_cold[1]=H[2]
H_cold[2]=H[3]
H_cold[3]=H[4]
H_cold[4]=H[5]
H_cold[5]=H[6]
H_cold[6]=H[7]
H_cold[7]=H[8]

H_hot[1]=H[15]
H_hot[2]=H[14]
H_hot[3]=H[13]
H_hot[4]=H[12]
H_hot[5]=H[11]
H_hot[6]=H[10]
H_hot[7]=H[9]

{Kv da válvula globo de controle após a bomba}

Kv_controle=2,064*exp(3,912*(curso/100)) {DN3" - Referência. Spirax Sarco Spira - trol KEA de igual %}

{Kv das válvulas globos manuais de equalização dos loops}

Duplicate n=1;7

Kv[n]= 16,0*0,86*(p[n]/5) {DN1.1/4" - Referência Spirax Sarco Spira - trol KLA linear - Responsável pelo ajuste manual}

end

{Kv das válvulas globo manuais para bloqueio dos loops (on/off)}

Kv_bloqueio= 19,6 {DN 1.1/4" - Referência Spirax Sarco BSAT DN32mm}