

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

BEATRIZ DE MOURA LEMES FRANÇA

DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR PIVÔ CENTRAL EM
PLANO INCLINADO

Uberlândia

2023

BEATRIZ DE MOURA LEMES FRANÇA

DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR PIVÔ CENTRAL EM
PLANO INCLINADO

Trabalho de Conclusão de Curso à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Valério Luiz Borges

Uberlândia

2023

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFUcom
dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

F826 2023	<p>França, Beatriz de Moura Lemes, 2000- DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR PIVÔ CENTRAL EM PLANO INCLINADO [recurso eletrônico] / Beatriz de Moura Lemes França. - 2023.</p> <p>Orientador: Valério Luiz Borges. Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Uberlândia, Graduação em Engenharia Mecânica. Modo de acesso: Internet. Inclui bibliografia. Inclui ilustrações.</p> <p>1. Engenharia mecânica. I. Borges, Valério Luiz, 1979-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621</p>
--------------	--

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074

BEATRIZ DE MOURA LEMES FRANÇA

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR PIVÔ CENTRAL EM
PLANO INCLINADO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Uberlândia, 30 de novembro de 2023

Banca Examinadora:

Dr. Valério Luiz Borges – UFU

Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes – UFU

Dr. João Rodrigo Andrade - UFU

Ofereço,

A todos os professores que passaram
pela minha vida.

“Professores brilhantes ensinam para
uma profissão. Professores fascinantes
ensinam para a vida.” - Augusto Cury

Dedico,

Ao meu avô Amado Rocha Lemes,
pelo amor incondicional, fé incansável
e zelo constante dedicados à nossa
família.

À minha mãe Nila Lemes e meu irmão
Gabriel França, por nunca medirem
esforços na concretização desse
sonho. O caminho sem vocês seria
mais árduo de percorrer.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, à Universidade Federal de Uberlândia (UFU), por proporcionar-me o aprendizado essencial para minha formação acadêmica.

Expresso minha sincera gratidão ao professor Valério, cujo auxílio paciente foi fundamental para a realização deste projeto, além de ter despertado em mim a paixão pela hidráulica.

À minha família, agradeço por serem sempre meu porto seguro e alicerces fundamentais ao longo desta jornada acadêmica.

Aos meus amigos, agradeço por estarem presentes não apenas nos momentos alegres, mas especialmente nos mais difíceis.

Quero expressar meu reconhecimento especial à Ana, Stefani e Gustavo, que contribuíram significativamente para alguns aspectos deste projeto.

Agradeço também a todas as pessoas que, de alguma forma, passaram pela minha vida, incentivando e me ajudando a persistir em direção aos meus objetivos.

Por fim, expresso minha gratidão ao universo, que, mesmo diante das adversidades, conspirou a meu favor, abrindo portas e proporcionando oportunidades que me permitiram alcançar este momento significativo, além de me apresentar ao poder transformador do amor.

“Não podemos resolver nossos problemas com o mesmo pensamento que tínhamos quando os criamos.”

Albert Einstein

RESUMO

Os pivôs centrais destacam-se como uma solução crucial nas práticas agrícolas, proporcionando uma alternativa valiosa para mitigar a vulnerabilidade dos trabalhadores rurais diante da imprevisibilidade das chuvas e dos efeitos climáticos da seca. A eficiência no uso de água e energia em longas distâncias é a principal vantagem desse sistema, tornando essencial um dimensionamento preciso e a escolha adequada de equipamentos conforme a demanda hídrica e as condições locais. Dessa forma, surge a necessidade de desenvolver modelos matemáticos para orientar as decisões na implementação do projeto. Este trabalho propõe a criação de um algoritmo utilizando o software EES (Engineering Equation Solver) para aplicar conceitos fundamentais, como máquinas de fluxo, escoamentos, perda de carga e balanço de massa, considerando os fatores específicos da localidade escolhida. Os resultados obtidos a partir do algoritmo são analisados e apresentados de forma gráfica, explorando a física subjacente ao comportamento do sistema. Além disso, o estudo inclui uma comparação do consumo de energia entre o cenário com e sem inversor de frequência, proporcionando insights valiosos para uma operação mais eficiente e sustentável do pivô central.

Palavras-chave: irrigação; pivô central; inversor de frequência; aspersores; motobombas; sistema de irrigação.

ABSTRACT

Center pivots stand out as a crucial solution in agricultural practices, providing a valuable alternative to mitigate the vulnerability of rural workers in the face of unpredictable rainfall and the climatic effects of drought. Efficiency in the use of water and energy over long distances is the main advantage of this system, making precise sizing and the appropriate choice of equipment essential according to water demand and local conditions. As a result, there is a need to develop mathematical models to guide decisions when implementing the project. This work proposes the creation of an algorithm using EES (Engineering Equation Solver) software to apply fundamental concepts such as flow machines, flows, head loss and mass balance, taking into account the specific factors of the chosen location. The results obtained from the algorithm are analyzed and presented graphically, exploring the physics underlying the system's behavior. In addition, the study includes a comparison of energy consumption between the scenario with and without the frequency inverter, providing valuable insights for a more efficient and sustainable operation of the center pivot.

Keywords: irrigation; center pivot; frequency inverter; sprinklers; motor pumps; irrigation system.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	Evolução das áreas irrigadas no Brasil (1950-2003).	12
Figura 2	Desenho esquemático de montagem e funcionamento de um pivô central.	13
Figura 3	Vista superior da propriedade e localização do pivô.	15
Figura 4	Esquema de transporte de certo fluido de um ponto ao outro.	16
Figura 5	Diagrama de Moody	19
Figura 6	Esboço de montagem da curva da bomba.	20
Figura 7	Rotor de bomba centrífuga danificado pela cavitação.	21
Figura 8	Aspersor tipo chuveiro usado em Pivô Central.	23
Figura 9	Representação da válvula reguladora de pressão e seu efeito no sistema.	23
Figura 10	Vista superior da localização a ser usada para dimensionamento do sistema.	25
Figura 11	Vista superior exibindo a distância da bomba ao centro do pivô.	26
Figura 12	Esboço para entendimento do cálculo da área de cada lance.	27
Figura 13	Esboço em 3D considerando a área circular de irrigação.	28
Figura 14	Esboço em 2D considerando o centro do pivô como referência.	29
Figura 15	Esquema adotado para modelagem do sistema.	29
Figura 16	Esquema unifilar.	30
Figura 17	Catálogo utilizado na escolha dos aspersores.	35
Gráfico 1	Representação gráfica entre vazão e pressão por lance.	38
Gráfico 2	Comportamento da pressão nos três cenários de frequência em comparação ao regulador instalado.	39
Figura 18	Foto ilustrativa do modelo escolhido e suas especificações técnicas.	40
Figura 19	Disposição das motobombas no sistema de bombeamento.	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Resultados da etapa inicial de vazões de projeto.	34
Tabela 2	Vazões dos aspersores escolhidos de acordo com a de projeto, Kv e pressão de trabalho do regulador.	36
Tabela 3	Vazões por lance após instalação dos aspersores escolhidos.	37
Tabela 4	Resultados necessários para o cálculo do consumo.	41
Tabela 5	Resultados para comparativo entre o cenário com e sem inversor, e sua economia em relação ao tempo	41

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

P	Pressão
ρ	Massa específica do fluido
g	Gravidade
V	Velocidade do fluido
z	Altura em relação a referência
ΔW_{bomba}	Trabalho da bomba
ΔH_{perdas}	Perdas de energia durante o percurso
f	Fator de atrito
D	Diâmetro da tubulação
L	Comprimento da tubulação
Q	Vazão do fluido
ϑ	Viscosidade cinemática do fluido
ε	Rugosidade relativa do material de transporte
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
NPSH	Net Positive Suction Head
P_{ATM}	Pressão atmosférica
P_{SAT}	Pressão de saturação
Kv	Coefficiente de vazão
Cce	Conjugado do motor
P_{ce}	Potência efetiva
N_m	Rotação catalogada do motor
n_s	Velocidade síncrona para frequência máxima de trabalho
n_m	Velocidade de giro do motor para uma determinada frequência
s	Escorregamento
f	Frequência do motor
η_m	Velocidade do motor na frequência imposta de trabalho
A_{LANCE}	Área por lance
\forall	Volume de irrigação por lance
Lp	Espaçamento entre aspersores
la	Comprimento da tubulação de saída (pescoço de ganso)
i	Fator de intervalo
H_T	Altura do talude em relação a bomba
L_T	Comprimento do talude até o centro do pivô
tg θ	Tangente do ângulo de inclinação
H_L	Altura do lance
\dot{H}_H	Altura do aspersor em relação ao chão
PSR	Pressão de trabalho do regulador
\hat{H}_i	Energia em nós verticais (manifold)
\dot{H}_i	Energia nas saídas dos aspersores
P_i	Pressão no manifold
Fr	Frequência da bomba

Pot	Potência da bomba
A	Quantidade de bombas em paralelo
B	Quantidade de bombas em série
Lookup β	Nome da tabela com os dois vetores “vazão” e “recalque” retirados do catálogo
H_{HEAD}	Altura manométrica da bomba
C_3, C_2 e C_1	Coefficientes da equação da curva da bomba

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
2	DESENVOLVIMENTO.....	14
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	16
4	METODOLOGIA.....	25
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	34
6	CONCLUSÃO.....	42
	REFERÊNCIAS.....	44
7	APÊNDICE A – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO DE VAZÕES, PRESSÕES E PERDA DE CARGA.....	46
8	APÊNDICE B – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO DE CONSUMO DE ENERGIA.....	50

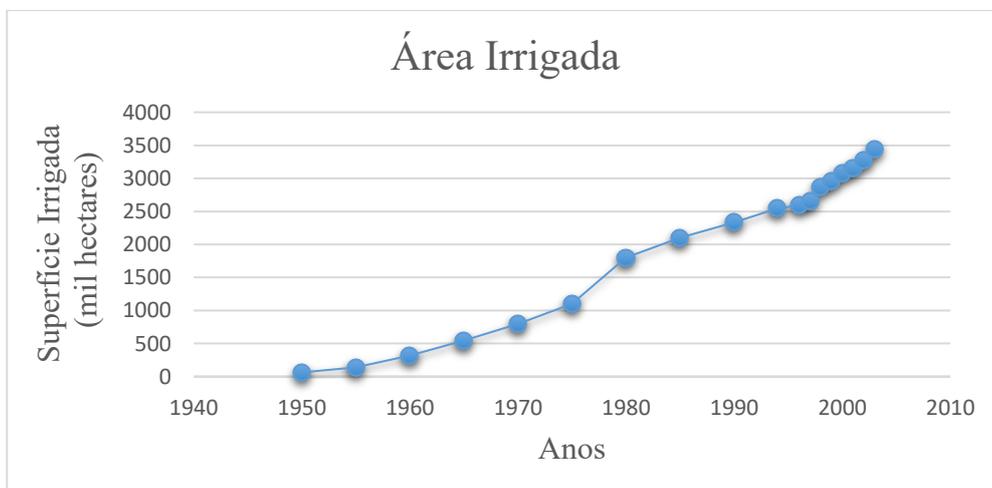
1 INTRODUÇÃO

A irrigação é um tema que vem atravessando gerações, podendo ser considerado uma das práticas mais antigas criada pelo homem. Sua necessidade foi devido às civilizações antigas se depararem com épocas secas e a dificuldade da produção de alimentos provindas da agricultura. Devido a isso, descobriu-se que os rebaixamentos dos rios proporcionavam condições ideais para plantio, pois a terra estaria úmida para germinação, porém com sua cheia, os níveis de água faria com que a plantação fosse perdida. Nesse contexto, surgiu ideias para controle do fluxo de água, com a prática da irrigação a partir de sistemas mecânicos. (FERREIRA, 2011)

Um dos setores que mais consome água em sua produção é o setor alimentício, o qual possui uma grande dependência desse recurso vital. Dentro de todas as atividades econômicas humanas, a agricultura se destaca como a maior consumidora de água doce, com a irrigação desempenhando um papel significativo nessa demanda (FERRAZ et al., 2020). No contexto brasileiro, houve um crescimento significativo da adoção da agricultura irrigada devido à alta demanda e necessidade de ampliação da produção.

Conforme mencionado por Christoflids (2008), a produtividade no Brasil tem experimentado um crescimento contínuo desde a década de 1980. Em menos de três décadas, o rendimento das safras mais do que duplicou. Paralelamente, a implementação de sistemas de irrigação cresceu significativamente, como evidenciado na Figura 1, o que pode ser atribuído principalmente aos investimentos na modernização e à adoção de tecnologias avançadas nos processos agrícolas.

Figura 1 - Evolução das áreas irrigadas no Brasil (1950-2003).

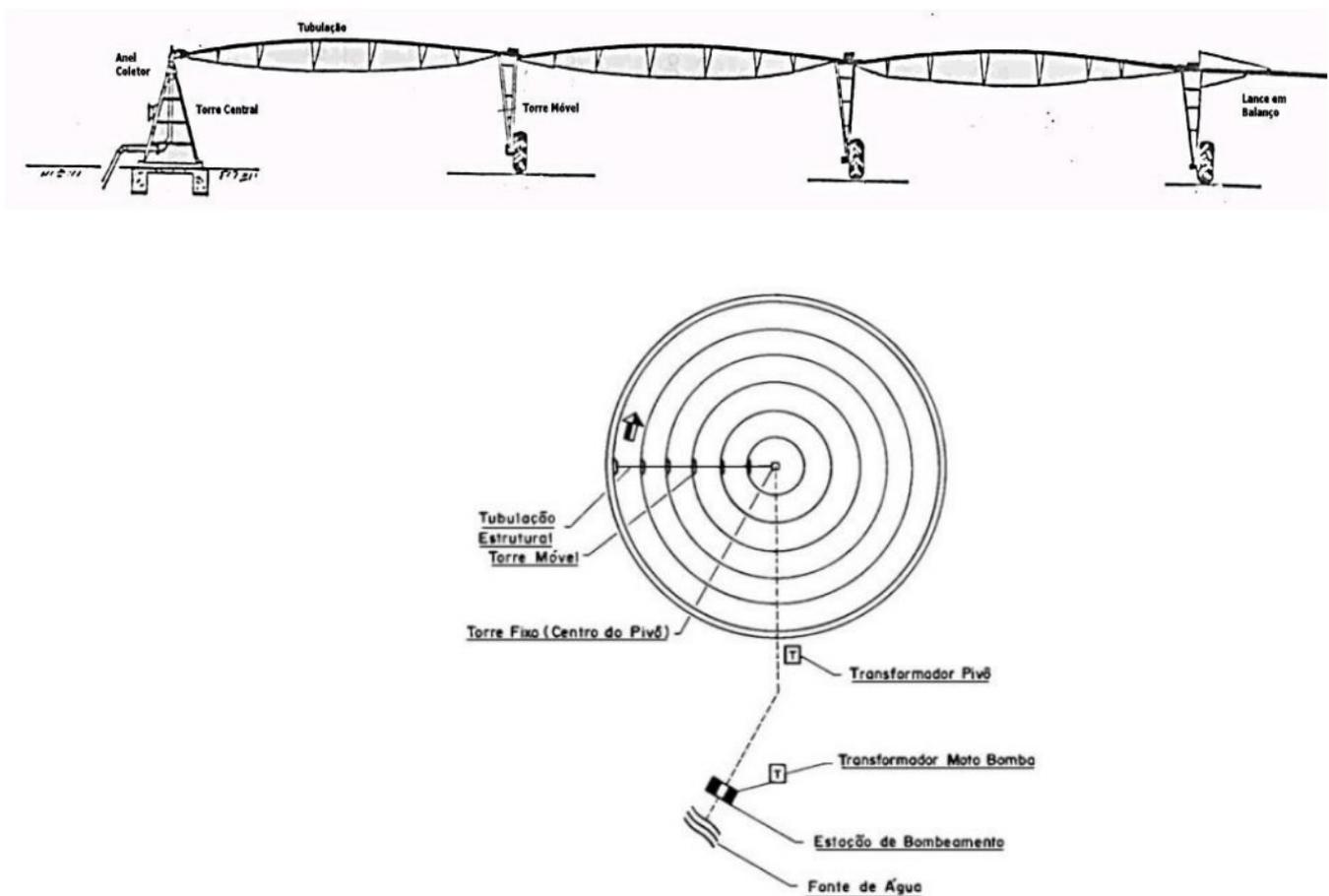


Fonte: Adaptado de (CHRISTOFLDLS, 2008).

Entre os sistemas de irrigação, o pivô central se destaca por sua capacidade de abranger desde áreas pequenas até centenas de hectares. A Figura 2 apresenta um esboço detalhado desse sistema, conforme descrito por PEREIRA (2004).

[...] diversos emissores fixados sobre uma tubulação de comprimento variável suportada longitudinalmente por uma série de torres que se movimentam sobre rodas ao redor de um ponto central denominado de ponto do pivô. Para suportar o vão livre do pivô entre torres adjacentes, existe uma estrutura de treliças e tirantes que mantém a tubulação a uma determinada altura do solo (4 a 5 metros) compatível com as culturas a serem irrigadas. Cada torre do pivô central é movimentada por um conjunto motorreductor elétrico. O sistema de bombeamento recalca a água da fonte (rio, reservatório, córrego, entre outros) e pode utilizar motores elétricos ou movidos a óleo diesel [PEREIRA, 2004, p. 293].

Figura 2 – Desenho esquemático de montagem e funcionamento de um pivô central.



Fonte: adaptado de TESTESLAF, 2014, p.61 e 67.

No início da implementação do sistema de irrição por pivô, os upgrades tecnológicos auxiliaram na adaptação para diversos tipos de terrenos e posteriormente automatização de todo o conjunto. O reconhecimento rápido e amplo do pivô central pelos agricultores se deve a diversos fatores, como a redução da necessidade de mão de obra para irrigar extensas áreas, a simplicidade operacional do equipamento, a capacidade de aplicação de produtos químicos e fertilizantes por meio da água de irrição, a adaptabilidade em terrenos ondulados e inclinados (até 20%), a viabilidade técnica de alcançar elevadas eficiências e uniformidade na distribuição de água. Essas vantagens solidificam o pivô central como o sistema de irrição automatizado mais prevalente globalmente nos dias de hoje. (TESTEZLAF, 2017, p. 61)

Apesar das diversas vantagens, é importante considerar alguns problemas associados a esse tipo de irrição a médio e longo prazo, que podem resultar em prejuízos em vez de retornos ao investimento. A seguir, destacam-se alguns exemplos:

- Necessidades hídricas das culturas subestimadas e a falta de controle da lâmina de água aplicada;
- Desinformação sobre a necessidade de outorga para uso da água para irrição;
- Altos custos operacionais com energia;
- Problemas de corrosão nas tubulações devido à aplicação de fertilizantes;

Diante do exposto, o presente trabalho objetiva realizar o dimensionamento de um sistema de irrição por pivô central em plano inclinado, utilizando modelos físicos e matemáticos por meio do software EES (Engineering Equation Solver). A motivação subjacente a este projeto surge da imperativa necessidade de desenvolver sistemas mais otimizados, nos quais as escolhas de componentes e considerações realizadas sejam mais assertivas, permitindo proporcionar maior viabilidade ao sistema e também controle eficaz do consumo de água.

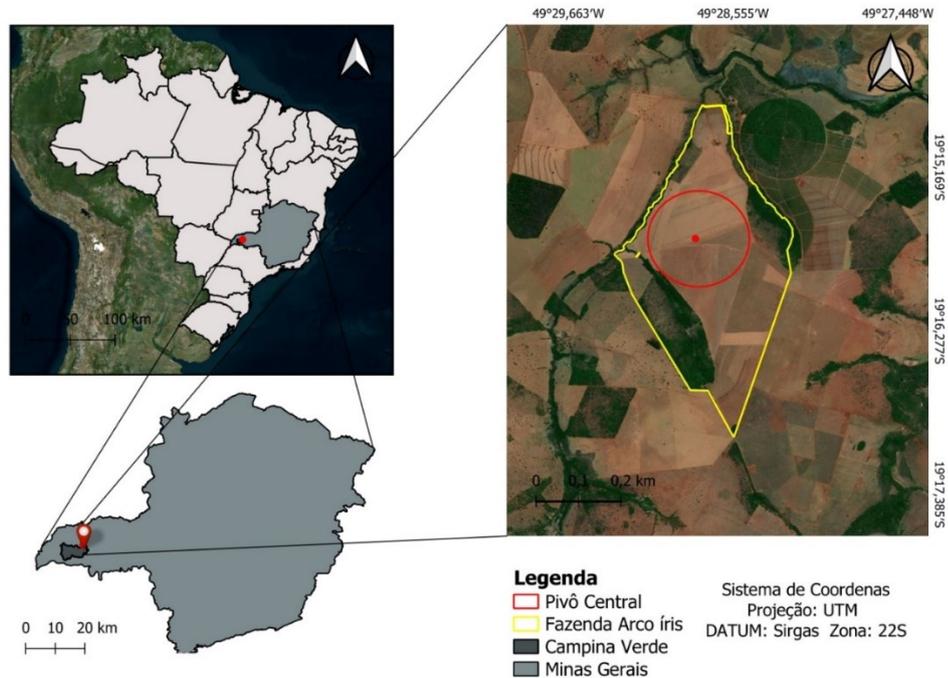
2 DESENVOLVIMENTO

2.1 PROPOSTA

O presente projeto foi concebido para a Fazenda Arco-Íris, situada em 19°15'39.19"S 49°28'48.45"O, a aproximadamente 170 km de Uberlândia, no município de Campina Verde - Minas Gerais. O objetivo principal é dimensionar um pivô central capaz de abranger a máxima

extensão de terreno, levando em consideração variáveis concretas, visando aproximar o resultado o máximo possível da realidade.

Figura 3 – Vista superior da propriedade e localização do pivô.



Fonte: Autoria própria.

2.2 LEVANTAMENTO DE DADOS

Para obtenção dos dados, usou-se os softwares Google Earth Pro e QGis no mapeamento do território, delimitação da área de irrigação, taxa de inclinação, comprimento de tubulações sucção e recalque.

2.3 CATÁLOGOS

Recorreu-se aos catálogos para a seleção dos equipamentos do sistema, uma escolha essencial que proporcionou não apenas uma estrutura organizada, facilitando a categorização eficiente de informações relevantes, mas também acrescentando clareza à apresentação dos dados. Essa abordagem não só reforçou a qualidade, transparência e rigor do projeto como um todo, mas também estabeleceu um método sistemático para documentar detalhes cruciais, como especificações técnicas, características específicas e considerações importantes no processo de seleção dos equipamentos.

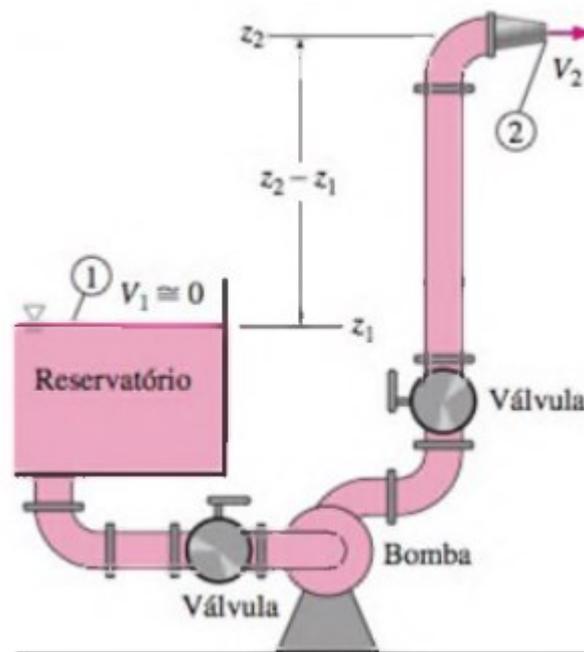
Assim, a utilização de catálogos não apenas otimizou a eficiência na tomada de decisões, mas também forneceu uma base sólida para a implementação do sistema, assegurando a escolha fundamentação dos elementos essenciais para o seu desempenho efetivo.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 EQUAÇÃO DA ENERGIA MECÂNICA PARA FLUIDOS

Para entendimento do presente projeto, se faz necessário compreensão dos princípios da hidráulica e sua aplicabilidade no contexto da engenharia. Portanto, é essencial ter energia mecânica definido como a forma de energia que pode ser convertida direta e completamente em trabalho mecânico por um dispositivo mecânico ideal, sendo bomba transferir a energia mecânica para um fluido elevando sua pressão e uma turbina extrai a energia mecânica de um fluido fazendo sua pressão cair. (ÇENGEL; CIMBALA, 2007, pg. 649)

Figura 4 – Esquema de transporte de certo fluido de um ponto ao outro.



Fonte: Extraído de ÇENGEL; CIMBALA, 2007, pg. 651.

A Figura 4 mostra um sistema mecânico que tem por sua finalidade levar o fluido da posição 1 até a 2 através da energia fornecida pela bomba, logo levando em consideração a definição do que é bombas e da equação de Bernoulli obtem-se:

$$\left(P + \frac{\rho V^2}{2} + \rho g z \right)_1 + \Delta \dot{W}_{\text{bomba}} - \Delta H_{\text{perdas}} = \left(P + \frac{\rho V^2}{2} + \rho g z \right)_2$$

Simplificando por ρg ,

$$\left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 + \Delta \dot{W}_{\text{bomba}} - \Delta H_{\text{perdas}} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_2$$

Adotando H como $\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z$ obtemos a expressão da energia mecânica para fluidos:

$$H_1 + \Delta \dot{W}_{\text{bomba}} - \Delta H_{\text{perdas}} = H_2 \quad (1)$$

3.2 EQUAÇÃO DA PERDA DE CARGA

A equação de perda de carga Darcy-Weisbach em tubos, dutos ou tubulações abertas originou-se com a finalidade de calcular perdas por atrito no transporte de determinado fluido de um ponto a outro. (GONÇALVES et al., 2021)

$$\Delta H_{\text{perdas}} = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad (2)$$

Sendo:

ΔH_{perdas} → Perda de carga [m]

f → fator de atrito

g → gravidade [m/s^2]

v → velocidade [m/s]

D → diâmetro [m]

L → comprimento da tubulação [m]

Q → vazão [m^3/s]

Existem diversos modelos para encontrar o coeficiente de atrito, que dentre todas as variáveis, é a mais complexa pois seu valor é determinado a partir do diagrama de Moody,

sendo em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa do material de transporte do sistema. (GONÇALVES et al., 2021)

$$f = f\left(\frac{\varepsilon}{D}, \text{Re}\right) \quad (3)$$

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

Colebrook-White

$$f = \left\{ 1,8 \log \left[\frac{6,9}{\frac{4Q}{\pi Dv}} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} \right] \right\}^{-2} \quad (5)$$

Fórmula explícita de Haaland

$$f = 0,25 \left\{ \log \left[0,2703 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{5,74}{\left(\frac{4Q}{\pi Dv} \right)^{0,9}} \right] \right\}^{-2} \quad (6)$$

Fórmula explícita de Miller

O diagrama de Moody apresenta a relação entre a rugosidade relativa de uma tubulação e o regime de escoamento para um escoamento completamente desenvolvido sob condições conhecidas. (PACELLY; DE ARAÚJO, 2022, p.48)

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (7)$$

Sendo:

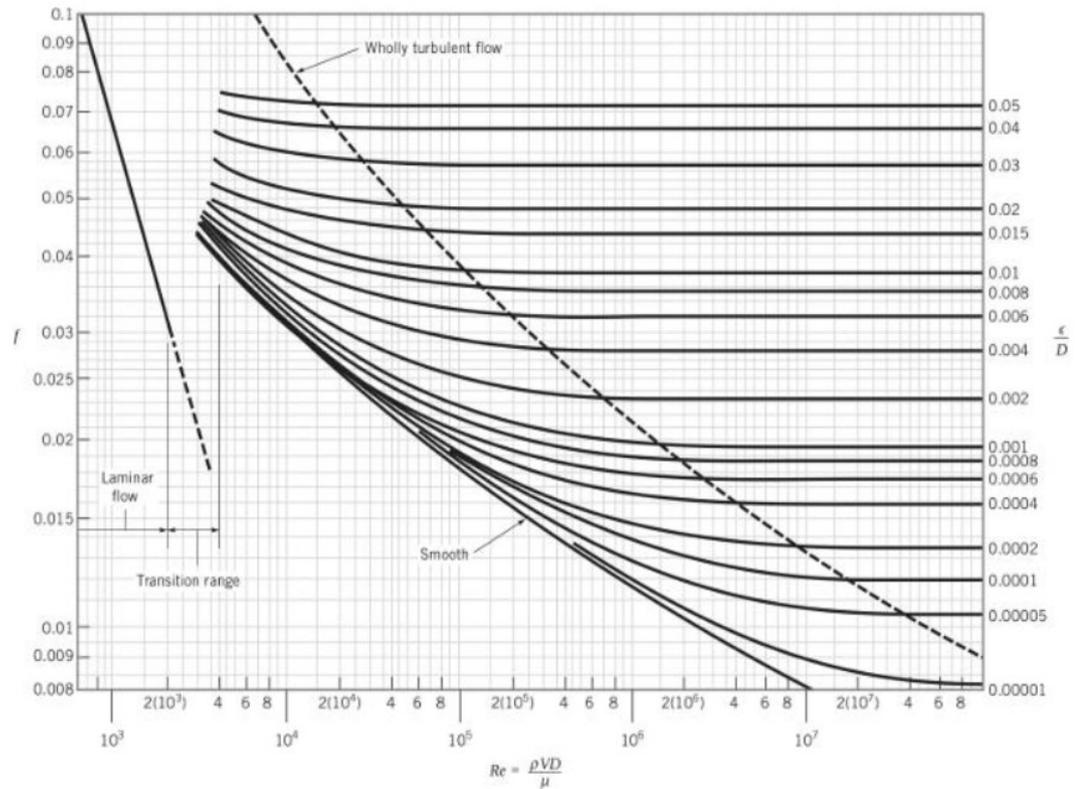
ρ → densidade do fluido [kg/m³]

v → velocidade do fluido [m/s]

D → diâmetro da sessão [m]

μ → viscosidade dinâmica do fluido [N*s/m²]

Figura 5 – Diagrama de Moody

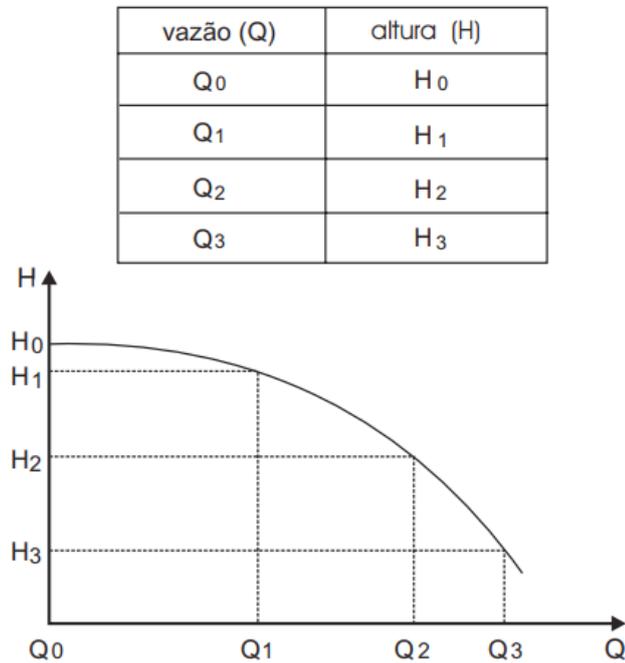


Fonte: Retirado de (SEKARAN, 2021).

3.3 CURVA DA BOMBA

Curvas características das bombas são representações gráficas que traduzem o funcionamento da bomba, obtidas através de experimentos do fabricante, que fazem a bomba vencer diversas alturas manométricas com diversas vazões, verificando também sua potência absorvida e a eficiência (LENGSFELD; DUARTE; ALTIERI, 2003, p. 77). A figura 6 mostra um esboço de como é traçado essa curva graficamente.

Figura 6 – Esboço de montagem da curva da bomba.



Fonte: (LENGSFELD; DUARTE; ALTIERI, 2003, p. 78)

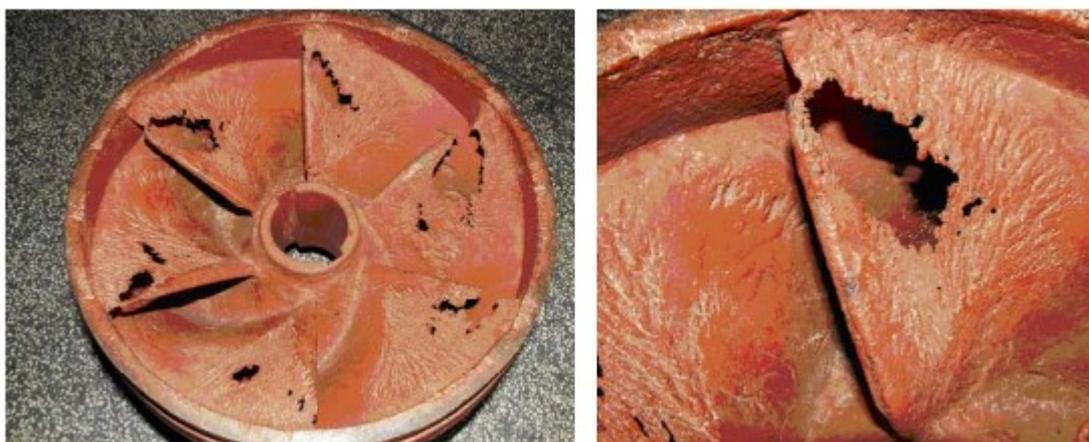
Nos testes de laboratório, a bomba é instalada em um sistema de medição de vazão e pressão, e os valores são registrados em diferentes condições de operação, permitindo traçar a curva relacionando vazão fornecida com a pressão gerada.

3.4 CAVITAÇÃO E NSPH

Todo projeto hidráulico é suscetível a avarias em detrimento dos fenômenos físicos. Um dos principais problemas é devido a cavitação, sendo caracterizada por: formação de bolhas de vapor dentro da bomba fazendo com que haja ocorrência de desgaste por corrosão, destruindo pedaços dos rotores e dos tubos de aspiração junto a sua entrada. (JOSEPH, 1987, p. 206)

Se a pressão absoluta em um fluxo líquido for igual a pressão de vapor ou menor que esta, aparecem bolhas de vapor, que são se paradas do fluxo. As bolhas de vapor aparecem principalmente nas paredes do canal, pois em um fluxo livre de turbilhonamento as menores pressões ocorrem sempre nas paredes. Se a pressão estática no fluxo umentar, as bolhas de vapor desaparecerão logo que a pressão de vapor seja ultrapassada. Isto, quando ocorre, é muito rápido, e as partículas atingem as paredes do canal com velocidades muito elevadas [...] e o que frequentemente acarreta uma destruição deste material. [PFLEIDERER; PETERMANN, 1979, p. 75]

Figura 7 – Rotor de bomba centrífuga danificado pela cavitação.



Fonte: Extraído de (COELHO, 2006).

Para evitar a ocorrência de cavitação, os fabricantes de bombas estabeleceram um coeficiente de segurança conhecido como NPSH (*Net Positive Suction Head*), que relaciona a pressão de vapor do líquido à sua temperatura no contexto do processo de bombeamento.

Ao considerar cuidadosamente a pressão de vapor e a temperatura do líquido, os engenheiros podem calcular o NPSH disponível e compará-lo ao NPSH requerido pela bomba. Isso assegura que as condições ideais sejam mantidas, minimizando os riscos associados à cavitação e garantindo a operação eficiente e segura dos sistemas de bombeamento. (JOSEPH, 1987, p. 209)

Para que evite o ocorrido na Figura 7, a Equação 8 proporciona uma explicação simplificada sobre como calcular o NPSH disponível, sendo o requerido acessível no catálogo do fabricante. Este cálculo permite uma comparação para determinar se atende aos requisitos do NPSH necessários.

$$\frac{P_{ATM} - P_{SAT}}{\rho g} - \frac{V_1^2}{2g} + h_2 - \Delta H_{PERDAS} \geq NPSH_{REQUERIDO} \quad (8)$$

3.5 COEFICIENTE DE VAZÃO

Na maioria das aplicações de bombeamento, é essencial contar com acessórios que possibilitam o controle do fluxo, da pressão, da restrição de passagem e outros parâmetros, conhecidos como válvulas. A presença e a eficiência desses elementos causam perturbações no escoamento se fazendo necessário incorporações nos cálculos da perda de carga.

O coeficiente de vazão (K_v ou K_s) representa a relação de um valor de entrada nominal em deslocamento, corrente ou tensão, para uma determinada diferença de pressão de teste. A equação da vazão de controle em uma válvula simétrica pode ser escrita como (CARMO; NEGRI, 2006):

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \quad (9)$$

Sendo:

K_v → Coeficiente de vazão

Q → Vazão [m^3/h]

P → Pressão [bar]

O coeficiente de perda de carga singular depende de sua geometria, e por meio dele, é possível calcular a redução da energia usando a seguinte equação:

$$\Delta H = K_v \frac{V^2}{2g} \quad (10)$$

$$\Delta H = 1,296 \times 10^8 \left(\frac{Q}{K_v} \right)^2 \quad (11)$$

Sendo:

K_v → Coeficiente de vazão

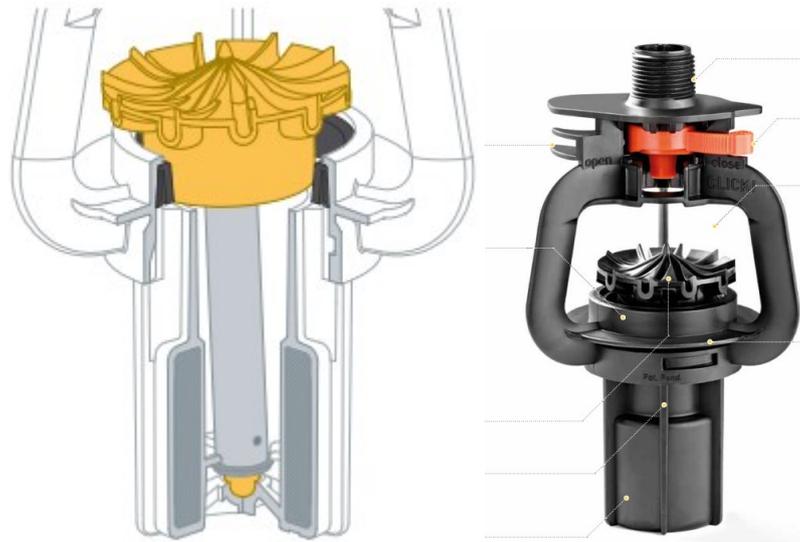
V → Velocidade do fluido [m/s]

g → Gravidade [m/s^2]

3.6 ASPERSORES E REGULADORES DE PRESSÃO

Os aspersores desempenham um papel fundamental nos sistemas de irrigação por aspersão. Funcionando sob pressão, esses dispositivos projetam jatos de água no ar, os quais se fragmentam em gotas, proporcionando uma distribuição semelhante à chuva artificial sobre a área-alvo. (MAROUELLI; SILVA, 1998)

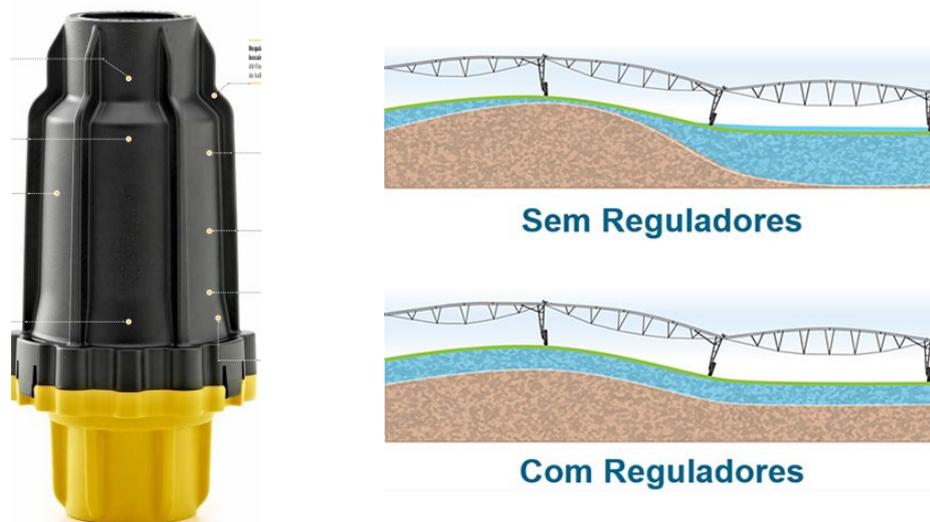
Figura 8 – Aspersor tipo chuva usado em Pivô Central.



Fonte: retirado catálogo KOMET.

Segundo Nardi (2012) *apud* Zaggio, Colombo e Gil (1990) As válvulas reguladoras de pressão são dispositivos que respondem a um aumento de pressão ao reduzir a seção de passagem da água, resultando no aumento da perda de carga localizada causada pela válvula. Isso ocorre para compensar o aumento da pressão de entrada, mantendo a pressão de saída dentro de limites específicos que definem a "pressão de regulação da válvula".

Figura 9 – Representação da válvula reguladora de pressão e seu efeito no sistema.



Fonte: retirado do catálogo KOMET e site Senninger.

3.7 CONSUMO DE ENERGIA

O cálculo da energia para motores elétricos no geral é realizado por meio das formulações convencionais, seguindo um procedimento delineado por Devitte (2012). Inicialmente, é essencial determinar o conjugado da máquina, um termo que engloba tanto o movimento rotacional (torque) quanto sistemas de bombeamento, como no caso de motobombas. Em mecânica, o conjugado é frequentemente empregado como sinônimo de torque, denotando a força capaz de induzir a rotação de um objeto em torno de um eixo, conforme calculado pela Equação 12.

$$CCe = \frac{60 * P_{ce}}{2\pi * N_m} \quad (12)$$

Sendo:

P_{ce} → Potência efetiva [W]

N_m → Rotação catalogada do motor [rpm]

CCe → Conjugado [N*m]

Após determinar o conjugado do motor considerando sua potência máxima de operação, é imperativo calcular o escorregamento do motor. O escorregamento é definido como a diferença entre a velocidade do campo magnético girante (velocidade síncrona) e a velocidade angular do rotor em rotação. A obtenção desse parâmetro é essencial devido à sua relação com a frequência de operação; quanto menor a frequência, menor será a rotação. As Equações 13 e 14 delineiam o processo de obtenção desses valores. (DEVITTE, 2012)

$$n_{s/m} = \frac{120 * f}{2} \quad (13)$$

$$s = \frac{n_s - n_m}{n_s} \quad (14)$$

Sendo:

n_s → Velocidade síncrona para frequência máxima de trabalho [rpm]

n_m → Velocidade de giro do motor para uma determinada frequência [rpm]

s → Escorregamento

$f \rightarrow$ Frequência do motor [Hz]

A velocidade nominal é definida como a velocidade para a qual o motor foi projetado para operar, conforme expresso pela Equação 15. Essa velocidade é alcançada após o período de aceleração, representando a rotação do motor em uma frequência específica.

$$\eta_m = (1 - s) * n_s \quad (15)$$

Sendo:

$\eta_m \rightarrow$ Velocidade do motor na frequência imposta de trabalho [rpm]

4 METODOLOGIA

4.1 PARAMETRIZAÇÃO

Os dados preliminares fundamentais para a fase inicial de delineamento do projeto compreendem a identificação da área destinada à irrigação, sua topografia, e a distância do comprimento de recalque. Para esta análise, empregou-se o software Google Earth Pro, conforme demonstrado na Figura 10.

Optou-se por considerar o cenário mais desafiador para a coleta da inclinação média, estabelecendo-a em 5%. Além disso, determinou-se o tamanho máximo viável para o pivô na área, resultando em uma estimativa de aproximadamente 120 hectares com uma lâmina d'água necessária de 9 mm em 21 horas .

Figura 10 – Vista superior da localização a ser usada para dimensionamento do sistema.



Fonte: Extraído Software Google Earth com as coordenadas da localização $19^{\circ}15'39.19''S$ $49^{\circ}28'48.45''O$.

Posteriormente, ao considerar a distância de recalque, foi cuidadosamente analisado que o sistema de alimentação extrairá a vazão total do pivô de uma reserva hidráulica. Essa decisão é respaldada pela necessidade de garantir que o sistema tenha uma quantidade de água proporcional ao tamanho do pivô.

Nesse contexto, a opção foi estabelecer a piscina de armazenamento próximo a bifurcação de dois córregos a pedido do proprietário, localizada a aproximadamente 1060 metros de distância do centro do pivô conforme ilustrado na Figura 11, utilizando uma tubulação de recalque de 14 polegadas. Para a sucção, optou-se por uma tubulação de 12 polegadas com extensão de 50 metros, sendo a bomba como referência zero do sistema.

Figura 11 – Vista superior exibindo a distância da bomba ao centro do pivô.



Fonte: Extraído Software Google Earth com as coordenadas da localização 19°15'39.19"S 49°28'48.45"O.

A definição da rugosidade relativa da tubulação (ϵ) e da viscosidade cinemática do fluido (ν) é essencial, pois ambos são parâmetros cruciais na determinação do fator de atrito. Para esta análise, adotou-se a partir da NBR 6400, os valores de $5,186 \times 10^{-5}$ mm para a rugosidade e $1,022 \times 10^{-6}$ m²/s para a viscosidade, a fim de garantir uma caracterização apropriada dessas propriedades no contexto do sistema em estudo.

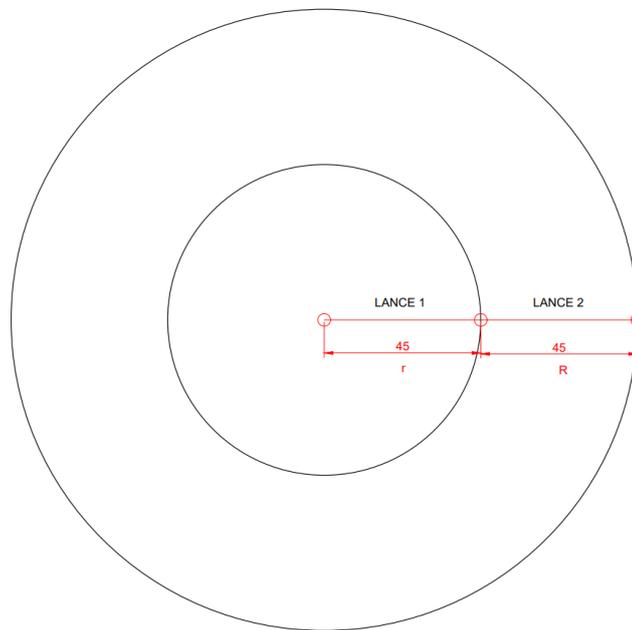
4.2 MODELAGEM

A elaboração dos cálculos e equacionamentos contou com a assistência do software EES (Engineering Equation Solver). Para uma compreensão mais detalhada, dividiremos esse processo em duas etapas distintas. A primeira fase será dedicada à determinação das vazões de projeto por lance, enquanto a segunda abordará o cálculo das perdas de carga, levando em consideração os aspersores e reguladores de pressão escolhidos.

4.1.2 VAZÕES DE PROJETO POR LANCE

Inicialmente, para obter as vazões dos aspersores, é necessário calcular a área a ser irrigada, conforme esquematizado na Figura 12. A Equação 16 possibilita a determinação dessas áreas em m² ao calcular a diferença entre a circunferência externa e a interna. Com o objetivo de abranger a máxima extensão do espaço irrigado, escolheu-se empregar 14 lances, cada um 45 metros de comprimento e 20 aspersores.

Figura 12 – Esboço para entendimento do cálculo da área de cada lance.



Fonte: Autoria própria.

$$A = \pi(R^2 - r^2) \rightarrow A_{\text{LANCE}} = \pi(L_2^2 - L_1^2) \quad (16)$$

Em seguida, por meio da Equação 17, realiza-se o cálculo do volume em m³ para cada lance, adotando uma lâmina d'água de 9 mm e posteriormente, utilizando a Equação 18, determina-se a vazão em m³/h, levando em conta um período de molhamento de 21 horas.

$$V = A_{\text{LANCE}} \times 0,009 \quad (17)$$

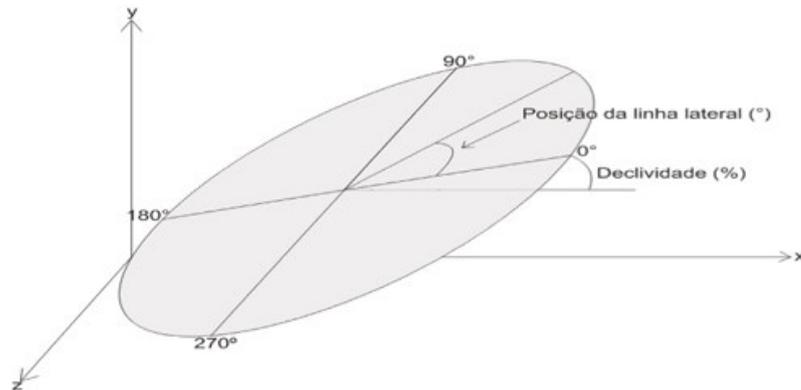
$$Q = \frac{V}{21} \quad (18)$$

A partir dos resultados obtidos das vazões por lances, é possível selecionar o conjunto de aspersor e regulador de pressão, além disso encontrar a vazão total de projeto para que posteriormente, seja feito o cálculo das perdas de carga no sistema e seleção do conjunto motobomba.

4.1.2 – CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA

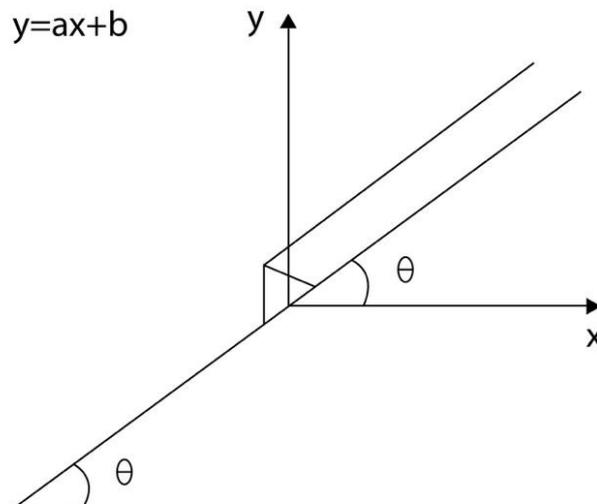
Para a inclinação o esboço da Figura 13 e 14 representa em um plano XY as considerações feitas para encontrar o ângulo de inclinação do terreno pela Equação 19 e 20 que posteriormente, será inserido nas equações do balanço de energia.

Figura 13 – Esboço em 3D considerando a área circular de irrigação.



Fonte: Retirado de MORAES et al., (2014)

Figura 14 – Esboço em 2D considerando o centro do pivô como referência.



Fonte: Autoria própria.

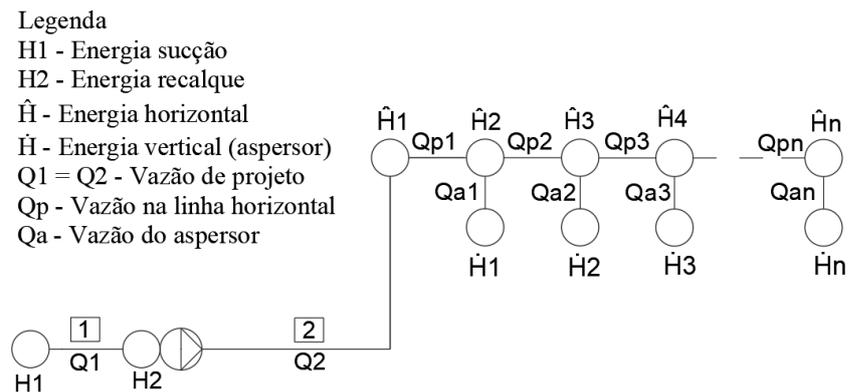
$$\sin \theta = \frac{CO}{H} \rightarrow \theta = \arcsin\left(\frac{CO}{H}\right) \quad (19)$$

$$y = ax + b \rightarrow y = \operatorname{tg} \theta x + b \quad (20)$$

A Figura 15 esboça a organização do sistema do pivô para o cálculo do balanço de massa e energia. O espaçamento entre os aspersores (L_p) foi determinado utilizando a Equação 21, enquanto o comprimento da tubulação de saída (L_a) foi estabelecido em 1,5 metros.

$$L_p = \frac{\text{comprimento do lance x quantidade de lances}}{\text{quantidade total de aspersores}} \quad (21)$$

Figura 15 – Esquema adotado para modelagem do sistema.



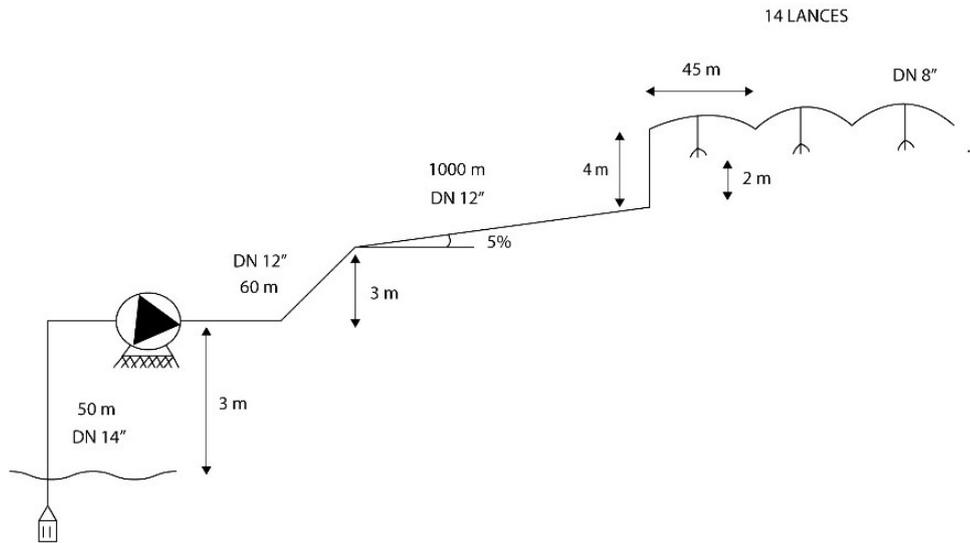
Fonte: Autoria própria.

Inicialmente, realizou-se um balanço de massa para estabelecer as vazões entre os nós do sistema, seguindo o princípio fundamental de que "toda quantidade de fluido que entra é igual à quantidade que sai". Posteriormente, foi calculado o fator de atrito nas tubulações utilizando a Equação 3 incorporada no software ESS, permitindo, assim, a determinação da perda de carga entre cada nó.

O cálculo da perda de carga foi dividido em duas equações distintas: uma para os nós horizontais e outra para os verticais. A equação destinada aos nós horizontais é notavelmente mais simples, enquanto a segunda, aplicada aos nós verticais, torna-se mais complexa devido à inclusão do regulador de pressão integrado ao aspersor. Além disso, ela incorpora o impacto da inclinação do terreno por meio da Equação 22 representado pela Figura 14. Para ilustrar o

raciocínio empregado na obtenção dos resultados, as Equações 23 e 24 são apresentadas de forma exemplificada.

Figura 16 – Esquema unifilar.



Fonte: Autoria própria.

$$\hat{H}_i = H_T + (\text{tg } \theta * L_T) - \tan \theta * \left(i * L_p + \frac{L_p}{2} \right) + H_L \quad (22)$$

Sendo:

$i \rightarrow$ Fator de intervalo

$H_T \rightarrow$ Altura do talude em relação a bomba [m]

$L_T \rightarrow$ Comprimento do talude até o centro do pivô [m]

$\text{tg } \theta \rightarrow$ Tangente do ângulo de inclinação

$L_p \rightarrow$ Distância entre aspersores [m]

$H_L \rightarrow$ Altura do lance [m]

$\hat{H}_H \rightarrow$ Altura do aspersor em relação ao chão [m]

$$\hat{H}_i - \left[f_p * \frac{L_p}{D_p} \left(\frac{8Q_{p;i}^2}{\pi^2 2gD_p^4} \right) \right] = \hat{H}_{i+1} \quad (23)$$

$$\hat{H}_{i+1} - \left[f_a * \frac{L_a}{D_a} \left(\frac{8Q_a^2}{\pi^2 2gD_a^4} \right) \right] - (\hat{H}_{i+1} - \text{PSR}_i - \dot{H}_i) - \left[129,6 * 10^6 \left(\frac{Q_{a,i}}{Kv_i} \right)^2 \right] = \dot{H}_i \quad (24)$$

A Equação 24 é dividida em três partes distintas. A Parte 1 é destinada ao cálculo da perda de carga, levando em consideração o fator de atrito. A Parte 2 aborda a perda de energia relacionada ao regulador de pressão e ao desnível em relação à bomba adotada como referência do sistema. Por último, a Parte 3 refere-se à perda em relação ao aspersor. Esse desdobramento permite encontrar por fim, a energia nas saídas dos aspersores.

As variáveis PSR e Kv são determinadas por meio de catálogos, onde Kv é obtido através da aplicação da Equação 9, e PSR representa a pressão de trabalho do regulador, expressa em unidades de bar.

Ao calcular a pressão no coletor (manifold) do sistema, emprega-se a Equação 25, exigindo a conversão de unidades de bar para Pascal. A importância desse parâmetro reside na necessidade de determinar se a pressão é superior antes do regulador de pressão. Caso contrário, possíveis erros nos cálculos ou nas considerações efetuadas podem ocorrer.

$$\hat{H}_i - \dot{H}_i - \dot{H}_H = \frac{P_i}{\rho g} \quad (25)$$

4.1.2 – INSERÇÃO DA BOMBA

Utilizando o software GetData Graph Digitizer é possível obter os pontos da curva da bomba, retirada de site ou catálogo do fornecedor. Esses valores são inseridos como vetores dentro do programa EES pela função “lookup”, para que a partir das Equações 26 e 27, sejam calculados em disposições de série ou em paralelo.

$$x_i = \frac{A * \frac{Fr}{Pot} * \text{Lookup}('Lookup \beta'; i; 'vazão')}{3600} \quad (26)$$

$$y_i = B * \left(\frac{Fr}{Pot} \right)^2 * \text{Lookup}('Lookup \beta'; i; 'recalque') \quad (27)$$

Sendo:

i → Fator de intervalo

Fr → Frequência da bomba [Hz]

Pot → Potência da bomba [CV]

A → Quantidade de bombas em paralelo

B → Quantidade de bombas em série

Lookup β → Nome da tabela com os dois vetores “vazão” e “recalque” retirados do catálogo

A partir dos resultados, procede-se à construção de uma curva polinomial de segundo grau. Os coeficientes dessa curva são então incorporados à Equação 28, possibilitando a determinação da altura manométrica da bomba.

$$H_{\text{HEAD}} = C_3 * Q_2^2 + C_2 * Q_2 + C_1 \quad (28)$$

4.3 – SOFTWARE ESS

Conforme mencionado anteriormente, a concepção do projeto baseou-se na utilização do software ESS devido à complexidade inerente à determinação das perdas de carga. Além disso, a escolha desse software se justifica pela sua linguagem de programação simples, o que contribui para a obtenção de resultados de forma rápida, eficiente e precisa.

O pivô central é composto por 14 lances, logo para efetuar os cálculos de perda de energia, foi empregada a função "duplicate", que essencialmente corresponde a um loop, representando uma estrutura de repetição na programação. Dessa forma, o bloco de código é executado diversas vezes, variando os valores de determinadas variáveis.

Para determinar o fator de atrito, a escolha recaiu sobre a função "Moody Chart" devido à sua habilidade em proporcionar uma abordagem iterativa na identificação dos parâmetros essenciais para o cálculo da perda de carga. Este método se destaca, principalmente, em situações em que o escoamento exibe características transitórias ou turbulentas, para as quais as formulações analíticas convencionais podem não ser suficientemente precisas.

No âmbito do projeto, a função "IF" foi empregada para aplicar fórmulas em dois cenários distintos. O primeiro ocorre quando o pivô está na parte superior, enquanto o segundo acontece quando está na parte inferior. A variável que se modifica em ambos os casos é o sinal do coeficiente angular (Equação 22), determinando a orientação como positiva ou negativa em conformidade com a referência da Figura 14. Por conseguinte, foi estabelecido um status no

início do código, denominado "alta" ou "baixa", para analisar cada situação de forma independente.

O algoritmo utilizado para resolução do projeto encontra-se no Apêndice A, ao fim deste relatório.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 ASPERSORES E REGULADORES DE PRESSÃO

Conforme mencionado anteriormente, a etapa inicial envolve a identificação do conjunto regulador de pressão e aspersor com base na vazão de projeto correspondente a cada um. Dessa forma, ao aplicar as equações apropriadas, são obtidos os resultados apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Resultados da etapa inicial de vazões de projeto.

Área por lance [m ²]	Volume por lance [m ³]	Vazão de projeto por lance [m ³ /h]	Vazão de projeto por aspersor [m ³ /h]
6.362	57,26	2,73	0,136
19.085	171,80	8,18	0,409
31.809	286,30	13,63	0,682
44.532	400,80	19,09	0,954
57.256	515,30	24,54	1,227
69.979	629,80	29,99	1,500
82.702	744,30	35,44	1,772
95.426	858,80	40,90	2,045
108.149	973,30	46,35	2,317
120.873	1.088,00	51,80	2,590
133.596	1.202,00	57,26	2,863
146.320	1.317,00	62,71	3,135
159.043	1.431,00	68,16	3,408
171.767	1.546,00	73,61	3,681

Fonte: Autoria própria.

Com a vazão de projeto por aspersor estabelecida, procedeu-se à seleção desses dispositivos a partir do catálogo de produtos da empresa KOMET mostrado na Figura 17, disponibilizado em seu site. Durante a escolha, buscou-se o aspersor com a vazão mais próxima

possível de projeto, respeitando sempre a pressão de trabalho, a qual deve ser igual ou superior à do lance anterior. A Tabela 2 apresenta os dados dos aspersores selecionados, incluindo informações sobre pressão e coeficiente Kv.

Figura 17 – Catálogo utilizado na escolha dos aspersores.

komet <i>Rapid Fit Nozzle</i>		UNIDADE U.S. (GPM) DONNÉES TECHNIQUES EN UNITÉS U.S.				UNIDADE MÉTRICAS (L/Hr) DONNÉES TECHNIQUES EN UNITÉS MÉTRIQUES				
Tamanho do bocal em incrementos de 125" Taille buse en increments de 125"	COR / COULEUR	Pressão do bocal / Pression à la buse				Pressão do bocal / Pression à la buse				
		6 PSI	10 PSI	15 PSI	20 PSI	0,41 bar	0,69 bar	1,03 bar	1,38 bar	
		Vazão / Débit (GPM)				Vazão / Débit (L/Hr)				
8	Azul Claro	Bleu Clair	0.28	0.37	0.46	0.53	64,7	84,2	103,8	120,5
9	Azul Claro	Bleu Clair	0.36	0.47	0.58	0.67	81,7	106,4	131,2	152,2
10	Bege	Beige	0.44	0.58	0.71	0.83	100,7	131,1	161,6	187,5
11	Bege	Beige	0.54	0.70	0.86	1.00	121,6	158,4	195,3	226,6
12	Dourado	Or	0.64	0.83	1.02	1.19	144,6	188,2	232,1	269,3
13	Dourado	Or	0.75	0.97	1.20	1.39	169,4	220,6	272,0	315,6
14	Limão	Vert Lime	0.86	1.13	1.39	1.61	196,3	255,6	315,1	365,6
15	Limão	Vert Lime	0.99	1.29	1.59	1.85	225,1	293,0	361,3	419,2
16	Lavanda	Lavande	1.13	1.47	1.81	2.10	255,8	333,1	410,7	476,5
17	Lavanda	Lavande	1.27	1.65	2.04	2.37	288,5	375,6	463,2	537,4
18	Cinza	Gris	1.42	1.85	2.28	2.65	323,1	420,7	518,8	601,9
19	Cinza	Gris	1.58	2.06	2.54	2.95	359,7	468,4	577,5	670,1
20	Turquesa	Turquoise	1.75	2.28	2.82	3.27	398,3	518,6	639,4	741,8
21	Turquesa	Turquoise	1.93	2.52	3.10	3.60	438,8	571,3	704,4	817,2
22	Amarelo	Jaune	2.12	2.76	3.40	3.95	481,2	626,5	772,5	896,3
23	Amarelo	Jaune	2.31	3.01	3.71	4.31	525,5	684,2	843,7	978,9
24	Vermelho	Rouge	2.52	3.28	4.04	4.69	571,8	744,5	918,0	1065,1
25	Vermelho	Rouge	2.73	3.55	4.38	5.09	620,1	807,3	995,5	1155,0
26	Branco	Blanc	2.95	3.84	4.74	5.50	670,2	872,7	1076,0	1248,4
27	Branco	Blanc	3.18	4.14	5.11	5.92	722,4	940,5	1159,7	1345,5
28	Azul	Bleu	3.42	4.45	5.49	6.37	776,4	1010,9	1246,4	1446,2
29	Azul	Bleu	3.66	4.77	5.88	6.83	832,4	1083,8	1336,3	1550,4
30	Marrom escuro	Brun Foncé	3.92	5.10	6.29	7.30	890,3	1159,2	1429,3	1658,3
31	Marrom escuro	Brun Foncé	4.18	5.45	6.72	7.79	950,1	1237,1	1525,3	1769,8
32	Laranja	Orange	4.46	5.80	7.15	8.30	1011,9	1317,5	1624,5	1884,8
33	Laranja	Orange	4.59	5.98	7.38	8.56	1043,5	1358,6	1675,3	1943,7
34	Verde escuro	Vert Foncé	4.88	6.35	7.83	9.09	1108,2	1442,8	1779,1	2064,1
35	Verde escuro	Vert Foncé	5.17	6.73	8.30	9.63	1174,8	1529,5	1886,0	2188,2
36	Roxo	Violet	5.47	7.13	8.79	10.20	1243,3	1618,7	1996,0	2315,8
37	Roxo	Violet	5.78	7.53	9.29	10.77	1313,7	1710,5	2109,1	2447,0
38	Preto	Noir	6.10	7.95	9.80	11.37	1386,1	1804,7	2225,2	2581,8
39	Preto	Noir	6.43	8.37	10.32	11.98	1460,4	1901,4	2344,5	2720,2
40	Turquesa escuro	Turq. Foncé	6.77	8.81	10.86	12.60	1536,6	2000,6	2466,9	2862,1
41	Turquesa escuro	Turq. Foncé	7.11	9.26	11.41	13.24	1614,7	2102,4	2592,3	3007,7
42	Mostarda	Moutarde	7.46	9.72	11.98	13.90	1694,8	2206,6	2720,8	3156,8
43	Mostarda	Moutarde	7.82	10.19	12.56	14.57	1776,8	2313,4	2852,4	3309,5
44	Castanho	Marron	8.19	10.67	13.15	15.26	1860,7	2422,6	2987,1	3465,8
45	Castanho	Marron	8.57	11.16	13.76	15.96	1946,5	2534,3	3124,9	3625,6
46	Creme	Crème	8.96	11.66	14.38	16.68	2034,2	2648,6	3265,8	3789,1
47	Creme	Crème	9.35	12.18	15.01	17.42	2123,9	2765,3	3409,7	3956,1
48	Azul escuro	Bleu Foncé	9.75	12.70	15.66	18.17	2215,4	2884,5	3556,7	4126,6
49	Azul escuro	Bleu Foncé	10.17	13.24	16.32	18.94	2308,9	3006,2	3706,8	4300,8
50	Cobre	Cuivre	10.59	13.78	16.99	19.72	2404,3	3130,5	3860,0	4478,5
51	Cobre	Cuivre	11.01	14.34	17.68	20.52	2501,7	3257,2	4016,2	4659,7
52	Dourado	Or	11.45	14.91	18.38	21.33	2600,9	3386,4	4175,5	4844,6

Fonte: [Site da empresa KOMET.](#)

Tabela 2 – Vazões dos aspersores escolhidos de acordo com a de projeto, Kv e pressão de trabalho do regulador.

Vazão de projeto por aspersor [l/h]	Vazão por aspersor catálogo [l/h]	Vazão por aspersor catálogo [m ³ /h]	Pressão de trabalho [bar]	Coefficiente Kv	Aspersor
136,3	144,6	0,1446	0,41	0,226	Dourado #12
409,0	398,3	0,3983	0,41	0,622	Turquesa #20
681,6	670,2	0,6702	0,41	1,047	Branco #26
954,3	950,1	0,9501	0,41	1,484	Marrom escuro #31
1.227,0	1.237,1	1,2371	0,69	1,489	Marrom escuro #31
1.500,0	1.529,5	1,5295	0,69	1,841	Verde escuro #35
1.772,0	1.804,7	1,8047	0,69	2,173	Preto #38
2.045,0	2.102,4	2,1024	0,69	2,531	Turquesa escuro #41
2.317,0	2.344,5	2,3445	1,03	2,310	Preto #39
2.590,0	2.592,3	2,5923	1,03	2,554	Turquesa escuro #41
2.863,0	2.852,4	2,8524	1,03	2,811	Mostarda #43
3.135,0	3.124,9	3,1249	1,03	3,079	Castanho #45
3.408,0	3.409,7	3,4097	1,03	3,360	Creme #47
3.681,0	3.625,6	3,6256	1,38	3,086	Castanho #45

Fonte: Autoria própria.

Relevante destacar que a vazão é crescente devido à pressão da água diminuir à medida que se afasta do ponto de entrada no pivô. Isso resulta em uma vazão menor nas boquilhas localizadas mais próximas ao ponto de entrada e uma vazão maior nas boquilhas localizadas mais distantes.

5.2 CÁLCULOS DO SISTEMA

Após a escolha dos aspersores com base na vazão de projeto e pressão de trabalho específicas para cada um, determinou-se a vazão efetiva de trabalho utilizando as fórmulas mencionadas anteriormente. A vazão de projeto foi identificada como 534,4 m³/h sendo o somatório das vazões dos aspersores de projeto, enquanto a vazão real foi calculada em 529,6 m³/h sendo o somatório das vazões dos aspersores utilizados. A discrepância ocorreu devido à seleção do aspersor, uma vez que, em alguns casos, foi necessário optar por valores aproximados. No entanto, essa diferença não tem um impacto significativo no sistema. A Tabela

3, mostra o resultado das vazões por lance para comparativo entre projeto, catálogo e a real instalado.

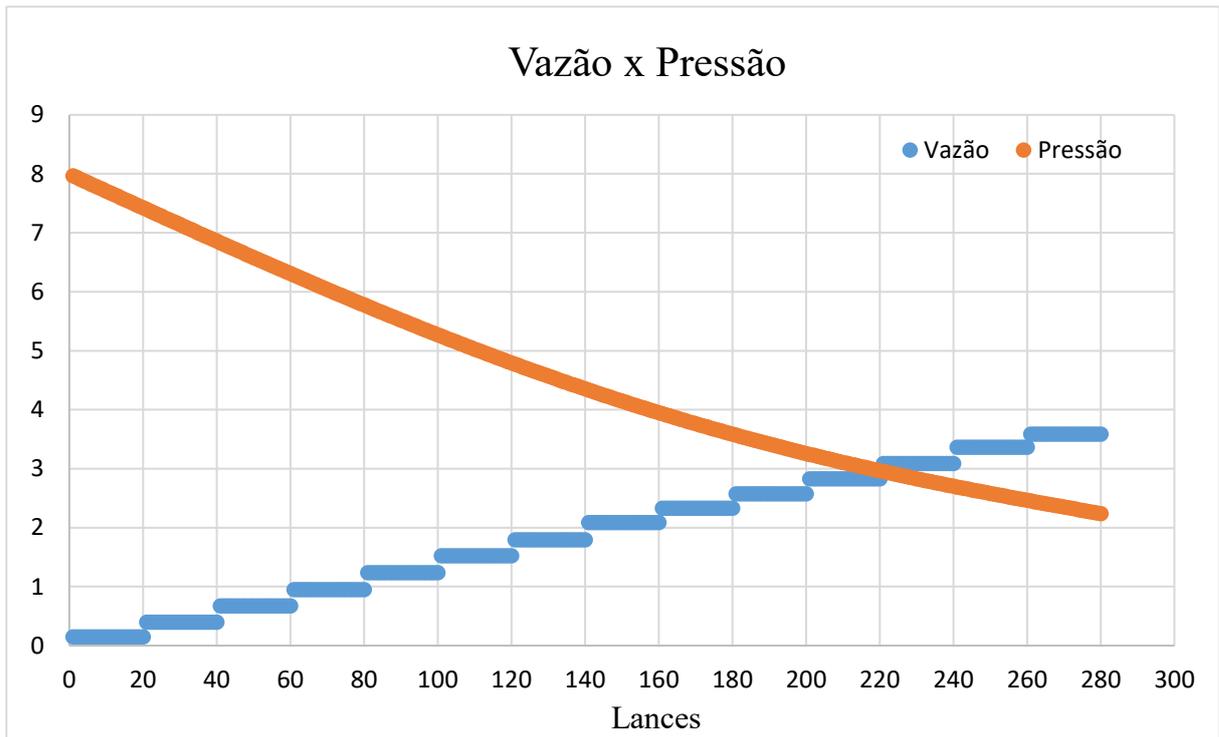
Tabela 3 – Vazões por lance após instalação dos aspersores escolhidos.

Lance	Vazão de projeto [m ³ /h]	Vazão catálogo [m ³ /h]	Vazão instalada [m ³ /h]
1	0,136	0,1446	0,1474
2	0,409	0,3983	0,398
3	0,682	0,6702	0,6692
4	0,954	0,9501	0,9472
5	1,227	1,2371	1,233
6	1,500	1,5295	1,522
7	1,772	1,8047	1,794
8	2,045	2,1024	2,085
9	2,317	2,3445	2,329
10	2,590	2,5923	2,571
11	2,863	2,8524	2,825
12	3,135	3,1249	3,089
13	3,408	3,4097	3,364
14	3,681	3,6256	3,584

Fonte: Autoria própria.

A representação do Gráfico 1 ilustra as vazões por lance e pressão, baseando-se nos resultados reais dos aspersores selecionados e implementados no sistema. A disposição em formato de "escada" é atribuída a existência dos reguladores de pressão que são válvulas atuadoras de maneira automática controlando pressão de saída e conseqüentemente, garantindo a saída das vazões calculadas.

Gráfico 1 – Representação gráfica entre vazão e pressão por lance.

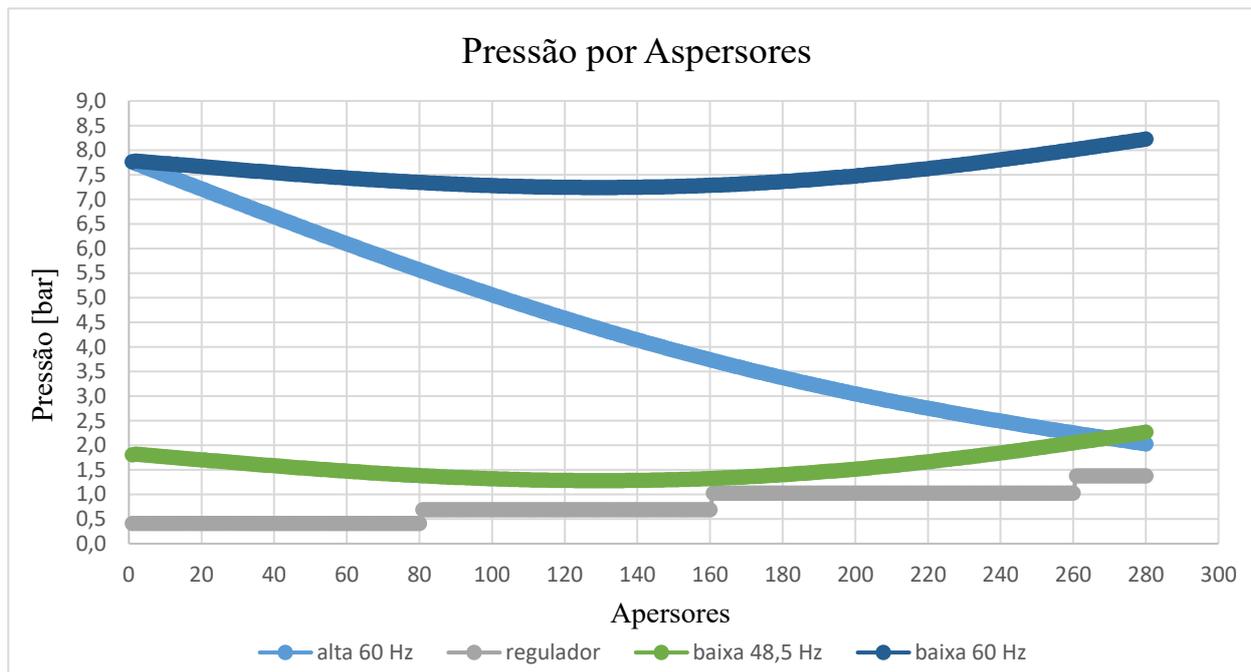


Fonte: Autoria própria.

Dando continuidade à análise dos efeitos da pressão, o Gráfico 2 apresenta o diagrama das curvas de pressão em unidades de medida bar. Essas curvas delineiam o impacto nos cenários em que o pivô se encontra em terreno elevado e em terreno rebaixado em relação ao regulador de pressão incorporado.

O comportamento observado nessas curvas é atribuído às variações de aclave e declive. Na parte mais elevada, é necessário aplicar uma pressão inicial mais elevada para garantir o alcance eficiente dos aspersores. Por outro lado, na área mais baixa, é possível manter pressões mais baixas sem comprometer a eficácia do sistema.

Gráfico 2 – Comportamento da pressão nos três cenários de frequência em comparação ao regulador instalado.



Fonte: Autoria própria.

Quando o pivô atinge sua capacidade máxima ao irrigar a parte mais elevada da área e posteriormente se desloca para a parte mais baixa, ocorre naturalmente uma queda de pressão devido à inclinação do terreno. No entanto, mesmo com essa variação, a bomba operando em sua frequência máxima impede que a pressão diminua, garantindo, na verdade, um aumento constante. Essa análise permite a otimização da frequência, de modo que os reguladores de pressão operem sempre abaixo da pressão do coletor principal. Caso contrário, a pressão torna-se negativa, resultando no retorno da água em vez de sua saída pelos aspersores.

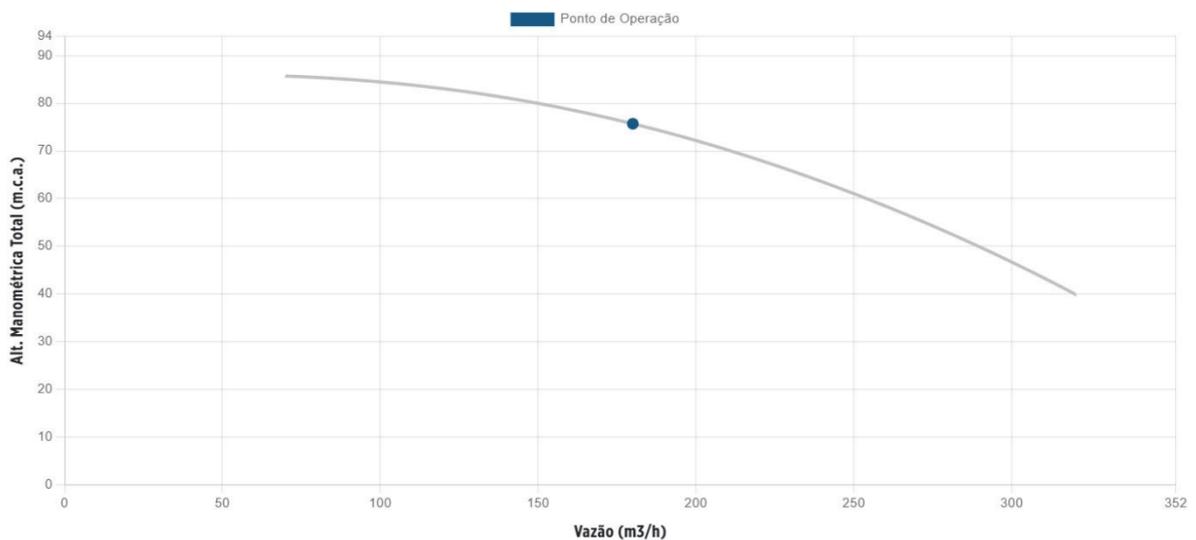
No contexto do projeto, é viável a adoção de um inversor de frequência cujo objetivo é permitir um controle preciso da velocidade da bomba, adaptando-a às variações de demanda no terreno. Além disso proporciona partida suave, auxiliam a reduzir o desgaste mecânico, proporcionando um prolongamento da vida útil da bomba, evitando o golpe de aríete durante desligamentos abruptos.

Um importante adendo é que essa tecnologia, contribui para a eficiência energética ao ajustar dinamicamente a velocidade da bomba conforme a necessidade, resultando em menor consumo de energia e custos operacionais.

5.3 ANÁLISE ENERGÉTICA

As bombas selecionadas para o sistema são da fabricante Schneider, identificadas como modelo 125-080-200 F 75 T 2P 60 3/6, conforme mostrado na Figura 18.

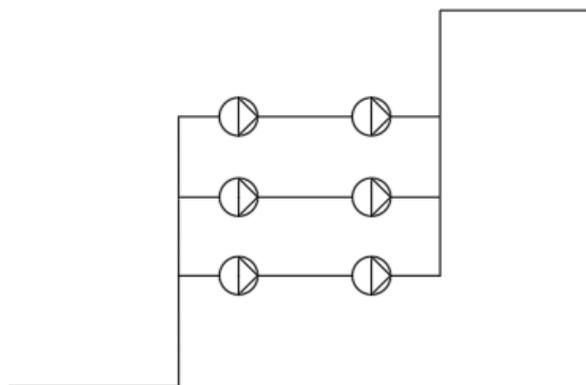
Figura 18 – Foto ilustrativa do modelo escolhido e suas especificações técnicas.



Fonte: [Site Schneider](#).

Aplicando as equações apresentadas na Seção 3.7, realizou-se o cálculo do consumo de energia para seis bombas por meio do software ESS com os devidos resultados na Tabela 4, ilustrado de forma esquemática a disposição do sistema de bombeamento na Figura 19. O algoritmo encontra-se detalhado no Apêndice B ao fim deste relatório.

Figura 19 – Disposição das motobombas no sistema de bombeamento.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 4 – Resultados necessários para o cálculo do consumo.

Conjugado da motobomba [N*m]	150,5
Velocidade do motor a 48,5 Hz [rpm]	2910
Escorregamento do motor	0,0277
Velocidade nominal com base no escorregamento [rpm]	2829

Fonte: Autoria própria

Para realizar uma comparação entre os cenários com e sem o uso de inversor de frequência, emprega-se a Equação 29 para calcular o consumo de energia, considerando as horas e dias de operação. A Tabela 5 destaca os gastos ao longo de 1 mês, 6 meses e 1 ano, adotando uma tarifa de R\$ 0,81 por kWh, baseado no site oficial da CEMIG para zonas normais rurais e irrigação em dias alternados.

$$\text{Consumo [kWh]} = \frac{\text{Potência [W]} * \text{Horas [h]} * \text{Dias}}{1000} \quad (29)$$

Tabela 5 – Resultados para comparativo entre o cenário com e sem inversor, e sua economia em relação ao tempo

Tempo	Consumo em kWh		Economia
	Com inversor	Sem inversor	
1 mês	94.226	104.257	R\$ 8.125,11
6 meses	571.879	632.492	R\$ 49.096,53
1 ano	1.150.000	1.272.000	R\$ 98.820,00

Fonte: autoria Própria.

6 CONCLUSÃO

O presente estudo abordou o desenvolvimento de um dimensionamento de pivô central em plano inclinado, empregando conceitos matemáticos de hidráulica e elétrica para a elaboração do algoritmo. Os valores obtidos para as pressões no manifold, antes do controlador de pressão, situaram-se dentro das expectativas, acompanhados pelo comportamento adequado das curvas. A inclinação proporciona uma redução na frequência de operação do sistema de bombeamento, resultando em economia significativa de energia e consumo.

Dado que o pivô abrange uma área de irrigação de aproximadamente 120 hectares, é plausível que a demanda por água seja substancial, especialmente nos lances mais distantes, corroborando o padrão em escada no gráfico das vazões por lance.

No que diz respeito à seleção dos aspersores, a escolha da empresa modelo não seguiu critérios específicos. A dificuldade concentrou-se na modelagem matemática considerando a inclinação e nos arranjos dos loops no algoritmo. A ausência de trabalhos acadêmicos semelhantes foi um desafio, superado ao longo do desenvolvimento do projeto.

É crucial salientar que toda a parametrização foi realizada por meio dos softwares QGis e Google Earth, devido à impossibilidade de visita ao local escolhido. Portanto, é válido ressaltar a existência de uma margem de erro nas considerações feitas, embora nenhuma delas tenha impacto significativo.

O sistema de bombeamento, composto por seis bombas de 75 CV dispostas em paralelo e em série, foi escolhido com base na praticidade. Poucos testes foram conduzidos com outros modelos para comparação de consumo, abrindo assim a possibilidade para futuros experimentos no tema.

Em suma, o trabalho alcançou seu objetivo ao dimensionar um sistema para irrigação por pivô central em plano inclinado, utilizando modelos físicos e matemáticos por meio do software EES (Engineering Equation Solver). O foco foi assegurar um controle eficaz das vazões, evitando subdimensionamento ou superdimensionamento e, conseqüentemente, promovendo uma melhor eficiência energética e hídrica.

REFERÊNCIAS

- ÇENGEL, Y.; CIMBALA, J. **MECÂNICA DOS FLUIDOS**. 1. ed. [s.l: s.n.].
- CHRISTOFLODLS, D. **Água na produção de alimentos: o papel da academia e da indústria no alcance do desenvolvimento sustentável**, 2008. (Nota técnica).
- COELHO, W. R. **ANÁLISE DO FENÔMENO DE CAVITAÇÃO EM BOMBA CENTRÍFUGA**. , 30 jan. 2006. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/88879>>. Acesso em: 18 nov. 2023
- DEVITTE, W. **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA PARA MEDIR O CONJUGADO DE UM MOTOR DE INDUÇÃO**. [s.l: s.n.].
- FERRAZ, A. et al. Água: A pegada hídrica no setor alimentar e as potenciais consequências futuras. **Acta Portuguesa de Nutrição**, 30 set. 2020.
- FERREIRA, V. M. **Irrigação e Drenagem**. [s.l: s.n.]. v. 1
- GONÇALVES, T. et al. Avaliação de fator de atrito pelo método de newton para solução da equação de Colebrook–White. **Revista Perspectiva**, v. 45, n. 171, p. 55–64, 13 out. 2021.
- JOSEPH, A. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. [s.l: s.n.]. v. 2
- LENGSFELD, F.; DUARTE, R.; ALTIERI, C. **Manual de Treinamento - Bombas KSB. KSB Bombas Hidráulicas S/A**, 2003.
- MARQUELLI, W.; SILVA, W. **SELEÇÃO DE SISTEMAS DE IRRIGAÇÃO PARA HORTALIÇAS**. **Embrapa**, 1998.
- MORAES, M. J. et al. Automação em sistema de irrigação tipo pivô central para economia de energia elétrica. **Engenharia Agrícola**, v. 34, n. 6, p. 1075–1088, dez. 2014.
- PACELLY, C.; DE ARAÚJO, B. **MECÂNICA DOS FLUIDOS uma abordagem voltada ao ensino e aprendizagem em nível universitário**. [s.l: s.n.].
- PEREIRA, A. S. Sistemas de irrigação pivô central: principais problemas em projetos e assistência técnica. Em: Jaguariúna - SP: [s.n.]. p. 292–296.
- PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. 4º ed. [s.l.] Livros Técnicos e Científicos Editora, 1979.
- SEKARAN, D. **Laboratory Experiment: Flow through Pipes Laboratory 2: Flow through Pipes Technical Report**. , 2021. Disponível em: <<https://www.researchgate.net/publication/351686660>>
- TESTEZLAF, R. **IRRIGAÇÃO: MÉTODOS, SISTEMAS E APLICAÇÕES**. 1. ed. Campinas: Editora Eletrônica, 2017. v. 1

Os Reguladores De Pressão Podem Melhorar A Eficiência De Irrigação Do Pivô | Senninger Irrigation. **Senniger**, 2023. Disponível em: <<https://www.senninger.com/pt/news/2021/09/1/os-reguladores-de-pressao-podem-melhorar-eficiencia-de-irrigacao-do-pivo>>. Acesso em: 24 de nov. de 2023.

FE CASE. **Schneider**, 2023. Disponível em: <<https://fe-case.com.br/calculator/share/87230983-00?flow=180&head=75.7>>. Acesso em: 24 de nov. de 2023.

VALORES DE TARIFAS E SERVIÇOS. **CEMIG**, 2023. Disponível em: <<https://www.cemig.com.br/atendimento/valores-de-tarifas-e-servicos/>>. Acesso em: 04 de dez. de 2023.

KOMET ASPERSORES PARA PIVÔ. **KOMET**, 2023. Disponível em: <<https://www.kometirrigation.com/pt-br/produtos/aspersores-para-pivo>>. Acesso em: 24 de nov. de 2023.

7 APÊNDICE A – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO DE VAZÕES, PRESSÕES E PERDA DE CARGA

```
status$='baixa'
```

```
freq=48,5
w=3500*freq/60
```

```
"75 cv"
```

```
Duplicate i=1;117
  x[i]=(3*(freq/60)*Lookup('Lookup 2';i;'vazao'))/3600
  y[i]=2*(freq/60)^2*Lookup('Lookup 2';i;'recalque')
End
Call CURVEFIT1D('Polynomial2';x[1..117];y[1..117]:c[1..3])
```

```
"PIVÔ CENTRAL"
```

```
talude=5
teta=arcsin(talude/100)
```

```
"inclinação do terreno [%]"
```

```
"determinação das vazões de projeto por lance"
```

```
Duplicate i=1;nL
A[i]=pi#*((i*tL)^2-((i-1)*tL)^2)
vol[i]=A[i]*0,009
Q_proj[i]=vol[i]/21
Q_asp[i]=Q_proj[i]/na

Q_catalogo[i]=Q_asp[i]*convert(m^3/h;l/h)
End
```

```
Q_total=sum(Q_proj[i];i=1;nL)
area=sum(A[i];i=1;nL)
area_hec=area*convert(m^2;hectare)
```

```
"cálculo do pivô"
```

```
H_head=c[3]*Q[2]^2+c[2]*Q[2]+c[1]
```

```
//Qproj=536/3600
```

```
e=5,186e-05
nu=1,022e-06
```

```
D[1]=14*25,4e-03
```

```
"diâmetro de sucção"
```

```
D[2]=12*25,4e-03
```

```
"diâmetro de recalque"
```

```
D_p=8*25,4e-03
D_a=1*25,4e-03
```

```
"diâmetro da lança"
```

```
"diâmetro do pescoço de ganso"
```

```
tL=45
nL=14
```

```
"comprimento do lance"
```

```
"quantidade de lances"
```

```

na=20                                "quantidade de aspersores"
H[1]=-3                                "altura de sucção"

L[1]=50                                "comprimento de sucção"
L[2]=1060                              "comprimento de recalque"

L_talude=1000                          "comprimento da base do talude até o pivo"

n=nL*na                                "número de aspersores totais"

L_p=(tL*nL)/n                          "distância entre os aspersores"

L_a=2                                   "comprimento do pescoço de ganso"

h_l=4                                   "altura da lança em relação ao solo"
h_a=2                                   "altura do aspersor em relação ao solo"
h_t=3                                   "altura da base do talude em referência a
bomba"

Q[1]=Q[2]
Q[2]=Q_p[1]

"sucção"
f[1]=moodychart((4*Q[1])/(pi#*D[1]*nu);e/D[1])
H[1]-f[1]*(L[1]/D[1])*(8*Q[1]^2)/(pi#^2*g#*D[1]^4)=H[2]

"recalque"
f[2]=moodychart((4*Q[2])/(pi#*D[2]*nu);e/D[2])
H[2]-f[2]*(L[2]/D[2])*(8*Q[2]^2)/(pi#^2*g#*D[2]^4)+H_head=H_hat[1]

"balanço de energia"

H_hat[1]-f_p[1]*((L_p/2)/D_p)*(8*Q_p[1]^2)/(pi#^2*g#*D_p^4)=H_hat[1+1]

H_hat[1+1]-f_a[1]*(L_a/D_a)*(8*Q_a[1]^2)/(pi#^2*g#*D_a^4)-(H_hat[1+1]-PSR[1]-H_dot[1])-
129,6e+06*(Q_a[1]/Kv[1])^2=H_dot[1]

Duplicate i=2;n
  H_hat[i]-f_p[i]*(L_p/D_p)*(8*Q_p[i]^2)/(pi#^2*g#*D_p^4)=H_hat[i+1]

  H_hat[i+1]-f_a[i]*(L_a/D_a)*(8*Q_a[i]^2)/(pi#^2*g#*D_a^4)-(H_hat[i+1]-PSR[i]-H_dot[i])-
129,6e+06*(Q_a[i]/Kv[i])^2=H_dot[i]
End

"fator de atrito"
Duplicate i=1;n
  f_p[i]=moodychart((4*Q_p[i])/(pi#*D_p*nu);e/D_p)
  f_a[i]=moodychart((4*Q_a[i])/(pi#*D_a*nu);e/D_a)
End

"balanço de massa"
Duplicate i=1;n-1
  Q_p[i]=Q_p[i+1]+Q_a[i]
End
Q_p[n]=Q_a[n]

Duplicate i=1;n
  Q_dot[i]=Q_a[i]*3600

```

```

    asp[i]=i
End

Qpivo_dot=sum(Q_dot[i];i=1;n)

Duplicate i=1;n
    H_hat[i]-H_dot[i]-h_a=(P[i]*convert(bar;Pa))/(1000*g#)
End

```

"Altura do aspersor em relação a referência"

```

$IF status$='alta'
H_dot[1]=h_t+tan(teta)*L_talude+tan(teta)*(1*L_p/2)+h_l

Duplicate i=2;n
    H_dot[i]=h_t+tan(teta)*L_talude+tan(teta)*(i*L_p+L_p/2)+h_l
End
$ENDIF

$IF status$='baixa'
H_dot[1]=h_t+tan(teta)*L_talude-tan(teta)*(1*L_p/2)+h_l

Duplicate i=2;n
    H_dot[i]=h_t+tan(teta)*L_talude-tan(teta)*(i*L_p+L_p/2)+h_l
End
$ENDIF

```

"Definição dos KV's e PSR"

```

Duplicate i=1;na
    Kv[i]=0,226
    PSR[i]=0,41*10
End

Duplicate i=na+1;2*na
    Kv[i]=0,622
    PSR[i]=0,41*10
End

Duplicate i=2*na+1;3*na
    Kv[i]=1,047
    PSR[i]=0,41*10
End

Duplicate i=3*na+1;4*na
    Kv[i]=1,484
    PSR[i]=0,41*10
End

Duplicate i=4*na+1;5*na
    Kv[i]=1,489
    PSR[i]=0,69*10
End

Duplicate i=5*na+1;6*na
    Kv[i]=1,841
    PSR[i]=0,69*10
End

```

```
Duplicate i=6*na+1;7*na  
  Kv[i]=2,173  
  PSR[i]=0,69*10  
End
```

```
Duplicate i=7*na+1;8*na  
  Kv[i]=2,531  
  PSR[i]=0,69*10  
End
```

```
Duplicate i=8*na+1;9*na  
  Kv[i]=2,310  
  PSR[i]=1,03*10  
End
```

```
Duplicate i=9*na+1;10*na  
  Kv[i]=2,554  
  PSR[i]=1,03*10  
End
```

```
Duplicate i=10*na+1;11*na  
  Kv[i]=2,811  
  PSR[i]=1,03*10  
End
```

```
Duplicate i=11*na+1;12*na  
  Kv[i]=3,079  
  PSR[i]=1,03*10  
End
```

```
Duplicate i=12*na+1;13*na  
  Kv[i]=3,360  
  PSR[i]=1,03*10  
End
```

```
Duplicate i=13*na+1;14*na  
  Kv[i]=3,086  
  PSR[i]=1,38*10  
End
```

8 APÊNDICE B – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO DE CONSUMO DE ENERGIA

"Consumo de energia"

$P_{ce_a} = 75 \cdot 735,499$	{potência efetiva 60 Hz - a}
$CCe = (60 \cdot P_{ce_a}) / (2 \cdot \pi \cdot n_r)$	{conjugado da motobomba}
$N_s = (120 \cdot f) / 2$	{aplica-se f=60 Hz e 48,5 Hz}
$s = ((n_a - n_r) / n_a)$	{escorregamento}
$n_m = ((1 - s) \cdot N_s)$ escorregamento}	{rotação do motor em consideração ao
$CCe = (60 \cdot P_{ce_b}) / (2 \cdot \pi \cdot n_m)$	{potência efetiva 48,5 Hz - b}
$f = 48,5$	{frequência na parte baixa Hz}
$n_r = 3500$	{rotação retirada do catálogo da motobomba}
$n_a = 3600$	{rotação na frequência máxima $(120 \cdot f = 60) / 2$ }
$C_1 = (6 \cdot P_{ce_a} \cdot 10,5 \cdot 183) / 1000$	{consumo para bomba na situação alta kWh}
$C_2 = (6 \cdot P_{ce_b} \cdot 10,5 \cdot 183) / 1000$ kWh}	{consumo para bomba na situação baixa
$C_t = (C_1 + C_2)$ frequência kWh}	{somatória dos dois casos com inversor de
$V_i = (C_1 + C_2) \cdot 1,05$	{Valor R\$ adotando 1 kWh = R\$ 1,05}
$C_3 = (6 \cdot P_{ce_a} \cdot 21 \cdot 183) / 1000$ frequência kWh}	{consumo considerando sem inversor de
$V_s = C_3 \cdot 1,05$	{Valor R\$ adotando 1 kWh = R\$ 1,05}
$Eco = V_s - V_i$	{diferença entre os dois casos R\$}