



**Charles Zimmermann Robaert
Silvano Andre Schmidt Reckziegel**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE IRRIGAÇÃO
UTILIZANDO EFLUENTE INDUSTRIAL TRATADO**

Horizontina

2013

**Charles Zimmermann Robaert
Silvano Andre Schmidt Reckziegel**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE IRRIGAÇÃO
UTILIZANDO EFLUENTE INDUSTRIAL TRATADO**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Ademar Michels, Doutor.

Horizontina

2013

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

“Dimensionamento de um sistema de irrigação utilizando efluente industrial tratado”

Elaborada por:

**Charles Zimmermann Robaert
Silvano Andre Schmidt Reckziegel**

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 04/12/2013
Pela Comissão Examinadora**

**Prof. Dr. Ademar Michels
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Me. Anderson Dal Molin
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2013**

DEDICATÓRIA

Agradecemos este trabalho a Deus, as nossas famílias, amigos e a todos que acreditaram, incentivaram e apoiaram nossa caminhada.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar a Deus pela graça da vida, as nossas famílias pelo apoio incondicional e pelos ensinamentos fundamentais que nos serviram de base para nossa conquista.

Ao professor orientador Ademar Michels pelo apoio nas orientações, incentivos, empenho e pela paciência e dedicação no desenvolvimento do nosso trabalho.

A todos os professores da FAHOR que passaram por nossa vida acadêmica, pelos ensinamentos e amizades construídas durante o período.

Aos grandes amigos e colegas que estiveram conosco durante nossa trajetória acadêmica em especial, Clóvis Mattjie, Renato Ristof, Jairo Muller, Guilherme Ribas, Laercio Reckziegel, Cristiano Borchate pessoas que nos auxiliaram na nossa vida acadêmica.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis.”

(José de Alencar)

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi apresentar dimensionamento de um sistema de irrigação e do rotor da bomba. A correta elaboração de projetos de irrigação faz-se necessário para obter maior aproveitamento dos recursos hídricos, em vista da escassez dos mesmos. Buscou-se através de um embasamento teórico nas literaturas existentes, demonstrar uma sequência simples e de fácil entendimento, das principais equações necessárias para o dimensionamento, por isso descreveu-se as principais etapas de cálculo de forma sucinta. O dimensionamento foi realizado através de um estudo inicial da área irrigada, visando obter os parâmetros iniciais, e em seguida seguiu-se os roteiros de cálculos propostos pelas bibliografias pesquisadas. Com a execução dos cálculos obteve-se os dados necessários para a elaboração do esboço do rotor. Identificou-se através dos resultados obtidos, a importância do dimensionamento utilizando todas as variáveis que influenciam no desenvolvimento e desempenho do equipamento, evitando assim, possíveis desperdícios de materiais, superdimensionamento, buscando o racionamento dos recursos hídrico.

Palavras-chave: Sistema de Irrigação. Dimensionamento. Rotor da Bomba.

ABSTRACT

The objective of this study was to present the sizing of the irrigation system, and pump impeller. The correct development of irrigation projects is necessary for better utilization of water resources in view of the scarcity of such. We sought through a theoretical basis in existing literatures, demonstrate a simple and easy to understand sequence, the main equations necessary for the sizing, therefore described the main stages of calculating succinctly. The sizing was carried out through an initial study of the irrigated area in order to obtain the initial parameters, and then followed the routes of calculations offered by bibliographic searches, with these calculations, we identified the necessary data for the preparation of outline design. We attempted, through a theoretical foundation in the existing literature, to demonstrate a simple and easy sequence to understand, the main equations necessary for the design of the sizing. Through the results it was identified the importance of a sizing using all the variables that influence the performance of the equipment, thus avoiding wastage of materials, sizing and rationing of water resources.

Keywords: Irrigation system. Sizing. Pump impeller.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
2. REVISÃO DA LITERATURA	11
2.1 FONTE HÍDRICA (EFLUENTE TRATADO)	11
2.2 IMPORTÂNCIA DA IRRIGAÇÃO	11
2.3 MÉTODOS DE IRRIGAÇÃO.....	12
2.3.1 IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO	12
2.3.2 IRRIGAÇÃO LOCALIZADA	13
2.3.3 IRRIGAÇÃO SUBTERRÂNEA	13
2.3.4 IRRIGAÇÃO DE SUPERFÍCIE	13
2.4 DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE IRRIGAÇÃO.....	14
2.4.1 DIMENSIONAMENTO DOS ACESSÓRIOS E TUBULAÇÕES.....	14
2.4.2 DIMENSIONAMENTO DA BOMBA	16
2.4.2.1 O CÁLCULO DO SALTO ENERGÉTICO ESPECÍFICO IDEAL	21
2.4.2.2 CORREÇÃO DA VELOCIDADE TANGENCIAL NA SAÍDA DO ROTOR	23
2.4.2.3 CÁLCULO DEFINITIVO DO DIÂMETRO E DA LARGURA DE SAÍDA DO ROTOR	23
3. METODOLOGIA	25
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	25
3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	26
4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	27
4.1 ESTUDOS DAS CARACTERÍSTICAS DO TERRENO IRRIGADO	27
4.2 ASPERSOR E ACESSÓRIOS UTILIZADOS	28
4.2.1 NÚMERO DE ASPERSORES ($N^{\circ}A$)	29
4.2.2 VAZÃO NAS LINHAS LATERAIS (Q_L).....	29
4.2.3 VAZÃO NA LINHA PRINCIPAL (Q_T)	31
4.2.4 DIMENSIONAMENTO DA BOMBA	33
4.2.5 CÁLCULO DEFINITIVO DO DIÂMETRO E DA LARGURA DE SAÍDA DO ROTOR	42
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	47
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	48
APÊNDICE A - ESBOÇO DETALHADO DO ROTOR Nº1.	49
APÊNDICE B - ESBOÇO DETALHADO DO ROTOR Nº2.	50
APÊNDICE C - ESBOÇO DETALHADO DO ROTOR Nº3.	51
ANEXO A - DIAGRAMA DE MOODY.	52

1. INTRODUÇÃO

A irrigação teve seu início cerca de 4000 a.C., onde as antigas civilizações descobriram que lançando as sementes das plantas em locais úmidos, fazia com que essas germinassem antes daquelas jogadas em solos secos, e além disso, sua produção era maior. A primeira grande obra da engenharia voltada a irrigação da qual há relatos, foi no antigo Egito quando um faraó ordenou a construção de diques e represas para o desvio parcial do rio Nilo. A necessidade crescente por alimentos e a utilização de áreas com deficiências hídricas, foram fatores que impulsionaram a utilização da irrigação no início do século XX.

Estima-se que atualmente 17% das áreas cultivadas no planeta sejam irrigadas e estas áreas são responsáveis por 40% da produção mundial. A oferta hídrica limita a utilização desse método, conforme Caruso (1998), cerca de 70% do total de água doce consumida no mundo é direcionada para a irrigação. No Brasil devido à variação climática, natureza dos solos, culturas e oferta hídrica desproporcional, não há um sistema de irrigação ideal que satisfaça totalmente todas essas peculiaridades. Portanto, para tornar um projeto de irrigação viável e com mais eficiência, evitando desperdícios de água e energia, são necessários bons projetos de engenharia.

Uma grameira da região noroeste do Rio Grande do Sul, produtora de leivas de grama destinadas ao paisagismo, jardins, campos de futebol, etc., tem sua produção limitada devido às precipitações irregulares. A empresa possui uma área grama plantada de 8640m². Sendo assim, surge a necessidade de irrigar a área para garantir a produção.

A fonte hídrica a ser utilizada é efluente industrial tratado de uma empresa da região, de acordo com Bertoncini, (2008), esta fonte é amplamente utilizada em países europeus. Além disso, a utilização do efluente serve também como fertilizante devido suas características. A disponibilidade desse recurso na empresa é de 90.000 litros/dia.

O problema surgiu quando o proprietário buscou adquirir o material necessário para a montagem do sistema de irrigação por aspersão. Encontrou no mercado uma grande quantidade de modelos de bombas e tubulações, porém, não ofereciam confiabilidade de que seriam apropriadas para a área de cultivo da grameira, podendo assim estar superdimensionadas ou subdimensionadas.

Destaca-se a importância do dimensionamento e a correta empregabilidade de uma máquina de fluxo. A maior parte das máquinas de fluxo é composta por dois componentes: o rotor, responsável pela transformação da energia em trabalho e o estator que tem por objetivo conduzir o fluido. A característica ideal de um conjunto moto-bomba bem como o melhor rendimento obtém-se através do conhecimento das características do fluido, ambiente ou local de instalação e operacionalidade.

O objetivo deste trabalho é dimensionar sistema de irrigação por aspersão, detalhando, sistema de distribuição d'água e o rotor da bomba, buscando minimizar gastos relacionados ao dimensionamento e materiais. Considerando o relevo do terreno, tipo de cultura e racionalização do uso dos recursos hídricos.

Os objetivos específicos desse projeto de irrigação são:

- Avaliar a área a ser irrigada, caracterizar o relevo e a superfície;
Dimensionar detalhadamente o sistema de irrigação por aspersão, que compreende no:
 - ✓ Determinar as perdas de cargas nas tubulações.
 - ✓ Dimensionamento do rotor;
 - ✓ Dimensionamento do sistema de distribuição (tubulação de sucção, tubulação de recalque e aspersores).

2. REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura abrange as teorias que suportam o trabalho em desenvolvimento, pesquisando os principais autores e suas contribuições para o desenvolvimento do trabalho. Será apresentado um embasamento teórico sobre a irrigação no Brasil, principais métodos de sistemas de irrigação, projetos de irrigação e projetos construtivos de bombas.

2.1 FONTE HÍDRICA (EFLUENTE TRATADO)

A reutilização da água é hoje um fator importante para a gestão dos recursos hídricos. O solo tem poder depurador sobre as águas, funciona como filtro, também promove a decomposição da matéria orgânica ainda presente em efluentes tratados. O uso desta fonte hídrica deve ser constantemente monitorado, para que não haja contaminação do sistema solo-água-planta.

Existem diversas possibilidades de reuso dos efluentes, sendo que os mais comuns são: os efluentes urbanos, os agrícolas, os industriais, os domésticos, entre outros. O efluente industrial tratado é proveniente da água utilizada em diversos setores como: frigoríficos, petrolíferas, metal mecânica, entre outras. O reuso dessa água já é realidade em vários países, no Brasil essa técnica já é utilizada em plantações de cana de açúcar (BERTONCINI, 2008).

2.2 IMPORTÂNCIA DA IRRIGAÇÃO

A agricultura irrigada tem sido uma das grandes estratégias agrícolas do Brasil e do mundo, gerando desenvolvimento mais sustentável no campo, e maior geração de renda e empregos. Segundo Mantovani *et al.* (2004), atualmente mais da metade da população mundial depende de alimentos produzidos em sistemas irrigados, no Brasil e no mundo a irrigação está se profissionalizando a níveis nunca vistos, visando produzir mais, melhor e com menores custos, proporcionando aos consumidores produtos de maior qualidade e com preços competitivos.

Segundo Lima, Ferreira e Christofidis (1999), embora o Brasil possua cerca de 8% da água doce disponível no mundo, por muito tempo permaneceu sem dar a devida importância ao uso e preservação dos seus recursos hídricos. Com o

crescimento populacional, e a migração da população do campo para a cidade ocorreu à impulsão pelo maior aproveitamento desses recursos, que vem proporcionando a máxima produção, principalmente nas regiões agrícolas áridas. Além disso, a intensificação da prática de irrigação estabelece uma opção estratégica de grande importância para aumentar a oferta de produto, melhorando a qualidade e produtividade.

A expansão da agricultura irrigada, praticada de forma sustentável, depende o avanço no desenvolvimento e difusão de tecnologias nas áreas de irrigação, engenharia, agronomia e biologia. A utilização desordenada da água na irrigação torna evidente a importância de estratégias de planejamento, monitoramento e operação, relativas ao uso racional de recursos hídricos em projetos de irrigação. Políticas estratégicas devem ser consideradas em todas as esferas públicas, garantindo a expansão da agricultura irrigada, visando à sustentabilidade e disponibilidade da água para os múltiplos fins, em termos quantitativos e qualitativos, (BORGE Jr., 2008).

2.3 MÉTODOS DE IRRIGAÇÃO

Na engenharia de irrigação são conhecidos inúmeros métodos dentre eles destacam-se a irrigação por aspersão, localizada, subterrânea e superfície. Na escolha de um método não é possível definir qual deles é o melhor e sim o que melhor se adapta ao ambiente a ser irrigado. Cada método é dividido por dois ou mais sistemas, isso se deve a variação de solos, climas, culturas, disponibilidade de energia e condições socioeconômicas para as quais um determinado sistema de irrigação deve ser adaptado (ANDRADE, 2001).

Para Pires et al. (1999), na escolha de um método de irrigação devemos observar alguns aspectos, como a disponibilidade de água, energia, mão-de-obra, topografia, custos, tipos de solo e clima.

2.3.1 Irrigação por aspersão

Conforme Agribusiness Worldwide (1989), a irrigação por aspersão pulveriza a água por meio de aspersores ou difusores instalados em tubulações de

distribuição pressurizadas. O conjunto instalado pode ser fixo ou móvel, o fluxo pode ser controlado pelo sistema.

Andrade (2001), diz que no método da aspersão, jatos de água aplicados no ar caem sobre a cultura na forma de chuva. As principais vantagens do sistema de irrigação por aspersão são a facilidade da adaptação às condições de solo, relevo e cultivo, boa eficiência, possibilidade de automação, diversificação no manejo, sendo possível a intercalação de uma área a outra, as tubulações são removíveis facilitando o preparo do solo.

2.3.2 Irrigação localizada

Segundo Andrade (2001), neste método a água é aplicada em uma fração do sistema radicular das plantas através de emissores pontuais (gotejadores), lineares (tubos porosos) ou superficiais (micro aspersores). Por ser um sistema pontual de aplicação, este sistema pode gerar uma grande economia de água. É benéfico às culturas que exigem alta umidade do solo. O grande obstáculo encontrado nesse sistema é o elevado custo de inicial, recomendado para culturas com maior valor econômico.

2.3.3 Irrigação subterrânea

A irrigação subterrânea ou subirrigação como também é conhecida, requer o levantamento do lençol freático de modo que a ação capilar atrairá a água do solo para a zona radicular das plantas. A água é conduzida à zona saturada abaixo das raízes da planta através de condutos ou canais subterrâneos. Só é possível a utilização desse sistema onde o nível freático estiver a pouca profundidade (AGRIBUSINESS WORLDWIDE, 1989).

2.3.4 Irrigação de superfície

Na irrigação de superfície a água é distribuída na superfície por gravidade. Exigindo o nivelamento da superfície do solo de modo a permitir que a água flua uniformemente pelos canais abertos no solo. A água penetra no solo a partir desses

canais. A quantidade aplicada é determinada pela taxa de porosidade do solo e pelo tempo ideal em que a água deve ficar disponível em qualquer ponto da superfície do solo. Um canal pode ser um sulco entre duas ruas das plantas, uma faixa limitada por diques baixos, ou o campo inteiro pode ser irrigado (AGRIBUSINESS WORLDWIDE, 1989).

2.4 DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE IRRIGAÇÃO

Todo sistema de irrigação é composto por três principais componentes, é necessário primeiramente uma bomba para recalcar o fluido, em seguida precisa-se de tubulações para conduzir o fluido até o local que se deseja irrigar, e por final são necessários emissores para distribuir o fluido sobre a vegetação. Segundo Biscaro (2009), é indispensável um dimensionamento correto do sistema de irrigação, visando à maximização do uso de energia utilizada para o funcionamento do sistema, e também buscando maior eficiência dos recursos hídricos utilizados, devido à escassez do mesmo.

2.4.1 Dimensionamento dos acessórios e tubulações

Segundo Biscaro (2009), para o dimensionamento de um sistema de irrigação, geralmente começa-se com a escolha do emissor, que é o elemento mecânico de maior importância, sendo responsável pela pulverização do jato d'água, após sua seleção dimensiona-se as tubulações de escoamento do fluido desde a bomba até o emissor.

Conforme Palmieri (1997), o escoamento do fluido depende de vários fatores, entre eles, a rugosidade interna da tubulação, diâmetro da tubulação, a velocidade e viscosidade do fluido. Biscaro (2009), comenta que é recomendado utilizar diâmetros para a tubulação que permitam uma velocidade de escoamento do fluido em torno de 1,5 m/s a 2 m/s, isto para que não ocorram turbulências no escoamento, obtendo assim uma perda de carga menor nas tubulações.

De acordo com Palmieri (1997), a perda de carga do sistema é em consequência dos fatores citados anteriormente, juntamente com as características físicas da tubulação, como comprimentos e acessórios. Os acessórios são os

elementos geradores de perdas de cargas localizadas, normalmente são causadores de mudanças bruscas no escoamento do fluido, segue a Equação 01, para o cálculo da perda de carga em tubulações.

$$\Delta p = f * \frac{L_{eq}}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad (01)$$

Onde:

Δp = Perda de carga (m);

f = Fator de fricção devido à rugosidade interna da tubulação (adimensional);

L_{eq} = Comprimento equivalente da tubulação (m);

D = Diâmetro da tubulação (m);

v = Velocidade de escoamento do fluido (m/s);

g = Intensidade do campo gravitacional (m/s²).

Para a obtenção do fator de fricção devido à rugosidade interna da tubulação segundo Brunetti (2008), utiliza-se o número de Reynolds calculado pela Equação 02, sendo que o resultado é comparado no diagrama de Moody (Anexo A), obtendo-se o valor do fator de fricção.

$$Re = \frac{(\rho * v * D)}{\mu} \quad (02)$$

Onde:

Re = Número de Reynolds (adimensional);

ρ = Massa específica do fluido recalado (kg/m³);

μ = Viscosidade dinâmica do fluido (Ns/m²).

A velocidade de escoamento do fluido é calculada pela Equação 03.

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi * D^2}{4}} \quad (03)$$

Onde:

Q = Vazão da tubulação (m³/s).

2.4.2 Dimensionamento da bomba

Conforme Biscaro (2009), o conjunto moto bomba, tem a função de sugar a água de sua fonte de origem e bombeá-la para o interior de tubulações apropriadas, em seguida conduzi-la para os emissores responsáveis pela aplicação da água. O motor pode ser elétrico ou a combustão interna, deve possuir potência necessária para fornecer energia mecânica ao rotor da bomba, o suficiente para que a água percorra uma determinada distância e altura, além, de fornecer a pressão adequada para a correta aplicação.

Segundo Henn (2006), para a realização de um projeto de rotor são necessários alguns parâmetros iniciais, dentre os quais: a vazão recalçada, salto energético específico disponível, aceleração da gravidade, variação de pressão e a rotação na qual a máquina vai trabalhar. A partir desses dados é determinado, o rendimento hidráulico, o rendimento volumétrico, o atrito e o rendimento mecânico. A forma da pá do rotor é caracterizada pelos ângulos de entrada e saída. Para um rotor de máquinas de fluxo com número finito de pás, busca-se o escoamento da corrente fluída sem atrito.

Além disso, o mesmo autor ainda coloca que, para a elaboração de projetos construtivos de bombas, são analisados vários elementos construtivos, sendo o rotor o elemento de maior importância no processo de transformação de energia em uma máquina de fluxo. O rotor não define apenas a quantidade de energia intercambiada na máquina e a predominância de uma das formas de energia sobre a outra, define também o seu comportamento para os diferentes regimes de operação, por meio das curvas características.

Após a determinação dos parâmetros iniciais é proposto por Henn (2006), a aplicação do roteiro de cálculos a seguir.

Inicialmente calcula-se a velocidade de rotação específica ou coeficiente de forma n_{qa} , conhecida como velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geométrica semelhante, para o seu cálculo utiliza-se a Equação 04.

$$n_{qa} = 10^3 * n * \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (04)$$

Onde:

n_{qa} = Velocidade de rotação específica (adimensional);

Q = Vazão da máquina (m^3/s);

Y = Salto energético específico fornecido ao fluido (J/kg);

n = Velocidade de rotação da máquina (rps).

A potência no eixo do rotor, ou a potência de acionamento da bomba é calculada pela Equação 05:

$$P_e = \frac{\rho * Q * Y}{n_t} \quad (05)$$

Onde:

P_e = Potência no eixo da bomba (W);

n_t = Rendimento total da máquina (adimensional).

O diâmetro do eixo da bomba é calculado pela Equação 06.

$$d_e = K_e * \sqrt[3]{\frac{P_e}{n}} \quad (06)$$

Onde:

d_e = Diâmetro do eixo (m);

P_e = Potência no eixo (kW);

n = Velocidade de rotação de projeto (rpm);

K_e = Coeficiente que depende da tensão de cisalhamento (adimensional).

É recomendado, $K_e = 14$ para bombas de apenas um estágio e $K_e = 16$ para bombas de vários estágios. Para o diâmetro do cubo adota-se de 10 à 30 mm maior do que o diâmetro do eixo.

A velocidade na boca de admissão é calculada pela Equação 07.

$$c_a = K_{ca} * \sqrt{2Y} \quad (07)$$

Onde:

c_a = Velocidade na boca de admissão (m/s);

K_{ca} = Coeficiente de velocidade na boca de sucção (adimensional).

Para bombas calcula-se o valor de K_{ca} pela Equação 08.

$$K_{ca} = 10^{-3} * 6,84 * n_{qa}^{2/3} \quad (08)$$

O diâmetro da boca de sucção é determinado pela Equação 09.

$$D_a = \sqrt{\frac{4Q}{\pi * n_v * c_a} + d_c^2} \quad (09)$$

Onde:

D_a = Diâmetro da boca de sucção (m);

n_v = Rendimento volumétrico (Adimensional);

d_c = Diâmetro do cubo (m).

O cálculo da altura de sucção máxima é realizado pela Equação 10.

$$H_{smáx} = (H_{sg} + H_{ps})_{máx} \quad (10)$$

Onde:

H_{sg} = Altura de sucção geométrica (m);

H_{ps} = Perda de carga na canalização de sucção (m).

Para o cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor inicialmente utiliza-se a Equação 11, determinando o coeficiente de pressão.

$$\Psi = 1,1424 - 0,0016 * n_{qa} \quad (11)$$

Onde:

Ψ = Coeficiente de pressão (adimensional).

Sabendo o resultado do Ψ calcula-se a velocidade tangencial de saída do rotor pela Equação 12.

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 * Y}{\Psi}} \quad (12)$$

Onde:

u_5 = Velocidade tangencial de saída do rotor (m/s).

A partir da velocidade tangencial de saída do rotor, calcula-se o diâmetro de saída do rotor pela Equação 13.

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi * n} \quad (13)$$

Onde:

D_5 = Diâmetro de saída do rotor (m);

n = Velocidade de rotação da máquina (rps).

Determinados os valores do diâmetro de saída do rotor e da velocidade de rotação específica, calcula-se o diâmetro de entrada do rotor utilizando a Equação 14.

$$\frac{D_4}{D_5} = 0,044 * n_{qa}^{1/2} \quad (14)$$

Onde:

D_4 = Diâmetro de entrada do rotor (m).

Para o cálculo da largura de entrada do rotor é necessário calcular inicialmente a componente meridiana de velocidade absoluta na entrada do rotor c_{m3} , conforme a Equação 15.

$$c_{m3} = 1,025 * C_a \quad (15)$$

Na próxima etapa calcula-se a largura na entrada do rotor, utilizando a Equação 16.

$$b_4 = \frac{Q}{\pi * n_v * D_4 * c_{m3}} \quad (16)$$

Onde:

b_4 = Largura na entrada do rotor (m);

c_{m3} = Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s).

Antes de calcular o ângulo de inclinação das pás na entrada é necessário adotar o valor do fator de estrangulamento para a entrada do rotor, este valor é

recomendado na faixa de 0,8 à 0,9 para bombas centrífugas. Com estes valores, calcula-se a velocidade absoluta do fluido à entrada do rotor e a velocidade tangencial para a entrada do rotor, utilizando as Equações 17 e 18 respectivamente.

$$c_4 = \frac{c_{m3}}{f_{e3}} \quad (17)$$

Onde:

f_{e3} = Fator de estrangulamento para a entrada do rotor (adimensional).

$$u_4 = \pi * D_4 * n \quad (18)$$

Para o cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada, utiliza-se a equação 19.

$$\beta_4 = \text{arc tg} * \frac{c_4}{u_4} \quad (19)$$

Onde:

β_4 = Ângulo de inclinação das pás na entrada (graus);

c_4 = Velocidade absoluta do fluido à entrada do rotor (m/s);

u_4 = Velocidade tangencial para a entrada do rotor (m/s).

O cálculo do número de pás do rotor é realizado pela Equação 20.

$$N = K_N * \frac{D_5 + D_4}{D_5 - D_4} * \text{sen} \frac{\beta_5 + \beta_4}{2} \quad (20)$$

Onde:

K_N = Coeficiente de correção (adimensional);

β_5 = Ângulo de inclinação das pás na saída do rotor (graus);

N = Número de pás.

Para bombas utiliza-se a Equação 21 para o cálculo da componente da velocidade absoluta na saída do rotor.

$$c_{m5} = 0,0135 * u_5 * \sqrt{n_{qa}} \quad (21)$$

Onde:

c_{m5} = Componente da velocidade absoluta na saída do rotor.

Para calcular a largura provisória de saída do rotor utilizando a Equação 22, é necessário adotar o valor do fator de estrangulamento para a saída do rotor. Para o dimensionamento de bombas centrífugas o valor recomendado por Henn (2006), é igual a 1, ou seja não à estrangulamento, pois a área de entrada do fluido é igual a área de saída do fluido no rotor.

$$b_5 = \frac{Q}{\pi * n_v * D_5 * c_{m5} * f_{e5}} \quad (22)$$

Onde:

b_5 = Largura provisória da saída do rotor (m);

f_{e5} = Fator de estrangulamento para a saída do rotor (adimensional).

No cálculo de fixação da largura das pás para rotor fundido utiliza-se a Equação 23.

$$e = 0,3 * (D_5 * b_5)^{1/3} \quad (23)$$

Onde:

e = Espessura das pás (mm);

D_5 = Diâmetro de saída do rotor (mm);

b_5 = Largura provisória de saída do rotor (mm).

2.4.2.1 O cálculo do salto energético específico ideal

Henn 2006 recomenda que para o cálculo do coeficiente de correção experimental para máquina com difusor de caixa espiral é utilizada a Equação 24.

$$K_p = 0,75 * \frac{(1 + \frac{\beta_5}{60^\circ})}{\pi * \text{sen}\beta_5} \quad (24)$$

Onde:

K_p = Coeficiente de correção experimental (adimensional).

O cálculo do momento estático do filete médio da corrente pode ser realizado pela Equação 25.

$$Sf = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2} \quad (25)$$

Onde:

Sf = Momento estático do filete das pás na saída do rotor (graus);

r_5 = Raio de saída do rotor (m);

r_4 = Raio de entrada do rotor (m).

Depois de calculado o coeficiente de correção experimental e o momento estático do filete das pás na saída do rotor, calcula-se o fator de deficiência de potência, fator este que considera as perdas causadas pelo formato do rotor da bomba, ou seja, as perdas causadas pelo atrito do fluido nas pás do rotor, para seu cálculo utiliza-se a Equação 26.

$$\mu = \frac{1}{1 + K_p * \frac{\pi * r_5^2}{N * Sf} * \text{sen}\beta_5} \quad (26)$$

Onde:

μ = Fator de deficiência de potência (adimensional).

Para o cálculo da energia específica intercambiada no rotor considerando número finito de pás utiliza-se a Equação 27.

$$Y_{pá} = \frac{Y}{n_h} \quad (27)$$

Posteriormente calcula-se a energia específica intercambiada no rotor considerando número infinito de pás, utilizando a Equação 28.

$$Y_{pá\infty} = \frac{Y_{pá}}{\mu} \quad (28)$$

Onde:

$Y_{pá\infty}$ = Energia específica intercambiada no rotor considerando número infinito de pás (J/kg);

$Y_{pá}$ = Energia específica intercambiada no rotor considerando número finito de pás (J/kg).

2.4.2.2 Correção da velocidade tangencial na saída do rotor

No cálculo da velocidade tangencial na saída do rotor, utiliza-se a Equação 29.

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2 * tg\beta_5} + \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2tg\beta_5}\right)^2 + Y_{pá\infty}} \quad (29)$$

A partir do resultado da velocidade tangencial na saída do rotor, calcula-se o valor da componente tangencial da velocidade da saída do rotor, utilizando a Equação 30.

$$c_{u5} = \frac{Y_{pá\infty}}{u_5} \quad (30)$$

Onde:

c_{u5} = Componente tangencial da velocidade da saída do roto (m/s).

2.4.2.3 Cálculo definitivo do diâmetro e da largura de saída do rotor

Utilizando o valor corrigido da velocidade tangencial na saída do rotor, pode-se calcular o valor definitivo para o diâmetro de saída, a partir da Equação 13.

Para determinar o fator de estrangulamento de saída das pás no rotor calcula-se inicialmente o passo e a espessura tangencial das pás na saída do rotor, utilizando as Equações 31 e 32 respectivamente.

$$e_{t5} = \frac{e_5}{sen\beta_5} \quad (31)$$

$$t_5 = \frac{\pi * D_5}{N} \quad (32)$$

Onde:

e_5 = Espessura das pás na saída do rotor (m);

e_{t5} = Espessura da pá na saída do rotor medida na direção tangencial (m);

t_5 = Passo na saída do rotor (m).

Definidos o passo e a espessura tangencial na saída do rotor calcula-se o fator de estrangulamento utilizando a Equação 33.

$$f_{e5} = \frac{t_5 - e_{t5}}{t_5} \quad (33)$$

Onde:

f_{e5} = Fator de estrangulamento (adimensional).

Com o resultado do fator de estrangulamento e utilizando a Equação 22 é possível calcular a largura de saída do rotor. Assim, finalizando as etapas do roteiro de cálculos para o dimensionamento do rotor.

3. METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

O trabalho se constituiu em uma pesquisa baseada na necessidade do cliente, em suprir o déficit de água para o cultivo de grama. A partir das condições do terreno, foi definida a melhor forma de suprir essa carência de forma economicamente viável, hidricamente sustentável e eficiente. Para a fonte hídrica propôs-se a utilização de efluente industrial tratado de uma empresa, com boas características químicas e físicas. A aplicação deste efluente traz benefícios ao cultivo de grama, podendo ser percebido a diminuição do uso de fertilizantes químicos e aumento considerável na produtividade.

Realizou-se uma avaliação, visual e com auxílio de equipamento específico como GPS de todas as características do terreno desde a lagoa onde fica armazenado o efluente até o local da instalação dos aspersores. Verificou-se um declive no terreno e uma grande distância entre o ponto de captação do efluente até o ponto de irrigação. As condições do solo e o volume de água diário necessário para a aspersão sobre o cultivo da grama foram levantados junto ao cliente.

Para o dimensionamento dos componentes do sistema de irrigação, procurou-se revisar a literatura pertinente. Seguiu-se o roteiro de cálculos específicos da mecânica dos fluidos e máquinas de fluxo, utilizando as unidades padronizadas pelo sistema internacional (SI). Também foram utilizados manuais de empresas que são consideradas referencia no ramo.

A eficiência do sistema é garantida com o dimensionamento do projeto através de cálculos seguindo literatura pertinente. Por ter grande influência no rendimento, para o dimensionamento do rotor fez-se um estudo minucioso a fim de se obter os melhores rendimentos possíveis dentro do recomendado por Henn (2006) que é de 60%. Para aumentar a velocidade do fluxo nos aspersores trabalhou-se em tubulações com diâmetros diferentes.

O modelamento do rotor realizou-se por meio computacional utilizando o SolidWorks 2013, que possibilita uma boa análise dos componentes. Após essa fase foi realizada uma análise dos resultados, bem como a viabilidade técnica do projeto.

3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Utilizaram-se os materiais e equipamentos citados a seguir na busca e processamento dos dados e parâmetros necessários para o dimensionamento sistema de irrigação, dentre os quais estão:

- Computador;
- Calculadora;
- GPS.

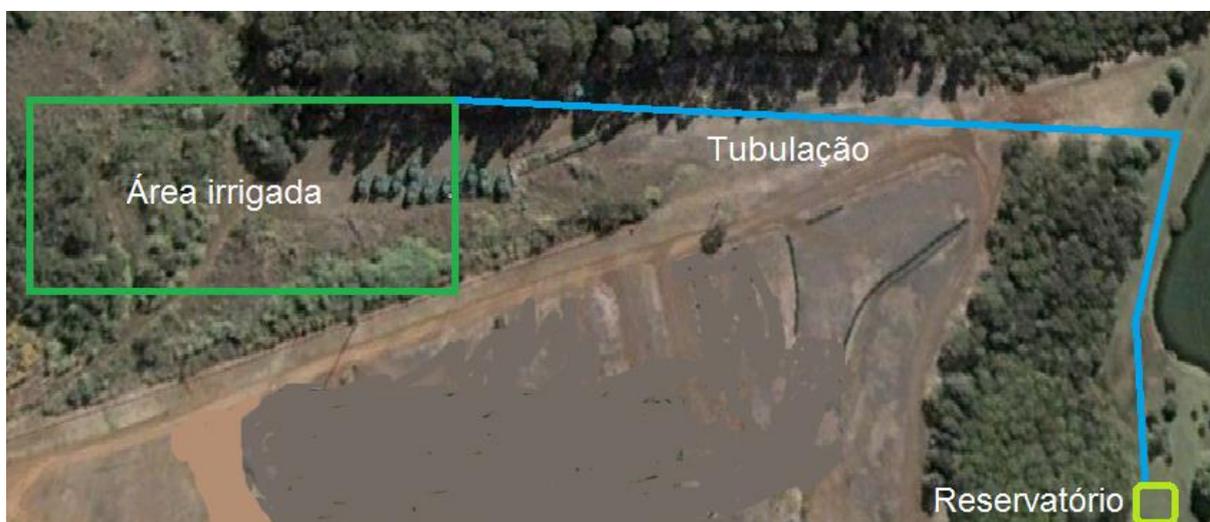
Com o auxílio de programas computacionais como o Excel e Word, além disso, foram utilizadas técnicas de projeto assistido por computador que incluem análise estrutural através de softwares como, PRÓ-E, SOLIDWORKS.

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 ESTUDOS DAS CARACTERÍSTICAS DO TERRENO IRRIGADO

A partir do interesse do cliente em aumentar a produtividade da grameira e também garantir a produção em épocas de estiagens, desenvolveu-se este dimensionamento do sistema de irrigação por aspersão. Primeiramente foram analisados aspectos do ambiente, características do solo, ocorrências de ventos no local, e o relevo. A fonte hídrica é garantida pela utilização do efluente tratado em substituição a água. O volume de efluente a ser aspergido diariamente, constitui em torno de 90.000 litros para a área de 8640 m² resultando aproximadamente à 10 litros de água por metro quadrado por hora de precipitação. As características do terreno a ser irrigado são de 1,5 % de desnível, valor considerado por Biscaro (2008), de pouco desnível, pois segundo o autor valores abaixo de 10 % podem ser desconsiderados. Na figura 1 visualiza-se a área a ser irrigada.

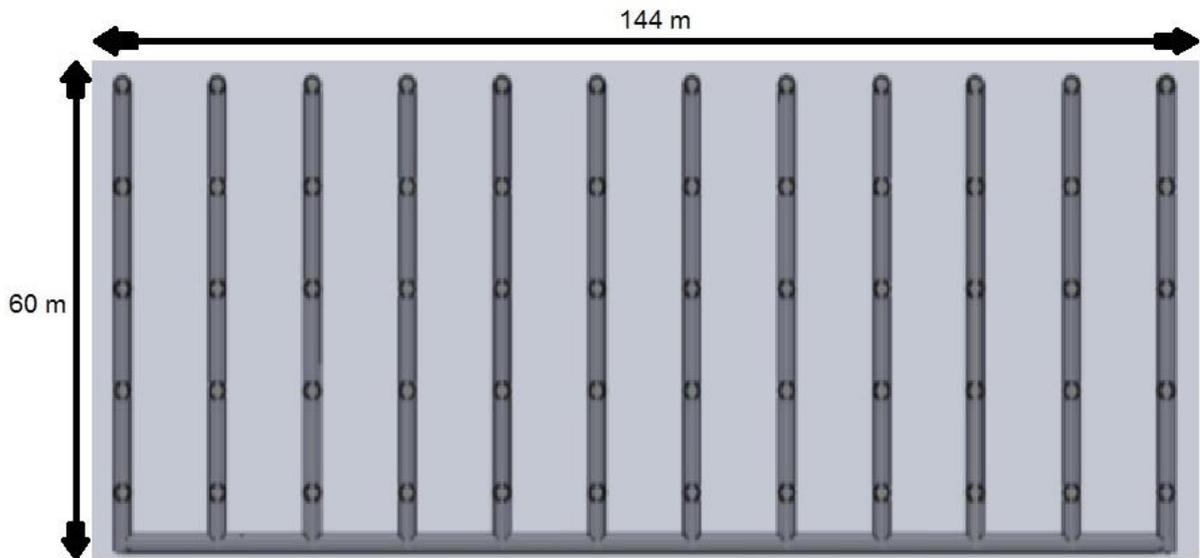
Figura 1: Área irrigada.



Considerando as características entre o terreno irrigado e a lagoa de armazenamento com auxílio de um GPS mediu-se a distância de 506 metros, e uma diferença de altitude de 10 metros entre um ponto e outro.

A área irrigada possui as dimensões de 60 x 144 m, totalizando 8640 m², conforme Figura 2 pode-se visualizar a área irrigada, com as linhas laterais e a posição dos aspersores distribuídas no espaçamento 12 x12 m.

Figura 2: Esquema da área com a distribuição da tubulação e aspersores



4.2 ASPERSOR E ACESSÓRIOS UTILIZADOS

O aspersor utilizado no dimensionamento é o modelo Agropolo NY 25, que opera com uma pressão de 196 kPa considerada baixa pelo fornecedor Agropolo, assim torna-se viável para a realização do projeto com alta eficiência. Outro aspecto que leva a utilizar este modelo de aspersor é a vazão aspersores distribuídos no espaçamento 12 x 12 m, pois existe a disponibilidade de 90.000 litros/ dia de efluente industrial tratado. No Quadro 1 visualiza-se as características do aspersor selecionado.

Quadro 1: Características do aspersor selecionado

Diâmetro do bocal	Pressão	Diâmetro de alcance	Vazão	12 x 12
2,5 x 2,5 mm	196 kPa	24 m	0,528 m ³ /h	3,7 (litros/m ²)/h

Fonte: Tabela de características operacionais dos aspersores Agropolo NY 25, (adaptado pelo autor).

4.2.1 Número de aspersores ($n^{\circ}a$)

Os aspersores estão distribuídos no espaçamento 12x12 m, segue o cálculo do número de aspersores necessários para o sistema, utilizando a Equação 34.

$$n^{\circ}a = \left(\frac{Ll}{E1}\right) * \left(\frac{Lp}{E2}\right) \quad (34)$$

$$n^{\circ}a = \left(\frac{60}{12}\right) * \left(\frac{144}{12}\right)$$

$$n^{\circ}a = 60 \text{ aspersores}$$

Onde:

Ll = Comprimento das linhas laterais (m);

Lp = Comprimento da linha principal (m);

$E1$ = Espaçamento entre aspersores na mesma linha (m);

$E2$ = Espaçamento entre as linhas de aspersores (m);

$n^{\circ}a$ = Número de aspersores.

4.2.2 Vazão nas linhas laterais (Ql)

A vazão nas linhas laterais é calculada utilizando a Equação 35, sendo necessário utilizar os valores do quadro 1.

$$Ql = n^{\circ} a * Qa \quad (35)$$

$$Ql = 5 * 0,528$$

$$Ql = 2,64 \text{ m}^3/h$$

Onde:

Ql = Vazão da linha lateral (m^3/s);

Qa = Vazão de um aspersor (m^3/s).

A velocidade de escoamento do fluido na linha lateral é calculada utilizando a Equação 03. Para tanto buscou-se utilizar um diâmetro de tubulação que

proporcione uma velocidade de 1 à 2 m/s conforme é recomendado por Biscaro (2009). Sendo assim será utilizado um diâmetro de tubulação comercial de 25,4mm.

$$v = \frac{2,64}{\frac{\pi * 0,0254^2}{4}}$$

$$v = 1,45 \text{ m/s}$$

A tubulação da linha lateral é composta por 60 metros de tubulação retilínea. No Quadro 2 estão os comprimentos equivalentes referentes aos acessórios utilizados na tubulação.

Quadro 2: Comprimento equivalente às perdas da linha lateral

	Comp. equivalente a perdas (m)	Quantidade	Total equivalente às perdas. (m)
Tubulação linha	60	1	60
Tê passagem direta	0,5	4	2
Cotovelo 90° raio curto	0,8	1	0,8

Fonte: Palmieri 97, adaptado pelo autor.

Através da soma destes valores totaliza-se 62,8 metros de tubulação equivalente, ou seja, comprimento equivalente que permite tratar todo o sistema de tubulações e acessórios como um único conduto retilíneo.

Para a obtenção do fator de fricção devido à rugosidade interna da tubulação segundo Brunetti (2008), utiliza-se o número de Reynolds calculado pela Equação 02, após conhecido seu valor é comparado no diagrama do Anexo A, obtendo-se o resultado do mesmo.

$$Re = \frac{(\rho * v * D)}{\mu}$$

$$Re = \frac{1000 * 1,45 * 0,0254}{0,001}$$

$$Re = 36,830$$

Com utilização do diagrama de Moody, obteve-se o valor para $f = 0,022$.

As perdas carga obtidas na tubulação das linhas laterais são calculadas utilizando a Equação 01:

$$\Delta p = f * \frac{L_{eq}}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta p = 0,022 * \frac{62,8}{0,0254} * \frac{1,45^2}{19,62}$$

$$\Delta p = 5,83 \text{ m}$$

4.2.3 Vazão na linha principal (Q_t)

A vazão na linha principal é a vazão total percorrida no sistema, é calculada utilizando a Equação 35.

$$Q_t = Q_a * n^{\circ}a$$

$$Q_t = 0,528 * 60$$

$$Q_t = 31,68 \text{ m}^3/\text{h ou } 0,0088 \text{ m}^3/\text{s}.$$

A velocidade de escoamento do fluido na linha principal é calculada utilizando a Equação 03. Para tanto buscou-se utilizar um diâmetro de tubulação que proporcione uma velocidade de 1 à 2 m/s conforme é recomendado por Biscaro (2009). Sendo assim será utilizado um diâmetro de tubulação comercial de 76,2 mm.

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi * D^2}{4}}$$

$$v = \frac{31,68}{\frac{\pi * 0,0762^2}{4}}$$

$$v = 1,93 \text{ m/s}$$

A tubulação da linha principal é composta por 650 metros de tubulação retilínea. No Quadro 3 estão os comprimentos equivalentes referentes aos acessórios utilizados na tubulação.

Quadro 3: Comprimento equivalente às perdas dos acessórios e da linha principal

	Comp. equivalente a perdas (m).	Quantidade	Comp. total (m).
Tubulação da linha	650	1	650
Curva 90° raio longo	1	5	5
Curva 45°	0,6	4	2,4
Tê passagem direta	1,6	11	17,6
Cotovelo 90° raio médio	2,1	1	2,1
Redutor 75-25 mm	1	12	12

Fonte: Palmieri 97, adaptado pelo autor.

A soma destes valores totaliza-se 689,1 metros de tubulação equivalente.

Para a obtenção do fator de fricção devido à rugosidade interna da tubulação segundo Brunetti (2008), utiliza-se o número de Reynolds calculado pela Equação 02, após conhecido seu valor é comparado no diagrama do Anexo A, obtendo-se o valor do fator de fricção.

$$Re = \frac{(\rho * v * D)}{\mu}$$

$$Re = \frac{1000 * 1,93 * 0,0762}{0,001}$$

$$Re = 147.066$$

Com utilização do diagrama de Moody, obteve-se o valor para $f = 0,017$.

As perdas de carga obtidas na tubulação da linha principal são calculadas utilizando a Equação 01:

$$\Delta p = f * \frac{L_{eq}}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta p = 0,017 * \frac{689,1}{0,0762} * \frac{1,93^2}{19,62}$$

$$\Delta p = 29,18 \text{ m}$$

Depois de obtidas as perdas de carga, pode-se concluir que, para obter uma pressão de serviço de 196 kPa na entrada dos aspersores será necessário uma pressão de 539,01 kPa na entrada da tubulação principal.

Após conhecidas às perdas de carga calcula-se o salto energético necessário para o sistema operar nas condições estabelecidas pelo sistema de tubulação e acessórios, para isso utiliza-se a Equação 36.

$$Y = \Delta p * g \quad (36)$$

$$Y = 55,01 * 9,81$$

$$Y = 539,64 \text{ J/kg}$$

Onde:

Y = Salto energético específico (J/kg).

4.2.4 Dimensionamento da bomba

Para o dimensionamento de uma bomba, segundo Henn (2006), são necessários a vazão recalçada por esta bomba, o salto energético disponível e os rendimentos. Os rendimentos recomendados por Henn (2006) para este cálculo são os valores médios propostos por Henn (2006), rendimento hidráulico = 0,7, rendimento volumétrico = 0,94 rendimento de atrito=0,93 e rendimento mecânico = 0,97.

Depois de conhecidos os parâmetros principais segue-se o roteiro de cálculo proposto, calcula-se a velocidade de rotação específica n_{qa} , que é a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geométrica semelhante, para o seu cálculo utiliza-se a Equação 04.

$$n_{qa} = 10^3 * n * \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}}$$

$$n_{qa} = 10^3 * 30 * \frac{0,0088^{1/2}}{539,64^{3/4}}$$

$$n_{qa} = 25,14$$

A potência necessária no eixo do rotor, ou a potência de acionamento da bomba é calculada pela Equação 05:

$$P_e = \frac{\rho * Q * Y}{n_t}$$

$$P_e = \frac{1000 * 0,0088 * 539,64}{0,7 * 0,94 * 0,93 * 0,97}$$

$$P_e = 8048,8 \text{ W}$$

Com a aplicação da equação obteve-se o valor de 8048,8W, no entanto em projetos práticos sempre são utilizados motores com potência padrão de mercado.

Para o cálculo do diâmetro do eixo é necessário escolher o tipo de material do qual é fabricado, para utilizar seu coeficiente de tensão de cisalhamento $K_e = 14$. Adotado considerando eixo aço SAE1045 para bombas de 1 estágio, seu valor é calculado pela Equação 06.

$$d_e = K_e * \sqrt[3]{\frac{P_e}{n}}$$

$$d_e = 14 * \sqrt[3]{\frac{8,048}{1800}}$$

$$d_e = 23,06 \text{ mm}$$

Para o diâmetro do cubo do eixo do rotor é recomendado, adotar de 10 a 30 mm maior do que o diâmetro do eixo. Visto isto, o diâmetro do cubo adotado será de 43,06 mm.

A velocidade na boca de admissão é a velocidade com que o fluido chega na entrada da bomba, é calculada pela Equação 07.

$$C_a = K_{C_a} * \sqrt{2 * Y}$$

$$C_a = 0,0587 * \sqrt{(2 * 539,64)}$$

$$C_a = 1,928 \text{ m/s}$$

Coeficiente de velocidade na boca de sucção para bombas K_{ca} , é calculado pela Equação 08.

$$Kca = 10^{-3} * 6,84 * nqa^{2/3}$$

$$Kca = 10^{-3} * 6,84 * 25,14^{2/3}$$

$$K_{ca} = 0,0587$$

O diâmetro da boca de sucção é o diâmetro da parte frontal do rotor é determinado pela Equação 09.

$$Da = \sqrt{\frac{4Q}{\pi * n_v * c_a} + d_c^2}$$

$$Da = \sqrt{\frac{4 * 0,0088}{\pi * 0,94 * 1,928} + 0,04306^2}$$

$$Da = 0,0896 \text{ m}$$

Para o cálculo da altura de sucção máxima é necessário calcular a velocidade e as perdas de cargas do fluido na tubulação de sucção. A velocidade de escoamento do fluido na linha de sucção é calculada utilizando a Equação 03. Para tanto buscou-se utilizar um diâmetro de tubulação que proporcione uma velocidade de 1 à 2 m/s conforme é recomendado por Biscaro (2009). Sendo assim utilizou-se um diâmetro de tubulação comercial de 100 mm

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi * D^2}{4}}$$

$$v = \frac{31,68}{\frac{\pi * 0,1^2}{4}}$$

$$v = 1,12 \text{ m/s}$$

A tubulação da linha de sucção é composta por 4 metros de tubulação retilínea. No Quadro 4 estão os comprimentos equivalentes referentes aos acessórios utilizados na tubulação.

Quadro 4: Comprimento equivalente às perdas dos acessórios e da linha de sucção

	Comp. equivalente a perdas (m)	Quantidade	Comp. total (m)
Tubulação da linha	4	1	4
Curva 90° raio curto	1,6	1	1,6
Válvula de pé e crivo	23	1	23

Fonte: Palmieri 97, adaptado pelo autor.

Através da soma destes valores totaliza-se 28,6 metros de tubulação equivalente.

Para a obtenção do fator de fricção devido à rugosidade interna da tubulação segundo Brunetti (2008), utiliza-se o número de Reynolds calculado pela Equação 02, após conhecido seu valor é comparado no diagrama do Anexo A, obtendo-se o valor do fator de fricção.

$$Re = \frac{(\rho * v * D)}{\mu}$$

$$Re = \frac{1000 * 1,12 * 0,1}{0,001}$$

$$Re = 112.000$$

Com utilização do diagrama de Moody, obteve-se o valor para $f = 0,018$.

As perdas carga obtidas na tubulação da linha principal são calculadas utilizando a Equação 01:

$$\Delta p = f * \frac{L_{eq}}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta p = 0,018 * \frac{28,6}{0,1} * \frac{1,12^2}{19,62}$$

$$\Delta p = 0,33 \text{ m}$$

$$H_{sg} = 3 \text{ m}$$

O cálculo da altura de sucção máxima é realizado pela Equação 10.

$$H_{Sm\acute{a}x} = (H_{sg} + H_{ps})_{m\acute{a}x}$$

$$H_{Sm\acute{a}x.} = 3 + 0,33$$

$$H_{Sm\acute{a}x.} = 3,33 \text{ m}$$

Para o cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor inicialmente utiliza-se a Equação 11, determinando o coeficiente de pressão.

$$\Psi = 1,1424 - 0,0016 * n_{qa}$$

$$\Psi = 1,1424 - (0,0016 * 25,14)$$

$$\Psi = 1,102$$

Com o valor de Ψ calculado calcula-se o valor da velocidade tangencial de saída do rotor pela Equação 12.

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 * Y}{\Psi}}$$

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 * 539,64}{1,102}}$$

$$u_5 = 31,29 \text{ m/s}$$

Após conhecida a velocidade tangencial de saída do rotor, calcula-se o diâmetro de saída do rotor pela Equação 13.

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi * n}$$

$$D_5 = \frac{31,29}{\pi * 30}$$

$$D_5 = 0,332 \text{ m}$$

A partir do diâmetro de saída do rotor, e da velocidade de rotação específica calcula-se o diâmetro de entrada do rotor utilizando a Equação 14.

$$\frac{D_4}{D_5} = 0,044 * n_{qa}^{1/2}$$

$$\frac{D_4}{0,332} = 0,044 * 25,14^{1/2}$$

$$D_4 = 0,0732 \text{ m}$$

No cálculo da largura de entrada do rotor é necessário calcular inicialmente a componente meridiana de velocidade absoluta na entrada do rotor C_{m3} , conforme Equação 15.

$$c_{m3} = 1,025 * C_a$$

$$C_{m3} = 1,025 * 1,928$$

$$C_{m3} = 1,9762 \text{ m/s}$$

Com a componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor calculada, calcula-se a largura na entrada do rotor, utilizando a Equação 16

$$b_4 = \frac{Q}{\pi * n_v * D_4 * c_{m3}}$$

$$b_4 = \frac{Q}{(\pi * 0,94 * 0,0732 * 1,9762)}$$

$$b_4 = 0,0206 \text{ m}$$

Antes de calcular o ângulo de inclinação das pás na entrada é necessário adotar o valor do fator de estrangulamento para a entrada do rotor, este valor é recomendado por Henn (2006) é na faixa de 0,8 a 0,9 para bombas centrífugas. Com estes valores, calcula-se a velocidade absoluta do fluido, à entrada do rotor e a velocidade tangencial para a entrada do rotor, utilizando as Equações 17 e 18 respectivamente.

$$c_4 = \frac{c_{m3}}{f_{e3}}$$

$$C_4 = \frac{1,9762}{0,85}$$

$$C_4 = 2,32 \text{ m/s}$$

f_{e3} = Fator de estrangulamento para a entrada do rotor (Adimensional).

$$u_4 = \pi * D_4 * n$$

$$u_4 = \pi * 0,0732 * 30$$

$$u_4 = 6,90 \text{ m/s}$$

Para o cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada, utiliza-se a Equação 19.

$$\beta_4 = \text{arc tg} * \frac{c_4}{u_4}$$

$$\beta_4 = \text{arc tg} * \frac{2,32}{6,90}$$

$$\beta_4 = 18,58^\circ$$

O cálculo do número de pás do rotor é realizado pela Equação 20.

$$\beta_5 = 25^\circ$$

$Kn = 6,5$ Adotado para rotor fundido

$$N = K_N * \frac{D_5 + D_4}{D_5 - D_4} * \text{sen} \frac{\beta_5 + \beta_4}{2}$$

$$N = 6,5 * \left(\frac{332 + 73,2}{332 - 73,2} \right) * \text{sen} \left(\frac{25 + 18,58}{2} \right)$$

$$N = 3,78 = 4 \text{ pás}$$

Para o cálculo da componente da velocidade absoluta na saída do rotor em bombas utiliza-se a Equação 21.

$$c_{m5} = 0,0135 * u_5 * \sqrt{n_{qa}}$$

$$c_{m5} = 0,0135 * 31,29 * \sqrt{25,14}$$

$$C_{m5} = 2,12 \text{ m/s}$$

Para calcular a largura provisória de saída do rotor utilizando a Equação 22, é necessário adotar o valor do fator de estrangulamento para a saída do rotor, Henn (2006) recomenda utilizar um valor igual a 1 para bombas centrífugas.

$$F_{e5} = 1 \text{ Adotado}$$

$$b_5 = \frac{Q}{\pi * n_v * D_5 * c_{m5} * f_{e5}}$$

$$b_5 = \frac{0,0088}{\pi * 0,94 * 0,332 * 2,12 * 1}$$

$$b_5 = 0,0042 \text{ m}$$

No cálculo de fixação da largura das pás para rotor fundido utiliza-se a Equação 23.

$$e = 0,3 * (D_5 * b_5)^{\frac{1}{3}}$$

$$e = 0,3 * (332 * 4,2)^{\frac{1}{3}}$$

$$e = 3,35 \text{ mm}$$

Cálculo do salto energético específico ideal, Henn (2006), recomenda que para o cálculo do coeficiente de correção experimental para máquina com difusor de caixa espiral é utilizada a Equação 24.

$$K_p = 0,75 * \frac{\left(1 + \frac{\beta_5}{60^\circ}\right)}{\pi * \text{sen} \beta_5}$$

$$K_p = 0,75 * \left(\frac{1 + \frac{25^\circ}{60^\circ}}{\pi * \text{sen} 25}\right)$$

$$K_p = 0,80$$

$K_p = 0,80$ Para máquina com difusor de caixa espiral

O cálculo do momento estático do filete médio da corrente pode ser realizado pela Equação 25.

$$Sf = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2}$$

$$Sf = \frac{0,166^2 - 0,037^2}{2}$$

$$Sf = 0,013$$

Depois de calculados o coeficiente de correção experimental e o momento estático do filete das pás na saída do rotor, calcula-se o fator de deficiência de potência utilizando a Equação 26.

$$\mu = \frac{1}{1 + K_p * \frac{\pi * r_5^2}{N * Sf} * \text{sen}\beta_5}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + 0,8 * \frac{\pi * 0,166^2}{4 * 0,013} * 25}$$

$$\mu = 0,64$$

Para o cálculo da energia específica intercambiada no rotor considerando número finito de pás utiliza-se a Equação 27.

$$Y_{pá} = \frac{Y}{n_h}$$

$$Y_{pá} = \frac{539,64}{0,7}$$

$$Y_{pá} = 770,91$$

Posteriormente calcula-se a energia específica intercambiada no rotor considerando número infinito de pás, utilizando a Equação 28.

$$Y_{pá\infty} = \frac{Y_{pá}}{\mu}$$

$$Y_{pá\infty} = \frac{770,91}{0,64}$$

$$Y_{pá\infty} = 1204,55$$

Para efetuar o cálculo da velocidade tangencial na saída do rotor, utiliza-se a Equação 29.

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2 * \text{tg}\beta_5} + \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2\text{tg}\beta_5}\right)^2 + Y_{pá\infty}}$$

$$u_5 = \frac{2,12}{2 * \operatorname{tg}25} + \sqrt{\left(\frac{2,12}{2\operatorname{tg}25}\right)^2 + 1204,55}$$

$$u_5 = 37,01 \text{ m/s}$$

Calculada a velocidade tangencial na saída do rotor, calcula-se o valor das demais componentes do triângulo de velocidades da saída do rotor, utilizando a Equação 30.

$$c_{u5} = \frac{Y_{p\acute{a}\infty}}{u_5}$$

$$c_{u5} = \frac{1204,55}{37,01}$$

$$c_{u5} = 32,55 \text{ m/s}$$

4.2.5 Cálculo definitivo do diâmetro e da largura de saída do rotor

Utilizando o valor corrigido de velocidade tangencial na saída do rotor, pode-se calcular o valor definitivo para o diâmetro de saída, utilizando a Equação 13.

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi * n}$$

$$D_5 = \frac{37,01}{\pi * 30}$$

$$D_5 = 0,393 \text{ mm}$$

Para determinar o fator de estrangulamento na saída das pás no rotor, calcula-se inicialmente o passo e a espessura tangencial das pás, utilizando as Equações 31 e 32 respectivamente.

$$e_{t5} = \frac{e_5}{\operatorname{sen}\beta_5}$$

$$e_{t5} = \frac{0,00335}{\operatorname{sen} 25}$$

$$e_{t5} = 0,0079 \text{ m}$$

$$t_5 = \frac{\pi * D_5}{N}$$

$$t_5 = \frac{\pi * 0,393}{4}$$

$$t_5 = 0,308 \text{ m}$$

Com os dados do passo e da espessura tangencial na saída do rotor calcula-se o fator de estrangulamento utilizando a Equação 33.

$$f_{e5} = \frac{t_5 - e_{t5}}{t_5}$$

$$f_{e5} = \frac{0,308 - 0,0079}{0,308}$$

$$f_{e5} = 0,97$$

Obtido o valor do fator de estrangulamento definitivo calcula-se a largura saída do roto através da Equação 22.

$$b_5 = \frac{Q}{\pi * n_v * D_5 * c_{m5} * f_{e5}}$$

$$b_5 = \frac{0,0088}{\pi * 0,94 * 0,393 * 2,12 * 0,97}$$

$$b_5 = 0,0037 \text{ m}$$

A partir dos valores e componentes definidos até agora, já é possível determinar a velocidade do fluido logo após a saída do rotor. Na Equação 37 obtêm-se os valores da velocidade absoluta de saída.

$$C_{m6} = C_{m5} * F_{e5} \quad (37)$$

$$C_{m6} = 2,12 * 0,97$$

$$C_{m6} = 2,06 \text{ m/s}$$

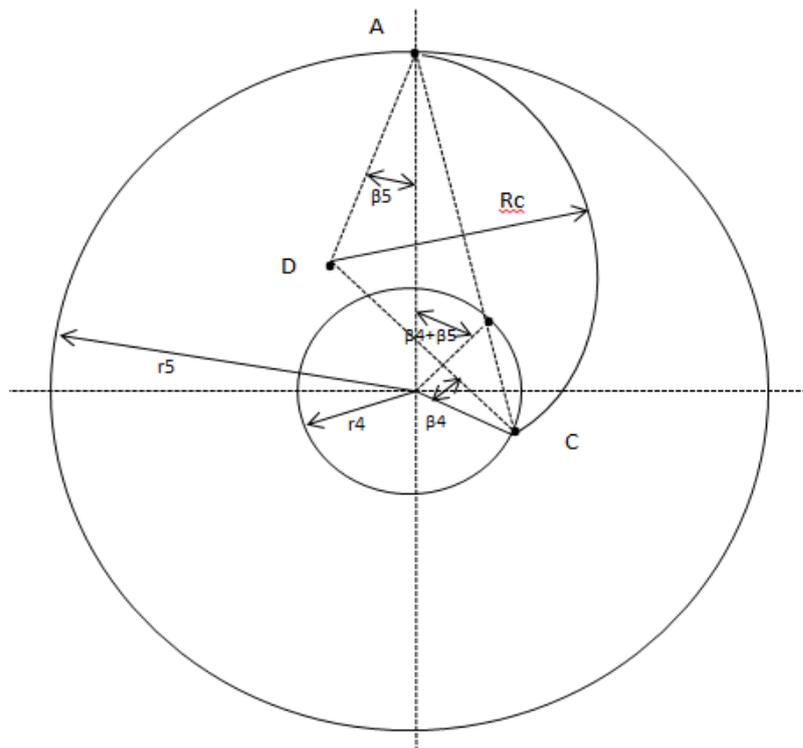
Onde:

C_{m6} = Componente meridiana de velocidade absoluta de saída (adimensional).

Relacionando todos os dados e elementos calculados, o próximo passo é a execução do traçado em escala com as características da pá do rotor. Observa-se a influência direta, do perfil da entrada e saída do rotor na energia a ser fornecida pelo rotor. Porém, vale salientar que mudanças bruscas na direção do fluido afetarão diretamente no rendimento hidráulico. No traçado busca-se uma transição suave entre os ângulos, os traçados mais comuns são: o traçado por arco espiral, logarítmica e o traçado por um ou mais arcos. No esboço a seguir foi traçado com um só arco de circunferência.

A Figura 3 mostra um esboço do rotor com uma pá, desenhada utilizando os ângulos β_4 e β_5 , o valor do raio de curvatura da pá R_c , este valor é igual ao comprimento CD ou AD que são iguais.

Figura 3: Esboço da pá do rotor.



O raio de curvatura R_c é calculado utilizando a Equação 38.

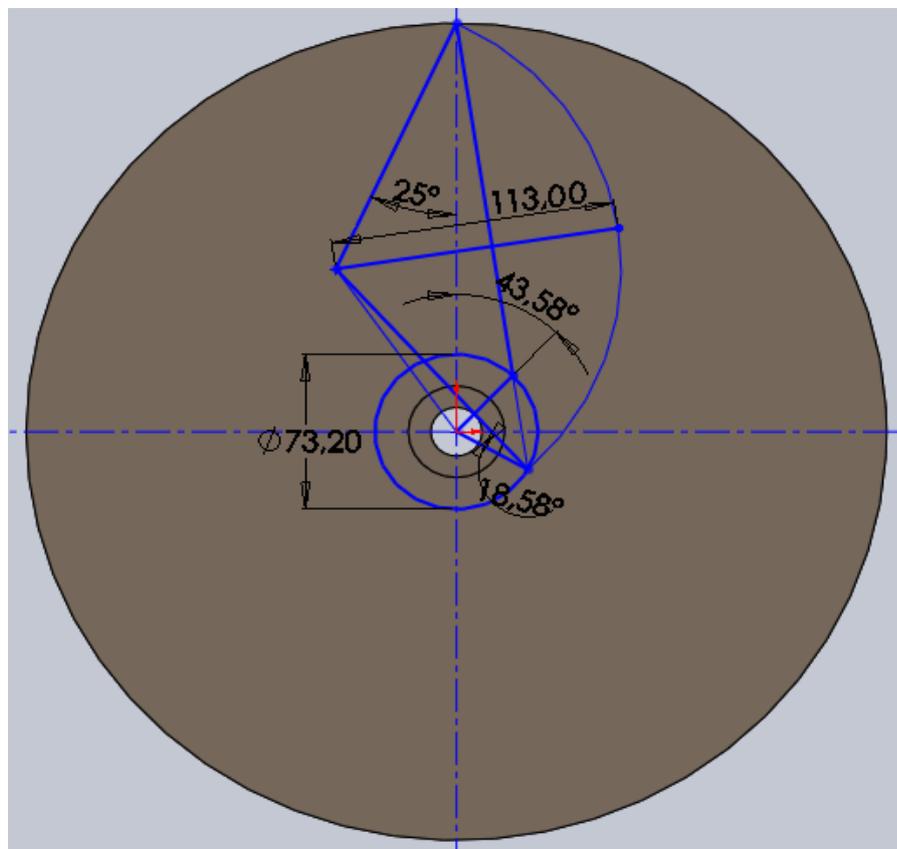
$$R_c = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2 * (r_5 * \cos\beta_5 - r_4 * \cos\beta_4)} \quad (38)$$

$$R_c = \frac{0,166^2 - 0,0366^2}{2 * (0,166 * \cos 25 - 0,0366 * \cos 18,58)}$$

$$R_c = 0,113 \text{ m}$$

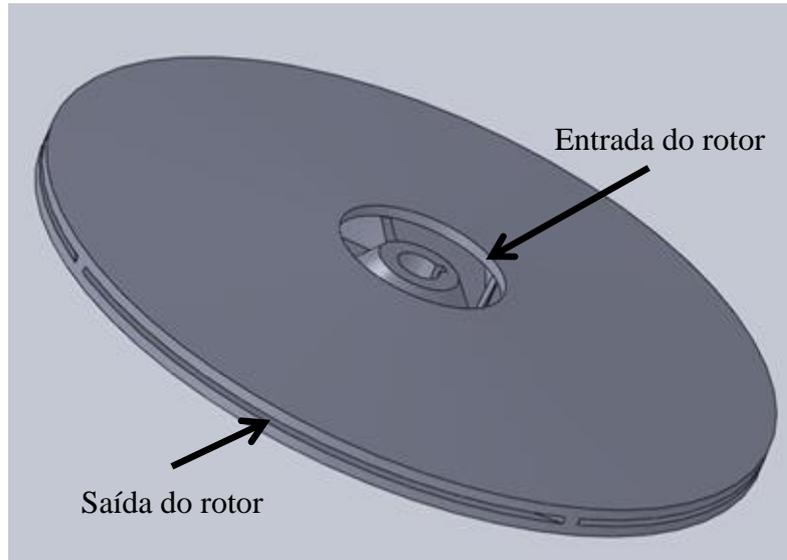
Na Figura 4 está representado o detalhamento do esboço da pá do rotor. A partir dessa representação foi elaborado o traçado da primeira pá no rotor e posteriormente as demais.

Figura 4: Detalhamento do esboço da pá do rotor.



Na Figura 5, está representado o rotor da bomba, que foi modelado de acordo com as medidas obtidas no decorrer de todo roteiro de cálculo. É indicado também a localização da entrada e saída do rotor.

Figura 5: Rotor.



5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho de conclusão de curso, mostrou-se o dimensionamento do rotor e do sistema de irrigação por aspersão. Deste modo, foi necessário coletar dados relacionados à área de grama plantada, quantidade de água necessária para a irrigação, distância entre o ponto de captação e os aspersores. Na análise do terreno constatou-se um aclive entre o ponto de captação e de aspersão resultando em 10 m, e uma distância de 506 m até o início da primeira linha de aspersão.

O detalhamento do rotor mostrou a importância do roteiro de cálculos e do conhecimento adquirido durante o curso de graduação. Nessa sequência foi determinado à geometria do rotor, trabalhou-se no melhor rendimento possível. Além disso, pôde-se verificar a necessidade de recalcular variáveis vezes, devido a necessidade inicial de se adotar valores teóricos recomendados nas bibliografias pesquisadas que em seguida são substituídos por valores reais.

No dimensionamento das tubulações, buscou-se adequar os resultados a fim de padronizar com materiais disponíveis no mercado. Isso foi realizado mantendo-se os parâmetros necessários para que o sistema opere de acordo com as recomendações encontradas nas literaturas pesquisadas.

Conclui-se que foram atingidos os objetivos propostos para este trabalho, onde dimensionou-se o sistema de distribuição onde foi possível identificar: o tipo de aspersor que melhor se adequou as necessidades do projeto. Também foram identificados os diâmetros da tubulação e seus acessórios e as perdas de cargas geradas. Além disso, dimensionou-se o rotor da bomba no qual foram determinadas todas as características geométricas necessárias para o esboço do rotor.

Os resultados da realização desse trabalho são muito positivos, pois se utilizou vários conceitos estudados durante a graduação para a execução do mesmo. Também mostrou a habilidade e o conhecimento que o engenheiro precisa ter para conviver com diversas situações no dia-dia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGRIBUSINESS WORLDWIDE, **Irrigation systems for every application**: Iowa (U.S.A) v. 11, n. 6, p. 20-30, 1989. Tradução Fernando Braz Tangerino Hernandez. Ilha Solteira, UNSP. Disponível em: <<http://www.agr.feis.unesp.br/sistemas>> Acesso em: 17 abr. 2013.

AGROPOLO 2013. Disponível em:<<http://www.agropolo.com.br/prod02.php>> Acesso em: 30 Set. 2013.

ANDRADE, C. L. T. **Seleção do Sistema de Irrigação. Circular técnica**, Sete Lagoas, MG. Dezembro, 2001.

BERTONCINI, E. I. Tratamento de efluentes e reuso da água no meio agrícola. **Revista Tecnologia & Inovação Agropecuária**, Piracicaba, Jun. 2008.

BISCARO, G. A. **Sistemas de Irrigação por Aspersão**. Editora UFGD Dourados MS, 2009. Disponível em: <<http://www.do.ufgd.edu.br/guilhermebiscaro>> Acesso em: 03 Mar. 2013.

BORGES JÚNIOR, J. C. F. **Agricultura irrigada: benefícios e impactos**. Universidade Federal Rural De Pernambuco, 2008.

BRUNETTI, **Mecânica dos Flúidos**. 2ª Ed. rev. Peterson São Paulo, 2008.

CARUSO, R. **Água, vida**. Campinas, Fundação Cargill, 1998. Disponível em: <<http://www.ciiagro.org.br/janeladofruticultor/definicoes/irrigacao.doc>> Acesso em: 10 Abr. 2013.

HENN, L. A. E. **Máquinas de Fluido**. 2ª Ed. Santa Maria: UFSM, 2006.

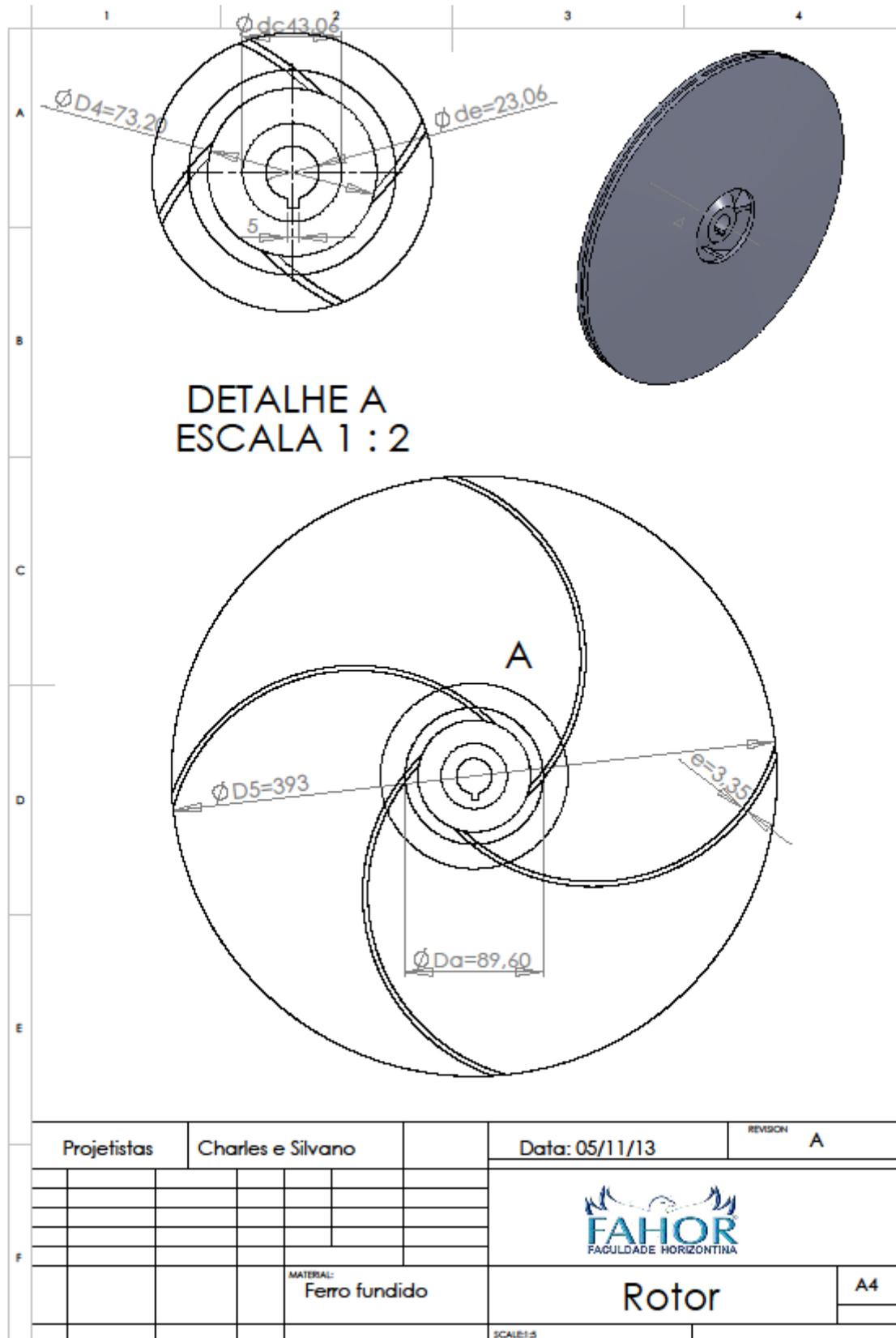
LIMA, J. E. F. W.; FERREIRA, R. S. A.; CHRISTOFIDIS, D. **O uso da irrigação no Brasil: O estado das águas no Brasil**. Brasília: Agência Nacional de Energia Elétrica, 1999. Disponível em: <<http://www.iica.org.uy>>. Acesso em: 24 Fev. 2013.

MANTOVANI, *Et. Al.* Apostila: **Manejo da Irrigação** (Agronomia de Irrigação de Sistemas Pressurizados) In: I Curso de Atualização em irrigação na visão do agronegócio Fortaleza – CE, 2004.

PALMIERI, A. C. **Manual de hidráulica Básica**. 10ª Ed. Porto Alegre: Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda., 1997.

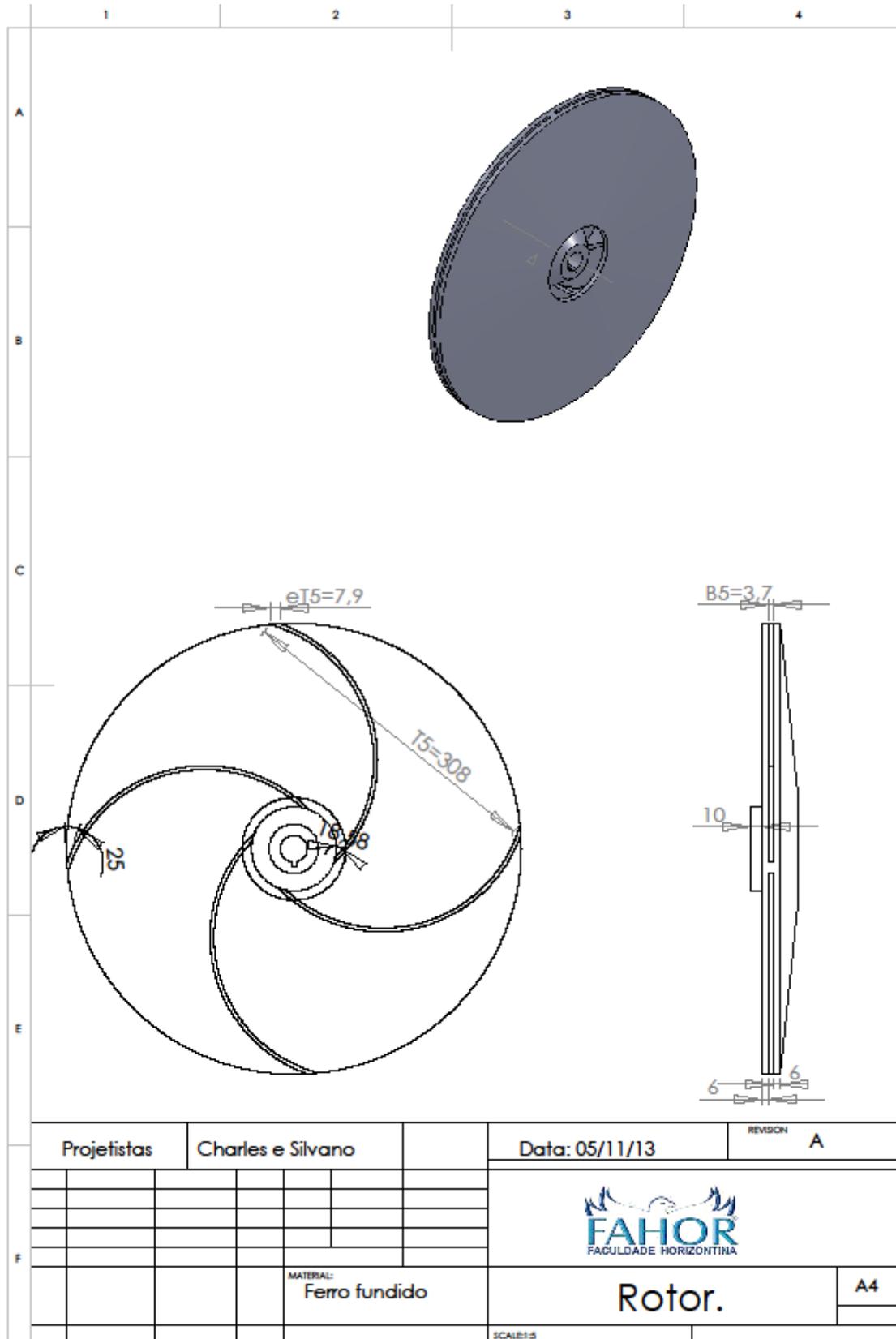
PIRES, R. C. M. *Et. Al.* **Métodos e manejo da irrigação**. Agrometeorologia como suporte ao manejo de recursos hídricos e preservação de mananciais. Novembro, 1999, Disponível em: <www.ciiagro.org.br/janeladofruticultor/definicoes/irrigacao.doc> Acesso em: 18 abr. 2013.

APÊNDICE A - Esboço detalhado do rotor nº1.



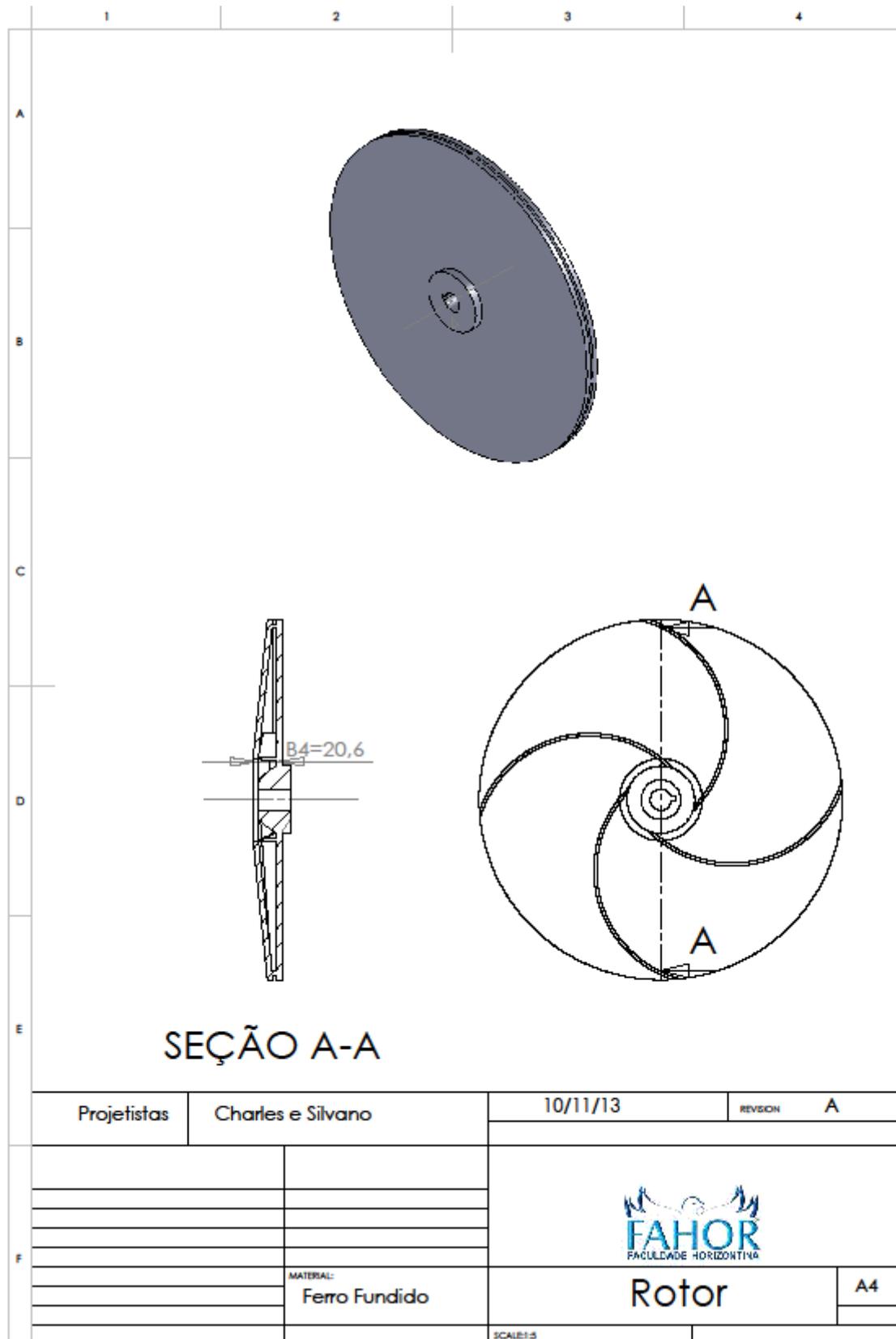
Fonte: O autor.

APÊNDICE B - Esboço detalhado do rotor nº2.



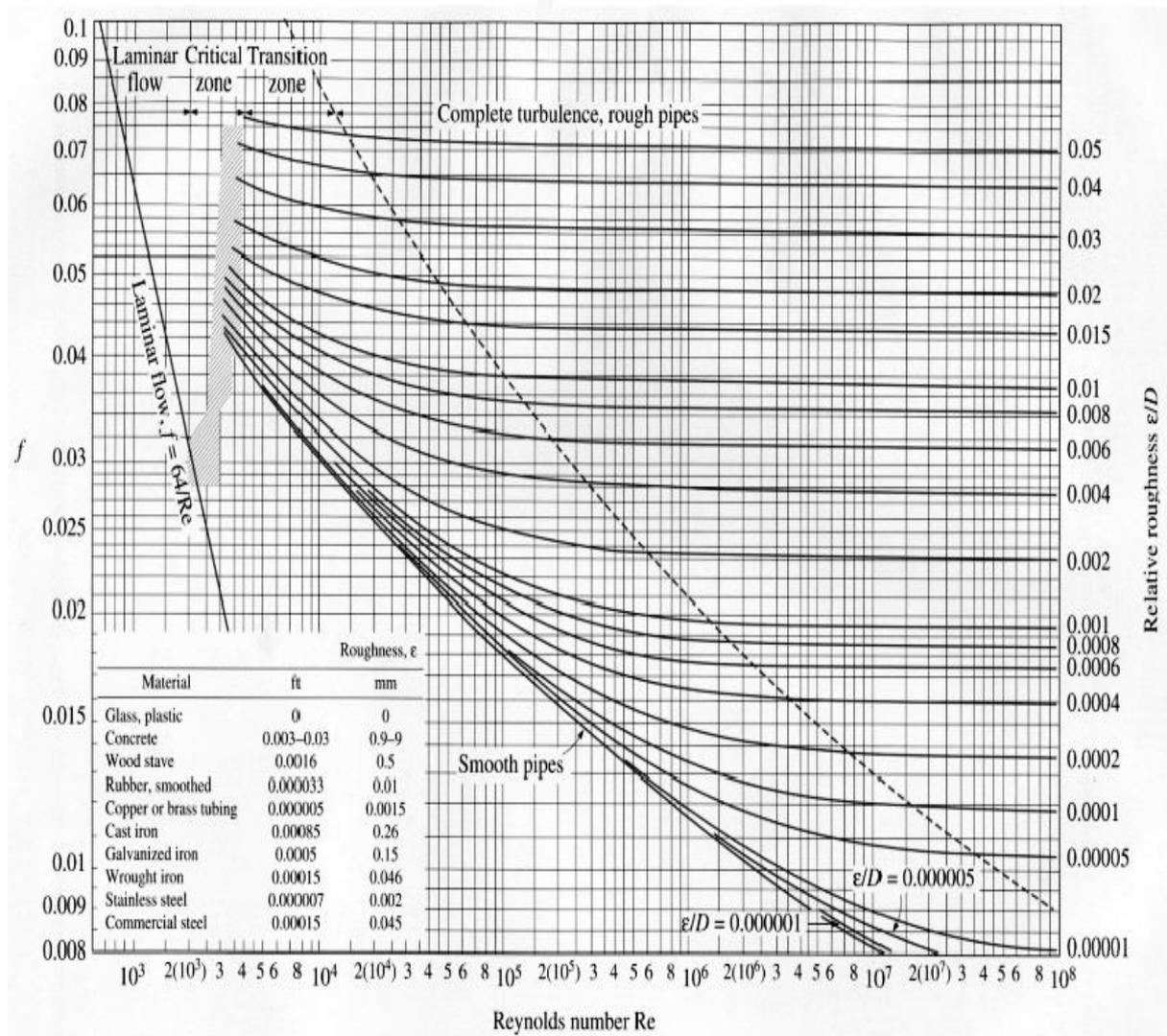
Fonte: O autor.

APÊNDICE C - Esboço detalhado do rotor nº3



Fonte: O autor.

ANEXO A - Diagrama de Moody.



Fonte: Brunetti 2008.