



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE
FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE LICENCIATURA

Projecção de uma prensa para extracção de óleo de coco

Autor: Mundoíwa, Armando Guacha

Supervisor: Prof. Doutor Tomás S. Massingue, Eng.

Maputo, 2024



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE
FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Autor: Mundoíwa, Armando Guacha

Projeção de uma prensa para extracção de óleo de coco

Trabalho de Licenciatura apresentado ao Curso de licenciatura em Engenharia Mecânica, da Universidade Eduardo Mondlane, como requisito para obtenção de grau de Engenheiro Mecânico.

Supervisor: Prof. Doutor. Eng. Tomás S. Massingue, Eng.

Maputo, 2024



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE
FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA

Declaro que o estudante número 20182260, entregou no dia 13 de Junho de 2024 as 3 (três) cópias do seu relatório de trabalho de licenciatura, com o título Projecção duma Prensa para a Extracção de Óleo de Coco.

Maputo, Junho de 2024

O Chefe da Secretaria

DECLARAÇÃO DE HONRA

Declaro, sob palavra de honra, que o presente trabalho foi realizado por mim, com base nos recursos que no mesmo se fazem referência, e que o mesmo foi concebido como requisito para a obtenção do grau de licenciatura em Engenharia Mecânica na Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane.

Maputo, Junho de 2024

O Autor

(Armando Guacha Mundoíwa)

Agradecimentos

Agradeço a Deus Pai, todo poderoso e Nosso Senhor Jesus Cristo, e O glorifico neste trabalho. Agradeço à benção que o nosso Senhor Jesus me concede na realização deste trabalho, que seu Santo nome seja louvado eternamente. Amém.

Quero agradecer aos meus pais, Simone M. A. Guacha e Cândida A. J. H. Guacha, pelo incansável contributo que empreenderam para a minha formação académica, e por jamais duvidarem de meus sonhos e escolha académica. Agradeço também aos meus irmãos Leonor e José que me apoiam, directa ou indirectamente, com suas motivações. E meus amigos Miguel, Samuel e Diogo, que me apoiaram, directa ou indirectamente ao longo da minha formação.

Agradeço de modo particular, ao Prof. Doutor eng. Tomás Massingue pelo seu contributo académico e seus conhecimentos, que possibilitaram a concretização deste trabalho. E a todos outros professores do departamento de engenharia mecânica, faculdade de engenharia, da universidade Eduardo Mondlane que directa ou indirectamente, me ajudaram durante o curso.

E endereço meus agradecimentos às pessoas que Deus colocou em meu auxílio ao longo da consecução deste trabalho, de forma particular ao Sílvia.

Dedicatória

Te Deum laudamus, te dñm cofitemur. Te ætèrnum Patrem, omnis terra veneratur. Tibi omnes àngeli, tibi cæli et univèrsæ potestates: Tibi chérubim et séraphim incessábili voce proclámant: Sanctus, Sanctus, Sanctus, Dóminus Deus Sábaoth. Pleni sunt cæli et terra maiestátis glóriæ tuæ.

Nós Vos louvamos, ó Deus, nós Vos bendizemos, Senhor. Toda a terra Vos adora, Pai eterno e onnipotente. Os anjos, os céus e todas as potestades, os Querubins e os Serafins Vos aclamam sem cessar: Santo, Santo, Santo, Senhor Deus do Universo, o céu e a terra proclamam a vossa glória.

Dedico este trabalho à minha família: minha mãe e meus irmãos Leonor e José.

Resumo

Os óleos vegetais, e de modo particular, o óleo de coco, são fontes importantes para a nutrição humana e excelentes como fontes de energia e suplemento para o corpo humano, e para além de uso alimentar, podem ser aplicadas para outras utilidades. A polpa de coco é uma fonte rica de óleo, contendo cerca de 40% da mesma em sua composição. E de modo a explorar os benefícios trazidos do óleo de coco, este trabalho foi desenvolvido para projectar uma prensa mecânica de parafuso contínuo, para a extracção de óleo de coco. A prensagem por este método consiste em forçar a massa oleogénica, ou seja, polpa de coco, a passar ao longo de um barril cilíndrico pela acção giratória do parafuso, e o seu volume será reduzido à medida que passa pelo barril, provocando a compressão da polpa e conseqüente saída de óleo. A superioridade deste método consiste basicamente na continuidade do processo de compressão da matéria-prima. E de modo a garantir maior continuidade e produtividade do processo, prevê-se uma unidade de trituração. Isto é, será adicionada à prensa um triturador, que igualmente será projectado neste trabalho. A metodologia usada para a consecução deste projecto, consistiu na pesquisa bibliográfica e desenvolvimento conceptual em 3D da máquina, com auxílio de software da AutoCAD. E posteriormente poderá desenvolver-se um protótipo da máquina para o teste experimental, e o mesmo poderá ser desenvolvido nas instalações da Faculdade de Engenharia, da Universidade Eduardo Mondlane. A capacidade da máquina é definida no início do projecto como sendo de 100 kg por hora de coco. E todo o projecto foi desenvolvido a partir deste dado, e procurou-se estabelecer uma relação de cálculos com base em determinada vazão estimada, que se possa aplicar para a projecção de prensa de parafuso contínuo. O projecto mostrou-se bom e com resultados que atendam ao estudo em caso, entretanto, mais testes e estudos deverão ser feitos para melhorar o mesmo .

Palavras-chave: Óleo de coco; Prensa de parafuso; triturador de coco.

Abstact

Vegetables oils, particularly, coconut oils, are important sources of human nutrition and excellent as sources of energy and supplements for the human body, and in addition to food use, they can be applied for other uses. Coconut kernel is a rich source of oil, containing around 40% of it in its composition. And in order to explore the benefits brought by coconut oil, this work was developed to design a continuous screw mechanical press for the extraction of coconut oil. Pressing using this method consists of forcing the oily mass, that is, coconut kernel, to pass through a cylindrical barrel by the rotating action of the screw, and its volume will be reduced as it passes through the barrel, causing compression of the kernel and consequent oil leakage. The superiority of this method basically consists of the continuity of the raw material compression process. And in order to guarantee greater continuity and productivity in the process, a crushing unit is provided. That is, a crusher will be added to the press, which will also be designed in this work. The methodology used to carry out this project consisted of bibliographical research an 3D conceptual development of the machine, with the help of AutoCAD software. And later, a prototype of the machine will be developed for experimental testing, and it can be developed at the facilities of the Faculty of

Engineering, at Eduardo Mondlane University. The capacity of the machine is defined at the beginning of the project as 100 kg of coconut per hour. And the entire project was developed based on this data, and an attempt was made to establish a list of calculations based on a certain estimated flow rate, which could be applied to the design of a continuous screw press. The project proved to be satisfactory and with results that meet the study in case, however, more tests and studies must be carried out to improve the project.

Keywords: Coconut oil; Screw press; coconut crusher.

Sumário

1. Introdução	14
1.1. Problematização	14
1.2. Justificativa.....	15
1.3. Objectivos.....	15
1.3.1. Objectivo Geral.....	15
1.3.2. Objectivos Específicos	15
1.4. Metodologia	15
1.5. Organização do Trabalho	15
2. Revisão Bibliográfica.....	17
2.1. Estudo das Principais Características do Coco	17
2.1.1. Características morfológicas do coco	18
2.1.2. Cultivo e Crescimento de Coco	19
2.1.3. Variedades de Cocos.....	20
2.1.4. Óleo de Coco.....	21
2.2. Técnicas de Extração de Óleos Vegetais.....	24
2.3. Avaliação Comparativa dos Métodos de Extração Mecânica de Óleos Vegetais.....	25
2.3.1. Prensa Hidráulica	25
2.3.2. Prensa de Parafuso	26
3. Desenvolvimento: Projecção da Prensa Mecânica de Parafuso Contínuo.....	29
3.1. Componentes e Estrutura da Prensa	29
3.2. Especificações do projecto	29
3.3. Taxa de óleo requerida no projecto	30
3.4. Cálculos do Sistema de accionamento	32
3.4.1. Cálculo da Transmissão por correia.....	32
3.4.2. Cálculo do redutor de velocidade	38
3.5. Cálculos do corpo da prensa.....	59
3.5.1. Dimensionamento do veio do parafuso.....	59
3.6. Dimensionamento do sistema de alimentação	64
3.6.1. Alimentador	64
3.6.2. Triturador de coco.....	64
3.7. Dimensionamento dos veios	68
3.7.1. Escolha de material dos veios	68

3.7.2. Cálculo dos veios	68
4. Análise e discussão de resultados	77
4.1. Discussão de resultados para o sistema de acionamento.....	77
4.2. Discussão de resultados para o corpo da prensa	78
4.3. Discussão de resultados para o sistema de alimentação.....	79
4.4. Discussão de resultados para o dimensionamento dos veios.	79
5. Avaliação Técnico-económica do projecto.....	80
6. Conclusão e Recomendação	84
Conclusão.....	84
6.1. Recomendações.....	85
7. Referências Bibliográficas	86
Anexos A	90
Anexos B.....	94
Anexos C.....	98
Anexos D	99

Lista de Figuras

Fig. 1-1 Esquema cinemático da prensa de parafuso para extração de óleo de coco.	14
Fig.2-1: Dados de produção de coco em Moçambique.....	17
Fig.2-2: Morfologia do coco:	19
Fig.2-3: Métodos básicos de extração de Óleo (Adaptado).....	25
Fig.2-4: Exemplo de um modelo actual de prensa para extração de óleo (Adaptado).	26
Fig.2-5: Prensa de Parafuso de Anderson.	27
Fig.2-6: Prensa de Parafuso.	27
Fig.3-1: gráfico de pressão, variação de volume do bagaço e óleo extraído.	31
Fig.3-2: Definição das distâncias S_1 e S com base na posição da engrenagem no eixo de transmissão.....	46
Fig. 3-3: a) Representação do passo num parafuso sem-fim. b) Planificação do passo (Adaptado)	60
Fig.3-4: Componentes da força na hélice do parafuso ao sofrer a pressão da semente (Adaptado).	61
Fig. 3-5: Veio do parafuso da prensa.	63
Fig.3-6: Princípio básico de funcionamento de um triturador e seus componentes.	65
Fig. 3-7: Lâmina de corte do triturador.....	66
Fig. 3-8: Diagrama do corpo livre do veio de entrada do redutor.....	70

Fig. 3-9: Diagrama dos esforços cortantes do veio de entrada do redutor.....	70
Fig. 3-10: Diagrama dos momentos fletores do veio de entrada do redutor.....	70
Fig. 3-11: Diagrama do corpo livre do veio intermédio do redutor.....	71
Fig. 3-12: Diagrama dos esforços cortantes do veio intermédio do redutor.....	71
Fig. 3-13: Diagrama dos momentos fletores do veio intermédio do redutor.....	71
Fig. 3-14: Diagrama do corpo livre do veio de entrada do triturador.....	71
Fig. 3-15: Diagrama dos esforços cortantes do veio de entrada do triturador.....	71
Fig. 3-16: Diagrama dos momentos fletores do veio de entrada do triturador.....	72
Fig. 3-17: Diagrama do corpo livre do segundo veio do triturador.....	72
Fig. 3-18: Diagrama dos esforços transversos do segundo veio do redutor.....	72
Fig. 3-19: Diagrama dos momentos fletores do segundo veio do triturador.....	72

Lista de Tabelas

Tab. 2-1: Dados de produção de coco de 2015 a 2021 em Moçambique.....	18
Tab. 2-2: Composição de Ácidos graxos (%) no óleo de coco.....	23
Tab. 3-1: Fluxos volumétricos do óleo e do bagaço, para a capacidade teórica de 100Kg/h.....	32
Tab. 3-2: Apresentação dos principais parâmetros geométricos para a correia de accionamento da prensa.....	37
Tab. 3-3: Apresentação dos principais parâmetros geométricos para a correia de accionamento do triturador de coco.....	38
Tab. 3-4: Propriedade dos materiais para engrenagens do projecto.....	39
Tab. 3-5: Dados de partida para o cálculo de engrenagens do redutor.....	40
Tab. 3-6: Valor para a determinação da tensão de flexão.....	49
Tab. 3-7: Valor para a determinação da resistência à flexão das engrenagens do redutor.....	50
Tab. 3-8: Valor para a determinação da tensão de contacto.....	55
Tab. 3-9: Valor para a determinação da resistência ao contacto das engrenagens do redutor.....	56
Tab. 3-10: Principais Parâmetros geométricos e esforços nas engrenagens do redutor.....	57
Tab. 3-11: Dados iniciais para dimensionamento do parafuso de prensagem.....	59
Tab. 3-12: Principais parâmetros do parafuso de prensagem.....	63
Tab. 3-13: Dados iniciais para os cálculos do triturador.....	65
Tab. 3-14: Propriedades do aço inoxidável.....	66
Tab. 3-15: Parâmetros geométricos das engrenagens para a transmissão de potência dos veios de sustentação das lâminas do triturador.....	67
Tab. 3-16: Valores de torque nos elementos para o cálculo projectivo dos veios.....	70
Tab. 3-17: Valores dos diâmetros dos escalões dos veios do redutor e do triturador, em milímetros [mm].....	76
Tab. 5-1: Custo de matéria prima para fabricação das peças.....	80
Tab. 5-2: Avaliação do custo de fabricação da máquina.....	81

Lista de Siglas:

DAG—Diacilgliceróis

FAO—Food and Agriculture Organization of the United Nation

FFA—Freefatty acids (ácidos graxos livres)

MAG—Monoacilgliceróis

OVC—Óleo virgem de coco

TAG—Triacilgliceróis

TCM—triglicerídeos de cadeia média

VIH-SIDA—Vírus da Imunodeficiência Humana—Síndrome da Imunodeficiência Adquirida

Lista de Símbolos

Transmissão por correia

P_n	Potência nominal	[kW]
P_p	Potência projectada	[kW]
f_s	Factor de serviço	—
N_1	Velocidade de rotação do motor	[rpm]
N_2	Velocidade de rotação do veio de entrada do redutor	[rpm]
N_3	Velocidade de rotação do veio de entrada do triturador	[rpm]
d_1	Diâmetro da polia menor no veio do motor	[mm]
d_3	Diâmetro da polia menor no veio do redutor	[mm]
D_2	Diâmetro da polia maior no veio do redutor	[mm]
D_4	Diâmetro da polia maior no veio do triturador	[mm]
i_1	A relação de transmissão da correia que acciona o parafuso de prensagem	—
i_2	A relação de transmissão da correia que acciona o triturador	—
$i_{2correctada}$	Correccção da relação de transmissão	—
Δ_{i2}	Erro da correccção da relação de transmissão	%
l_1	Comprimento da correia para o accionamento da prensa	[mm]

l_2	Comprimento da correia para o accionamento do triturador	[<i>mm</i>]
$l_{A(1)}$	Comprimento da correia ajustado para o accionamento da prensa	[<i>mm</i>]
$l_{A(2)}$	Comprimento da correia ajustado para o accionamento do triturador	[<i>mm</i>]
C	Distância entre centros	[<i>mm</i>]
$C_{(a)}$	Distância entre centros corrigida	[<i>mm</i>]
$C_{a(1)}$	Distância entre centros corrigida das polias de accionamento da prensa	[<i>mm</i>]
$C_{a(2)}$	Distância entre centros corrigidas das polias de accionamento do triturador	[<i>mm</i>]
α	Ângulo de abraçamento das correias	Graus, minutos($^{\circ}$ ')
α_1	Ângulo de abraçamento das correias de accionamento da prensa	Graus, minutos($^{\circ}$ ')
α_2	Ângulo de abraçamento das correias de accionamento do triturador	Graus, minutos($^{\circ}$ ')
P_{adm}	Potência admissível por correia	[<i>kW</i>]
$P_{adm(1)}$	Potência admissível por correia de accionamento da prensa	[<i>kW</i>]
$P_{adm(2)}$	Potência admissível por correia de accionamento do triturador	[<i>kW</i>]
P_b	Potência básica	[<i>cv</i>]
P_a	Potência adicional	[<i>cv</i>]
f_{cc}	Factor de correcção do comprimento	—
f_{cac}	Factor de correcção do arco de contacto, ou ângulo de abraçamento	—
v	Velocidade da correia	[<i>m/s</i>]
Z_{c1}	Número de correias para o accionamento da correia da prensa	—

Z_{c2}	Número de correias para o accionamento do triturador	—
$P_{p(2)}$	Potência no veio de entrada do redutor	—

Engrenagens do redutor de velocidade

$P_{p(2)}$	Potência no veio de entrada do redutor	[kW]
N_2	Velocidade de rotação no veio de entrada do redutor	[rpm]
T_2	Torque no veio de entrada do redutor	[Nm]
u_{red}	Relação de transmissão geral do redutor	—
u_1	Relação de transmissão do par de engrenagens da primeira redução	—
u_2	Relação de transmissão do par de engrenagens da segunda redução	—
Z_{min}	Número mínimo de dentes do pinhão	—
Z_p	Número de dentes do pinhão	—
Z_c	Número de dentes da coroa	—
Z_{1min}	Número mínimo de dentes do pinhão do primeiro escalão	—
Z_{3min}	Número mínimo de dentes do pinhão do segundo escalão	—
Z_1	Número mínimo de dentes do pinhão do primeiro escalão	—
Z_2	Número de dentes da coroa do primeiro escalão	—
Z_3	Número de dentes do pinhão do segundo escalão	—
Z_4	Número de dentes da coroa do segundo escalão	—
σ	Tensão de flexão	[MPa]
F_t	Força tangencial	[N]
v	Velocidade tangencial	[m/s]
b	Largura da face do dente	[mm]
m_t	Módulo transversal, ou tangencial	[mm]
m_n	Módulo normal	mm

Y	Factor de forma de Lewis	—
K_o	Factor de sobrecarga	—
σ_{esc}	Tensão de escoamento do material	[MPa]
F_S	Factor de projecto	—
α_n	Ângulo de pressão normal	Graus [°]
β	Ângulo de inclinação dos dentes	Graus [°]
α_t	Ângulo de pressão aparente	[mm]
d_1	Diâmetro primitivo do pinhão do primeiro escalão	[mm]
d_2	Diâmetro da coroa do primeiro escalão	[mm]
d_3	Diâmetro do pinhão do segundo escalão	[mm]
d_4	Diâmetro da coroa do segundo escalão	[mm]
Z_E	Coefficiente elástico	\sqrt{MPa}
Z_R	Factor de condição superficial	—
Z_I	Factor geométrico para resistência ao contacto	—
K_o	Factor de sobrecarga	—
K_v	Factor dinâmico	—
K_S	Factor de tamanho	—
K_H	Factor de distribuição de carga	—
K_B	Factor de espessura da borda	—
Y_J	Factor geométrico para resistência à flexão	—
σ_F	Tensão de flexão	MPa
σ_H	Tensão de contacto	MPa
L	Longevidade	Horas
n	Número de rotação	rpm
q	Número de contactos por revolução	—

Y_N	Factor de ciclagem	—
Z_N	Factor de ciclagem	—
Z_W	Factor de razão de dureza	
Y_θ	Factor de temperatura	—
Y_Z	Factor de confiabilidade	—
S_c	Resistência ao contacto	<i>MPa</i>
$\sigma_{H(adm)}$	Resistência ao contacto corrigida	<i>MPa</i>
S_H	Factor de segurança ao contacto	—
S_t	Resistência à flexão	<i>MPa</i>
$\sigma_{F(adm)}$	Resistência à flexão corrigida	<i>MPa</i>
S_F	Factor de segurança à flexão	—
HB	Dureza do material	—

Prensa

λ	Ângulo de avanço	Graus [°]
d_s	Diâmetro do veio do parafuso	[<i>mm</i>]
T	Torque no veio	[<i>Nm</i>]
δ_o	Tensão e escoamento do material	[<i>MPa</i>]
P	Avanço ou passo	[<i>mm</i>]
Q	Capacidade da prensa de parafuso contínuo	[<i>kg/h</i>]
N	Número de rotação	[<i>rpm</i>]
φ	Eficiência da capacidade da área de secção transversal do parafuso	—
ρ	densidade da polpa ou semente	[<i>kg/m³</i>]
σ_t	tensão tangencial	[<i>MPa</i>]
σ_l	tensão longitudinal	[<i>MPa</i>]
P_r	pressão que actua no barril ou pressão no interior do barril	[<i>MPa</i>]

R_b	raio interno do barril	[<i>mm</i>]
t_b	espessura do barril	[<i>mm</i>]
FS	factor de segurança	—
σ_y	tensão de escoamento do material	[<i>MPa</i>]
D_b	diâmetro interno do barril	[<i>mm</i>]
d_o	diâmetro dos orifícios no barril	[<i>mm</i>]

1. Introdução

Para a nutrição humana, os óleos vegetais desempenham um papel importante, actuando como uma fonte de energia e suplemento para o corpo humano com mais de dobro de calorias por unidade de peso que aqueles provindos de proteínas e carboidratos. (Bachmann, 2004)

Existem dois métodos de obtenção de óleo vegetais, em especial o óleo de coco, que são o físico e o químico. Sendo que o método físico, refere-se ao método que envolve a força mecânica para extracção do óleo da semente, tais como a prensa hidráulica e de parafuso, também chamada de prensa de parafuso contínuo. O método químico, consiste basicamente na extracção de óleo por meio de solventes.

O presente trabalho concentra-se no método de extracção mecânica do óleo de coco, especificamente, na projecção duma prensa mecânica de parafuso.

1.1. Problematização

Pretende-se projectar uma prensa para a extracção de óleo de coco para uma comunidade, na província de Inhambane, que vai usar a mesma para a produção de óleo alimentar.

O dado de partida é que a capacidade da máquina deve ser de 100 kg de coco por hora. A Fig. 1-1, mostra o esquema cinemático da prensa de parafuso para extracção de óleo de coco.

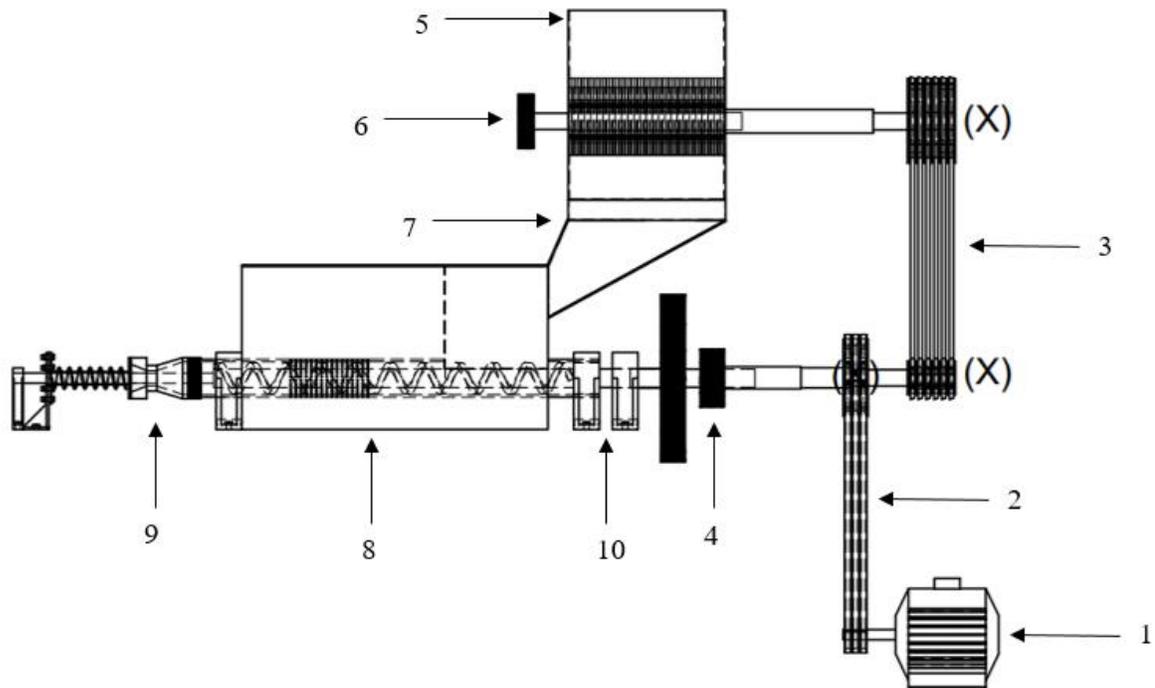


Fig. 1-1 Esquema cinemático da prensa de parafuso para extracção de óleo de coco.

(Fonte: o autor)

Legenda: 1- Motor elétrico; 2 e 3- Transmissão por correia; 4-redutor de engrenagens; 5- Triturador; 6-Transmissão por engrenagens; 7- alimentador; 8-Prensa de parafuso; 9- Cone de saída de bagaço; 10- Mancal de rolamentos.

1.2. Justificativa

Segundo Pighinelli e Gambetta (2012), os métodos mecânicos são os mais antigos para a extração de óleo. A grande vantagem destes métodos é a de não usar nenhum produto químico, obtendo-se um óleo bruto de alta qualidade e em certos casos para o consumo imediato. Outra vantagem está associada ao baixo custo de aquisição do equipamento, baixo consumo de energia para as operações e a não necessidade de mão de obra especializada.

No contexto do presente trabalho, para a extração de óleo de coco, a prensagem mecânica pode proporcionar melhor qualidade e maiores taxas de óleo bruto, representando assim maiores ganhos econômicos.

Actualmente, os métodos mais usados para a extração mecânica são prensagem contínua e prensagem hidráulica. Entretanto, segundo Kemper (2005), as prensas de parafuso são melhores que as hidráulicas pois estas requerem menor trabalho e processam-se maiores taxas de extração.

E ainda, segundo Favaro, S. P. et al (2022) esse tipo de maquinário tem a vantagem de apresentar um procedimento simples, adaptável a diferentes tipos de oleaginosas, contínuo e que demanda pouco tempo de processo.

Daí ser conveniente para os objectivos que se pretendem alcançar com a elaboração do presente projecto.

1.3. Objectivos

1.3.1. Objectivo Geral

Projectar uma prensa para extracção de óleo de coco.

1.3.2. Objectivos Específicos

- Estudar as principais características do coco;
- Fazer a avaliação comparativa das prensas e escolher o tipo de prensa a aplicar;
- Projectar uma prensa mecânica;
- Fazer a avaliação Técnico-econômica do projecto.

1.4. Metodologia

Para alcançar os objectivos deste trabalho, recorreu-se a revisão bibliográfica, de livros, artigos científicos, e material disponível em sites de Internet, bem como de livros e de materiais recomendados e disponibilizados pelos professores ao longo do curso; recorreu-se também á consultas periódicas junto de professores das disciplinas afins; recolha de dados e análise documental; e uso de softwares para consecução de desenhos do projecto.

1.5. Organização do Trabalho

O presente trabalho está estruturado da seguinte forma:

- I. Capítulo 1: Introdução

- II. Capítulo 2: Revisão bibliográfica
- III. Capítulo 3: Desenvolvimento
- IV. Capítulo 4: Análise e Discussão dos Resultados
- V. Capítulo 5: Avaliação Económica do projeto
- VI. Capítulo 6: Conclusão e recomendações.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Estudo das Principais Características do Coco

O coqueiro (*Cocos nucifera L.*) é um importante membro da família *Palmaceae* (Siddiq et. al., 2012). Segundo Canapi et al. (2005) entre os trópicos, o coqueiro (*Cocos nucifera, L.*) é uma das árvores mais úteis; é uma das plantas arbóreas mais úteis do mundo (Aragão et. al., 2001).

Segundo Aragão et. al. (2001), conhecida como a árvore da vida, ou ainda como diz Canapi et. al. (2005) a “árvore do céu”, ela tem um papel importante na vida das pessoas que habitam as regiões tropicais úmidas e, constitui-se na mais importante das culturas perenes, capaz de gerar um sistema autossustentável de exploração, como ocorre em vários países, principalmente no continente asiático.

Segundo Canapi et al. (2005), o coqueiro é um fornecedor perene de alimentos, bebidas, abrigo, ração animal e matéria-prima para as indústrias óleo-químicas. O coqueiro fornece não somente água, alimento e óleo de cozinha, mas, também, tronco para habitação, folhas para telhados de palha, matéria-prima para saboaria, detergentes, fibras para cordas, tapetes e redes, além de estofamentos e colchões (Cuenca, 1998; citado por Aragão et. al., 2001).

O coco é cultivado em mais de 85 países (Siddiq et. al., 2012). E segundo Canapi et al. (2005), as maiores áreas de cultivo de coco estão localizadas em Ásia, ilhas do oceano pacífico, África, e América Central e do Sul. Em Moçambique, de acordo com FAO (2023), os dados de produção de coco para anos seleccionados, podem ser vistos na Fig. 2-1 e Tab. 2-1. respectivamente.



Fig.2-1: Dados de produção de coco em Moçambique.

(Fonte: FAO, 2023)

Tab. 2-1: Dados de produção de coco de 2015 a 2021 em Moçambique.

(Fonte: FAO, 2023)

Anos	Óleo de coco	Coco, em casca	Coco, em casca	Coco, em casca
	Produção (ton.)	Área Colhida (ha)	Rendimento (hg/ha)	Produção (ton.)
2015	31.200	88.047	28.622	252.011,69
2016	30.900	85.714	29.478	252.667,21
2017	30.200	82.341	29.035	239.077,58
2018	30.200	85.368	29.041	247.918,83
2019	30.900	84.474	29.187	246.554,54
2020	27.700	84.061	29.088	244.516,98
2021	—	84.634	29.105	246.330,12

2.1.1. Características morfológicas do coco

O fruto do coqueiro, o coco, é uma drupa fibrosa, de grande tamanho, com formato variável, do arredondado ao oblongo ou ovoide. Sua coloração também pode ser muito variável, do verde intenso ao avermelhado (Benassi et al., 2013). O coco maduro geralmente pesa mais de 1 kg (Canapi et al. 2005).

O coco é formado por uma epiderme lisa ou epicarpo, que envolve o mesocarpo espesso e fibroso, e uma camada muito dura, o endocarpo, que fica mais para o interior do fruto (Fontes & Ferreira, 2006). Segundo Benassi et al. (2013), epicarpo é uma película fina, lisa, com diferentes colorações, que envolve externamente o fruto; o endocarpo é de coloração escura no fruto maduro.

Segundo Alves & Müller (1995), a semente possui tegumento, albúmen sólido, ou seja, polpa, albúmen líquido, ou seja, água de coco, e embrião. A cavidade dentro da polpa, também chamada carne, tem volume médio de 300 ml e contém o líquido do endosperma, água de coco. (Canapi et al. 2005)

Segundo Fontes & Ferreira (2006) a semente, envolvida pelo endocarpo, é constituída por tegumento, que é uma camada fina de cor acastanhada, que fica entre o endocarpo e o albúmen sólido. Segundo Benassi et al. (2013), o albúmen sólido, polpa do fruto, é uma camada branca e muito oleosa. Segundo Canapi et al. (2005) a polpa do fruto, tem aproximadamente 1–2 cm de espessura. Por outro lado, segundo Fontes & Ferreira (2006), o tegumento é uma camada carnosa, branca e muito oleosa, que forma uma grande cavidade onde se encontra o albúmen líquido.

No coco, próximo a um dos orifícios do endocarpo, e envolvido pelo albúmen sólido, está o embrião. (Fontes & Ferreira, 2006). Embrião é a estrutura localizada próximo a um dos três orifícios do endocarpo (Benassi et al., 2013). A Fig. 2.2, apresenta a morfologia do coco.

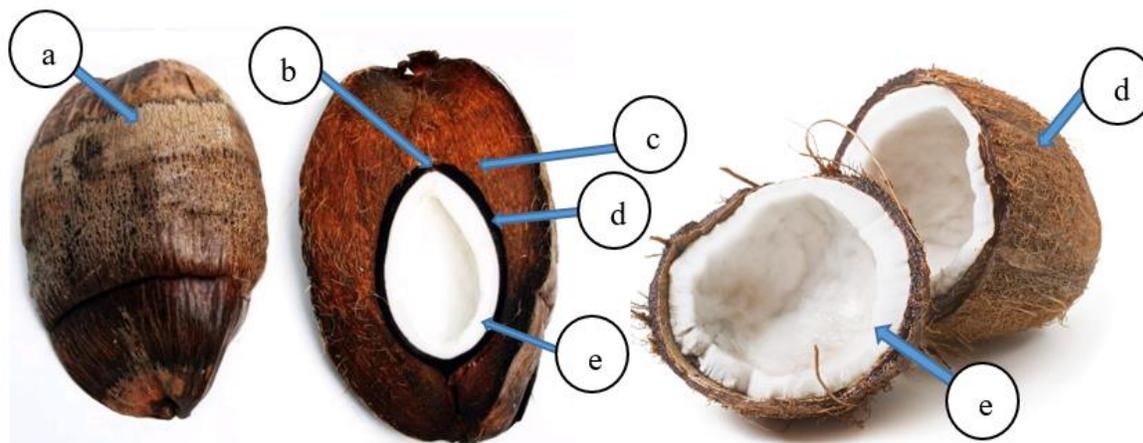


Fig.2-2: Morfologia do coco:

a) epicarpo; b) embrião; c) mesocarpo; d) endocarpo; e) albúmen sólido (polpa), (Adaptado). (Fonte: Schmier et al., 2016; Freepik, 2023).

De acordo com Canapi et al. (2005), a partir da amêndoa, polpa, obtêm-se os seguintes produtos: óleo de coco, coco ralado, leite desnatado de coco, creme de coco, farinha de coco, proteína em pó e farinha de copra.

2.1.2. Cultivo e Crescimento de Coco

Para o sucesso do cultivo, há necessidade da observância de suas exigências ecológicas e culturais. São factores determinantes da produção, as características genéticas, climáticas, edáficas, culturais e fitossanitárias. (Alves & Müller, 1995)

Factores Climáticos

O coqueiro requer clima quente, sem grandes variações de temperatura, com média anual em torno de 27°C e oscilações diárias de 5°C a 7°C, consideradas ótimas para o crescimento e a produção (Fontes & Ferreira, 2006). Temperaturas inferiores a 15° C, provocam desordens fisiológicas, como parada do crescimento e abortamento de flores, e temperaturas muito elevadas, promovem alta taxa de transpiração foliar. (Alves & Müller, 1995)

A precipitação total e a distribuição das chuvas durante o ano influem no desenvolvimento do coqueiro. O regime pluvial ideal é caracterizado por uma precipitação anual de 1.500 mm, com pluviosidade mensal nunca inferior a 130 mm (Fontes & Ferreira, 2006). Entretanto, segundo

Alves & Müller (1995), existem situações excepcionais, como plantios realizados em terrenos com lençol freático pouco profundo (1 - 3 m), que podem amenizar a situação de déficit hídrico.

O coqueiro é uma planta altamente exigente em luz e não se desenvolve bem em condições de baixa luminosidade. Uma insolação de 2 mil horas anuais é considerada ideal. O mínimo deve ser de 120 horas por mês. (Fontes & Ferreira, 2006)

Normalmente os coqueiros resistem bem aos ventos. Somente quando o vento é muito forte, pode derrubar coqueiros altos. Os ventos auxiliam na diminuição de umidade das folhas, reduzindo os riscos de doenças, como acontece nos coqueirais à beira mar. Além do mais, os ventos têm importante papel na disseminação de pólen. (Alves & Müller, 1995)

Factores Edáficos

Segundo Canapi et. al. (2005), o coqueiro pode ser plantado em uma ampla variedade de tipos de solo, desde areias litorâneas até argilas pesadas. De acordo com SIDDIQ et al. (2012), o coco pode crescer sob diferentes tipos de solo, como argiloso, laterítico (rico em ferro e alumínio), arenoso costeiro, aluvial, argiloso, solos recuperados de terras baixas pantanosas e assim por diante. E ainda, segundo Fontes & Ferreira (2006), Regiões sob influência do lençol freático são consideradas favoráveis quando ele ocorre entre 1 e 3 m de profundidade, compensando os períodos de escassez de chuvas. Mas podem ser prejudiciais quando o lençol se mantém na superfície, limitando o crescimento das raízes o que muitas vezes leva à morte da planta.

O coco, sendo uma cultura propagada por sementes, cresce lentamente e requer um longo período de vida pré-frutífera. Antes do plantio, deve ser mantido em viveiro por mais de 6 meses. A idade produtiva do coco geralmente varia entre 3 e 5 anos, dependendo da variedade, fertilidade do solo e condições climáticas. (SIDDIQ et. al., 2012)

2.1.3. Variedades de Cocos

Segundo Seddiq et. al. (2012), existe uma grande variedade de tipos de cocos, desde os tipos selvagens até todas as diferentes encontradas pelo mundo. No que diz respeito às características fenotípicas como cor, tamanho e formato das nozes, formato e simetria da copa, entre outras (Canapi et al. 2005).

O gênero *Cocos* é constituído apenas pela espécie *Cocus nucifera L.* que, por sua vez, é composta por algumas variedades, entre as quais, as mais importantes, do ponto de vista agrônomo, socioeconômico e agroindustrial são: *Typica* (var. Gigante) e *Nana* (var. Anã). Os híbridos de coqueiro mais empregados atualmente são resultantes dos cruzamentos entre essas variedades (Aragão et al., 2001). Entretanto, segundo Silva (1998) o híbrido, tecnicamente, não pode ser classificado como variedade, embora na prática seja assim considerado. Isto é, de acordo com o que diz Siddiq et. al., (2012), como uma cultura arbórea perene, o coco, existe em duas classes principais, que são normalmente reconhecidas com base na estatura: alta e anã.

A variedade gigante

Variedade rústica, de rápido crescimento e longa fase vegetativa, inicia o florescimento entre 5 anos e 7 anos, podendo-se prolongar até 10 anos, caso não haja aplicação de tecnologias. Pode atingir até 30 metros de altura e viver em torno de 90 anos, produzindo em média 60 a 80

frutos/planta/ano. (Aragão et al., 2001). O coco produzido é comercializado maduro para o aproveitamento da polpa, tanto para uso doméstico quanto para agroindústria, não é recomendado para o consumo da água (Silva, 1998). É utilizado basicamente na indústria, por apresentar copa espessa. A vida econômica do coqueiro gigante atinge 60 a 80 anos (Alves & Müller, 1995).

A variedade anã

O coqueiro anão é de porte baixo, em torno de 12 metros de altura e bastante precoce, iniciando a colheita a partir do terceiro ano de idade (Silva, 1998). Caracteriza-se por apresentar taxas de autofecundação em diferentes graus, crescimento lento, menor rusticidade que o gigante (Alves & Müller, 1995). Sua produção de polpa é insignificante, e conseqüentemente é rejeitada pelas agroindústrias de alimento (Aragão et al., 2001). Sua produção é voltada para o consumo de água, devido ao excelente sabor (Silva, 1998), e por formar pequena camada de albúmen sólido (Alves & Müller, 1995). A produtividade gira em torno de 150 a 200 frutos/planta/ano a qual estabiliza-se por volta dos 8 anos. Sua vida útil está entre 30 anos e 40 anos (Aragão et al., 2001). A variedade anã é composta por cultivares que são identificadas pela coloração da casca (epicarpo) do fruto, das quais podemos citar o anão-verde, o anão-amarelo e o anão-vermelho (Benassi et al., 2013).

Híbrido

Segundo Fontes & Ferreira (2006), o coqueiro-híbrido é uma cultivar de ampla utilidade comercial, que pode ser empregada tanto para a produção de água-de-coco como para a indústria. De acordo com Silva (1998), os frutos prestam tanto para o consumo da água, quanto para o consumo maduro ou seco, visando o aproveitamento da polpa.

O coqueiro híbrido, também conhecido como anão-gigante é obtido do cruzamento do coqueiro anão com coqueiro gigante, originando uma planta de porte intermédio, entre o anão e o gigante (Silva, 1998), resultante de um programa de melhoramento genético através de técnicas de fecundação dirigida ou fecundação assistida (Benassi et al., 2013). Segundo Alves & Müller (1995), os frutos do cruzamento entre anão x gigante nos plantios tecnicamente conduzidos, associam características favoráveis dos paternos, como rusticidade, alta produção de frutos, e resistência as pragas e doenças.

Mundialmente são desenvolvidos programas de melhoramento genético do coqueiro onde são obtidos e avaliados híbridos resultantes do cruzamento de anão x anão, anão x gigante e gigante x gigante (Benassi et al., 2013).

2.1.4. Óleo de Coco

O óleo é definido como uma substância formada pela condensação de glicerol e ácido graxo, formando triglicerídeos (Moretto & Alves, 1986 citado por Candido & Maziero, 2017). Ou ainda como explica Gupta (2017), óleo é uma mistura de 96 a 98% de triagliceróis de ácidos graxos, comumente referidos como triglicerídeos, com o restante consistindo em outros compostos dispersáveis em gordura ou gorduras solúveis.

Pode ser obtido de animais, vegetais ou microrganismos. É insolúvel em água e líquido a 20°C. A diferença entre os óleos é a sua composição em relação aos ácidos graxos. O número de moléculas

de carbono e a presença ou ausência de cadeia não saturadas nos ácidos graxos é o que determina o tipo de óleo na composição. (Moretto & Alves, 1986 citado por Candido & Maziero, 2017).

Gorduras e óleos comestíveis são essencialmente compostos de triacilgliceróis (TAG), acompanhados por baixos níveis de diacilgliceróis (DAG), monoacilgliceróis (MAG) e ácidos graxos de livres (FFA, do inglês “Freefatty acids”). (Estrada, 2017)

Segundo Gupta (2017) uma molécula de triglicerídeo é chamada de óleo se este estiver no estado líquido à temperatura ambiente, e gordura se estiver semissólida. A definição de “temperatura ambiente” varia de acordo com o clima de uma região. Por exemplo, em regiões tropicais a temperatura ambiente pode ser $>35^{\circ}\text{C}$, enquanto que em regiões de clima temperado, pode ser de 20°C . Um bom exemplo é o óleo de coco, que é líquido a temperatura ambiente em regiões semitropicais durante o ano excepto em meses de inverno que se torna sólida e deve ser chamado de gordura, embora o óleo de coco seja sempre referido como óleo.

2.1.4.1. Composição química do óleo de coco

Segundo Talbot (2015), o óleo de coco pertence a um grupo de óleos ricos em ácido láurico (C12:0). Existem dois principais tipos de óleos láuricos: óleo de coco e óleo de palmiste. Ambos são óleos tropicais, e ambas são culturas arbóreas. Eles diferem de todas outras commodity's de óleos no que se refere aos ácidos de cadeia média (Scrimgeour, 2005). O ácido graxo mais abundante neste grupo é o ácido láurico, $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{10}\text{COOH}$. Mais de 90% dos ácidos graxos do óleo de coco estão saturados. Isso explica seu baixo valor de iodo, variando de 7 a 12 (Canapi et al. 2005).

Cerca de 98% da matéria do óleo de coco são TAG, que são principalmente triglicerídeos de cadeia média (TCM). Ao contrário dos triglicerídeos esterificados com ácidos graxos de cadeia longa os TCM são menores em tamanho molecular e podem exigir menos energia e menos enzimas para serem decompostos na digestão, tornando-os assim uma excelente fonte de energia rápida (Babayan, 1987 citado por Siddiq et. al., 2012).

As espécies moleculares TAG mais dominantes do óleo de coco são trilaurina (21%), dilauril caprina (17,5%) e dilauril miristina (18%); as moléculas TAG restantes são inferiores a 12% (Tan & Che Man, 2000, 2012 citados por Siddiq et. al., 2012). Segundo Os padrões de distribuição dos ácidos graxos nas moléculas de TAG do óleo de coco são importantes nutricionalmente (Siddiq et. al., 2012). Na Tab.2.2 apresenta-se a composição típica de ácidos graxos no óleo de coco.

Tab. 2-2: Composição de Ácidos graxos (%) no óleo de coco.

(Fonte: Talbot, 2015)

Ácido graxo	C6:0	C8:0	C10:0	C12:0	C14:0	C16:0	C18:0	C18:1	C18:2	C18:3	C20:0
	0.63	8.24	6.53	47.42	18.26	9.33	2.68	5.25	1.57		
Óleo de coco virgem	0.52– 0.69	7.19– 8.81	5.65– 6.59	46.89– 48.03	16.23– 18.90	7.41– 9.55	2.81– 3.57	5.72– 6.72	0.90– 1.60		

2.1.4.2. Processamento do Óleo de Coco

O óleo de coco é produzido da copra (Talbot, 2015). Segundo Canapi et. al. (2005), a copra é a polpa do coco seca. A polpa fresca contém aproximadamente 50% de humidade. Assim vários métodos de secagem são empregados para reduzir o teor de umidade, idealmente, para 6–8%. A conversão da polpa fresca em copra é uma etapa essencial para que o óleo seja extraído pelo método de extração mecânica convencional.

Segundo Siddiq et. al. (2012), para a extração do óleo de coco, podem ser empregados o método de processamento seco e o húmido. O processo seco é o mais simples e mais econômico para a extração de óleo. Em escala industrial, segundo Canapi et al (2005), este é o método tradicional para a extração de óleo de coco. Neste método, a polpa do coco é submetida a desidratação para obtenção da copra. Segundo Talbot (2015), neste processo, a copra primeiro é seca ao sol ou no fogo, ou em fornos. E conforme explica Siddiq et. al. (2012), quando os pedaços de copra são colocados na prensa hidráulica ou de parafuso (*expellers*), a alta pressão faz com que o óleo esorra da copra.

No processo húmido, a matéria prima é a polpa fresca do coco ao invés da copra (Canapi et al. 2005). Segundo Talbot (2015), neste processo aproveita-se a polpa fresca do coco e produz-se uma emulsão entre a água e o óleo do coco. E segundo Canapi et al. (2005), o óleo extraído não necessita de ser refinada, como quando o óleo vem da copra. E os coprodutos do óleo do processo húmido são comestíveis. (Canapi et al. 2005).

2.1.4.3. Óleo Virgem

O óleo virgem de coco (OVC) é um produto obtido a partir de polpa fresca madura por meios mecânicos ou naturais, com ou sem aplicação de calor. (Bawalan and Chapman, 2006 citado por Siddiq et. al., 2012). Segundo Siddiq et. al. (2012) o OVC deve ser produzido de forma mais natural, evitando refino químico. Embora o OVC possa ser processado por método úmido ou seco, existem grandes diferenças entre eles no que diz respeito à eficiência de extração, custo de produção e qualidade do produto final.

Produção do óleo Virgem pelo método húmido

No processo húmido, o OVC é produzido diretamente a partir da polpa de coco fresco triturado, retirando-se o leite dele. O leite de coco é essencialmente uma emulsão de óleo em água estabilizada por proteínas. Para a recuperação do óleo, as ligações proteicas associadas ao leite precisam ser quebradas pela aplicação de calor, enzimas ou alguma outra força mecânica. (Siddiq et. al., 2012)

Segundo Canapi et. al. (2005), no processo húmido é obtido uma qualidade de produtos de óleo superior e recuperação de nutrientes que seriam perdidos na copra. Tipicamente, uma quantidade de 6,8 toneladas de óleo de coco “natural” pode ser extraída de 25 toneladas de polpa de coco fresca.

Produção do óleo Virgem pelo método Seco

O processo seco é outro método usado para produção de OVC (Siddiq et. al., 2012). O processo seco envolve extração mecânica do óleo em prensas (*crushers ou expellers*), com a copra como matéria prima (Canapi et al. 2005).

Diferente do método húmido, a polpa do coco fresca tem de ser parcialmente desidratada num sistema de secagem a baixa temperatura. Primeiro, a polpa é dividida em pequenas partículas e sob temperatura controlada, de modo a atingir uma mistura de 10-13%. (Siddiq et. al., 2012)

E ainda segundo explica Siddiq et. al. (2005), depois de desidratação parcial, as partículas são sujeitas a prensa hidráulica (ou de parafuso) para extração de óleo. Uma vez que o óleo extraído possui relativamente uma matéria prima com elevada mistura, o óleo bruto produzido possui maior quantidade de água, que deve ser removida antes do armazenamento.

2.1.4.4. Benefícios do óleo de coco

Segundo Rondó Jr. (2016), o óleo de coco é uma poderosa fonte de energia imediata, como os carboidratos. Seu uso beneficia diabéticos e pré-diabéticos com perda de peso, ganho de energia e mais facilidade para controlar a evolução da doença. Isto porque não causa picos de insulina no sangue nem efeitos debilitantes associados a ele.

Segundo Siddiq et. al. (2012) com base no trabalho de pesquisa relatado na década de 1970 por Kabara (1978, 1979), o ácido láurico em sua forma monoglicerídeo (monolaurina) é conhecido por apresentar atividades antibacterianas, antivirais e antifúngicas. Apesar de ainda precisar-se de mais estudos na área, alguns ensaios clínicos demonstraram que a monolaurina do óleo de coco também pode possuir alguma resistência contra o VIH-SIDA, ajudando assim no seu tratamento.

2.2. Técnicas de Extração de Óleos Vegetais

Segundo Kemper (2005), a extração de óleo remonta a 1650 a.C. quando as azeitonas maduras eram prensadas manualmente no Egito, usando pilões de madeira e pilões de pedra. O azeite extraído era filtrado em pêlos de cabra e utilizado como lubrificante. E Por volta de 184 a.C., os romanos desenvolveram tecnologias mais sofisticadas, como moinhos de borda e prensas de parafuso e cunha. Essas tecnologias combinaram a alavancagem e o uso da força animal para auxiliar na moagem e extração de óleo. Desde a época romana até ao século XVIII, tecnologia semelhante foi utilizada para a extração de óleo.

Segundo Pighinelli e Gambetta (2012), hoje em dia, comercialmente, existem três métodos utilizados para a produção de óleos vegetais: prensagem hidráulica, prensagem mecânica contínua (*screw press*) e extração por solvente. Estes métodos incluem-se os quatro métodos possíveis segundo explica Sari (2006), como representado na Fig. 2.3.

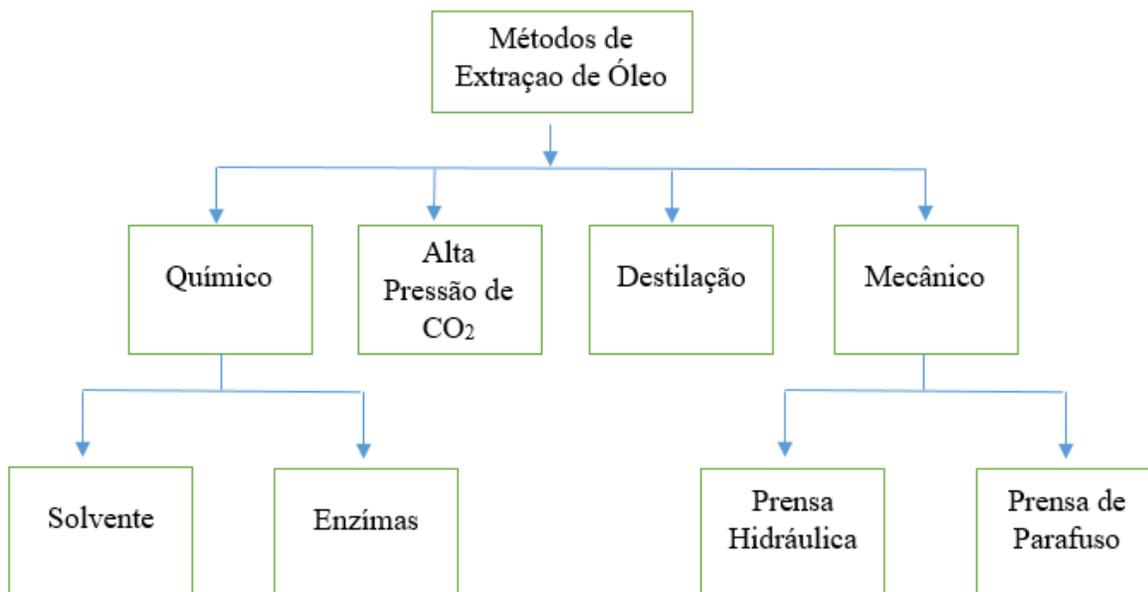


Fig.2-3: Métodos básicos de extração de Óleo (Adaptado).

(Fonte: Sari, 2006)

2.3.Avaliação Comparativa dos Métodos de Extração Mecânica de Óleos Vegetais

Os métodos de extração mecânica são, dos métodos conhecidos, mais antigos. Os mesmos, baseiam-se na compressão mecânica de sementes.

Diferentes mecanismos podem ser usados para compressão. Segundo Sari (2006), os mais conhecidos são o mecanismo de prensa hidráulica e mecanismo de prensa de parafuso.

2.3.1. Prensa Hidráulica

Em 1795 J. Bramah, na Inglaterra, inventou a prensa hidráulica para extração de óleo. (Kemper, 2005). Segundo cita Yusuf et al. (2021), uma prensa hidráulica típica consiste em uma bomba que fornece a força motriz para o fluido, o próprio fluido é o meio de transmissão de energia através de tubos e conectores hidráulicos, dispositivos de controle e o motor hidráulico que converte a energia hidráulica em energia útil.

Segundo Pighinelli e Gambetta (2012), numa típica prensagem hidráulica, existem três etapas. Inicialmente, a etapa de carregamento, acontece antes que o óleo comece a sair da massa dos grãos das sementes, também chamado de ponto de óleo. A aplicação de carga compressiva faz com que as sementes forcem o ar para fora dos macro-poros. Este processo continua até um ponto crítico que ocorre quando as sementes respondem à pressão através dos seus pontos de contacto. Isso

provoca a alteração do volume e inicia a saída do óleo, no estágio inicial. Quando a primeira gota de óleo vaza da massa, inicia-se o segundo estágio, isto é, o estágio dinâmico, onde o ar é deslocado pelo líquido e é extraída uma mistura ar-fluído. O fluxo de óleo aumenta rapidamente até o máximo, que é quando termina o segundo estágio. O último estágio ou estágio final, começa quando a vazão instantânea máxima, ou seja, o volume está completamente preenchido com fluído, é atingida.

Um exemplo de modelo actual de uma prensa hidráulica usada para extracção de óleo é mostrado na Fig. 2.4.



Fig.2-4: Exemplo de um modelo actual de prensa para extração de óleo (Adaptado).

Legenda: 1-tanque; 2-pilar; 3-cilíndro; 4-suporte.

(Fonte:[h]).

2.3.2. Prensa de Parafuso

Em 1900, Valerius D. Anderson inventou a prensa mecânica de parafuso em Cleveland, Ohio. A prensa de parafuso mecânica foi um avanço radical e um avanço tecnológico significativo em relação às prensas hidráulicas usadas na época (Kemper, 2005). A Fig. 2.4 mostra uma prensa de Anderson usada antigamente.

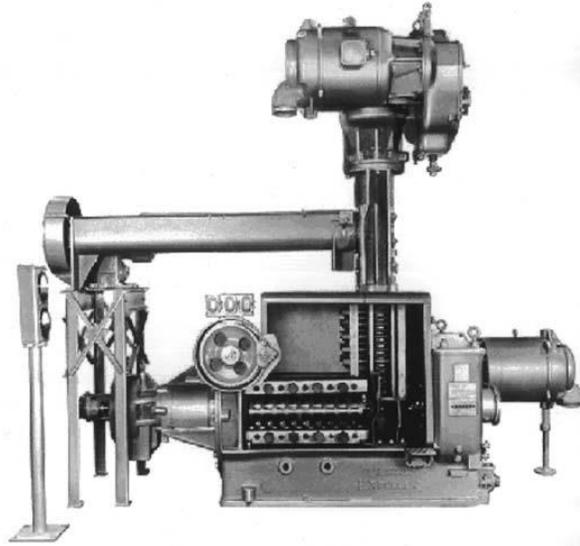


Fig.2-5: Prensa de Parafuso de Anderson.

(Fonte: Kemper, 2005)

Segundo Sari (2006), a superioridade do sistema de prensa de parafuso baseia-se no fluxo contínuo de sementes ou matéria prima. Além disso, as prensas de parafuso são mais preferíveis, uma vez que são mais eficientes em relação às prensas hidráulicas que são lentas e não eficientes para obter boas taxas de recuperação de óleo.

Segundo Akinoso et al. (2009), citado por Pighinelli e Gambetta, (2012), o princípio de funcionamento da prensagem mecânica contínua é de forçar a massa da oleaginosa ao longo do cilindro pela ação giratória do parafuso. O volume da massa vai sendo reduzido à medida que ocorre a transição pelo cilindro, provocando a compressão do bagaço, ou torta, e a conseqüente saída de óleo pela perfuração das barras de revestimento do cilindro enquanto o bagaço desengordurado é descarregado pelo orifício anular (ver Fig. 2-6).

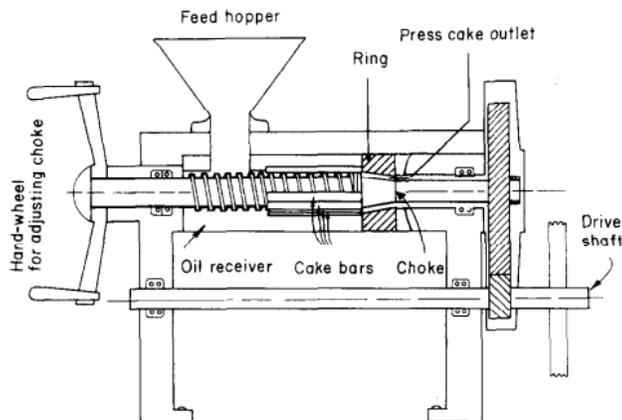


Fig.2-6: Prensa de Parafuso.

(Fonte: Khan e Hanna, 1983)

Uma prensa de parafuso, conforme ilustrado na Fig. 2-6, possui um eixo principal horizontal que transporta o conjunto de rosca, que é formado integralmente com o eixo. O parafuso gira dentro de uma gaiola ou cilindro, que é revestido com barras de aço para ferramentas endurecidas. Espaçadores são usados entre as barras de revestimento para permitir a drenagem do óleo à medida que a pressão no material de alimentação aumenta. Na extremidade de descarga, um cone móvel ou estrangulador controla a pressão operacional alterando a largura do espaço anular através do qual o bagaço de prensagem deve passar. O afogador é normalmente ajustado por um volante na extremidade oposta do parafuso. O calor gerado pelo atrito pode ser dissipado resfriando a gaiola e o eixo com água (Khan e Hanna, 1983).

3. Desenvolvimento: Projecção da Prensa Mecânica de Parafuso Contínuo

Nesta secção apresentam-se os elementos da prensa de parafuso, bem como o cálculo dimensional e de esforços actuantes nos principais elementos da prensa.

3.1. Componentes e Estrutura da Prensa

A prensa é dividida em subgrupos de componentes para melhor análise da mesma durante os cálculos do projecto.

As partes principais da prensa são:

- Estrutura de base da prensa;
- O alimentador ou sistema de alimentação da matéria-prima;
- Corpo da prensa; e
- Sistema de accionamento.

A estrutura de base da prensa é que vai suportar outros elementos, e é constituído de: mesa de apoio (ou base) e apoios de rolamentos. O alimentador é considerado neste projecto como o conjunto composto por todo sistema antes da entrada da matéria-prima a ser comprimida no parafuso, as principais partes deste subgrupo são o triturador de coco e o funil alimentador. O corpo da prensa é onde ocorre a compressão do coco, isto é, onde o parafuso de prensagem se encontra, e vai até o cone de saída de bagaço. O sistema de accionamento vai ser composto por um motor eléctrico, por um redutor de velocidades de engrenagens e transmissão por correias trapezoidais.

3.2. Especificações do projecto

A primeira especificação requerida do projecto é a capacidade da prensa, que é determinada neste projecto como sendo de 100 Kg/h, e os cálculos do projecto se basearão atendendo este dado.

O parâmetro inicial para a escolha do motor eléctrico foi a potência. E se baseando em algumas prensas, análogas a que se pretende projectar, já disponíveis no mercado para a mesma capacidade escolhe-se um motor de 2,2 kW (3 cv) com uma rotação de 1450 rpm.

A simplicidade de manufacturar os elementos de máquina dimensionados é um factor importante e que determina a metodologia de dimensionamento. Daí que deve ser avaliada a facilidade de fabricação dos elementos da máquina. E para tornar mais fácil a fabricação das peças da máquina, assumem e tomam-se as seguintes consideração:

1. As peças devem apresentar geometria simples e deve-se ter o menor número possível de elementos;
2. Devem-se usar dimensões normalizadas, sempre que possível;
3. As peças devem ser de fácil montagem e desmontagem;
4. Evitar graus de tolerância apertadas, para além da capacidade real do processo de fabricação.
5. O peso e o volume da máquina devem ser as mínimas possíveis, para facilitar o transporte e construção da máquina.

6. A segurança de operação deste tipo de máquina é de extrema importância. Principalmente em zonas rurais, onde as pessoas não são muito familiarizadas com a tecnologia como em zonas urbanas, daí que devem-se tomar medidas de precaução contra qualquer acidente possível.

Estes passos visam principalmente facilitar o processo de fabricação das peças e de montagem das mesmas, reduzir o tempo de fabricação, reduzir o custo de projecto, aumentar a qualidade do produto e garantir a segurança de operação da máquina.

3.3. Taxa de óleo requerida no projecto

A capacidade da máquina é dada em termos de fluxo de massa, entretanto é conveniente para o projecto converter para unidades em termos de fluxos volumétricos.

De acordo com NG Jer et al (2021), a densidade do óleo de coco é de $924,27 \text{ Kg/m}^3$, e de acordo com Siddiq (2012) para 100 gramas de polpa de coco fresco a percentagem de óleo é de 37%. Daí que determina-se que para 100g de polpa de coco tem-se 0,11 L. E tem-se que, portanto, 100kg/h de coco corresponde a 110 L/h, conforme a equação (3.3.1).

$$Q_{l/h} = (100000 \text{ g/h}) \cdot \frac{(0,11 \text{ L/h})}{100 \text{ g/h}} = 110 \text{ L/h} \quad (3.3.1)$$

Entretanto, esse valor é apenas teórico, pois segundo Sari (2006) o volume alimentado na prensa de parafuso não é necessariamente o volume final que o parafuso de prensagem transporta para frente. Para se ter um valor aproximadamente realístico assume-se uma eficiência, ε , de 90% do volume alimentado na prensa e o volume que é transportado para frente ao longo do parafuso. E o volume real é obtido como:

$$V_{real} = \frac{V_{teorico}}{0,9} = 122,2 \text{ L/h} \quad (3.3.2)$$

Assim, da equação (3.3.3), o volume que será usado para o cálculo do projecto é de 122,2 L/h.

Segundo Sari (2006), citando o estudo feito por Mrema e McNulty (1985), sob pressão suficiente e assumindo sem condições de fuga ou derramamento, o volume total de certa quantidade de semente cai para a metade como pode ser visto na Fig. 3-1. Onde σ_t é a pressão total aplicada; σ_i é a pressão da polpa da semente; u é a pressão do fluido.

Assim, o volume da polpa de coco comprimida passa a ser de 61,1 L/h. Este volume é a composição do volume do bagaço, $Q_{bagaço}$, e o volume do óleo, $Q_{óleo}$, conforme a equação (3.3.3).

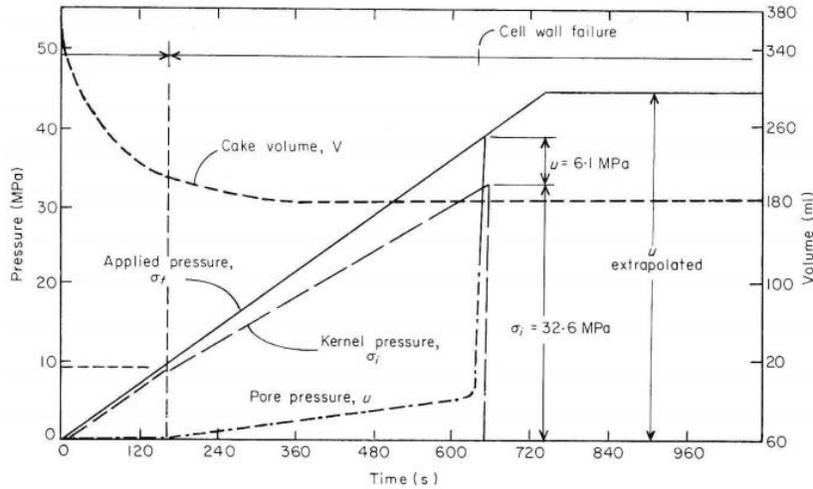


Fig.3-1: gráfico de pressão, variação de volume do bagaço e óleo extraído.

(Fonte: Mrema e McNulty,1985).

$$Q_{\text{côco comprimido}} = Q_{\text{bagaço}} + Q_{\text{óleo}} \quad (3.3.4)$$

Para se determinar o fluxo volumétrico do bagaço, usa-se a equação (3.3.4).

$$Q_{\text{bagaço}} = Q_{\text{côco comprimido}} - Q_{\text{óleo}} \quad (3.3.5)$$

A taxa de recuperação de óleo é, em Kg/h, é determinada como:

$$R_{\text{óleo}} = C_{\text{prensa}} \cdot \epsilon \cdot \eta \quad (3.3.6)$$

C_{prensa} – capacidade da prensa

ϵ – percentagem de óleo de côco

η – eficiencia de recuperacao de óleo

$$\eta = \frac{\text{óleo recuperado}}{\text{quantidade total de óleo}} \quad (3.3.7)$$

Neste projecto a quantidade residual contida no bagaço é assumida como 15% do total do óleo. A capacidade da prensa é dividida por uma percentagem de eficiência ou coeficiente de correcção, que se assume como de 90%. Assim, a taxa de recuperação de óleo fica 34,9 Kg/h.

$$R_{\text{óleo}} = \frac{100 \text{ Kg/h}}{0,9} \cdot 0,37 \cdot 85 = 34,9 \text{ Kg/h}$$

O fluxo volumétrico do óleo (Kg/m^3), é determinado pela equação (3.3.7), que é a razão entre a taxa de recuperação, $R_{\text{óleo}}$ (Kg/h), e a densidade do óleo, ρ (Kg/m^3).

$$Q_{\text{óleo}} = \frac{R_{\text{óleo}}}{\rho} \quad (3.3.8)$$

$$Q_{\text{óleo}} = \frac{34,9 \text{ Kg/h}}{924,27 \text{ Kg/m}^3} = 0,038 \text{ m}^3/\text{h} = 38 \text{ L/h}$$

E deste modo, determina-se o fluxo do bagaço como:

$$Q_{\text{bagaço}} = 61,1 - 38 = 23,1 \text{ L/h}$$

Tab. 3-1: Fluxos volumétricos do óleo e do bagaço, para a capacidade teórica de 100Kg/h.

Designação	Valor do fluxo volumétrico (L/h)
$Q_{l/h}$	110
$V_{real} = \frac{Q_{l/h}}{\varepsilon}$	122,2
$Q_{\text{coco comprimido}}$	61,1
$Q_{\text{óleo}}$	38
$Q_{\text{bagaço}}$	23,1

3.4. Cálculos do Sistema de accionamento

O sistema de transmissão é composto por:

- Motor eléctrico;
- Transmissão por correias trapezoidais;
- Redutor de velocidade.

3.4.1. Cálculo da Transmissão por correia

O motor do projecto apresenta uma potência nominal, P_n , de 2,2 kW e velocidade de rotação assíncrona, N_1 , de 1450 rpm. A potência do projecto, P_p , é de 2,64 kW no cálculo de transmissão por correias e pode ser determinada da equação (3.4.1). Esta potência considera um factor de serviço, f_s , que leva em conta o tipo de máquina, tipo de motor e regime de serviço da máquina (ver Fig. em Anexo A 1).

$$P_p = P_n \cdot f_s \quad (3.4.1)$$

A partir do diagrama em Anexo A 2, para potência de 2,64 kW e rotação de 1450 rpm, escolhe-se uma correia trapezoidal ou em “V” com perfil A.

Assume-se que a prensa vai trabalhar de 8-10 horas por dia. Escolhe-se inicialmente para o projecto que a distância entre centros das polias motrizes e movidas seja de $C=500$ mm e que os diâmetros

das polias menores, d_1 e d_3 , sejam de 75 mm e 65 mm , respectivamente. E o diâmetro da polia movida, D_2 , no veio da entrada do redutor, seja de 150 mm . Tais valores de diâmetros são os recomendados para polias motrizes e movidas, para este tipo de correias.

3.4.1.1. Relação de transmissão

A relação de transmissão da correia que acciona o parafuso de prensagem, i_1 , é dada pela razão entre o diâmetro da polia no veio do motor, d_1 , e o diâmetro da polia no veio de entrada do redutor, D_2 , e é determinada como sendo igual a 2, segundo a equação (3.4.2).

$$i_1 = \frac{D_2}{d_1} \quad (3.4.2)$$

Assim, a velocidade de rotação, N_2 , do veio na entrada do redutor é calculada como sendo igual a 725 rpm , conforme a equação (3.4.3).

$$N_2 = \frac{d_1}{D_2} \cdot N_1 \quad (3.4.3)$$

A relação de transmissão, i_2 , para a transmissão por correia que vai accionar o triturador da polpa de coco, será determinada como sendo a razão entre o diâmetro da polia motriz, d_3 , no veio mesmo veio da entrada do redutor, e o diâmetro da polia movida, D_4 , no veio de entrada do triturador. Segundo Siteo (1996), para correias trapezoidais a relação de transmissão admissível varia de 2 a 4 (ver anexo A 6). Daí que, determina-se i_2 como sendo igual a 2,5.

Portanto, a velocidade de rotação no veio de entrada do triturador, N_3 , e o diâmetro da polia movida, D_4 , no mesmo veio serão, respectivamente, 290 rpm e $162,5\text{ mm}$, segundo as equações (3.4.4) e (3.4.5).

$$N_3 = \frac{N_2}{i_2} \quad (3.4.4)$$

$$D_4 = i_2 \cdot d_3 \quad (3.4.5)$$

O diâmetro normalizado da polia movida, $D_{4normalizado}$, é de 165 mm .

3.4.1.2. Correção da relação de transmissão

$$i_{2corrigida} = \frac{D_{4normalizado}}{d_3} = \frac{165}{65} \approx 2,538 \quad (3.4.6)$$

$$\Delta_{i2} = \frac{i_{2corrigida} - i_2}{i_2} = \frac{2,5 - 2,538}{2,538} \approx 0,015 \quad (3.4.7)$$

O erro é menor que 5%, logo não é necessário se adoptar medida correctiva, podendo se manter este valor para o diâmetro da polia, $D_{4normalizado}$.

3.4.1.3. Cálculo do comprimento da correia

O comprimento da correia para o accionamento da prensa, l_1 , é determinada como sendo igual a 1353,29 mm, e o comprimento da correia para o accionamento do triturador da polpa de coco, l_2 , é de 1361,15 mm, conforme as equações (3.4.8) e (3.4.9).

$$l_1 = 2C + 1.57(D_2 + d_1) + \frac{(D_2 - d_1)^2}{4C} \quad (3.4.8)$$

$$l_2 = 2C + 1.57(D_4 + d_3) + \frac{(D_4 - d_3)^2}{4C} \quad (3.4.9)$$

Entretanto os comprimentos das correias, l_1 e l_2 , devem ser padronizados tomando-se valores recomendados, 1355 mm e 1372 mm, respectivamente.

3.4.1.4. Comprimento de ajuste das correias

Os comprimentos de ajuste das correias, $l_{A(1)}$ e $l_{A(2)}$, são determinadas segundo as equações (3.4.10) e (3.4.11), como 1001,75 mm e 1010,9 mm, respectivamente.

$$l_{A(1)} = l_1 - 1.57(D_2 + d_1) \quad (3.4.10)$$

$$l_{A(2)} = l_2 - 1.57(D_4 + d_3) \quad (3.4.11)$$

3.4.1.5. Correção da distância entre centros

As distâncias entre centros corrigidas, $C_{a(1)}$ e $C_{a(2)}$, são determinadas como sendo 500 mm e 503 mm, respectivamente, segundo a equação (3.4.12).

$$C_{(a)} = \frac{l_A - h(D - d)}{2} \quad (3.4.12)$$

O coeficiente h , é o coeficiente de correção da distância entre centros, e é determinada da Fig. em Anexo A 7.

3.4.1.6. Cálculo do ângulo de abraçamento das correias

Os ângulos de abraçamento das correias sobre as polias, α_1 e α_2 , são determinadas como 171° 27' e 168° 40' 12", respectivamente, segundo a equações (3.4.13).

$$\alpha = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(D - d)}{C} \quad (3.4.13)$$

Segundo o que explica Siteo (2005), estes valores são maiores que o mínimo admissível $[\alpha] = 120^\circ$ para correias trapezoidais e por isso não é preciso alterar a distância interaxial ou utilizar qualquer dispositivo tensor ou desviador.

3.4.1.7. Capacidade de Transmissão de Potência por Cada Correia

A potência admissível por correia é dada pela equação (3.4.14), segundo Melconian (2008).

$$P_{adm} = (P_b + P_a) \cdot f_{cc} \cdot f_{cac} \quad (3.4.14)$$

Onde, P_{adm} é a capacidade de transmissão de potência, ou potência admissível por correia, em $[cv]$; P_b e P_a , são a potência básica e potência adicional, respectivamente, em $[cv]$, que podem ser determinadas da Fig. em Anexo A 3 e A 4; f_{cc} é um factor de correcção do comprimento, que é determinada segundo a Fig. em Anexo A 5; f_{cac} é um factor de correcção do arco de contacto, ou ângulo de abraçamento, este coeficiente é obtido da Fig. em Anexo A 6.

Para a correia que acciona a prensa tem-se que:

$$P_{adm(1)} = (1,2175 + 0,27) \cdot 0,93 \cdot 0,9798 = 1,36 \text{ cv} \approx 1 \text{ kW}$$

$$P_{b(1)} = 1,2175 \text{ [cv]} \text{ (por interpolação: para } n_1 = 1450 \text{ rpm; } d_1 = 75 \text{ mm)}$$

$$P_{a(1)} = 0,27 \text{ [cv]} \text{ (por interpolação: para } n_1 = 1450 \text{ rpm; } v_1 = 5,69 \text{ m/s)}$$

$$f_{cc(1)} = 0,93$$

$$f_{cac(1)} = 0,9798 \text{ (por interpolação: para } \alpha_1 = 171^\circ 27')$$

Para a correia que acciona o triturador da polpa de coco, tem-se que:

$$P_{adm(2)} = (0,5325 + 0,135) \cdot 0,93 \cdot 0,97 = 0,602 \text{ cv} \approx 0,44 \text{ kW}$$

$$P_{b(2)} = 0,5325 \text{ cv} \text{ (por interpolação: para } n_2 = 725 \text{ rpm; } d_3 = 65 \text{ mm)}$$

$$P_{a(2)} = 0,135 \text{ [cv]} \text{ (por interpolação: para } n_2 = 725 \text{ rpm; } v_2 = 2,47 \text{ m/s)}$$

$$f_{cc(2)} = 0,93$$

$$f_{cac(2)} = 0,97 \text{ (por interpolação: para } \alpha_2 = 168^\circ 40' 12'')$$

As velocidades das correias, v_1 e v_2 , são determinadas pela equação (3.4.15).

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{60000} \quad (3.4.15)$$

3.4.1.8. Número de correias

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o número de correias necessárias para a transmissão é segundo a equação (3.4.16).

$$Z_{c(1)} \geq \frac{P_p}{P_{adm(1)}} = \frac{2,64 \text{ kW}}{1 \text{ kW}} \approx 2,64 \quad (3.4.16)$$

Portanto, $Z_{c1} = 3$ Correias, é o número de correias necessário para o accionamento da prensa de parafuso.

Segundo Siteo (1996), o rendimento das correias trapezoidais varia de 92 a 95%. Assumindo que o rendimento da transmissão da correia para accionamento da prensa, μ , seja de 95%, então a potência no veio de entrada do redutor, ou veio onde se encontra a polia motriz da correia de accionamento do triturador da polpa de coco será conforme a equação (3.4.17).

$$P_{p(2)} = P_p \cdot \mu = 2,64 \cdot 0,95 = 2,508 \text{ kW} \quad (3.4.17)$$

Portanto, o número de correias, $Z_{c(2)}$, para transmissão do accionamento do triturador será, conforme a equação (3.4.18).

$$Z_{c(2)} = \frac{P_{p(2)}}{P_{adm(2)}} = \frac{2.508 \text{ kW}}{0,44 \text{ kW}} = 6 \quad (3.4.18)$$

Portanto, $Z_{c(2)} = 6$ Correias, é o número de correias necessário para o accionamento do triturador da polpa de coco.

3.4.1.9. Esforços na Transmissão

Para determinar a força motriz e força resistiva nas correias, primeiramente deve-se determinar o torque e a força tangencial, a partir das equações (3.4.19) e (3.4.20), respectivamente.

$$T = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{N} \quad (3.4.19)$$

$$F_T = \frac{2 \cdot T}{D} \quad (3.4.20)$$

Onde T é o torque; F_T é a força tangencial; P é a potência; N é a velocidade de rotação; e D é o diâmetro da polia.

Assim a força motriz (F_1) e a força resistiva (F_2) na correia, são determinadas a partir das equações (3.4.21) e (3.4.22)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha_{rad}} \quad (3.4.21)$$

$$F_1 - F_2 = F_T \quad (3.4.22)$$

Onde $e \cong 2,718282\dots$; f é o coeficiente de atrito, que é tomado como sendo $f = 0,25$; α_{rad} é o ângulo de abraçamento, em radianos.

Portanto a força resultante, será determinada pela equação (3.4.23).

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha} \quad (3.4.23)$$

Tab. 3-2: Apresentação dos principais parâmetros geométricos para a correia de accionamento da prensa.

Correia (1)				
			Tipo	Em V-Hi Power II
			Perfil	“A”
Parâmetro		Designação	Valor	Unidade
Relação de tramissão	—	i_1	2	—
Diâmetro	Polia menor	d_1	75	[mm]
	Polia maior	D_2	150	
Comprimento da correia	—	l_1	1355	[mm]
Comprimento de ajuste da Correia	—	$l_{A(1)}$	1002	[mm]
Ângulo de abraçamento	—	α_1	171° 27'	—
Distância interaxial		C	500	[mm]
Distância Interaxial de correcção		$C_{a(1)}$	500	[mm]
Número de correias	—	$Z_{c(1)}$	3	—
Potência admissível	—	$P_{adm(1)}$	1	kW
Velocidade da correia	—	v_1	5,69	m/s
Força motriz	—	F_1	878.32	[N]
Força resistiva	—	F_2	414.69	[N]
Força resultante	—	F_{R1}	471.22	[N]

Tab. 3-3: Apresentação dos principais parâmetros geométricos para a correia de accionamento do triturador de coco.

Correia (2)				
			Tipo	Em V-Hi Power II
			Perfil	“A”
Parâmetro		Designação	Valor	Unidade
Relação de transmissão	—	i_2	2,5	—
Diâmetro	Polia menor	d_3	65	[mm]
	Polia maior	D_4	165	
Comprimento da correia	—	l_2	1372	[mm]
Comprimento de ajuste da Correia	—	$l_{A(2)}$	1011	[mm]
Ângulo de abraçamento	—	α_2	168° 40'	—
Distância interaxial		C	500	[mm]
Distância Interaxial de correcção		$C_{a(2)}$	503	[mm]
Número de correias	—	$Z_{c(2)}$	6	—
Potência admissível	—	$P_{adm(2)}$	0,44	kW
Velocidade da correia	—	v_2	2,47	m/s
Força motriz	—	$F_{1(2)}$	1948.51	[N]
Força resistiva	—	$F_{2(2)}$	932.08	[N]
Força resultante	—	F_{R2}	1048.74	[N]

3.4.2. Cálculo do redutor de velocidade

Segundo Amiolemhen e Esegbe (2019), citando Oyinklala et al (2004), na prensa de parafuso espera-se baixa velocidade de rotação e alto torque. Para este efeito, é necessário introduzir um redutor de velocidade antes da entrada do veio do parafuso sem fim da prensa.

Nesta Secção, pretende-se determinar os principais parâmetros geométricos das engrenagens do redutor com os dados já obtidos nos subcapítulos anteriores, bem como os esforços que actuam nas mesmas.

3.4.2.1. Escolha do material para as engrenagens

Para este projecto o material das engrenagens será de aço ao carbono de alta qualidade, por apresentarem boa resistência ao desgaste, boa resistência para suportar cargas médias, podendo as mesmas serem submetidas ao tratamento térmico de têmpera. A Tab. 3-4 apresenta as principais propriedades do material escolhido para fabricação das engrenagens do redutor de velocidade.

Tab. 3-4: Propriedade dos materiais para engrenagens do projecto.

(Fonte: GERDAU, 2003).

Elemento	Material		Dureza Superficial [HB]	Limite de resistência, σ_r , [MPa]	Limite de escoamento, σ_e , [MPa]	Tratamento Térmico a aplicar
	ISO	AISI/ASTM				
Pinhão	C45E	1045	215	630-780	370	Normalização
Coroa	C45E	1045	200			

3.4.2.2. Dados de partida para o cálculo das engrenagens

Para o cálculo de engrenagens do redutor, os dados de partida são apresentados na Tab. 3-5.

Onde, $P_{p(2)}$ é a potência no veio de entrada do redutor; N_2 é a velocidade de rotação do veio de entrada do redutor; T_2 é o torque no veio de entrada do redutor, e é determinada pela equação (3.4.24); u_{red} é a relação de transmissão geral do redutor, que é escolhida com base em recomendações para redutores de engrenagens cilíndricas bi-escaloados, segundo explica Siteo (1996). Por sua vez, $u_{red} = u_1 \cdot u_2$. Sendo u_1 , a relação de transmissão do par de engrenagens da primeira redução, e u_2 a relação de transmissão do par de engrenagens da segunda redução.

Tab. 3-5: Dados de partida para o cálculo de engrenagens do redutor.

$P_{p(2)}$	N_2	T_2	u_{red}	Relação de transmissão em cada escalão
2,508 kW	725 rpm	33,03 N · m	10	$u_1 = 2$
				$u_2 = 5$

$$T_2 = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P_{p(2)}}{N_2} \quad (3.4.24)$$

3.4.2.3. Cálculo das engrenagens

Nesta secção, procura-se determinar as tensões de flexão e de contacto na engrenagem, bem como determinar as tensões admissíveis à flexão e ao contacto, de modo a avaliar a resistência dos dentes das engrenagens da transmissão.

Para o cálculo das engrenagens existem várias normas. Algumas das normas de referência são a ISO 6336, ANSI/AGMA 2101, DIN 867 e a GOST 21354-87.

Com vista a usar norma recente e acessível para o presente trabalho, usar-se a norma AGMA 2101-D04. Daí que, para os próximos subcapítulos não se farão citações constantes, salvo se for conveniente fazê-lo, subentendendo-se que se trata da mesma norma.

3.4.2.3.1. Determinação do número mínimo de dentes das engrenagens

Segundo Budynas e Nisbett (2016), se a relação de transmissão de um par de engrenagens for maior do que 1, ou seja, se o número de dentes do pinhão, Z_p , for diferente do número de dentes da coroa, Z_c , então o número mínimo de dentes do pinhão, será determinada pela equação (3.4.25).

$$Z_{min} = \frac{2 \cdot k \cdot \cos \beta}{(1 + 2 \cdot u) \sin^2(\alpha_t)} \cdot \left(u + \sqrt{u^2 + (1 + 2 \cdot u) \cdot \sin^2(\alpha_t)} \right) \quad (3.4.25)$$

Onde $k = 1$, para dentes de altura completa, e 0,8 para dentes diminuídos. E u é a relação de transmissão do par de engrenagens, dada pela equação (3.4.26).

$$u = \frac{Z_p}{Z_c} \quad (3.4.26)$$

O redutor do projecto é de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais de 2 escalões.

Para o primeiro escalão, que comporta o par de engrenagens da primeira redução, o número de dentes do pinhão, Z_1 , será definido a partir do número mínimo para engrenagens cilíndricas helicoidais para uma relação de transmissão de $u_1 = 2$.

Portanto,

$$Z_{1min} = \frac{2 \cdot 1 \cdot \cos 20^\circ}{(1+2 \cdot 2) \sin^2(21,17^\circ)} \cdot \left(2 + \sqrt{(2)^2 + (1 + 2 \cdot 2) \cdot \sin^2(21,17^\circ)}\right)$$

$$Z_{1min} = 11,98 = 12 \text{ dentes}$$

Para os cálculos do projecto escolhe-se $Z_1 = 20 \text{ dentes}$.

Daí que, o número de dentes da coroa para o par de engrenagens do primeiro escalão será determinado por:

$$Z_2 = u_1 \cdot Z_1 \quad (3.4.27)$$

$$Z_2 = u_1 \cdot Z_1 = 2 \cdot 20 = 40 \text{ dentes}$$

Analogamente para o segundo escalão obtém-se que, para $u_2 = 5$, o número de dentes do pinhão e da coroa são, respectivamente:

$$Z_{3min} = 13,28 = 14 \text{ dentes}$$

E para o pinhão escolhe-se $Z_3 = 24 \text{ dentes}$

Então, $Z_4 = 120 \text{ dentes}$

3.4.2.3.2. Determinação do módulo preliminar

Para determinar o módulo preliminar, usa-se como base a equação de Lewis, isto é, equação (3.4.28). Entretanto, geralmente a essa equação acrescenta-se um factor de sobrecarga, ou de serviço. Assim a equação (3.4.28) passa a ficar como a equação (3.4.29), que é um critério de falha por flexão.

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m_t \cdot Y} \quad (3.4.28)$$

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m_t \cdot Y} \cdot K_o \leq \frac{\sigma_{esc}}{F_s} \quad (3.4.29)$$

Onde, σ é a tensão de flexão; F_t é a força tangencial; b é a largura da face do dente; m_t é o módulo transversal, ou tangencial; Y é o factor de forma de Lewis; K_o é o factor de sobrecarga; σ_{esc} é a tensão de escoamento do material; F_s é um factor de projecto.

Para o cálculo do módulo preliminar, considera-se a tensão de escoamento do material como sendo de $\sigma_{esc} = 370 \text{ MPa}$, conforme a Tab. 3-4.

Determinou-se que o pinhão possui o número de dentes $Z_1 = 20$. O ângulo de pressão normal, α_n , e ângulo de inclinação dos dentes, β , são de 20° . Daí que o ângulo de pressão aparente, α_t será de $21,17^\circ$ e é determinada a partir da equação (3.4.30).

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (3.4.30)$$

A força tangencial é dada por:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{m_t \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} \quad (3.4.31)$$

d_1 é o diâmetro primitivo do pinhão e é dado por:

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 \quad (3.4.32)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (3.4.33)$$

Sendo m_n , o módulo normal. Este módulo é o mesmo usado para a ferramenta de corte, e é um módulo normalizado. E, portanto, é o módulo que procura se determinar. Para tal coloca-se todas as variáveis da equação do critério de falha de Lewis em função deste módulo.

Embora ocorram excepções, a largura da face das engrenagens helicoidais deve ser pelo menos duas vezes o passo axial para que se obtenha uma boa acção de hélice no engrenamento (Budynas e Nisbett, 2016). Portanto, a largura da face dos dentes da engrenagem será de:

$$b \geq 2 \cdot P_x \quad (3.4.34)$$

Em engrenagens helicoidais o passo normal, passo tangencial e passo axial são dados segundo as equações (3.4.35), (3.4.36) e (3.4.37), respectivamente.

$$P_n = m_n \cdot \pi \quad (3.4.35)$$

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta} \quad (3.4.36)$$

$$P_x = \frac{P_n}{\sin \beta} \quad (3.4.37)$$

Assim a largura da face em função do módulo, será:

$$b = 2 \cdot \frac{m_n \cdot \pi}{\sin \beta} \quad (3.4.38)$$

O factor de forma de Lewis, Y , leva em conta a geometria do dente para determinar sua resistência efectiva no filete da raiz, segundo o que explica Norton (2013). Este factor pode ser determinado conforme a Fig. em anexo B 1. Para $Z_1 = 20$ e ângulo de pressão normal $\alpha_n = 20^\circ$, o factor de forma de Lewis será $Y = 0,322$.

Considerando que a máquina motora, ou fonte de alimentação, apresenta choque uniforme e que o tipo de máquina accionada apresenta choque moderado. O factor de sobrecarga será determinado como sendo igual a $K_o = 1,25$, conforme a Fig. em anexo B 2.

Deste modo a equação (3.4.29) passa a ficar conforme a equação (3.4.39):

$$\sigma = \frac{\left(\frac{2 \cdot T_2 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1}\right)}{\left(2 \cdot \frac{m_n \cdot \pi}{\sin \beta}\right) \cdot \left(\frac{m_n}{\cos \beta}\right) \cdot Y} \cdot K_o \leq \frac{\sigma_{esc}}{F_S} \quad (3.4.39)$$

Organizando a equação (3.4.40), tem-se que:

$$m_n = \sqrt[3]{K_o \cdot F_S \cdot \frac{2 \cdot T_2 \cdot (\cos \beta)^2 \cdot \sin \beta}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{esc} \cdot Z_1 \cdot Y}} \quad (3.4.40)$$

$$m_n = \sqrt[3]{1,25 \cdot 2 \cdot \frac{2 \cdot (33,03 \cdot 10^3) \cdot (\cos 20)^2 \cdot \sin 20}{2 \cdot \pi \cdot 370 \cdot 20 \cdot 0,322}} = 1,49 \text{ mm}$$

E para o segundo escalão de par de engrenagens, com $Z_3 = 24$, tem-se:

$$m_{n2} = \sqrt[3]{1,25 \cdot 2 \cdot \frac{2 \cdot (33,03 \cdot 10^3) \cdot (\cos 20)^2 \cdot \sin 20}{2 \cdot \pi \cdot 370 \cdot 24 \cdot 0,337}} = 1,38 \text{ mm}$$

E para maior segurança nos cálculos do projecto, dos módulos normalizados escolhe-se o módulo $m_n = 2,5 \text{ mm}$.

Assim,

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2,5}{\cos 20} \approx 2,66 \text{ mm}$$

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 = 2,66 \cdot 20 = 53,2 \approx 53 \text{ mm}$$

$$P_x = \frac{P_n}{\sin \beta} = \frac{P_n}{\sin \beta} = \frac{2,5 \cdot \pi}{\sin 20} \approx 22,96 \text{ mm}$$

$$b = 2 \cdot P_x = 2 \cdot 24,43 \approx 48,86$$

Toma-se $b = 46 \text{ mm}$.

A equação de Lewis pode ser útil para obter estimativa preliminar do tamanho das engrenagens (Budynas e Nisbett, 2016). Embora, segundo Norton (2013), a equação de Lewis não seja mais usada em sua forma original, servindo apenas como base para uma versão mais moderna como a definida pela AGMA.

3.4.2.3.3. Determinação das tensões de flexão no engrenamento

Conforme a literatura científica, considera-se que a engrenagem mais crítica é o pinhão (Nunez, 2022). Sendo assim, começa-se analisando as tensões AGMA no pinhão, considerando-se que se este resiste, a coroa também resistirá.

Sendo que o redutor de velocidade é bi-escalonado, a seguir calculam-se primeiramente as tensões referentes às engrenagens do primeiro escalão, e de seguida fazem-se os mesmos cálculos para o segundo escalão.

A tensão de flexão é dada por,

$$\sigma_F = F_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} \quad (3.4.41)$$

Onde, F_t é a força tangencial transmitida, [N]; K_o é o factor de sobrecarga; K_v é o factor dinâmico; K_s é o factor de tamanho; K_H é o factor de distribuição de carga; K_B é o factor de espessura da borda; Y_J é o factor geométrico para resistência à flexão (que inclui o factor de concentração de tensão à fadiga, K_f); m_t é o módulo tangencial, [mm]; b é a largura da face da engrenagem mais estreita, [mm].

Força tangencial e velocidade linear

A força tangencial transmitida é determinada segundo a equação (3.4.31).

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 33,03}{53,21} \cdot 10^3 = 1241,52 \text{ N}$$

E a velocidade, v , é determinada pela equação (3.4.42).

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N_2}{60000}, m/s \quad (3.4.42)$$

Assim,

$$v = \frac{\pi \cdot 53,21 \cdot 725}{60000} = 2,02 \text{ m/s}$$

Factor dinâmico (K_v)

O factor dinâmico, K_v , tenta levar em conta as cargas de vibração geradas internamente pelos impactos de dente contra dente, induzidos pelo engrenamento não conjugado dos dentes de engrenagem (Norton, 2013). É utilizado para levar em conta imprecisões de manufactura e engranzamento de dentes de engrenagens em acção (Budynas e Nisbett, 2016). O factor dinâmico pode ser determinado por:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v}}{A} \right)^B \quad (3.4.43)$$

Sendo,

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (3.4.44)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4} \quad (3.4.45)$$

Onde Q_v , é o número de qualidade da engrenagem. Segundo Norton (2013), as engrenagens feitas pelos métodos grosseiros, tal como a fresagem, encontram-se dentro de um intervalo de 5 a 7. Números de qualidade de 3 a 7 incluem a maior parte de engrenagens de qualidade comercial (Budynas e Nisbett, 2016).

Neste projecto, assume-se $Q_v = 7$. Daí que, sendo a velocidade $v = 2,02 \text{ m/s}$, determina-se que o factor dinâmico será de $K_v = 1,217$.

Factor de sobrecarga (K_o)

O factor de sobrecarga é destinado a levar em consideração todas as cargas externas aplicadas a transmissão da engrenagem, além da carga tangencial, F_t (Nunez, 2022).

Conforme já foi dito no subcapítulo anterior, o factor de sobrecarga será determinado como sendo igual a $K_o = 1,25$.

Factor de distribuição de carga (K_H)

Segundo Nunez (2022), o factor de distribuição é tida para levar em conta a distribuição não uniforme da carga tangencial, F_t , ao longo da linha de contacto, no flanco do dente.

Para projectos de engrenagens relativamente rígidos com engrenagens montadas entre rolamentos, *i.e.*, engrenagem não suspensa, e relativamente livres de factores externos que causem deflexões não projectadas, o factor de distribuição de carga será determinado segundo a equação (3.4.46).

$$K_H = 1 + K_{Hc} \cdot (K_{Hpf} \cdot K_{Hpm} + K_{Ha} \cdot K_{He}) \quad (3.4.46)$$

Onde, K_{Hc} é o factor de formato da face do dente; K_{Hpf} é o factor de proporção do pinhão; K_{Hpm} é o factor de carga de deflexão; K_{Ha} é o factor de alinhamento de engrenamento; K_{He} é o factor de ajuste.

Para dentes sem coroamento ou correcção de desvio, $K_{Hc} = 1$.

Se a largura da face, $25 < b \leq 432 \text{ mm}$, então:

$$K_{Hpf} = \frac{b}{10 \cdot d_1} - 0,375 + 0,000492 \cdot b \quad (3.4.47)$$

$$K_{Hpf} = \frac{45,93}{10 \cdot 43} - 0,0375 + 0,000492 \cdot 45,93 = 0,101$$

Para pinhão montado com mancais no intervalo de $\frac{S_1}{S} < 0,175$, conforme a Fig. 3-2, K_{Hpm} é igual a 1.

S_1 é o deslocamento do pinhão; isto é, a distância em relação ao centro do vão dos mancais; e S é o vão entre mancais; ou seja, a extensão entre as linhas de centro dos mancais.

O factor de alinhamento de engrenamento é determinado segundo a equação (3.4.48).

$$K_{Ha} = A + B \cdot b + C \cdot b^2 \quad (3.4.48)$$

Os valores das constantes A, B e C são determinados com base na Fig. em anexo B 3. Para a condição de engrenagens fechadas, industriais ou comerciais, tem-se:

$$K_{Ha} = 1,27 \cdot 10^{-1} + (0,622 \cdot 10^{-3}) \cdot 45,93 + (-1,69 \cdot 10^{-7}) \cdot (45,93)^2 = 0.156$$

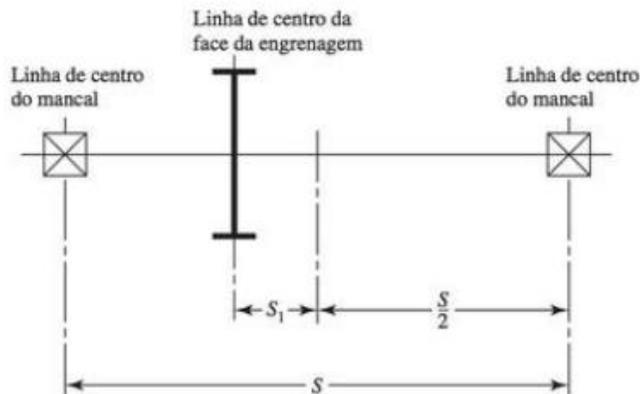


Fig.3-2: Definição das distâncias S_1 e S com base na posição da engrenagem no eixo de transmissão.

(Fonte: Budynas e Nisbett, 2016).

Para o engrenamento ajustado na montagem, o factor de ajuste será $K_{He} = 0,8$.

Portanto, determina-se que o factor de distribuição de carga, segundo a equação (3.4.46), é de:

$$K_H = 1 + 1 \cdot (0,101 \cdot 1 + 0,157 \cdot 0,8) = 1,227$$

Factor de Tamanho (K_S)

Segundo Norton (2013) e Nunez (2022), o factor de forma pode ser considerado igual a 1 para a maioria das aplicações, salvo em situações particulares. Entretanto, Budynas e Nisbett (2016), sugerem que se a equação (3.4.49) resultar em um número menor que 1, então $K_S = 1$.

$$K_s = 1,192 \cdot \left(\frac{b \cdot \sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0,0535} = 1,192 \cdot (b \cdot m_t \cdot \sqrt{Y})^{0,0535} \quad (3.4.49)$$

Sendo Y e $P_d = \frac{z}{d}$, o factor de forma de Lewis e o passo diametral, respectivamente.

Entretanto, para o presente projecto determina-se que $K_s = 1,255$.

Factor de espessura da borda (K_B)

O factor de espessura de borda ajusta a tensão de flexão estimada para engrenagens de aro fino (Budynas e Nisbett, 2016). Segundo Norton (2013), este factor leva em conta uma engrenagem de diâmetro maior, feita com um anel ou catraca em vez de um disco sólido, que tem uma profundidade de borda fina em comparação com a profundidade do disco. Para determinar o factor de borda, K_B , Primeiramente deve determinar-se a relação de espessura da borda abaixo do cordão raiz do dente, m_B .

$$m_B = \frac{t}{h} \quad (3.4.50)$$

Onde t é a espessura do dente frontal; e h é a altura total do dente.

Entretanto, segundo que explica Norton (2013), para engrenagens de disco sólido, deve sempre considerar-se $K_B = 1$.

Factor geométrico para resistência à flexão (Y_j)

Para ângulo de pressão, $\alpha_n = 20^\circ$, e número de dentes do pinhão, $Z_1 = 20$, o factor geométrico, $Y_j = 0,495$, conforme a Fig. em anexo B 4 e B 5.

Feitas todas as substituições à equação (3.4.41), tem-se que a tensão de flexão, σ_F , é de 46,905 MPa.

$$\sigma_F = 1032,19 \cdot 1,25 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot \frac{1}{55 \cdot 3,19} \cdot \frac{1,203 \cdot 1}{0,495}$$

$$\sigma_F = 46,905 \text{ MPa}$$

3.4.2.3.4. Resistência à flexão da engrenagem (S_t)

A resistência¹ à flexão da engrenagem, S_t , ou tensão admissível de flexão, pode ser determinado pela equação (3.4.51) ou a partir da Fig. em anexo B 8.

$$S_t = 0,533 \cdot HB + 88,3 \text{ [MPa]} \quad (3.4.51)$$

¹ Segundo Budynas e Nisbett (2016), em vez de utilizar o termo resistência, a AGMA utiliza dados denominados números de tensão admissíveis. Entretanto, opta-se neste trabalho ao exemplo dos autores citados, convencionar que a letra S em S_t e S_c designará a resistência de engrenagem à flexão e ao contacto, respectivamente, entendendo-se assim como uma propriedade do material e não um resultado de carregamento.

Onde HB, é a dureza Brinell. Para o pinhão a dureza é de HB₁ 215.

Assim,

$$S_{t1} = 0,533 \cdot 215 + 88,3 = 202,895 \text{ MPa}$$

3.4.2.3.5. Resistência à flexão corrigida [$\sigma_{F(adm)}$]

A resistência à flexão corrigida, ou tensão admissível de flexão corrigida, é determinada segundo a equação (3.4.52).

$$\sigma_{F(adm)} = \frac{S_t \cdot Y_N}{Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (3.4.52)$$

S_t , é a resistência à flexão da engrenagem [N/mm^2];

Y_N , é o factor de ciclagem da tensão para tensões de flexão;

Y_θ , é o factor de temperatura;

Y_Z , é o factor de confiabilidade.

Factor de ciclagem da tensão para tensões de flexão (Y_N)

O factor de ciclagem, (Y_N), é determinado conforme a Fig. em anexo B 9.

Segundo Nunes (2022), o factor de ciclagem pode ser determinado conforme a equação (3.4.53):

$$Y_N = 1,3558 \cdot N^{-0,0178} \quad (3.4.53)$$

Onde N é o número de ciclos, e é determinada segundo a equação (3.4.54).

$$N = 60 \cdot L \cdot n \cdot q \quad (3.4.54)$$

Sendo:

L a longevidade ou vida nominal projectada, em horas. A longevidade projectada pode ser determinada segundo a Fig. em anexo B 10; $n = N_2$, o número de rotação, em rpm; q o número de contactos por revolução. Geralmente, ou para a maioria das aplicações $q = 1$.

Assim,

$$N = 60 \cdot (30000) \cdot 725 \cdot 1 = 1,31 \cdot 10^9$$

Portanto, determina-se que o factor de ciclagem para tensões de flexão é:

$$Y_N = 1,3558 \cdot (1,31 \cdot 10^9)^{-0,0178} = 0,933$$

Factor de confiabilidade (Y_Z)

Sendo a confiabilidade, R , definida como de 99%, o factor de confiabilidade pode ser determinado como $Y_Z = 1$, conforme a Fig. em anexo B 7.

Factor de temperatura (Y_θ)

Quando a engrenagem ou o óleo de lubrificação operam com temperatura não superior a 120°C, o factor de temperatura é igual a, $Y_\theta = 1$.

Deste modo, fica determinado que a resistência à flexão corrigida, $\sigma_{F(adm)}$, é de 189,325 MPa.

$$\sigma_{F(adm)} = \frac{(202,895) \cdot (0,933)}{1 \cdot 1} = 189,325 \text{ MPa}$$

3.4.2.3.6. Factor de Segurança AGMA, à flexão (S_F)

O factor de segurança é obtido a partir da equação (3.4.55). Que é uma razão da resistência à flexão corrigida por completo pela tensão de flexão, determinadas pelas equações (3.4.52) e (3.4.41), respectivamente.

$$S_F = \frac{\sigma_{F(adm)}}{\sigma_F} \quad (3.4.55)$$

Substituindo os valores, tem-se que o factor de segurança à flexão é de $S_F = 4,036$:

$$S_F = \frac{189,325}{46,905} = 4,036$$

Analogamente são feitos os cálculos para a determinação da tensão de flexão para o segundo par de engrenagens no segundo escalão. Os valores obtidos são apresentados nas Tabelas abaixo, Tab. 3-6 e Tab. 3-7.

Tab. 3-6: Valor para a determinação da tensão de flexão.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Escalão 1	Escalão 2
I	II	III	IV	V
Módulo “preliminar”	m_n	mm	1,49	1,38
Módulo normal	m_n	mm	2,5	2,5
Módulo tangencial	m_t	mm	2,66	2,66
Largura da face do dente	b	mm	45,927	45,927
Força tangencial	F_t	N	1241,52	1008,80
Velocidade tangencial	v	m/s	2,02	1,21
Factor de sobrecarga	K_o	—	1,250	1,250
Factor dinâmico	K_v	—	1,217	1,170
Factor de tamanho	K_s	—	1,255	1,256

(Continuação da Tab. 3-6)

I	II	III	IV	V
Factor de distribuição de carga	K_H	—	1,196	1,182
Factor de espessura da borda	K_B	—	1	1
Factor geométrico para resistência à flexão	Y_J	—	0,495	0,525
Tensão de flexão	σ_F	MPa	46,905	67,943

Tab. 3-7: Valor para a determinação da resistência à flexão das engrenagens do redutor.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Escalão 1	Escalão 2
Dureza do material	—	HB	215	215
Longevidade	L	Horas	30.000	30.000
Número de rotação	n	rpm	725	362,5
Número de contactos por revolução	q	—	1	1
Factor de ciclagem	Y_N	—	0,933	0,945
Factor de temperature	Y_θ	—	1	1
Factor de confiabilidade	Y_Z	—	1	1
Resistência à flexão	S_t	MPa	202,895	202,895
Resistência à flexão corrigida	$\sigma_{F(adm)}$	MPa	189,325	191,676
Factor de segurança à flexão	S_F	—	4,036	2,821

3.4.2.3.7. Teste de resistência a flexão

Para que se verifique a resistência à flexão das engrenagens é suficiente que se satisfaça a seguinte condição, segundo a equação (3.4.56).

$$\sigma_F \leq \sigma_{F(adm)} \quad (3.4.56)$$

Escalão 1
$46,905 < 189,325 \text{ MPa}$
Escalão 2
$67,943 < 191,676 \text{ MPa}$

Portanto, segundo a equação (3.4.56), a engrenagem resiste a tensão de flexão. Sendo assim as dimensões e propriedades escolhidas para o projecto apresentam condições suficientes e necessárias para o bom funcionamento da engrenagem.

Outro modo de avaliar a resistência à flexão dos dentes é através do factor de segurança AGMA, à flexão. E conforme os resultados apresentados na Tab. 3-7, as engrenagens apresentam bons valores segurança.

3.4.2.3.8. Determinação da tensão de contacto

A tensão de contacto é determinada pela equação (3.4.57):

$$\sigma_H = Z_E \cdot \left(\sqrt{\frac{F_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_H \cdot Z_R}{d_1 \cdot b \cdot Z_I}} \right) \quad (3.4.57)$$

Onde

Z_E é o coeficiente elástico, ($\sqrt{N/mm^2}$);

Z_R é o factor de condição superficial;

Z_I é o factor geométrico para resistência ao contacto.

Os valores de K_o , K_v , K_s , K_H , d_1 , b já foram determinados anteriormente.

Coeficiente elástico (Z_E)

O coeficiente elástico é determinado mediante a equação (3.4.58).

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (3.4.58)$$

Onde, ν_1, ν_2 são coeficiente de Poisson para o pinhão e coroa, respectivamente. O pinhão e a coroa são feitas de mesmo material metálico, portanto, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$; e E_1 e E_2 são módulos de elasticidade de Young. Para aço $E = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

Portanto, da equação (3.4.58), determina-se que $Z_E = 191 \sqrt{\text{MPa}}$.

Factor de condição superficial (Z_R)

É usado para levar em conta acabamentos superficiais extraordinariamente grosseiros nos dentes de engrenagem (Norton, 2013). Segundo explicam Budynas e Nisbett (2016), a norma AGMA, não especifica valores padrão para o factor de condição de superfície, Z_R , devendo se tomar este valor como sendo igual a unidade, excepto em condições muito grosseiras de estado de superfície, que podem ser maior que a unidade. Deste modo, para o presente projecto toma-se $Z_R = 1$.

Factor geométrico para resistência ao contacto (Z_I)

Segundo Budynas e Nisbett, para engrenagens externas, o factor geométrico para resistência ao contacto, Z_I , pode ser determinado segundo a equação (3.4.59).

$$Z_I = \frac{\cos \alpha \cdot \sin \alpha}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{u}{u + 1} \quad (3.4.59)$$

Onde m_N é o factor de compartilhamento de carga; u , é a relação de transmissão do par de engrenagens; e $\alpha = \alpha_n$ é o ângulo de pressão normal.

Para valores de razão de contacto, ou grau de recobrimento axial, m_F , maiores ou igual a 2, o factor de compartilhamento de carga será determinado conforme a equação (3.4.61).

$$m_F = \frac{b}{P_x} \quad (3.4.60)$$

$$m_F = \frac{45,93}{22,96} = 2$$

$$m_N = \frac{P_b}{0,95 \cdot L_\alpha} \quad (3.4.61)$$

Onde P_b é o passo de base, e é determinado segundo a equação (3.4.62). E L_α é o comprimento da linha de acção, e segundo Norton (2013) pode ser determinado conforme a equação (3.4.63).

$$P_b = P_n \cdot \cos \alpha \quad (3.4.62)$$

$$L_{\alpha} = \sqrt{(r_1 + h_{a1})^2 - (r_1 \cdot \cos \alpha)^2} + \sqrt{(r_2 + h_{a2})^2 - (r_2 \cdot \cos \alpha)^2} - \left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right) \sin \alpha \quad (3.4.63)$$

Assim, feitas as substituições, determina-se que o factor de compartilhamento de carga é

$$m_N = \frac{7,38}{0,95 \cdot 12,170} = 0,638$$

Portanto, para a relação de transmissão $u = 2$, tem-se que o factor geométrico para resistência ao contacto é de $Z_I = 0,167$:

$$Z_I = \frac{\cos 20^\circ \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot 0,638} \cdot \frac{2}{2 + 1} = 0,168$$

Deste modo fica determinada, a partir da equação (3.4.57), que a tensão de contacto é de $\sigma_H = 502,194 \text{ MPa}$

$$\sigma_H = 191 \cdot \left(\sqrt{\frac{(1241,522) \cdot (1,25) \cdot (1,217) \cdot 1 \cdot (1,196) \cdot 1}{43 \cdot 37 \cdot 0,168}} \right) = 502,194 \text{ MPa}$$

3.4.2.3.9. Resistência ao contacto da engrenagem (S_C)

A resistência de contacto da engrenagem, S_C , é determinada segundo a equação (3.4.64).

$$S_C = 2,22 \cdot HB + 200 \text{ MPa} \quad (3.4.64)$$

Onde HB é a dureza Brinell da engrenagem. Portanto para o pinhão, temos:

$$S_{C1} = 2,22 \cdot 215 + 200 \text{ MPa} = 677,30 \text{ MPa}$$

3.4.2.3.10. Resistência ao contacto corrigida [$\sigma_{H(adm)}$]

A resistência ao contacto é dada segundo a equação (3.4.65).

$$\sigma_{H(adm)} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot Z_W}{Y_{\theta} \cdot Y_Z} \quad (3.4.65)$$

Onde,

S_C , é a resistência de contacto da engrenagem [N/mm^2];

Z_N , é o factor de ciclagem da tensão ao contacto;

Z_W , é o factor de razão de dureza;

Y_{θ} , é o factor de temperatura;

Y_Z , é o factor de confiabilidade.

Factor de ciclagem (Z_N)

O factor de ciclagem, Z_N , será determinado pela equação (3.4.66), segundo a Fig. em anexo B 6:

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} \quad (3.4.66)$$

Onde N , é o número de ciclos, e foi determinado pela equação (3.4.54).

Portanto, o factor de ciclagem é:

$$Z_N = 1,4488 \cdot (1,31 \cdot 10^9)^{-0,023} = 0,894$$

Factor de razão de dureza (Z_W)

O factor de razão de dureza, Z_W , depende da relação de transmissão, do acabamento superficial no flanco do dente do pinhão, dureza na superfície das engrenagens, pinhão e coroa (Nunez, 2022). Se ambos, pinhão e coroa, são endurecidos de forma completa, então uma resistência superficial uniforme pode ser obtida ao fazer o pinhão mais duro que a coroa (Budynas e Nisbett). Ainda, segundo Siteo (2005), se a dureza das superfícies de trabalho de apenas uma das rodas dentadas em engrenamento não for maior que HB 350 então, para haver igual longevidade dos dentes do pinhão e da roda dentada movida e aceleração do seu amaciamento, a dureza das superfícies de trabalho do pinhão deve ser sempre maior que a da roda movida em não menos de 15...20 unidades de Brinell (HB).

Daí, o factor de razão de dureza ser usado apenas para a coroa. Para o pinhão $Z_W = 1$.

Para a coroa,

$$Z_W = 1,0 + A'(i - 1,0) \quad (3.4.67)$$

Se $\frac{HB_1}{HB_2} \leq 1,2$ então, $A' = 0$.

Sendo, HB_1 a dureza Brinell do pinhão, e HB_2 a dureza Brinell da coroa.

$$\frac{HB_1}{HB_2} = \frac{250}{200} = 1,075$$

Para a relação de transmissão das engrenagens, $u = 2$:

$$Z_W = 1,0 + 0 \cdot (2 - 1,0) = 1$$

Factor de confiabilidade (Y_Z)

Este factor é o mesmo determinado anteriormente para a resistência de flexão corrigida, como sendo $Y_Z = 1$.

Factor de temperatura (Y_θ)

Quando a engrenagem ou o óleo de lubrificação operam com temperatura não superior a 120°C, o factor de temperatura é igual a, $Y_\theta = 1$.

Deste modo, fica determinado que a resistência ao contacto corrigida, $\sigma_{H(adm)}$, é de 605,523 MPa.

$$\sigma_{F(adm)} = \frac{(677,30) \cdot (0,894) \cdot 1}{1 \cdot 1} = 605,523 \text{ MPa}$$

3.4.2.3.11. Factor de segurança, ao contacto (S_H)

Para o factor de segurança AGMA ao contacto, recomenda-se que esse valor esteja no intervalo de 1 a 1,5 (Nunez, 2022 citando Mott, 2013).

O factor de segurança ao contacto é uma razão da resistência ao contacto corrigida por completo pela tensão de contacto, segundo a equação (3.4.68).

$$S_H = \frac{\sigma_{H(adm)}}{\sigma_H} \quad (3.4.68)$$

Substituindo os valores, tem-se que o factor de segurança ao contacto é de $S_H = 1,206$.

$$S_H = \frac{605,523}{502,194} = 1,206$$

Analogamente são feitos os cálculos para a determinação da tensão de contacto para o segundo par de engrenagens no segundo escalão. Os valores obtidos são apresentados nas Tabelas abaixo, Tab. 3-8 e Tab. 3-9.

Tab. 3-8: Valor para a determinação da tensão de contacto.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Escalão 1	Escalão 2
I	II	III	IV	V
Diâmetro primitivo do pinhão	d	mm	53,21	63,85
Largura da face do dente	b	mm	45,927	45,927
Força tangencial	F_t	N	1241,52	1008,80
Velocidade tangencial	v	m/s	2,02	1,21
Coeficiente elástico	Z_E	\sqrt{MPa}	191	191
Factor de condição superficial	Z_R	—	1	1
Factor geométrico para resistência ao contacto	Z_I	—	0,168	0,222
Factor de sobrecarga	K_o	—	1,250	1,250
Factor dinâmico	K_v	—	1,217	1,170

(Continuação da Tab. 3-8)

I	II	III	IV	V
Factor de tamanho	K_S	—	1,255	1,256
Factor de distribuição de carga	K_H	—	1,196	1,182
Tensão de contacto	σ_H	<i>MPa</i>	502,194	494.020

Tab. 3-9: Valor para a determinação da resistência ao contacto das engrenagens do redutor.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Escalão 1	Escalão 2
Dureza do material	—	HB	215	215
Longevidade	L	Horas	30.000	30.000
Número de rotação	n	rpm	725	362,5
Número de contactos por revolução	q	—	1	1
Factor de ciclagem	Z_N	—	0,933	0,945
Factor de razão de dureza	Z_W		1	1
Factor de temperatura	Y_θ	—	1	1
Factor de confiabilidade	Y_Z	—	1	1
Resistência ao contacto	S_c	<i>MPa</i>	677,30	677,30
Resistência ao contacto corrigida	$\sigma_{H(adm)}$	<i>MPa</i>	605,523	615,254
Factor de segurança ao contacto	S_H	—	1,206	1,245

3.4.2.3.12. Teste de resistência ao Contacto

Para que se verifique a resistência ao contacto das engrenagens é suficiente que se satisfaça a seguinte condição, segundo a equação (3.4.69).

$$\sigma_H \leq \sigma_{H(adm)} \quad (3.4.69)$$

Escalão 1
$502,194 < 605,523 \text{ MPa}$
Escalão 2
$494,020 < 615,254 \text{ MPa}$

Portanto, segundo a equação (3.4.69), a engrenagem resiste a tensão de contacto. Sendo assim as dimensões e propriedades escolhidas para o projecto apresentam condições suficientes e necessárias para o bom funcionamento da engrenagem.

Outro modo de avaliar a resistência contacto dos dentes das engrenagens consiste em comparar o factor de segurança à flexão, S_F , com o quadrado do coeficiente de segurança à tensão de contacto, ou desgaste. E conforme os resultados apresentados na Tab. 3-7 e Tab. 3-9, tem-se

$$\text{Escalão 1: } S_F = 4,036 \quad (S_H)^2 = (1,206)^2 = 1,454$$

$$\text{Escalão 2: } S_F = 2,821 \quad (S_H)^2 = (1,245)^2 = 1,551$$

Portanto o risco de falha no pinhão provém do desgaste, embora o nível de segurança das engrenagens seja satisfatório para o correcto funcionamento das engrenagens.

3.4.2.3.13. Apresentação dos Principais parâmetros geométricos das engrenagens do redutor de velocidade

Tab. 3-10: Principais Parâmetros geométricos e esforços nas engrenagens do redutor.

Parâmetro			Escalão 1	Escalão 2
	Unid	Elemento	Valor	
I	II	III	IV	V
Módulo normal	mm	—	2,5	2,5
Módulo tangencial	mm	—	2,66	2,66
Ângulo de pressão normal	°	—	20	20

(Continuação da Tab. 3-10)

I	II	III	IV	V
Ângulo da hélice	°	—	20	20
Ângulo de pressão aparente	°	—	21,17	21,17
Passo normal	mm	—	7,85	7,85
Passo tangencial	mm	—	8,36	8,36
Passo axial	mm	—	22,96	22,96
Número de dentes	—	Pinhão	20	24
		Coroa	40	120
Diâmetro primitivo	mm	Pinhão	53,21	63,85
		Coroa	106,42	319,25
Diâmetro da cabeça	mm	Pinhão	58,21	68,85
		Coroa	111,42	324,25
Diâmetro do pé	mm	Pinhão	46,96	57,60
		Coroa	100,17	313,00
Altura do dente	mm	—	5,63	5,63
Altura da cabeça do dente	mm	—	2,5	2,5
Altura do pé do dente	mm	—	3,13	3,13
Distância interaxial	mm	—	84,81	196,55
Diâmetro primitivo virtual	mm	Pinhão	65,92	126,18
		Coroa	77,97	367,21
Número de dentes virtual	—	Pinhão	24,10	28,92
		Coroa	48,21	144,62

(Continuação da Tab. 3-10)

I	II	III	IV	V
Esforços nas engrenagens				
Força tangencial	<i>N</i>	—	1241,52	2008,80
Força axial	<i>N</i>	—	451.88	731.14
Força radial	<i>N</i>	—	480.88	778.07
Força normal	<i>N</i>	—	1405.99	2274.92
Tensão de contacto	<i>MPa</i>	—	502,194	494.020
Tensão de flexão	<i>MPa</i>	—	46,905	67,943

3.5. Cálculos do corpo da prensa

3.5.1. Dimensionamento do veio do parafuso

Os fluxos volumétricos da matéria para extracção do óleo, serão usados neste capítulo para a determinação dos principais parâmetros geométricos do parafuso de prensagem, tais como o passo, o diâmetro do parafuso, a altura da hélice, entre outros. Alguns dados iniciais para os cálculos neste capítulo são apresentados na Tab. 3-11:

Tab. 3-11: Dados iniciais para dimensionamento do parafuso de prensagem.

Torque no veio do parafuso, T_5 [Nm]	Potência de entrada no veio do parafuso, P_5 [kW]	Número de rotações do veio, N_5 [rpm]
317,45	2,41	72,5

O cálculo projectivo do veio é feito com base na avaliação do diâmetro médio do veio. Este é feito utilizando o critério de resistência à torção e utilizam-se tensões admissíveis reduzidas. Neste cálculo, a flexão não é considerada, do mesmo modo que não se consideram as posições dos apoios ou das forças aplicadas.

Segundo Budynas e Nisbett (2016) e Norton (2013), a tensão de cisalhamento é dada por:

$$\tau = K_f \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (3.5.1)$$

Onde K_f é o factor de concentração de tensões torsional de fadiga; e T é o torque no veio.

Em materiais dúcteis, o factor de concentração de tensão normalmente não é aplicado para prever a tensão crítica, pois a deformação plástica na região da tensão é localizada e possui um efeito de enrijecimento (Budynas e Nisbett, 2016).

O diâmetro do veio do parafuso pode ser determinado segundo a equação (3.5.2):

$$d_s^3 = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]} \approx \frac{T}{0,2 \cdot [\tau]} \quad (3.5.2)$$

$$[\tau] = \frac{0,5 \cdot \delta_o}{SF} \quad (3.5.3)$$

Segundo Budynas e Nisbett (2016) a tensão máxima admissível pode ser relacionada a tensão de escoamento do material através da equação (3.5.3). Onde, δ_o é a tensão de tracção máxima do material e SF é o factor de segurança. Sendo que o torque no veio foi determinado como $T = 317,45 \text{ N} \cdot \text{m}$, a tensão de escoamento do material é de $\delta_o = 483 \text{ MPa}$, e o factor de segurança $SF = 4$, então fica determinado que $d_s = 34,68 \text{ mm}$.

O diâmetro da hélice do parafuso sem-fim, fica determinado como sendo $D_s = d_s + 0,7 \cdot d_s = 58,96 \text{ mm}$. E portanto escolhe-se o diâmetro normalizado $D_s = 60,33 \text{ mm}$, disponível comercialmente.

Segundo Norton (2013), o passo ou avanço, P , é a distância que um ponto se move axialmente em uma revolução do parafuso sem fim. E conforme se pode ver na Fig. 3-3, segundo Flores et al. (2017), pela definição de passo, pode verificar-se que por cada rotação do parafuso sem-fim há um deslocamento axial igual ao passo helicoidal.

O avanço dividido pelo comprimento da circunferência de referência, $\pi \cdot d_s$, do parafuso sem fim é a tangente do seu ângulo de avanço (Budynas e Nisbett, 2016), segundo a equação (3.5.4).

$$\tan(\lambda) = \frac{P}{\pi \cdot d_s} \quad (3.5.4)$$

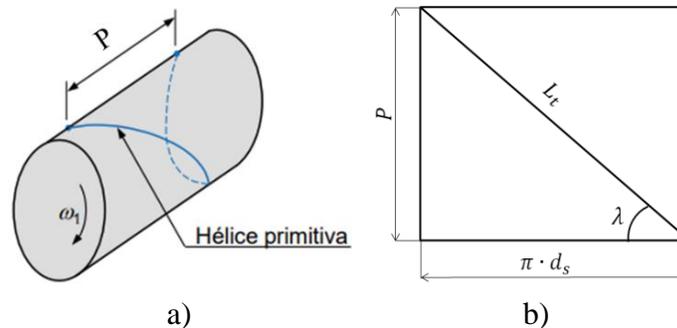


Fig. 3-3: a) Representação do passo num parafuso sem-fim. b) Planificação do passo (Adaptado)

(Fonte: Flores et al, 2017ros)

Onde L_t é o comprimento da hélice do parafuso para uma volta, e pode ser determinada segundo a equação (3.5.5); e ω_1 é a velocidade angular no veio do parafuso.

$$L_t = \sqrt{(\pi \cdot d)^2 + P^2} \quad (3.5.5)$$

Se assumir-se que há uma pressão aplicada perpendicularmente na superfície da hélice do parafuso, então surgem componentes tangencial e axial desta força conforme pode ver-se na Fig. 3-3.

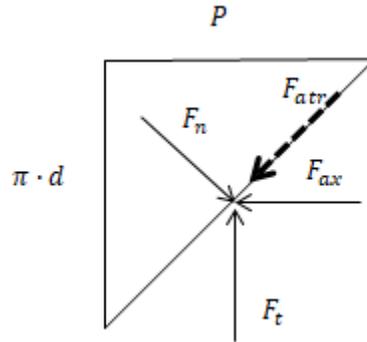


Fig.3-4: Componentes da força na hélice do parafuso ao sofrer a pressão da semente (Adaptado).

(Fonte: Sari, 2006)

Na Fig. 3-4, P é o passo, F_n é a força normal ou a pressão sobre a superfície da hélice, F_t é a força tangencial, F_{ax} é a força axial, F_{atr} é a força de atrito e pode ser dada segundo a equação (3.5.6).

$$F_{atr} = f \cdot F_n \quad (3.5.6)$$

Onde $f = 0,3$, é o coeficiente de fricção na superfície da hélice.

Segundo Olaniyan et al (2012), o parafuso sem-fim da prensa é basicamente um transportador de parafuso sem fim com deslocamento volumétrico decrescendo desde a alimentação até a zona de descarga do bagaço. Deste modo, a polpa ou semente é sujeita a uma pressão na qual força a saída de óleo da mesma na medida em são movidas ao longo do parafuso sem fim.

Assim, segundo Silveira (2019), a capacidade da prensa de parafuso contínuo pode ser determinada conforme a equação (3.5.7).

$$Q = 60 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(D_s)^2 - (d_s)^2] \cdot P \cdot N \cdot \varphi \cdot \rho \quad (3.5.7)$$

Onde P é o passo; N é o número de rotação; φ é a eficiência da capacidade da área de secção transversal do parafuso; ρ é a densidade da polpa ou semente.

Sendo $\rho = 924,27 \text{ Kg/m}^3$; $\varphi = 0,25$; $N = 72,5 \text{ rpm}$; $Q = 111,11 \text{ Kg/h}$, uma vez que a capacidade da prensa é de 100 Kg/h . Feitas as substituições à equação (3.5.7), fica determinado que o passo é de $P = 57,76 \text{ mm}$.

Segundo Póvoa (2022), os parafusos geralmente têm entre 20D e 30D de comprimento e a profundidade do canal de alimentação varia entre 0, 10D a 0, 30D.

Conforme também explica Póvoa (2022), segundo trabalhos de alguns autores, como de Vignol e Rauwendaal, que analisam e simulam sistemas de extrusão, para profundidade do canal e o diâmetro do parafuso $h \leq 0,2D_s$, pode considera-se a hipótese de que o parafuso da extrusora permanece estacionário enquanto o barril gira a uma velocidade v_s .

Deste modo para este projecto considera-se que a profundidade da hélice do parafuso é $H = 0,2D_s$. E comprimento do parafuso será tomado como sendo $L_s = 20D_s$.

Segundo Sari (2006), se ao passo subtrair-se a espessura do dente, então a largura do canal pode ser determinada. E conforme explica Póvoa (2022), a largura do canal pode ser determinada segundo a equação (3.5.9). E, portanto, a área deste canal para uma volta é dada segundo a equação (3.5.9):

$$W = (P \cdot \cos \alpha - t) \quad (3.5.8)$$

$$A = H \cdot (P \cdot \cos \alpha - t) \quad (3.5.9)$$

Onde, t é a espessura da hélice; e H é a altura ou a profundidade da hélice.

Ainda, conforme explica Sari (2006), para determinar o volume transportado em um canal, em uma revolução, multiplica-se a área do canal pelo comprimento da hélice, L_t . Uma revolução será completada em aproximadamente 0,83 segundos, uma vez que a velocidade de rotação do parafuso é de 72,5 rpm. Portanto, do mesmo modo, para calcular o fluxo mássico da polpa de coco, o volume transportado deve ser dividido por 0,83 segundos, conforme a equação (3.5.10).

$$\frac{Q_{l/h}}{\varepsilon} = \frac{H_e \cdot (P \cdot \cos \alpha - t) \cdot L_t}{0,83 \text{ segundos}} \quad (3.5.10)$$

Para este projecto para garantir segurança no resultado, à vazão volumétrica assume-se um factor de segurança ou coeficiente de segurança, $SF_{(Q_{l/h})} = 4$, de modo que a equação (3.5.10) fique conforme o reescrito na equação (3.5.11).

Assim, pode estimar-se a espessura do dente da hélice, t , uma vez que outros parâmetros já foram determinados.

$$\frac{Q_{l/h}}{\varepsilon} = \frac{H_e \cdot (P \cdot \cos \alpha - t) \cdot L_t}{0,83 \text{ segundos} \cdot SF_{(Q_{l/h})}} \quad (3.5.11)$$

Os parâmetros geométricos obtidos para o parafuso sem fim da prensa e a figura projectada do parafuso de prensagem, em 3D, são apresentados na Figura 3-5 e Tabela 3-12, respectivamente.

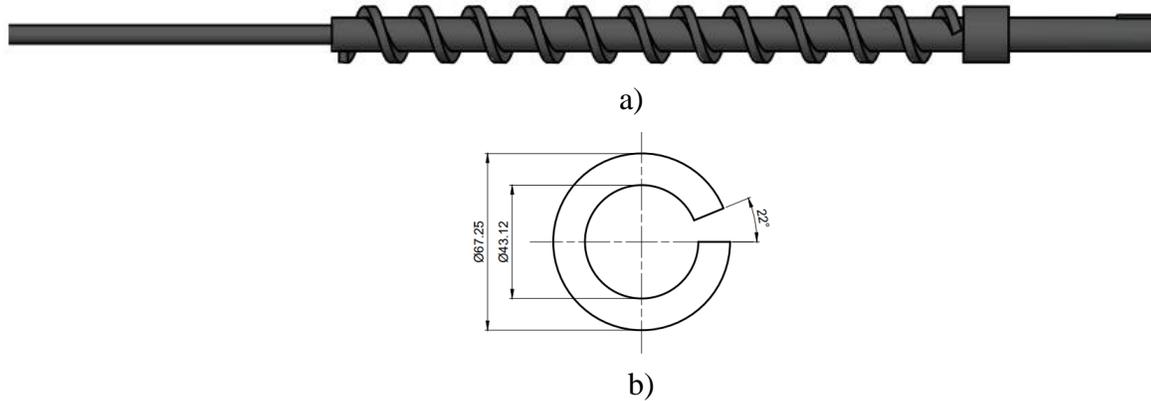


Fig. 3-5: Veio do parafuso de prensagem: a) parafuso de prensagem; b) projecção no plano da hélice para uma volta.

(Fonte: o autor)

Tab. 3-12: Principais parâmetros do parafuso de prensagem.

Parâmetro	$D_{s(normalizado)}$	$d_{s(real)}$	P	L_t	l_t	L	H_e	t	$\lambda_{(D_s)}$	$\lambda_{(d_s)}$	α
Valor	60,33	36,20	58	198,14	127,55	794	12	11	17,32	27,93	22
Unidade	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	°	°	°

Dimensionamento do Barril

A folga entre o parafuso e a parede do barril varia conforme o projecto, normalmente sendo próxima de 0,08 para extrusoras menores e 0,13mm para extrusoras maiores (Póvoa, 2022). Para o presente projecto, entretanto considera-se 3% do diâmetro do parafuso, D_s . Portanto, fica determinado que a folga entre o parafuso e a parede do barril será de $\delta = 2 \text{ mm}$.

Segundo Póvoa (2022), o diâmetro interno do barril pode ser dado segundo a equação (3.5.12).

$$D_b = D_s + 2 \cdot \delta \quad (3.5.12)$$

Segundo Khan, Mondal e Hoque (2016) o barril pode ser dimensionado com base na teoria das tensões em vasos de pressão de paredes finas. Segundo esta teoria, actuam no vaso duas tensões principais: a tensão tangencial, equação (3.5.13); e tensão longitudinal, equação (3.5.14).

$$\sigma_t = \frac{P_r \cdot R_b}{t} \quad (3.5.13)$$

$$\sigma_l = \frac{P_r \cdot R_b}{2 \cdot t} \quad (3.5.14)$$

Onde P_r é a pressão que actua no barril; R_b é o raio interno do barril; t_b é a espessura do barril.

A pressão P_r é a máxima, e se faz sentir na zona de drenagem do bagaço, que é assumido como sendo de 60 MPa , conforme foi discutido na secção 3.3.

Uma vez que a tensão tangencial é o dobro que a tensão longitudinal, logo a espessura do barril será determinada com base nessa tensão.

Segundo Póvoa (2022), a espessura mínima do barril pode ser determinada por:

$$t_{bmin} = \frac{P_r \cdot D_b}{2 \cdot \sigma_y} \cdot FS \quad (3.5.15)$$

Onde, σ_y é a tensão de escoamento do material, $\sigma_y = 310 \text{ MPa}$; D_b é o diâmetro interno do barril; P_r é a pressão no interior do barril; FS é um factor de segurança.

Assim fica determinado que o diâmetro interno do barril, D_b , é de $63,95 \text{ mm}$ a espessura mínima do barril é de $t_{bmin} = 9,28 \text{ mm}$, para um factor de segurança de $FS = 1,5$.

Para drenagem do óleo de coco, prevê-se pequenos orifícios no barril. Segundo Sari (2006) estes orifícios devem estar localizados onde ainda não ocorre a pressão sobre a semente, pois o óleo flui da zona de alta pressão para zona de baixa pressão até encontrar saídas onde possa escoar para sua drenagem.

Segundo Sari (2006), na zona de baixa pressão o óleo pode ser drenado facilmente pelos orifícios pois a semente não pode obstruir. Deste modo para prevenir qualquer obstrução, os orifícios tem um diâmetro de $d_o = 3 \text{ mm}$.

3.6. Dimensionamento do sistema de alimentação

3.6.1. Alimentador

O volume do alimentador é determinado pela equação (3.6.1):

$$V_a = \frac{1}{3} \cdot H_a \cdot (a^2 + a \cdot b + b^2) \quad (3.6.1)$$

Onde a é o comprimento do topo; b é o comprimento da base; e H_a é a altura do alimentador.

3.6.2. Triturador de coco

Em trituradores de eixo duplo o material a ser triturado é inserido por um bocal de alimentação e ao entrar em contacto com as lâminas é puxado entre os eixos. Os eixos giram no mesmo sentido, o que faz com que o material seja forçado a passar pelo espaço entre as lâminas e os espaçadores, assim cisalhando o material (De Almeida, 2020). A Fig. 3-4, ilustra o princípio básico de funcionamento de um triturador e seus componentes.

O triturador será composto basicamente por:

- Lâminas de corte;
- Espaçadores de lâminas de corte;
- Raspadores;
- Veios de sustentação das lâminas;
- Estrutura ou corpo de sustentação do conjunto de veios e lâminas.

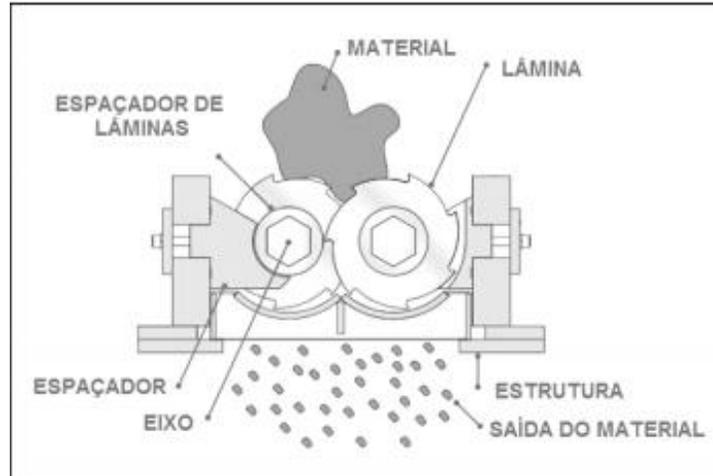


Fig.3-6: Princípio básico de funcionamento de um triturador e seus componentes.

(Fonte: De Almeida, 2020)

A Tab. 3-13 apresenta os dados iniciais para os cálculos do triturador.

Tab. 3-13: Dados iniciais para os cálculos do triturador.

P_3 [kW]	T_3 [Nm]	N_3 [rpm]
2,46	80,93	290

Onde, P_3 é a potência no veio de entrada do triturador e é determinada a partir da equação (3.6.2); T_3 é o torque no veio de entrada do triturador, e foi determinada pela equação (3.6.3); N_3 é o número de rotação no veio de entrada do triturador.

$$P_3 = P_2 \cdot \mu \quad (3.6.2)$$

Sendo P_2 a potência no veio de entrada do redutor; μ o rendimento da correia.

$$T_3 = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P_3}{N_3} \quad (3.6.3)$$

3.6.2.1. Lâminas de corte

As lâminas de corte serão feitas em aço inoxidável, para evitar corrosão e conseqüente redução de espessura, o que dificulta o bom funcionamento do sistema. As propriedades do aço inoxidável são apresentadas na Tab. 3-14, e na figura 3-6 é apresentado desenho da lâmina do corte que será fabricada para o projecto.

Tab. 3-14: Propriedades do aço inoxidável.

(Fonte: Norton, 2013).

Material da lâmina	Designação		Resistência de escoamento em tracção, σ_e [MPa]	Resistência máxima em tracção, σ_r [MPa]	Módulo de elasticidade, E [GPa]	Tratamento térmico
	AISI	DIN				
Aço inoxidável	420	X40Cr13	345	627	180,0	Recozido

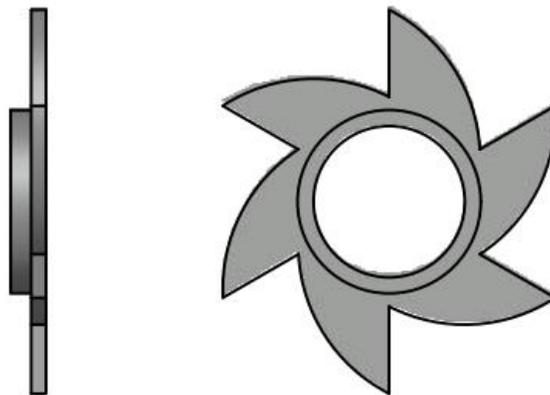


Fig. 3-7: Lâmina de corte do triturador.

(Fonte: o autor)

3.6.2.2. Força de corte

Segundo Slaviero (2022), a força de corte da lâmina do triturador pode ser calculada como:

$$F_c = \sigma_u \cdot A_{gume} \quad (3.6.4)$$

Onde σ_u é o limite de resistência à tracção do material a ser triturado; A_{gume} é a área de arresta de corte, e pode ser calculada segundo a equação (3.6.5).

$$A_{gume} = b \cdot g \quad (3.6.5)$$

Onde b é a espessura da lâmina; g é o gume de corte ou fio de corte.

Segundo Corradini et al (2009) e Durowaye et al (2014), ensaios de tracção com fibras de coco mostram que sua resistência a ruptura por tracção varia entre 80 MPa à 140 MPa. Portanto assume-se neste projecto uma tensão de ruptura, σ_u , de 80 MPa.

Assim, foi definindo-se que a espessura da lâmina é de 5 mm, e estimando-se que o fio de corte é de 0,1 mm, portanto, determina-se que a força de corte é de $F_c = 40 N$.

3.6.2.3. Dimensionamento das engrenagens do triturador

Para o cálculo de engrenagens para a transmissão de potência dos veios de sustentação das lâminas do triturador, procede-se aos passos descritos na secção 3.4.2, conforme recomendações da norma AGMA. Feitos os cálculos, determinam-se os parâmetros geométricos apresentados na Tab. 3-15.

Tab. 3-15: Parâmetros geométricos das engrenagens para a transmissão de potência dos veios de sustentação das lâminas do triturador.

Parametro	Unidade	Elemento	Valor
Módulo	mm	—	4
Ângulo de pressão normal	°	—	20
Passo	mm	—	7,85
Relação de transmissão	—	—	1:1
Largura do dente	mm	Movido e motor	30
Número de dentes	—	Movido e motor	40
Altura do dente	mm	Movido e motor	5,63
Altura da cabeça do dente	mm	Movido e Motor	2,5
Altura do pé do dente	mm	Movido e Motor	3,13
Diâmetro primitivo	mm	Movido e Motor	100
Diâmetro da cabeça	mm	Movido e Motor	105
Diâmetro do pé do dente	mm	Movido e Motor	93,75
Força tangencial	N	—	1618,6
Força radial	N	—	589,12
Força normal	N	—	1722,48

3.7. Dimensionamento dos veios

3.7.1. Escolha de material dos veios

Segundo Melconian (2008), geralmente os veios são feitos de aço ao carbono e aço liga. Isto é, a maior parte dos eixos de máquinas é feita de aço de baixo ou médio carbono, obtido por laminação a frio ou a quente, embora aços-liga sejam também usados quando se precisa de sua alta resistência. (Norton, 2013)

Para este projecto, os veios do redutor serão feitos de aço DIN/ISO C45E4, pois estes apresentam a propriedade de aguentar cargas médias, tem boa ductibilidade e elevada resistência ao desgaste, podendo ser temperadas.

Propriedade mecânicas do aço AISI 1045 — DIN/ISO C45E4 laminado a frio:

Resistência a tracção, $\sigma_r = 627$ MPa

Lime de escoamento, $S_y = 531$ MPa

E para os veios do triturador escolhe-se o aço inoxidável, AISI 420 — DIN/ISO X40Cr13. Estes são apropriados para peças que trabalham no meio de fraca agressividade — atmosfera húmida, água doce, vapor, salinos, álcalis, ácidos orgânicos com temperaturas até 300 °C.

Propriedades mecânicas do aço AISI 420 — DIN/ISO X40Cr13 recozido:

Resistência a tracção $\sigma_r = 655$ MPa

Lime de escoamento, $S_y = 345$ MPa

3.7.2. Cálculo dos veios

Segundo Norton (2013), para o projecto de veios devem ser consideradas tanto as tensões quanto as deflexões.

Para o dimensionamento dos veios neste projecto, considera-se que se trata de um caso de flexão alternada e torção fixa. Essa suposição baseia-se no procedimento da ANSI/ASME que pressupõe que o carregamento é constituído de flexão alternada (componente de flexão média nula) e torque fixo (componente alternada nula do torque) em um nível que cria tensões abaixo da resistência ao escoamento por torção do material. Segundo Norton (2013) muitos eixos de máquinas se encontram nessa categoria.

As tensões devido a flexão e torção podem ser escritas segundo as equações (3.7.1) e (3.7.2).

$$\sigma_a = K_f \cdot \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (3.7.1)$$

$$\tau_m = K_{fsm} \cdot \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (3.7.2)$$

Onde, d é o diâmetro do veio; K_f e K_{fsm} são factores de concentração de tensões de fadiga para flexão e torção média, respectivamente; M_a é o momento flector alternante; e T_m é o torque médio no veio.

E segundo Norton (2013), feitas a derivação da equação da ASME para o projecto de veios resulta na equação (3.7.3).

$$\left[\left(K_f \cdot \frac{32M_a}{\pi d^3} \right) \left(\frac{N_f}{S_e} \right) \right]^2 + \left[\left(K_{fsm} \cdot \frac{16T_m}{\pi d^3} \right) \left(\frac{N_f \cdot \sqrt{3}}{S_y} \right) \right]^2 = 1 \quad (3.7.3)$$

Deste modo pode-se determinar o diâmetro do veio, conforme a equação (3.7.4).

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\left(K_f \cdot \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \cdot \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.7.4)$$

Onde, N_f é factor de segurança; S_e é o limite de fadiga corrigida e S_f é a resistência a fadiga corrigida; S_y é o limite de escoamento do material.

A padronização da ASME pressupõe que a concentração de tensão pela média, K_{fsm} , seja igual a uma unidade em todos os casos.

A seguir, seguir para simplificar o cálculo de veios do projecto seguem-se os passos abaixo, segundo procedimento apresentado por Norton (2013) e atendendo as recomendações da ASME para projecto de veios:

1. Determinação do torque no veio.
2. Determinação dos momentos fletores e esforços nos veios.
3. Determinação da resistência a fadiga corrigida, S_f .
4. Determinação do factor de concentração de tensões, K_f .
5. Determinação dos diâmetros dos escalões dos veios.

3.7.2.1. Torque nos veios

Os torques nos veios já foram determinados nas secções anteriores, e seus valores são apresentados na Tab. 3-16. Portanto, determinou-se que o projecto terá quatro veios. Dois veios comportarão o sistema do corpo da prensa, especificamente, um veio na entrada do redutor e um veio intermediário do redutor, excluindo-se o veio do parafuso de prensa que já foi dimensionado na secção 3.5. E dois veios comportarão o sistema de alimentação, especificamente, os veios do triturador.

Tab. 3-16: Valores de torque nos elementos para o cálculo projectivo dos veios.

Torque no elemento	Torque no veio de entrada do redutor	Torque no veio intermediário do redutor	Torque nos veios do triturador	
Designação	T_2	T_4	T_3	T_6
Valor	33,03 Nm	64,13 Nm	80,93 Nm	78,70 Nm

3.7.2.2. Determinação dos momentos fletores e esforços nos veios

Para a determinação dos momentos fletores e esforços nos veios, recorreu-se ao uso de software, especificamente o Ftool. E os valores obtidos dos momentos e esforços são apresentados nas Fig. 3-6 a Fig 3-17.

Diagramas do veio do redutor



Fig. 3-8: Diagrama do corpo livre do veio de entrada do redutor.

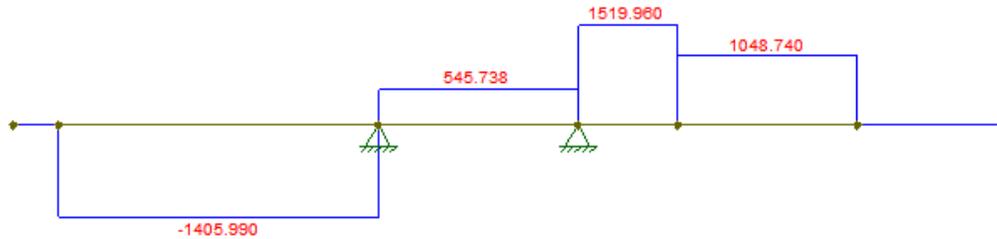


Fig. 3-9: Diagrama dos esforços cortantes do veio de entrada do redutor.



Fig. 3-10: Diagrama dos momentos fletores do veio de entrada do redutor.



Fig. 3-11: Diagrama do corpo livre do veio intermédio do redutor.

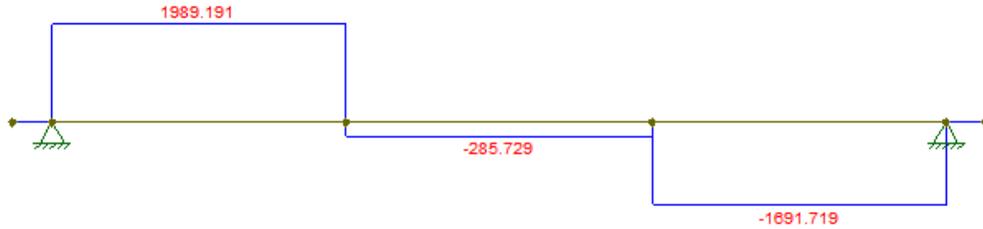


Fig. 3-12: Diagrama dos esforços cortantes do veio intermédio do redutor.



Fig. 3-13: Diagrama dos momentos flectores do veio intermédio do redutor.

Diagramas do veio do triturador

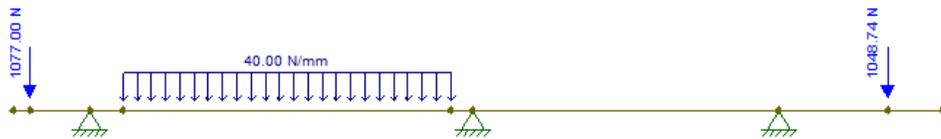


Fig. 3-14: Diagrama do corpo livre do veio de entrada do triturador.

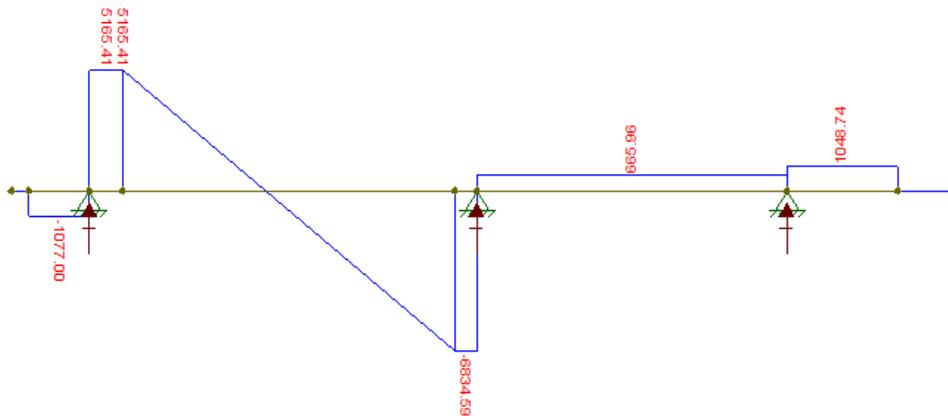


Fig. 3-15: Diagrama dos esforços cortantes do veio de entrada do triturador.

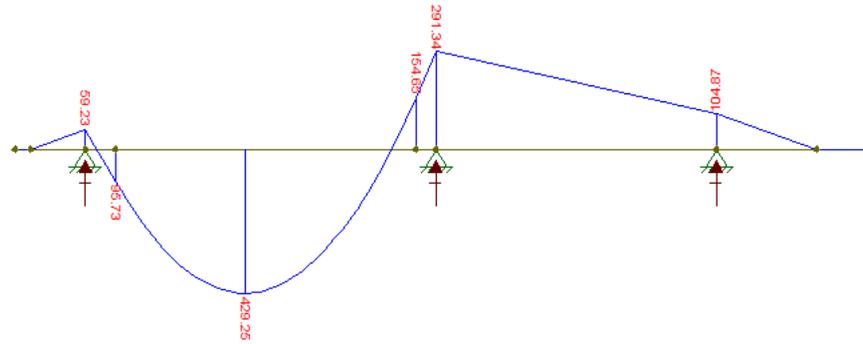


Fig. 3-16: Diagrama dos momentos fletores do veio de entrada do triturador.

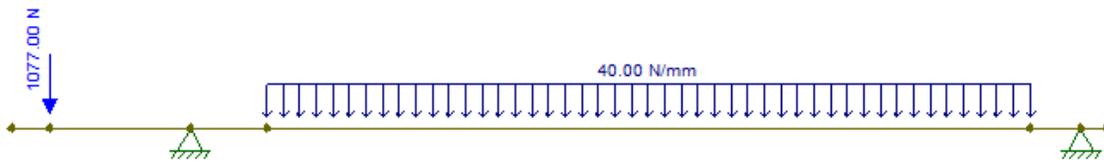


Fig. 3-17: Diagrama do corpo livre do segundo veio do triturador.

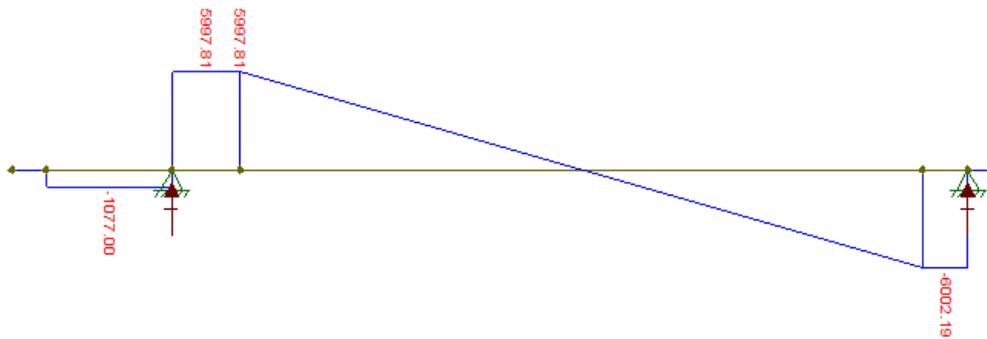


Fig. 3-18: Diagrama dos esforços transversos do segundo veio do redutor.

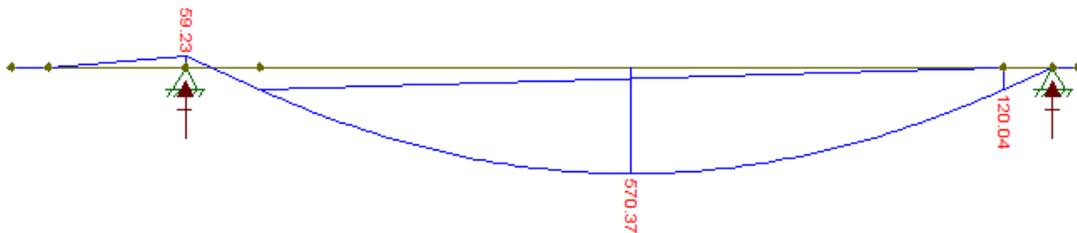


Fig. 3-19: Diagrama dos momentos fletores do segundo veio do triturador.

3.7.2.3. Determinação da resistência a fadiga corrigida, S_f .

Segundo Norton (2013) e Budynas e Nisbett (2016), o limite de resistência a fadiga estimado para aços pode ser determinado segundo a equação (3.7.5).

$$S_f' = 0,5 \cdot \sigma_r \quad (3.7.5)$$

Onde, S_f' é o limite de resistência a fadiga estimada; σ_r é o limite de resistência a tracção do material.

O limite de resistência a fadiga, deve ser modificado, multiplicando factores de correcção, conforme a equação (3.7.6).

Pois segundo Norton (2013), diferenças de temperatura e de meio ambiente (umidade, efeitos de corrosão, etc.) entre as condições do ensaio e as condições reais devem ser levadas em consideração, além das diferenças na maneira de aplicação do carregamento. Esses e outros fatores estão incorporados dentro de um conjunto de fatores de redução da resistência que são, depois, multiplicados pela estimativa teórica para se obter a resistência à fadiga corrigida ou o limite de fadiga corrigido para uma aplicação em particular.

$$S_f = C_{arr} \cdot C_{tam} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_f' \quad (3.7.6)$$

Onde, C_{arr} é o factor de modificação de carga; C_{tam} é o factor de modificação de tamanho; C_{sup} é o factor de modificação da superfície; C_{temp} é o factor de modificação da temperatura; C_{conf} é o factor de confiabilidade.

Factor de modificação de carga

Segundo Budynas e Nisbett (2016), para carregamento torcional combinado com outras tensões, tais como flexão, o factor de carregamento deve ser assumido como $C_{arr} = 1$. Deste modo, neste projecto adopta-se esse valor.

Factor de modificação de tamanho

Para diâmetros de veios, d , entre 2 e 51 mm, o factor de tamanho será dado segundo a equação (3.7.7).

$$C_{tam} = 1,24 \cdot d^{-0,107} \quad (3.7.7)$$

Inicialmente, estima-se um diâmetro de veio $d = 50 \text{ mm}$ e posteriormente poderá fazer-se a correção com valor real do diâmetro. Deste modo, fica determinado que o factor de modificação de tamanho é de $K_b = 0,82$.

Factor de modificação da superfície

O factor de modificação da superfície depende da qualidade do acabamento da superfície da peça e da resistência à tracção do material da peça, e pode ser determinada segundo a equação (3.7.8).

$$C_{sup} = A \cdot \sigma_r^b \quad (3.7.8)$$

Onde, σ_r é o limite de resistência a tracção do material; e A e b são constantes retirados de tabelas, em anexo C1.

Para peças usinadas ou laminadas a frio, os valores das constantes são, $A = 4,51$ e $b = -0,265$. E atendendo que o material é aço C45E4, para o caso dos veios do redutor, em que o limite de resistência à tracção, σ_r , é de 627 MPa , fica determinado que o factor de modificação da superfície é de $C_{\text{sup}(\text{redutor})} = 4,51 \cdot 627^{-0,265} = 0,82$.

Para o caso dos veios do triturador, em que o material é aço X40Cr13, e com limite de resistência à tracção, σ_r , de 655 MPa , fica determinado que o factor de modificação da superfície é de $C_{\text{sup}(\text{triturador})} = 4,51 \cdot 655^{-0,265} = 0,81$.

Factor de modificação da temperatura

Segundo Norton (2013), para temperatura menor ou igual a $450 \text{ }^\circ\text{C}$, o factor de modificação de temperatura é tomado como sendo igual a unidade. Deste modo para este projecto considera-se que o factor de modificação de temperatura será de $C_{\text{temp}} = 1$.

Factor de confiabilidade

Para uma confiabilidade de projecto definida de 99%, segundo Budynas e Nisbett o factor de confiabilidade será de $C_{\text{conf}} = 0,814$.

Determinação de resistência a fadiga corrigida

Deste modo podem se determinar os valores de resistência a fadiga corrigida, para o caso dos veios do redutor, $S_{f(\text{redutor})}$, e para o caso dos veios do triturador, $S_{f(\text{triturador})}$.

$$S_{f(\text{redutor})} = C_{\text{arr}} \cdot C_{\text{tam}} \cdot C_{\text{sup}(\text{redutor})} \cdot C_{\text{temp}} \cdot C_{\text{conf}} \cdot S_{f(\text{redutor})}'$$

Sendo $S_{f(\text{redutor})}' = 0,5 \cdot 627 = 314 \text{ MPa}$ e $C_{\text{sup}(\text{redutor})} = 0,82$, determina-se que a resistência a fadiga corrigida do para os veios do redutor é de $S_{f(\text{redutor})} = 170,37 \text{ MPa}$.

De forma análoga, determina-se que a resistência a fadiga corrigida para os veios do triturador é de $S_{f(\text{triturador})} = 175,93 \text{ MPa}$.

3.7.2.4. Determinação do factor de concentração de tensões, K_f

Segundo Norton (2013), entalhe ou descontinuidade refere-se a qualquer contorno geométrico que interrompa o “fluxo de forças” pela peça. Segundo Budynas e Nisbett (2016), tais descontinuidades aumentam significativamente as tensões teóricas nas proximidades imediatas das descontinuidades.

Em geral, quanto mais dúctil é o material, menor é a sensibilidade às descontinuidades. (Norton, 2013)

A sensibilidade ao entalhe, q , é definido conforme a equação (3.7.9).

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (3.7.9)$$

Onde, K_t é o factor de concentração de tensões teórico, ou estático, para geometria particular; K_f é o factor de concentração de tensões em fadiga, ou dinâmico.

O procedimento para a determinação do factor de concentração de tensões, K_f , consiste em primeiro determinar a concentração de tensões estático, K_t , para geometria e carregamento particulares, e então estabelecer o valor de sensibilidade ao entalhe apropriada para material escolhido.

Assim, a equação (3.7.9) é reescrita, e passa a ficar conforme a equação (3.7.10).

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (3.7.10)$$

Deste modo, a sensibilidade à descontinuidades passa a ser definida a partir da fórmula de Kuhn-Hardrath em termos de constante de Neuber, a , e do raio de entalhe, r , ambos em polegadas, conforme explica Norton (2013).

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (3.7.11)$$

A constante de Neuber, é determinada a partir da tabela em anexo C2, e este valor depende do valor de resistência à tracção do material.

Para Aço DIN/ISO C45E4, com $\sigma_r = 627$ MPa, a constante de Neuber será determinado como $\sqrt{a} = 0,062$. Igualmente para o aço DIN/ISO X40Cr13, com $\sigma_r = 655$ MPa, a constante de Neuber será determinado como $\sqrt{a} = 0,062$.

Segundo Norton (2013), a redução no diâmetro D para d no degrau cria concentração de tensões, e a dimensão do raio r também é um factor. Esses factores geométricos são representados pelos coeficientes adimensionais r/d e D/d . O primeiro coeficiente é usado na equação (3.7.12) para determinar o factor de concentração de tensões estático, e o segundo é usado para determinar as constantes A e b .

O valor do factor de concentração de tensões estático, é determinado por:

$$K_t = A \cdot \left(\frac{r}{d}\right)^b \quad (3.7.12)$$

Para este projecto define-se que as relações entre os diâmetros D e d nas variações dos degraus, bem como a relação entre o raio de entalhe e o diâmetro d , serão respectivamente, $\frac{D}{d} = 1,10$ e $\frac{r}{d} = 0,04$. Portanto as constantes A e b são determinadas como sendo, $A = 1,01650$ e $b = -0,21548$.

Também se define que os raios de entalhe, r , para os veios do redutor e do triturador são, iguais a 5 mm. Deste modo fica determinado que o valor da sensibilidade ao entalhe é de $q = 0,97$, e que o factor de concentração de tensões estático é de $K_t = 2,03$.

E finalmente, o valor do factor de concentração de tensões em fadiga, ou dinâmico, tanto para os veios do redutor como do triturador, é de $K_f = 2$.

3.7.2.5. Determinação dos diâmetros dos escalões dos veios

Determinados todos os factores para o cálculo projectivo dos veios, determinam-se neste subcapítulo os diâmetros dos escalões dos veios do redutor e do triturador, recorrendo à equação (3.7.4), e os resultados são apresentados na Tab. 3-17.

Tab. 3-17: Valores dos diâmetros dos escalões dos veios do redutor e do triturador, em milímetros [mm].

Veios do redutor				Veios do triturador			
Veio de entrada		Veio intermédio		Veio de entrada		Segundo veio	
d_1	31,85	d_1	34,83	d_1	32,63	d_1	26,98
d_2	38,78	d_2	36,77	d_2	45,88	d_2	57,39
d_3	42,54 mm	d_3	—	d_3	37,15	d_3	34,14
d_4	—	d_4	—	d_4	52,20	d_4	—
d_5	—	d_5	—	d_5	31,66	d_5	—
d_6	—	d_6	—	d_6	26,98	d_6	—

4. Análise e discussão de resultados

Neste trabalho pretende-se projectar uma prensa de parafuso contínua, para a extracção de óleo de coco. A prensa deve ser capaz de produzir 100 kg por hora de óleo de coco. Deste modo, fazendo-se uma comparação com as prensas análogas com aproximadamente a mesma capacidade, escolhe-se um motor com uma potência nominal de 2,2 kW (3 c.v.) e uma rotação de 1450 rpm.

Para os cálculos do projecto foi conveniente expressar a capacidade definida de 100 kg/h em termos de vazão volumétrica, ficando determinado um valor ou capacidade de 122,2 L/h, que é um valor estimado do real em 90%.

Assumi-se que a máquina trabalha sob condições de choque moderado, em serviço normal de 8 a 10 horas diários, e que o motor trabalha sob condição de choque uniforme.

4.1. Discussão de resultados para o sistema de acionamento

Para cálculo do sistema de acionamento por correias, dados do motor escolhido implicaram para o projecto a escolha de correias trapezoidais ou em V de perfil A. E as dimensões das polias, material de fabricação, bem como as distâncias entre seus centros foram predefinidas.

Portanto, definiu-se que as polias serão feitas em ferro fundido, por ser de baixo custo e mais comumente usadas, e as polias motrizes para o acionamento da prensa e do triturador são, respectivamente, de diâmetros 75 mm e 65 mm. Definiu-se também o diâmetro da polia movida para o acionamento da prensa como 150 mm, e calculou-se que o diâmetro da polia movida para acionar o triturador é de 165 mm. A distância entre centros das polias, foi definido como de 500 mm para todo o projecto, embora a prática deste trabalho mostrou que para as correias de acionamento da unidade trituradora será maior que esse valor.

Durante o projecto verificou-se a necessidade de adicionar um redutor de velocidade, entre a polia movida para o acionamento da prensa e o parafuso de prensagem, com vista a alcançar rotação e torque ideal de prensagem. Isto é, baixa rotação e elevado torque.

As dimensões das engrenagens do redutor foram projectadas neste trabalho. E as mesmas foram usadas como base para determinar as dimensões de gabarito de outros elementos principais do redutor, tal como os veios, bem como suas disposições.

Segundo a necessidade verificada no projecto, de se alcançar uma rotação de 72,5 rpm no veio do parafuso de prensagem, foi necessário definir que o redutor tenha duas escalas de redução com uma relação de transmissão geral de 10.

E para a fabricação de todas as engrenagens do redutor, escolhe-se como material o aço ao carbono ISO/DIN C45E, devido as suas excelentes propriedades mecânicas e principalmente devido ao seu baixo custo, bem como para garantir longevidade das mesmas.

As engrenagens serão de dentes helicoidais com ângulo de pressão normal e ângulo de hélice escolhidas de 20°. E de modo a determinar dimensões ótimas, procurou-se adoptar uma metodologia de cálculo baseada em normas mais recentes e acessível. Daí que, adopta-se a metodologia definida pela norma AGMA 2101-D04. E para o teste de resistência das engrenagens,

considerou-se apenas a resistência do pinhão, pois, uma vez que este resista ao teste de tensões de flexão e contacto, então a coroa geralmente também resistirá.

4.2. Discussão de resultados para o corpo da prensa

O veio do parafuso foi dimensionado a partir do torque e rotação de entrada na prensa, ou de saída no redutor, bem como do fluxo volumétrico da matéria-prima para a extracção do óleo.

Assume-se que o parafuso de prensagem trabalhará sob condições de humidade, em choque médio a alto e sob atrito. Além disso o veio entra em contacto ou processa matéria destinada ao consumo humano. Daí ser conveniente para este projecto que se escolha o aço inoxidável como material de fabricação do veio do parafuso de prensagem, bem como de outros elementos da prensa que entram em contacto com a matéria processada.

O aço usado para o projecto é de marca DIN/ISO X12Cr13, com uma tensão de escoamento de material de 310 MPa e uma tensão de tracção máxima de 483 MPa.

A partir da equação de tensão de cisalhamento determinou-se que o diâmetro do veio base é de 34,68 mm. E foi definido para o projecto que o diâmetro da hélice do parafuso de prensagem será 70% maior que o diâmetro do veio base calculado. E assim, obteve-se um valor de 58,96 mm e escolhe-se um diâmetro normalizado de 60,33 mm, $\left(2\frac{3}{8}\right)$ polegadas.

Para determinar o passo do parafuso de prensagem, assume-se que o parafuso em questão é análogo ao caso de um transportador de parafuso helicoidal ou sem-fim, e assim, a partir da vazão volumétrica conhecida determinou-se que o passo será de 57,76 mm, e aproxima-se para um valor de 58 mm.

De seguida para determinar a espessura da hélice do parafuso, recorreu-se a capacidade especificada no projecto em termos volumétricos e aproximação real de 122,2 L/h. E assume-se em valor reduzido, sob um coeficiente de segurança de 4, e assim obteve-se que a espessura da hélice será de 10,54 mm, aproximando-se, portanto, para um valor de 11 mm.

O barril da prensa, é basicamente um cilindro que suporta a pressão gerada internamente devido a compressão da polpa da semente. Razão pela qual, para o seu dimensionamento baseia-se na teoria das tensões em vasos de pressão de paredes finas.

O material de fabricação do barril é de aço inoxidável de marca DIN/ISO X12Cr13, com tensão de escoamento de 310 MPa. E assim, o objectivo principal foi o de terminar a espessura da chapa que será usada para fabricar o cilindro do barril, que foi calculada como sendo de 9,28. E, portanto, determina-se que a espessura é de 10 mm.

Para drenagem do líquido, preveem-se orifícios de diâmetros iguais a 3 mm na parte inferior do barril logo antes da zona de alta pressão, na zona de saída do bagaço. Define-se esse valor de diâmetro para atender a viscosidade do líquido drenado e para garantir que não haja obstrução na sua saída.

Para o controle de pressão na saída do bagaço, prevê-se um dispositivo de regulação de saída do bagaço. Isto permitirá melhor compressão da polpa de coco para a extracção do óleo. E do mesmo

modo, o cone de saída de bagaço, ou dispositivo de regulação de saída do bagaço será feito em aço inoxidável de marca DIN/ISO X12Cr13.

4.3. Discussão de resultados para o sistema de alimentação

O alimentador será fabricado em chapas de aço de marca DIN X5Cr 18-10, ou AISI 304, bem como toda a carcaça do triturador.

No sistema de trituração da matéria-prima, serão instalados, para além das lâminas de corte, raspadores de corte feitos em aço de marca X40Cr13, dispostos verticalmente para auxiliar e facilitar o processo de corte. E para conferir maior segurança nos resultados do projecto, assumiu-se que a polpa de coco possui a mesma resistência a ruptura por tracção que a das fibras da sua casca (mesocarpo), e daí determinou-se que a força para o corte da matéria prima, definido que o fio de corte da lâmina é de 0,1 mm, é, portanto, de 40 N.

4.4. Discussão de resultados para o dimensionamento dos veios.

O dimensionamento dos veios da maquina, excepto o veio do parafuso que foi analisado singularmente, consistiu basicamente na determinação dos diâmetros dos escalões, ou degraus, que comportam os diferentes elementos de máquina, tais como as engrenagens e os mancais de rolamentos.

Para tal, começou-se por escolher o material adequado para os veios de cada sistema da máquina, atendendo as condições de trabalho da máquina, já assumidas anteriormente.

Os veios do triturador devem ser fabricados em aço inoxidável, pelas mesmas razões descritas para o veio do parafuso de prensa. Assim, estes serão fabricados em aço de marca DIN X40Cr13.

Para determinar os momentos flectores e esforços cortantes em cada veio, resultantes do carregamento, recorreu-se ao auxílio de software computacional, denominado Ftool. E através da metodologia ASME para projecto de eixos e veios, determinou-se os diâmetros dos veios.

Definiu-se que serão necessários quatro veios, dois para o sistema de acionamento da prensa e dois para o acionamento do triturador.

Entretanto, prevê-se um acoplamento, que unirá os veios do sistema de acionamento da prensa e do triturador, entre a polia movida no veio de entrada do redutor e polia menor do acionamento por correia do triturador. Embora nos cálculos tenha sido tratado como um único veio, para simplificar os cálculos.

5. Avaliação Técnico-económica do projecto

Neste capítulo apresenta-se a avaliação do custo de projecto, e para tal, vai se considerar o custo ou valor de obtenção de matéria-prima para fabricação das peças e o custo de fabricação das peças. A tabela 5-1, apresenta o custo de matéria-prima para a fabricação das principais peças da máquina.

O projecto consiste em uma prensa de parafuso com uma unidade trituradora de polpa de coco. E a partir da avaliação dos custos de fabricação de cada parte ou unidade da máquina, na tabela 5-2 faz-se a avliação do custo de fabricação da máquina, e determina-se que seu custo total estimado é de 79.941,99 mt (setenta e nove mil, novecentos e quarenta e um meticais, e noventa e nove centavos). Este valor é apenas directivo, pois não foram considerados alguns elementos para fabricação da máquina, bem como as variações de preços de matéria prima com o tempo, podendo, portanto, apresentar um valor maior que o estimado neste projecto.

Tab. 5-1: Custo de matéria prima para fabricação das peças.

Materia prima	Dimensão [mm]	Quantidade	Preço unitário [mt]	Custo [mt]
Chapa de aço ao carbono	2450 × 1225 × 3	1	7.120,00	7.120,00
Chapa de aço ao carbono	2500 × 1200 × 32	1	114.120,00	114.120,00
Chapa de aço inox 304	2500 × 1250 × 3	1	50.185,00	50.185,00
Chapa de aço inox 316	2500 × 1250 × 3	1	50.083,00	50.083,00
Tubo quadrado de aço ao carbono	40 × 40 × 5800	2	997,60	1.995,20
Barra cilíndrica de aço carbono	Ø50 × 3000	2	11.897,00	23.797,00
Total			—	247.300,20

Tab. 5-2: Avaliação do custo de fabricação da máquina.

Parte da máquina	Peça	Material	Dimensões [mm ²]	Quantidade	Custo por peça [mt/mm ²]
I	II	III	IV	V	VI
Estrutura de base	Barras de suporte	Tubos de aço ao carbono	□40 × 800	6	825,60
			□40 × 197	4	135,54
			□40 × 293	2	100,80
			□40 × 496	2	170,62
			□40 × 245	4	168,56
	Mesa de suporte da prensa	Chapa de aço ao carbono	100 × 800	2	379,57
			500 × 800	1	948,94
			100 × 500	1	118,62
			300 × 500	6	2.135,11
			500 × 900	1	1.067,55
			300 × 900	2	1.281,07
			100 × 250	1	59,30
			300 × 350	2	498,19
			250 × 400	1	237,23
			245 × 300	2	348,73
			300 × 300	2	427,02
			Recipiente para colecta de óleo	Chapa de aço inoxidável	400 × 500
	300 × 500	2			4.817,76
	300 × 400	2			3.854,21

(Continuação da Tab 5-2)

I	II	III	IV	V	VI
Sistema de alimentação	Funil alimentador	Chapa de aço inoxidável	97 × 138	1	214,97
			400 × 400	2	5.138,94
			138 × 400	1	886,47
	Carcaça do triturador	Chapa de aço inoxidável	238 × 370	2	2.828,35
			238 × 282	2	2.155,66
			100 × 238	2	764,42
			40 × 300	2	385,42
			40 × 138	2	177,29
	Lâminas de corte	Barra de aço inoxidável	Ø150 × 12	50	1.442,70
	Raspadores	Chapa de aço inoxidável	9000	50	7.213,50
	Engrenagens de dentes rectos	Barra de aço ao carbono	Ø100 × 30	2	228,24
	Veios do triturador	Barras de aço inoxidável	Ø49 × 400	1	1.588,00
			Ø49 × 700	1	2.779,00

(Continuação da Tab 5-2)

I	II	III	IV	V	VI
Corpo da prensa	Parafuso de prensa	Barra de aço inoxidável	Ø61 × 1306	1	5.224,00
	Barril	Chapa de aço inoxidável	64 × 800	1	1.644,46
Sistema de accionamento	Motor eléctrico	—	—	1	20.000,00
	Engrenagens de dentes helicoidais	Aço ao carbono	Ø53 × 46	1	182,62
			Ø106 × 46	1	185,49
			Ø64 × 46	1	182,62
			Ø319 × 46	1	558,20
	Polias	Ferro fundido	Ø75 × 60	1	—
			Ø150 × 60	1	—
			Ø65 × 100	1	—
			Ø165 × 100	1	—
	Veios do redutor	Aço ao carbono	Ø50 × 700	2	5.558,00
Total estimado					79.941,99

6. Conclusões e Recomendações

6.1. Conclusões

Este trabalho consistiu na projecção de uma prensa para a extracção de óleo de coco, com uma unidade de trituração.

O óleo de coco é produzido a partir de sua polpa. E o óleo obtido a partir da polpa fresca madura, por meios mecânicos ou naturais, com ou sem aplicação do calor, é chamado de Óleo Virgem de Coco (OVC). E para a sua extracção, podem ser aplicados métodos de processamento a seco ou húmido. Este trabalho foi feito para processar a polpa de coco a partir do método de processamento a seco, pela sua simplicidade e baixo custo.

Os mecanismos mais conhecidos para a extracção mecânica de óleos vegetais são a prensa hidráulica e a prensa de parafuso contínuo. Entretanto, foi projectado neste trabalho, uma prensa de parafuso contínuo, pela simplicidade do procedimento, adaptabilidade a diferentes tipos de oleagenosas e principalmente pela continuidade e pouca demanda de tempo do processo.

A máquina foi projectada para atender uma capacidade nominal de 100 kg/h de coco.

Para uma melhor organização a máquina foi dividida em 4 (quatro) unidades ou partes, que foram tratadas de forma individual para o seu cálculo dimensional.

As unidades foram divididas em:

1. A carcaça da estrutura;
2. O alimentador;
3. Corpo da prensa; e
4. Sistema de accionamento.

Os materiais das peças foram escolhidos atendendo a que a máquina processa matéria que será destinada para o consumo humano.

Feitos os cálculos do projecto, os resultados alcançados atenderam aos objectivos definidos preliminarmente.

A avaliação do custo esperado para aquisição da máquina ou para a sua fabricação, foi feita considerando-se o custo ou valor de obtenção de matéria-prima para fabricação das peças e o custo de fabricação das peças.

E determinou-se que o custo total de aquisição de matéria-prima para fabricação das peças foi de 247.300,20 mt (duzentos e quarenta e sete mil, trezentos, e vinte décimos de meticais), e o custo total estimado para a máquina é 79.941,99 mt (setenta e nove mil, novecentos e quarenta e um meticais, e noventa e nove centavos). Este valor é apenas directivo, pois não foram considerados alguns elementos para fabricação da máquina, bem como as variações de preços de matéria prima com o tempo, podendo, portanto, apresentar um valor maior que o estimado neste projecto.

6.2. Recomendações

Para trabalhos futuros, podem atender às seguintes recomendações:

- Estudos mais detalhados devem ser feitos sobre a probabilidade e impacto da perda do percentual de mistura de óleo durante a trituração da copra na unidade trituradora;
- Fazer o estudo da influência da variação do diâmetro do cone de saída de bagaço;
- Fazer o estudo sobre a implementação de resistores de aquecimento, no baril da prensa, na zona de saída de bagaço, de modo a melhorar a taxa de óleo drenado para o escoamento.

7. Referências Bibliográficas

- [1] ALVES, R. M.; MÜLLER, A. A. **Aspectos Básicos Do Cultivo Do Coqueiro (*Cocos Nucifera L.*)**. Belém-Pará; outubro-(1995). 14 p. (Apostila).
- [2] AMIOLEMHEN, P. E.; ESEIGBE, J. A.; **Design and Fabrication of a Palm Kernel Oil Expeller Machine**. International Journal of Engineering Trends and Technology. Vol. 67. (2019)
- [3] ARAGÃO, W. M.; ISBERNER, I. V.; CRUZ, E. M. de O.; **Água-de-coco**. Aracaju: Entrapa Tabuleiros Costeiros, (2001). 32p. (Embrapa Tabuleiros Costeiros. Documentos, 24).
- [4] BENASSI, A. C.; FANTON, C. J.; DE SANTANA, E. N. **O cultivo do coqueiro-anão-verde: tecnologias de produção**. Vitória, ES: Incaper. (2013). 120 p. il. (Incaper. Documentos, 227).
- [5] BUDYNAS, R.; NISBETT, J. K.; **Elementos de Máquinas de Shigley [recurso eletrônico]: projecto de engenharia mecânica**; 8ª edição. Porto Alegre: AMGH. (2011).
- [6] BUDYNAS, R.; NISBETT, J. K.; **Elementos de Máquinas de Shigley [recurso eletrônico]: projecto de engenharia mecânica**; 10ª edição. Porto Alegre: AMGH. (2016)
- [7] CANAPI, Elias C. et. al.; **Coconut Oil**, In: Bailey's Industrial Oil and Fat products, F. Shahid; 6ª. Edição; vol. 2; New Jersey, (2005).
- [8] **CANDIDO, R. G.; MAZIERO, P. Enzymatic Pretreatment for Edible Oils Extraction**. In: Edible Oils Extraction, Processing, and Applications. Chemat, Smain. Boca Raton: CRC Press, (2017).
- [9] DE ALMEIDA, Alan Freitas. **Projeto De Um Triturador Para Polímeros Pós-Consumo**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) — Universidade Federal do Pampa, ENGENHARIA MECÂNICA. Alegrete. 2020. "Orientação: Tonilson Rosendo".
- [10] ESTRADA, M. T. Rodriguez- et al. **Production of Vegetable Oils from Fruits, Oilseeds, and Beans: Conventional Processing and Industry Techniques**. In: Edible Oils Extraction, Processing, and Applications. Chemat, Smain. Boca Raton: CRC Press, (2017).
- [11] FLORES, P. et al. **Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica: Orgãos de Máquinas II**. Universidade do Minho-Escola de Engenharia. (2017). Disponível em < >
- [12] FONTES, H. R.; FERREIRA, J. M. S.; **A Cultura Do Coco**. Brasília, DF: Embrapa Informação Tecnológica. 1ª. Edição. (2006). 101 p. il. color. — (Coleção Plantar, 48).
- [13] GERDAU Aços Finos Piratini. **Manual de Aços**. (2003). Disponível em [e].
- [14] GUNSTONE, Frank D. **Vegetable Oils**. *Bailey's Industrial Oil and Fat products*. SHAHIDI, Fereidoon. 6ª. Edição. vol. 5. New Jersey. (2005).
- [15] GUPTA, Monoj K. **Practical Guide to Vegetable Oil Processing**. 2ª. Edição. London: Elsevier Inc. (2017).
- [16] Kemper, T. G.; **Oil Extraction**, In: *Bailey's Industrial Oil and Fat products*, F. Shahidi; 6ª. Edição; vol. 5; New Jersey, (2005).
- [17] KHAN, H. U. et al. **Design and Construction of Oil Expeller Press with Structural Analysis of Screw with Ansys**. Department of Mechanical Engineering. Khulna University of Engineering & Technology. International Conference on Mechanical, Industrial and Energy Engineering. Khulna. Bangladesh. (2016).

- [18] Khan, L. M.; Hanna, M. A.; **Expression of oil from oilseeds** – A Review. *Journal of Agricultural Engineering Research*, Vol. 28, (1983).
- [19] MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 9ª edição. São Paulo: Érica, (2008).
- [20] Mrema, G. C., McNulty P. B., “Mathematical Model of Mechanical Oil Expression from Oilseeds”, *Journal of Agricultural Engineering Research*, 31(5), (1985), 361-370
- [21] NG JER, Yan et al., **A Comprehensive Review On The Techniques For Coconut Oil Extraction An Its Application**, 2021. Disponível em <[b]>
- [22] NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas** [recurso eletrônico]: uma abordagem integrada. 4ª edição. Porto Alegre: Bookman. (2013).
- [23] NUNEZ, D. L., **Análise da Resistência à Flexão e ao Crateramento de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos e helicoidais: Avaliação da eficácia da norma ANSI/AGMA 2101-D04**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, (2022). Disponível em [a].
- [24] OLANIYAN, A. M. et al. **Design, Development and Testing of a Screw Press Expeller for Palm Kernel and Soybean Oil Extraction**. Department of Agricultural and Biosystems Engineering. Faculty of Engineering and Technology. University of Ilorin. Kwara State. Nigeria. (2012).
- [25] PIGHINELLI, Anna Leticia, GAMBETTA, Rossano; **Oil Presses**; (2012).
- [26] PIRES, H. C. S. et al. **Desenvolvimento De Um Protótipo De Prensagem Contínua Para A Obtenção De Óleos Vegetais De Alta Viscosidade**: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. São Luiz. Maranhão. Brasil. (2012).
- [27] PÓVOA, G. S. **Projeto de Extrusora de Parafuso Único para Filamento de Impressão 3D**: Projeto de Graduação. Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Brasília. (2022).
- [28] RONDÓ JR., Wilson, **Óleo de Coco: A Gordura que Pode Salvar Vidas**; 1ª. Edição; São Paulo; (2016).
- [29] SARI, Pelin. **Preliminary Design And Construction Of A Prototype Canola Seed Oil Extraction Machine**: A Thesis Submitted To the Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University; Ankara; Turkey. (2006).
- [30] SCHMIER, Stefanie et al. (2017). **Developing the Experimental Basis for an Evaluation of Scaling Properties of Brittle and "Quasi-Brittle" Biological Materials**. In: *Biomimetic Research of Architecture and Building Construction*. (pp. 277-294).
- [31] SIDDIQ, Muhammad et. al.; **Tropical and Subtropical Fruits: Postharvest Physiology, Processing and Packaging**; (2012)
- [32] SILVA, Dalmo Nogueira da. **A cultura do Coqueiro**. Vitória: EMATER. ES. (1998). 14 p.
- [33] SILVEIRA, Z. de Castro. **Roscas Transportadoras**. Universidade de São Paulo. Escola de Engenharia de São Carlos. Departamento de Engenharia Mecânica. São Carlos. (2019).
- [34] SITOE, R. V.; LATSINA, I. V.; **Guia para o Cálculo Cinemático de Accionamentos**; Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Eduardo Mondlane; Moçambique; Maputo; (1996)

- [35] SLAVIERO, Guilherme Maier. **Projeto De Um Triturador De Pequeno Porte Para Reciclagem De Polímeros Empregados Em Manufatura Aditiva**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação). Universidade Federal de Santa Maria, ENGENHARIA MECÂNICA. Santa Maria: RS. 2022. "Orientação: César Gabriel dos Santos".
- [36] SUNDRASEGARAN, Sreeranjini; MAH, Siau Hui. **Extraction Methods of Virgin Coconut Oil and Palm-pressed Mesocarp Oil and their Phytonutrients**. Vol. 1. Malaysia: eFood. (2020). pp. 381–391.
- [37] TALBOT, Geoff, **Specialty Oils and Fats in Food and Nutrition: Properties, Processing and Applications**, in: Woodhead Publishing Series in Food Science, Technology and Nutrition: Number 290; (2015)
- [38] Yusuf, K. A. et al., **Development of a Hydraulic Press for Jatropha Oil Extraction**; International Research Journal of Engineering and Technology; Vol. 8; (2021).

Sites de internet:

- [a] <https://www.researchgate.net/publication/362162110_Analise_da_resistencia_a_flexao_e_ao_crateramento_de_uma_engrenagem_cilindrica_de_dentes_retos_e_helicoidais_avaliacao_da_eficacia_da_norma_ANSIAGMA_2101-D04?enrichId=rgreq-d118dc5818f63e5a32e389a078203aae-XXX&enrichSource=Y292ZXJQYWdlOzM2MjE2MjExMDtBUzoxMTQzMTE4MTA3ODUwMjMwN0AxNjYwMDcxNDU5MTE1&el=1_x_2&_esc=publicationCoverPdf> acesso 15/01/2024.
- [b] [A comprehensive review on the techniques for coconut oil extraction and its application - PubMed \(nih.gov\)](#) acesso 25/05/24 às 13h
- [c] [African Journal of Food Science - physico-chemical properties of kernel from coconut \(cocos nucifera L.\) varieties grown at the kenyan coast \(academicjournals.org\)](#) acesso 16/04/2024 às 01h00
- [d] <https://dunbelt.com/catalogos/1.%20DUNLOP-CORREIAS%20TRANSMISSAO%20GUIA%20E%20CATALOGO%20GERAL.pdf> acesso 08/01/2024 às 12h
- [e] <https://dunbelt.com/produtos/correias-transmissao/#correias-transmissao> acesso 08/01/2024 às 12h
- [f] https://www.google.com/url?q=https://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/maprotec/catalogo_acos_gerdau.pdf&sa=U&ved=2ahUKEwjyLHAvYqEXaWUEAHQR3BnMQFnoECAsQAg&usq=AOvVaw356H8RjUega5XTkGYJbb_A acesso 20/03/24 às 20h
- [g] <https://www.youtube.com/watch?v=FWM8GocynY&list=TLPQMDcwNjIwMjRx5mDLzrPThw&index=12> acesso 30/05/24 às 15h
- [h] Hydraulic Oil Press:Hydraulic Cold Press Oil Machine; oilpress.org; disponível em: <https://www.oilpressing.org/automatic-hydraulic-oil-press-machine.html>, acesso em 04/09/2023 às 11h.
- [i] [Physico-Mechanical Properties of Particle Board made from Coconut Shell, Coconut Husk and Palm Kernel Shell - IOPscience](#) acesso 16/04/2024 às 00h56

Referências Bibliográficas

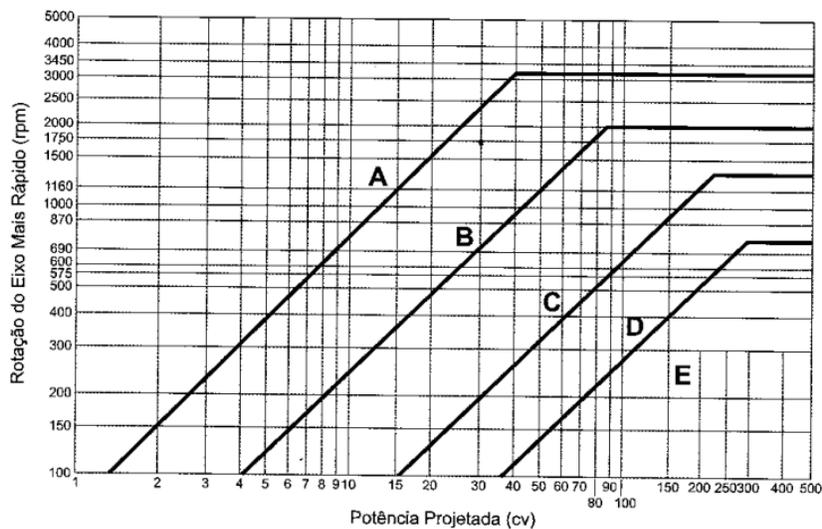
- [j] SciELO - Brazil - Composição química, propriedades mecânicas e térmicas da fibra de frutos de cultivares de coco verde Composição química, propriedades mecânicas e térmicas da fibra de frutos de cultivares de coco verde acesso 16/04/2024 às 00h47

Anexos A

Anexo A-1: Factor de serviço para cálculo de potência de projecto.(Fonte: MELCONIAN, 2008, p. 55)

Máquina Conduzida	Máquina Condutora					
As máquinas relacionadas são apenas exemplos representativos. Escolha o grupo cujas características sejam mais semelhantes à máquina em consideração	Motores AC: Torque Normal, Rotor Gaiola de Anéis, Sincrónicos, Divisão de Fase Motores DC: Enrolados em Derivação Motores Estacionários: Combustão interna de Múltiplos Cilindros			Motores AC: Alto Torque, Alto Escorregamento, Repulsão-Indução, Monofásico, Enrolado em Série, Anéis Coletores Motores DC: Enrolados em Série, Enrolados mistos Motores Estacionários: Combustão interna de um cilindro* Eixos de Transmissão Embreagens		
	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo
	3-5 h diárias ou periodicamente	8-10 h diárias	16-24 h diárias	3-5 h diárias ou periodicamente	8-10 h diárias	16-24 h diárias
Agitadores para Líquidos Ventiladores e Exaustores Bombas Centrífugas e Compressores Ventiladores até 10cv Transportadores de Carga Leve	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Correias Transportadoras para Areia e Cereais Ventiladores de mais 10cv Geradores Eixos de Transmissão Maquinário de Lavanderia Punções, Prensas e Tesourões Máquinas Gráficas Bombas Centrífugas de Deslocamento Positivo Peneiras Vibratórias Rotativas	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4

Anexo A-2: Perfil de correias Hi-Power II. (Fonte: Melconian, 2008, p. 56)



ANEXOS

Anexo A-3: Valores de potência básica, P_b [cv], para correias trapezoidais de perfil A. (Fonte: Melconian, 2008, p. 64)

RPM do eixo mais rápido		Potência Básica																	
		CV básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																	
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	140	150	165	180	190
950		0.55	0.74	0.92	1.11	1.29	1.47	1.65	1.83	2.01	2.19	2.37	2.54	2.71	3.23	3.57	4.07	4.56	4.88
1160		0.61	0.84	1.06	1.28	1.50	1.71	1.93	2.14	2.35	2.56	2.77	2.98	3.19	3.79	4.19	4.78	5.36	5.74
1425		0.67	0.94	1.21	1.47	1.73	1.99	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.49	3.74	4.45	4.92	5.61	6.28	6.71
1750		0.73	1.05	1.37	1.68	1.99	2.30	2.60	2.90	3.20	3.49	3.78	4.07	4.35	5.19	5.73	6.51	7.27	7.76
2850		0.77	1.25	1.71	2.17	2.62	3.07	3.50	3.93	4.34	4.75	5.15	5.54	5.91	6.99	7.65	8.56	9.36	9.83
3450		0.70	1.25	1.79	2.31	2.82	3.31	3.80	4.28	4.72	5.15	5.58	5.99	6.38	7.46	8.09	8.89		
200		0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.42	0.47	0.51	0.55	0.60	0.64	0.68	0.73	0.86	0.94	1.07	1.19	1.28
406		0.32	0.41	0.49	0.58	0.66	0.74	0.83	0.91	0.99	1.08	1.16	1.24	1.32	1.56	1.72	1.96	2.19	2.35
600		0.42	0.54	0.67	0.79	0.91	1.03	1.15	1.27	1.39	1.51	1.63	1.74	1.86	2.20	2.43	2.77	3.11	3.33
800		0.50	0.66	0.82	0.98	1.14	1.29	1.45	1.60	1.75	1.91	2.06	2.21	2.36	2.80	3.10	3.53	3.96	4.24
1000		0.57	0.76	0.96	1.15	1.34	1.53	1.72	1.91	2.10	2.28	2.46	2.65	2.83	3.37	3.72	4.24	4.76	5.10
1200		0.62	0.85	1.08	1.31	1.53	1.76	1.98	2.20	2.42	2.63	2.85	3.08	3.27	3.90	4.31	4.91	5.50	5.86
1400		0.67	0.93	1.19	1.45	1.71	1.98	2.22	2.47	2.72	2.96	3.21	3.45	3.69	4.39	4.86	5.53	6.19	6.62
1600		0.71	1.00	1.30	1.60	1.87	2.16	2.44	2.72	3.00	3.27	3.54	3.81	4.08	4.86	5.37	6.11	6.83	7.29
1800		0.74	1.05	1.39	1.71	2.03	2.34	2.65	2.96	3.26	3.56	3.86	4.15	4.44	5.29	5.84	6.64	7.41	7.90

Anexo A-4: Valores de potência adicional, P_a [cv], para correias trapezoidais de perfil A. (Fonte: Melconian, 2008, p. 64)

RPM do eixo mais rápido		Potência adicional									
		CV adicional por correia, para relação de velocidade									
		1.00 a 1.01	1.02 a 1.03	1.04 a 1.05	1.06 a 1.08	1.09 a 1.12	1.13 a 1.16	1.17 a 1.22	1.23 a 1.30	1.31 a 1.49	1.49 em diante
950		0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
1160		0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.22
1425		0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
1750		0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.29	0.33
2850		0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53
3450		0.00	0.07	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64
200		0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04
400		0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07
600		0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.11
800		0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15
1000		0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19
1200		0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22
1400		0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26
1600		0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30
1800		0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34

ANEXOS

Anexo A-5: Factor de correcção do comprimento da correia, f_{cc} . (Fonte: Melconian, 2008, p. 65)

Perfil A		Perfil B		Perfil C	
Ref. Hi-Power II	Fator de Correcção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correcção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correcção
A-26	0,75	B-35	0,77	C-51	0,77
A-27	0,76	B-37	0,78	C-55	0,79
A-31	0,79	B-38	0,79	C-60	0,81
A-32	0,80	B-39	0,80	C-68	0,83
A-33	0,81	B-42	0,81	C-71	0,84
A-35	0,82	B-46	0,83	C-75	0,86
A-37	0,84	B-48	0,84	C-81	0,87
A-38	0,85	B-52	0,86	C-85	0,88
A-41	0,86	B-55	0,88	C-90	0,90
A-42	0,87	B-60	0,90	C-96	0,91
A-45	0,89	B-64	0,92	C-100	0,92
A-46	0,90	B-68	0,93	C-105	0,93
A-49	0,91	B-71	0,94	C-112	0,95
A-53	0,93	B-75	0,95	C-120	0,96
A-57	0,95	B-78	0,96	C-128	0,97
A-60	0,97	B-85	0,99	C-136	0,99
A-64	0,99	B-90	1,00	C-144	1,00
A-68	1,00	B-95	1,01	C-158	1,02
A-71	1,01	B-97	1,02	C-162	1,03
A-75	1,03	B-105	1,04	C-173	1,04
A-80	1,04	B-112	1,05	C-180	1,05
A-85	1,06	B-120	1,07	C-195	1,07
A-90	1,08	B-128	1,09	C-210	1,08
A-96	1,09	B-136	1,10	C-225	1,10

Anexo A-6: Factor de correcção do ângulo de abraçamento, K_1 . (Fonte: Melconian, 2008, p. 65)

$\frac{D-d}{C}$ (a)	Arco de contato da polia menor (graus)	Fator " f_{cac} "
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

Anexo A-7: Relação de transmissão para transmissões de um escalão. (Fonte: Siteo, 1996, p. 20)

<i>TIPO DE TRANSMISSÃO</i>	<i>DUREZA</i>	<i>RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO MÉDIAS</i>	<i>RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO MÁXIMA</i>
<i>CILÍNDRICA FECHADA:</i>			
- escalão movido de todos os redutores	≤ HB 350	2,5...5	6,3
	HRC 40...56	2,5...5	6,3
	HRC 56...63	2...4	5,6
- escalão motor do redutor com esquema em cascata	≤ HB 350	3,15...5	8
	HRC 40...56	3,15...5	7,1
	HRC 56...63	2,5...4	6,3
- escalão motor do redutor coaxial	≤ HB 350	4...6,3	10
	HRC 40...56	4...6,3	9
<i>CILÍNDRICA ABERTA</i>	≤ HB 350	(3)4...8	16
<i>CÔNICA</i>			
- fechada	≤ HB 350	1...4	6,3
	≥ HRC 40	1...4	5
- aberta	≤ HB 350	2...4	8
<i>DE PARAFUSO SEM FIM:</i>			
- fechada		16...50	80
<i>POR CADEIA:</i>		(2)2,5...5	10
<i>POR CORREIA TRAPEZOIDAL:</i>		2...4	8
<i>POR CORREIA PLANA:</i>		2...3	6

Anexos B

Anexo B-1: Valores de factor de forma de Lewis. (Fonte: Budynas e Nisbett, 2016)

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

Anexo B-2: Valores de factor de sobrecarga, K_o . (Fonte: Norton, 2013).

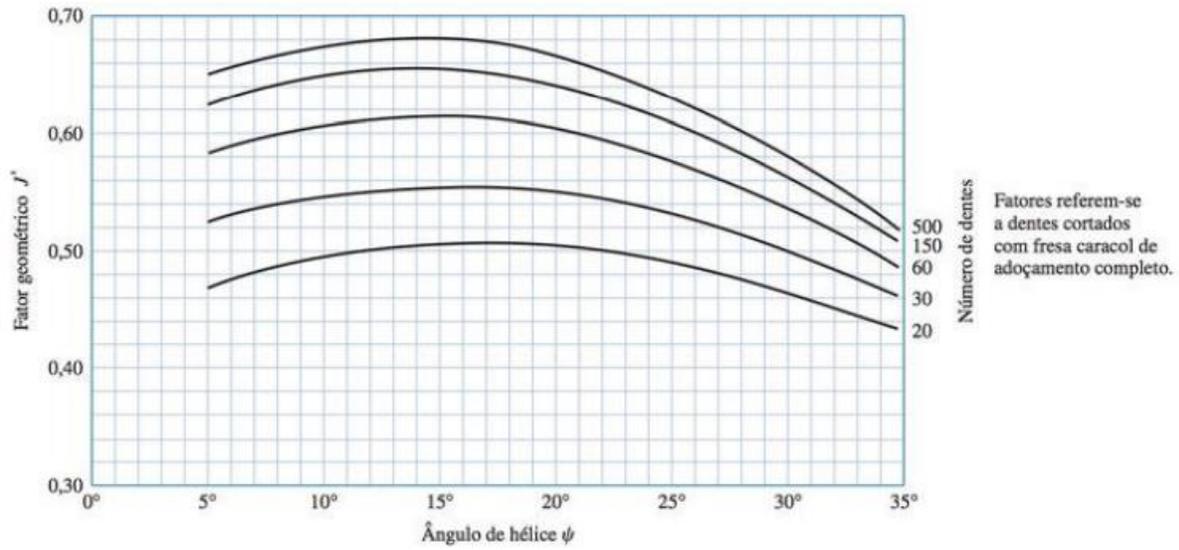
Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Anexo B-3: Valores das constantes para a determinação do factor de alinhamento de engrenamento. (Fonte: Nunez, 2022)

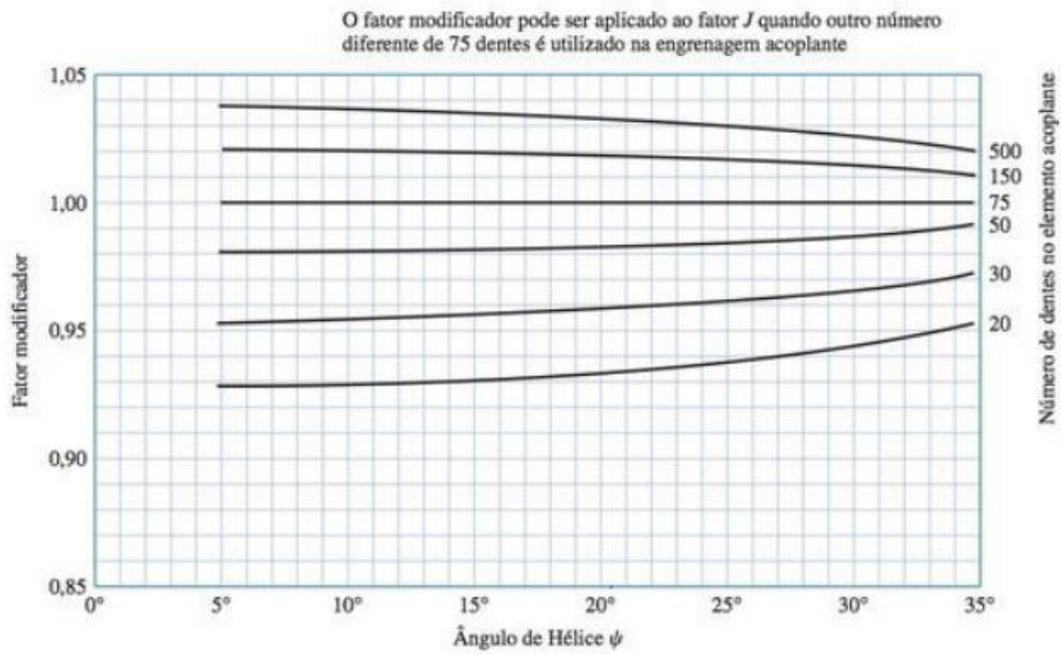
Curve	A	B	C
Curve 1 Engrenagem aberta	2.47×10^{-1}	0.657×10^{-3}	-1.186×10^{-7}
Curve 2 Engrenagem fechada industrial/comercial	1.27×10^{-1}	0.622×10^{-3}	-1.69×10^{-7}
Curve 3 Engrenagem fechada de precisão	0.675×10^{-1}	0.504×10^{-3}	-1.44×10^{-7}
Curve 4 Engrenagem fechada de alta precisão	0.380×10^{-1}	0.402×10^{-3}	-1.27×10^{-7}

Anexo B 4: Valores de J' para determinação do factor geométrico, Y_j . (Fonte: Budynas e Nisbett, 2016)

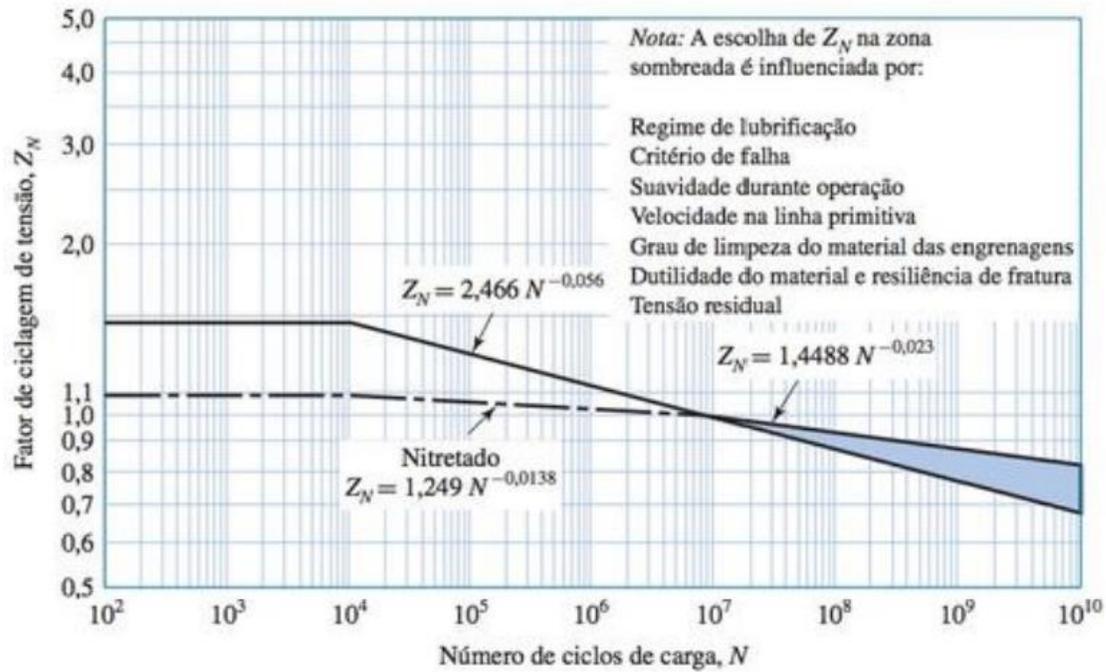
ANEXOS



Anexo B-5: Multiplicador do factor J' , em anexo B 4, para a determinação do factor geométrico de resistência a flexão Y_J .



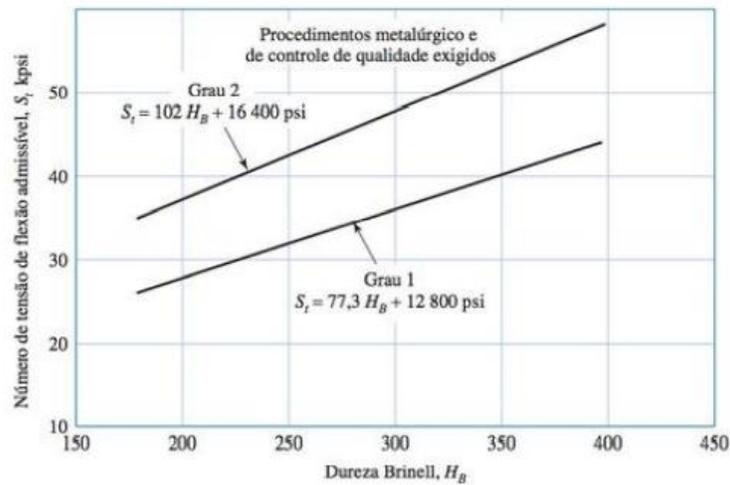
Anexo B-6: Factor de ciclagem de tensão para resistência ao contacto. (Fonte: Budyna e Nisbett, 2016).



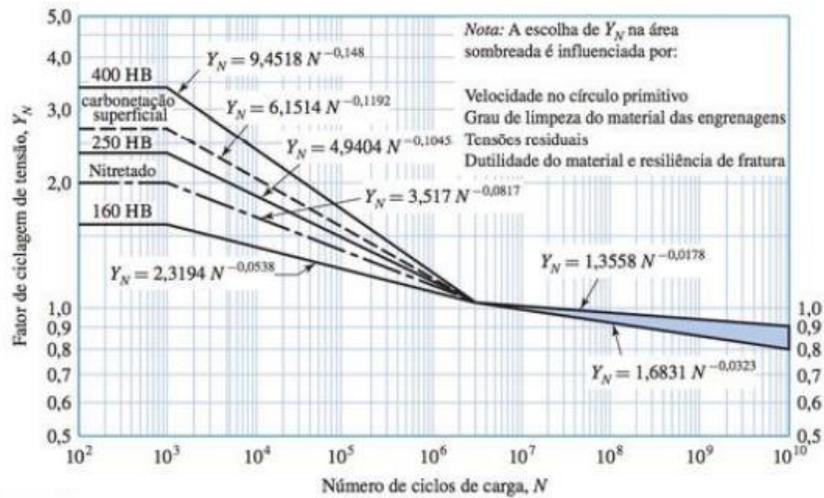
Anexo B-7: Factor de Confiabilidade, Y_Z (Fonte: Budynas e Nisbett, 2016).

Confiabilidade	$K_R(Y_Z)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Anexo B-8: Gráfico para determinação da resistência a flexão dos dentes, S_t . (Fonte: Budynas e Nisbett, 2016).



Anexo B-9: Factores de ciclagem para tensões de flexão. (Fonte: Budynas e Nisbett, 2016)



Anexo B-10: Recomendações para escolha de valores delongevidade ou vida nominal projectada. (Fontes: Nunez, 2022 citando Mott, 2013)

Aplicação	Vida em h
Motor de avião	1000 - 4000
Máquina Agrícola	3000 - 6000
Elevadores, Ventiladores industriais, Transmissões de diverso uso	8000 - 15000
Motor elétrico, Soprador industrial, Máquinas industriais em geral	20000 - 30000
Bombas e Compressores	40000 - 60000
Equipamento crítico de funcionamento contínuo (24h)	100000 - 200000

Anexos C

Anexo C-1: Constantes para a equação do factor de superfície.

Fonte: Norton, 2013.

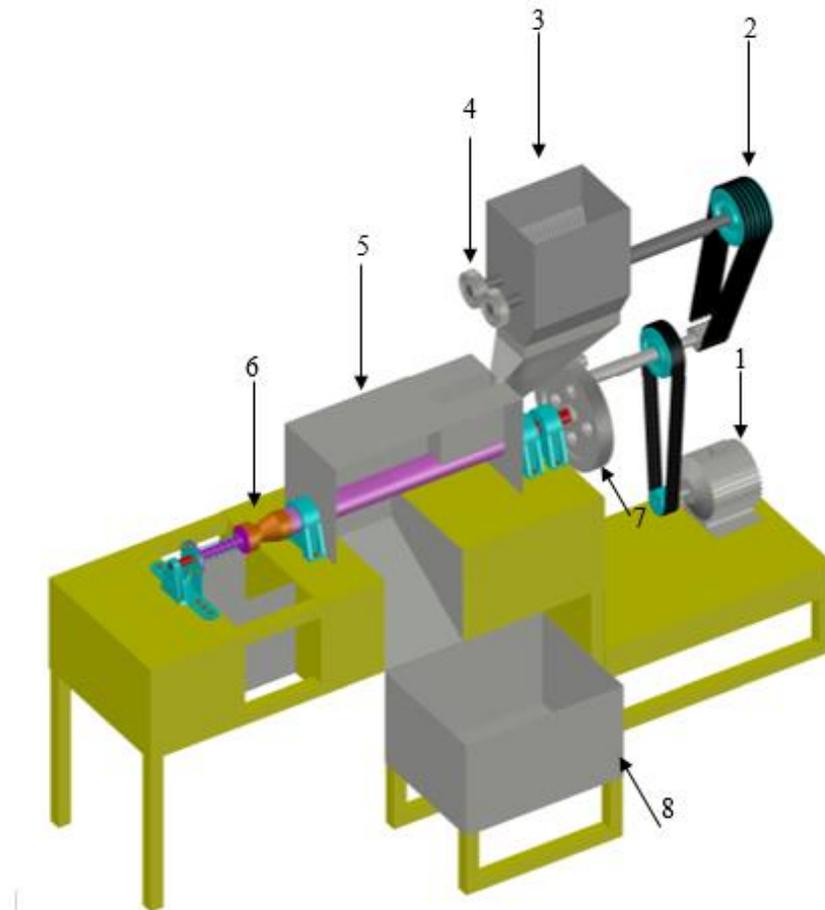
Acabamento superficial	Para S_{ut} em MPa, use		Para S_{ut} em kpsi (não em psi), use	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Anexo C-2: Valores de constante de Neuber para aços.

Fonte: Norton, 2013

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0,5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

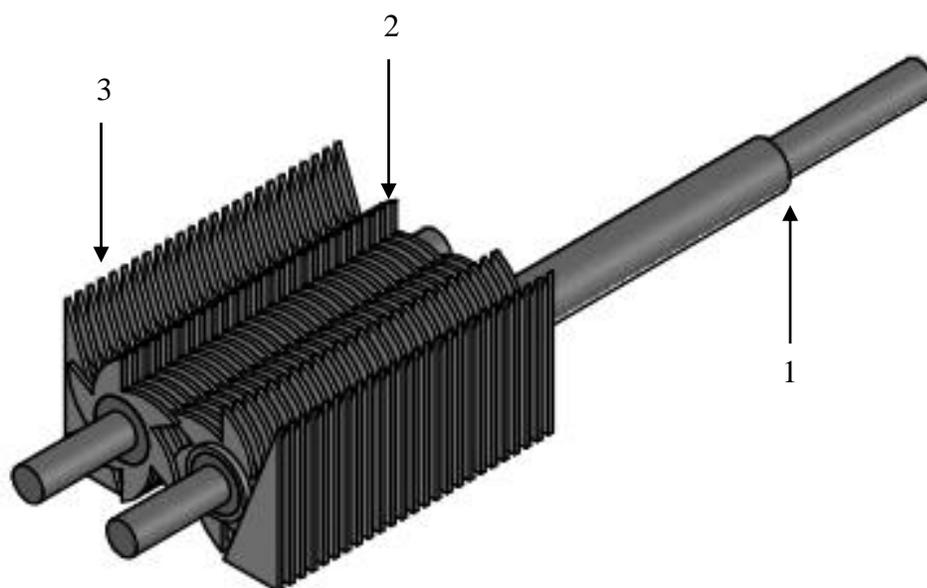
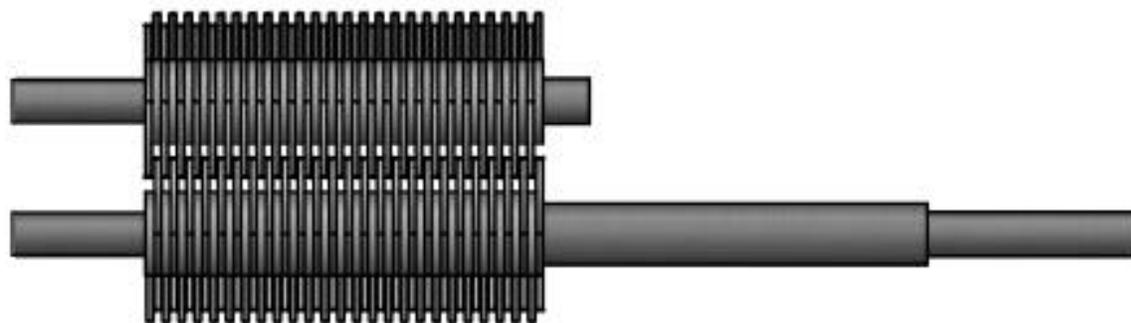
Anexos D



Anexo D- 1: Esquema espacial da prensa de parafuso contínuo para extração de óleo de coco com uma unidade trituradora.

(Fonte: o autor)

Legenda	
1— Motor elétrico	6— Conjunto do cone de saída de bagaço
2— Accionamento por correia	7— Redutor de engrenagens (ECDH)
3— Triturador	8— Colector de óleo
4— Transmissão por engrenagens (ECDR)	
5— Corpo da prensa	



Anexo D- 2: Triturador de coco.

(Fonte: o autor)

Legenda
1— Veio do triturador
2— Lâminas de corte
3— Raspadores

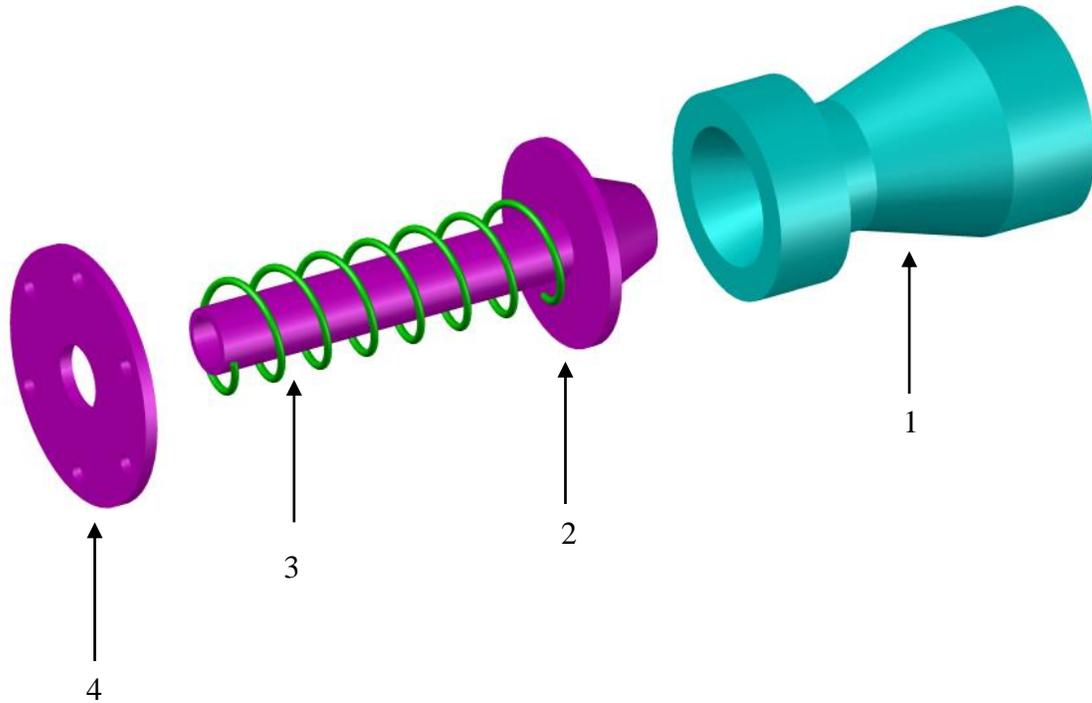


Figura D-3: Conjunto do cone de saída de bagaço.

(Fonte: o autor)

Legenda
1— Cone de saída de bagaço
2— Cone de ajuste de pressão
3— Mola de compressão
4— Disco de fixação Cone-Mola