



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA - CAMPUS II
PPGEM - PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENG. MECÂNICA



PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**CARACTERIZAÇÃO DE UM MECANISMO DE ACIONAMENTO
DE UMA MÁQUINA DESCASCADORA DE AMENDOIM.**

HERETIANO GURJÃO FILHO

CAMPINA GRANDE - PB

ABRIL-2002

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAIBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Caracterização de um Mecanismo de
Acionamento de uma Máquina
Descascadora de Amendoim.**

Autor: Heretiano Gurjão Filho

Orientadores: Natanael Victor de Oliveira

Odilon Reny Ribeiro Ferreira da Silva

Campina Grande, 12 Abril de 2002

UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAIBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Caracterização de um Mecanismo de
Acionamento de uma Máquina
Descascadora de Amendoim.**

Autor: Heretiano Gurjão Filho

Orientadores: Natanael Victor de Oliveira
Odilon Reny Ribeiro Ferreira da Silva

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projetos Mecânicos

Dissertação de mestrado apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campina Grande, Abril de 2002
PB - Brasil



G979c Gurjão Filho, Heretiano.
Caracterização de um mecanismo de acionamento de uma máquina descascadora de amendoim / Heretiano Gurjão Filho.
- Campina Grande, 2002.
105 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, 2002.
"Orientação : Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira, Prof. Dr. Odilon Reny Ribeiro Ferreira da Silva".
Referências.

1. Máquina Descascadora - Acionamento Mecânico - Amendoim. 2. Máquinas - Acionamento Mecânico. 3. Análise Dinâmica. 4. Dissertação - Engenharia Mecânica. I. Oliveira, Natanael Victor de. II. Silva, Odilon Reny Ribeiro Ferreira da. III. Universidade Federal da Paraíba - Campina Grande (PB). IV. Título

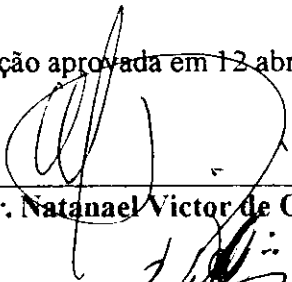
CDU 621.086:633.852.52(043)

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAIBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

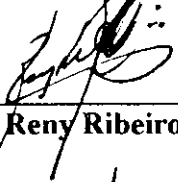
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Caracterização de um Mecanismo de
Acionamento de uma Máquina
Descascadora de Amendoim**

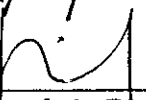
Dissertação aprovada em 12 abril de 2002



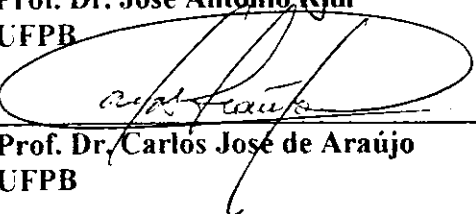
Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira
UFPB



Prof. Dr. Odilon Reny Ribeiro Ferreira da Silva
EMBRAPA



Prof. Dr. José Antônio Riul
UFPB



Prof. Dr. Carlos José de Araújo
UFPB

Campina Grande 12 de abril de 2002
PB - Brasil

DEDICATÓRIA

À meus pais Heretiano de Farias Gurjão (In memorian) e Ivanilda Candeia Gurjão, (Dona Nega) OFEREÇO. Com muito amor à minha esposa e filhos, DEDICO.

AGRADECIMENTOS.

A Deus, causa primeira de tudo.

A minha esposa e filhos pelo apoio e paciência.

A meus pais e irmãos, pelo incentivo durante a realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira, pela orientação ponderada, ensinamentos e estímulo prestado no decorrer do curso.

Ao Dr. Odilon Reny Ribeiro Ferreira da Silva, pela orientação, dedicação e incentivo às atividades profissional.

A Edimar Candeia Gurjão, pelas correções e sugestões no decorrer deste trabalho.

Aos colegas e amigos Cícero Vieira da Rocha, Marcos Antonio da Silva Irmão e Francisco segundo neto pela colaboração e ajuda no decorrer deste trabalho.

Ao curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, na pessoa do coordenador e demais professores do Departamento e à secretária Márcia Donato Quirino, pela paciência e dedicação com que nos atendeu.

A todos que, de alguma forma, contribuíram para elaboração deste trabalho de pesquisa

SUMÁRIO

1. Introdução	1
1.1 – Objetivos do trabalho	3
1.2 - Descrição do trabalho	3
2. Revisão Bibliográfica	5
2.1 – Introdução	5
2.2 - Mecanismos	5
2.3 – Máquinas para o beneficiamento de amendoim	8
2.4 – Conclusão	20
3. Modelos matemáticos	21
3.1– Introdução	21
3.2- Modelo matemático cinemático e dinâmico	22
3.3 - Cálculo do vetor r_e e dos ângulos θ_2 , θ_3 e θ_4 no mecanismo de quatro barras	25
3.4 - Cálculo dos vetores posição	27
3.5 – Velocidades absolutas do mecanismo	28
3.6 – Acelerações absolutas do mecanismo	28
3.7 – Acelerações absolutas dos centros de massas das barras mecanismo	30

3.8 - Modelo matemático: polígono de forças	30
3.9 - Cálculo das forças que a barra 2 exerce sobre a barra 3	33
3.10 - Cálculo das forças na barra 5	34
3.11 - Cálculo das reações nas molduras	35
3.12 - Cálculo das forças por cálculo vetorial	36
3.13 - Cálculo do torque e forças (Análise cinética)	38
3.14 - Modelamento matemático para obtenção das forças (D'Alambert)	41
3.15 - Conclusão	43
4 - Resultados de simulação	44
4.1 - Introdução	44
4.2 - Velocidade e aceleração (tabelas de resultados)	45
4.3 - Conclusão	50
5 - Resultados experimentais	51
5.1 - Introdução	51
5.2 - Medidas do ângulo de varredura	52
5.3 - Conclusão	54
6.- Conclusão geral e sugestões para trabalhos futuros	55
6.1 - Conclusão Geral	55
Referências bibliográficas	57
Apêndices	60
Apêndice A - Análise gráfica de velocidade e acelerações no mecanismo de quatro barras	61
Apêndice B - Equipamentos Utilizados nos experimentos	63
Apêndice C - Configuração geométrica da máquina descascadora de Amendoim por acionamento mecânico	66

RESUMO

FILHO, Heretiano Gurjão, Caracterização de um Mecanismo para Avaliar o Sistema de Acionamento de uma Máquina Descascadora de Amendoim, Campina Grande: Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, 2002 105 p. Dissertação (Mestrado).

Aliado ao problema – objeto de oferecer aos pequenos e médios produtores de amendoim uma alternativa mais eficiente e relativamente de baixo custo para a operação de descascamento da vagem de amendoim, uma das práticas que mais consomem mão de obra em algumas regiões do Nordeste, e especialmente no estado da Paraíba, procurou-se neste trabalho, caracterizar um mecanismo para ser utilizado no sistema de acionamento de um semicilindro que favoreça a quebra da vagem de amendoim. Como suporte teórico, foi feita uma revisão bibliográfica procurando resgatar com riqueza de detalhes os mais diversos tipos de máquinas descascadoras de amendoim. A caracterização do mecanismo é a parte de projeto de máquinas relacionadas com o projeto cinemático e dinâmico de sistemas articulados. Na análise e composição do sistema mecânico-máquina de amendoim desenvolvido, considera-se um mecanismo de oito - barras, isto é, oito elementos de ligação para o acionamento final e o movimento do semicilindro que favoreça a quebra da vagem do amendoim, sem no entanto, danificar as sementes. Uma avaliação do sistema físico, a partir do modelo matemático - cinemático e dinâmico, dos elementos de ligação no modo contínuo de movimento do mecanismo, será considerado com objetivo de se verificar eventuais pontos mortos (travamento) do sistema de acionamento. Resultados da eficiência da caracterização da máquina por acionamento mecânico serão apresentados, através dos métodos gráfico, vetoriais, analíticos, decomposição de forças e do princípio de D'Alambert, como também o ângulo de varredura e os resultados experimentais. Sugestões foram apresentadas para futuros trabalhos nesta área.

Palavras Chave:

Máquinas descascadora, Amendoim, mecanismos de quatro barras, análise dinâmica.

ABSTRACT

FILHO, Heretiano Gurjão, Characterization of a motion mechanism used in a peeling machine for peanuts, Campina Grande: Masters Degree in Mechanical Engineering, Federal University of Paraíba, 2002. 105 p. Dissertation (Masters)

Associated to the problem-objective of offer to small and average producers of peanuts a more efficient alternative and relatively lowcosts for the operation of peeling of peanuts, one activity that uses great manual labor in the northeast region, especially the state of Paraíba, this work aim, to characterize a mechanism used in a motion system of a semicylinder responsible by the breaking of peanut pods. As a theoretical support, there has been done a bibliographic revision concerning details of the most diverse types of peeling machines for peanuts. The characterization of the mechanism is the step of the machine design related to the cinematic and dynamic project of articulated systems, In the analysis and composition of the mechanical-machine system developed for peeling of peanuts, a mechanism of eight bars is considered, that is, eight elements connected for the setting into final motion and the moviment of the semi-cylinder leads to the break of the peanuts, without damaging the seeds. In the evolution of the physical system, starting from the cinematic and dynamic mathematical model, for the connected elements in the continuous mode of the mechanism, will be considered to verify eventual dead points (locking) in the system. Results of the machine characterization by the mechanical putting into motion will be presented, through the graphical vectorial, analytical, decomposition of forces, methods and D'Alambert principle, as wellas the angle of sweeping and some experimental results. Suggestion are presented for future work in this area.

Key-Words

Peeling machine, peanuts, four-bars mechanism, dynamic analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1,	Mecanismos de movimentos	06
Figura 2.2	Máquina por acionamento manual	10
Figura 2.3	Máquina por acionamento mecânico	11
Figura 2.4	Máquina manual de amendoim	12
Figura 2.5	Máquina semi-rotacional	13
Figura 2.6	Máquina compacta descascadora de amendoim	15
Figura 2.7	Configuração esquemática da máquina manual	17
Figura 2.8	Máquina manual em operação de descascamento	18
Figura 2.9	Máquina por acionamento mecânico	19
Figura 2.1.0	Máquina por acionamento mecânico em operação de descascamento	20
Figura 3.1	Configuração esquemática do mecanismo de oito-barras	23
Figura 3.2	Mecanismo de quatro barras	26
Figura 3.3	Mecanismo de quatro barras	27
Figura 3.4	D.C.L da barra 2	31
Figura 3.4	D.C.L. da barra 3	32
Figura 3.4	D.C.L. da barra 4	32
Figura 3.5	D.C.L. das forças e torques que agem na barra 2	33
Figura 3.6	Polígono de forças para obtenção das reações nos apo	34
Figura 3.7	D.C.L. das forças e torques que agem nas barras 4 e 5	35
Figura 3.8	Polígono de forças	36
Figura 3.9	D.C.L da barra 2 para obtenção das forças nas articulações	38
Figura 3.10	D.C.L da barra 3 Para obtenção das forças nas articulações	39
Figura 3.11	D.C.L da barra 4 Para obtenção das forças nas articulações	40
Figura 3.12	D.C.L Para obtenção das forças nas articulações do mecanismo	41
Figura 4.1	Animação do mecanismo de oito barras para uma posição instantânea	46
Figura 4.2	Animação do mecanismo oito barras para uma posição instantânea	46
Figura 4.3	Forças na barra 2 do mecanismo em função de θ_2	48
Figura 4.4	Forças na barra 4 do mecanismo em função de θ_2	48

Figura 4.5	Forças na barra 2 do mecanismo em função de θ_4	48
Figura 4.6	Momentos M_{o14} em função de θ_4	48
Figura 4.7	Forças na barra 2 em função de θ_2 (Dinâmica)	49
Figura 4.8	Forças na barra 5 em função de θ_4 (Dinâmica)	49
Figura 5.1	Evolução da barra 4 em função de θ_4	53
Figura 5.2	Evolução da barra 5 em função de θ_4	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1	Velocidades calculadas pelos métodos vetorial e gráfico	45
Tabela 4.2	Aceração calculadas pelos métodos vetorial e gráfico	45
Tabela 4.3	Forças e torque para uma posição instantânea	47
Tabela 4.4	Forças e torque para uma posição instantânea (Dinâmica)	49
Tabela 5.1	Medidas do ângulo de varredura	52
Tabela 5.2	Corrente do motor de acionamento	53
Tabela 5.3	Medidas das rotações das polias da máquina	54

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

A	Ampères	[A]
°C	Graus Centrígrados	[°C]
g	Grama	[g]
h	Hora	[h]
kg	Quilograma	[kg]
kg/h	Quilograma por Hora	[kg/h]
min	Minuto	[min]
mm	Milímetro	[mm]
V	Velocidade Absoluta	[m/s]
rpm	Rotações por minuto	[rpm]
V	Volts	[v]
P	Potência	[c.v]
N	Rotação Nominal do Motor de Acionamento	[rpm]
T	Torque	[Nm]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
α	Aceleração angular	[m/s]
θ	Ângulo em Radianos	[rad]
F_{ij}	Força de i para j	[N]
M_{ij}	Momentos	[N.m]
A_{cm_i}	Distância de um ponto ao centro de massa	[m]
A	Aceleração Absoluta	[m/s ²]
cm_i	Centro de massa	[m]
acm_i	Aceleração absoluta do centro de massa	[m/s ²]
D.C.L	Diagrama de Corpo Livre	[-]

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A região Nordeste ocupa uma área equivalente a 18,2% do território Nacional e abriga um terço da população brasileira. Verifica-se nesta área maior porcentagem de desnutrição da população causada pela carência de alimentos ricos em complexos biológicos tais com proteínas, vitaminas e hidratos de carbono. Para esta região, o cultivo de amendoim assume um papel importante por ser uma cultura que apresenta alto valor energético, que pode ser utilizado na fabricação de óleo, farinha e seus derivados, serve de suplementação alimentar, sendo portanto capaz de suprir as carências nutricionais da população.

A responsabilidade da agricultura em produzir alimentos, energia, matérias - primas industriais e excedentes, é incontestável (Silva, 1986). A cultura do amendoim na região Nordeste vem demonstrando boa potencialidade produtiva, podendo tornar-se uma alternativa economicamente viável para a agricultura, tendo em vista o curto ciclo,

facilidade de cultivo e preço de comercialização. Em decorrência disto, sua área cultivada vem progressivamente sendo expandida, o que tem demandado, por parte dos clientes envolvidos na cadeia produtiva desta oleaginosa, respostas tecnológicas mais rápidas e que possam ser perfeitamente absorvidas com o crescimento do negócio agrícola do amendoim em nível regional.

Mialhe (1974) afirma que a comercialização agrícola é uma das áreas destinadas a solucionar problemas que afetam o desenvolvimento no meio rural, pois os conhecimentos nela adquiridos permitem adequar a engenharia à agricultura.

Em diagnóstico realizado a nível de Nordeste por Araújo et al. (1992) e Barros et al (1994), foram constatadas como principais dificuldades técnicas no cultivo do amendoim, a falta de sementes melhoradas e a ausência de equipamentos e máquinas agrícolas para auxiliar no plantio e nas operações de colheita e pós-colheita, uma vez que são as que mais encarecem o custo de produção, devido ao excesso de mão-de-obra, principalmente para o beneficiamento de sementes.

O processo de descascamento das vagens é uma das operações mais caras, morosa e fatigante, uma vez que nas pequenas propriedades rurais, o descascamento é realizado de forma manual através de pressão dos dedos sobre as vagens, para sua quebra. Um homem é capaz de descascar, em média, apenas 1kg de vagem/hora. Para simplificar esta operação nas regiões produtoras de amendoim da Índia, da Ásia e da África, foram desenvolvidas máquinas no mesmo princípio das trilhadeiras de cereais (Hopfen, 1970; Central Institute of Agricultural Engineering, 1981; Carruthers, 1985, Singh, 1983). Estas máquinas consistem de um cilindro ou semicilindro dotado de pequenos dentes, que ao ser movimentado, atrita

a vagem que se encontra contraposta a uma peneira côncava proporcionando sua quebra e, como consequência, a obtenção dos grãos.

A caracterização do mecanismo é a parte do projeto de máquinas relacionada com o Projeto cinemático e dinâmico de sistemas articulados, cames, engrenagens, trem de engrenagens, volantes. Na análise e composição do sistema mecânico máquina descascador de amendoim desenvolvida considera-se um mecanismo de oito-barras, isto é oito elementos de ligação do acionamento final e movimento do semicilindro que favoreça a quebra da vagem do amendoim. Uma avaliação do sistema físico, a partir do modelo matemático cinemático e dinâmico dos elementos de ligação no modo contínuo de movimento do mecanismo será considerado com o objetivo de se verificar eventuais pontos mortos e/ou travamento do de acionamento. Daí a necessidade da análise do comportamento cinemático e dinâmico do mecanismo.

1.1 - Objetivos do trabalho.

Neste trabalho, pretende-se caracterizar um mecanismo para avaliar o sistema de acionamento de uma máquina descascadora de amendoim, para reavaliá-la através de uma modelagem que propõe uma análise cinemática e dinâmica do sistema, dentro de um contexto que tem como referencial a máquina por acionamento mecânico para que sua eficiência e rendimento sejam melhorados significativamente.

1.2 - Descrição do trabalho.

O primeiro capítulo apresenta a introdução geral e os objetivos do trabalho, no qual descrevem-se a importância do amendoim e a necessidade da caracterização do mecanismo.

No capítulo dois, é feita a revisão bibliográfica, procurando-se resgatar com riqueza de detalhes, os mais diversos tipos de máquinas descascadora de amendoim através de ilustrações.

No capítulo três, serão abordados os aspectos dos modelamentos matemáticos relativos a caracterização do mecanismo da máquina descascadora de amendoim.

No capítulo quatro, apresentam-se os resultados de simulação do mecanismo de oito barras.

Por outro lado, no capítulo cinco, verificam-se os resultados experimentais e gráficos da simulação do mecanismo de oito-barras.

No capítulo seis, têm-se as conclusões gerais do trabalho e sugestões para futuros trabalhos.

Por fim, têm-se os apêndices constituídos de programas no ambiente MATLAB, figuras da máquina por acionamento mecânico e dos aparelhos usados nos experimentos.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – Introdução.

Para a caracterização de uma máquina se faz necessário o conhecimento de mecanismos, dos mais simples aos mais elaborados que a compõem. A análise desses mecanismos, através de um estudo dos métodos de análises de velocidades, acelerações e forças, é o objetivo principal desse trabalho.

2.2-Mecanismos.

No procedimento da análise de mecanismos existem diferenças fundamentais entre os mecanismos com articulações e os com corrediças e entre os mecanismos de camo e os mecanismos compostos. Considerando a grande gama destas variações e idealizando os membros pelos planos móveis, destacam-se quatro grupos básicos de movimento; a Figuras

2.1(a-d).mostram a disposição destes mecanismos para cada grupo, seu representante típico.

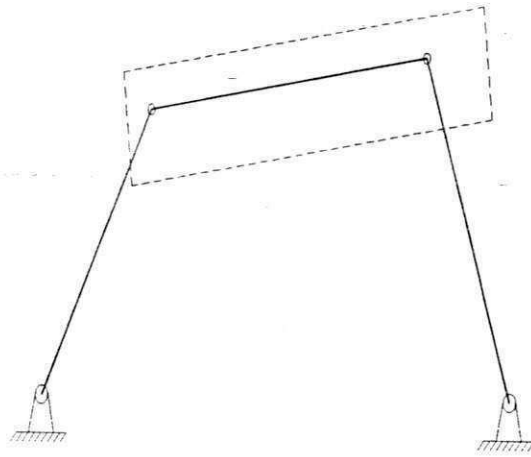


Figura 2.1 a – Movimento genérico de um plano (Mecanismo de quatro barras)

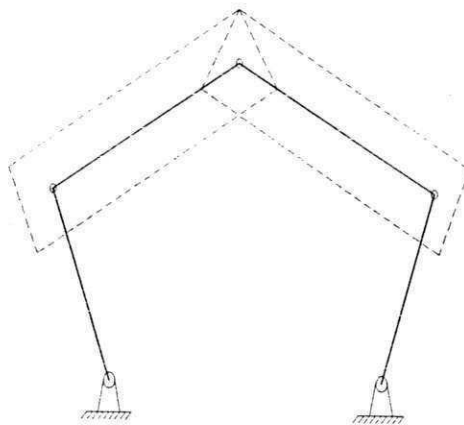


Figura 2.1 b - Movimento genérico de dois planos unidos através de articulações (Mecanismo de cinco barras)



Figura 2.1 c–Movimento relativo de dois planos unidos através de corredeira (Inversão do mecanismo biela-manivela).

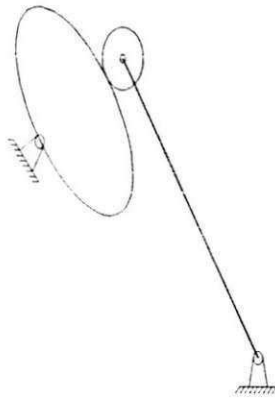


Figura 2.1 d – Movimento de dois planos em contato periférico (mecanismo de camo com seguidor oscilante)

Para um mecanismo projetado torna-se indispensável o controle da extensão de movimento dos membros, para evitar sua colisão durante o ciclo completo de movimento e, ao mesmo tempo, para verificar a compatibilidade dimensional com o espaço disponível. Cada mecanismo não é apenas um transformador de movimento, mas, também, transformador de potência, definida como produto da força pela velocidade, ou para o movimento de rotação como o produto de momento das forças (externas) pela velocidade angular. Da velocidade conhecida e da potência desenvolvida, pode-se determinar as forças

atuantes, necessárias para o dimensionamento dos membros de um mecanismo.

O dimensionamento dos mecanismos depende também das forças de inércia, (Boleslaw Skarski, 1980), as quais, de acordo com a segunda lei de Newton são expressas em termos de aceleração das partes móveis. Numa simples rotação uniforme, a força centrífuga de natureza inercial, em consequência da aceleração normal, gera uma reação centrípeta (no mancais). Para uma rotação periódica, a componente tangencial de aceleração causa do mesmo modo, forças de inércia, presentes também no movimento de translação com velocidade variável. As forças de inércia surgem, portanto, sempre como consequência de uma aceleração, linear ou angular. A sua determinação na análise cinemática fornece a base para análise cinética dos mecanismos.

É importante ressaltar que as forças de inércia são frequentemente maiores do que as forças de tração, ou forças estáticas. Elas determinam em última análise, a máxima rotação e o rendimento de um mecanismo e, portanto, de uma máquina.

2.3 - Máquinas para o beneficiamento de amendoim.

O beneficiamento é uma das fases mais importantes no processo produtivo do amendoim, uma vez que melhora a aparência do produto, conferindo-lhe maior valor no mercado. Para tanto, tem-se pesquisas dos diversos tipos de máquinas, seja por acionamento a motor (semi-automática, automáticas, com peneiras, etc.) e até por tração animal (Gore et al, 1990).

Essas máquinas possuem como princípio de descascamento, um semicilindro dotado de dentes que ao ser movimentado, atrita a vagem que se encontra contraposta a uma

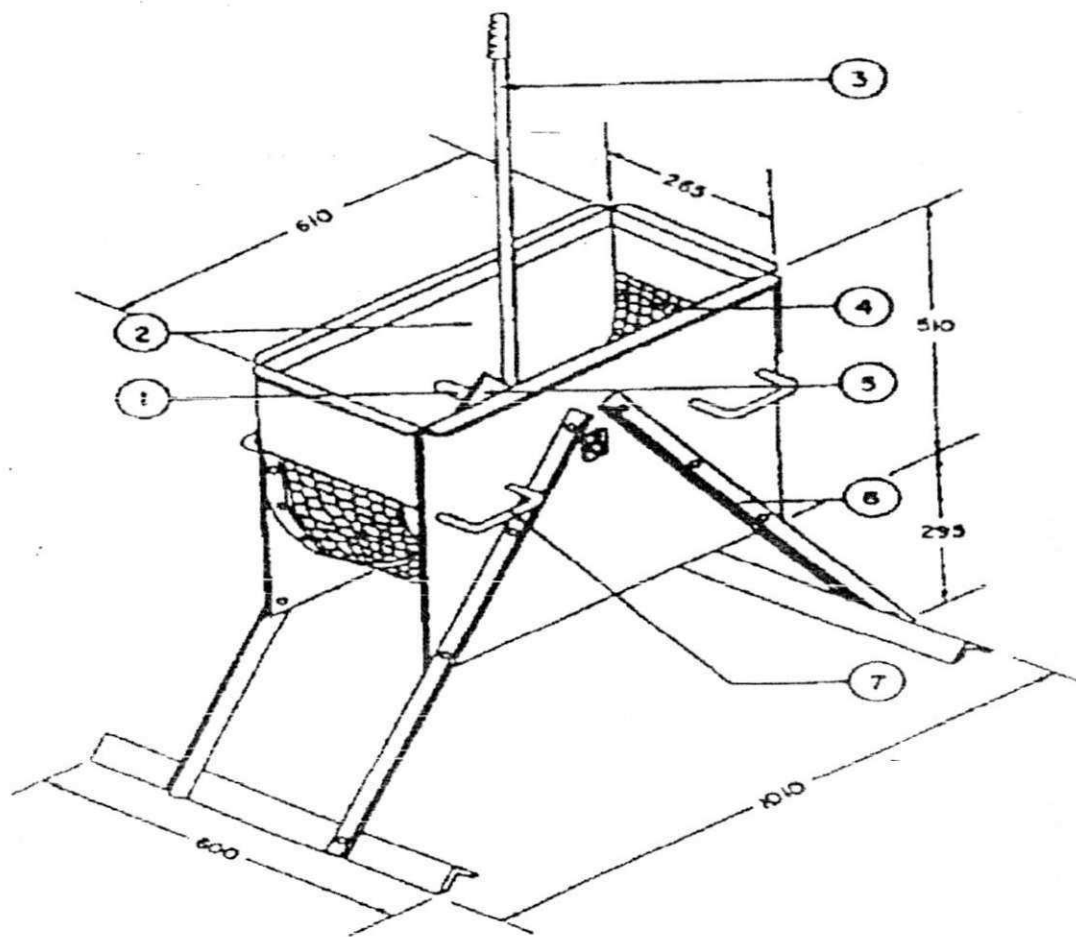
peneira de forma “côncava”, proporcionando a sua quebra e, conseqüentemente, a obtenção dos grãos. As máquinas de descascamento por acionamento mecânico possuem também um sistema de ventilação que promove a pré-limpeza da semente (Singh e Thongsa Nawatwng

Hipfen (1970) ressalta ser a máquina descascadora de amendoim por acionamento manual a mais simples, contendo essencialmente uma peneira semicilíndrica e um eixo que comporta a estrutura de barras descascadoras acionadas por uma alavanca móvel que rompem a vagem do amendoim contra a peneira semicilíndrica.

Gupta et al. (1988) construíram uma máquina de acionamento por pedal, operada por duas pessoas, alcançando uma produção de vagem de 160 a 180 kg/h com eficiência de descascamento de 98 a 99%, sendo menor que 3% a produção de sementes danificadas.

Chung et al (1985) estudando o protótipo de uma máquina descascadora de amendoim constituída de um tambor giratório, batedores e uma malha côncava de arame conseguiram avaliar batedores de madeira e de borracha e concluíram, também, que estes são 10% mais eficientes no descascamento, porém provocam maiores danos às sementes e a limpeza é pouco eficiente, obtendo-se capacidade de descascamento de 307 kg/h. vagem de semente.

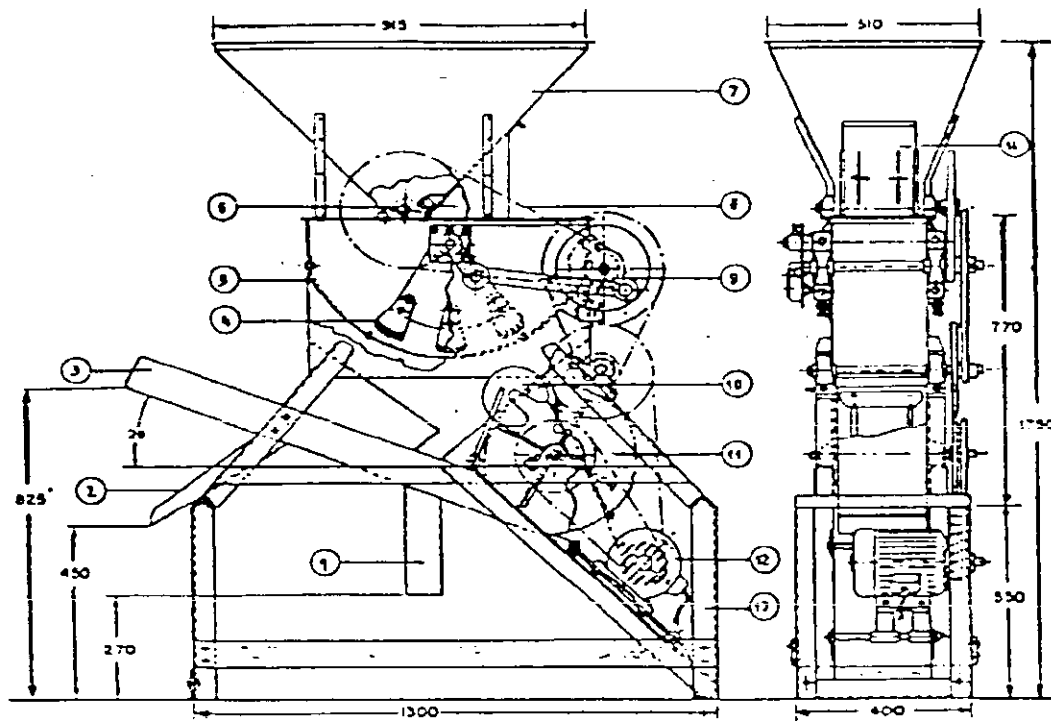
Singh e Thogawatwong (1983) estudaram alternativas de mudanças do acionamento acionamento manual para o mecânico para, assim, dotarem essas máquinas de dispositivos de limpeza e separação dos grãos. A máquina por acionamento manual, Figura 2.2, possuía capacidade de 32 kg/h de sementes com quebra de 4,8 % e eficiência de 96%, enquanto a máquina por acionamento mecânico, Figura 2.3, teve capacidade de 175 kg/h de semente a 145 rpm, com 97% de eficiência.



LEGENDA

- 1 - Eixo da barra de descascamento
- 2 - Câmara de descascamento
- 3 - Braço de acionamento
- 4 - Malha de arame côncavo
- 5 - Armação da barra de descascamento
- 6 - Chassi
- 7 - Alça de transporte

Figura 2.2 Máquina por acionamento manual



LEGENDA

- 1 - Calha de coleta de sementes
- 2 - Calha dianteira
- 3 - Calha do ventilador
- 4 - Semicilindro descascador
- 5 - Arame de 3,4mm de diâmetro, malha 10x10mm
- 6 - Cilindro de quatro palhetas
- 7 - Moega alimentadora
- 8 - correia
- 9 - Alavanca de acionamento
- 10 - Palheta do ventilador
- 11 - Ventilador centrífugo, 300mm de diâmetro
- 12 - Motor monofásico 2,2 Kv -220
- 13 - Chassi
- 14 - Ponta de madeira

Figura 2.3 Máquina por acionamento mecânico

Silva et al. (1989) desenvolveram um equipamento de acionamento manual para o pequeno produtor, Figura 2.4, cujo princípio de funcionamento se baseia no uso de um cilindro de madeira contendo, na sua periferia côncava, pinos de ferro equidistantes atuando junto a um gradeado côncavo que envolve o cilindro. Com o movimento do cilindro, ocorre a fricção das vagens sobre o gradeado, provocando a quebra e, conseqüentemente, o descascamento. Na avaliação, o protótipo apresentou capacidade de descascamento equivalente ao trabalho de 22,7 homem/dia. Em relação ao percentual de danos às sementes constatou-se que o mesmo foi de 15,07%.

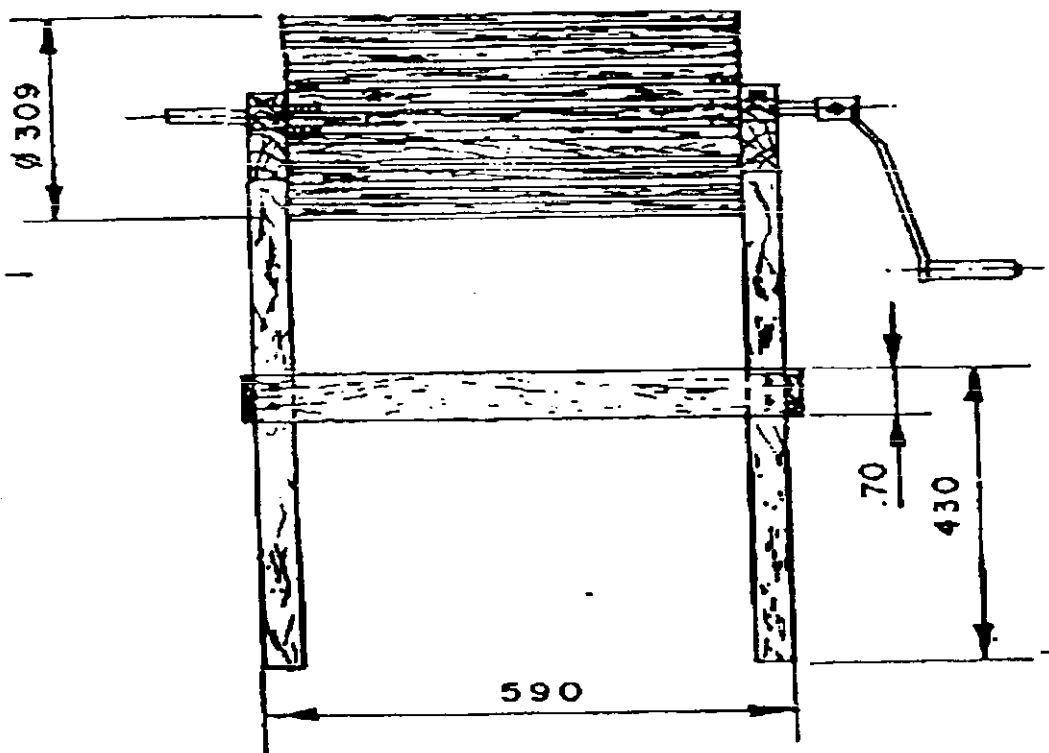


Figura 2.4 Máquina manual descascadora de amendoim

Uma máquina descascadora tipo oscilatória, Figura 2.5, foi construída pela Tropical Products Institute, a qual consiste de uma alavanca ligada ao semicilindro que, uma vez acionada manualmente, promove o descascamento das vagens através do movimento oscilatória, não fazendo separação entre casca e semente.

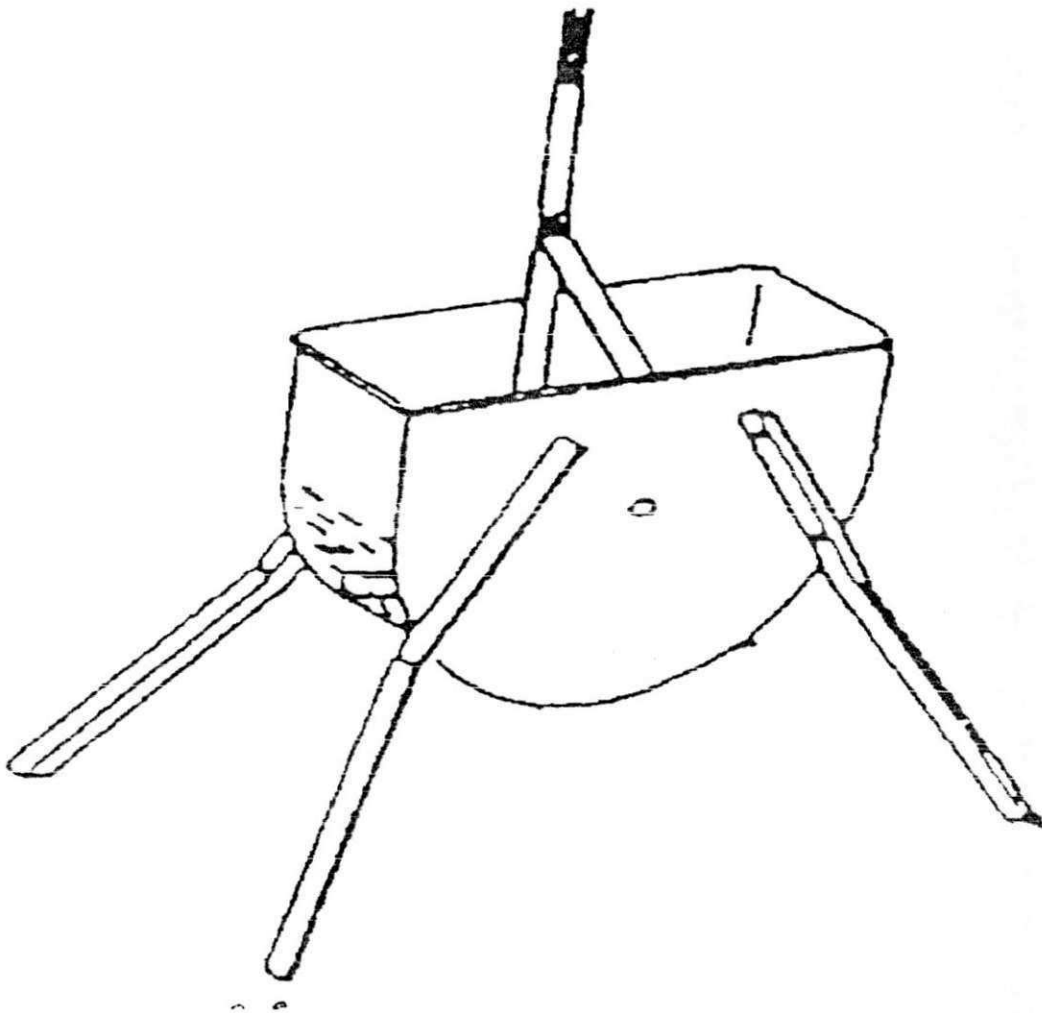
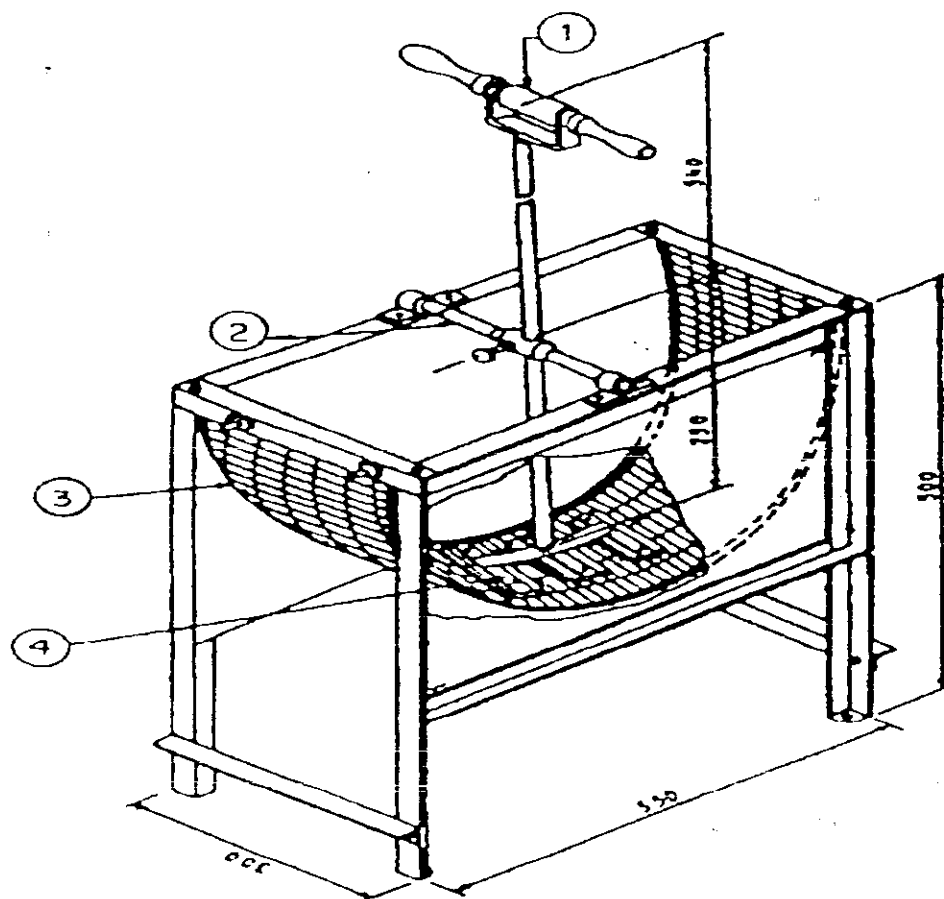


Figura 2.5 Máquina oscilatória

Kittichai(1984) avaliou uma máquina descascadora por acionamento a motor chamada AIT, em Bangkok, e encontrou os melhores resultados a uma velocidade de 180 rpm, com abertura de 20mm, do dispositivo descascador à tela côncava. O rendimento, a eficiência de descascamento e percentagem de quebra foram de 210,5 kg/h, 98% e 53%, respectivamente. Por sua vez, Gore et al (1990) avaliaram a máquina na mesma velocidade mas com uma abertura de 18 mm e capacidade de abastecimento de 400kg/h, estando o amendoim com teor de umidade de 13% (base seca). Como resultado das alterações, obtiveram 280 kg/h de capacidade operacional, 98% de eficiência de descascamento e 4,53% de quebra, concluindo a necessidade do uso racional da máquina, como fundamento para melhor rendimento econômico.

Singh (1983) realizou avaliações com cilindros dotados de diferentes tipos de dentes para determinar os danos ocorridos nas sementes. Detectou-se que a distância entre a tela côncava e o cilindro descascador é um parâmetro bastante significativo, influi diretamente nos possíveis danos causados aos grãos advindos da operação de descascamento. O protótipo avaliado, Figura 2.6, tinha capacidade de 70 a 80 kg/h de sementes e o percentual de sementes quebradas era de 3,70 a 5,13%. A distribuição de tamanho médio para as vagens de amendoim foi de 30,41, 13,27 e 11,97 mm para o comprimento, largura e espessura, respectivamente. As sementes apresentaram comprimento médio de 16,73 mm e diâmetro de 8,74mm.



Legenda

- 1 - Alavanca
- 2 - Eixo do pivô
- 3 - Tela de arame 9.5 x 25 mm
- 4 - Sapata dentada descascadora

Figura 2.6 Máquina compacta descascadora de amendoim

Eswarappa et al (1995) avaliando o desempenho de diferentes métodos de descascamento de amendoim, concluíram que as garras descascadoras são a que promovem melhor rendimento.

Eswarappa et al (1996) após avaliarem o descascamento de amendoim com umidade entre 15,5 a 52,3%, chegaram à conclusão de que a umidade e velocidade do dispositivo descascador influem diretamente na eficiência e na capacidade da máquina, no dano mecânico às sementes e na saída de cascas da máquina. Pelos resultados, o melhor desempenho foi atingido com 15,5% de umidade e 360rpm no tambor rotativo.

No Brasil, as máquinas que promovem o descascamento de amendoim são Equipamentos de grande porte, com alta capacidade operacional e de elevado custo aquisitivo. Considerando-se que as áreas de cultivo com esta oleaginosa, no Nordeste, se compõem de pequenas propriedades, com escassos recursos econômicos, as aquisições tecnológicas mais produtivas tornam-se extremamente difíceis (Silva et al, 1977).

O processo de descascamento de vagens de amendoim nas pequenas propriedades rurais, ainda é realizado de forma manual, através da pressão dos dedos sobre as vagens, até a sua quebra, tornando essa operação cara, lenta e fatigante, uma vez que a produção por homem seria em média de 1kg de vagem por hora. Para simplificar esta operação, a Embrapa Algodão desenvolveu uma máquina de acionamento manual para descascamento de amendoim com os seguintes componentes: Chassi de sustentação, semicilindro descascador, dotado de pequenos dentes, uma tela côncava e uma alavanca acionadora. Os dentes descascadores ficam mais próximos ou mais afastados da tela côncava de acordo com a variedade de amendoim a ser beneficiado. A eficiência de descascamento ficou entre

83 e 113 kg/h, com um percentual de quebra de sementes de 4,3 a 6,7%, para uma abertura do dispositivo descascador à tela côncava de 12 a 6 mm respectivamente (Silva et al, 1977). Nas Figuras 2.7 e 2.8 mostram a configuração esquemática da máquina manual e a operação de descascamento, realizada na sede da Embrapa Algodão

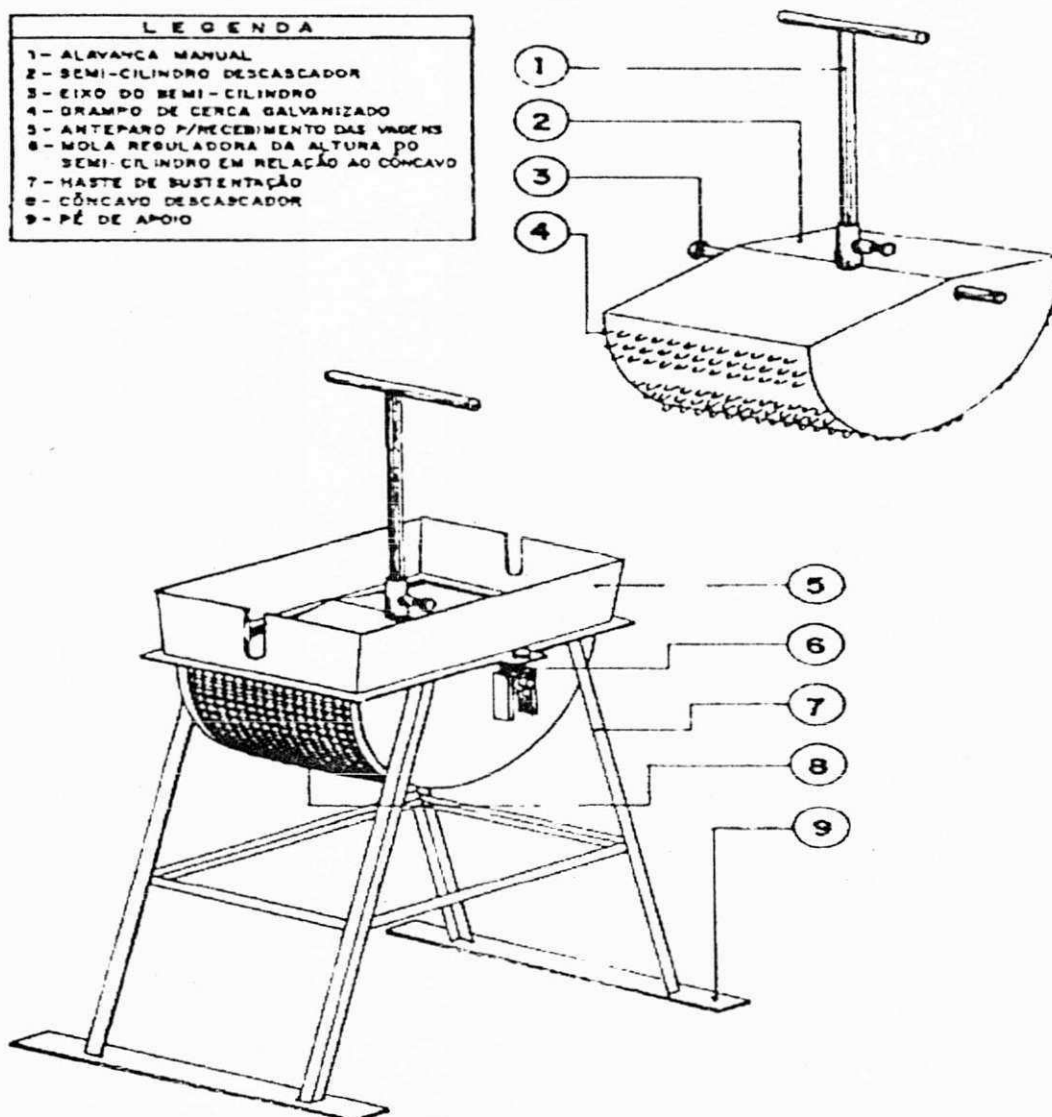


Figura 2.7 Configuração esquemática da máquina manual



Figura 2.8 Máquina manual em operação de descascamento

O mecanismo de acionamento da máquina manual, desenvolvida na Embrapa se dá através de uma alavanca, num movimento de “vai e vem”, ou de uma manivela, em movimento rotacional, ambos promovendo no operador, grande desgaste físico, necessitando de paradas constantes para descanso e, conseqüentemente, ocorrendo queda na capacidade operacional (Max, 1999).

A Indústria de máquinas Ariús Ltda., no distrito industrial do município de Campina Grande–Pb, desenvolveu uma máquina por acionamento mecânico com o abastecimento da máquina feito de forma manual, colocando-se vagens de amendoim a ser beneficiada na moega, em seguida, acionando-se o motor para o movimento de todo os dispositivos da máquina. O acionamento é realizado através do movimento de vai e do semicilíndrico

descascador que atrita a vagem sobre a tela cônica provocando sua quebra, obtendo-se assim a semente e a casca em pedaços. As sementes, juntamente com as frações das cascas, fluem na abertura da tela cônica e caem por gravidade, passando pelo conduto de ar, que por sua vez, carrega para fora da máquina o material mais leve, ou seja, a casca fragmentada. A semente, por ser mais pesada atravessa o fluxo de ar e cai na calha receptora que conduz para descarga. As Figuras 2.9 e 2.10 mostram a máquina por acionamento mecânico e a operação de descascamento de amendoim, realizada na sede da Ambrapa Algodão (Max, 1999).

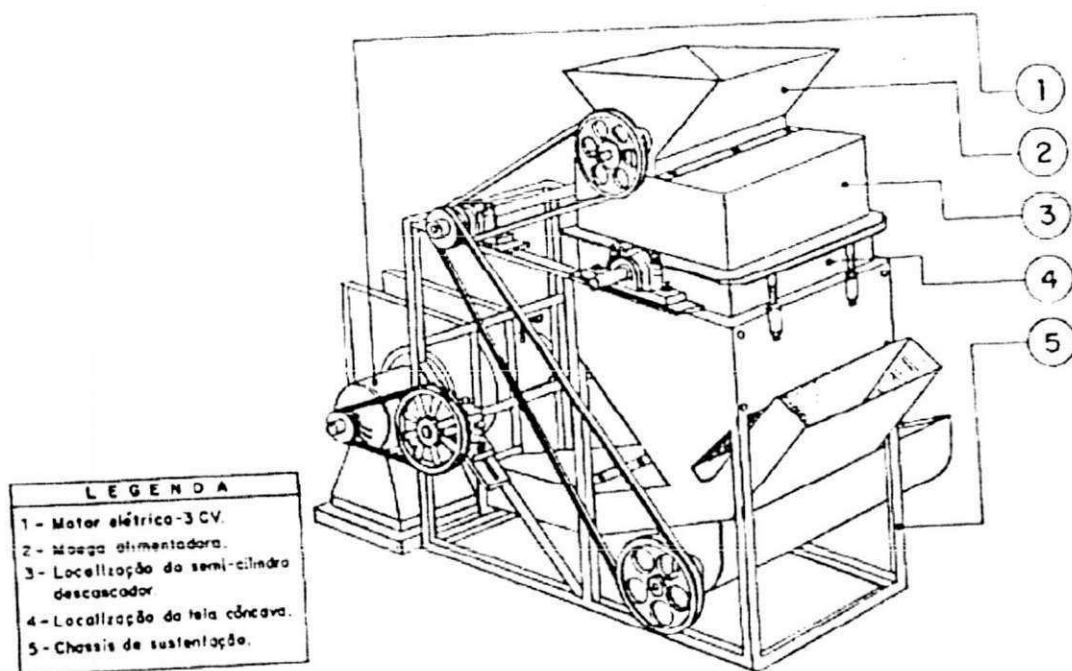


Figura 2.9 Máquina por acionamento mecânico



Figura 2.10 Máquina por acionamento mecânico e a operação de descascamento

2.4 - Conclusão.

Neste capítulo, foi realizada uma revisão bibliográfica dos diversos tipos de máquinas descascadoras de amendoim existentes na literatura, através de ilustrações e configurações esquemáticas, descrevendo para cada tipo a sua eficiência de descascamento e o percentual de perda, chegando-se a máquina por acionamento mecânico em estudo, escolhida para se fazer a caracterização do mecanismo por ser esta a que apresentou resultados satisfatórios e uma capacidade de descascamento muito boa, promovendo a separação da casca e semente obtendo-se assim, um produto limpo e basicamente sem danos à semente.

CAPÍTULO 3

MODELOS MATEMÁTICOS

3.1 – Introdução.

Neste capítulo, serão apresentados e desenvolvidos os modelos matemáticos, cinemáticos e dinâmicos do mecanismo de oito-barras, onde procura-se abordar todas as relações de posições, velocidades e acelerações, bem como, as interações que existem entre as forças estáticas e dinâmicas no mecanismo.

Em linhas gerais, Mabie e Civirk (1980) relatam que, entre os diversos métodos de determinação de velocidades e acelerações em mecanismos, três encontram grande aplicação. No primeiro método de análise, usa-se o cálculo vetorial para determinar a velocidade e aceleração de um ponto em relação a um sistema móvel e a um sistema fixo de coordenadas. O segundo método é a análise usando equações de movimento relativo, as quais são resolvidas graficamente através de polígonos de velocidades e acelerações. O terceiro diz respeito a análise em que usam equações vetoriais, escritas na forma complexa. Os mesmos autores discutem que os dois primeiros métodos são os

que mantêm o conceito físico do problema, o que não acontece com o terceiro. Quando se quer conduzir soluções por via computacional, o primeiro e o terceiro métodos assumem vantagem quando se analisa o mecanismo em um ciclo completo.

Aplica-se o terceiro método para se determinar a velocidade e a aceleração do sistema do qual, em conjunto com a potência do motor, obtêm-se os momentos torsores, fletores e forças tangenciais que atuam no mecanismo, levando-se ao dimensionamento dos eixos.

O mecanismo de quatro barras ou quadrilátero articulado é um dos mecanismos mais simples e mais úteis e que, se a peça acionadora girar, não haverá perigo de pontos mortos, mas se ela oscilar, dever-se-á, então, ter cuidado com o dimensionamento do comprimento das peças para que o mecanismo não pare em suas posições extremas. Em geral, o ângulo de transmissão num mecanismo de quatro barras não deve exceder 140° nem ser menor que 40° , quando for empregado para transmitir grandes forças.

3.2 – Modelo matemático cinemático – dinâmico.

O modelo matemático para o cálculo das velocidades e acelerações absolutas, bem como a determinação do ângulo de trabalho de varredura do semicilindro, para favorecer a quebra do a mendoim, são obtidos a partir da configuração esquemática do modelo físico, apresentado na Figura 3.1.

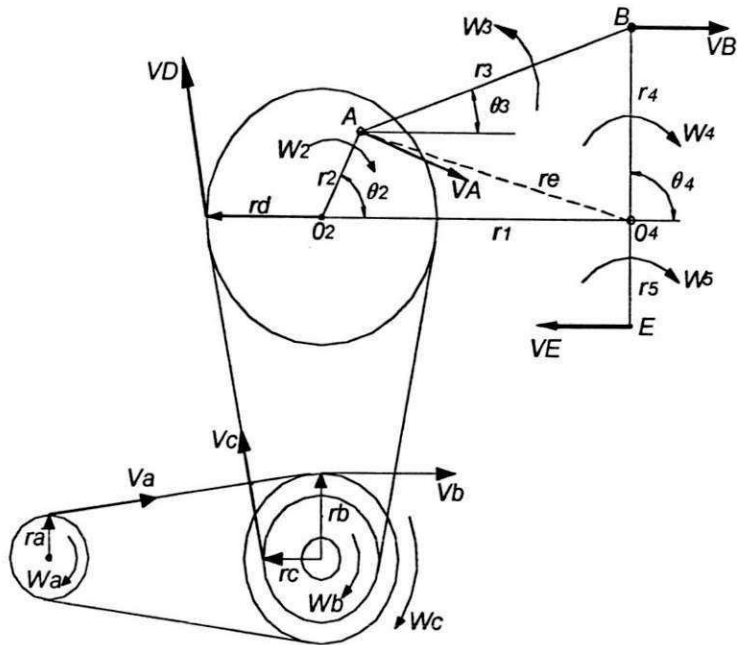


Figura 3.1 Configuração esquemática do mecanismo de oito barras

Relações de transmissão nas polias.

a) Relações de transmissão das polias (a) e (b).

$V_a = \omega_a r_a$ e $V_b = \omega_b r_b$ mas $V_a = V_b$ então, $\omega_a r_a = \omega_b r_b$ desta forma:

$$\omega_b = (r_a / r_b) \omega_a$$

b) Relações de transmissão das polias © e (d).

Na polia © a velocidade V_c é dada por: $V_c = \omega_b r_c$, uma vez que as polias (b) e (c) possuem a mesma velocidade angular de rotação, tem-se que:

Na polia (d) a velocidade absoluta é: $V_d = \omega_d r_d$, mas $V_c = V_d$, então:

$$\omega_d r_d = \omega_b r_c, \text{ desta forma: } \omega_d = ((r_a / r_b)(r_c / r_d)) \omega_a$$

Como a polia (d) ou volante possui a mesma velocidade angular, a velocidade absoluta no ponto A é dada por:

$$V_A = w_d r_2, \text{ ou } V_A = ((r_a/r_b)(r_c/r_d)) r_2 \omega_a$$

A partir da potência e da rotação nominal das polias pode-se obter o torque do motor de acionamento até chegar ao torque que age na conexão motora 2. Figura 3.1, e a partir daí calcular as forças máxima e mínima no semi-cilindro que permitam a quebra da vagem de amendoim para uma posição instantânea. O torque de acionamento T_2 é dado por:

$T_2 = (P \cdot 746) / N$. A partir do torque máximo na peça 2, determina-se a força F_{32} para uma posição instantânea, conforme abaixo:

$$F_{32} = (T_2) / (r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)) \quad (3.2.1)$$

com: $F_{32} = -F_{23} = F_{34} = -F_{43} = F_{14} = F_{12}$ e o torque na barra 4 será dada por:

$$T_4 = F_{34} r_4 \sin(\beta - \theta_3) \quad (3.2.2)$$

A partir do torque T_4 , determina-se a força no semi-cilindro, dada por:

$$F_5 = (T_4) / (r_5) \quad (3.2.3)$$

Um programa no ambiente MATLAB para um ciclo completo de rotação no caso contínuo, foi implementado para se determinar a força máxima e mínima no semicilindro (Apêndice D).

Para testar a validade do modelo matemático, e a obtenção do ângulo de varredura Do semicilindro, dois procedimentos são adotados, primeiro, obtêm-se as velocidades e acelerações absolutas de todos os elos de ligações das barras do mecanismo para uma posição instantânea de movimento, utilizando o método gráfico para análise de velocidades e de acelerações, em seguida obtêm-se as velocidades absolutas a partir do modelo vetorial para uma rotação de 360°.

A obtenção do ângulo de varredura do semicilindro, é então estabelecida, para o ângulo de entrada da barra 2 de 360° , com intervalos variando de 1° . Estabelecido o ângulo de varredura do semicindro a partir do modelo matemático, procura-se medir experimentalmente no sistema físico(máquina descascadora de amendoim). Se estes resultados estiverem próximos, então a caracterização cinemática do mecanismo estará estabelecida e o modelo matemático desenvolvido no modo contínuo, estará validado. A seqüência de procedimento para a obtenção do modelo matemático cinemático, a obtenção do ângulo de varredura do do semicilindro, são processados de tal forma a favorecer uma melhor compreensão.

3.3 – Cálculo do vetor auxiliar r_e e dos ângulos: θ_e , θ_3 e θ_4 do mecanismo.

A maior parte dos mecanismos elementares realizam movimento plano. Os mecanismos nos quais todos os seus pontos se movem em planos paralelos são considerados em movimento plano. Em geral, qualquer mecanismo pode redundar como origem e composição final, a partir de um mecanismo de quatro barras, razão pela qual é adotado para análise das relações matemáticas. Uma alternativa para a solução dos ângulos é determinar o vetor posição auxiliar r_e e o ângulo imaginário θ_e como funções de entrada θ_2 , Figura 3.2.

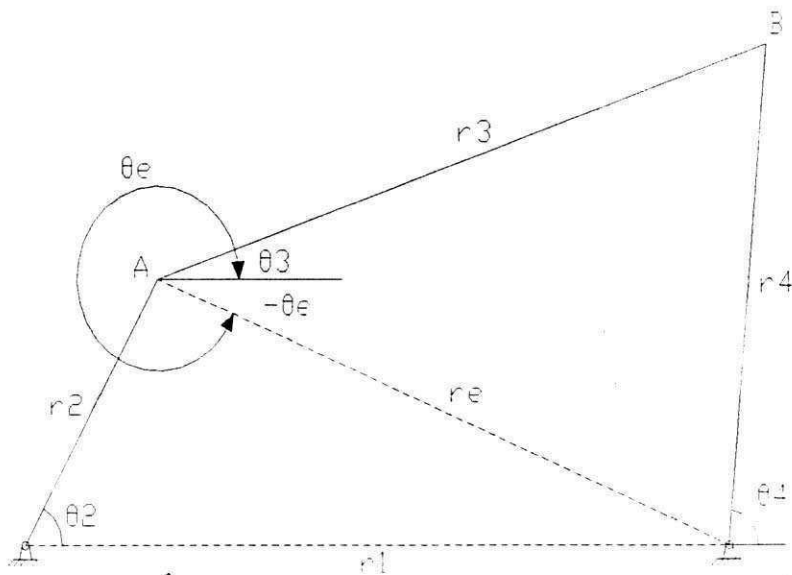


Figura 3.2 Mecanismo de quatro barras

A partir da configuração geométrica do mecanismo obtém-se:

$$r_e \cos \theta_e = r_1 - r_2 \cos \theta_2 \quad (3.3.1)$$

e

$$r_e \sin \theta_e = -r_2 \sin \theta_2 \quad (3.3.2)$$

Elevando ao quadrado as Equações (3.3.1) e (3.3.2), e somando membro a membro, obtém-se:

$$r_e^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2 r_1 r_2 \cos \theta_2 \quad (3.3.3)$$

Através da Equação (3.3.2) determina-se uma equação para θ_e , dada por:

$$\theta_e = \arcsen(-r_2 / r_e)(\sin \theta_2) \quad (3.3.4)$$

Usando as Equações (3.3.1) e (3.3.2) obtém-se uma equação para θ_3 e θ_4 , dadas a seguir:

$$\theta_3 = \theta_e + \arccos((r_3^2 + r_e^2 - r_4^2) / (2 r_3 r_e)) \quad (3.3.5)$$

$$\theta_4 = \theta_e - \arccos((r_3^2 - r_e^2 - r_4^2)/(2r_4 r_e)) \quad (3.3.6)$$

As equações (3.3.4) e (3.3.5) conduzem a Equação matricial.

$$\begin{bmatrix} r_3 \operatorname{sen} \theta_3 & r_4 \operatorname{sen} \theta_4 \\ r_3 \operatorname{cos} \theta_3 & r_4 \operatorname{cos} \theta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_3 \\ \omega_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_2 \omega_2 \operatorname{sen} \theta_2 \\ r_2 \omega_2 \operatorname{cos} \theta_2 \end{bmatrix} \quad (3.3.7)$$

Com a Equação (3.3.3), determina-se o vetor imaginário r_e , as Equações (3.3.4) a (3.3.6), conduzem aos valores de: θ_e, θ_3 e θ_4 , e (3.3.7) aos valores de ω_3 e ω_4 .

3.4 – Cálculo dos vetores posições.

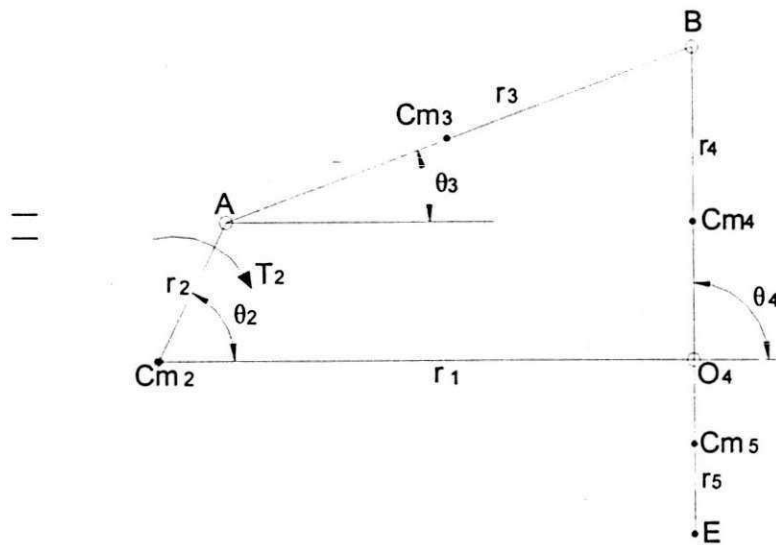


Figura 3.3 Mecanismo de quatro barras

Os vetores posição para algumas configurações do mecanismo, podem ser representados pelas seguintes terminologias, genéricas;

$\mathbf{r} = r \angle \theta$ ou $\mathbf{r} = r \operatorname{cos} \theta \mathbf{i} + r \operatorname{sen} \theta \mathbf{j}$, daí, para as barras 2, 3, 4 e 5, ficamos com os vetores posições.

$$\mathbf{r}_2 = r_2 \cos\theta_2 \mathbf{i} + r_2 \sin\theta_2 \mathbf{j}, \quad \mathbf{r}_3 = r_3 \cos\theta_3 \mathbf{i} + r_3 \sin\theta_3 \mathbf{j}, \quad \mathbf{r}_4 = r_4 \cos\theta_4 \mathbf{i} + r_4 \sin\theta_4 \mathbf{j}$$

$$\mathbf{r}_5 = r_5 \cos\theta_5 \mathbf{i} + r_5 \sin\theta_5 \mathbf{j}.$$

A partir das posições geométricas estabelecidas vetorialmente e as relações geométricas entre os ângulos, obtêm-se as velocidades e acelerações absolutas, bem como as relações entre as forças e torque no mecanismo.

3.5 – Velocidades absolutas do mecanismo.

De acordo com a configuração esquemática do mecanismo de quatro barras mostrado na figura 3.3, têm-se a seguinte equação vetorial de velocidades:

$$\mathbf{V}_B = \mathbf{V}_A + \mathbf{V}_{BA} \quad (3.5.1)$$

onde:

$$\mathbf{V}_A = r_2 \omega_2 \sin\theta_2 \mathbf{i} - r_2 \omega_2 \cos\theta_2 \mathbf{j} \quad (3.5.2)$$

$$\mathbf{V}_B = r_4 \omega_4 \sin\theta_4 \mathbf{i} - r_4 \omega_4 \cos\theta_4 \mathbf{j} \quad (3.5.3)$$

$$\mathbf{V}_{B/A} = -r_3 \omega_3 \sin\theta_3 \mathbf{i} + r_3 \omega_3 \cos\theta_3 \mathbf{j} \quad (3.5.4)$$

A velocidade absoluta da partícula E do semicilindro do mecanismo de oito-barras é dada por:

$$\mathbf{V}_E = (r_5 V_B) / r_4 \quad (3.5.5)$$

3.6. – Acelerações absolutas do mecanismo

A equação vetorial das acelerações do mecanismo de quatro barras é:

$$\mathbf{A}_B = \mathbf{A}_A + \mathbf{A}_{BA} \Rightarrow \mathbf{A}_b^N + \mathbf{A}_b^T = \mathbf{A}_a^N + \mathbf{A}_a^T + \mathbf{A}_{ba}^N + \mathbf{A}_{ba}^T \quad (3.6.1)$$

onde:

$$\mathbf{A}_a^N = \mathbf{A}_a = -r_2 \omega_2^2 \cos\theta_2 i - r_2 \omega_2^2 \sin\theta_2 j \quad (3.6.2)$$

$$\mathbf{A}_a^T = 0; \quad \alpha_2 = 0 \quad (3.6.3)$$

$$\mathbf{A}_{b/a}^N = r_3 \omega_3^2 \cos\theta_3 i - r_3 \omega_3^2 \sin\theta_3 j \quad (3.6.4)$$

$$\mathbf{A}_{b/a}^T = -r_3 \alpha_3 \sin\theta_3 i + r_3 \alpha_3 \cos\theta_3 j \quad (3.6.5)$$

$$\mathbf{A}_b^N = r_4 \omega_4^2 \cos\theta_4 i - r_4 \omega_4^2 \sin\theta_4 j \quad (3.6.6)$$

$$\mathbf{A}_b^T = r_4 \alpha_4 \sin\theta_4 i - r_4 \alpha_4 \cos\theta_4 j \quad (3.6.7)$$

Usando o polígono de aceleração mostrado na Figura A_2 do apêndice A, ou substituindo as Equações (3.6.2) à (3.6.7) em (3.6.1) obtêm-se as acelerações angulares α_3 e α_4 . Através da Equação (3.6.1) tem-se a equação (3.6.8).

$$\begin{bmatrix} r_3 \sin\theta_3 & r_4 \sin\theta_4 \\ r_3 \cos\theta_3 & r_4 \cos\theta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_2 W_2^2 \cos\theta_2 - r_3 W_3^2 \cos\theta_3 + r_4 W_4^2 \cos\theta_4 \\ r_2 W_2^2 \sin\theta_2 + r_3 W_3^2 \sin\theta_3 - r_4 W_4^2 \sin\theta_4 \end{bmatrix} \quad (3.6.8)$$

Resolvendo o sistema dado por (3.6.8) têm-se α_3 e α_4 . Substituindo α_3 na Equação (3.6.5) e somando o resultado obtido com a (3.6.4), têm-se:

$$\mathbf{A}_{b/a} = [(-r_3 W_3^2 \cos\theta_3 - r_3 \alpha_3 \sin\theta_3) i + (-r_3 W_3^2 \sin\theta_3 + r_3 \alpha_3 \cos\theta_3) j] \quad (3.6.9)$$

Substituindo (3.6.2) e (3.6.3) em (3.6.1), tem-se:

$$\mathbf{A}_b = (-r_2 W_2^2 \cos\theta_2 - r_3 W_3^2 \cos\theta_3 - r_3 \alpha_3 \sin\theta_3) i + (-r_2 W_2^2 \sin\theta_2 + r_3 \alpha_3 \cos\theta_3 - r_3 W_3^2 \sin\theta_3) j \quad (3.6.10)$$

Pode-se determinar a aceleração de B substituindo α_4 em (3.6.7) e somando o resultado obtido com (3.6.6).

A aceleração absoluta, normal e tangencial do semicilindro são dadas por:

$$\mathbf{A}_e^N = (V_E)^2 / r_5 \quad (3.6.11)$$

$$\mathbf{A}_e^T = \alpha_4 r_5 \quad (3.6.12)$$

$$\mathbf{A}_e^2 = [(\underline{A}_e^N)^2 + (\underline{A}_e^T)^2] \quad (3.6.13)$$

3.7 – Aceleração absoluta do centro de massa das barras do mecanismo.

Supondo num primeiro momento, que o efeito da massa da barra 3 sobre a barra 2 seja desprezado e que o volante está balanceado então:

$$A_{cm_2} = 0, \quad (3.7.1)$$

A aceleração do centro de massa da barra 3 é determinada por:

$$a_{cm_3} = (-r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - A_{cg_3} \omega_3^2 \cos \theta_3 - A_{cg_3} \alpha_3 \sin \theta_3) j + (-r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 - A_{cg_3} \omega_3^2 \sin \theta_3 - A_{cg_3} \alpha_3 \cos \theta_3) i \quad (3.7.2)$$

Aceleração do centro de massa da barra 4 é determinada por:

$$a_{cm_4} = (-r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - B_{cg_4} \omega_4^2 \cos \psi - B_{cg_4} \alpha_4 \cos \psi) j + (-r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 - r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3 + r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 - B_{cg_4} \omega_4^2 \sin \psi - B_{cg_4} \alpha_4 \sin \psi) i \quad (3.7.3)$$

Aceleração do centro de massa da barra 5 é determinada por:

$$a_{cm_5} = (-E_{cg_5} \omega_5^2 \cos \theta_4 - E_{cg_5} \alpha_5 \sin \theta_4) j + (-E_{cg_5} \omega_5^2 \sin \theta_4 + E_{cg_5} \alpha_5 \cos \theta_4) i \quad (3.7.4)$$

3.8 – Modelamento matemático: Polígono de forças.

O cálculo das forças e torques nas barras nas molduras, utilizando-se esse método, processa-se a partir de uma posição instantânea de movimento. A configuração genérica para o mecanismo de quatro barras é mostrada na Figura 3.3

Neste caso, é necessário subdividir e/ou separar cada barra do mecanismo em elementos e/ou corpo livre separadamente (Diagrama de Corpo Livre), em seguida, procura-se analisar a cada força e torque e suas relações de interação. Na composição do polígono de forças, algumas relações matemáticas são estabelecidas, para que se possa compor o polígono e determinar as forças e torques.

Nas Figuras (3.6. a,b,c),apresentam-se os diagramas de corpo livre, onde podem-se visualizar todas as forças e torques que agem no mecanismo. A simbologia adotada para estabelecer a relação entre as forças que agem em cada barra , é:

F_{ij} e F_{ji} , onde:

F_{ij} = Força que a barra i exerce na barra j e

F_{ji} = Força que a barra j exerce na barra i

Fisicamente, F_{ij} e F_{ji} , considerando sua análise estática, se constitui num par de forças de mesmo módulo, direção e sentidos opostos agindo em corpos diferentes e esta interação de forças encontra-se associada a terceira lei de Newton.

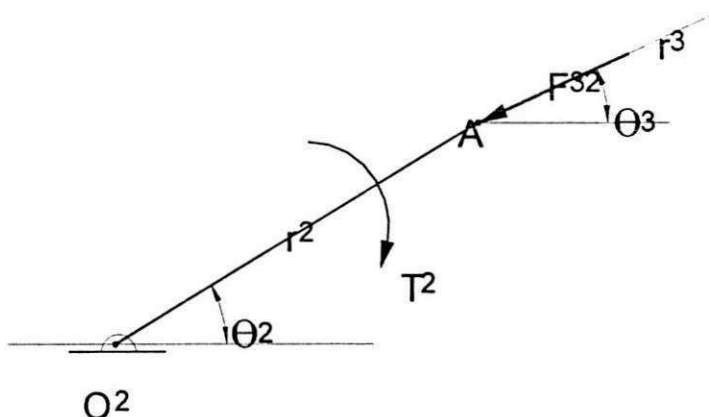


Figura 3.4 (a) Diagrama de Corpo Livre da barra 2

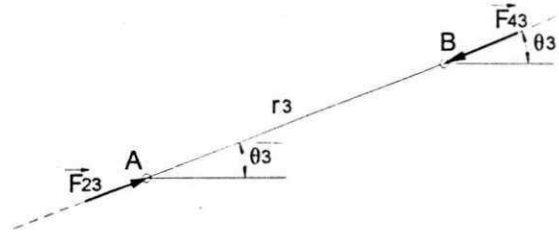


Figura 3.4 (b) Diagrama de Corpo Livre da barra 3

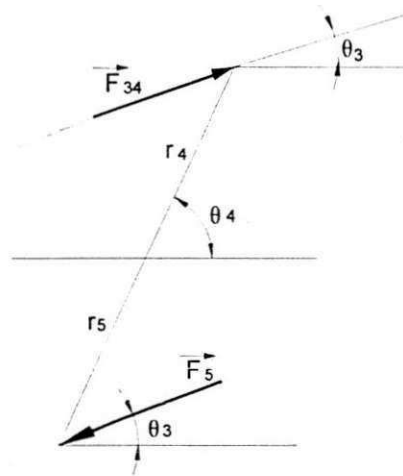


Figura 3.4 (c) Diagrama de Corpo Livre da barra 4

Nos diagramas das Figuras 3.4 (a,b), com $i=2$ e $j=3$, compõe-se a força de interação F_{23} , daí obtém-se a força que a barra 2 exerce sobre a barra 3, para uma Posição instantânea do ângulo de entrada θ_2 , assim sucessivamente.

3.9 – Cálculo da força que a barra 2 exerce sobre a barra 3.

A partir do conhecimento do torque do motor de acionamento T_2 , determina-se a força que a barra 2 exerce sobre a barra 3. A configuração do diagrama é mostrada na Figura 3.5.

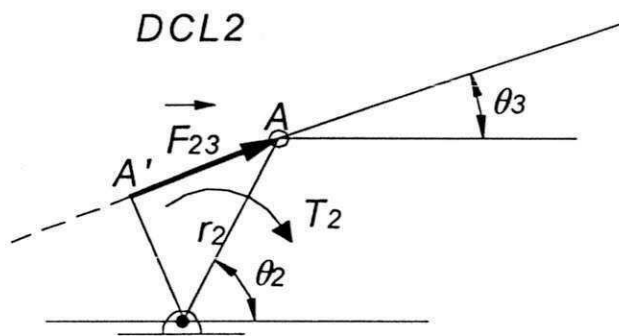


Figura 3.5 Diagrama de corpo livre das forças e torques que agem na barra 2

Como a barra 2 encontra-se em equilíbrio estático, o somatório dos momentos das forças e torques que atuam nesta barra, é igual a zero, isto é:

$$\sum M_{012} = 0 \quad (3.10.1)$$

A partir da Equação (3.10.1) obtém-se a força que a barra 3 exerce sobre a barra 2 na forma da Equação (3.10.2), com $\mathbf{F}_{23} = -\mathbf{F}_{32}$, em módulo, tem-se:

$$\mathbf{F}_{23} = T_2 / a_{12} \mathbf{A}' \quad (3.10.2)$$

Do diagrama da Figura 3.5, as reações na moldura O_{12} , são obtidas do polígono de forças constituído a partir da Figura 3.6.

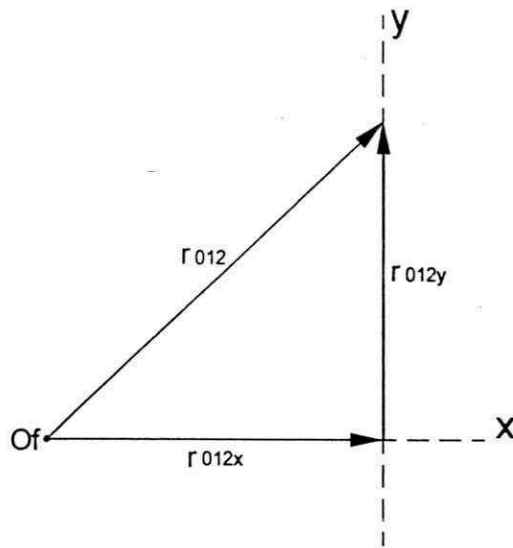


Figura 3.6 Polígono de forças para obtenção das reações no apoio 0_{12}

Fechando-se o polígono de força a partir do conhecimento da força F_{32} em módulo, direção e sentido com escala conveniente, mede-se neste polígono as reações na moldura 0_{12} , isto é, r_{012}^x e r_{012}^y .

As forças que agem na barra 3, são obtidas das relações:

$$\mathbf{F}_{23} = -\mathbf{F}_{43} \quad (3.10.3)$$

3.10 – Cálculo da força na barra 5.

Para o cálculo da força \mathbf{F}_5 , no ponto E da barra 5, considera-se a disposição do diagrama de corpo livre da Figura 3.7.

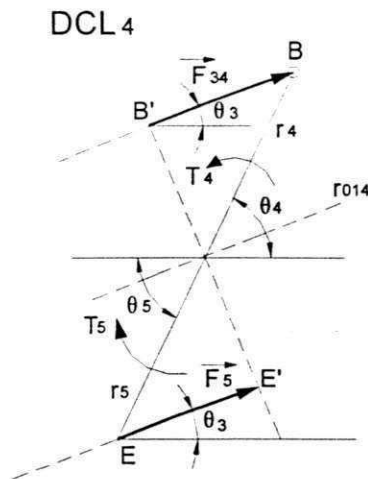


Figura 3.7 Diagrama de corpo livre das forças torque e que agem nas barras 4 e 5.

Nesta Figura 3.7, a força que a barra 3 exerce sobre a barra 4 é conhecida, isto é $F_{34} = F_{23}$. Deste modo, a força F_5 para manter o sistema em equilíbrio é dada na forma genérica da Equação (3.11.1).

$$F_5 = (O_{14} B' / O_{14} E'). F_{34} \quad (3.11.1)$$

Logo a Equação (3.11.1) caracteriza de forma genérica, a força de arrasto que deve ser exercida nas vagens de amendoim para favorecer a sua quebra.

3.11 – cálculo das reações na moldura O_{14} .

Para o cálculo das reações na moldura O_{14} , isto é, r_{o14}^x e r_{o14}^y , é necessário calcular a força resultante que age na moldura. A configuração da Figura 3.3, e o fato de que o sistema se constitui num sistema de forças coplanares, obtém-se em módulo,

$$R = F_{34} - F_5 \quad \text{ou} \quad r_{o14} = R \quad (3.12.1)$$

A configuração do polígono de força para a determinação das reações, r_{o14}^x e r_{o14}^y é mostrado na Figura 3.8.

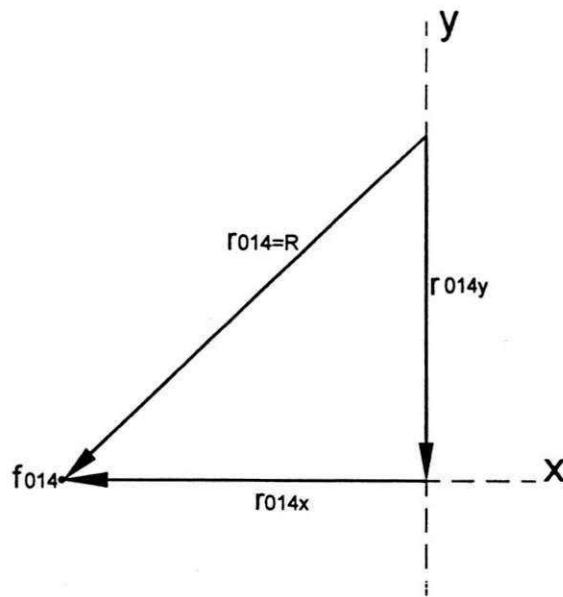


Figura 3.8 Polígono de forças

Desta forma, conhecida a resultante das forças que agem nas barras 4 e 5, é só medir no polígono de forças as reações na moldura 0_{14} , isto é, r_{014}^x e r_{014}^y .

Determinar ou estimar as reações nas molduras de um dado mecanismo permite fazer uma estimativa do tipo de rolamento que deverá ser utilizado como elemento de apoio para suportar os carregamentos oriundos das forças de inércia, torques, forças de trepidações devida a folgas (vibrações).

3.12 - Cálculo das forças por cálculo vetorial:

1) Vetores posições.

$$\mathbf{r}_2 = r_2 \cos\theta_2 \mathbf{i} + r_2 \sin\theta_2 \mathbf{j}, \quad \mathbf{r}_4 = r_4 \cos\theta_4 \mathbf{i} + r_4 \sin\theta_4 \mathbf{j}, \quad \mathbf{r}_5 = r_5 \cos(180^\circ - \theta_4) \mathbf{i} + r_5 \sin(180^\circ - \theta_4) \mathbf{j} \quad (3.13.1, a-c)$$

2) Forças nas articulações.

Pelo diagrama do corpo livre da barra 2, determina-se a força \mathbf{F}_{32} pelas equações:

$$\mathbf{F}_{32}^x r_2 \sin \theta_2 - \mathbf{F}_{32}^y r_2 \cos \theta_2 = T_2 \quad (3.13.2)$$

$$\mathbf{F}_{32}^x \sin \theta_3 - \mathbf{F}_{32}^y \cos \theta_3 = 0 \quad (3.13.3)$$

Com T_2 , θ_2 e θ_3 conhecidos resolve-se o sistema de equações lineares e encontram-se os valores das componentes \mathbf{F}_{32}^x e \mathbf{F}_{32}^y e, conseqüentemente, a força \mathbf{F}_{32} que será dada por:

$$F_{32} = [(\mathbf{F}_{32}^x)^2 + (\mathbf{F}_{32}^y)^2]^{1/2} \quad (3.13.4)$$

Pelo diagrama do corpo livre da barra 3, tem-se que:

$$\mathbf{F}_{23} = -\mathbf{F}_{32}, \quad \mathbf{F}_{34} = -\mathbf{F}_{43} \quad \text{e} \quad \mathbf{F}_{23} = -\mathbf{F}_{43}.$$

De acordo com o diagrama do corpo livre da barra 4, determina-se a força \mathbf{F}_5 pelas Equações:

$$\mathbf{F}_5^x \sin \theta_3 - \mathbf{F}_5^y \cos \theta_3 = 0 \quad (3.13.5)$$

$$\mathbf{F}_5^y r_5 \cos(180^\circ - \theta_4) - \mathbf{F}_5^x r_5 \sin(180^\circ - \theta_4) = \mathbf{F}_{34}^x r_4 \sin \theta_4 - \mathbf{F}_{34}^y r_4 \cos \theta_4 \quad (3.13.6)$$

Resolvendo o sistema a força, \mathbf{F}_5 será dada por:

$$F_5 = [(\mathbf{F}_5^x)^2 + (\mathbf{F}_5^y)^2]^{1/2} \quad (3.13.7)$$

Temos que $\sum M_{o14} = 0$ e $\sum r_{o14} = 0$, tem-se:

$$\mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_{34} + \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_5 = 0 \quad \text{e} \quad (3.13.8)$$

$$\mathbf{r}_{o14} + \mathbf{F}_{34} + \mathbf{F}_5 = 0 \quad (3.13.9)$$

Resolvendo as Equações (3.13.8) e (3.13.9), determina-se:

$$\mathbf{r}_{o14} = \mathbf{F}_{34} - \mathbf{F}_5 \quad (3.13.10)$$

Assim ficam determinadas todas as forças que agem nas barras do mecanismo, reações nos mancais e o torque necessário para manter o sistema em equilíbrio estático.

3.13 – cálculo das forças e torques: (análise cinética)

Inicialmente adotou-se o processo de decomposição de forças na barra 2. As forças nas direções x e y, são obtidas do diagrama do corpo livre, Figura (3.9), que são:

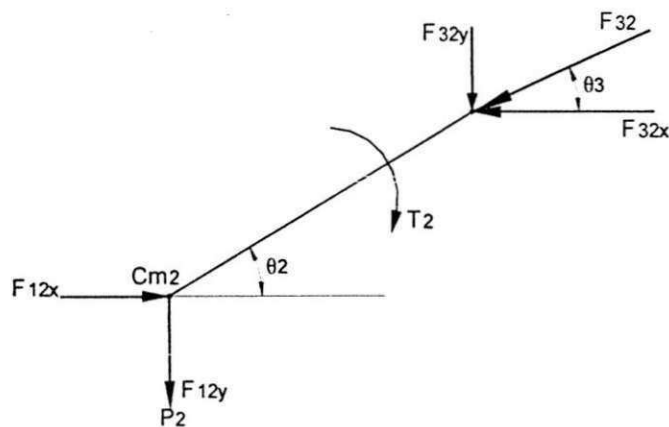


Figura 3.9 Diagrama de corpo livre da barra 2 para determinação das forças nas Articulações.

$$F_{12x} - F_{32x} = 0 \quad (3.14.1)$$

$$F_{12y} - F_{32y} = m_2 g \quad (3.14.2)$$

Como: $\Sigma M_{o_2} = -I_2 \alpha_2$ e $\alpha_2 = 0$ então $\Sigma M_{o_2} = 0$, logo o torque na barra 2 é dado

por:

$$T_{12} = -F_{32y} O_2 A \text{sen}(90 - \theta_2) + F_{32x} O_2 A \text{sen} \theta_2 \quad (3.14.3)$$

Na barra 3 tem-se as forças na direção x e y dadas por:

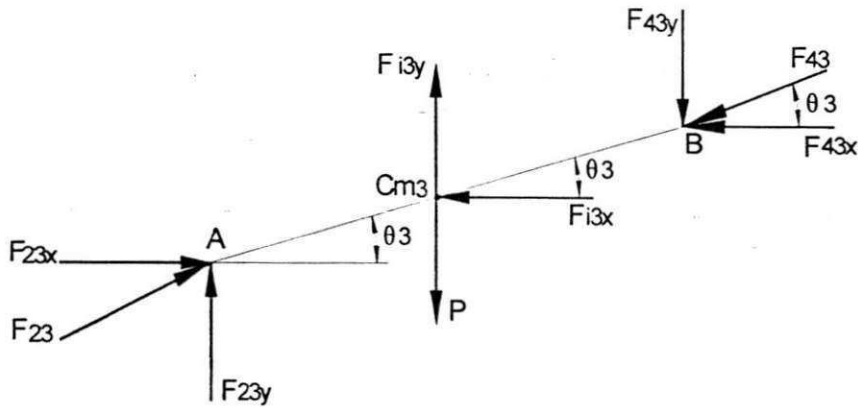


Figura 3.10 Diagrama de corpo livre da barra 3 para a obtenção das forças nas articulações

$$F_{23x} - F_{43x} = m_3 a_{cm_3 x} \quad (3.14.4)$$

$$F_{23y} - F_{43y} = m_3 (g - a_{cm_3 y}) \quad (3.14.5)$$

O somatório dos momentos $\sum M_{A3} = I_3 \alpha_3$, Então, as forças na barra 3 são dadas por:

$$P_3 A c g_3 \cos \theta_3 - F_{i3y} A c g_3 \cos \theta_3 + F_{i3x} A c g_3 \sin \theta_3 - F_{43x} AB \sin \theta_3 + F_{43y} AB \cos \theta_3 = - I_3 \alpha_3 \quad (3.14.6)$$

Fazendo a análise das forças na barra 4, nas direções x e y, tem-se:

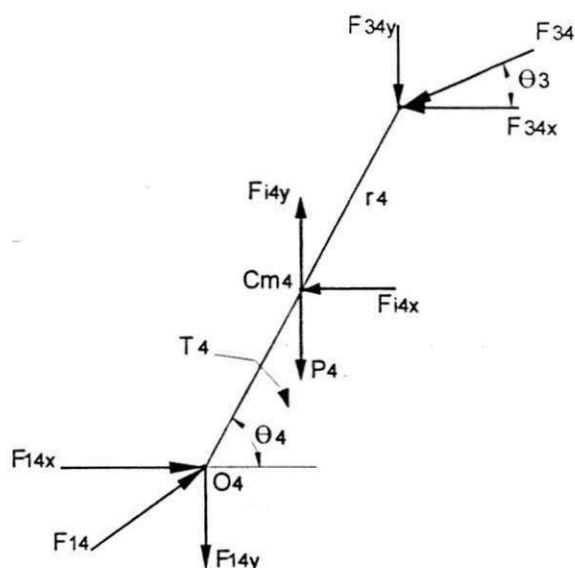


Figura 3.11 Diagrama de corpo livre da barra 4 para obtenção das forças nas articulações

$$F_{14x} + F_{34x} = -m_4 a_{cm_{4x}} \quad (3.14.7)$$

$$F_{14y} + F_{34y} = m_4 (g - a_{cm_{4y}}) \quad (3.14.8)$$

O somatório dos momentos $\Sigma M_{Ac} = -I_4 \alpha_4$. Então as forças na barra 4 são dadas por:

$$T_4 + P_4 Cc_{g_4} \cos \theta_4 - F_{i4y} Cc_{g_4} \cos \theta_4 + F_{i4x} Cc_{g_4} \sin \theta_4 + F_{34x} CB \sin \theta_4 - F_{34y} CB \cos \theta_4 = -I_4 \alpha_4 \quad (3.14.9)$$

Determinadas as forças das barras 2, 3 e 4, é possível determinar as forças e torque no semicilindro nas direções x e y, dadas por:

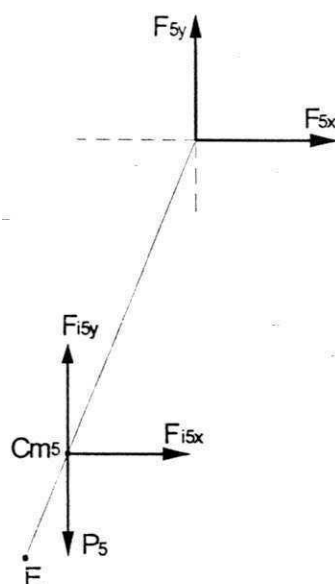


Figura 3.12 – Diagrama do corpo livre para a obtenção das forças no mecanismo

$$\Sigma \mathbf{F}_{x5} = -\mathbf{F}_{i5x} \Rightarrow \mathbf{F}_{15x} = -m_5 \text{acm}_{5x} \quad (3.14.10)$$

$$\Sigma \mathbf{F}_{y5} = -\mathbf{F}_{i5y} \Rightarrow \mathbf{F}_{15y} = -m_5 (g - \text{acm}_{5y}) \quad (3.14.11)$$

Para determinar o torque no semi-cilindro, tem-se que: $\Sigma M_{o45} = -I_5 \alpha_5$,

então o torque de corte será dado por:

$$T_c = T_{15} + I_5 \alpha_5 \quad (3.14.12)$$

3.14 – Modelamento matemático para obtenção das forças e torques: Princípio de D’Alambert.

Vários procedimentos ou métodos existentes na literatura podem ser analisados para obter o modelo matemático e proceder a análise dinâmica de um mecanismo, dentre eles podemos citar: O modelamento através da Segunda lei de Newton, onde se utiliza o método da decomposição de forças; o método dos trabalhos virtuais, método de energia, o método de modelamento através do princípio de D’Alambert, etc.

Em geral, na análise dinâmica, para a caracterização completa de um dado mecanismo utilizam-se dois métodos para modelamento: Neste trabalho utilizamos a decomposição de forças e vamos apresentar o segundo que é o princípio de D'Alambert.

Os cálculos à priori e os procedimentos são listados na seguinte sequência.

a) Velocidades angulares das peças 3 e 4 do mecanismo.

$$\omega_3 = - (r_2/r_3) \omega_2 [\text{sen}(\theta_4 - \theta_2)/\text{sen}(\theta_4 - \theta_3)] \quad \text{e} \quad (3.15.1)$$

$$\omega_4 = (r_2/r_4) \omega_2 [\text{sen}(\theta_3 - \theta_2)/\text{sen}(\theta_3 - \theta_4)] \quad (3.15.2)$$

e a aceleração angular da peça 3 é:

$$\alpha_3 = [-r_2 \alpha_2 \text{sen}(\theta_4 - \theta_2) + r_2 \omega_2^2 \cos(\theta_4 - \theta_2) + r_3 \omega_3^2 \cos(\theta_4 - \theta_3) - r_4 \omega_4^2] / [r_3 \text{sen}(\theta_4 - \theta_3)] \quad (3.15.3)$$

e a aceleração do centro de massa da peça 3, (acm_3) será:

$$acm_3 = (-r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - rcm_3 \alpha_3 \text{sen} \theta_3 - rcm_3 \omega_3^2 \cos \theta_3) + (-r_2 \omega_2^2 \text{sen} \theta_2 - rcm_3 \alpha_3 \cos \theta_3 - rcm_3 \omega_3^2 \text{sen} \theta_3) i \quad (3.15.4)$$

A intensidade de acm_3 e sua posição angular β_3 será dada por:

$$acm_3 = \sqrt{(Racm_3)^2 + (Iacm_3)^2} \quad \text{e} \quad \text{tag } \beta_3 = (\text{Im } acm_3)/(\text{Re } acm_3)$$

a) Cálculo da força de inércia. (F_{o3}).

$$F_{o3} = (m_3 acm_3) e^{i(\beta_3 + \pi)}, \text{ que indica a intensidade do vetor } F_{o3}, \text{ e sua posição angular } \beta_3.$$

a posição da linha de ação da força de inércia será:

$$h_3 = rcm_3 + (I_3 \alpha_3) / (F_{o3} \text{sen}(\theta_4 - \theta_3)). \quad (3.15.5)$$

b) A intensidade da força no mancal (F_{43}) é dada pela equação (3.15.6).

$$F_{43} = F_{o3} h_3 \text{sen}(\beta_3 - \theta_3) / (r_3 \text{sen}(\theta_4 - \theta_3)) \quad (3.15.6)$$

Substituindo esses valores nas equações (3.15.7) e (3.15.8), determina-se as componentes reais e imaginárias de F_{23} .

$$\text{Re } F_{23} = -F_{43} \cos \theta_4 - F_{o3} \cos(\beta_3 + \pi) \quad (3.15.7)$$

$$\text{Im } F_{23} = -F_{43} \text{sen } \theta_4 - F_{o3} \text{sen}(\beta_3 + \pi) \quad (3.15.8)$$

A força resultante e sua direção, podem ser dados pela Equação

$$F_{23} = \sqrt{(RF_{23})^2 + (IMF_{23})^2} \quad (3.15.9)$$

$$\text{tag } \gamma_3 = RF_{23} / IMF_{23}, \quad (3.15.10)$$

Assim pode-se calcular as intensidades e as direções das forças nos mancais em A e B. O passo final é a determinação do torque T da equação de equilíbrio dinâmico dos conjugados atuantes na conexão 2.

$$T = -F_{12} r_2 \text{sen}(\theta_2 - \gamma_3) \quad (3.15.11)$$

3.15 – Conclusão.

Este capítulo descreveu as análises que conduzem à determinação das equações das velocidades, acelerações e forças, abordando a importância dessa análise, através do modelamento matemático e polígono de forças. Procurou-se determinar as velocidades, acelerações, forças e torques através de modelamentos matemáticos, utilizando-se o método vetorial para as velocidades e acelerações, método de decomposição de forças e o princípio de D’Alambert, para as forças e torques, como também polígonos de velocidades e forças. Os resultados desses métodos aplicados, sinalizarão a eficiência por eles demonstrada.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS DE SIMULAÇÃO.

4.1 – Introdução.

Neste capítulo apresentam-se resultados de simulação computacional, que mostram a validade do trabalho, comparando com os resultados dos polígonos de velocidades, acelerações e forças como também do ângulo de varredura do semicilindro.

Os cálculos para determinar o ângulo de trabalho do semicilindro no modo contínuo, foram realizados no ambiente MATLAB (apêndice D).

As tabelas 4.1 e 4.2, apresentam resultados de velocidades e acelerações obtidos através dos métodos gráfico e vetorial.

4.2 – Velocidades e acelerações: Método vetorial e polígono de velocidade.

Tabela 4.1 Velocidades calculadas pelo método vetorial e gráfico para uma posição instantânea (m/s)

$\theta_2 = 65^\circ$	V_A	V_B	V_{BA}	V_E
Mét. Gráfico	2,30	1,80	0,90	1,20
Método vetorial	2,24	1,76	0,90	1,20

Tabela 4.2 Acelerações calculadas pelo método vetorial e gráfico para uma posição instantânea (m/s²)

$\theta_2 = 65^\circ$	A_a	A_B	A_{ba}^N	A_{ba}^T	A_b^N	A_b^T	A_{ba}	A_E^N	A_E^T	A_E
Met. gráfico	24,1	17,8	1,50	13,9	8,62	14,8	13,3	5,20	9,06	10,3
M. vetorial	22,8	17,2	1,52	13,97	8,63	15,1	14,0	5,35	9,02	10,3

Das tabelas 4.1 e 4.2, observam-se pequenas diferenças nos valores calculados para as velocidades e acelerações, através do método vetorial e do método gráfico. Estes desvios são devidos ao manuseio do material de desenho utilizado, aproximações feitas em calculadoras e principalmente da habilidade do projetista. Foi escrito um programa no ambiente MATLAB para se calcular as velocidades e acelerações para um ciclo completo de rotação.

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram animação do mecanismo para duas posições instantâneas de movimento, onde se podem observar com riqueza de detalhes em ambas as figuras, o ângulo de varredura que gira em torno de 76.5°

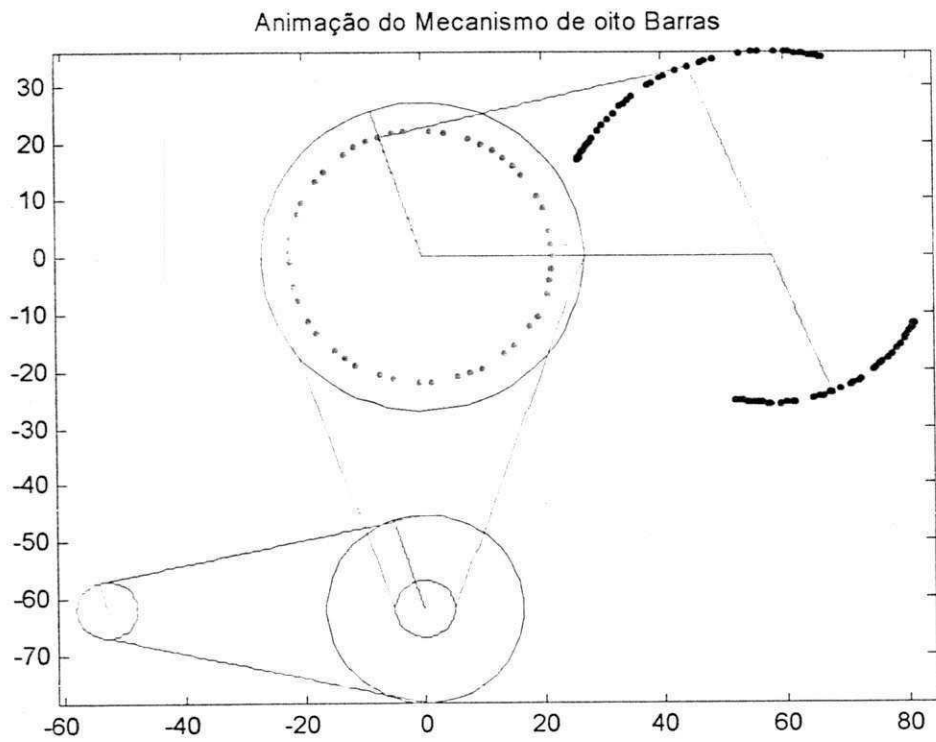


Figura 4.1. Animação do mecanismo de oito barras para uma posição instantânea

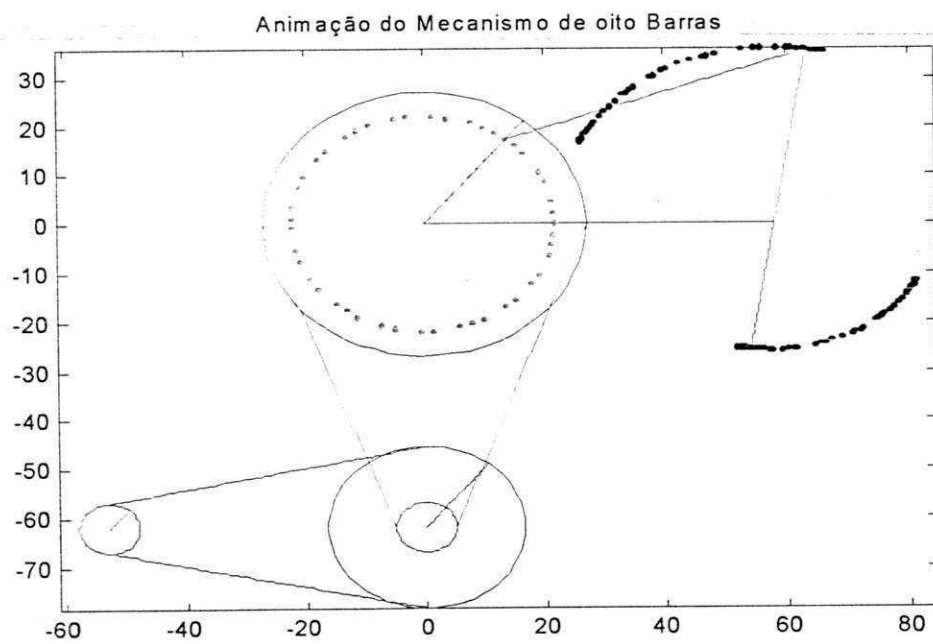


Figura 4.2. Animação do mecanismo de oito barras para uma posição instantânea

Determinadas as velocidades, acelerações, ângulo de trabalho do semicilindro, realizada a animação do mecanismo, e gerado um programa no ambiente matlab para se calcular os valores para uma posição instantânea qualquer de movimento e constatado a validade dos métodos utilizados, o mesmo procedimento será usado para as forças e torques do mecanismo.

A tabela 4.3, apresenta o torque de entrada e de saída como também as forças que favorecem de forma adequada e em fluxo contínuo a quebra das vagens de amendoim para uma posição instantânea (análise estática).

Tabela 4.3 . Medidas das forças e torques para uma posição instantânea

$\theta_2 = 65^\circ$	T_2 (N.m)	F_{32} (N)	T_4 (N.m)	F_{15} (N)	M_{o14} (N.m)
M. vetorial	217.74	1.3444×10^3	2.5026×10^3	2.2510×10^3	3.5954×10^3
M. gráfico	217.4 0	1344.4	2500.5	2209.9	3554.3

Nas Figuras 4.3 e 4.4 tem-se as forças F_{32} e F_{15} em função do ângulo de entrada θ_2 , com picos que atingem a forças mínima em $\theta_2 = 28^\circ$ e máxima em $\theta_2 = 213^\circ$. As Figuras 4.5 e 4.6 mostram a força e F_5 e o momento M_{o14} em função de ângulo θ_4 , atingindo o mínimo em $\theta_4 = 75,6^\circ$ e o máximo em $\theta_4 = 152,3$, para um ciclo completo de rotação

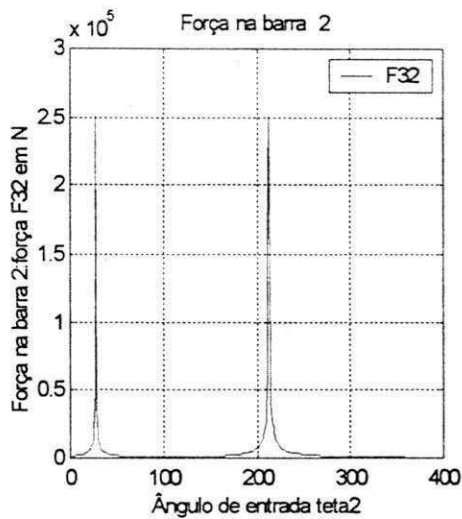


Figura 4.3 Força que a barra 3 exerce barra 2 em função de θ_2

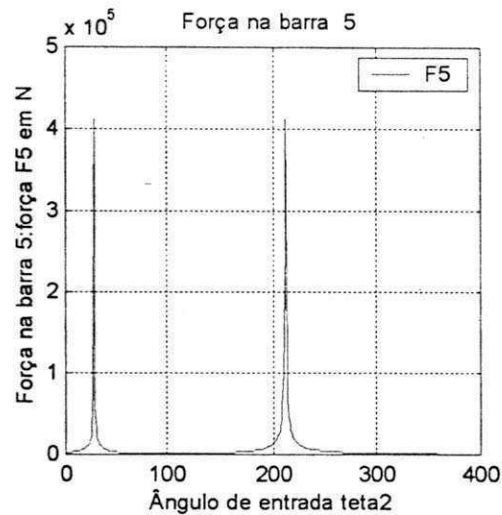


Figura 4.4 Força que a barra 5 função de θ_2

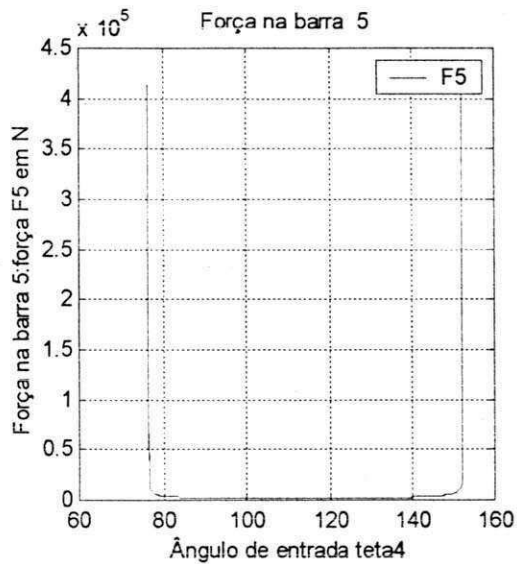


Figura 4.5 Força na barra 5 em função de θ_4

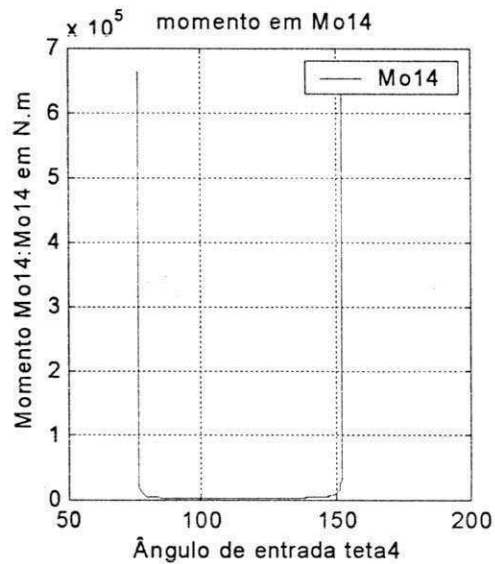


Figura 4.6 Momentos Mo_{14} em função de de θ_4

A determinação das forças de reações das molduras do mecanismo, nos permite fazer estimativa do tipo de rolamento que deverá ser utilizado como elemento de apoio, para suportar o carregamento oriundo da forças de inércia, torques, forças de trepidações devido as folgas.

Na tabela 4.4, têm-se os torques de entrada e saída como também as forças nas barras para uma posição instantânea, utilizando-se os métodos de decomposição de forças e o de D’Alambert.

Tabela 4.4 – Cálculo das forças e torques para uma posição instantânea pelo Método de D’Alambert e decomposição de forças

$\theta_2 = 65^\circ$	T_2 (N.m)	F_{32} (N)	T_4 (N.m)	F_{15} (N)
Decomposição De forças	215.74	1.3320×10^3	2.2697×10^3	1.1446×10^4
D’Alambert	215.92	1337	2270.2	11449.3

Comparando-se os resultados da tabela, podem-se observar que as diferenças entre as medidas dos torques e torças pelos dois métodos são pequenas, o que indica a validade de ambos os métodos.

As Figuras 4.7 e 4.8, apresentam as forças nas barras 4 e 5 em função de θ_2 , com picos que mostram as forças crescendo e atingindo o máximo e o mínimo no mesmos intervalos apresentados na análise estática.

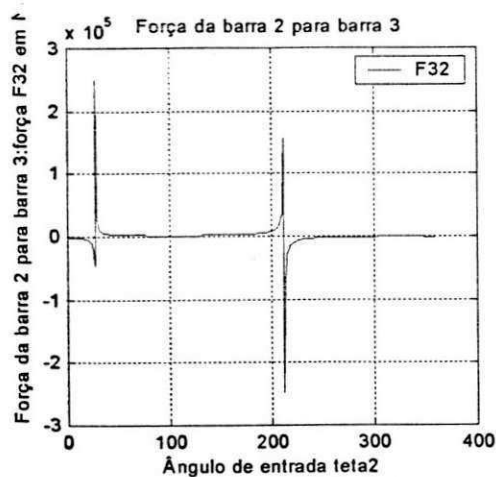


Figura 4.7 Forças da barra 3 na barra 2 em função θ_2

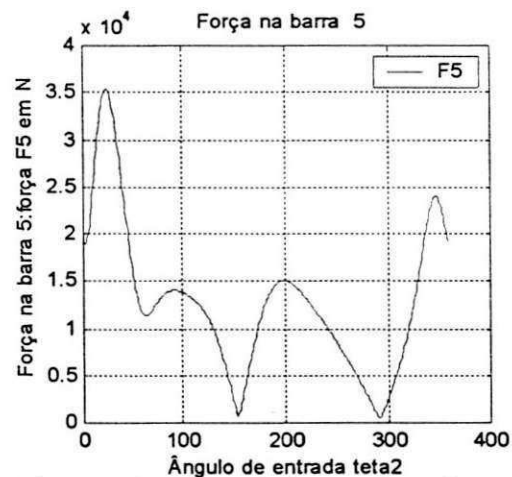


Figura 4.8 Forças da barra 5 em função em função θ_2

4.3 - Conclusão.

Com os resultados obtidos através dos métodos: gráfico, vetoriais, analíticos, decomposição de forças e o princípio de D’Alambert, bem como os obtidos através de programas no ambiente MATLAB, conclui-se que não há pontos mortos e assim o mecanismo está perfeitamente caracterizado.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

5.1 – Introdução.

A caracterização do mecanismo da máquina descascadora de amendoim foi realizada através dos métodos gráficos e vetoriais e experimentalmente. Os resultados experimentais foram efetuadas na oficina do Departamento de Engenharia Mecânica, onde foram efetuadas as medidas das rotações das polias redutoras utilizando-se um tacômetro digital da marca MIVIPA AMOT 2244. A corrente do motor de acionamento foi medida através de um alicate digital CLAMPIN MILTIMETER, com a máquina operando com carga e sem carga. Para medir o ângulo de varredura do semicilindro foi utilizado um goniômetro e material de desenho.

5.2 – Medidas do ângulo de varredura.

O ângulo de varredura do semicilindro medido experimentalmente coincidiu com o calculado analiticamente utilizando-se o método vetorial. A tabela 5.1, mostra as medidas obtidas pelo método vetorial e experimentalmente.

Tabela 5.1 Medida do ângulo de varredura(em graus)

máximo	mínimo	Âng. Varredura (Matlab)	Experimentalmente
152,34	76,6	75,7	75,6

O ângulo de varredura foi obtido de duas maneiras: primeiro pelo método vetorial através das equações matemáticas, para o qual foi escrito um programa no ambiente matlab, para os cálculos dos ângulos máximo e mínimo bem como do ângulo de varredura do semicilindro. A Segunda se deu experimentalmente através de um goniômetro aplicado diretamente no mecanismo da máquina. As Figuras 5.1 e 5.2, mostram as evoluções dos raios das barras 4 e 5 em função do ângulo θ_4 , processa-se um movimento de "vai e vem" fazendo um ângulo de varredura de aproximadamente $75,6^\circ$. Como o ângulo é maior que 40° o mecanismo não para e as peças não ficarão alinhadas, portanto não haverá travamento no mecanismo

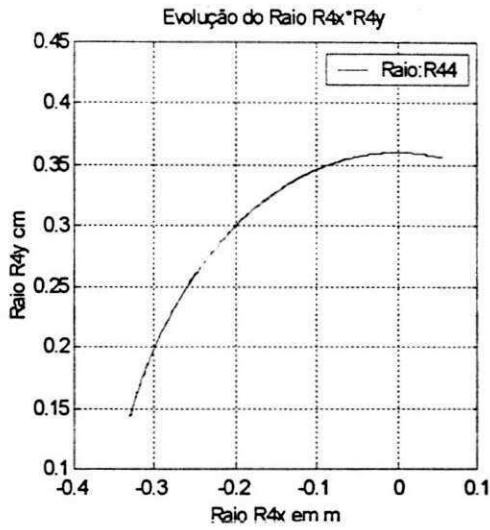


Figura 5.1 Evolução da barra 4 em função de θ_4

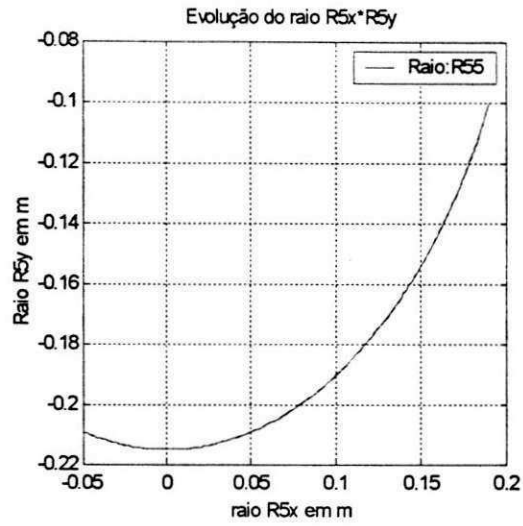


Figura 5.2 Evolução da barra 5 em função de θ_4

A tabela 5.2 apresenta valores das medidas da corrente no motor de acionamento onde considerou-se a máquina trabalhando com e sem carga e a medida na placa do motor, estes resultados correspondem aos valores obtidos a partir dos dados experimentais.

Tabela 5.2 Valores da corrente do motor de acionamento

Na placa do motor	Com carga	Sem carga
5,2 A	3,6 A	2,7 A

Da análise da tabela, verifica-se que a corrente medida no motor está abaixo da corrente fornecida na placa do motor, daí conclui-se que o motor utilizado na operação de descascamento está super dimensionado.

A tabela 5.3 apresenta valores das medidas das rotações da polia do motor de acionamento, e nas polias redutoras realizadas pelo método direto e experimentalmente com tacômetro digital diretamente nas polias com a máquina trabalhando com e sem carga respectivamente.

Tabela 5.3 Medidas das rotações das polias da máquina.

Rotações (rpm)	ω_p (polia do motor)	$\omega_p = \omega_c$	ω_g (Braço do volante)
MATLAB	1740 (Placa)	523,3	97,6
Tacômetro digital (sem carga)	1778	510	89
Tacômetro digital (com carga)	1768	490	87

Da análise da tabela 5.3, verifica-se que as rotações determinadas pelo método vetorial mostraram-se mais precisas que as realizadas experimentalmente com o tacômetro digital. Isto ocorre devida perda na potência do motor, calor, energia, perdas nas transmissões por corrias, etc.

5.3 – Conclusões.

Nos experimentos realizados houve uma tendência de diminuição nos valores da corrente do motor na operação de descascamento, com o motor trabalhando com e sem carga, o que significa que o motor está trabalhando abaixo de sua capacidade, podendo ser usado um motor de menor potência, para as mesmas rotações nas polias e mesmo ângulo de varredura.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES.

O presente trabalho foi desenvolvido com o objetivo de caracterizar um mecanismo de uma máquina descascadora de amendoim por acionamento mecânico. Procurou-se fazer uma análise e composição do sistema mecânico considerando-se um mecanismo de oito-barras para avaliar o sistema físico, a partir do modelo cinemático-dinâmico com objetivo de se verificar eventuais pontos mortos (travamento) do sistema de acionamento. Para tanto, após ter sido desenvolvido um resgate bibliográfico de conceitos básicos, foram definidos os modelos físicos-matemáticos para análise cinemática e dinâmica do mecanismo e em seguida, com base no modelamento matemático, foram implementados cinco programas computacionais no ambiente matlab para determinação das velocidades, acelerações, torque e forças do mecanismo, caracterizando-o assim completamente em termos dinâmicos.

Diante dos resultados obtidos e a realização de futuros trabalhos nessa área, recomenda-se

Estudar outras rotações e distâncias do semicilindro à tela côncava.

Fazer um estudo completo da parte dinâmica, usando o princípio de D'Alambert ou Método de energia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

ARAÚJO, J. M; SANTOS, R. C. dos; F. J. C: SOUZA. J.M. de diagnóstico da cultura do Amendoim nos municípios de Mogeiro, Itabaiana e Pilar – PB. Ano I. In: EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa do Algodão (Campina Grande– PB) relatório técnico anual – 1990/91, Campina Grande, 1992.p430-434.-

BARROS, J. AL; SANTOS, R. C. dos ARAÚJO. J. M. de produção de amendoim no Nordeste cresce 45%. CNPA INFORMA; N. 17, P 1994.

CARRUTHERS, I. Tools agriculture: a buyers to appropriate equipqment. london; Intermediate technology, 1985. 264p.

CENTRAL INSTITUTE OF AGRICULTURAL ENGEERING. Development and evaluation of processing equipment. Nabi bagh, India, 1981. 63p.

HIPFEN, H. J. Aperosd labranza para las regiones aridas y tropicales. Roma FA 1970. pág 83 -109 (FAO-Cuadernos de fomento agropecuário 91).

MIALHE, L. G. Manual de mecanização agrícola. São Paulo: Ceres, 1974, 301 pág.

SILVA, M. C. Anais do seminário. Situação atual e perspectiva na agricultura. São Paulo SP. 1986, 144 pág.

SINGH, G. Development of unique groundnut decorticator. Agricultural Mechanization In Asia, Africa and Latin America, vol, 24 – Nº 1 – pág. 55-64, 1983.

ARAÚJO, CÉSAR MAX. Desenvolvimento e avaliação de uma máquina descascadora de amendoim. Dissertação de Mestrado, Campina Grande – Pb, 81 pág – 1999.

GROSJEAN, JACQUES. Kinematics and Dynamics of Mechanisms McGraw - Hill International Editions – 306 pág 1997.

MABIE, HAMILTON H. Dinâmica das Máquinas – Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, Vols 1 e 2 - 01980.

SHIGLEY, E. J – teoria de la máquinas y mecanismos. McGraw-Hill Book col. U.S.A- 82

SANTOS; ILMAR FERREIRA. Dinâmica de sistemas mecânicos, modelagem – simulação – visualização – verificação, São Paulo: Markon Books, 2001.

CLOUGH RAY W; Dynamics / Ray w. Clough, Joseph Penzien, p: cm. Second Edition – International Editions 1993

ADAMS, M, L; PADOVAV, J, Insights Linearized rotor dynamics. Journal of sound Vibration, V. 76(1), pp – 142, 1981

BOYCE, W. E. DI, PRIMA, R, C, Equações Diferenciais Elementares e Problemas de Valores de Contorno, Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1994.

CATTARUZZI, E, F, CAVALCA, K. L, mancais hidrodinâmicos multilobulares:

Projeto, dimensionamento e aplicações, anais do V CEMNNE, pp, 9-16, fortaleza - Ce

CLOUGH, RAY, W, Dinamic of Structures, Macgraw Hill, inc, Singapore, 1993.

HASHIMUTO, H, WADA, S. Analysis of Dinamic Characteristics of Turbulent Journal Bearings considering inertia forces, Bulletin of the JSME, v, 25, nº 208. October, 1982

The mathwores, inc, **MATLAB** High-performace numeric computations and visualization Software, reference guide, 1992

HAM CRANE ROGERS, Mecenica de máquinas – Libros McGraw-HILL DO MEXICO S, a, de C:V, 1977

HONK.SEM YAN – Kinemaic and dynamic design of four-bar linkages by links counterw Eighing with variable input speed. Departament of Mechanical Engineering National chen Kung University, tainan 70101, Taiwan, february 2001.

OLIVEIRA, N. V. “Apostilha”, Apontamentos de Aulas: mecanismo e dinâmica das Máquinas.

OLIVEIRA, N. V. “Apostilha”, análise de forças estáticas e dinâmicas em mecanismos e máquinas em geral.

OLIVEIRA, N. V. Revista integração, Campina Grande, n.1, p.23-27, maio, 2000

APÊNDICES

Apêndice A – Análise gráfica de velocidades e de acelerações no mecanismo de quatro- barras

Apêndice B – Equipamentos utilizados nos experimentos



Figura B.1 - Tacômetro Digital



Figura B.2 - Alicates Digital



Figura B.3 - medições das rotações das polias



Figura B.4 - Medidas da corrente do motor de acionamento

Apêndice C – Configurações geométricas da máquina descascadora de amendoim por acionamento mecânico.

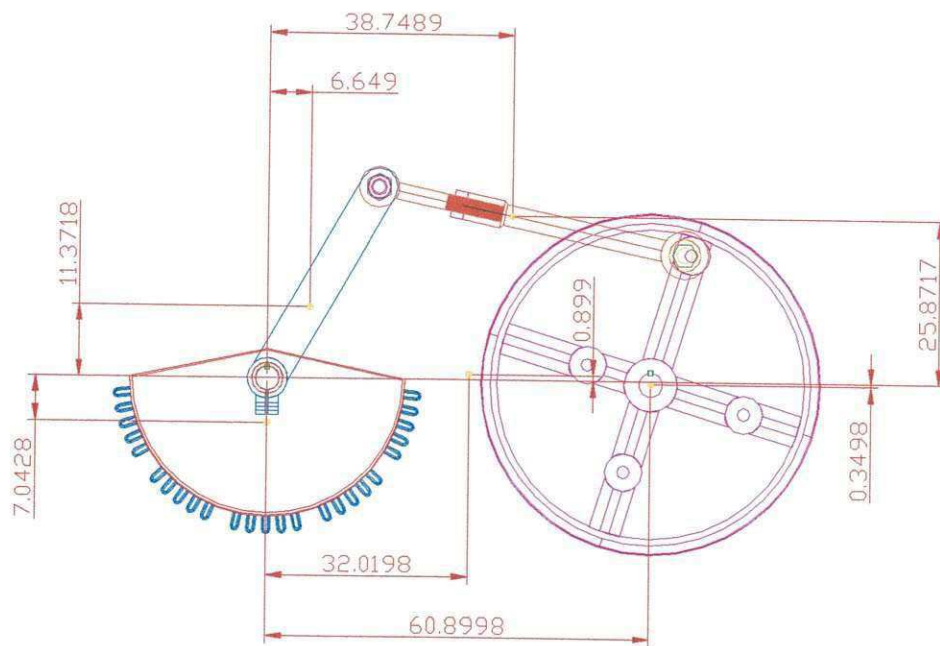


Figura C.1 - Mecanismo de quatro barras retirado da máquina por acionamento mecânico

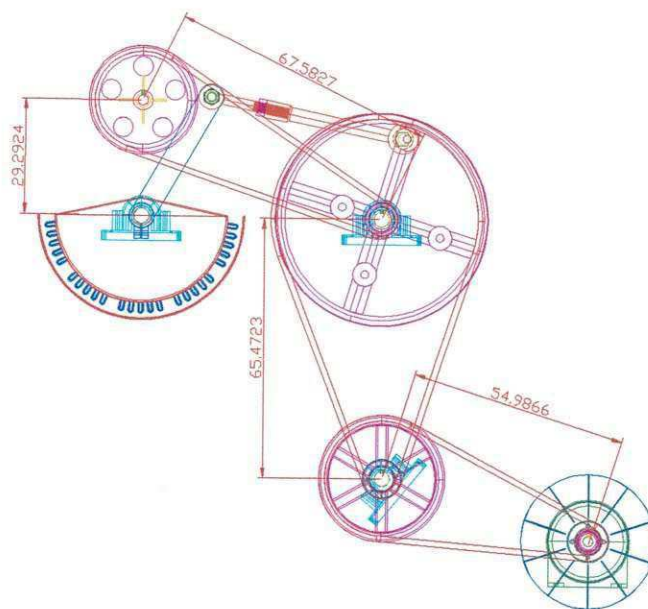


Figura C.2 - Mecanismo de oito barras retirado da máquina por acionamento Mecânico

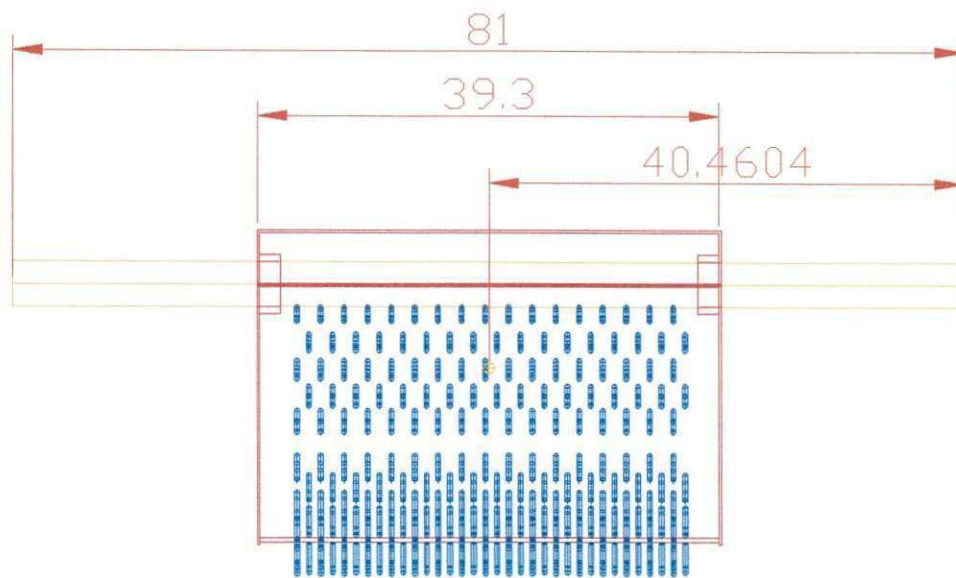


Figura C.3 - Semicilindro descascador da máquina por acionamento mecânico

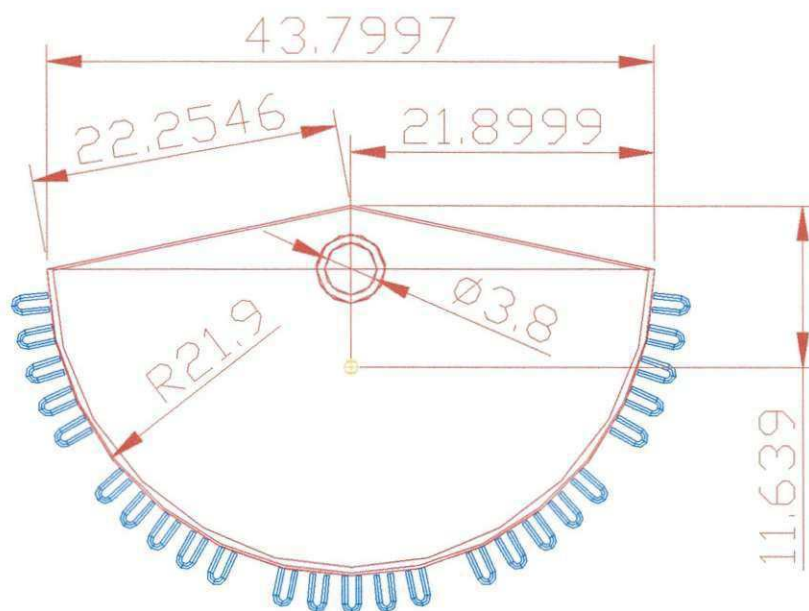


Figura C.4 - Semi-cilindro descascador da máquina por acionamento mecânico
Vista axial

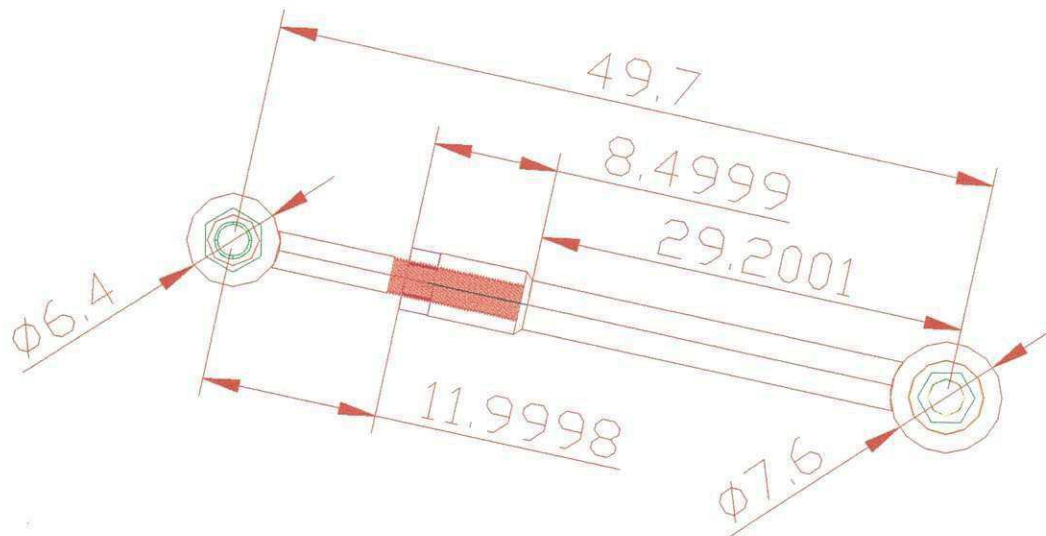


Figura C.5 -Braço de acionamento do mecanismo de oito- barras

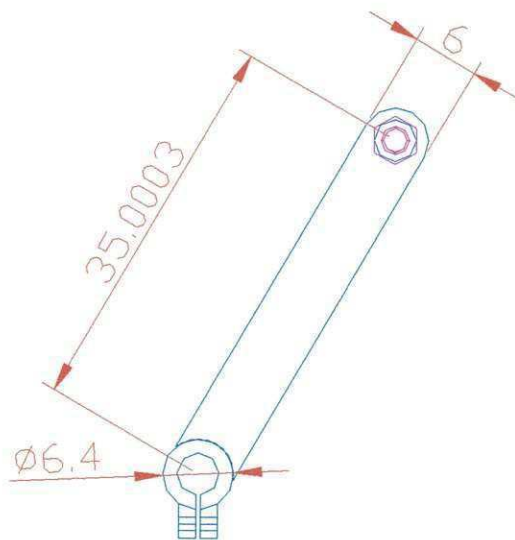


Figura C.6 - Braço do semi-cilindro

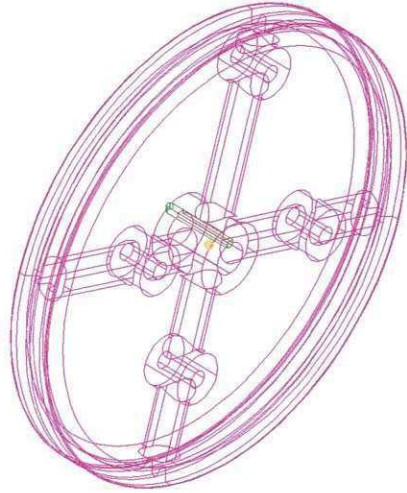


Figura C.7 -Volante da máquina por acionamento mecânico

Apêndice D – Programas para calcular velocidades, acelerações, forças e animação do mecanismo no ambiente matlab.

DECODIFICAÇÃO DO "SOFTWARE" NO AMBIENTE MATLAB PARA O
MECANISMO DE OITO BARRAS

PROGRAMA PARA CÁLCULO DAS VARIÁVEIS: VELOCIDADES ABSOLUTAS
RELATIVAS, ANGULARES E ACELERAÇÕES ABSOLUTAS, RELATIVAS,
NORMAIS, TANGENCIAIS E ANGULARES PARA O MECANISMO DE OITO
BARRAS NO MODO CONTÍNUO:

MÉTODO ANALÍTICO: CÁLCULO VETORIAL

```
ra=input('Raio da polia do motor de Acionamento, ra=');
rb=input('Raio da polia b,rb=');
rc=input('Raio da polia c,rc=');
rd=input('Raio da polia d,rd=');
r1=input('Distância entre os apoios,r1=');
r2=input('Comprimento da barra 2, do volante,r2=');
r3=input('Comprimento da barra 3,r3=');
r4=input('Comprimento da barra 4,r4=');
r5=input('Comprimento do raio do semi cilindro,r5=');
Wa1=input('Velocidade do motor de acionamento em rpm Wa1,Wa1=');
```

CONVERTE PARA RAD/s

```
Wa=(2*pi*Wa1)/60;
tetga=input('Incremento do ângulo inicial da barra 2 em graus ,tetga=');
N=input('Número de pontos de amostragem para gerar os ângulos,N=');
Calculo da velocidade tangencial Va do Motor de Acionamento.
Va=Wa*ra;
```


Cálculo da velocidade angular W_b .

$$W_b = (r_a/r_b) * W_a;$$

Cálculo da velocidade tangencial V_b de b.

$$V_b = W_b * r_b;$$

Cálculo da velocidade tangencial V_c de c

$$V_c = W_b * r_c;$$

Cálculo da velocidade angular W_d da barra 2 ou W_2

$$W_d = ((r_c/r_d) * (r_a/r_b)) * W_a;$$

$$W_2 = W_d;$$

Cálculo da velocidade V_d de d.

$$V_d = W_d * r_d;$$

cálculo da velocidade absoluta V_A no ponto do volante.

$$V_A = r_2 * W_d;$$

CONVERTER ÂNGULO DE GRAUS PARA RADIANOS

$$\text{tetra} = (2 * \pi * \text{tetga}) / 360 ;$$

Cálculo das variáveis: teta_2 , r_e , teta_e

for $i=1:N$;

$$\text{teta}_2(i) = i * \text{tetra};$$

$$r_e(i) = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2 * r_1 * r_2 * \cos(\text{teta}_2(i))};$$

$$\text{teta}_e(i) = \text{asin}(-r_2/r_e(i)) * \sin(\text{teta}_2(i));$$

end;

cálculo dos ângulos; teta3 e teta4.

for i=1:N;

$$\text{aux1}(i)=r3^2+re(i)^2-r4^2;$$

$$\text{aux2}(i)=2*re(i)*r3;$$

$$\text{aux3}(i)=\text{aux1}(i)/\text{aux2}(i);$$

$$\text{aux4}(i)=\text{acos}(\text{aux3}(i));$$

$$\text{teta3}(i)=\text{tetae}(i)+\text{aux4}(i);$$

$$\text{aux5}(i)=r3^2-re(i)^2-r4^2;$$

$$\text{aux6}(i)=2*r4*re(i);$$

$$\text{aux7}(i)=\text{aux5}(i)/\text{aux6}(i);$$

$$\text{aux8}(i)=\text{acos}(\text{aux7}(i));$$

$$\text{teta4}(i)=\text{tetae}(i)+\text{aux8}(i);$$

end;

Cálculo das velocidades angulares: W3 e W4.

for i=1:N;

$$a11=r3*\sin(\text{teta3}(i));$$

$$a12=r4*\sin(\text{teta4}(i));$$

$$a21=r3*\cos(\text{teta3}(i));$$

$$a22=r4*\cos(\text{teta4}(i));$$

$$b11=r2*W2*\sin(\text{teta2}(i));$$

$$b21=r2*W2*\cos(\text{teta2}(i));$$

Montar a matriz [A].

$$A=[a11\ a12;a21\ a22];$$

Montar a matriz {b}.

$$b=[b_{11}; b_{21}];$$

Resolver o sistema de equações lineares.

$$W = A \backslash b;$$

Explicitar o valor de W3 E W4 e armazenar num vetor para cada valor de teta2, teta3, Teta4, etc.

$$W3(i)=W(1,1);$$

$$W4(i)=W(2,1);$$

end;

Cálculo da Velocidade Absoluta no Modo Contínuo: VB

for i=1:N;

$$VB(i)=r4*W4(i);$$

end;

Cálculo da Velocidade Absoluta Relativa:VBA

for i=1:N;

$$VBA(i)=r3*W3(i);$$

end;

Cálculo da velocidade absoluta no Modo Contínuo:VE

for i=1:N;

$$VE(i)=-r5/r4*VB(i);$$

end;

CONVERTER RADIANOS EM GRAUS

```
for i=1:N;
teta22(i)=(360*teta2(i))/(2*pi);
teta33(i)=(360*teta3(i))/(2*pi);
teta44(i)=(360*teta4(i))/(2*pi);
tetaee(i)=(360*tetae(i))/(2*pi);
end;
```

Evolução das projeções dos Vetores r2, r4 e r5.

```
for i=1:N;
    R2x(i)=r2*cos(teta2(i));
    R2y(i)=r2*sin(teta2(i));
    R22(i)=sqrt(R2x(i)^2+R2y(i)^2);
    R4x(i)=r4*cos(180-teta4(i));
    R4y(i)=r4*sin(180-teta4(i));
    R44(i)=sqrt(R4x(i)^2+R4y(i)^2);
    R5x(i)=r5*cos(teta4(i));
    R5y(i)=r5*sin(teta4(i));
    R55(i)=sqrt(R5x(i)^2+R5y(i)^2);
end;
```

SAÍDAS GRÁFICAS PARA AS VELOCIDADES

```
figure(1)
plot(W2,VA, '*')
grid on
```

```

title('Velocidade absoluta da barra 2')
xlabel('Velocidade Angular da barra2:W2 em rad/s')
ylabel('Velocidade VA em m/s')
legend('VA')
figure(2)
plot(teta22, re')
grid on
title('Evolução do Raio Imaginário re')
xlabel('teta22 em graus')
ylabel('Raio imaginário re m')
legend('Raio imaginário:re')
figure(3)
plot(teta22, R2x, teta22, R2y')
grid on
title('Evolução das projeções de R2x e R2y')
xlabel('teta22 em graus')
ylabel('projeção de R2x e de R2y em m')
legend('R2x,R2y')
figure(4)
plot(teta44, R4x, teta44, R4y)
grid on
title('evolução das projeção de R4x e r4y')
xlabel('teta44 em graus')

```

```
figure(8)
plot(teta44,R5x,teta44,R5y)
grid on
title('evolução das projeções de R2x e R2y')
xlabel('teta44 em graus')
ylabel('projeções de R2x e R2y em m')
legend('R5x,R5y')
```

```
figure(9)
plot(teta22,tetaee)
grid on
title('Evolução tetaee e teta22')
xlabel('teta22 em graus')
ylabel('tetaee em graus')
legend('Plano de teta22xtetaee')
```

```
figure(10)
plot(tetaee,re)
grid on
title('Plano de Evolução do Raio Imaginário:tetaeexre')
xlabel('Tetaee em graus')
ylabel('Raio imaginário re m')
legend('Plano Imaginário')
```

```
figure(11)
plot(W4,VB)
```

```

grid on

title('Velocidade Absoluta da Barra 4')
xlabel('Velocidade Angular W4 em rad/s')
ylabel('Velocidade Absoluta VB em m/s')
legend('Velocidade Absoluta:VB')

figure(12)

plot(W3,VBA)

grid on

title('Velocidade Relativa da barra 3')
xlabel('Velocidade Angular W3 em rad/s')
ylabel('Velocidade Relativa VBA em m/s')

legend('VBA')

xmin=min(W3);
xmax=max(W3);
ymin=min(VBA);
ymax=max(VBA);

axis([xmin xmax ymin ymax])

figure(13)

plot(W4,VE)

grid on

title('Velocidade tangencial VE da barra 5')
xlabel('W4 em rad/s')
ylabel('Velocidade Absoluta VE da barra 5 em m/s')

```

```

legend('Velocidade:VE')
figure(14)
plot(W4,VB,'k-',W4,VE,'r')
grid on
title('Velocidades do pontos B e E das Barras 4 e 5')
xlabel('Velocidade Angular em rad/s')
ylabel('Amplitude em m')
legend('Vel:Vb','Vel:VE')
xmin=min(W4);
xmax=max(W4);
ymin=min(VE);
ymax=max(VE);
axis([xmin xmax ymin ymax])

```

ACELERAÇÕES

Aceleração Absoluta: $A_a^N a=A$, $\alpha=0$, $W_a=W_2=cte$.

$$A_a=(VA^2)/r_2;$$

Cálculo das acelerações angulares: α_3 e α_4 .

montagem da matriz [A] e do vetor {b} para o cálculo das acelerações angulares.

for i=1:N;

$$A_{11}=r_3*\sin(\theta_3(i));$$

$$A_{12}=r_4*\sin(\theta_4(i));$$

$$A21=r3*\cos(\text{teta3}(i));$$

$$A22=r4*\cos(\text{teta4}(i));$$

$$B11=r4*(W4(i)^2)*\cos(\text{teta4}(i))-r3*(W3(i)^2)*\cos(\text{teta3}(i))-r2*(W2^2)*\cos(\text{teta2}(i));$$

$$B21=-r4*(W4(i)^2)*\sin(\text{teta4}(i))+r3*(W3(i)^2)*\sin(\text{teta3}(i))+r2*(W2^2)*\sin(\text{teta2}(i));$$

Montagem da matriz [A].

$$A1=[A11\ A12;A21\ A22];$$

Montagem da matriz {b1}.

$$B1=[B11;B21];$$

$$\text{alfa}=A1\backslash B1;$$

$$\text{alfa3}(i)=\text{alfa}(1,1);$$

$$\text{alfa4}(i)=\text{alfa}(2,1);$$

end;

Cálculo da aceleração absoluta: Ab

for i=1:N;

$$\text{aaux1}(i)=-r2*(W2^2)*\cos(\text{teta2}(i))-r3*(W3(i)^2)*\cos(\text{teta3}(i))-r3*\text{alfa3}(i)*\sin(\text{teta3}(i));$$

$$\text{aaux2}(i)=-r2*(W2^2)*\sin(\text{teta2}(i))+r3*\text{alfa3}(i)*\cos(\text{teta3}(i))+r3*(W3(i)^2)*\sin(\text{teta3}(i));$$

$$Ab(i)=\text{sqrt}((\text{aaux1}(i))^2+(\text{aaux2}(i))^2);$$

end;

Cálculo da aceleração absoluta relativa: Aba

for i=1:N;

$$\text{aaux3}(i)=-\text{alfa3}(i)*r3*\sin(\text{teta3}(i))-r3*(W3(i)^2)*\cos(\text{teta3}(i));$$

$$\text{aaux4}(i)=\text{alfa3}(i)*r3*\cos(\text{teta3}(i))-r3*(W3(i)^2)*\sin(\text{teta3}(i));$$

$$Aba(i)=\text{sqrt}(\text{aaux3}(i)^2+\text{aaux4}(i)^2);$$

end;

Cálculo da aceleração normal em modulo: Abn

for i=1:N;

$$Abn(i)=r4*(W4(i)^2);$$

Cálculo da aceleração tangencial em modulo: Abt

for i=1:N;

$$Abt(i)=alfa4(i)*r4;$$

end;

Cálculo da aceleração relativa normal: Aban

for i=1:N;

$$Aban(i)=r3*(W3(i)^2);$$

end;

Cálculo da aceleração relativa tangencial em modulo: Abat

for i=1:N;

$$Abat(i)=alfa3(i)*r3;$$

end;

Cálculo da aceleração absoluta: Aba

for i=1:N;

$$Aba(i)=sqrt((Aban(i)^2+Abat(i)^2));$$

end;

Cálculo da aceleração normal: Aen

for i=1:N;

$$Aen(i)=(VE(i)^2)/r5;$$

```
end;
```

Cálculo da aceleração tangencial: Aet

```
for i=1:N;
```

```
    Aet(i)=r5*alfa4(i);
```

```
end;
```

Cálculo da aceleração absoluta: Ae

```
for i=1:N;
```

```
    Ae(i)=sqrt((Aen(i)^2+Aet(i)^2));
```

```
end;
```

SAÍDAS GRÁFICAS PARA AS ACELERAÇÕES

```
figure(15)
```

```
plot(W2,Aa,'*')
```

```
grid on
```

```
title('Aceleração absoluta da barra 2')
```

```
xlabel('Velocidade Angular da barra2:W2 em rad/s')
```

```
ylabel('Aceleração Aa em m/s^2')
```

```
legend('Aa')
```

```
figure(16)
```

```
plot(alfa4,Ab)
```

```
grid on
```

```
title('Aceleração absoluta da barra 4')
```

```
xlabel('Aceleração Angular da barra 4:alfa4 em rad/s^2')
```

```

ylabel('Aceleração Ab em m/s^2')
legend('Aceleração absoluta Ab da Barra 4')
figure(17)
plot(alfa3,Aba)
grid on
title('Aceleração absoluta Relativa da barra 3')
xlabel('Aceleração Angular da barra :alfa3 em rad/s^2')
ylabel('Aceleração Relativa Aba em m/s^2')
legend('Aceleração relativa Aba da Barra 3')
figure(18)
plot(alfa4,Ae)
grid on
title('Aceleração absoluta da barra 5')
xlabel('Aceleração Angular da barra :alfa4 em rad/s^2')
ylabel('Aceleração absoluta Ae em m/s^2')
legend('Aceleração Absoluta Ae da Barra 5')
figure(19)
plot(alfa4,Ab,'k-',alfa4,Ae,'r')
grid on
title('Acelerações do pontos B e E das Barras 4 e 5')
xlabel('Aceleração Angular em rad/s')
ylabel('Amplitude em m/s^2')
legend('Acel:Ab','Acel:Ae')

```

```
xmin=min(alfa4);
```

```
xmax=max(alfa4);
```

```
ymin=min(Ae);
```

```
ymax=max(Ae);
```

```
axis([xmin xmax ymin ymax])
```

CÁLCULO DAS FORÇAS E TORQUES (ESTÁTICA) PARA O MECANISMO DE OITO-BARRAS

ÂNGULO DE ENTRADA (TETA 2)

```
tetga=input('Incremento do ângulo inicial da barra 2 em graus ,tetga=');
```

```
tetra=(2*pi*tetga)/360 ; % Converte teta para radianos
```

```
N=input('Número de pontos de amostragem para gerar os ângulos,N=');
```

PESO DA BARRA 2

```
P2=m2*g;
```

TORQUE DE ENTRADA NA BARRA 2

```
T2 =((3*716.2)/(W2))*(9.8); %T dado em (kgfm)
```

Cálculo das variáveis: teta2, re, tetae

```
for i=1:N;
```

```
    teta2(i)=i*tetra;
```

```
    re(i)=sqrt(r1^2+r2^2-2*r1*r2*cos(teta2(i)));
```

```
    tetae(i)=asin(-(r2/re(i))*sin(teta2(i)));
```

```
end;
```

Cálculo dos ângulos; teta3 e teta4.

```
for i=1:N;
```

```
    aux1(i)=r3^2+re(i)^2-r4^2;
```

```
    aux2(i)=2*re(i)*r3;
```

```
    aux3(i)=aux1(i)/aux2(i);
```

```

aux4(i)=acos(aux3(i));
teta3(i)=tetae(i)+aux4(i);
aux5(i)=r3^2-re(i)^2-r4^2;
aux6(i)=2*r4*re(i);
aux7(i)=aux5(i)/aux6(i);
aux8(i)=acos(aux7(i));
teta4(i)=tetae(i)+aux8(i);
end;

```

CÁLCULOS DAS FORÇAS NA BARRA 2

```

for i=1:N
F32(i)=T2/(r2*sin(teta2(i)-teta3(i)));
F32x(i)=F32(i)*cos(teta3(i));
F32y(i)=F32(i)*sin(teta3(i));
F12x(i)=F32x(i);
F12y(i)=F32y(i)+P2;
F12(i)=sqrt(F12x(i)^2+F12y(i)^2);
end;

```

CÁLCULOS DAS FORÇAS NA BARRA 3

```

F23x=-F32x;
F23y=-F32y;
P3=m3*g;

```

Cálculo das velocidades angulares

```

for i=1:N

```

```

A11=r3*sin(teta3(i));
A12=r2*sin(teta4(i));
A21=r3*cos(teta3(i));
A22=r4*cos(teta4(i));
A=[A11 A12;A21 A22];
b11=r2*W2*sin(teta2(i));
b21=r2*W2*cos(teta2(i));
b=[b11;b21];
W=Ab;
W3(i)=W(1,1);
W4(i)=W(2,1);
end;
for i=1:N
B11=r4*W4(i)^2*cos(teta4(i))-r3*W3(i)^2*cos(teta3(i))-r2*W2^2*cos(teta2(i));
B21=-r4*W4(i)^2*sin(teta4(i))+r3*W3(i)^2*sin(teta3(i))+r2*W2^2*sin(teta2(i));
B=[B11;B21];
alfa=AB;
alfa3(i)=alfa(1,1);
alfa4(i)=alfa(2,1);
end;
for i=1:N
acg3x(i)=-(r2*W2^2*cos(teta2(i)))-(Acg3*W3(i)^2*cos(teta3(i))) -
A(((Acg3*alfa3(i)*sin(teta3(i))));

```



```

acg3y(i)=- (r2*W2^2*sin(teta2(i)))-(Acg3*W3(i)^2*sin(teta3(i)))
+(Acg3*alfa3(i)*cos(teta3(i)));
acg3(i)= sqrt(acg3x(i)^2+acg3y(i)^2);
end;
for i=1:N
F43x(i)=m3*acg3x(i)+F23x(i);
F43y(i)=-m3*(g-acg3y(i))+F23y(i);
F43(i)=sqrt(F43x(i)^2+F43y(i)^2);
end

```

CÁLCULOS DAS FORÇAS NA BARRA 4

```

F34x=-F43x;
F34y=-F43y;
for i=1:N
fi(i)=pi+teta4(i);
end;
for i=1:N
acg4x(i)=- (r2*W2^2*sin(teta2(i)))-(r3*W3(i)^2*sin(teta3(i)))-(r3*alfa3(i)*cos(teta3(i)))...
-(Bcg4*W4(i)^2*sin(fi(i)))-(Bcg4*alfa4(i)*cos(fi(i)));
acg4y(i)=- (r2*W2^2*cos(teta2(i)))-(r3*W3(i)^2*cos(teta3(i)))+(r3*alfa3(i)*sin(teta3(i)))...
-(Bcg4*W4(i)^2*cos(fi(i)))+(Bcg4*alfa4(i)*sin(fi(i)));
acg4(i)=sqrt(acg4x(i)^2+acg4y(i)^2);
end;

```

```

for i=1:N

F14x(i)=-m4*acg4x(i)-F34x(i);

F14y(i)=m4*(g-acg4y(i))-F34y(i);

F14(i)=sqrt(F14x(i)^2+F14y(i)^2);

end;

```

TORQUE NA BARRA 4

```

P4=g*m4

for i=1:N

T4(i)=I4*alfa4(i)-P4*Ccg4*cos(teta4(i))-m4*acg4y(i)*Ccg4*cos(teta4(i))...

+m4*acg4x(i)*Ccg4*sin(teta4(i))-F34x(i)*CB*sin(teta4(i))+F34y(i)*CB*cos(teta4(i));

end;

```

CÁLCULOS DAS FORÇAS NA BARRA 4

```

W5=W4;

alfa5=alfa4;

for i=1:N

acg5x(i)=-Ecg5*W5(i)^2*cos(teta4(i))-Ecg5*alfa5(i)*sin(teta4(i));

acg5y(i)=-Ecg5*W5(i)^2*sin(teta4(i))-Ecg5*alfa5(i)*cos(teta4(i));

acg5(i)=(acg5x(i)^2+acg5y(i)^2);

end;

for i=1:N

F15x(i)=-m5*acg5x(i);

F15y(i)=m5*(g-acg5y(i));

F15(i)=sqrt(F15x(i)^2+F15y(i)^2);

```

```
end;
```

TORQUE DE CORTE

```
T5=T4;
```

```
alfa5=alfa4;
```

```
for i=1:N
```

```
    Tc(i)=T5(i)+I5*alfa5(i);
```

```
end;
```

Converter ângulos de radiano para graus.

```
for i=1:N;
```

```
teta22(i)=(360*teta2(i))/(2*pi);
```

```
teta33(i)=(360*teta3(i))/(2*pi);
```

```
teta44(i)=(360*teta4(i))/(2*pi);
```

```
tetaee(i)=(360*tetae(i))/(2*pi);
```

```
end;
```

```
figure(1)
```

```
plot(teta22,F32)
```

```
grid on
```

```
title('Força da barra 2 para barra 3')
```

```
xlabel('Ângulo de entrada teta2')
```

```
ylabel('Força da barra 2 para barra 3:força F32 em N')
```

```
legend('F32')
```

```
figure(2)
```

```
plot(teta22,F15)
```

```
grid on
title('Força na barra 5')
xlabel('Ângulo de entrada teta2')
ylabel('Força na barra 5:força F5 em N')
legend('F5')
figure(3)
plot(teta44,F15)
grid on
title('Força na barra 5')
xlabel('Ângulo de entrada teta4')
ylabel('Força na barra 5:força F5 em N')
legend('F5')
```

CÁLCULO DAS FORÇAS E TORQUES (ESTÁTICA) PARA O MECANISMO DE OITO-BARRAS

```
r1=input('Distância entre os apoios,r1=');  
r2=input('Comprimento da barra 2, do volante,r2=');  
r3=input('Comprimento da barra 3,r3=');  
r4=input('Comprimento da barra 4,r4=');  
r5=input('Comprimento do raio do semi cilindro,r5=');  
Wa1=input('Vel.do motor de acionamento em rpm Wa1,Wa1=');
```

CONVERTE PARA RAD/s

```
Wa=(2*pi*Wa1)/60;  
tetga=input('Incremento do ângulo inicial da barra 2 em graus ,tetga=');  
N=input('Número de pontos de amostragem para gerar os ângulos,N=');  
T2 =((3*716.2)/(96.7))*(9.8);
```

CONVERTER ÂNGULO DE GRAUS PARA RADIANOS

```
tetra=(2*pi*tetga)/360 ;
```

Cálculo das variáveis: teta2, re, tetae

```
for i=1:N;  
    teta2(i)=i*tetra;  
    re(i)=sqrt(r1^2+r2^2-2*r1*r2*cos(teta2(i)));  
    tetae(i)=asin(-(r2/re(i))*sin(teta2(i)));  
end;
```

Cálculo dos ângulos; teta3 e teta4.

for i=1:N;

$$\text{aux1}(i)=r3^2+re(i)^2-r4^2;$$

$$\text{aux2}(i)=2*re(i)*r3;$$

$$\text{aux3}(i)=\text{aux1}(i)/\text{aux2}(i);$$

$$\text{aux4}(i)=\text{acos}(\text{aux3}(i));$$

$$\text{teta3}(i)=\text{tetae}(i)+\text{aux4}(i);$$

$$\text{aux5}(i)=r3^2-re(i)^2-r4^2;$$

$$\text{aux6}(i)=2*r4*re(i);$$

$$\text{aux7}(i)=\text{aux5}(i)/\text{aux6}(i);$$

$$\text{aux8}(i)=\text{acos}(\text{aux7}(i));$$

$$\text{teta4}(i)=\text{tetae}(i)+\text{aux8}(i);$$

end;

Montagem da matriz [A] e do vetor {b} para o cálculo das forças F32x e F32y.

for i=1:N;

$$a11(i)=r2*\sin(\text{teta2}(i));$$

$$a12(i)=-r2*\cos(\text{teta2}(i));$$

$$a21(i)=\sin(\text{teta3}(i));$$

$$a22(i)=-\cos(\text{teta3}(i));$$

$$b11=T2;$$

$$b21=0;$$

Montar a matriz [A].

$$A=[a11(i) a12(i);a21(i) a22(i)];$$

Montar a matriz [b].

$$b=[b_{11}; b_{21}];$$

Resolver o sistema de equações lineares.

$$S=A \setminus b;$$

Explicitar o valor de F_{32x} e F_{32y} e armazenar num vetor para cada valor de $teta_2$, $teta_3$, $teta_4$, etc

$$S1(i)=S(1,1);$$

$$S2(i)=S(2,1);$$

end;

Cálculo da força F_{32} .

for i = 1:N;

$$F32(i)=\text{sqrt}((S1(i))^2+(S2(i))^2);$$

end;

$$F23=-F32;$$

Montagem da matriz [C] e do vetor {d} para o cálculo das forças F_{15x} e F_{15y} .

for i=1:N;

$$c11(i)=-r5*\sin(\text{pi}-teta4(i));$$

$$c12(i)=r5*\cos(\text{pi}-teta4(i));$$

$$c21(i)=\sin(\text{pi}-teta3(i));$$

$$c22(i)=-\cos(\text{pi}-teta3(i));$$

$$d11(i)=r4*S1(i)*\sin(teta4(i))-r4*S2(i)*\cos(teta4(i));$$

$$d21(i)=0;$$

Montar a matriz [C].

$$C=[c11(i) \ c12(i);c21(i) \ c22(i)];$$

Montar a matriz [d].

$$d=[d11(i);d21(i)];$$

Resolver o sistema de equações lineares.

$$f=C \setminus d;$$

Explicitar o valor de F5x E F5y e armazenar num vetor para cada valor de teta2, teta3,

teta4, etc

$$f1(i)=f(1,1);$$

$$f2(i)=f(2,1);$$

end;

for i=1:N

$$F5(i)=\text{sqrt}((f1(i))^2+(f2(i))^2);$$

$$Mo14(i)= -F5(i)-F32(i);$$

end

Converter Ângulos de radianos para graus.

for i=1:N;

$$\text{teta22}(i)=(360*\text{teta2}(i))/(2*\text{pi});$$

$$\text{teta33}(i)=(360*\text{teta3}(i))/(2*\text{pi});$$

$$\text{teta44}(i)=(360*\text{teta4}(i))/(2*\text{pi});$$

$$\text{tetaee}(i)=(360*\text{tetae}(i))/(2*\text{pi});$$

end;


```
figure(1)
plot(teta22,F32)
grid on
title('Força na barra 2 para barra 3')
xlabel('Ângulo de entrada teta2')
ylabel('Força na barra 2 para barra 3:força F32 em N')
legend('F32')
```

```
figure(2)
plot(teta22,F5)
grid on
title('Força na barra 5')
xlabel('Ângulo de entrada teta2')
ylabel('Força na barra 5:força F5 em N')
legend('F5')
```

```
figure(3)
plot(teta44,F5)
grid on
title('Força na barra 5')
xlabel('Ângulo de entrada teta4')
ylabel('Força na barra 5:força F5 em N')
legend('F5')
```

```
figure(4)
plot(teta44,-Mo14)
grid on
title('momento em Mo14')
xlabel('Ângulo de entrada teta4')
ylabel('Momento Mo14:Mo14 em N.m')
legend('Mo14')
```

ANIMAÇÃO DO MECANISMO DE OITO-BARRAS

DADOS DO MECANISMO

COMPRIMENTO DA BARRA 1 - r_1

COMPRIMENTO DA BARRA 2 - r_2

COMPRIMENTO DA BARRA 3 - r_3

COMPRIMENTO DA BARRA 4 - r_4

COMPRIMENTO DA BARRA 5 - r_5

COMPRIMENTO DO RAIÃO DA POLIA MOTORA - r_a

COMPRIMENTO DA POLIA b - r_b

COMPRIMENTO DA POLIA c - r_c

COMPRIMENTO DA POLIA d - r_d

RAIO ac

RAIO dc

Barra 1 P1(0,0) e P2(r_1 ,0)

$x_1 = \text{linspace}(0, r_1, N);$

$y_1 = \text{zeros}(\text{size}(x_1));$

Barra 2 P1(0,0) e P2($r_2 \cdot \cos(\text{teta}_2), r_2 \cdot \sin(\text{teta}_2)$)

$\text{teta}_2 = \text{linspace}(0, 60 \cdot \pi / 3, N);$

$\text{tetad} = \text{linspace}(0, 2 \cdot \pi, N);$

for j=1:N

Circunferência de Rd

$X_{d2}(j) = r_d \cdot \cos(\text{tetad}(j));$

```
Yd2(j)=rd*sin(tetad(j));
```

Circunferência de Rc

```
Xc2(j)=rc*cos(tetad(j));
```

```
Yc2(j)=rc*sin(tetad(j))-rdc;
```

Circunferência de Rb

```
Xb2(j)=rb*cos(tetad(j));
```

```
Yb2(j)=rb*sin(tetad(j))-rdc;
```

Circunferência de Ra

```
Xa2(j)=ra*cos(tetad(j))-rac;
```

```
Ya2(j)=ra*sin(tetad(j))-rdc;%
```

```
end
```

Correia 1 Ramo esquerdo P1(-rd,0) e P2(-rc,-rcd)

```
ac1e=-rdc/(rd-rc);
```

```
bc1e=-(rdc*rd)/(rd-rc);
```

```
xc1e=linspace(-rc,-rd,N);
```

```
yc1e=ac1e*xc1e+bc1e;
```

Correia 1 Ramo direito P1(rd,0) e P2(rc,-rcd)

```
ac1d=-rdc/(rc-rd);
```

```
bc1d=(rdc*rd)/(rc-rd);
```

```
xc1d=linspace(rc,rd,N);
```

```
yc1d=ac1d*xc1d+bc1d;
```

Correia 2 Ramo de cima P1(-rac,-rcd+ra) e P2(0,-rcd+rb)

```
ac2c=(rb-ra)/rac;
```

```
bc2c=(rb-rdc);
```

```
xc2c=linspace(-rac,0,N);
```

```
yc2c=ac2c*xc2c+bc2c;
```

Correia 2 Ramo de baixo P1(-rac,-rcd-ra) e P2(0,-rcd-rb)

```
ac2b=(ra-rb)/rac;
```

```
bc2b=-(rb+rdc);
```

```
xc2b=linspace(-rac,0,N);
```

```
yc2b=ac2b*xc2b+bc2b;
```

```
for i=1:N
```

```
re(i)=(r1^2+r2^2-2*r1*r2*cos(teta2(i)))^0.5;
```

```
tetae(i)=asin(-(r2*sin(teta2(i)))/re(i));
```

Dados da barra 2

```
X2(i)=r2*cos(teta2(i));
```

```
Y2(i)=r2*sin(teta2(i));
```

```
R2(i)=(X2(i)^2+Y2(i)^2)^0.5;
```

```
x2=linspace(0,X2(i),N);
```

```
a2(i)=tan(teta2(i));
```

```
y21(i)=r2*sin(teta2(i));
```

```
x21(i)=r2*cos(teta2(i));
```

Dados da barra Rd

```
Xd(i)=rd*cos(teta2(i));
```

```
Yd(i)=rd*sin(teta2(i));
```

```
xd=linspace(0,Xd(i),N);
```

ad(i)=tan(teta2(i));

yd1(i)=rd*sin(teta2(i));

xd1(i)=rd*cos(teta2(i));

Dados da barra Rb

Xb(i)=rb*cos(teta2(i));

Yb(i)=rb*sin(teta2(i))-rdc;

xb=linspace(0,Xb(i),N);

ab(i)=tan(teta2(i));

bb(i)=-rdc;

yb1(i)=rb*sin(teta2(i));

xb1(i)=rb*cos(teta2(i));

Dados da barra Ra

Xa(i)=ra*cos(teta2(i))-rac;

Ya(i)=ra*sin(teta2(i))-rdc;

xa=linspace(-rac,Xa(i),N);

aa(i)=tan(teta2(i));

ba(i)=tan(teta2(i))*rac-rdc;

ya1(i)=ra*sin(teta2(i));

xa1(i)=ra*cos(teta2(i));

Dados da barra 4

teta4(i)=tetae(i)+acos((r3^2-re(i)^2-r4^2)/(2*re(i)*r4));

X4(i)=r1+(r4)*cos(teta4(i));

Y4(i)=(r4)*sin(teta4(i));

$$R4(i)=(X4(i)^2+Y4(i)^2)^{0.5};$$

$$x4=\text{linspace}(r1,X4(i),N);$$

$$a4(i)=\tan(\text{teta4}(i));$$

$$b4(i)=-\tan(\text{teta4}(i))*r1;$$

$$y41(i)=r1+(r4)*\sin(\text{teta4}(i));$$

$$x41(i)=r1+(r4)*\cos(\text{teta4}(i));$$

Dados da barra 3

P1($r2*\cos(\text{teta2}(i)),r2*\sin(\text{teta2}(i))$) e P2($r1+r4*\cos(\text{teta4}(i)),r4*\sin(\text{teta4}(i))$)

$$X31(i)=r2*\cos(\text{teta2}(i));$$

$$X32(i)=r1+r4*\cos(\text{teta4}(i));$$

$$a3(i)=(r4*\sin(\text{teta4}(i))-r2*\sin(\text{teta2}(i)))/(r1+r4*\cos(\text{teta4}(i))-r2*\cos(\text{teta2}(i)));$$

$$b3(i)=r2*\sin(\text{teta2}(i))-a3(i)*r2*\cos(\text{teta2}(i));$$

$$x3=\text{linspace}(X31(i),X32(i),N);$$

Dados da barra 5 P1($r1,0$) e P2($r1+r5*\cos(\text{teta5}(i)),r5*\sin(\text{teta5}(i))$)

$$\text{teta5}(i)=-(\pi-\text{teta4}(i));$$

$$X5(i)=r1+(r5)*\cos(\text{teta5}(i));$$

$$Y5(i)=(r5)*\sin(\text{teta5}(i));$$

$$R5(i)=(X5(i)^2+Y5(i)^2)^{0.5};$$

$$x5=\text{linspace}(r1,X5(i),N);$$

$$a5(i)=\tan(\text{teta5}(i));$$

$$b5(i)=-\tan(\text{teta5}(i))*r1;$$

$$y51(i)=r1+(r5)*\sin(\text{teta5}(i));$$

$$x51(i)=r1+(r5)*\cos(\text{teta5}(i));$$

```

for j=1:N

Barra 2

y2(j)=a2(i)*x2(j);

Barra Rd

yd(j)=ad(i)*xd(j);

Barra 4

y4(j)=a4(i)*x4(j)+b4(i);

Barra 3

y3(j)=a3(i)*x3(j)+b3(i);

Barra 5

y5(j)=a5(i)*x5(j)+b5(i);

Barra Rb

yb(j)=ab(i)*xb(j)+bb(i);

Barra Ra

ya(j)=aa(i)*xa(j)+ba(i);

end

plot(x1,y1,x2,y2,x3,y3,x4,y4,x5,y5,x21(1:i),y21(1:i),'',X4(1:i),Y4(1:i),'',X5(1:i),Y5(1:i),'',
xd,yd,Xd2,Yd2,'b',Xc2,Yc2,'b',Xb2,Yb2,'b',Xa2,Ya2,'b',xb,yb,xa,ya,xc1e,yc1e,'g',xc1d,yc1
d,'g',xc2c,yc2c,'r',xc2b,yc2b,'r')

title('Animação do Mecanismo de oito Barras')

axis equal

M(i)=getframe;

end

movie(M,20)

```