

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PMC 580 — PROJETO DE FORMATURA

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE OTIMIZAÇÃO
DE UMA COLHEDORA DE CANA-DE-AÇÚCAR**

Orientador: *Prof. Eng^o Francisco Nigro*
Coordenador: *Prof. Eng^o Omar Moore Madureira*

Alunos:

Celso Ricardo Veiga	nº 1845745
Jiro Augusto Ogasawara	nº 1842959
Patricia Maria Penteado	nº 1835043

"Se te fatigas correndo com homens que vão a pé, como poderás competir com os que vão a cavalo? Se em terra de paz não te sentes seguro, que farás nas florestas do Rio Jordão?"

(Deus falando ao profeta Jeremias, um dedicado patriota israelita que viveu por volta dos anos 600 a.C.)

ÍNDICE

1. Estabelecimento das Necessidades	1
2. Formulação do Projeto – Especificações Técnicas	7
3. Matriz de Soluções	11
4. Síntese de Soluções	25
5. Valor Econômico	26
6. Conclusão	32
7. Referências Bibliográficas	33
8. Agradecimentos	34

Apêndice I — Circuito Hidráulico

Apêndice II — Funcionamento de uma Colhedora de Cana-de-Açúcar

Apêndice III — Fotos do Equipamento

1. ESTABELECIMENTO DAS NECESSIDADES

1.1 Necessidade do mercado:

Vários vegetais produzem açúcar, mas de todos, o que apresenta melhor porcentagem industrial de extração é a cana-de-açúcar. Membro da família das gramíneas, originárias da Índia, teve sua entrada na América datada do século XVII.

Sua composição química é interessante de ser observada:

Água	74,50	74,50
) SiO ₂	0,25
) K ₂ O	0,12
) Na ₂ O	0,01
) MgO	0,01
Cinzas	0,50)	
) Fe ₂ O ₃	Vestígios
) P ₂ O ₅	0,07
) SO ₃	0,02
) Cl	Vestígios
) CaO	0,02
) Celulose	5,50
) Pentosana Xylan	2,00
Fibra	10,00) Goma	0,50
) Lignina	2,00
) Sacarose	12,50
Açúcares	14,00) Dextrose	0,90
) Levulose	0,20
) Albuminóides	0,12
) Amidos	0,07
) Amino-ácidos	0,20
Corpos	0,40) Ácido nítrico	0,01
nitrogenados) Amoníaco	Vestígios
) Corpos xânticos	Vestígios
Graxa e cera	0,20	0,20
Pectinas (gomas)	0,20	0,20
Ácidos livres	0,08 (málico, sucínico, etc.)	0,08
Ácidos combinados	0,12 (málico, sucínico, etc.)	0,12
	100,00%	100,00%

Este vegetal contém três classes de açúcares, ou seja, sacarose, dextrose e levulose, diminuindo a porcentagem dos dois últimos em benefício do primeiro, no prolongamento do ciclo de maturação. Uma vez completo este ciclo, encontra-se o teor de sacarose apto a dar rendimento industrial.

O corte para industrialização, ou melhor, para a extração da sacarose, que é o açúcar propriamente dito, antes da época da maturação completa, vai criar, como veremos adiante, problemas seríssimos de fabricação por formação de redutores.

Dentro dessa possibilidade de inversão de açúcar, há também, necessidade de que a cana seja moída nas usinas dentro das 24 horas depois de cortada, pois, fora desse prazo, o citado processo virá em detrimento da boa marcha tecnológica da fabricação.

Esta característica da matéria-prima exige um perfeito entrosamento das diversas etapas, isto é, corte nos campos no período certo de maturação e transporte e moagem na usina dentro do prazo previsto, para não dar margem do trabalho dos redutores, ocasionando queda de rendimento industrial.

A preparação do campo começa antes dos dezoito meses do ciclo de maturação, com a análise do terreno, dosando-o quimicamente com adubos, preparando-o com máquinas e fazendo o plantio científicamente com a finalidade de facilitar posteriormente o corte, quando da época do mesmo.

O corte é ainda uma operação manual, pelo menos no Norte, dependendo da mão-de-obra humana, embora em algumas Regiões já venham sendo empregadas colhedeiras mecânicas importadas e de fabricação nacional.

O mercado agrícola, ao contrário do que se possa pensar, é bastante grande, principalmente para os fabricantes de equipamentos hidráulicos. Além da crise econômica, o maior problema é a falta de modernização nas máquinas, o que as torna defasadas em relação às fabricadas na Europa, Japão e nos EUA.

As colheitadeiras são as máquinas mais modernas fabricadas no País. Além da linha padronizada, para a colheita de grãos, de tecnologia simples a exemplos dos tratores, cada tipo de cultura diferenciada exige uma máquina específica, o que abre o mercado para uma hidráulica mais moderna.

Essas máquinas foram desenvolvidas especialmente para o nosso mercado, resultado da pesquisa de alguns fabricantes nacionais que optaram por fornecer ao mercado e ao agricultor um equipamento que lhes permita mecanizar sua cultura, e em alguns casos, chegando a criar sistemas totalmente automatizados.

Contrariamente à situação vivida por todo o setor agrícola, o alcooleiro vai muito bem. Com o advento do Programa Nacional do Álcool, o governo passou a subsidiar a cultura canavieira, tornando-se o mercado atrativo para os usineiros e fazendeiros e com a volta da mistura mínima de 22% na gasolina, e uma safra 92/93 prevista em dois bilhões de litros, assim como a alta do preço do açúcar no mercado internacional, o setor deve voltar a investir em máquinas já no início de 93.

1.2 Evolução do mercado:

Segundo Flávio Campos Chaves, Diretor de Comunicações da ABHP (Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática):

"As empresas que não preparam seus recursos humanos, aprimorando suas técnicas de gestão e formando seus funcionários mais participativos, e aquelas que não modernizarem suas instalações, tornando-as mais produtivas e os negócios mais competitivos, não terão como enfrentar os anos que virão pela frente.

É importante dizer que a atual situação não é de apenas mais um modismo como muitos ainda possam pensar, mas sim, algo que veio para ficar, tanto no Brasil, que ingressou tarde nesse caminho de modernidade e moralização, como no resto do mundo.

"Investir em tempos de crise" não deve ser apenas mera retórica, porém uma realidade para as empresas que pretendem ser vencedoras no futuro! E nesse contexto, o setor de automação hidráulica e pneumática prepara-se também para enfrentar esses novos tempos, proporcionando a seus clientes os recursos necessários à modernização das suas máquinas e instalações, e consequentemente a vitória em seus mercados cada vez mais competitivos.

Isso é possível porque a automação proporciona às empresas redução de custos, maior produtividade e melhor qualidade do produto afinal, dando-lhes maior competitividade e deixando pra trás aquelas que não se modernizarem".

Essa necessidade de modernização é ratificada pelos dados obtidos através da Usina Santa Elisa de Ribeirão Preto:

Ano	Mão-de-obra humana	Colheita mecanizada
1990	90%	10%
1993	70%	30%
Previsão para 1998	30%	70%

TABELA 1

O corte mecanizado é estatisticamente mais produtivo que a mão-de-obra humana:

	PRODUÇÃO MÁQUINA	PRODUÇÃO HOMEM	Nº DE HOMENS POR MÁQUINA
CANA CRUA	300/400 ton/dia	4-5 ton/dia	75-80
CANA QUEIMADA	500/600 ton/dia	9-10 ton/dia	55-60

TABELA 2

A mecanização da colheita não pode ser implantada na sua totalidade, pois esta geraria uma grave crise social, tendo em vista que cidades inteiras do interior são habitadas por cortadores de cana (homens e mulheres). Só a Usina Santa Elisa emprega 10.000 cortadores.

A maior parte da cana é colhida queimada pois a palha existente na cana crua dificulta o corte mecanizado. Entretanto, dentro do perímetro urbano, a legislação não permite queimadas, sendo realizado portanto o corte da cana verde.

FOTO 2 — Corte Mecanizado — Morro do Agudo — SP

1.3 Evolução da necessidade:

O mercado brasileiro de colheita mecanizada é ainda incipiente e foi iniciado há apenas cinco anos, estando em fase de aperfeiçoamento e desenvolvimento. E é neste nicho que será abordado este estudo.

O mercado existente é assegurado pela necessidade de sua utilização, todavia a utilização é ineficiente devido a falta de tecnologia e experiência anteriores.

Mesmo que as modificações acarretem o aumento do custo, a relação custo/benefício garantirá a satisfação do usuário e a permanência do produto no mercado.

Levando em consideração que o equipamento é quase totalmente acionado hidraulicamente, as soluções propostas visarão a otimização do circuito hidráulico.

Os problemas detectados, junto aos operadores das máquinas, aos técnicos e engenheiros de manutenção, e aos fabricantes de implementos hidráulicos (motores, bombas e válvulas) foram:

- aquecimento do óleo hidráulico
 - aumento da pressão do sistema
 - rompimento de mangueiras
 - perda de óleo hidráulico  devido ao rompimento de mangueiras;
devido a vazamentos em juntas e vedações (0,2 l/hora)
 - desgaste excessivo das bombas de engrenagens
 - perda de 20 cm por talo de cana.

Sabendo-se que a manutenção preventiva, especificada pelo fabricante, não é realizada pois o processo de corte é contínuo (24 horas por dia), a ocorrência destes problemas acarreta manutenção corretiva, o que representa 20 toneladas de cana não cortadas por hora parada.

Minimizando tais problemas, reduzir-se-á o custo de operação.

A otimização do sistema hidráulico será feita a partir do circuito montado através de esquemas ilustrativos, não normalizados, fornecidos por fabricantes do mercado nacional (em Anexo).

2. FORMULAÇÃO DO PROJETO — ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

A especificação técnica do projeto consistirá em um conjunto de requisitos funcionais, operacionais e construtivos a serem atendidos pelo círculo hidráulico.

2.1 Funcionais

- Desempenho: o funcionamento do circuito hidráulico deve permitir que a máquina opere durante 24 horas por dia durante a safra que se estende de maio a dezembro.
- Conforto:
 - as alavancas do bloco de comando devem estar posicionadas na cabine de modo a permitir o fácil manuseio e acesso por parte do operador;
 - os indicadores de pressão e nível de óleo devem estar no campo de visão do operador.
- Segurança:
 - conexões, mangueiras e tubos devem ser capazes de suportar os esforços do projeto e as instabilidades de operação;
 - sistema de afogamento do motor diesel em caso de vazamentos ocasionados por estouro de mangueiras;
 - válvulas de alívio em pontos estratégicos do circuito hidráulico, a fim de evitar sobrepressão do sistema.

2.2 Operacionais

- Durabilidade: vida útil dos principais componentes do circuito hidráulico (motores, bombas, válvulas, mangueiras e conexões) não inferior a 5 (cinco) safras com uso diário de 24 horas. O óleo hidráulico deve ser trocado 1 (uma) vez por mês durante os períodos da safra devido às condições críticas de operação no canavial, assim como as telas do filtro;
- Confiabilidade: o circuito hidráulico deve apresentar qualidade de modo a não comprometer o funcionamento da máquina durante o período da safra (sete meses).

2.3 Construtivas

- Cortador de Pontas
 - Curso: de 1000 a 4000 mm acima do solo, de comando hidráulico, regulável independentemente da plataforma de condução.
Peso do conjunto: 560 kg.
 - Disco: os discos de corte serão acionados por motores hidráulicos.
- Sistema de Corte de Base
 - Regulagem da altura do corte de base deve ser hidráulica e de 0 a 200 mm do solo.
Peso do conjunto (pirulito + sapatas + facas + estrutura): 3500 kg
- Sapatas com Divisores Rotativos do Dispositivo de Recolhimento da Cana (Pirulitos)
 - Acionamento dos pirulitos deve ser hidráulico com 270 rpm
- Ventilador Extrator: é utilizado para eliminar as impurezas dos toletes de cana.
 - Acionamento hidráulico com 1400 rpm
- Óleo Hidráulico
 - Índice de viscosidade: 120
 - ISO VG 68
 - Ponto de fulgor: 180°C
 - Temperatura máxima de trabalho: 80°C
- Momentos máximos (N.m)
 - Pirulito: 260
 - Ventilador extrator: 60
 - Cortador de ponta: 50
 - Cortador de base: 210

- Capacidade do reservatório de óleo hidráulico (sistema hidráulico e hidrostático): 200 litros.
- Micragem dos filtros: 10 a 25 microns.
- Vedante: deverá ser compatível com os óleos minerais derivados do petróleo e com faixas de temperatura compatíveis com a temperatura máxima de trabalho (80°C)
- Velocidade do óleo no sistema:
não pode ultrapassar os seguintes valores máximos:
 - a) Tubos de sucção: 0,7 m/seg
 - b) Tubos de retorno: 2,0 m/seg
 - c) Tubos de pressão: até 10 m de comprimento (7,5 m/seg)
- Motor diesel: SCANIA (seis cilindros)
Potência máxima: 215 HP
Torque máximo: 685 Nm
Rotação máxima: 2200 RPM

Obs.: Os valores dos parâmetros iniciais de projeto (colocados acima) foram resultado de pesquisa junto aos principais fabricantes de equipamentos e dos componentes hidráulicos.

3. MATRIZ DE SOLUÇÕES

	A	B	C	D	E
1. Evitar o aquecimento do óleo e desgaste das bombas de engrenagens.	Construção do reservatório de óleo	Utilização do trocador de calor	Refrigeração utilizando o radiador do motor diesel	Separação em dois tanques (hidráulico e hidrostático)	Colocação do filtro antes da bomba de engrenagem
2. Manter a pressão do sistema e evitar o rompimento de mangueiras.	Colocação de válvulas de alívio e sequenciais	Colocação de válvulas reguladoras de pressão	Substituição de mangueiras por tubos	—	—
3. Evitar a perda de óleo hidráulico devido a rompimentos.	Medidor de nível no reservatório com alarme sonoro	Medidor de nível no reservatório com o corte de Diesel	Pressostato com corte de Diesel	—	—
4. Evitar vazamentos no circuito hidráulico.	Seleção do material vedante	Vedaçāo no cilindro hidráulico	—	—	—
5. Regular a altura das facas de corte de base.	Sensor + servo válvula mecânica	Mecanismo suspensão + válvula direcional acionado por solenóide	Sensor + válvula proporcional	—	—

A fim de justificar as possíveis combinações geradas a partir da matriz de soluções, detalhar-se-á cada alternativa apresentada para as funções propostas:

3.1 Evitar o aquecimento do óleo e desgaste das bombas de engrenagens:

A) Construção do reservatório de óleo:

O reservatório tem um grande número de funções:

a) armazenar o suprimento do óleo: o reservatório deve armazenar toda a quantidade de óleo do sistema considerando as variações de volume durante o ciclo de trabalho e vazamentos externos que serão repostos pelo óleo armazenado;

b) resfriamento: a perda de potência do circuito é transferida para o fluido na forma de calor. Uma parcela desse calor é cedido para o ambiente por meio das tubulações, elementos de comando e reservatório. A quantidade de calor dissipada pelo reservatório depende de seu volume, da quantidade de fluido, da diferença de temperatura entre o óleo e o meio e local da instalação.

Em geral vale:

$$W = DT \cdot A \cdot K$$

onde:

W: calor dissipado ($\frac{kcal}{min}$);

DT: diferença de temperaturas ($^{\circ}C$)

A: área de troca (m^2)

K: coeficiente de transferência de calor (h) ($kcal/m^2 \cdot ^{\circ}C$)

A colocação de labirintos dentro do reservatório favorece a troca de calor e impede a saída de óleo não resfriado do reservatório.

Para tanques a partir de 40 litros deve existir um vão livre para obter-se uma boa circulação de ar (o fundo do tanque é considerado como área de troca de calor).

c) eliminação do ar: óleos minerais contêm ar dissolvido que deve ser eliminado no reservatório. Por este motivo deve-se prever a maior superfície possível entre óleo e ar.

B) Utilização de trocadores de calor:

No dimensionamento do reservatório de óleo deve ser considerado o fator espaço ocupado, que pode resultar num volume não adequado para o resfriamento total do fluido. Daí a necessidade do trocador de calor, que deve obedecer os preceitos expostos no item 3.1.A.b.

C) Refrigeração utilizando o radiador do motor diesel:

A refrigeração do fluido hidráulico é feita através de uma serpentina instalada na parte posterior do radiador. Neste caso, o fabricante do motor diesel deve ser notificado a fim de providenciar um radiador de maior capacidade.

D) Separação em dois reservatórios de óleo:

O fluido hidráulico alimenta dois sistemas: o hidráulico e transmissão hidrostática. No sistema hidráulico, o óleo contém mais impurezas, ao passo que no hidrostático, a temperatura de operação é maior.

A separação em dois tanques beneficiará ambos os sistemas: diminuindo as impurezas no sistema hidrostático e reduzindo o desgaste das bombas de engrenagens. Enquanto o sistema hidráulico será beneficiado pela diminuição da temperatura de operação.

E) Colocação do filtro antes da bomba de engrenagem:

O desgaste das bombas de engrenagens pode ser amenizado com a colocação de filtros a sua montante. As impurezas (terra, pedaços de vedações, etc) serão então filtradas.

3.2 Manter a pressão do sistema e evitar rompimentos de mangueiras:

A) Válvulas Limitadoras de Pressão e Seqüenciais:

Com essas válvulas limita-se a pressão máxima de um circuito hidráulico. Ao atingir a pressão máxima, previamente regulada (o valor da pressão corresponde à força da mola, e nunca é ultrapassado), o fluido retorna para o tanque (válvula limitadora de pressão) ou um subsistema é conectado ou desconectado (válvulas Seqüenciais). O diferencial de pressão é referido à pressão do tanque.

B) Válvulas Redutoras de Pressão:

Com uma válvula redutora de pressão se limita o valor da pressão secundária, isto é, pressão de saída. Esta pressão secundária é mantida constante e independente da pressão primária, enquanto esta última for maior que o valor ajustado para a pressão secundária. Assim se pode, por exemplo, manter uma parte de um circuito a uma pressão mais baixa do que a pressão de trabalho do sistema.

C) Substituição das Mangueiras por Tubos:

As partes do circuito hidráulico que não apresentam movimento, e portanto não exigem flexibilidade, serão substituídas por tubulações rígidas, diminuindo assim a manutenção corretiva devido a rompimento das mangueiras.

Sabe-se que na manutenção corretiva as mangueiras originais são substituídas por mangueiras de inferior qualidade, aumentando assim a probabilidade do rompimento das mesmas.

Obs.: Para facilitar as manutenções é necessário uniformizar o comprimento e o diâmetro das mangueiras.

3.3 Evitar a perda de óleo hidráulico devido a rompimentos:

A) Medidor de Nível no Reservatório com Alarme Sonoro:

Com as variações do nível de óleo hidráulico no reservatório, a bóia da unidade emissora de nível sobe ou desce alterando o valor da resistência do reostato, o qual se encontra ligado. A variação na resistência altera diretamente a voltagem aplicada ao indicador de nível.

Caso ocorra vazamento excessivo, o nível de óleo hidráulico cairá rapidamente. Assim, ao ser atingido um determinado nível (determinada voltagem), será acionado um alarme sonoro através de um sistema elétrico.

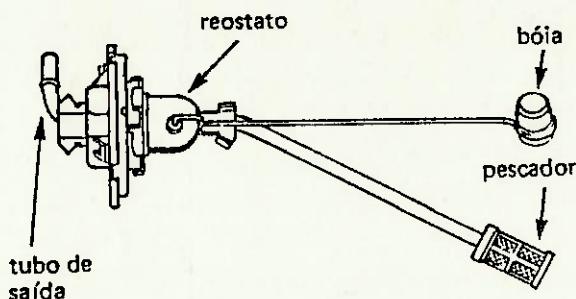


Figura 01 — Unidade emissora do reservatório

B) Medidor de Nível no Reservatório com Corte de Diesel:

O medidor de nível tem o mesmo princípio do item 3.3.A, sendo que o sistema elétrico acionará o solenóide que está ligado à chave de contato e partida, efetuando o corte de combustível.

Este sistema de corte de combustível já existe nos motores Diesel existentes no mercado, apenas será feita uma adaptação: sempre que a chave estiver na posição "trava", o solenóide efetuará o corte de combustível. Com a chave nas posições "ordem de marcha" e "partida", o solenóide desativará o sistema de corte do combustível, reestabelecendo a alimentação normal da bomba injetora.

C) Pressostato com Corte de Diesel:

Os pressostatos são utilizados para, dependendo da pressão hidráulicas, ligar ou desligar o circuito elétrico.

Os pressostatos com tubo Bourdon ou de êmbolo serão montados sobre metal amortecedor de vibração e ligados com Mangueiras minemess.

O pressostato será colocado em pontos de sistema que apresentam maior freqüência de rompimento.

Os pressostatos irão acionar o solenóide de corte de combustível como explicado no item anterior.

3.4 Evitar vazamentos no circuito hidráulico

A) Seleção de Material Vedante:

Para selecionarmos um vedante devemos verificar sua compatibilidade com o fluido (resistência química e temperatura), e a sua forma considerando-se em relação à pressão do sistema, o tipo da aplicação e a construção dos componentes.

O vedante deverá ser quimicamente inerte ao fluido, estável em relação ao seu posicionamento e mecanicamente resistente em relação à pressão.

Os problemas que envolvem os vedantes estão ligados à sua capacidade de preencher a "folga" entre as duas partes que estão sendo vedadas.

A escolha e uso de elastômeros para proceder vedações, se deve ao fato de que devido à sua característica fundamental e resiliência, eles têm a propriedade de conformar-se e manter contato entre as partes que queremos vedar, impedindo desse modo a passagem do fluido. O uso de elastômeros permite a confecção de peças de fácil instalação, baixo custo e grande confiabilidade.

Capacidade de vedação — A capacidade do vedante está ligada à sua habilidade de cortar o filme de fluido, (resistência ao hidroplaning), e impedir a penetração de impurezas na superfície de vedação. Quanto maior for a concentração da força de contato, maior será a capacidade de corte do filme de óleo.

A estabilidade de um vedante está diretamente ligada à sua forma (redonda, quadrada e retangular), e ao espaço do alojamento que ele ocupa.

Quanto à forma, um vedante quadrado é mais estável que um redondo, e um retangular mais estável que um quadrado.

Relativamente ao preenchimento do alojamento, quanto mais espaço o vedante ocupa, mais dificuldade ele terá para se movimentar dentro do alojamento, e obviamente mais estável ele será.

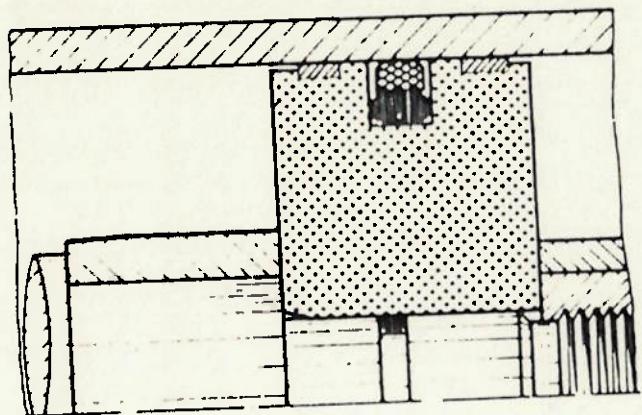
O modo como o vedante se conforma à superfície de vedação influencia a sua performance, e em relação ao seu desenho irão variar a distribuição da "força de contato", e a sua distribuição.

Quanto maior for a área de contato do vedante na superfície de vedação, maior será a perda de estabilidade, e a tendência à torção e ao rolamento.

B) Vedação no Cilindro Hidráulico:

Os vedantes devem apresentar baixo coeficiente de atrito e deve haver bom acabamento das superfícies deslizantes. Podem ser utilizados os modelos "T" e "A" para vedação de êmbolos e utilização de gaxetas para vedação das hastes (ver Figura 02)

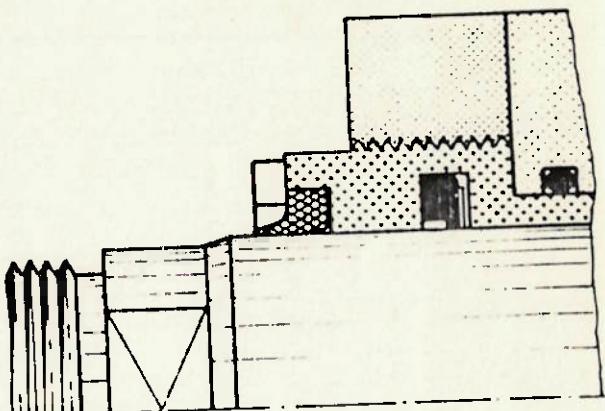
Vedações para Êmbolos



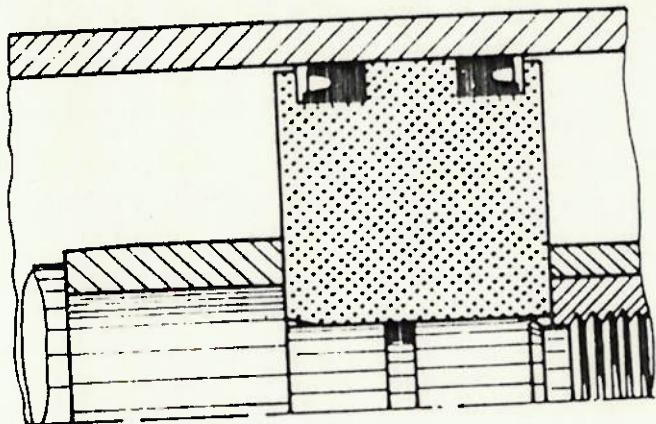
Modelo "T"

Vedaçāo de anel deslizante para pequenas forças de atrito.

Vedações para Hastes



A vedaçāo da haste do êmbolo é especialmente desenvolvida vedando com segurança, utilizando gaxetas com pequenas forças de atrito.



Modelo "A"

Vedaçāo tipo U proporcionando maior estanqueidade.

Figura 02 — Vedaçāo em Cilindros Hidráulicos

3.5 Regular a altura das facas do corte de base

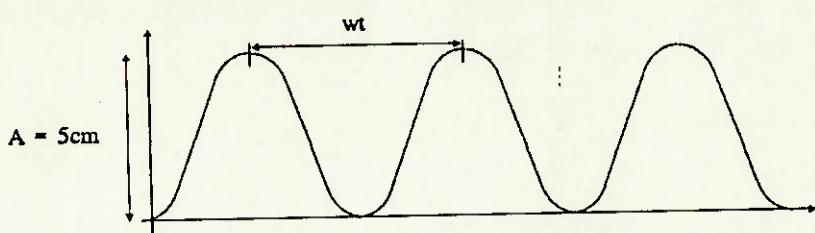
O sistema de regulagem de altura das facas segue os princípios de um sistema de controle.

Uma exigência fundamental é a estabilidade do sistema, isto é, a velocidade de resposta deve ser razoavelmente rápida e esta resposta deve possuir um amortecimento razoável.

A potência consumida pelo sistema deve ser mínima, admitindo-se um perfil de solo.

O sensor desse sistema só deve ser afetado pelo elemento a ser medido, isto é, deve possuir pouca inércia e não interferir na medição.

Admitindo-se um perfil de solo senoidal de amplitude A e freqüência W , tem-se:



$$x = A \sin(wt);$$

$$\dot{x} = A w \cos(wt);$$

$$\ddot{x} = A w^2 \sin(wt);$$

$$P(\text{potência}) = F \cdot v = m \ddot{x} \cdot \dot{x}$$

$$P = -m A w^2 \sin(wt) A w \cos(wt)$$

$$P = \frac{-m A^2 w^3}{2} \sin(2wt)$$

A potência máxima para o levantamento do sistema de regulagem ocorrerá quando $\sin(2wt) = 1$ e:

$$P_{\text{máx}} = \frac{-m A^2 w^3}{2};$$

$$V_{\text{máx}} = Aw \cos(wt) = 1;$$

$$F_{\text{máx}} = -m A w^2$$

A potência será uma função da massa (m) e das características do solo (A, w). Além das três soluções propostas na matriz, duas outras foram colocadas em discussão:

1) Sistema mecânico de regulagem de altura:

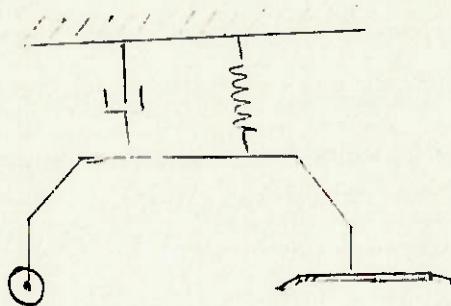


Figura 03 — Esquema ilustrativo do sistema mecânico

O sistema mecânico consiste num conjunto massa-mola-amortecedor onde o copiador transmite diretamente ao conjunto de facas as irregularidades do solo. Apesar do sistema mecânico apresentar o menor tempo de resposta, suas características construtivas inviabilizam o seu uso:

— a dificuldade maior é a posição relativa do copiador, pois se colocado anteriormente em relação à faca, copiará o solo e a cana que se encontra caída como observado na Foto 01. Se colocado posteriormente em relação à faca, sua função será anulada, pois a faca já terá realizado o corte;

— o espaço ocupado pelo sistema é relativamente grande, tendo em vista o espaço disponível entre rodas e entre eixos da colhedora, o que torna totalmente inviável sua aplicação.

2) Regulagem através de deslocamento angular das facas de corte:

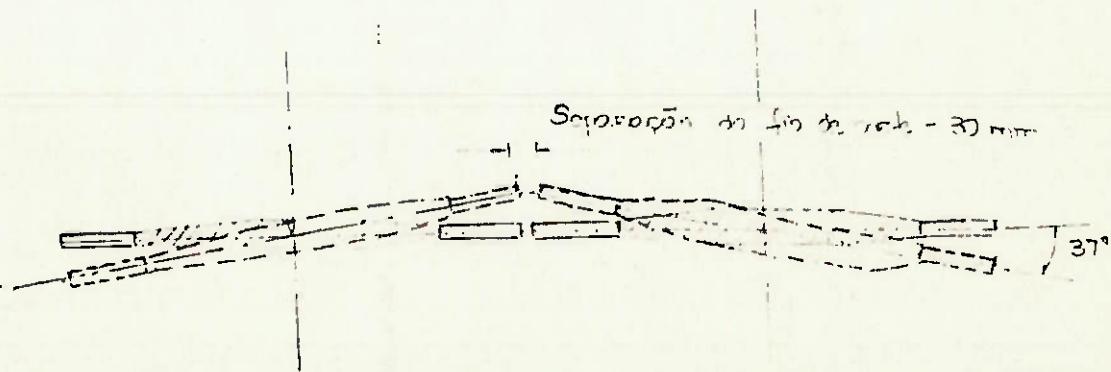


Figura 04 — Esquema ilustrativo

Essa solução foi discutida para o caso particular de aclive ou declive entre rodas, mas considerando-se uma pequena elevação de 5 cm de solo e um diâmetro de 60 cm da faca, o deslocamento angular necessário ($\sim 37^\circ$) causará a separação dos fios de corte.

A) Sensor + Servo válvula mecânica

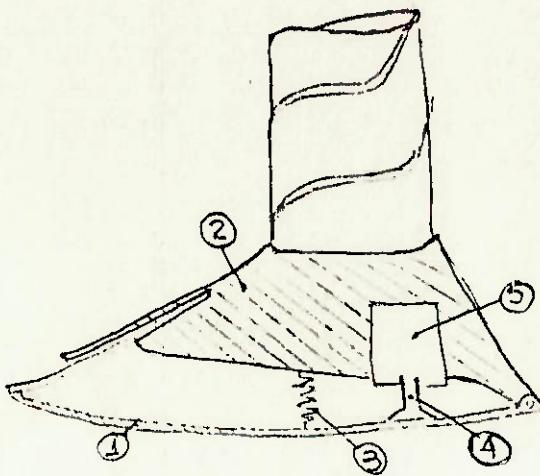


Figura 05 — Esquema ilustrativo do sistema

O sistema sensor (1) de irregularidades do solo está localizado sob a sapata (2).

A pressão do sistema sensor sobre o solo é mantida pela mola (3).

Constatada uma irregularidade no solo, a haste (4) aciona a servoválvula (5), que por sua vez regulará a altura das facas através do cilindro hidráulico.

O perfil (1) deve ser tal que, ao encontrar uma elevação no solo, este não exerça uma força descendente, de modo que o sistema entenda como sendo um declive do solo, tornando-o instável dinamicamente.

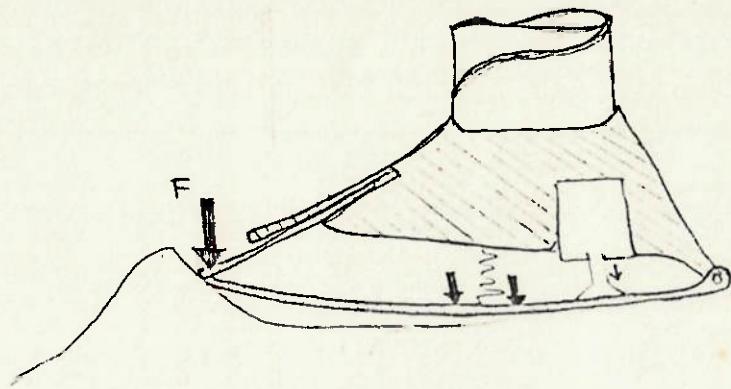


Figura 06 — Composição de forças no perfil

A base da sapata (1) também deve ter um perfil adequado de modo a não permitir a passagem da cana sob a sapata.

O cilindro hidráulico acionado pela servo válvula movimentará uma estrutura, deslocando os discos de corte simultaneamente.

A regulagem inicial da altura das sapatas em relação ao solo é um fator crítico para a estabilidade do sistema. Esta regulagem inicial será feita através de um cilindro de simples efeito, onde seu curso determinará a pressão sobre o solo.

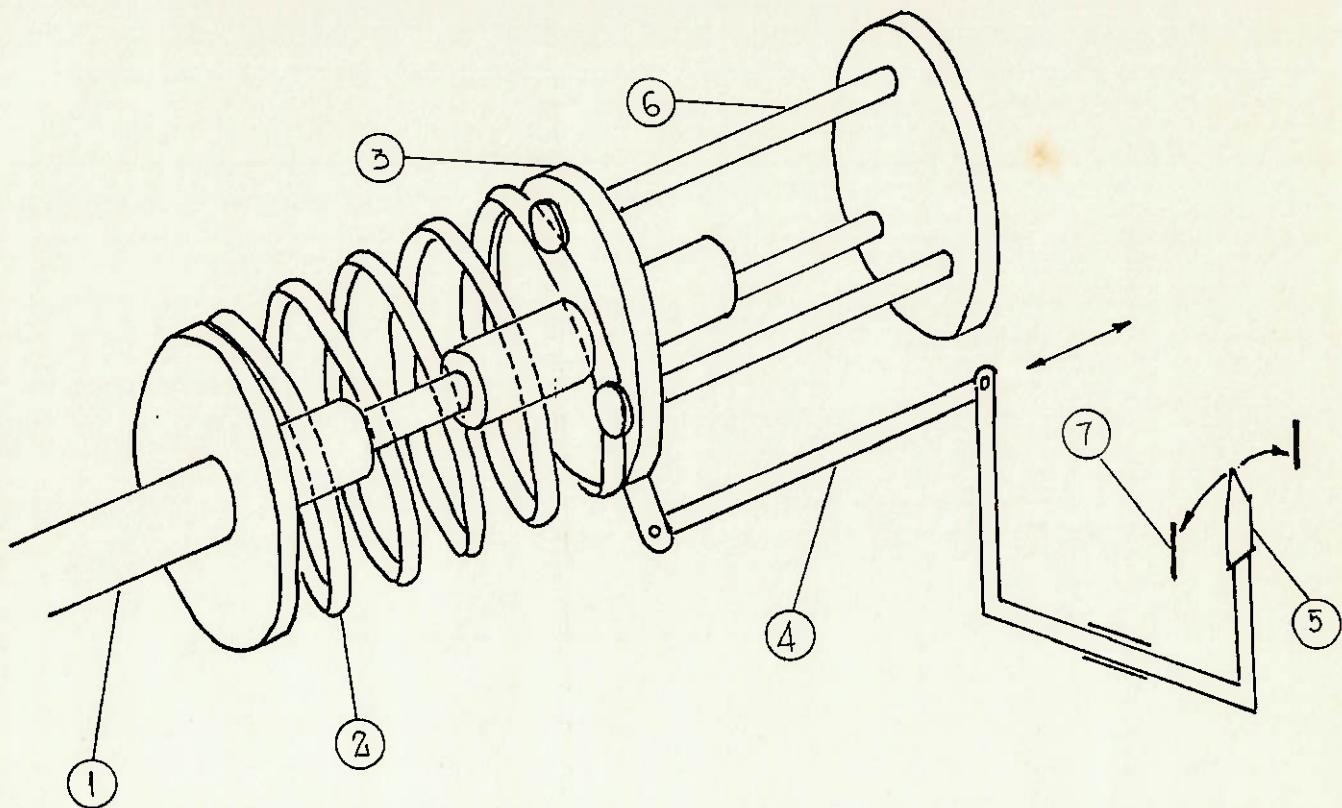
B) Suspensão + Válvula direcional acionada por solenóide

Figura 07 — Detalhe da suspensão independente da sapata

O sistema copiador será a própria sapata, que será sustentada por uma sistema de suspensão independente.

A mola (2) compensa o peso do dispositivo através de pré-carga nas molas, de modo que as sapatas deslizem suavemente sobre o solo.

As irregularidades do solo são percebidas pelo amortecedor (1). O amortecedor no seu fim de curso, faz com que o prato (3) deslize sobre as guias (6) ativando o sistema de alavancas (4), que aciona o sistema elétrico através da ponta (5) e das placas de contato (7).

A sensibilidade do controle automático, isto é, o tempo de ativação do sistema elétrico pode ser alterado mudando-se a posição das placas de contato (7).

O sistema elétrico aciona uma válvula direcional que atuará um cilindro responsável pela movimentação do conjunto sapatas, pirulitos, discos do corte de base.

C) Sensor + Válvula Proporcional

O sensor tem o mesmo princípio do item 3.5.A com a diferença de que a alavanca (4), ao invés de acionar a válvula, atuará num potenciômetro que através de um circuito elétrico acionará uma válvula proporcional ou uma servo válvula.

Neste caso, o cilindro hidráulico apenas movimentará o sistema de facas do corte de base e estrutura.

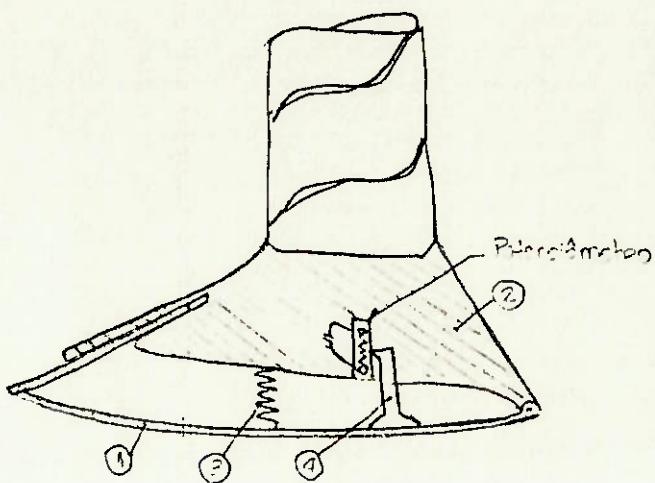


Figura 08 — Esquema ilustrativo

4 SÍNTESSE DE SOLUÇÕES

Uma concepção para possíveis soluções do projeto será descrita por combinações a partir da matriz de soluções.

Fixou-se o item 05 (Regulagem da altura das facas do corte de base) como sendo o foco principal do projeto, gerando três soluções distintas. A melhor combinação dos itens 01 a 04 é comum às três soluções (1A + 1B + 1D + 2A + 2B + 2C + 3B + 4A + 4B) = K, onde:

1A: construção do reservatório de óleo

1B: utilização de trocador de calor

1D: separação em dois tanques

2A: colocação de válvulas de alívio e seqüenciais

2B: colocação de válvulas reguladoras de pressão

2C: substituição de mangueiras por tubos

3B: medidor de nível no reservatório com corte de diesel

4A: seleção do material vedante

4B: vedação no cilindro hidráulico

Solução "A": K + 5A (sensor + servo válvula mecânica)

Solução "B": K + 5B (suspensão + válvula direcional acionada por solenóide)

Solução "C": K + 5C (sensor + válvula proporcional)

5. VALOR ECONÔMICO

5.1. Valor econômico para o Usuário

Atualmente, o valor de mercado de uma colhedora de cana-de-açúcar nacional é de aproximadamente Cr\$ 12.500.000.000,00 (doze bilhões e quinhentos milhões de cruzeiros). Este investimento é amortizado no período de uma safra. Acredita-se que o consumidor estaria disposto a pagar de 5 a 7% a mais por inovações tecnológicas que trouxessem maior produtividade ao processo. O aumento da produtividade garantirá que o tempo de amortização do investimento permaneça igual. Proporcionalmente, o custo adicional é menor que os benefícios trazidos pela otimização, diminuindo a relação custo/benefício.

5.2 Valor econômico para o Fabricante

Levantou-se junto aos fornecedores, o custo dos componentes do circuito hidráulico atualmente utilizado:

Componente	Qtdc.	Preço Unitário (Cr\$)	Preço Total (Cr\$)
01. Motor hidráulico	19	50.000.000,00	950.000.000,00
02. Bomba de engrenagem	04	36.000.000,00	144.000.000,00
03. Bloco de Comando	01	80.000.000,00	80.000.000,00
04. Cilindro de duplo efeito	08	25.000.000,00	200.000.000,00
05. Cilindro de simples efeito	02	37.500.000,00	75.000.000,00
06. Válvula direcional 6x3	04	20.000.000,00	80.000.000,00
07. Válvula de alívio	05	24.000.000,00	120.000.000,00
08. Filtro	02	30.000.000,00	60.000.000,00
09. Trocador de calor	01	80.000.000,00	80.000.000,00
10. Reservatório	01	30.000.000,00	30.000.000,00
11. Mangueiras e tubos	—	—	910.000.000,00
TOTAL			2.729.000.000,00

Admitindo-se que o aumento do custo de produção será relativo apenas às modificações do circuito hidráulico e da parte mecânica do equipamento, o custo adicional será:

Solução "A"

Modificação	Custo Adicional (Cr\$)
01. Aumento do Trocador de Calor	20.000.000,00 ^(*)
02. Divisão em Dois Reservatórios (80 e 120 litros)	5.000.000,00 ^(*)
03. Válvulas de Alívio Adicionais	48.000.000,00
04. Válvula Reguladora de Pressão	40.000.000,00
05. Sistema de Corte de Diesel (Bóia + Sistema Elétrico)	5.000.000,00
TOTAL PARCIAL 1:	118.000.000,00

(*) Este valor consiste na diferença entre o valor da modificação e o valor atual.

Total Parcial 01: é comum a todas às soluções, relativo às inovações dos itens 1 a 4 da matriz de soluções.

Modificações Referentes ao Corte de Base	Custo (Cr\$)
01. Servo válvula	250.000.000,00
02. Materiais	2.500.000,00
03. Usinagem	2.500.000,00
04. Outros	10.000.000,00
TOTAL PARCIAL 1A:	265.000.000,00

Total Parcial 01: 118.000.000,00

Total Parcial 1A: 265.000.000,00

Total da Solução "A": 383.000.000,00

- Custo Atual da Máquina: 12.500.000.000,00
- Custo da Máquina Implementada com a Solução "A": 12.838.000.000,00
- Acréscimo Percentual: 3%

Solução "B"

Modificação Referente ao Corte de Base	Custo (Cr\$)
01. Válvula Direcional Acionada por Solenóide + Circuito Elétrico	50.000.000,00
02. Suspensão	10.000.000,00
03. Usinagem + Montagem	3.000.000,00
04. Outros	10.000.000,00
TOTAL PARCIAL 1B:	73.000.000,00

Total Parcial 01: 118.000.000,00

Total Parcial 1B: 73.000.000,00

Total da Solução "B": 191.000.000,00

- Custo Atual da Máquina: 12.500.000.000,00
- Custo da Máquina Implementada com a Solução "B": 12.691.000.000,00
- Acréscimo Percentual: 1,5%

Solução "C"

Modificação Referente ao Corte de Base	Custo (Cr\$)
01. Válvula Operacional + Circuito Elétrico	153.000.000,00
02. Material	2.500.000,00
03. Usinagem	2.500.000,00
04. Outros	10.000.000,00
TOTAL PARCIAL 1C:	168.000.000,00

Total Parcial 01: 118.000.000,00

Total Parcial 1C: 168.000.000,00

Total da Solução "C": 286.000.000,00

- Custo Atual da Máquina: 12.500.000.000,00
- Custo da Máquina Implementada com a Solução "B": 12.786.000.000,00
- Acréscimo Percentual: 2,3%

O investimento total necessário é uma composição de investimento gasto no projeto mais os gastos com a fabricação, sendo este último, formado por custos fixos e variáveis.

Custo de Projeto: Cr\$ 200.000.000,00

Custo de Fabricação:

- Fixos: os custos fixos não são afetados pelas modificações propostas.
- Variáveis: os recursos humanos e a energia consumida permanecem inalterados. O único parâmetro que causará o aumento do custo variável será gasto com materiais estruturais necessários para a montagem do circuito hidráulico (Cr\$ 25.000.000,00)

A amortização do investimento incorporado ao preço da máquina é desprezível (0,2%).

5.3 Viabilidade financeira

Financeiramente o projeto é viável pois os recursos necessários para sua execução e implementação representam 5% do preço da máquina no mercado, tendo em vista que já existe uma infra-estrutura montada para a produção da máquina atualmente fabricada.

	Cr\$
Compra de materiais necessários para as modificações	400.000.000,00
Investimentos do Projeto	225.000.000,00
<u>Outros</u>	<u>100.000.000,00</u>
TOTAL	725.000.000,00

Percentual sobre o preço da máquina **5,5%**

6. CONCLUSÃO

O estudo de viabilidade demonstrou que a otimização da colhedora de cana-de-açúcar é viável sob os aspectos técnico e financeiro.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

01. Cadastro das Indústrias de Maquinaria Agrícola (IPT). 1988.
02. Manual de Instruções da Colheitadeira de Cana, Rotor III-A, Santal Equipamentos.
03. Catálogos de Peças da Colheitadeira de Cana Rotor III-A, Santal Equipamentos.
04. Hidráulica e Pneumática na Agricultura: muito trabalho pela frente in H&P Automação, págs 03 a 06, 1992.
05. Usinas de Açúcar, Esso Brasileira de Petróleo Ltda., 1989.
06. Metodologia do Projeto, Prof. Omar Moore de Madureira, EPUSP, 1989.
07. Catálogo Geral, Rexroth Hidráulica Ltda., 6^a edição, 1990.
08. Manual de Hidráulica, Rexroth Hidráulica, 1990.
09. Curso de Treinamento Hidráulico, Rexroth Hidráulica Ltda, 1990.
10. Manual de Serviço: Escort, Ford Brasil, 1987.
11. Manual de Serviço: Cargo, Ford Brasil, 1985.
12. Introdução aos Elementos de Comando e Controle Hidráulico, Prof. Nicola Getschko, EPUSP, 1990.
13. Engineering Index, 1988.

8. AGRADECIMENTOS

- *Engº Ayrton Dardis Filho* — Depto. de Manutenção Preventiva — CASE (Comercial Agrícola Santa Elisa)
- *Engº Marcelo Ramos Fernandes* — Depto. de Projetos e Vendas — Rexroth Hidráulica Ltda.
- *Engº Jesse Sydney Fullen* — Depto. de Coordenadoria de Serviços Técnicos
— Esso Brasileira de Petróleo.
- Em especial ao Prof. Engº *Francisco Nigro* — Depto. de Engenharia Mecânica — IPT.

APÊNDICE II

FUNCIONAMENTO DE UMA COLHEDORA DE CANA-DE-AÇÚCAR

ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO

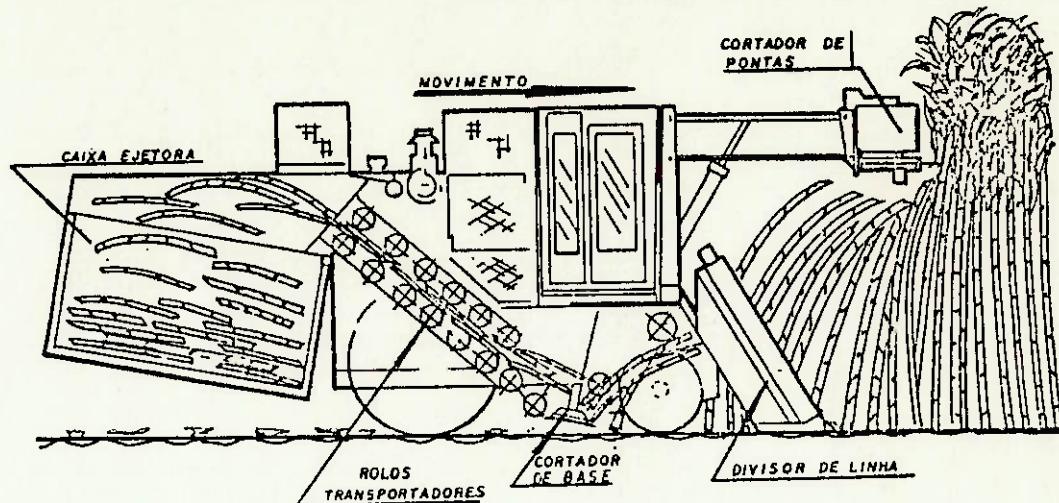


Figura A.1 — Esquema de funcionamento de uma colhedora de cana-de-açúcar

Corte de Pontas

É composto por dois discos giratórios e uma faca para o corte das pontas da cana. O ajuste de altura é feito hidraulicamente.

Divisor de Linhas

É composto por pirulitos e sapatas flutuantes. Os pirulitos são cilindros com espirais, assemelhando-se a "sem fins", que têm a finalidade de levantar os feixes de cana tombados endereçando-os ao sistema de corte.

Os pirulitos possuem na sua parte inferior, as sapatas que auxiliam a cana a atingir os espirais dos pirulitos.

Corte de Base

Tem duas finalidades: cortar o pé de cana e empurrá-lo de forma a ser captado pelos rolos alimentadores.

Rolos Transportadores

Têm a finalidade de encaminhar a cana para o sistema picador e caçamba.

Obs.: Existem ventiladores extractores que proporcionam a retirada de palha e terra da cana.

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PMC 581 — PROJETO DE FORMATURA

PROJETO BÁSICO DE OTIMIZAÇÃO
DE UMA COLHEDORA DE CANA-DE-AÇÚCAR

Orientador: *Prof. Engº Francisco Nigro*
Coordenador: *Prof. Engº Omar Moore Madureira*

Alunos:

Celso Ricardo Veiga nº 1845745
Jiro Augusto Ogasawara nº 1842959
Patrícia Maria Penteado nº 1835043

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	01
2	MODELAGEM E ANÁLISE DO PROJETO	02
2.1	Mecanismo de Quatro Barras Articuladas	02
2.1.1)	Determinação do grau de mobilidade do sistema	03
2.1.2)	Dimensionamento das barras	04
2.1.3)	Análise Cinemática	12
2.1.3.1)	Posição	13
2.1.3.2)	Velocidade	14
2.2	Círcuito Hidráulico	17
2.2.1)	Dimensionamento dos pistões de acionamento do mecanismo de quatro barras	18
2.2.2)	Refrigeração do fluido hidráulico	23
2.3	Componentes Adaptados à Máquina	23
2.3.1)	Verificação e dimensionamento das ligações por solda, rebites e pinos	24
2.3.1.1)	Ligações da barra 4	24
2.3.1.2)	Ligações da barra 2	30
2.3.1.3)	Chapa soldada	31
2.3.2)	Mancais de Rolamento	32
3	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	34

Agradecimentos

Anexos:

Anexo 01 — Mecanismo de Quatro Barras

Anexo 02 — Circuito Hidráulico Atual

Anexo 03 — Circuito Hidráulico Proposto

Anexo 04 — Referências Rexroth

Anexo 05 — Desenho Mecânico

PROJETO BÁSICO

1. INTRODUÇÃO

Esta etapa do projeto enfocará o sistema de corte de base de uma colhedora de cana-de-açúcar e as adaptações necessárias do circuito hidráulico.

No Estudo de Viabilidade foram analisadas três propostas para o sistema de corte com movimento vertical de translação das facas. Todavia, a partir de um estudo mais detalhado, observou-se a necessidade de um movimento combinado de translação e rotação das facas.

Utilizar-se-á um mecanismo de quatro barras articuladas acionado por um pistão hidráulico em cada uma das facas.

Na primeira parte do trabalho cogitou-se a instalação de um mecanismo sensor sob as sapatas. No entanto, verificou-se a ineficiência do seu posicionamento:

- na colheita da cana deitada (após queimada) a sapata deve estar afundada no solo a fim de levantar a cana para o corte, inviabilizando o sensor como copiador;
- o posicionamento das facas entre rodas, faz com que estas acompanhem o movimento da roda. Estando a sapata e a roda alinhadas, o sensor perde sua função.

O posicionamento ideal do sensor seria anterior em relação às facas e central em relação às rodas, o que é fisicamente impossível devido ao fluxo de cana-de-açúcar. Optou-se por um acionamento manual com velocidade controlada.

2. MODELAGEM E ANÁLISE DO PROJETO

O projeto será representado por modelos. Existem três tipos de modelos:

- icônicos: representam a imagem do produto e seus vários aspectos (desenhos, perspectivas e maquetes);
- analógicos: representam o produto por analogia funcional, obedecendo as mesmas leis físicas;
- simbólicos: representam as várias características do produto de forma compacta através de símbolos (modelos matemáticos).

A modelagem e análise do projeto será feita em três etapas:

- mecanismo de quatro barras;
- circuito hidráulico;
- componentes adaptados à máquina.

2.1 Mecanismo de Quatro Barras Articuladas

A trajetória proposta para o sistema de corte combina o movimento de translação e rotação através de um mecanismo de quatro barras.

O curso vertical de 20 cm refere-se à profundidade do centro das valas existentes a cada três ruas de cana.

O mecanismo deve garantir que as arestas de corte das facas não se separem.

A partir de três pontos estabelecidos (inicial, intermediário e final) da trajetória das facas do sistema de corte de base foi determinado um mecanismo de quatro barras (ver Anexo 01).

Neste mecanismo, o elemento 03 trata-se de uma chapa que tem em seu centro acoplado um motor hidráulico permitindo que as barras 02 e 04, que estão articuladas nas extremidades da chapa, não se choquem com o eixo do motor durante a trajetória.

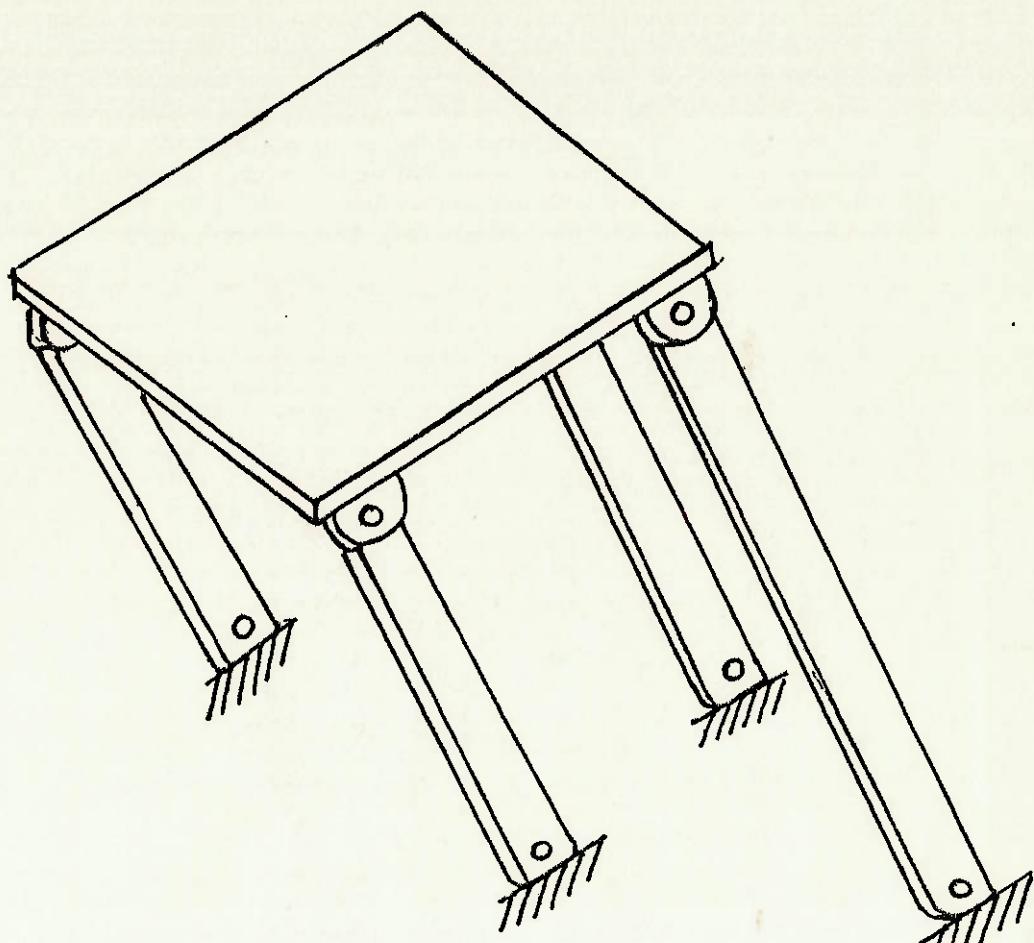


Figura 01 — Perspectiva do Mecanismo de Quatro Barras

A rigidez do sistema de levantamento das facas será garantida pela colocação de chapas entre duas barras iguais.

2.1.1 Determinação do grau de mobilidade do mecanismo

Para o quadrilátero do Anexo 01 foram identificadas quatro peças e quatro pares cinemáticos:

1 - 2	Articulação	1 G.L.	(grau de liberdade)
3 - 4	Articulação	1 G.L.	
2 - 3	Articulação	1 G.L.	
4 - 1	Articulação	1 G.L.	

Pelo Critério de Grubler, o grau de mobilidade será dado por:

$$G.M. = 3(n - 1) - 2n_{p1} - n_{p2}$$

onde:

n = número de peças

n_{p1} = pares cinemáticos com 1 G.L.

n_{p2} = pares cinemáticos com 2 G.L.

Para o mecanismo:

$$n = 4 ; n_{p1} = 4 ; n_{p2} = 0$$

$$\therefore G.M. = 3(4 - 1) - 2 \times 4 - 0 = 1$$

O grau de mobilidade igual a um corresponde ao número de movimentos de entradas independentes que o mecanismo tem, ou seja, é o número de coordenadas independentes que devem ser impostas para definir a posição de todos os seus pontos. Para esse quadrilátero, a entrada corresponde a rotação da barra 2 (θ_2 = ângulo de rotação).

2.1.2 Dimensionamento das barras

As barras serão dimensionadas a partir dos Princípios da Resistência dos Materiais, considerando os esforços de flexão e axiais na posição mais crítica (posição final) do mecanismo.

Os valores de tensão máxima foram retirados da tabela de "Resistência dos Materiais", Beer & Johnson.

Foi estimado o momento fletor máximo a que a faca está submetida no caso de choque com um obstáculo durante o corte.

Considerou-se o momento fletor máximo como aquele resistido pela seção do eixo da faca.

— diâmetro do eixo: 40 mm

— tensão de escoamento (para aço): 200 MPa

— momento de inércia do eixo: $I = \frac{1}{2} \pi R^4$

- fator de segurança: 1.5
- módulo de resistência: $W = \frac{I}{R}$

$$T_m = T_{esc}/1.5 \Rightarrow T_{esc}/1.5 = M/W$$

Momento máximo: M = 16.755 kgf . cm

No esquema a seguir, estão identificados os esforços atuantes, desconsiderando os pesos das barras 2 e 4.

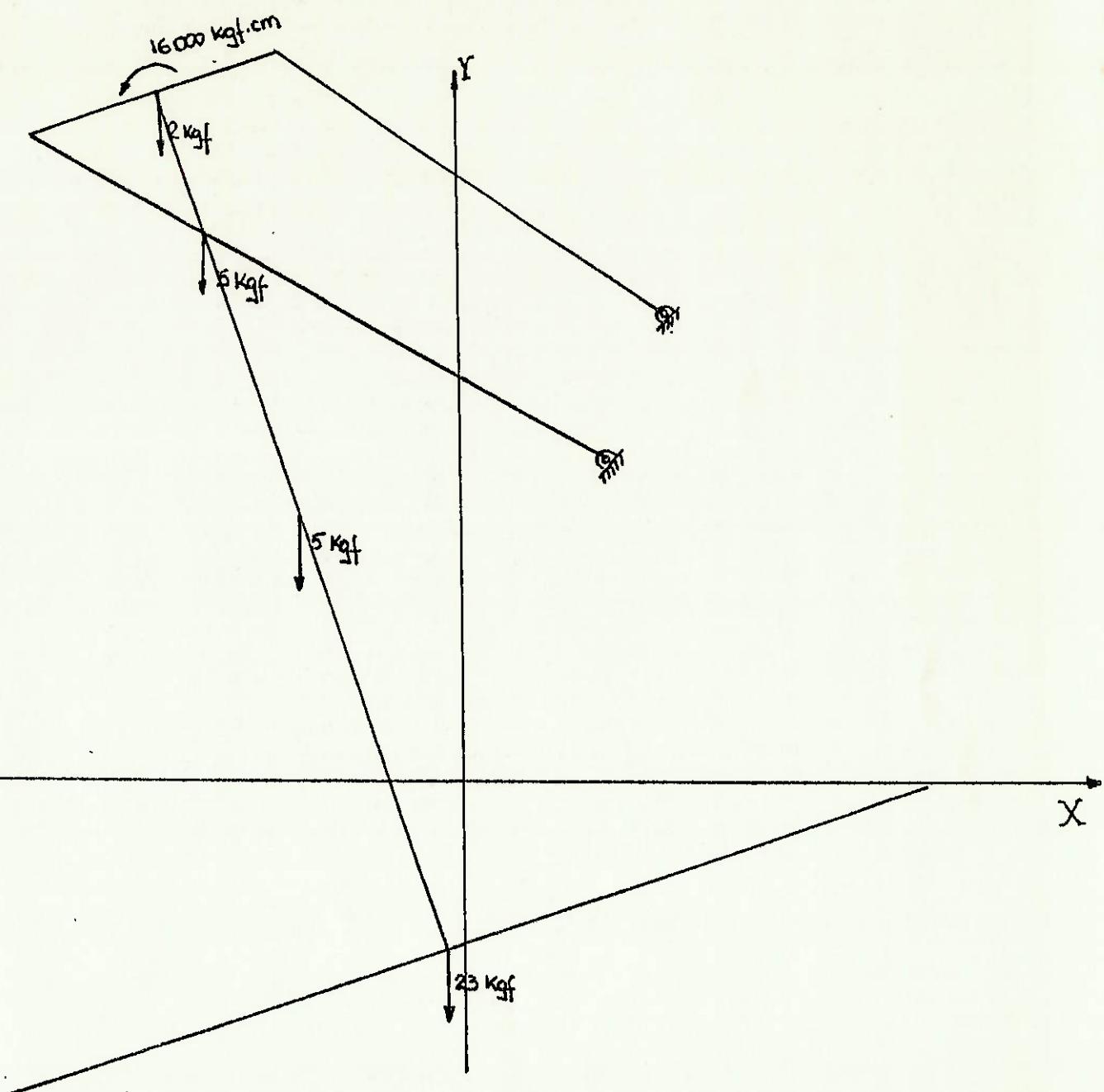
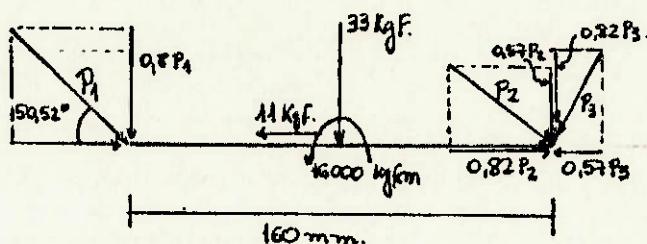


Figura 02 — Modelo analógico do mecanismo de quatro barras.

• Dimensionamento da Barra 03



$$\sum H = 0 : 0,63P_1 + 0,82P_2 - 0,57P_3 - 11 = 0 \quad (1)$$

$$\sum V = 0 : 0,81P_1 + 0,57P_2 + 0,82P_3 = 33 = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_A = 0 : -33 \times 8 + 16000 - (0,57P_2 + 0,82P_3) \times 16 = 0 \quad (3)$$

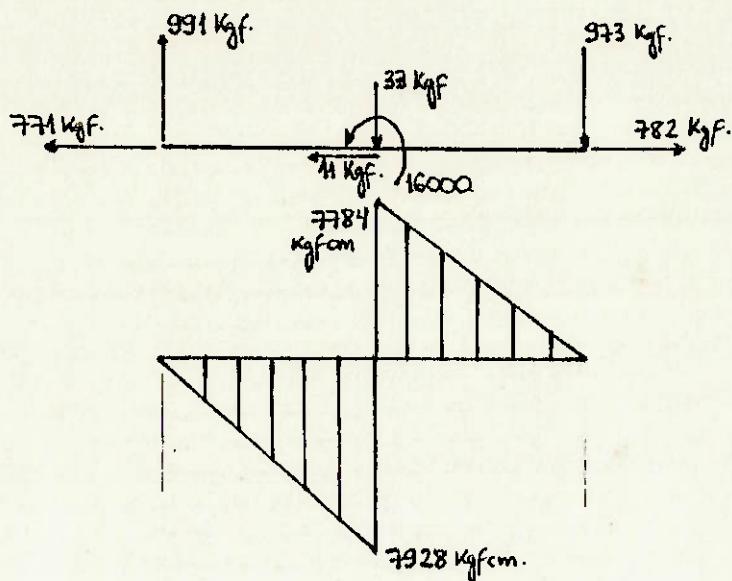
De (3) : $P_2 = 1725 - 1,44 P_3$ (4)

De (1) e (2) : $0,6P_2 - 1,9P_3 - 58,1 = 0 \quad (5)$

De (4) e (5) : $P_3 = 361 \text{ kgf}$

Substituindo P_3 em (4) : $P_2 = 1205,2 \text{ kgf}$

Substituindo P_2 e P_3 em (1) : $P_1 = -1224 \text{ kgf}$



Na seção de momento máximo, tem-se a composição dos esforços de tração e compressão e momento fletor.

$$— \text{Tração e compressão: } \tau_1 = \frac{F}{A} \quad (6)$$

$$— \text{Flexão: } \tau_2 = \frac{M.y}{I} \quad (7)$$

$$— \text{Tensão resultante: } \tau_r = \tau_1 + \tau_2 = \tau_{\text{máx}} \quad (8)$$

onde:

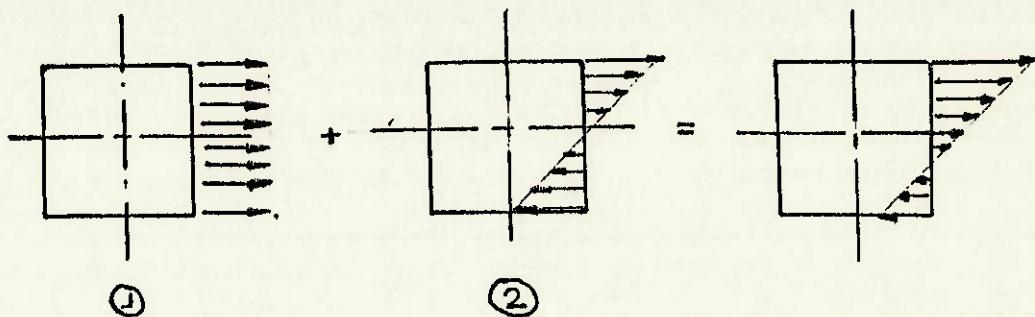
F = força (N)

A = área (mm^2)

M = momento ($\text{N} \cdot \text{mm}$)

I = momento de inércia (para seção retangular: $I = \frac{bh^3}{12}$) (mm^4)

y = distância da seção de esforço máximo a linha neutra (mm)



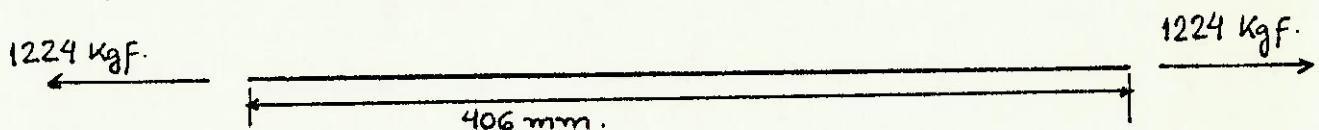
$$\text{para } b = 200 \text{ mm, } \tau_1 = \frac{400}{h}, \quad \tau_2 = \frac{24000}{h^2}, \quad \tau_{\max} = 300 \text{ MPa}$$

$$\tau_1 \ll \tau_2$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

- Dimensionamento da Barra 04:

Desprezou-se o peso próprio e nela atuam apenas esforços axiais.



$$\tau_{\max} (\text{tração}) = \frac{F}{A} = 300 \text{ MPa}$$

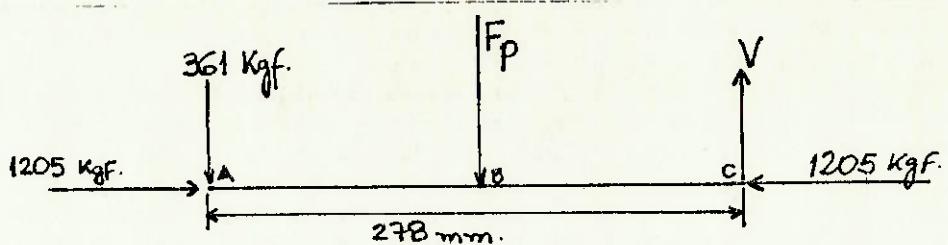
$$A = \frac{12240}{300 \times 10^6} = 4,08 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A = b \cdot h$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

• Dimensionamento da Barra 02 (barra com pistão)



O pistão foi colocado no centro da barra para otimizar a relação curso x força.

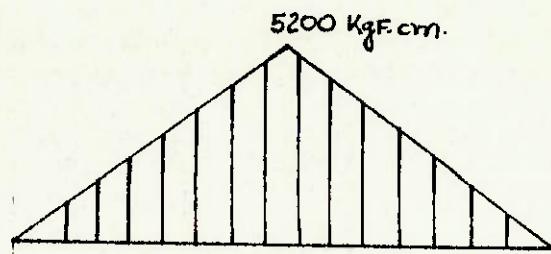
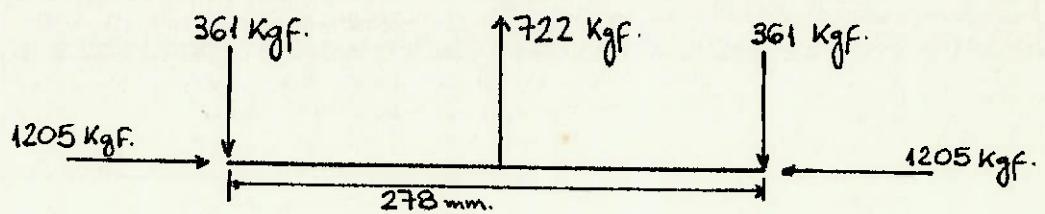
$$\sum V = 0 : 361 + F_p - V = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_c = 0 : 361 \times 28,8 + 14,4 F_p = 0 \quad (2)$$

$$F_p = -722 \text{ kgf}$$

substituindo F_p em (1) : $V = -361 \text{ kgf}$

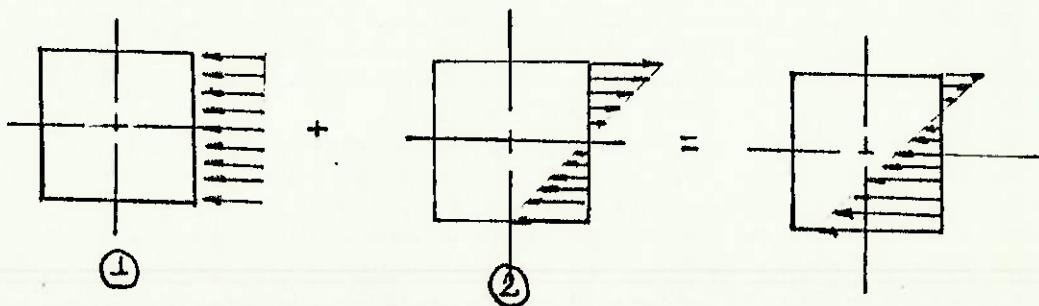
Na seção de momento máximo, das fórmulas (6), (7) e (8), tem-se:



$$\tau_1 = \frac{12050}{bh}, \tau_2 = \frac{3120000}{bh^2}, \tau_{\max} (\text{compressão}) = 620 \text{ MPa}$$

h (mm)	b (mm)
10	52
18	16,5
17	18,5

(seção escolhida)



2.1.3 Análise Cinemática

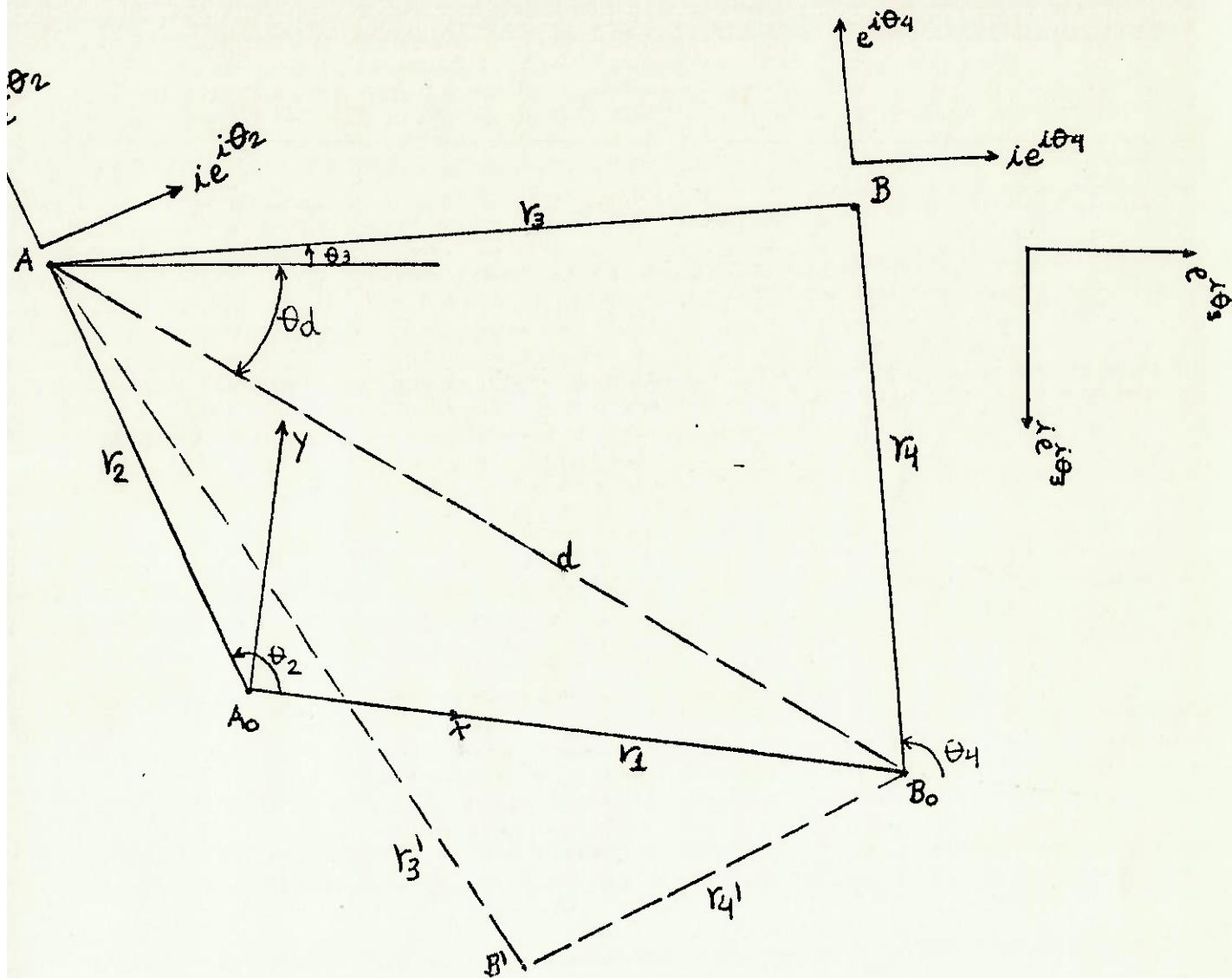


Figura 03 — Representação esquemática do mecanismo

$$R_1 = 96 \text{ mm}$$

$$R_2 = 278 \text{ mm}$$

$$R_3 = 160 \text{ mm}$$

$$R_4 = 406 \text{ mm}$$

2.1.3.1 Posição

- Posição do ponto B

$$R_B = R_2 e^{i\theta_2} + R_3 e^{i\theta_3} = R_1 + R_4 e^{i\theta_4} \quad (*)$$

Para determinação das velocidades e acelerações, derivar-se-á (*), uma e duas vezes respectivamente.

$$R_2 \cdot e^{i\theta_2} + d \cdot e^{i\theta_d} = R_1$$

$$(d e^{i\theta_d}) (d e^{-i\theta_d}) = (R_1 - R_2 e^{i\theta_2}) (1 - R_2^{-i\theta_2})$$

$$d^2 = R_1^2 + R_2^2 + r_1 r_2 (e^{i\theta_2} + e^{-i\theta_2})$$

$$d = \sqrt{-2 r_1 r_2 \cos \theta_2 + r_1^2 + r_2^2} \quad (1)$$

$$\sin \theta_d = + \frac{r_2}{d} \sin \theta_2 \quad (2)$$

$$\cos \alpha = \frac{r_3^2 + d^2 - r_4^2}{2 d r_3} \quad (3)$$

$$\theta_3 = \alpha - \theta_d \quad (4)$$

$$\theta_4 = \pi - \left[\arccos \left(\frac{r_4^2 + d^2 - r_3^2}{2 r_4 d} \right) + \arccos \left(\frac{r_1^2 + d^2 - r_2^2}{2 r_1 d} \right) \right] \quad (5)$$

A partir das equações 1 a 5 pode-se determinar todos os ângulos e com isso, todos os pontos e deslocamentos também estarão determinados.

2.1.3.2 Velocidade

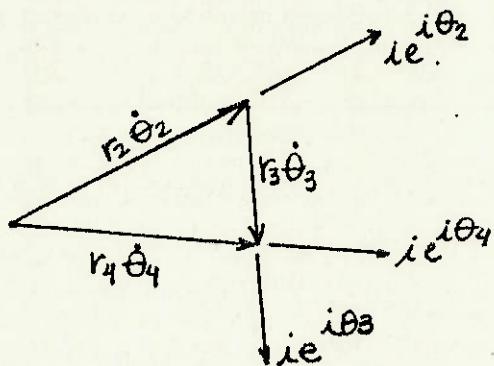


Figura 04 — Triângulo das velocidades relativas

$$-r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 - r_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 = r_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4$$

$$r_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - r_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 = r_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4$$

$$\dot{\theta}_3 (-r_3 \sin \theta_3) + \dot{\theta}_4 (r_4 \sin \theta_4) = r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2$$

$$\dot{\theta}_3 (r_3 \cos \theta_3) + \dot{\theta}_4 (-r_4 \cos \theta_4) = -r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2$$

$$\dot{\theta}_3 = \dot{\theta}_2 - \frac{r_2}{r_3} \frac{\sin(\theta_4 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (6)$$

$$\dot{\theta}_4 = \frac{\begin{vmatrix} -r_3 \sin \theta_3 & r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \\ r_3 \cos \theta_3 & -r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -r_3 \sin \theta_3 & r_4 \sin \theta_4 \\ r_3 \cos \theta_3 & -r_4 \cos \theta_4 \end{vmatrix}}$$

$$\dot{\theta}_4 = \dot{\theta}_2 - \frac{r_2}{r_4} \frac{\sin(\theta_3 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (7)$$

• Determinação de $\dot{\theta}_2$:

A partir da velocidade do trator (15 km/h) e do tempo de resposta mínimo do sistema de corte, estimado em 0,5 segundos e conhecendo a trajetória do mecanismo, obtém-se:

comprimento da trajetória da barra 02 (pistão) : 0,11 m

t resposta : 0,5 s

$$\therefore V_{pistão} = 0,22 \text{ m/s}$$

Sabendo que a velocidade do pistão é constante, a velocidade angular $\dot{\theta}_2$ da barra é constante.

$$\dot{\theta}_2 = \frac{V_{pistão}}{braço} = \frac{0,22 \text{ m/s}}{0,139 \text{ m}}$$

$$\dot{\theta}_2 = 1,583 \text{ rad/s}$$

Portanto, a aceleração $\ddot{\theta}_2$ é igual a zero.

2.1.3.3 Aceleração

$$r_2 \ddot{\theta}_2 (ie^{i\theta_2}) + r_2 \dot{\theta}_2^2 (-e^{i\theta_2}) + r_3 \ddot{\theta}_3 (ie^{i\theta_3}) + r_3 \dot{\theta}_3^2 (-e^{i\theta_3}) = r_4 \dot{\theta}_4 (ie^{i\theta_4}) + r_4 \dot{\theta}_4^2 (-e^{i\theta_4})$$

$$\cancel{A = r_2 \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 + r_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 + r_3 \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3 - r_4 \dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4} \quad (8)$$

$$\cancel{B = -r_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 + r_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 + r_3 \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3 - r_4 \dot{\theta}_4^2 \sin \theta_4} \quad (9)$$

$$\ddot{\theta}_3 (-r_3 \sin \theta_3) + \ddot{\theta}_4 (r_4 \sin \theta_4) = A$$

$$\ddot{\theta}_3 (r_3 \cos \theta_3) + \ddot{\theta}_4 (-r_4 \cos \theta_4) = B$$

$$\ddot{\theta}_3 = \frac{\begin{vmatrix} A & r_4 \sin \theta_4 \\ B & -r_4 \cos \theta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -r_3 \sin \theta_3 & r_4 \sin \theta_4 \\ r_3 \cos \theta_3 & -r_4 \cos \theta_4 \end{vmatrix}}$$

$$\boxed{\ddot{\theta}_3 = \frac{-1 (A \cos \theta_4 + B \sin \theta_4)}{r_3 \sin (\theta_3 - \theta_4)}} \quad (10)$$

$$\ddot{\theta}_4 = \frac{\begin{vmatrix} -r_3 \sin \theta_3 & A \\ r_3 \cos \theta_3 & B \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -r_3 \sin \theta_3 & r_4 \sin \theta_4 \\ r_3 \cos \theta_3 & -r_4 \cos \theta_4 \end{vmatrix}}$$

$$\boxed{\ddot{\theta}_4 = \frac{-1 (A \cos \theta_3 + B \sin \theta_3)}{r_4 \sin (\theta_3 - \theta_4)}} \quad (11)$$

As equações 6 a 11 foram utilizadas para determinação das velocidades e acelerações.

O intervalo de θ_2 foi determinado pelo mecanismo.

$$\theta_2 \text{ inicial} = 24,5^\circ$$

$$\theta_2 \text{ final} = 71^\circ$$

TABELA 01: RESULTADOS

POSIÇÃO	θ_2		d	θ_d (rad)	θ_3 (rad)	θ_4 (rad)	$\dot{\theta}_3$ (rad/s)	$\dot{\theta}_4$ (rad/s)	$\ddot{\theta}_3$ (rad/s ²)	$\ddot{\theta}_4$ (rad/s ²)
	(°)	(rad)								
1	155,5	2,714	0,3675	18,28	73,76	1,287	138,5	2,417	0,79	1,15
2	143,9	2,512	0,3601	27,06	67,70	1,182	130,0	2,269	0,73	1,16
3	132,2	2,307	0,3498	36,07	62,16	1,085	121,0	2,112	0,61	1,16
4	120,6	2,105	0,3371	45,22	58,51	1,021	112,3	1,960	0,48	1,15
5	109,0	1,902	0,3220	54,71	55,47	0,968	103,5	1,806	0,34	1,14

2.2 Circuito Hidráulico

O mecanismo de quatro barras articuladas projetado para o sistema de corte de base exigiu adaptações no circuito hidráulico resumidas na tabela abaixo.

ATUAL	PROPOSTO
— 01 motor hidráulico com sistema de engrenagens para acionamento das facas	— Dois motores hidráulicos independentes acionando cada uma das facas
— Pistão automático tornando o levantamento da plataforma condicionado ao sistema do corte de base	— Plataforma independente do sistema de corte de base e dois pistões acionando o mecanismo de quatro barras articuladas

Tabela 2 — Adaptações no Circuito Hidráulico

- Devido a necessidade do deslocamento angular das facas não se pode utilizar um único motor com engrenamentos para o acionamento do sistema de corte, pois o par engrenado não permite este movimento. Serão adotados dois motores hidráulicos independentes acionando cada uma das facas (VER ANEXO 3).
- No circuito atual, a plataforma (sistema de corte de base + pirulitos + sapatas + estrutura) pode ser acionada de duas maneiras:
 - para transporte (translação do trator sem corte) acionado manualmente por uma válvula direcional;
 - para desobstrução das facas pelo aumento da pressão no motor hidráulico que acionará a plataforma pelo pistão automático (ver ANEXO 2).

No circuito proposto:

- será mantido o sistema de transporte;
- o pistão automático será substituído pelos pistões acionadores do mecanismo de quatro barras acionados por uma válvula direcional capaz de regular a vazão que passa por ela. Essa válvula de acionamento manual será colocada no bloco de comando, na cabine da colhedora.

2.2.1 Dimensionamento dos Pistões de Açãoamento do Mecanismo de Quatro Barras

Os fatores relevantes no dimensionamento do pistão são: pressão fornecida pela bomba, velocidade requerida pelo sistema e curso do pistão (11 cm).

O ativador será articulado no centro da chapa que confere rigidez às barras (2) e acionado por uma válvula direcional com velocidade progressiva (seu funcionamento será detalhado posteriormente).

- Cálculo da Área do Êmbolo do Pistão

Força requerida para o pistão: 722 kgf

Pressão máxima fornecida pela bomba: 172 kgf/cm² (2000 psi)

$$A = \frac{\text{força}}{\text{pressão}} = 4,2 \text{ cm}^2$$

Diâmetro mínimo do êmbolo: 23 mm

Para permitir a inclinação das facas é necessário um pistão biarticulado. Através do Catálogo Geral da Rexroth, escolheu-se o tipo de construção G (garfo no fundo do cilindro) que abrange cilindros com êmbolos de 40 mm a 200 mm e pressão até 210 bar. O pistão que atende às necessidades do circuito hidráulico é o de 40 mm (ANEXO 4).

O amortecimento de fim de curso é necessário para velocidades do êmbolo superiores a 0,1 m/s. A energia cinética resultante do êmbolo deve ser absorvida pelo limitador de curso (cabeçote ou fundo de cilindro) que vai depender da elasticidade do material.

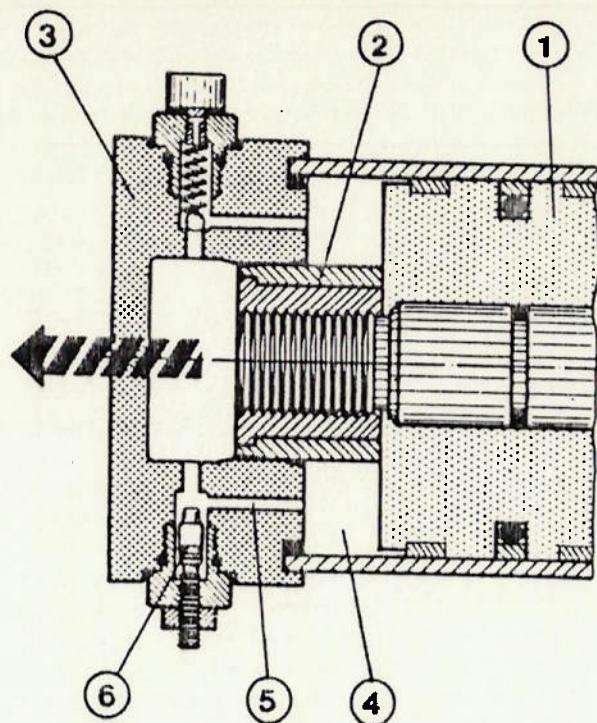


Figura 05 — Desenho em corte de amortecimento de fim de curso regulável

O êmbolo do cilindro (1) é provido de uma bucha cônica de amortecimento (2).

Quando o êmbolo e a bucha penetram no fundo do cilindro (3), a área para a saída do fluido da câmara (4) do cilindro decresce até se fechar completamente.

O fluido então é obrigado a sair da câmara (4) através do orifício (5) e pela válvula redutora de vazão ajustável (6).

• Verificação a Flambagem da Haste do Pistão

Os cálculos de flambagem são baseados na fórmula de "Euler", uma vez que as hastes do êmbolos têm diâmetro pequeno em relação ao comprimento.

$$\text{Carga de Flambagem: } k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{sk^2}$$

$$\text{Carga de Trabalho Máximo: } F = \frac{k}{s}$$

onde

sk = comprimento livre de flambagem (cm)

E = módulo de elasticidade (kp/cm^2)

$$= 2,1 \times 10^6 \text{ para aço}$$

J = momento de inércia (cm^4)

$$= \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0,0491 d^4 \text{ para seção circular}$$

S = coeficiente de segurança

$$= 3,5 \text{ (devido a falta de conhecimento da posição de instalação)}$$

O valor do comprimento livre de flambagem a ser considerado pode ser determinado segundo os casos de carga de "Euler" (ANEXO 4).

$sk = L$ = comprimento da haste + curso de amortecimento + curso

$$= 162 + 30 + 110 = 332$$

$$k = \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^6 \times 0,0491 \times 4^4}{33,2^2} = 236,4 \text{ tf}$$

$$F = \frac{k}{s} = 67,5 \text{ tf}$$

- Cada pistão consumirá uma vazão de $0,3 \text{ l/s}$ ($Q = V \cdot A$). Para os dois pistões funcionando em conjunto ($0,6 \text{ l/s}$) não será necessária nenhuma alteração na razão da bomba do bloco de comando (14 GPM).

- Descrição de funcionamento do bloco de comando dos pistões:

O bloco de comando controla progressivamente a velocidade e sentido de passagem de um fluxo de fluido. O acionamento das válvulas é efetuado manualmente. No bloco de comando múltiplo são interligados, por meio de tirantes, um elemento de entrada, até dez elementos de válvulas direcionais e um elemento de saída, formando uma unidade.

O elemento de válvula direcional compõe-se basicamente de carcaça (1), do êmbolo de comando (2), com a válvula de retenção (3), do elemento de acionamento (4), do elemento de reposicionamento (5).

As válvulas direcionais 6/3 executam as funções de válvula direcional 4/3 e uma válvula direcional 2/2. Na condição neutra, o êmbolo de comando é mantido na sua posição inicial através da mola de reposicionamento. Nesta posição, a interligação da bomba para o consumidor está fechada, a parte das 2/2 vias está aberta, permitindo um fluxo de fluido despressurizado de P para T.

Se o êmbolo de comando (2) for deslocado de sua posição inicial, abre-se a ligação da bomba para o consumidor através de ranhuras de comando sensível, e a parte das 2/2 vias é estrangulada através de ranhuras de comando sensível (sobreposição negativa). A pressão da bomba aumenta. Ao atingir a pressão surgida na conexão do consumidor, abre-se a válvula de retenção (3) e o fluido começa a se dirigir para o consumidor com uma posterior continuação de comutação do êmbolo de comando (2), surge um desvio progressivo do fluxo de fluido do canal 2/2 vias para o canal do consumidor (comando sensível).

— Curso do êmbolo:

O curso do êmbolo distribui-se em aproximadamente 1/3 da sobreposição das arestas de comando, 1/3 da faixa de comando sensível e 1/3 do resto de curso. O sobreposicionamento e uma reduzida folga do êmbolo diminuem consideravelmente os vazamentos internos.

— Propriedades de comando e forças de acionamento:

A manutenção da qualidade das propriedades de comando e reduzidas forças de acionamento é atingida através da usinagem mecânica das arestas de comando na carcaça, formato favorável das ranhuras de comando e lapidação individual do êmbolo de comando com folga constante.

— Sem vazamentos nas superfícies de separação:

Os canais de interligação da condução de pressão situam-se próximos aos tirantes. A força de aperto dos tirantes está concentrada sobre a zona das regiões de vedação. Vedações especiais de forma rígida, garantem a absoluta estanqueidade.

— Sem travamento do êmbolo:

Os canais de interligação dos elementos são conduzidos no planos dos eixos dos êmbolos, e as superfícies de separação são rebaixadas nessa região. Com isso são evitadas as deformações da carcaça na região dos eixos dos êmbolos, através da elevação da pressão nos canais e por um aperto exagerado dos tirantes.

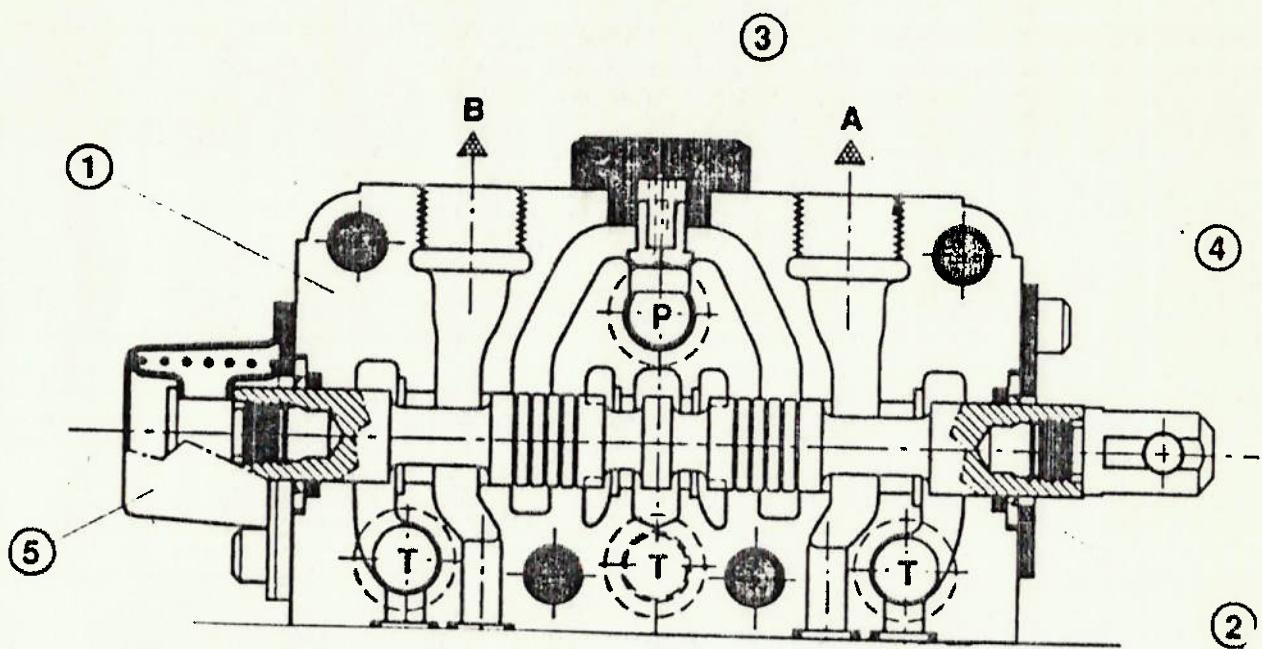


Figura 6 — Esquema ilustrativo de um elemento do bloco de comando

2.2.2 Refrigeração do Fluido Hidráulico

O trocador de calor utilizado atualmente mostra-se ineficiente, pois a temperatura de operação do óleo hidráulico está em torno de 80°C. Este radiador está posicionado na parte superior da máquina, recebendo 25% da vazão total do circuito hidráulico (o TC está inserido na linha de fluido da bomba de 30 GPM que alimenta os ventiladores extratores de palha e impurezas), e baseia-se nos princípios de convecção natural e radiação. A convecção natural é possibilitada pelo ar atmosférico que escoa pelo radiador durante o funcionamento da máquina. O TC está colocado numa direção paralela à lateral do colhedeira.

Proposta: Devido à exigüidade de espaço físico no equipamento, decidiu-se não alterar a área de troca de calor do radiador.

A fim de aumentar o coeficiente global de troca de calor, será instalado um ventilador movido por um motor hidráulico a ser inserido no circuito hidráulico. Esse ventilador será colocado defronte ao radiador, propiciando a convecção forçada com um coeficiente de película (h) três vezes maior do que na convecção natural.

Esse sistema TC-ventilador será instalado na linha de fluido da bomba de 45 GPM que alimenta os rolos, etc (ver circuito hidráulico proposto). Agora, este trocador receberá 37,5% da vazão total de óleo.

2.3 Componentes adaptados à máquina

Para a instalação do mecanismo projetado serão feitas algumas adaptações na estrutura da colhedora (ver Anexo 05):

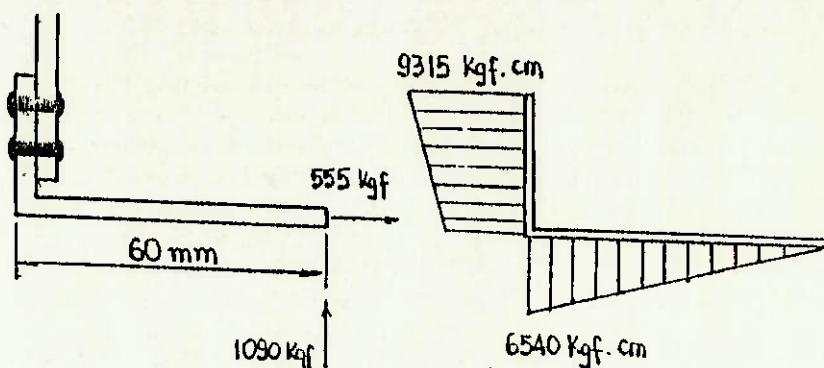
- devido à falta de espaço físico não será possível a colocação do cilindro internamente à estrutura. Abrir-se-á uma passagem para o atuador que será fixado em chapa soldada externamente à estrutura. Já existem, além do cilindro, motores hidráulicos externos à estrutura;
- a fim de fixar uma das articulações do mecanismo de quatro barras será rebitada uma chapa em "L" na extremidade inferior da estrutura;
- será colocado um mancal de rolamento no eixo da faca, a fim de suportar a alta carga radial a que este está exposto.

2.3.1 Verificação e dimensionamento das ligações por solda, rebites e pinos

2.3.1.1 Ligações da barra 4

Será necessário colocar uma chapa em "L", fixada por rebites à estrutura da máquina para a articulação da barra 4.

- Dimensionamento da chapa para posição de maior solicitação



Para a secção de momento máximo, tem-se:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{esc}}{s} \quad \text{e} \quad \sigma_{\max} = \frac{M}{I} \cdot y$$

Onde:

σ_{esc} — tensão de escoamento do material = 300 MPa

s — coeficiente de segurança = 1,5

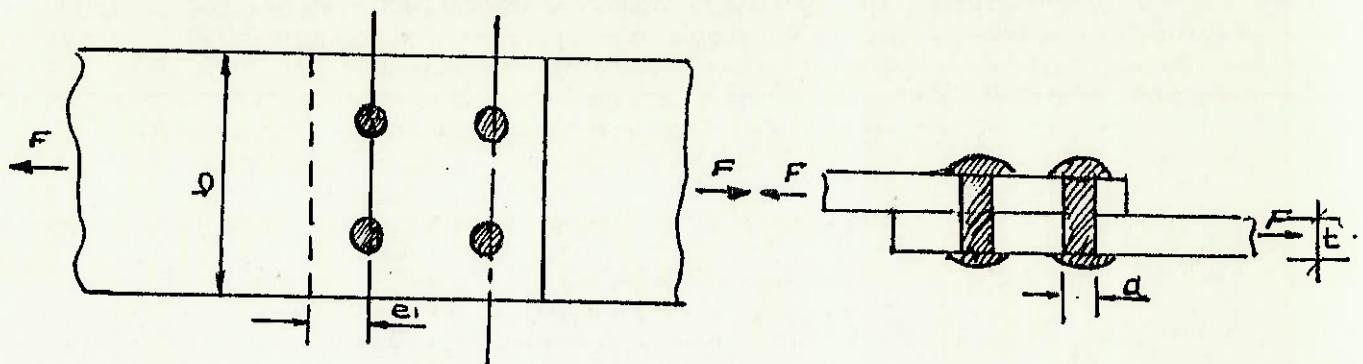
I — momento de inércia da secção = $\frac{bh^3}{12}$

y = distância da secção mais crítica a linha neutra

Admitindo-se $h = 18$ mm, a largura máxima será:

$$b_{\min} = 173 \text{ mm}$$

- Dimensionamento de rebites para chapas superpostas



Aplica-se para o rebite, como elemento estrutural, cisalhamento puro. Admitindo-se que a força F se distribui proporcionalmente à área da secção dos rebites que serão iguais.

O esforço em cada rebite será:

$$\frac{\tau_{\max}}{s} = \tau = \frac{4 \times F}{n \cdot \pi \cdot d^2}$$

Onde:

F = força de tração da chapa

n = número de rebites

d = diâmetro do rebite

τ_{\max} = tensão de cisalhamento no escoamento

s = coeficiente de segurança

para o aço $\tau = 152$ MPa, portanto o diâmetro do rebite será:

$$d_{\min} = 8\text{mm}$$

- Verificações nas chapas de ligações:
 - Diminuição da largura b devido aos rebites alinhados (verificação da força normal).

$$\left\{ \begin{array}{l} b' = b - n' \cdot d \\ S = b't \end{array} \right.$$

onde:

n' = número de rebites alinhados perpendiculares à força
 b' = diminuição da largura

$$\sigma_{\text{chapa}} = \frac{F}{(b-n'd) \cdot t} = \frac{10900}{(173-2 \cdot 8) \cdot 18} = 3,85 \text{ MPa} \leq \bar{\sigma}_{\text{chapa}}$$

- Esmagamento da chapa no contato rebite / chapa

$$\sigma_{\text{esm}} = \frac{F}{n \cdot t \cdot d} = \frac{10900}{4 \cdot 18 \cdot 8} = 19 \text{ MPa} \leq \bar{\sigma}_{\text{esm}}$$

- Verificação aos esforços de tração devido ao momento fletor

O momento fletor atuante nos rebites são devido às forças de 555 e 1090 kgf.

Será verificado se o diâmetro de 8 mm obtido satisfaz às condições de carga:

$$\frac{\sigma_{\text{esc}}}{S} = \frac{\tau_{\text{máx}}}{S} = 200 \text{ MPa} \quad \text{e} \quad \tau_{\text{máx}} = \frac{M}{I} \cdot y$$

τ_{esc} — tensão de escoamento do material = 300 MPa

S — coeficiente de segurança

I — momento de inércia da seção circular = $\frac{\pi r^4}{2}$

y — distância da secção mais crítica a linha neutra ($y = R$)

$$M = 1090 \text{kgf} \times 60 \text{mm} + 55 \text{kgf} \times 30 \text{mm} = 82050 \text{ kgf.mm}$$

$$M = 820500 \text{ N} \cdot \text{mm} (\text{na secção})$$

$$\text{Para 2 rebites: } M_2 = 410250 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Será calculada a força atuante nos rebites superiores, pois são estes que suportam grande parte dos esforços:

$$F = \frac{410.250}{30} \frac{\text{Nmm}}{\text{mm}} = 13675 \text{ N}$$

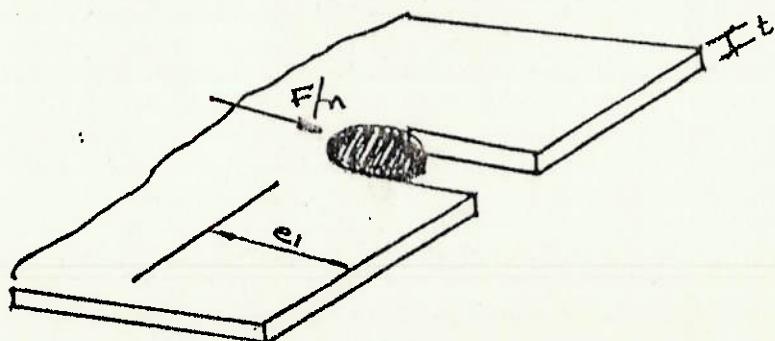
$$\text{e } \sigma_{\text{rebite}} = \frac{F}{A} = \frac{13675 \cdot 4}{\pi d^2} \quad (1)$$

$$\sigma_{\text{rebite}} = \sigma_{\text{máx}} = \frac{\sigma_{\text{esc}}}{s} = \frac{300}{1,5} \quad (2)$$

Fazendo-se (1) = (2), obtém-se: $d = 9,33 \text{ mm}$

$$d = 10 \text{mm}$$

— Cisalhamento longitudinal da chapa



$$\sigma_{\text{chapa}} = \frac{F}{2 \cdot n \cdot e_1 \cdot t} = \frac{10900}{2 \times 4 \times 15 \times 18} = 5 \text{ MPa} \leq \bar{\sigma}_{\text{chapa}}$$

$$e_1 = 15 \text{ mm}$$

- Dimensionamento do pino de articulação

Aplica-se cisalhamento puro para elementos estruturais:

$$\sigma = \frac{F}{\pi \frac{d^2}{4}}$$

Onde:

F = força normal

d = diâmetro do pino

σ = tensão de cisalhamento ao escoamento

S = coeficiente de segurança

para o aço $\sigma = 152$ MPa, portanto o diâmetro do pino será:

$d_{\min} = 10\text{mm}$

(1)

- Verificação do pino quanto ao esmagamento

$$\sigma_{\text{esm}} = \frac{\text{Forçabarra4}}{\text{Áreaprojetada}} \Rightarrow$$

$$\text{Área projetada} \Rightarrow D \cdot B = 10 \cdot 8 = 80 \text{ mm}^2$$

onde:

R — raio do pino = 5mm

B — largura da barra = 8mm

$$\sigma_{\text{esm}} = \frac{12240}{80} = 153 \text{ MPa} > 138 \text{ MPa} \approx \bar{\sigma}_{\text{esm}}^{(*)}$$

(*) Tabela de Referência: "Mechanics of Materials".
E. P. Popov; Prentice-Hall, INC.

O pino de 10 mm não satisfaz quanto ao esmagamento.
A fim de satisfazer as condições, o pino deverá ter um diâmetro maior do que 11,1 mm.

$$d > 11,1 \text{ mm} \quad (2)$$

— Verificação do pino quanto ao desgaste

Para um pino de aço temperado, tem-se:

Pressão de contato = 96,3 MPa (*)

Referência: "Stress, Strain, Strength"

Juvinal ; McGraw Hill

$$96,3 = \frac{12240}{\pi \cdot 8 \cdot R} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R = 5,05 \text{ mm} \text{ e } D = 10 \text{ mm} \quad (3)$$

Levando-se em consideração as verificações (1), (2) e (3), usar-se-á um pino com diâmetro de 12 mm:

$$D = 12 \text{ mm} \quad (*)$$

(*) ver desenho mecânico (Anexo 05)

2.3.1.2 Ligações da barra 2

- Dimensionamento do pino de articulação

Aplicando cisalhamento puro para elementos estruturais, com $\sigma = 152 \text{ MPa}$, tem-se:

$$\sigma = \frac{F}{\pi \frac{d^2}{4}} \quad \text{para } F = 1200 \text{ kgf}$$

$d_{\min} = 10 \text{ mm}$

(1)

- Verificação do pino quanto ao esmagamento

$$\sigma_{\text{esm}} = \frac{\text{Forçabarra2}}{\text{Área projetada}}$$

$$\text{Área projetada} \Rightarrow D \cdot B = 10 \cdot 17 = 170 \text{ mm}^2$$

onde:

$$R = \text{raio do pino} = 5 \text{ mm}$$

$$B = \text{largura da barra} = 17 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{esm}} = \frac{12050}{10 \cdot 17} = 70,88 \leq 138 \text{ MPa} = \sigma_{\text{esm}}^{(*)}$$

(*) Tabela da Referência: "Mechanics of Materials"

E.P. Popov; Prentice-Hall, INC.

- Verificação do pino quanto ao desgaste

$$\text{Pressão de contato} = 96,3 \text{ MPa}$$

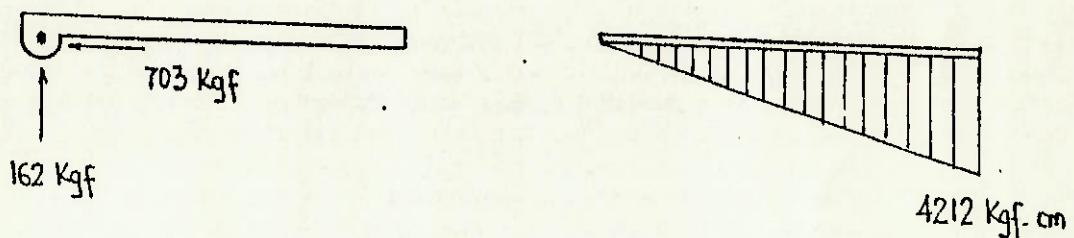
$$96,3 = \frac{12050}{\pi \cdot 17 \cdot R} \Rightarrow D = 4,6 \text{ mm} \quad (2)$$

De (1) e (2) :
 $D = 10 \text{ mm}$

2.3.1.3 Chapa soldada

Será necessária a colocação de uma chapa soldada na parte externa da estrutura da máquina para a articulação do cilindro.

- Dimensionamento da chapa



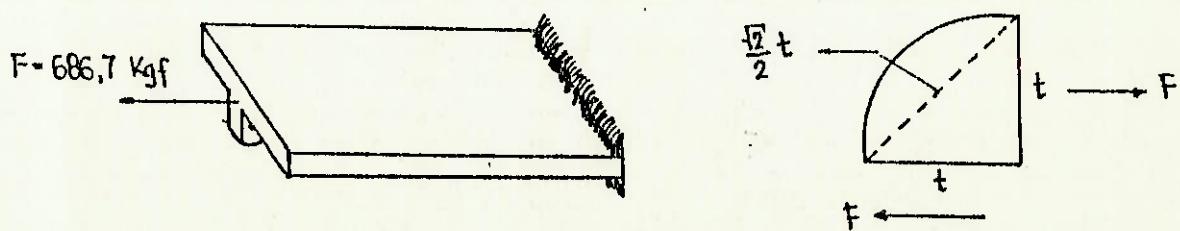
Para a seção de maior solicitação:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{esc}}{s} \quad \text{e} \quad \sigma_{\max} = \frac{M}{I} \cdot y$$

admitindo-se $h = 10 \text{ mm}$, a largura mínima da chapa deverá ter $b_{\min} = 130 \text{ mm}$

- Dimensionamento do cordão de solda

Detalhe da solda:



Força cortante na solda : $Q = \frac{F}{2}$ (2 cordões de solda)

Área de atuação de σ : $A = \frac{\sqrt{2}}{2} b s t$

No caso : $\sigma_s = \frac{F}{\sqrt{2} b s} \leq \bar{\sigma}_s$

$$\bar{\sigma}_s = 150 \text{ MPa}$$

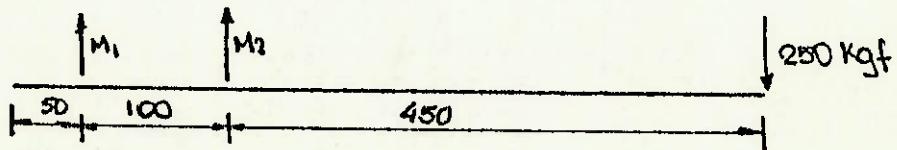
Supondo o comprimento do cordão da solda igual à largura da chapa $b_s = 130 \text{ mm}$), tem-se:

$$t_{\min} = 0,5 \text{ mm}$$

2.3.2 Mancais de rolamento

Devido à alta carga radial a qual estará solicitado o eixo da faca, foi escolhido rolamento de rolo cônico.

O esforço máximo solicitante na direção radial na extremidade do eixo é de 250kgf. Os esforços axiais são desprezíveis.



$$\sum V = 0 \therefore V_1 + V_2 = 250$$

$$\sum M_1 = 0 \therefore 250 \times 600 - V_2 \times 100 = 0$$

$$V_2 = 1500 \text{ kgf}$$

$$V_1 = -1200 \text{ kgf}$$

A carga equivalente P será 15.000 N

A vida do rolamento é função do tipo de máquina, horas de serviço diário e manutenção. Considerando 16 horas/dia, a vida estimada para o rolamento será $L_h = 6300$

O valor $\frac{C}{P}$ é tabelado em função de L_h e rotação (1800 rpm), onde C , capacidade de carga dinâmica, é o parâmetro utilizado para seleção.

$$\frac{C}{P} = 6,8 \text{ (para rolamento de rolos)}$$

$$\therefore C = 112200 \text{ N}$$

O rolamento selecionado é: SKF T2EE040

diâmetro interno : $d = 40 \text{ mm}$

diâmetro externo : $D = 85 \text{ mm}$

$C = 114000 \text{ N}$

largura : $B = 32,5 \text{ mm}$

altura do ressalto no eixo: $h = 3 \text{ mm}$

3 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

01. Resistência dos Materiais, F. P. Beer e E. R. Johnston, McGrawHill, 1989.
02. Catálogo Geral, Rexroth Hidráulica Ltda, 6ª edição, 1990.
03. Kinematics & Mechanisms Design, Suh e Radcliffe.
04. Metodologia do Projeto (Projeto Básico), Prof. Omar Moore de Madureira, EPUSP, 1989.
05. Manual de Hidráulica, Rexroth Hidráulica, 1990.
06. Curso de Treinamento Hidráulico, Rexroth Hidráulica Ltda, 1990.
07. Introdução aos Elementos de Comando e Controle Hidráulico, Prof. Nicola Getschko, EPUSP, 1990.
08. Thermal Radiation Heat Transfer, Siegel and Howell, McGrawHill Co, 1972.
09. Transferência de Calor, Holman J. P., McGrawHill, 1991.
10. Trabalho de mecanismos, EPUSP, 1989.

Agradecimentos

— Engº Ayrton Dardis Filho

— Depto. de Manutenção Preventiva — CASE (Comercial)

— Engº Alcino — Titofo (Ribeirão Preto)

— Em especial ao Prof. Engº Francisco Nigro

— Depto. de Engenharia Mecânica — IPT