

BIBLIOTECA
EPUSP PMC
J. -

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

PROJETO DE DISPOSITIVO MÓVEL PARA ELEVAÇÃO DE
VEÍCULOS

AUTOR: Rogério Oliveira de Magalhães
ORIENTADOR: Omar Moore de Madureira

1988

AGRADECIMENTOS:

Aos colegas da Mecânica, pelo apoio e companheirismo; à minha irmã Maria Cristina, pelo auxílio inestimável; aos meus pais que, mesmo distantes, sempre se fizeram presentes, possibilitando toda a minha formação; ao Eng.^o José Armando Lavieri, pelo estímulo inicial; ao Prof. Omar Moore de Madureira, por ter me ensinado tudo o que foi desenvolvido e pela imprescindível orientação; e a Deus, por nunca ter me abandonado.

SUMARIO

Este trabalho foi desenvolvido sob a orientação do professor Omar Moore de Madureira, a fim de atender às disciplinas "Projeto Mecânico I e II".

O objetivo geral do trabalho é a apresentação de uma nova solução para a elevação de veículos, de forma a facilitar os serviços de manutenção e reduzindo problemas de espaço. Para tal, foi dividido em dois capítulos.

O primeiro capítulo aborda o estudo de viabilidade do projeto. Analisa-se, assim, a necessidade de realização do trabalho, elaborando-se os requisitos necessários. Parte-se, então, para a busca de soluções viáveis técnica, econômica e financeiramente.

O segundo capítulo apresenta o projeto básico da melhor solução escolhida. Busca-se a otimização do dispositivo de elevação, através de toda uma formulação matemática imprescindível para o traçado do mecanismo.

Assim, abrem-se as portas para a elaboração de um futuro projeto executivo, baseado em estudos mais profundos do que é aqui apresentado e na realização de testes complementares. Fica também um modelo para o desenvolvimento de trabalhos que envolvam o projeto de mecanismos semelhantes.

ÍNDICE

1. ESTUDO DE VIABILIDADE	1
1.1. Estabelecimento da Necessidade	1
1.2. Formulação do projeto	6
1.2.1. Aspectos Construtivos	6
1.2.2. Aspectos Operacionais	6
1.2.3. Aspectos Funcionais	7
1.3. Síntese de Soluções	8
1.3.1. Solução 1	13
1.3.2. Solução 2	13
1.3.3. Solução 3	15
1.3.4. Solução 4	17
1.4. Exequibilidade Física	19
1.5. Viabilidade Econômica	22
1.5.1. Viabilidade Econômica para o Usuário	28
1.5.2. Viabilidade Econômica para o Fabricante	28
1.6. Viabilidade Financeira	31
	35

2.PROJETO BÁSICO	38
2.1. A Escolha da Melhor Solução	38
2.2. Modelagem da Concepção do Projeto	44
2.2.1. Projeto Cinemático do Mecanismo de Elevação	44
2.2.1.1. Descrição do Método	46
2.2.1.2. Aplicação do Método Descrito	51
2.2.2. Análise das Posições, Velocidades e Acelerações	52
2.2.2.1. Análise das Posições	53
2.2.2.2. Análise das Velocidades	59
2.2.2.3. Análise das Acelerações	61
2.2.2.4. Aplicação do Método e Resultados Obtidos	64
2.2.2.5. Análise Gráfica das Velocidades e acelerações	67
2.3. Análise de Sensibilidade	71
2.4. Análise de Compatibilidade	78
2.5. Análise de Estabilidade	85
2.6. Otimização Formal	86
2.7. Previsão para o Futuro	89
2.8. Previsão do Tempo de Funcionamento	90
2.9. Ensaios e Testes de Protótipos	92
2.10. Simplificação	94
2.11. Conclusão	95

VI

Referências Bibliográficas

96

ANEXOS

98

Anexo 1 -

Programa: Análise de Posições, Velocidades e Acelerações 99

Anexo 2 -

Gráfico: Carga no Pistão X Altura de Elevação 100

Anexo 3 -

Desenhos:

- | | |
|--|-----|
| 1. Determinação do Quadrilátero Articulado Principal | 101 |
| 2. Determinação da Barra de Ligação DE | 102 |
| 3. Estudo das Posições do Mecanismo (I) | 103 |
| 4. Estudo das Posições do Mecanismo (II) | 104 |
| 5. Análise Gráfica das Velocidades | 105 |
| 6. Análise Gráfica das Acelerações | 106 |
| 7. Análise Gráfica das Forças | 107 |
| 8. Análise de Sensibilidade | 108 |
| 9. Desenho de Conjunto | 109 |
| | 110 |

1. ESTUDO DE VIABILIDADE

A fase inicial de qualquer projeto é um estudo preliminar que visa determinar sua viabilidade. A partir de uma análise de necessidade, chegam-se a possíveis soluções, determinando-se quais as realmente viáveis em todos os sentidos. Os itens a seguir representam esta fase.

1.1. ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

A evolução tecnológica que acompanha a vida moderna pode ser considerada como uma das causas da melhoria dos meios de produção. O aparecimento de novas indústrias, juntamente com o desenvolvimento das já existentes, permite a oferta dos mais diversificados produtos no mercado.

O lançamento desses produtos pode ser feito por uma série de motivos. Alguns são desenvolvidos pelo fato da sociedade sentir a necessidade deles, ao passo que outros apenas despertam tal necessidade quando já lançados no comércio. Muitos deles, devido ao reconhecimento de seus reais benefícios, por tradição e costume, por motivos de ordem econômica ou simplesmente devido à facilidade de aquisição, tornam-se indispensáveis para a população.

Isso é facilmente verificado com o automóvel. Modelos cada vez mais sofisticados, proporcionando maior desempenho, economia, conforto e sofisticação são oferecidos por diversas montadoras. O estilo, associado à imagem que este proporciona, considerando-se a influência da publicidade, também é um fator que influi diretamente na venda de automóveis. Porém, deve-se considerar que, devido às grandes distâncias que são percorridas em perímetro urbano, ou até mesmo como uma forma econômica de viajar, estes tornaram-se praticamente um ítem obrigatório a ser adquirido por qualquer pessoa.

No entanto, como qualquer produto, o automóvel exige certos cuidados para seu perfeito funcionamento e para sua elevada durabilidade. Serviços de manutenção e limpeza, até trocas completas de peças e componentes, são comumente exigidas para obter-se um bom desempenho.

Muitos desses serviços exigem do mecânico posições incômodas de trabalho, sob o veículo. Da referência bibliográfica n.º 3, verifica-se que, para um homem trabalhar confortavelmente com as mãos, em algo sobre a sua cabeça, a altura mínima necessária é de 60 cm, conforme esquema abaixo.

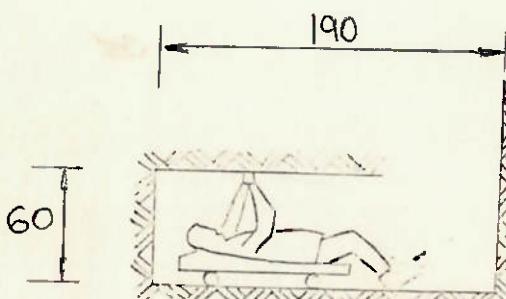


fig.1: posição para trabalho sobre a cabeça - medidas em cm.

Também deve-se ressaltar que a posição em pé permite maior mobilidade, proporcionando um aumento da área visual e manual, permitindo o emprego de maiores forças em operações com controles manuais e maior controle dos movimentos.

Finalmente, problemas de iluminação, que afetam seriamente a utilização de valetas para a manutenção de veículos, dificultando a visualização de peças, bem como prejudicando a vista do operador, também devem ser considerados.

A associação desses três fatores torna evidente a necessidade de elevação de veículos para serviços de manutenção. E essa necessidade justifica a concepção de um mecanismo que realize tal movimento. Este mecanismo, colocado à disposição do mercado e utilizado convenientemente, certamente solucionaria os problemas acima descritos.

Elevadores de veículos são de grande utilidade em oficinas mecânicas, revendedores autorizados, nas próprias montadoras, em empresas que possuem frotas de veículos e oficina própria e em postos de serviços.

Somente na cidade de São Paulo, pode-se estimar a existência de aproximadamente três mil agências e revendedores de automóveis, e mais de seis mil oficinas mecânicas, envolvendo serviços de conserto, funilaria, pintura, lubrificação e reparos. Na região do ABC, conta-se hoje com mais seiscentas e cinquenta agências e revendedores, e com cerca de mil e cem oficinas.

Tais números já caracterizam a amplidão da faixa de mercado interessada no produto, isso sem levar em conta outros centros urbanos de grande desenvolvimento.

Verifica-se, no entanto, um número acentuado de oficinas de pequeno porte, que funcionam precariamente, mas que são relativamente bem procuradas pelo fato de terem custos de serviços menores que oficinas de porte. Em geral, essas oficinas não possuem elevadores, mas reconhecem ser uma necessidade. A elevação de veículos é feita de forma rudimentar, através de macacos hidráulicos e cavaletes, nos serviços que exigem tal posicionamento. Com elevadores apropriados, o serviço tornar-se-ia mais dinâmico, exigindo menos esforço do mecânico e proporcionando-lhe maior conforto e segurança. O problema principal dessas oficinas

em relação à aquisição de um elevador de automóveis consiste na falta de espaço disponível para o trabalho. Suas instalações pequenas e até mesmo insuficientes para a distribuição dos serviços, faz com que haja certo desinteresse na aquisição de dispositivos de médio e grande porte, devido a problemas de acomodação. Para elas, o elevador de automóveis deveria ser um mecanismo deslocável, de forma a proporcionar uma economia de espaço.

No caso de oficinas melhor equipadas, nota-se a existência de um ou mais elevadores de veículos, utilizados intensamente na apresentação de defeitos aos clientes, em serviços de freio, escapamento e outros tipos de serviços mecânicos. Porém, o fato desses elevadores estarem fixos ao chão também lhes causa problemas com o espaço disponível.

Nos revendedores autorizados, a utilização desses é acrescida também de serviços de revisões de entrega e revisões programadas, chegando-se a verificar a existência de mais de dez elevadores em uma mesma agência.

Nas montadoras, são utilizados em larga escala para inspeção de componentes, ajustes finais, trocas de componentes danificados, pesagem e medição de veículos. Para tal, são colocados no final da linha de montagem. Este fato também acarreta problemas com espaço disponível, pois nem todos os veículos passam por esta fase na fabricação, e às vezes verificam-se acúmulos de veículos saídos da linha aguardando outros tipos de serviço, ou até mesmo a liberação final.

As empresas e indústrias que possuem frotas e oficinas próprias utilizam os elevadores para troca de óleo e serviços mecânicos em geral, bem como para lavagem e lubrificação.

E, finalmente, os postos de gasolina também utilizam principalmente para lavagem e lubrificação, reconhecendo a vantagem de elevadores mais práticos, pois, em geral, os que possuem necessitam de escavações no terreno.

Este diversificado mercado teórico admite, de um modo geral, a facilidade, simplificação e rapidez no serviço quando operando um elevador apropriado. De uma pequena pesquisa de mercado, junto a mecânicos-chefes de oficinas que utilizam elevadores de automóveis hoje, conseguiu-se chegar a um valor médio que representa o máximo

que estes clientes pagam por um elevador do tipo convencional. Este número será expresso em OTN, para evitar problemas de correções monetárias. O valor máximo oferecido pelos elevadores atualmente fabricados é de aproximadamente 526 OTN, mas para um mecanismo que realmente atendesse todas as necessidades já caracterizadas, conseguir-se-ia até o dobro do valor acima.

Outra consideração geral a ser feita é que, nos locais citados, a grande maioria dos clientes compõem-se de veículos de passageiros, o que não justificaria o desenvolvimento de um mecanismo que elevasse também veículos de carga, por fatores de ordem econômica.

Convém observar que o mercado, na verdade, assim como o preço, é uma função do tempo, e de certa forma, pouco previsível. Problemas econômicos e tendências preferenciais dos clientes podem elevar ou diminuir a procura a oficinas pequenas, o que poderia causar o aparecimento ou fechamento destas, alterando o volume de mercado consideravelmente. Problemas financeiros nas próprias oficinas podem inviabilizar a aquisição de elevadores. E, finalmente, um aumento na venda de picapes e caminhonetes pode, também, com o tempo, justificar a elaboração de elevadores com maior capacidade de carga.

Do exposto acima, pesando-se todos os fatores, pode-se afirmar a existência de uma necessidade real de um mecanismo móvel para elevação de automóveis de passageiros, destinado a oficinas e a postos de serviços.

1.2. FORMULAÇÃO DO PROJETO

Para satisfazer as necessidades anteriormente expostas, o elevador deverá atender determinados aspectos construtivos, operacionais e funcionais.

1.2.1. ASPECTOS CONSTRUTIVOS

O mecanismo deve ser desenvolvido de forma a atender os seguintes requisitos:

a) Peso máximo do mecanismo: 1500 Kgf.

Este valor também é determinado a partir da ergonomia, baseado em esforço admissível a ser feito por um homem saudável para deslocar uma carga, levando em consideração efeitos de inércia.

b) Dimensões máximas do mecanismo:

- comprimento: 5,00 m.
- largura: 4,50 m.
- altura: 3,00 m.

Estes limites devem ser estabelecidos de forma a evitar problemas de espaço disponível e mobilidade.

1.2.2. ASPECTOS OPERACIONAIS

7

Devem ser previstos os seguintes itens, do ponto de vista operacional:

a) Facilidade de transporte.

O mecanismo não deve impor dificuldades no transporte da fábrica para o local onde será utilizado. Portanto, deve permitir uma desmontagem e montagem simplificadas, de modo a permitir uma boa acomodação nos meios de transporte convencionais.

b) Instalação.

Para a instalação devem ser previstos aspectos de segurança. As reformas no local e as modificações do sistema devem ser evitadas, pois o mecanismo deve permitir adaptações.

c) Manutenção preventiva.

As operações de manutenção devem ser simples, exigindo baixo tempo de parada, baixo custo e feitas em períodos longos, estabelecendo-se uma frequência máxima dessas operações de 6 em 6 meses.

1.2.3. ASPECTOS FUNCIONAIS

Devem-se atender as seguintes especificações:

a) Altura de elevação: 2,00 m.

Tal valor é determinado a partir de uma análise ergonômica, visando uma posição de trabalho adequada para o mecânico, proporcionando-lhe menor desgaste físico. O elevador deverá permitir o posicionamento do veículo em alturas intermediárias, para serviços que não exijam a permanência do mecânico embaixo dele.

b) Carga máxima: 2000 Kgf.

Dos automóveis disponíveis atualmente no mercado, a Caravan é o de maior peso, saindo de fábrica com aproximadamente 1250 Kgf nos modelos que possuem todos os opcionais. Este valor sofre pequena variação de veículo para veículo, o que garante que o valor estipulado seja plenamente satisfatório, permitindo uma folga considerável para o atendimento de veículos mais pesados que sejam lançados.

c) Velocidade de elevação: 0,10 m/s.

A velocidade de elevação visa compatibilizar um tempo relativamente baixo de elevação (no caso, 20 segundos até a altura máxima estabelecida) com uma baixa potência de acionamento.

7

d) Dimensões dos veículos:

- largura mínima: 1500 mm.
- largura máxima: 1800 mm.
- comprimento mínimo: 3600 mm.
- comprimento máximo: 5000 mm.

O menor automóvel hoje no mercado é o Fiat Uno, com 1548 mm de largura por 3644 mm de comprimento, enquanto o Opala Diplomata é o maior, com 1766 mm de largura por 4844 mm de comprimento. Esses valores definem os limites máximos e mínimos dos veículos que devem ser elevados pelo mecanismo.

Pode-se considerar o projeto como uma pequena caixa preta, com entradas desejadas e indesejadas, e saídas desejadas e indesejadas, que devem ser previstas. Esquematicamente, temos:

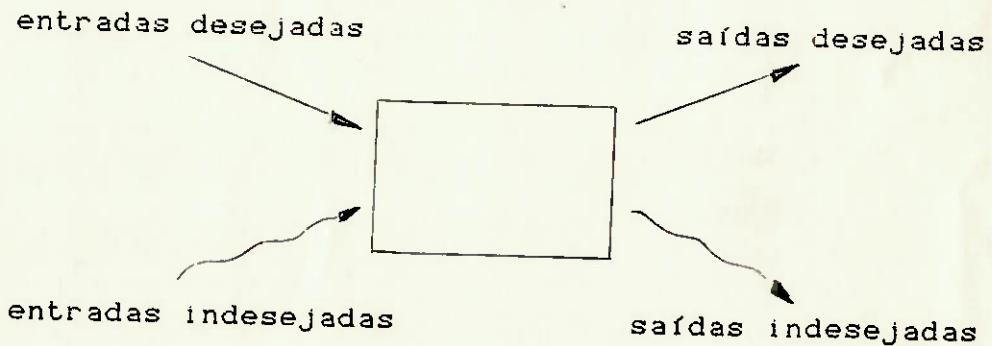


fig.2: esquema de entradas e saídas em um projeto.

Estas são representadas por:

- Entradas Desejadas -

- a) Carga até 2000 Kgf.

Tal valor é o máximo admissível.

- b) Energia.

Este ítem é necessário para o funcionamento de motores que acionam o mecanismo, devendo ser disponível no local de utilização.

- c) Comandos.

O operador deve controlar através de comandos os movimentos de fixação e elevação do veículo.

- d) Força pelo operador.

O operador deve exercer força no plano X,Y para deslocar o dispositivo até o local de trabalho desejado.

- Saídas Desejadas -

- a) Carga elevada à altura de 2,00 m.

O dispositivo deve permitir a elevação do veículo, sendo esta sua função principal.

b) Mobilidade no plano.

O dispositivo deve permitir deslocamentos no plano X,Y, de forma a facilitar o posicionamento no local de trabalho.

c) Segurança e conforto para o operador.

O dispositivo deve ser dimensionado de forma a transmitir segurança para o operador, sem nenhum risco para este durante o serviço. Além disso, devem ser evitados componentes ou conjuntos que, devido à sua posição, dificultem o serviço do mecânico.

d) Segurança para o veículo.

A fixação do automóvel deve ser altamente eficiente, de forma a evitar qualquer possibilidade de queda e danos no veículo.

e) Elevada durabilidade.

O tempo mínimo de vida útil estipulado é de 15 anos, o que envolve um bom sistema de proteção contra água, poeira e tinta, e exige a utilização de componentes de boa qualidade.

- Entradas Indesejadas -

a) Queda de energia.

Devem ser previstas quedas no sistema de energia que alimenta o local. Assim, o mecanismo deve possuir dispositivos de segurança que sustentem o veículo quando o motor é desacionado.

b) Carga excessiva.

Deve-se considerar também o fato da má utilização do mecanismo, na tentativa de elevar veículos de carga acima de 2000 Kgf, de forma a não provocar danos irreparáveis ao conjunto e nem causar acidentes de trabalho.

c) Comandos errados.

Outra má utilização a ser prevista é o controle errado sobre o dispositivo, procurando-se minimizar o risco de acidentes.

- Saídas Indesejadas -

a) Carga derrubada.

Considerando-se qualquer tipo de defeitos, má utilização ou falhas do sistema, deve-se evitar de qualquer maneira a queda do veículo, que poderia causar lesões ao operador e danos comprometedores ao veículo.

b) Ruído excessivo.

O mecanismo deve permitir a propagação de baixos níveis de ruído, tanto na elevação quanto no deslocamento, a fim de não tornar insuportável o ambiente de trabalho.

c) Vazamentos.

A vedação das juntas e articulações deve ser bem observada, para evitar a possibilidade de vazamentos. A qualidade dos vedadores, portanto, deve ser alta, e sua durabilidade elevada.

1.3. SÍNTESSE DE SOLUÇÕES

Estabelecidas as especificações técnicas, formulam-se as seguintes possíveis soluções, de forma a satisfazer a necessidade estabelecida:

1.3.1. Solução 1:

Elevador semelhante ao modelo convencional encontrado no mercado, porém com base móvel, que dispensa fixação ao solo. Possui como características básicas:

- ascenção através de dois varões rosqueados que, ao girarem, proporcionam o movimento vertical das porcas fixas aos braços de sustentação;
- dois braços mecânicos em "V" dão suporte ao veículo;
- os braços possuem basculante extensível, de forma a permitir a adaptação a qualquer veículo, garantindo-lhe boa fixação;
- acionamento por motor elétrico;
- comando por pedais;
- apoio sobre plataforma móvel retangular, que permite fácil deslocamento em qualquer direção.

O esquema a seguir permite visualizar a solução acima proposta.

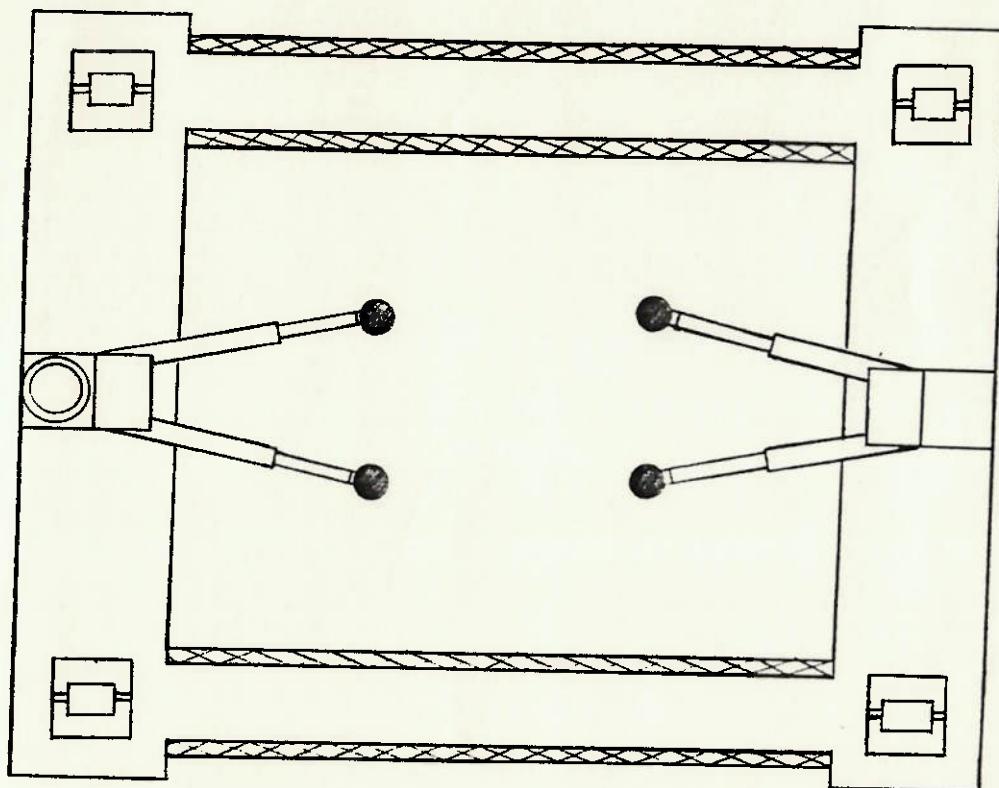
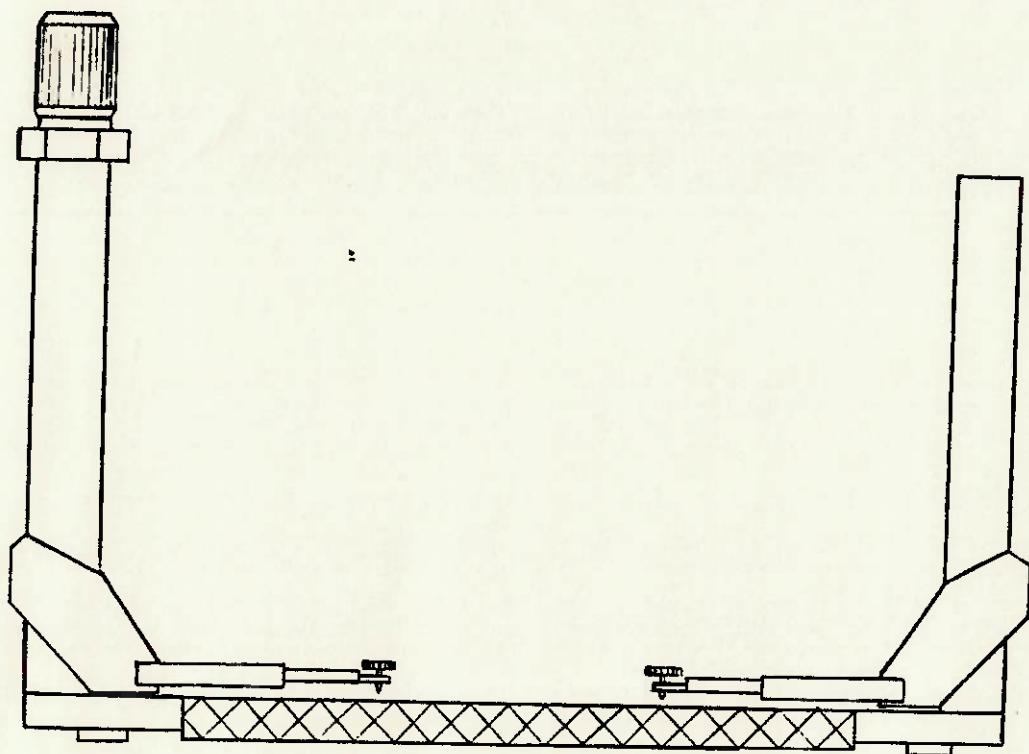


fig.3: solução 1.

1.3.2. Solução 2:

Elevador semelhante ao anterior, porém com apoio do veículo sobre as quatro rodas. Possui as seguintes características:

- quatro varões rosqueados proporcionam o movimento de elevação;
- o veículo sobe apoiando as quatro rodas nas duas travessas existentes, ligadas aos varões;
- as travessas possuem largura suficiente para permitir o ingresso de qualquer automóvel;
- acionamento por motor elétrico;
- comando por pedais;
- apoio sobre plataforma móvel retangular, para deslocamento do dispositivo.

A solução 2 está representada na figura 4.

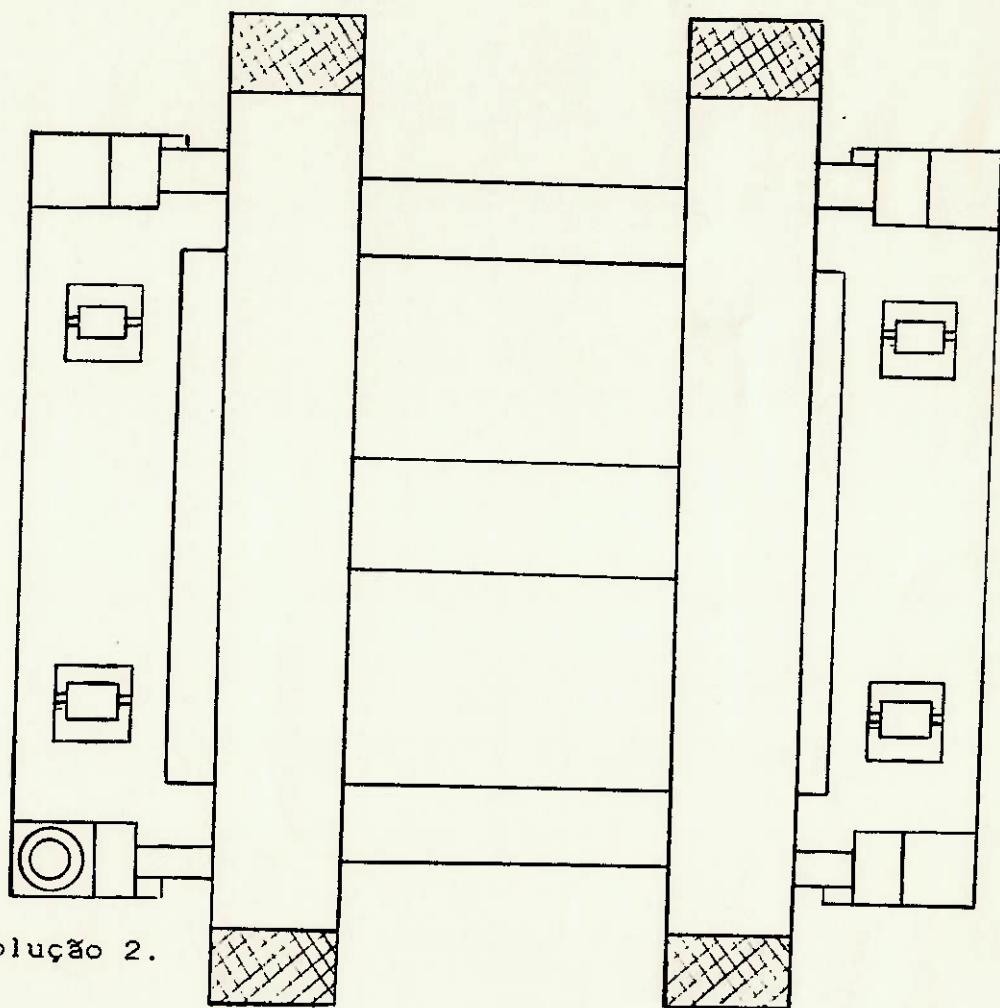
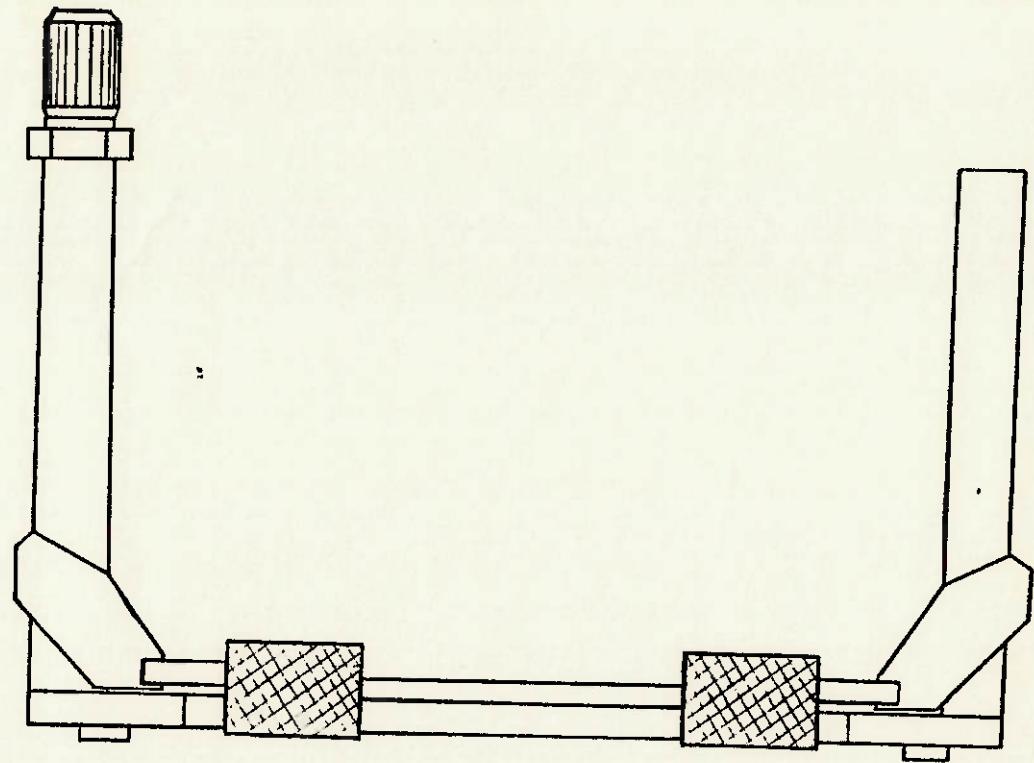


fig.4: solução 2.

1.3.3. Solução 3:

Mecanismo tipo quatro-barras, acionado por sistema hidráulico. Possui as seguintes características:

- dois mecanismos simétricos compostos de barras articuladas promovem a elevação do veículo;
- apoio do automóvel sobre dois braços em "V";
- braços com basculante extensível, para adaptação a qualquer veículo;
- acionamento através de dois pistões hidráulicos controlados por válvulas (um para cada lado do mecanismo).
- pistões ligados a bombas de óleo, acionadas por motores elétricos;
- dois reservatórios de óleo;
- guias dentadas auxiliam travamento no caso de falta de energia;
- base móvel.

A figura 5 mostra um esquema da solução 3.

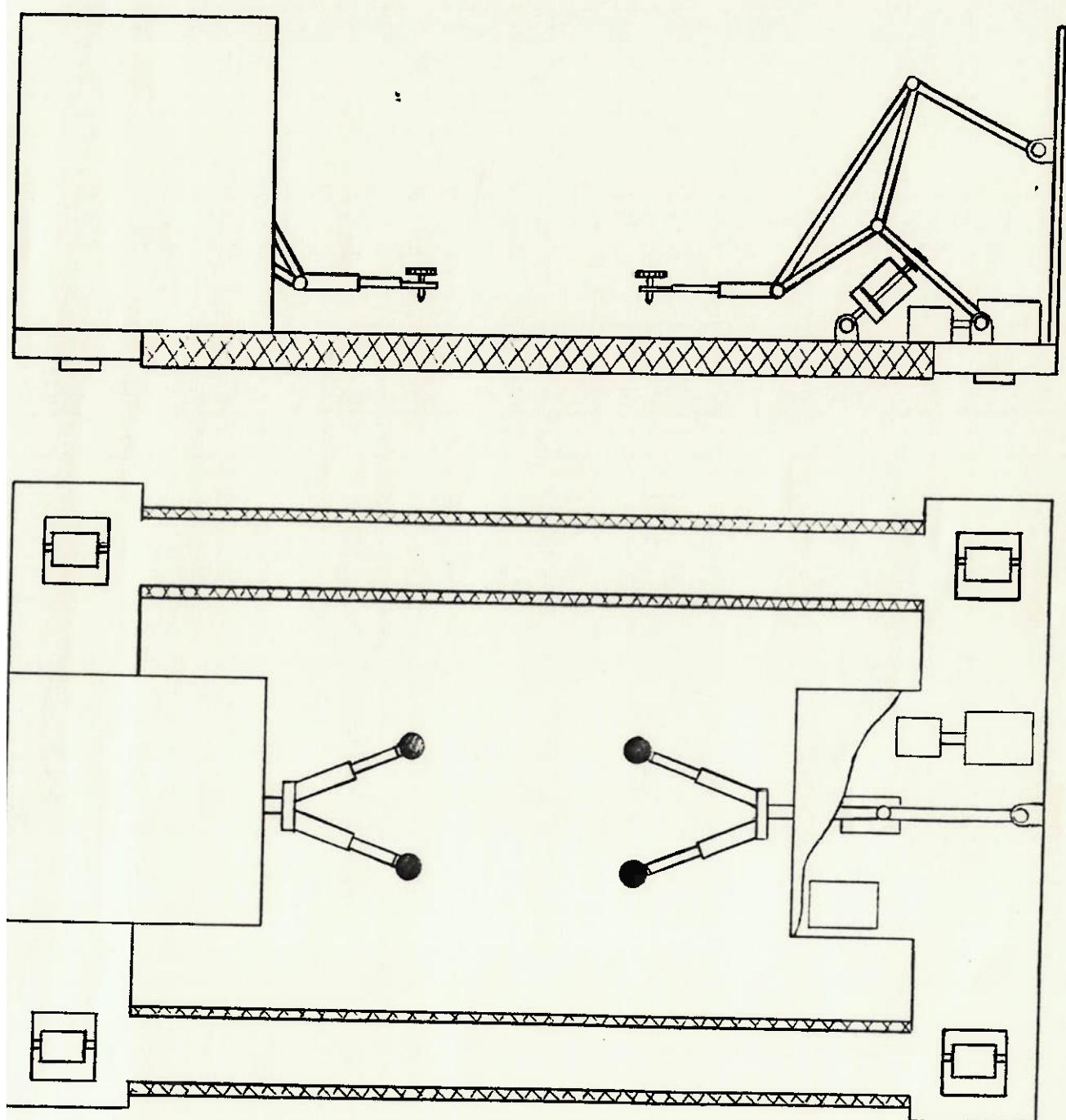


fig.5: solução 3.

1.3.4. Solução 4:

Mecanismo tipo quatro-barras, acionado por sistema hidráulico, com acionamento de apenas um lado. Possui as seguintes características:

- um mecanismo composto de barras articuladas é o responsável pela elevação do veículo;
- apoio do automóvel sobre apoios ajustáveis, para permitir adaptação a modelos variados;
- apenas um pistão hidráulico é necessário para acionar o dispositivo;
- comando de válvulas;
- pistão ligado a bomba de óleo, ligada a motor elétrico;
- reservatório de óleo para comando hidráulico;
- guias dentadas auxiliam travamento, no caso de falta de energia;
- base móvel;
- guidão para apoio, facilitando direcionamento do dispositivo na locomoção.

A figura 6 representa o esquema da solução 4.

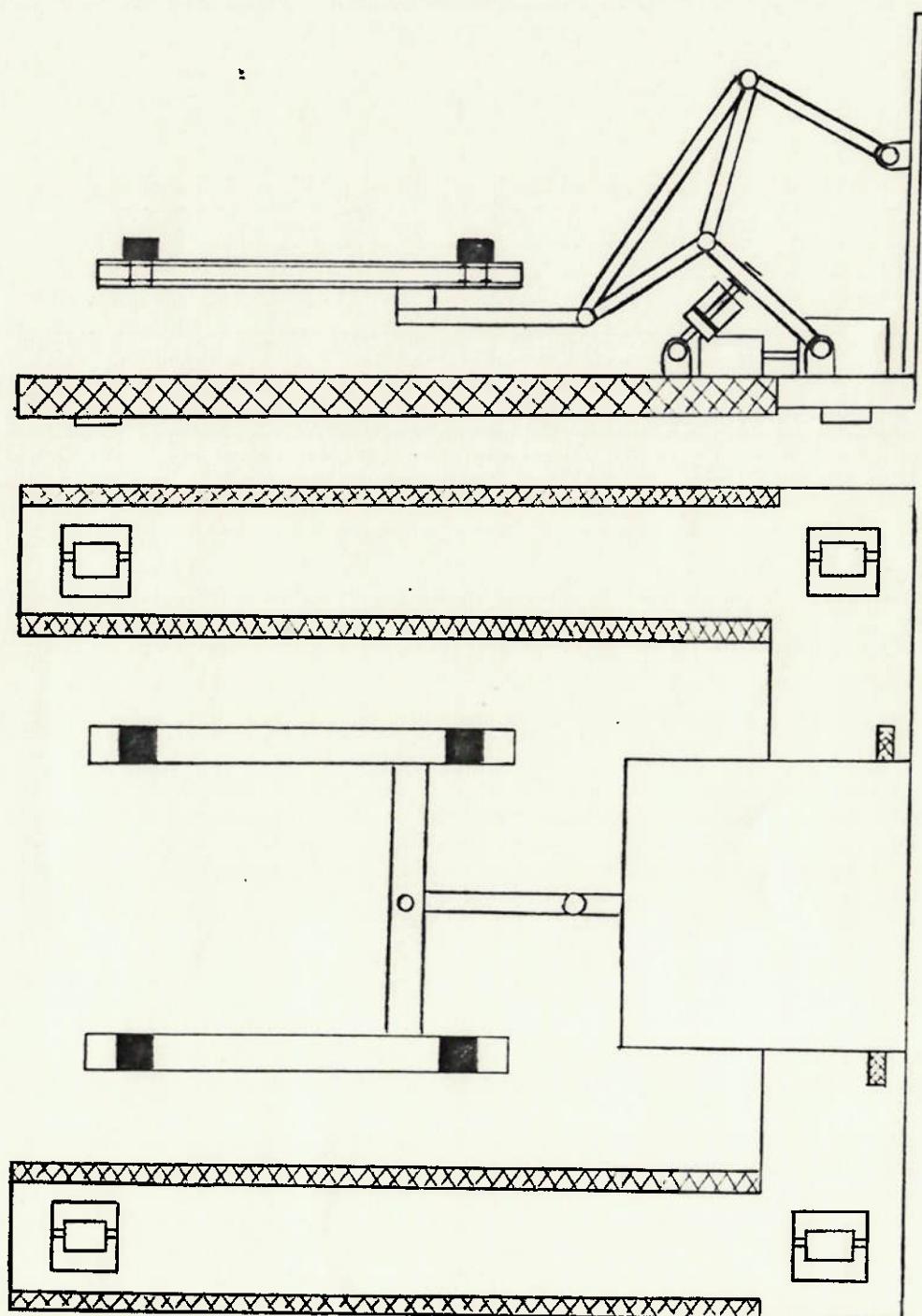


fig.6: solução 4.

Para as quatro soluções propostas, pode-se ainda apresentar duas soluções para a base móvel, no que diz respeito a permitir deslocamentos em todas as direções. Podem-se utilizar rodas do tipo R1 ou R2, conforme descritas abaixo.

a) Roda R1:

Roda comum, porém ligada a eixo que permite fácil rotação, direcionando-a na posição desejada (figura 7).

b) Roda R2:

Esfera, apoiada em cavidade gótica, de forma a existirem apenas dois pontos de contato, revestidos de teflon, permitindo um baixo atrito. A estrutura da roda deve ser montada em duas etapas, de modo a permitir o alojamento da esfera e evitar que esta escape (figura 8).

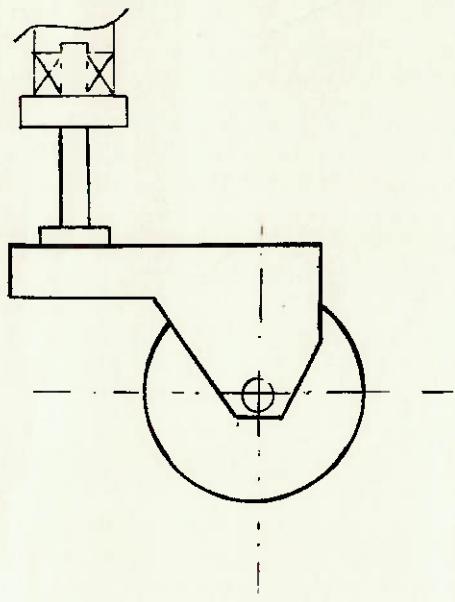


fig.7: roda R1.

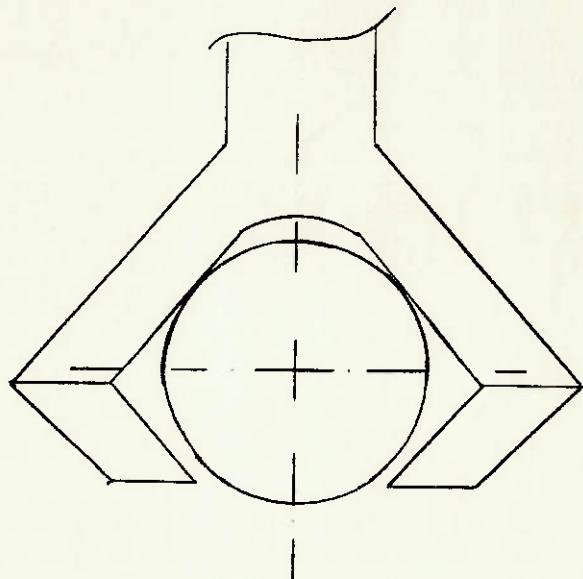


fig.8: roda R2.

1.4. EXEQUIBILIDADE FÍSICA

As soluções propostas, de um modo geral, não impõem dificuldades quanto à exequibilidade física, pois são compostas, basicamente, de barras de aço laminado, de fácil aquisição no mercado.

Deve-se observar se as soluções propostas não ultrapassam o valor limite estabelecido para o peso total da estrutura, e se a potência do motor necessária não será excessiva.

a) Solução 1:

Os braços de apoio ao veículo são facilmente usinados a partir de barras de aço laminado. O perfil quadrado é o que melhor se adapta a este caso.

Os apoios propriamente ditos devem ser cobertos por material que evite riscos e danos ao veículo, como borracha, por exemplo.

Os varões devem ser rosqueados a partir de barras de aço laminado de perfil circular, com passo da rosca dimensionado de forma a permitir a velocidade de elevação de 0,10 m/s, de acordo com a rotação do motor, utilizando-se um redutor se necessário.

As porcas devem possuir guias de apoio, de forma a evitar instabilidades.

A plataforma pode ser feita em aço ou em ferro fundido, de forma a propiciar uma boa sustentação à estrutura.

A potência do motor pode ser aproximada por:

$$N = \frac{P \times v_{w1}}{75 \times \eta}$$

onde:

N - potência do motor (CV);

P - carga elevada, envolvendo o peso do veículo e o peso da estrutura que também está sendo elevada (Kgf);

v_{w1} - velocidade de elevação (m/s);

η - rendimento global do sistema.

Admitindo-se $\eta = 85\%$, vem:

$$N = \frac{(2000 + 310) \times 0,1}{75 \times 0,85} = 3,6 \text{ CV}$$

Um motor de corrente alternada de 4 CV pode ter suas dimensões aproximadas em:

L - comprimento do motor: 500 mm.

D - diâmetro externo do motor: 250 mm.

Peso: 50 Kgf.

Tais características não refletem problemas quanto ao posicionamento do motor no dispositivo.

Uma estimativa do peso total do conjunto pode ser feita, baseado na seguinte tabela, onde

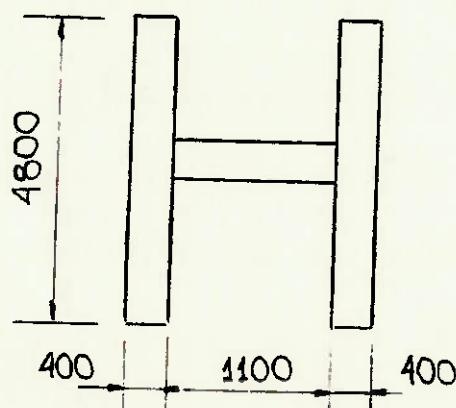
$$\rho_{aco} = \text{densidade do aço} = 7,85 \text{ g/cm}^3$$

	Volume estimado (cm ³)	Peso (Kgf)
braços	4 x 10000	310
roscas	2 x 12000	190
base	32000	250
motor		50
Peso Total		800

b) Solução 2:

A única consideração a ser feita diferente da solução anterior está no que diz respeito à sustentação do veículo. Neste caso, o veículo eleva-se sobre travessas, que podem ser feitas de ferro fundido, de largura suficiente para permitir o ingresso de qualquer automóvel.

Basicamente, podemos estabelecer as seguintes dimensões:



A potência do motor e o peso total do conjunto não diferem muito do caso anterior.

c) Solução 3:

As barras que compõem o mecanismo devem ser de aço, de perfil quadrado.

As articulações devem ser feitas através de pinos soldados, e protegidas com borracha, para manter uma boa lubrificação e evitar a penetração de impurezas.

Os braços de sustentação também são obtidos a partir de barras de aço laminado de perfil quadrado, com os apoios para o veículo cobertos por borracha.

O mecanismo deve ser protegido por camadas de tinta, de forma a permitir uma maior durabilidade, evitando-se o contato direto com água, poeira e cavacos.

Os pistões hidráulicos serão os responsáveis pelo acionamento do mecanismo, possuindo diâmetro aproximado de 30 cm.

As bombas hidráulicas que mais se adaptam a esta finalidade são as bombas de engrenagens.

A potência necessária para cada motor é de, aproximadamente,

$$N = \frac{P}{2} \times \frac{v_{w1}}{75 \times \eta} = \frac{(2000 + 500)}{2} \times \frac{0,1}{75 \times 0,85} = 2,0 \text{ CV}$$

As dimensões aproximadas de um motor com essa potência são:

L: 400 mm;

D: 200 mm;

Peso: 30 Kgf.

Estes valores demonstram a facilidade de instalação dos motores nos locais a eles reservados no mecanismo.

O peso total do conjunto pode ser avaliado conforme a tabela abaixo:

	Volume estimado (cm³)	Peso (Kgf)
braços	4 x 10000	310
barra	76800	600
base	32000	250
motor		2 x 30
bombas, pistões, óleo		200
Peso Total		1420

d) Solução 4:

A exequibilidade física da solução 4 é muito semelhante à da solução 3.

Vale a pena ressaltar que a fixação do veículo se dá sobre apoios ajustáveis, que devem ser cobertos por borracha. Este ajuste deve ser feito manualmente para a adaptação a qualquer modelo.

A potência estimada do motor é de,

$$N = \frac{P \times v_{*1}}{75 \times \eta} = \frac{(2000 + 550) \times 0,1}{75 \times 0,85} = 4,0 \text{ CV}$$

o que sugere um motor semelhante aos das soluções 1 e 2.

A estimativa do peso total do dispositivo baseia-se na seguinte tabela:

	Volume estimado (cm ³)	Peso (Kgf)
apoio	2 x 12000	190
barra	60000	470
base	32000	250
motor		50
bomba, pistão, óleo		100
Peso Total		1060

Quanto aos dois tipos de roda propostos, não há problemas no que diz respeito à exequibilidade física, pois são produtos encontrados no mercado.

Apenas vale a pena lembrar que, no caso R1, as rodas podem ser de aço ou borracha, o que diminuiria os ruídos causados pelo deslocamento do dispositivo. No caso R2, as esferas devem possuir perfeito acabamento, sendo feitas de aço.

1.5. VIABILIDADE ECONÔMICA

Para a análise econômica do projeto, deve-se avaliar se o produto será compensador tanto para o fabricante quanto para o usuário.

1.5.1. Viabilidade Econômica para o Usuário

Do ponto de vista do usuário, a análise deve ser feita em cima do valor econômico, que exprime a relação entre os benefícios conseguidos com a aquisição do produto e o custo de aquisição.

Entre os benefícios, que entram no numerador do valor econômico, podem-se citar:

- a) satisfação do cliente;
- b) eficiência e rapidez do serviço.

A satisfação do cliente está no que diz respeito a uma maior segurança na elevação do veículo, propiciando melhores condições de trabalho para o mecânico. Este pode dar um atendimento bem mais completo aos serviços realizados, o que faz com que o conceito da oficina suba para o cliente.

Os serviços passam a ser realizados de maneira mais rápida e organizada, eliminando-se perdas de tempo com operações precárias de sustentação de veículos, e deficiências causadas pela falta de espaço adequado para o trabalho e má iluminação.

No entanto, estes benefícios são de difícil quantificação em termos monetários, o que sugere uma nova forma de análise do valor econômico.

A consulta a algumas oficinas mecânicas na região de São Paulo apontou os dados abaixo citados.

Apesar da variação que existe no número de veículos atendidos em uma oficina durante um dia de serviço, pois em geral, o atendimento é maior nos primeiros dias da semana, diminuindo relativamente nas quintas e sextas-feiras, pode-se estimar um atendimento médio de:

- oficinas pequenas: 8 carros por dia;
- oficinas grandes: 20 carros por dia.

Estes números também sofrem variações com a época do ano, mas são os mais indicados para efeitos de cálculo.

Os preços médios dos serviços realizados por veículo, bem como a relação entre o valor cobrado do cliente e o quanto foi gasto pela oficina estão relacionados na tabela abaixo.

	Preço Médio	Cobrado/Gasto
oficinas pequenas	7,5 OTN	3
oficinas grandes	15,0 OTN	4
	18,5 OTN	4

Encontrou-se uma pequena variação entre os preços médios cobrados nas oficinas grandes, como indicado na tabela por A e B.

De um modo geral, devido a uma maior eficiência nos serviços realizados, as oficinas concordam com um atendimento possível de até mais dois veículos por dia, com a aquisição de um elevador do tipo proposto, o que é

plenamente possível, uma vez que melhores atendimentos, em geral, implicam em maior satisfação e maior procura. Isso implica em um aumento dos ganhos diáários em:

- oficinas pequenas: $2 \times 7,5 \times \frac{2}{3} = 10,00$ OTN/dia;

- oficinas tipo A: $2 \times 15 \times \frac{3}{4} = 22,50$ OTN/dia;

- oficinas tipo B: $2 \times 18,5 \times \frac{3}{4} = 27,75$ OTN/dia.

Porém, devem ser levados em consideração os gastos que serão introduzidos pela utilização de energia e serviços de manutenção do dispositivo, estimados em:

- gastos com energia: 1 OTN/mês;

- gastos com lubrificação e troca de óleo: 2,5 OTN de 6 em 6 meses => 0,42 OTN/mês.

Assim, temos os gastos estimados em 1,42 OTN mensais, ou 0,07 OTN/dia, para 20 dias de serviço ao mês. Esses valores são ainda menores para as soluções 1 e 2.

Para as oficinas pequenas, isso representa um aumento real de 9,93 OTN diárias, o que representa um acréscimo de cerca de 25% em seus lucros.

Para as oficinas do tipo A, temos um acréscimo de 22,43 OTN diárias, representando um aumento de 10% nos lucros.

Finalmente, para as oficinas do tipo B, teremos também um aumento próximo de 10% nos lucros, representados por um acréscimo de 27,68 OTN diárias.

Para o valor total do produto, como sugerido em 1052 OTN, teremos os seguintes tempos de amortização do investimento:

- oficinas pequenas: $\frac{1052}{9,93} = 106$ dias de serviço;

- oficinas tipo A: $\frac{1052}{22,43} = 47$ dias de serviço;

- oficinas tipo B: $\frac{1052}{27,68} = 38$ dias de serviço.

Os números acima demonstram que o investimento na compra de um mecanismo do tipo proposto reflete ser altamente vantajoso, baseado no pequeno período de amortização.

1.5.2. Viabilidade Econômica para o Fabricante

Para o fabricante, devem ser estimados os preços de comercialização do produto, de forma a analisar-se possíveis problemas relacionados com a venda do mecanismo.

Para as soluções 1 e 2, podemos montar a seguinte tabela:

Material	Quantidade	Custo/Kg	Custo Total
aço	750 Kg	0,337 OTN	252,750 OTN
Mão de Obra	Tempo	Custo/hora	Custo Total
usinagem	2 h	5,240 OTN	10,480 OTN
montagem	2 h	3,740 OTN	7,480 OTN
motor			37,390 OTN
TOTAL GERAL			308,100 OTN

A razão adotada entre o preço de venda e o custo de fabricação é de 2,5, o que implica em um valor de venda de 770,250 OTN, bastante compensador para o fabricante e acessível para o consumidor.

Para a solução 3, temos:

Material	Quantidade	Custo/Kg	Custo Total
aço	1160 Kg	0,337 OTN	390,920 OTN

Mão de Obra	Tempo	Custo/hora	Custo Total
usinagem	2 h	5,240 OTN	10,480 OTN
calderaria	2 h	3,740 OTN	7,480 OTN
montagem	3 h	3,740 OTN	11,220 OTN

motor, bomba e pistão	2 x 44,880 OTN
TOTAL GERAL	509,860 OTN

Para a razão entre venda e custo de fabricação de 2,5, temos o valor de 1274,650 OTN para a comercialização do produto, que ultrapassa o valor estipulado em aproximadamente 21%.

Finalmente, para a solução 4, temos:

Material	Quantidade	Custo/Kg	Custo Total
áço	910 Kg	0,337 OTN	306,670 OTN

Mão de Obra	Tempo	Custo/hora	Custo Total
usinagem	1,5 h	5,240 OTN	7,860 OTN
calderaria	1,5 h	3,740 OTN	5,610 OTN
montagem	2,0 h	3,740 OTN	7,480 OTN

motor, bomba e pistão	67,309 OTN
TOTAL GERAL	394,929 OTN

Multiplicando esse valor por 2,5, obtemos o preço de comercialização do produto em 987,323 OTN, abaixo do valor estipulado.

Temos, portanto, para as soluções 1,2 e 4, valores considerados bons para a venda do produto, implicando em períodos de amortização ainda menores do que os calculados anteriormente. Para as soluções 1 e 2, este período é reduzido em 27%, enquanto que, para a solução 4, temos uma redução de 6%.

A solução 3, no entanto, deixa dúvidas para o fabricante no que diz respeito à facilidade de venda do produto, embora o período de amortização da aquisição não seja elevado.

1.6. VIABILIDADE FINANCEIRA

O último item da análise de viabilidade diz respeito aos investimentos necessários para a produção do produto, de acordo com os recursos disponíveis.

Certamente, as firmas mais indicadas para a produção em série de um elevador de automóveis, de acordo com as soluções propostas, são as indústrias de equipamentos mecânicos em geral, já estabelecidas no ramo industrial e comercial.

A facilidade de produção do produto para essas firmas caracteriza-se pela disponibilidade de maquinário e mão-de-obra especializada no tipo de serviço a ser realizado.

As operações principais a serem feitas seriam as de usinagem das chapas e barras de aço, soldagem, pintura e montagem dos sub-conjuntos para embalagem e transporte ao local de trabalho.

Componentes específicos como motor, bomba de óleo, pistão e válvulas devem ser adquiridos de empresas especializadas nessas áreas, pois, para a produção interna desses equipamentos, seriam necessários investimentos de elevado valor, tornando o projeto inviável. A matéria-prima para a confecção do elevador, ou seja, as barras de aço, basicamente, também devem ser adquiridas no mercado. A aquisição desses produtos é facilitada pela sua elevada disponibilidade e pela sofisticação e boa qualidade dos modelos oferecidos. No entanto, devem ser evitadas dependências em relação aos fornecedores de determinados produtos, a fim de se evitar instabilidades, que poderiam acarretar em atrasos na fabricação, caso o fornecedor interrompa, por algum motivo, a entrega das encomendas.

As rodas do dispositivo podem ser fabricadas internamente, assim como encomendadas a outras fábricas, dependendo do interesse, da disponibilidade de mão de obra, da competência dos fornecedores e da compensação econômica.

Supondo-se, então, uma indústria de equipamentos mecânicos devidamente equipada, o único investimento necessário seria para um aumento das instalações já existentes, de forma a possibilitar as operações de pintura, montagem e embalagem. Avaliando-se em 2000 m² aproximadamente a área construída para essa finalidade, temos:

Área	Custo/m ²	Custo Total (OTN)
2000 m ²	24 OTN	48000

onde o custo por metro quadrado é relativo ao custo de construção de uma área unitária de um galpão industrial, com estrutura de aço. Esse valor, no entanto, depende de uma série de outros fatores, o que pode acarretar certas flutuações.

Para um período de amortização do investimento admitido como seis meses, e adotando-se dez por cento do valor do produto como a parcela destinada a essa amortização, temos:

- Soluções 1 e 2:

$$6 \times N = \frac{48000}{0,1 \times 770,250} \Rightarrow N = 103,9 \rightarrow N = 104 \text{ unidades/mês}$$

- Solução 3:

$$6 \times N = \frac{48000}{0,1 \times 1274,650} \Rightarrow N = 62,7 \rightarrow N = 63 \text{ unidades/mês}$$

- Solução 4:

$$6 \times N = \frac{48000}{0,1 \times 987,323} \Rightarrow N = 81,0 \rightarrow N = 81 \text{ unidades/mês}$$

Assim, vê-se que, para a solução 1, a venda de 104 unidades mensais do dispositivo seriam suficientes para amortizar em 6 meses um empréstimo para a ampliação das instalações da fábrica. Para as soluções 3 e 4, a venda necessária seria ainda menor: 63 e 81 unidades mensais, respectivamente.

Esses números são bastante admissíveis, considerando-se que as grandes oficinas e concessionárias chegam a utilizar até dez elevadores. Além disso, uma boa campanha publicitária é um fator que certamente garantirá tal venda.

É claro que investimentos alternativos devem ser considerados, de forma a avaliar-se a melhor época para as ampliações.

Para concluir, deve-se lembrar que, à medida que o projeto evolui, e seus componentes e conjuntos são definidos e especificados, as análises econômicas e financeiras devem ser refeitas, de forma a obter-se uma maior precisão nos valores, considerando-se cada ítem com um maior detalhamento.

2. PROJETO BÁSICO

O projeto básico preliminar, ou ante-projeto, visa estabelecer a concepção global do projeto, que serve como base para o projeto executivo.

2.1. A ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Da etapa anterior, pôde-se concluir que as quatro soluções apresentadas, com quaisquer dos dois tipos de rodas propostas, são viáveis sob qualquer ponto de vista, atendendo às especificações técnicas. Cabe, então, fazer uma comparação entre essas soluções, analisando-se suas vantagens e desvantagens, de forma a escolher-se "a melhor".

Uma forma metódica de selecionar a melhor entre as soluções é construir uma matriz de avaliação. Esta matriz é elaborada de maneira tal a possuir por entradas, em suas linhas, as características funcionais e operacionais desejadas, enquanto nas colunas são colocadas as soluções consideradas viáveis. Atribuindo-se pesos às características, pode-se definir a importância relativa de cada ítem. Com a atribuição de graus a cada solução, faz-se a avaliação relativa entre elas. A soma destes graus, multiplicados pelos seus pesos, gera valores globais que permitem a classificação e seleção da melhor solução.

As propriedades consideradas importantes para a determinação da melhor solução são apresentadas a seguir:

- **Eficiência do mecanismo:** avalia a capacidade do dispositivo em elevar a carga até a altura desejada, na velocidade desejada, com um alto rendimento global do conjunto;
- **Peso total do mecanismo:** implica em maior ou menor esforço do operador para empurrar o dispositivo;
- **Dimensões do mecanismo:** reflete os resultados da busca na eliminação de problemas de espaço para o comprador;
- **Facilidade de operação:** visa tornar o mais simples possível as operações que devem ser feitas para o funcionamento do dispositivo;
- **Manutenção do mecanismo:** característica que leva em conta a quantidade de peças sujeitas à manutenção, bem como a facilidade e o custo para que essa manutenção possa ser executada;
- **Segurança e conforto para o operador:** visa eliminar os riscos de operação e as dificuldades na prática do serviço;
- **Segurança para o veículo:** visa eliminar a possibilidade de falha do dispositivo, com consequentes danos ao veículo;
- **Durabilidade:** característica que avalia o tempo de bom funcionamento do dispositivo, antes de sua obsolescência funcional;
- **Nível de ruído:** reflete a busca de manter o ambiente de trabalho com baixos níveis de ruído, o que implica na tentativa de obter movimentos pouco sonoros;
- **Efeito de apresentação:** qualidade estética capaz de impressionar um possível comprador, ou até mesmo um cliente na oficina;

- **Facilidade de fabricação:** implica nas dificuldades existentes na aquisição de matéria-prima, operações de usinagem e de montagem;

- **Preço:** o custo provável ao consumidor do produto. Aqui, cabe explicar que as notas para este item são baseadas em comparação com o quanto se paga por um elevador do tipo convencional hoje em dia. A nota 10 equivale ao preço de 526 OTN, sendo o dobro deste valor, que foi estipulado como o máximo que o consumidor estaria disposto a pagar pelo novo produto, o equivalente à nota 5.

A matriz de avaliação está apresentada a seguir, com as notas de cada solução e os pesos de cada propriedade.

PROPRIEDADES	NOTA SOL.1	NOTA SOL.2	NOTA SOL.3	NOTA SOL.4	PESO
EFICIÊNCIA DO MECANISMO	6,5	6,5	9,5	9,0	5
PESO TOTAL DO MECANISMO	9,5	9,5	5,5	7,0	4
DIMENSÕES DO MECANISMO	9,0	7,5	5,5	7,5	5
FACILIDADE DE OPERAÇÃO	8,0	8,0	8,0	8,0	3
MANUTENÇÃO DO MECANISMO	6,0	6,0	7,0	7,5	2
SEGURANÇA E CONFORTO PARA O OPERADOR	6,0	5,0	9,5	8,5	5
SEGURANÇA PARA O VEÍCULO	5,5	6,0	9,5	8,5	5
DURABILIDADE	7,0	7,0	8,0	8,0	2
NÍVEL DE RUIDO	6,0	6,0	6,5	7,0	1
EFEITO DE APRESENTAÇÃO	8,0	7,0	7,0	8,0	1
FACILIDADE DE FABRICAÇÃO	7,5	7,5	6,5	7,0	3
PREÇO	7,0	7,0	4,0	5,5	4

Assim, da matriz de avaliação, pode-se chegar à nota de cada solução:

- nota da solução 1: (convencional)	$\frac{\sum(\text{notas} \times \text{pesos})}{\sum \text{pesos}} = \frac{287,5}{40} = 7,19$
- nota da solução 2: (convencional com apoio às quatro rodas)	$\frac{\sum(\text{notas} \times \text{pesos})}{\sum \text{pesos}} = \frac{276,5}{40} = 6,91$
- nota da solução 3: (duplo quatro-barras)	$\frac{\sum(\text{notas} \times \text{pesos})}{\sum \text{pesos}} = \frac{295,0}{40} = 7,38$
- nota da solução 4: (quatro-barras simples)	$\frac{\sum(\text{notas} \times \text{pesos})}{\sum \text{pesos}} = \frac{308,5}{40} = 7,71$

Portanto, a solução 4 será escolhida como a melhor solução, e o projeto se desenvolverá em cima dela.

Quanto à escolha da melhor roda para a locomoção do dispositivo, pode-se montar uma matriz de avaliação semelhante, com as seguintes propriedades:

- **Mobilidade:** visa avaliar a facilidade que as rodas apresentam em mover-se em todas as direções, sem impor dificuldades em alterações do movimento;
- **Manutenção:** leva em consideração a freqüência necessária de limpeza e lubrificação das rodas, de forma a permitir o bom funcionamento delas, considerando-se que, em geral, o chão de oficinas é repleto de graxas, lascas de materiais e cavacos, que podem engripar as rodas;
- **Custo e facilidade de fabricação:** reflete as dificuldades em fabricar ou adquirir tais componentes, bem como seu custo, consequência do processo de usinagem e mão-de-obra envolvida.

Outras propriedades, como índice de ruído provocado no deslocamento do dispositivo pelas rodas, ou durabilidade delas, também poderiam ser consideradas, mas são de menor importância, e as soluções apresentadas não possuem diferenças nesses itens.

Assim, atribuindo-se o mesmo peso para as propriedades listadas, monta-se a matriz a seguir:

PROPRIEDADES	RODA	
	R1	R2
MOBILIDADE	6,5	9,5
MANUTENÇÃO	9,0	5,0
CUSTO E FACILIDADE DE FABRICAÇÃO	9,0	5,0

Portanto, temos as seguintes notas para cada solução:

$$- \text{ nota da roda R1: } \frac{\sum \text{notas}}{3} = \frac{24,5}{3} = 8,17$$

(roda comum)

$$- \text{ nota da roda R2: } \frac{\sum \text{notas}}{3} = \frac{19,5}{3} = 6,50$$

(esfera)

Assim, conclui-se que a roda R1 é a que melhor se adapta à solução 4, formando, então, a melhor solução por completo, que é a que será tratada e desenvolvida nos itens a seguir.

2.2. MODELAGEM DA CONCEPÇÃO DO PROJETO

A transformação da solução escolhida, de uma idéia abstrata em objetos concretos, é feita inicialmente através de descrição, esquemas e equações matemáticas. A representação matemática é a mais útil para representar a idéia básica, pois através dela pode-se analisar o projeto de forma mais detalhada, prevendo-se quantitativamente o seu comportamento.

2.2.1. PROJETO CINEMÁTICO DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO

Inicialmente, deve-se analisar o traçado do mecanismo básico responsável pela ascenção do veículo. Tal mecanismo deve ser determinado com alto grau de precisão, de forma a possibilitar uma trajetória totalmente vertical do veículo, sem riscos para este e para o operador.

Para tal, tomou-se como base o princípio de açãoamento de uma empilhadeira, onde o garfo é guiado por um mecanismo, conforme figura 9.

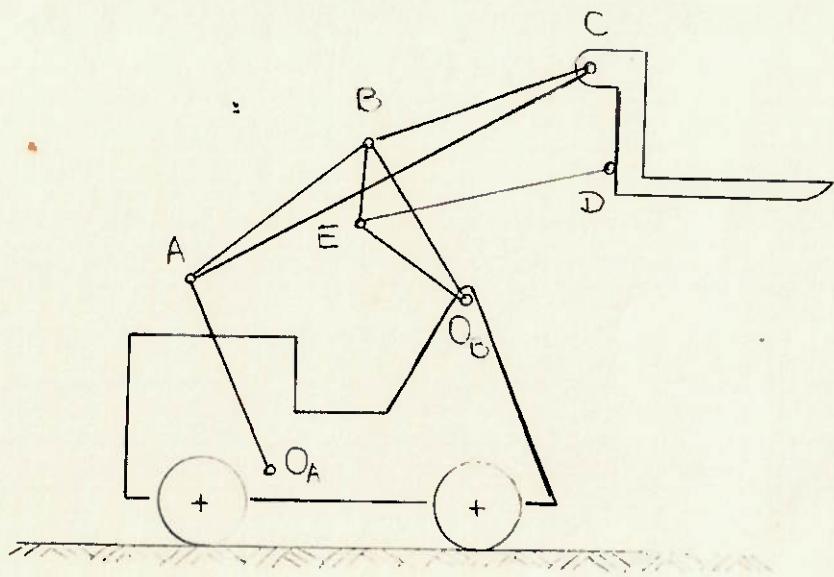


Fig.9: princípio de acionamento de uma empilhadeira.

O garfo deve mover-se para cima e para baixo em translação retilínea. O ponto C possui trajetória retilínea, e é o ponto básico de referência para o traçado do mecanismo. A barra DE mantém o garfo em movimento de translação.

O mecanismo a ser determinado é bastante semelhante ao acima descrito. Para tal, utilizou-se o método de "Quatro Posições Relativas de um Plano em Relação a Outro".

2.2.1.1. Descrição do Método

A apresentação e descrição completa do método utilizado pode ser encontrada na referência bibliográfica número 4, no capítulo 9.

Este método resume-se, basicamente, nas seguintes operações:

a) Construção dos polos de deslocamento relativo nulo.

Quando um plano assume duas posições sucessivas, e considerando-se uma reta como um círculo de raio infinito, existe sempre um ponto para o qual o deslocamento relativo desse plano é nulo. Esse ponto é chamado de polo, e simbolizado pela letra P. Os deslocamentos são proporcionais à distância de P, valendo para duas posições distintas e para deslocamentos finitos.

Quando um plano móvel assume quatro posições II_1 , II_2 , II_3 e II_4 , podem-se determinar seis polos, correspondentes às três rotações sucessivas. Isto pode ser feito através da escolha de dois pontos A e B do plano móvel, que assumem as posições A_1 e B_1 , A_2 e B_2 , A_3 e B_3 e A_4 e B_4 , respectivamente. Na figura 10 tem-se exemplificada a construção dos polos P_{123} e P_{234} , e mostrados os demais polos, P_{134} , P_{142} , P_{243} e P_{341} .

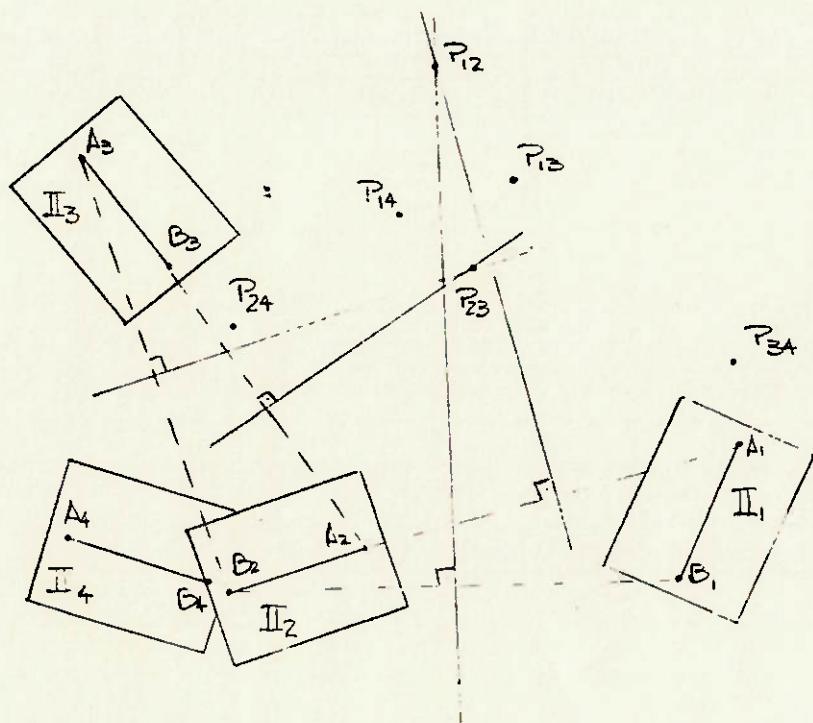


Fig.10: Construção dos polos correspondentes a quatro posições de um plano.

b) Determinação das articulações fixas.

Dois conceitos devem ficar claros para a utilização deste método: a definição de C.P.S.C. e de C.P.C.

A "Curva dos Pontos sobre Circunferência" (C.P.S.C.) é definida como o lugar geométrico dos pontos do plano móvel que têm as quatro posições sobre um mesmo arco de circunferência. Desta forma, torna-se claro afirmar que as articulações móveis do mecanismo estarão sobre a C.P.S.C.

A "Curva dos Pontos-Centro" (C.P.C.) é definida como o lugar geométrico dos centros dos arcos de circunferências que passam pelas quatro posições de cada ponto na C.P.S.C. Portanto, as articulações fixas estarão na C.P.C.

Assim, para a determinação das articulações fixas, torna-se necessária a determinação da C.P.C. Esta curva é determinada através das propriedades que possuem os quadriláteros polares. Estes quadriláteros são definidos por aqueles cujas diagonais têm vértices sem índices comuns. Temos, portanto, três quadriláteros polares, conforme figura 11.

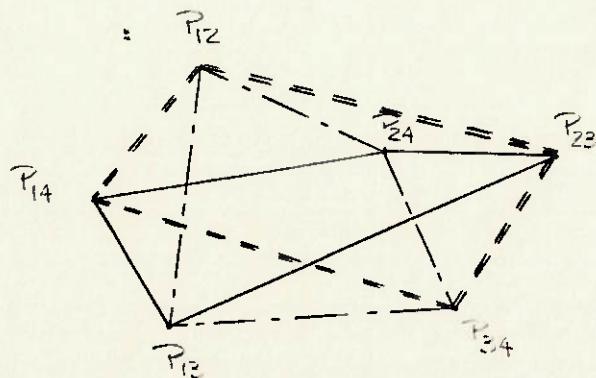


Fig.11: três quadriláteros polares (— ; == = ; - - - -)

Um exemplo de construção de dois pontos da C.P.C. está mostrado na figura 12. Um dos quadriláteros polares é escolhido, e são construídos os arcos-capazes de α sobre lados opostos do quadrilátero. A C.P.C. completa é determinada variando-se o ângulo α , mudando-se os lados opostos do quadrilátero sobre os quais construir-se-ão os arcos-capazes, e escolhendo-se também os outros dois quadriláteros polares.

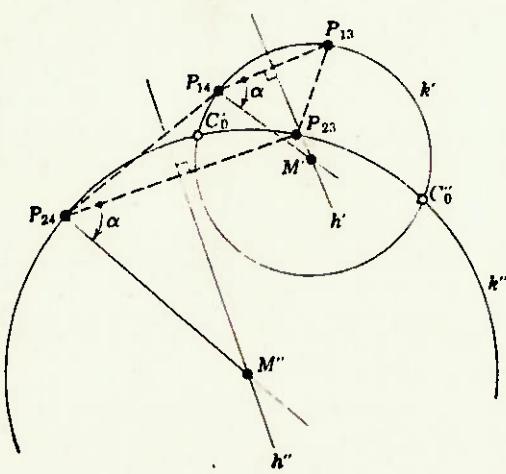


Fig.12: construção dos pontos-centros C_0' e C_0'' .

c) Determinação das articulações móveis.

Para cada articulação fixa escolhida existirá apenas uma articulação móvel correspondente, na C.P.S.C. Um exemplo de construção da articulação móvel está na figura 13, partindo-se da articulação fixa O_x , e sendo i, j e k posições ocupadas pelo plano de referência. Pode-se, portanto, determinar as três posições ocupadas pela articulação móvel X_i , X_j e X_k .

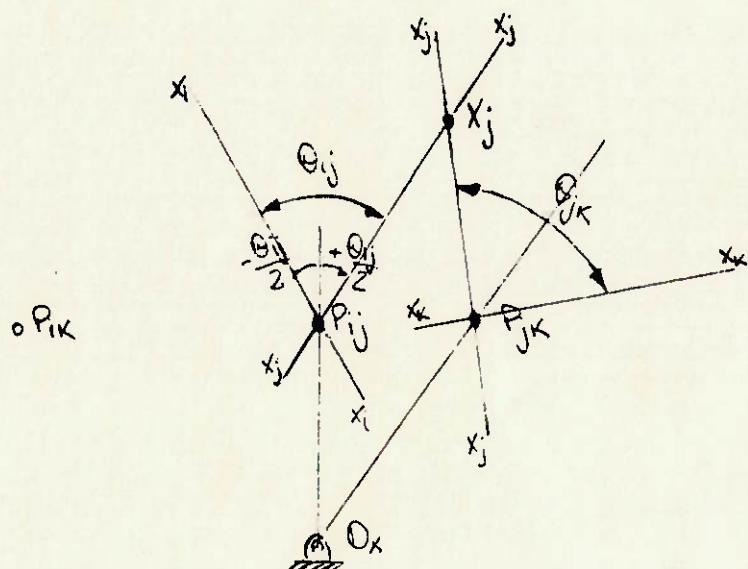


Fig.13: construção do ponto sobre circunferência X na posição X_j .

Os ângulos indicados na figura 13, θ_{ij} e θ_{jk} , são, respectivamente, os ângulos de giro da posição i para a j e da posição j para a k, conforme figura 14.

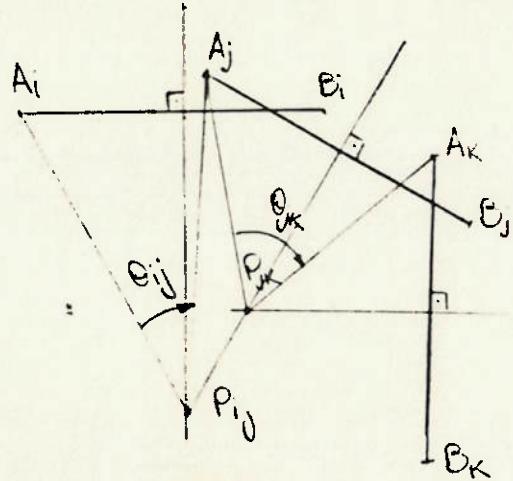


Fig.14: ângulos de giro θ para três posições relativas.

Na figura 15 pode-se visualizar um exemplo de C.P.C. e C.P.S.C. com os pontos correspondentes identificados.

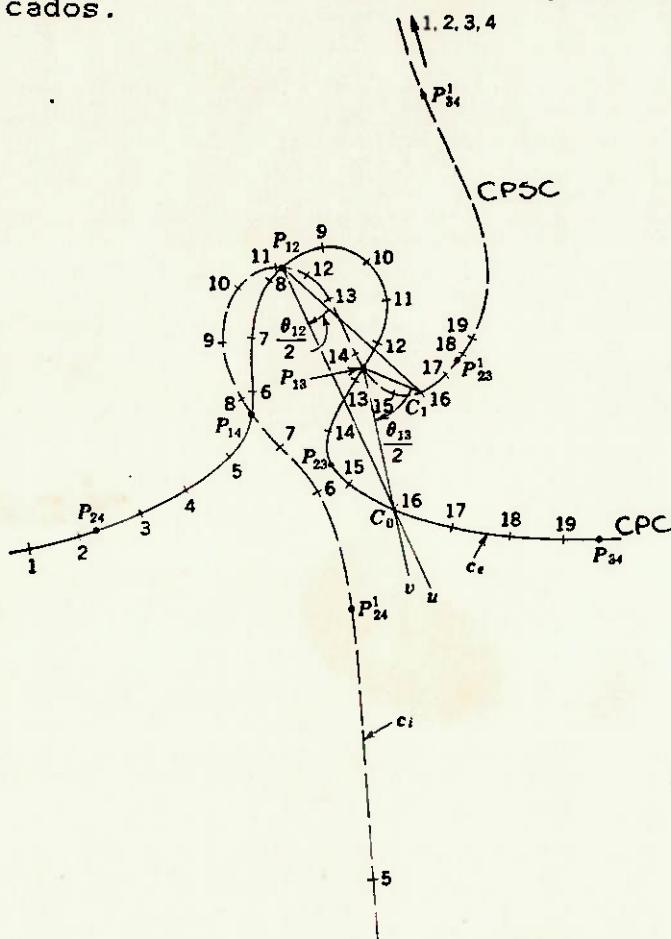


Fig.15: C.P.C. e C.P.S.C. com os pontos correspondentes identificados.

2.2.1.2. Aplicação do Método Descrito

Da figura 9, pode-se observar que o mecanismo O_ABO_B é um quadrilátero articulado. Para a sua determinação, consideraram-se quatro posições relativas da barra BC, de forma ao ponto C descrever um movimento de translação vertical de curso de 2m.

Inicialmente, adotou-se uma posição para a articulação fixa O_B , a 800mm na vertical e 400mm na horizontal da posição extrema inferior do ponto C. Adotou-se também o comprimento da barra $O_B B$, como 700mm. Desta forma, o comprimento da barra BC fica determinado como 1100mm, pois é o único comprimento que permite que a barra $O_B B$ passe de uma posição abaixo da horizontal para uma acima da horizontal, com um movimento vertical retilíneo do ponto C. Na figura 16 podemos ver que, quando $O_B B$ estiver na horizontal, devemos também ter BC na horizontal, e portanto seu comprimento fica determinado.

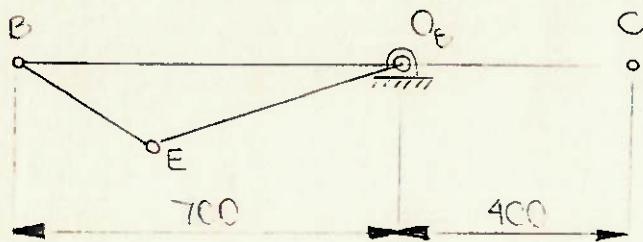


Fig.16: determinação do comprimento da barra BC.

Com esses dados, foram traçadas as quatro posições relativas da barra BC (extrema inferior, extrema superior e duas intermediárias). Para essas quatro posições, determinaram-se os seis polos correspondentes, dos quais escolheu-se o quadrilátero polar mais conveniente. Com o traçado da C.P.C., tornou-se possível a obtenção da articulação fixa O_B no local mais adequado. Construindo-se a C.P.S.C., obteve-se a respectiva articulação móvel A.

A obtenção da barra DE foi feita utilizando-se apenas três posições relativas.

Escolheu-se o ponto D a 400mm na vertical e a 200mm na horizontal do ponto C. Tomando-se como novo referencial a barra $O_B B$, determinaram-se três posições do ponto D em relação a este novo referencial, e localizou-se o centro da circunferência que passa por esses três pontos (D_4, D_3 e D_1), conferindo ser o ponto D_2 também desta circunferência. Este centro é o ponto E.

A mudança de referencial torna-se necessária porque o ponto D deve descrever um movimento de translação vertical simultaneamente com o movimento do ponto C. Logo, o referencial deve estar no quadrilátero $O_A A B O_B$ já determinado. As posições relativas do ponto D são facilmente marcadas utilizando-se de papel transparente, girando-o de forma à barra $O_B B$ (que é fixa neste papel) ocupar as posições 4, 3, 2 e 1 e marcando-se os pontos D_4, D_3, D_2 e D_1 , respectivamente, no papel.

O triângulo $O_B B E$ é, na verdade, uma peça única, bem como o triângulo ABC do quadrilátero articulado.

Os desenhos 1, 2 e 3 mostram a determinação do quadrilátero articulado, da barra DE, e um estudo das quatro posições analisadas do mecanismo, respectivamente, na escala de 1:5.

2.2.2. Análise das Posições, Velocidades e Acelerações

O método algébrico para análise das posições, velocidades e acelerações de um mecanismo plano possui algumas vantagens sobre o método gráfico, fator esse que determinou a sua utilização. As três principais vantagens deste método, também conhecido por método de Raven, são as seguintes:

- a) o elevado grau de precisão que pode ser atingido;
- b) o fato de ser adequado para cálculos em computadores;
- c) o fato de que, uma vez determinada a forma da solução, ela pode ser utilizada para qualquer combinação de dimensões do mecanismo ou para diferentes posições, sem a necessidade de reiniciar novamente os cálculos.

2.2.2.1. Análise das Posições

A figura 17 mostra o quadrilátero articulado que será analisado. Note-se que a barra 1 é fixa, e o eixo X foi escolhido passando pelas duas articulações fixas do mecanismo, de forma a facilitar o desenvolvimento das equações. Toda a nomenclatura empregada está representada na figura. O ponto de maior interesse é o ponto P.

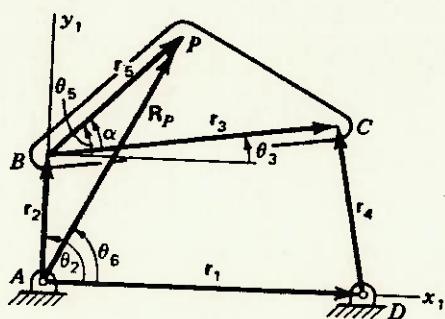


Fig.17: quadrilátero articulado.

A notação polar complexa por vetores demonstra ser a mais adequada para esse tipo de análise, onde:

$$\vec{R} = R \cdot e^{i\theta} = R \cdot (\cos\theta + i \cdot \sin\theta) \quad (1)$$

que representa a fórmula de Euler, conforme a figura 18 abaixo.

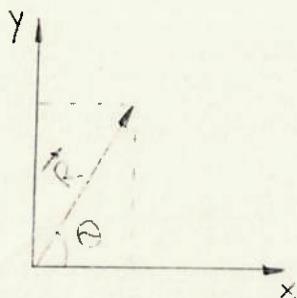


Fig.18: notação polar complexa.

Escrevendo a equação vetorial de malha fechada para o mecanismo da figura 17, temos:

$$\vec{R}_2 + \vec{R}_3 = \vec{R}_1 + \vec{R}_4 \quad (2)$$

e passando para a forma polar, vem:

$$r_2 \cdot e^{i\theta_2} + r_3 \cdot e^{i\theta_3} = r_1 \cdot e^{i\theta_1} + r_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (3)$$

Os valores de r_1 , r_2 , r_3 e r_4 são constantes, e o ângulo θ_1 também, com $\theta_1 = 0$. Assim, podemos simplificar a equação (3) em:

$$r_2 \cdot e^{i\theta_2} + r_3 \cdot e^{i\theta_3} = r_1 + r_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (4)$$

Sendo θ_m a variável independente, devemos determinar os valores de θ_2 e θ_3 em função de θ_m .

Utilizando-se a fórmula de Euler, e separando-se as partes reais e imaginárias da equação, vem:

$$r_2 \cdot \cos\theta_2 + r_3 \cdot \cos\theta_3 = r_4 + r_4 \cdot \cos\theta_4 \quad (5)$$

$$r_x \cdot \sin \theta_x + r_y \cdot \sin \theta_y = r_z \cdot \sin \theta_z \quad (6)$$

11

Rearranjando as equações acima de forma a isolar Θ_3 , vem:

$$r_3 \cdot \cos \theta_3 = r_4 \cdot \cos \theta_4 - r_2 \cdot \cos \theta_2 + r_1$$

$$r_3 \cdot \sin \theta_3 = r_4 \cdot \sin \theta_4 = r_5 \cdot \sin \theta_5$$

Elevando ao quadrado e somando as equações acima, eliminamos a incógnita Θ_3 , resultando a seguinte equação:

$$\Gamma_3^{(2)} = \Gamma_4^{(2)} + \Gamma_2^{(2)} + \Gamma_1^{(2)} + 2 \cdot \Gamma_1 \cdot \Gamma_4 \cdot \cos \theta_4 - 2 \cdot \Gamma_1 \cdot \Gamma_2 \cdot \cos \theta_2 + 2 \cdot \Gamma_2 \cdot \Gamma_4 \cdot \cos(\theta_4 - \theta_2) \quad (7)$$

Vamos utilizar um vetor auxiliar \vec{s} , conforme a figura 19, e o ângulo δ entre \vec{R}_1 e \vec{R}_2 .

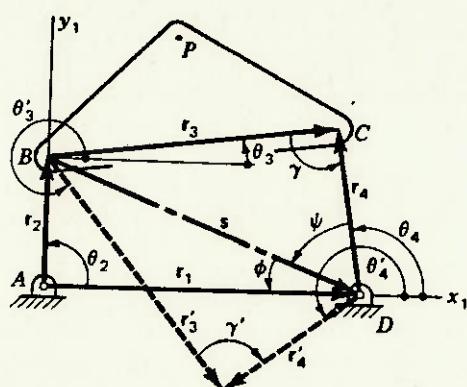


Fig.19: vetor \vec{s} auxiliar, e o ângulo δ .

Da figura acima, temos:

$$s^x = r_4 - r_3 \cdot \cos \theta_3 \quad (8)$$

e

$$s^y = - r_3 \cdot \sin \theta_3 \quad (9)$$

Escrevendo a lei dos cossenos para os triângulos BAD e BCD, vêm, respectivamente:

$$s^x = r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_3 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_3 \quad (10)$$

$$s^y = r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_3 \cdot r_4 \cdot \cos \delta \quad (11)$$

Portanto,

$$\delta = \pm \arccos \frac{r_3^2 + r_4^2 - s^2}{2 \cdot r_3 \cdot r_4}, \text{ onde os sinais de mais e}$$

menos referem-se às duas soluções para o ângulo de transmissão δ e δ' respectivamente.

Substituindo (10) em (11), vem:

$$\delta = \arccos \frac{r_3^2 + r_4^2 - r_4^2 - r_3^2 + 2 \cdot r_3 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_3}{2 \cdot r_3 \cdot r_4} \quad (12)$$

Assim, utilizando-se as equações (8), (9) e (12), a equação (7) fica reduzida a

$$s^x \cdot \cos \theta_4 + s^y \cdot \sin \theta_4 - r_3 \cdot \cos \delta + r_4 = 0 \quad (13)$$

Em se tratando de seno e cosseno de um mesmo ângulo desconhecido em uma mesma equação, às vezes torna-se útil utilizar-se de recursos trigonométricos, como:

$$\cos \eta = \frac{1 - \operatorname{tg}^2(\eta/2)}{1 + \operatorname{tg}^2(\eta/2)} \quad \text{e} \quad \operatorname{sen} \eta = \frac{2 \cdot \operatorname{tg}(\eta/2)}{1 + \operatorname{tg}^2(\eta/2)} \quad (14)$$

Substituindo as relações acima na equação (13), simplificando os termos e rearranjando-os, chegamos à seguinte equação quadrática:

$$(r_4 - r_3 \cdot \cos \theta_3 - s^*) \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\theta_4}{2} + 2 \cdot s^* \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta_4}{2} + (r_4 - r_3 \cdot \cos \delta + s^*) = 0 \quad (15)$$

da qual se obtêm-se duas soluções:

$$\operatorname{tg} \frac{\theta_4}{2} = \frac{-s^* \pm \sqrt{(s^*)^2 - r_4^2 + 2r_3r_4 \cos \delta - r_3^2 \cos^2 \delta + (s^*)^2}}{r_4 - r_3 \cdot \cos \delta - s^*} \quad (16)$$

Ao substituir as equações (8), (9) e (12), esta fica reduzida a:

$$\operatorname{tg} \frac{\theta_4}{2} = \frac{-s^* \pm r_3 \cdot \sqrt{1 - \cos^2 \delta}}{r_4 - r_3 \cdot \cos \delta - s^*} \quad (17)$$

Portanto,

$$\theta_4 = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{r_3 \cdot \operatorname{sen} \theta_3 \mp r_3 \cdot \operatorname{sen} \delta}{r_4 - r_3 + r_3 \cdot \cos \theta_3 - r_3 \cdot \cos \delta} \quad (18)$$

A solução para a outra incógnita, o ângulo θ_3 , pode ser achada através de um procedimento completamente análogo. Isolando os termos em θ_3 nas equações (5) e (6), elevando ao quadrado e somando, elimina-se θ_4 e obtém-se uma expressão quadrática que pode ser resolvida para θ_3 . A solução é:

$$\theta_3 = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{-r_3 \cdot \operatorname{sen} \theta_3 \pm r_4 \cdot \operatorname{sen} \delta}{r_3 + r_4 - r_3 \cdot \cos \theta_3 - r_4 \cdot \cos \delta} \quad (19)$$

Resolvido o mecanismo básico de quatro-barras, resta agora determinar uma expressão para o ponto de interesse P.

Da figura 17, temos,

$$\vec{R}_p = \vec{R}_x + \vec{R}_y = r_x \cdot e^{i\theta_2} + r_y \cdot e^{i\theta_3}$$

Sabendo que $\theta_p = \theta_3 + \alpha$, vem:

$$R_p \cdot e^{i\theta_p} = r_x \cdot e^{i\theta_2} + r_y \cdot e^{i(\theta_3 + \alpha)} \quad (20)$$

que é uma simples soma vetorial de dois vetores já previamente determinados. Assim, temos, conforme a figura 20, as seguintes expressões, para $\vec{C} = \vec{A} + \vec{B}$:

$$e \quad C = \sqrt{A^2 + B^2 + 2 \cdot A \cdot B \cdot \cos(\theta_B - \theta_A)} \quad (21)$$

$$\theta_C = \arctg \frac{A \cdot \sin \theta_A + B \cdot \sin \theta_B}{A \cdot \cos \theta_A + B \cdot \cos \theta_B} \quad (22)$$

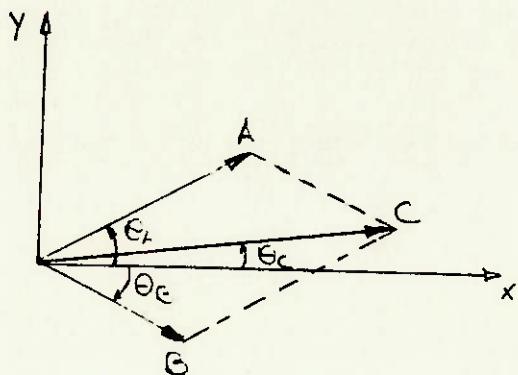


Fig.20: soma de dois vetores conhecidos.

Aplicando as equações (21) e (22) ao problema em questão, vem:

$$R_p = \sqrt{r_x^2 + r_y^2 + 2 \cdot r_x \cdot r_y \cdot \cos(\theta_3 + \alpha - \theta_2)} \quad (23)$$

e

$$\theta_6 = \arctg \frac{r_x \cdot \sin \theta_2 + r_y \cdot \sin(\theta_3 + \alpha)}{r_x \cdot \cos \theta_2 + r_y \cdot \cos(\theta_3 + \alpha)} \quad (24)$$

2.2.2.2. Análise das Velocidades

Da notação complexa por vetores, podemos obter a velocidade derivando a posição. Ou seja, derivando a equação (1), vem:

$$\frac{d\vec{R}}{dt} = \vec{v} = \vec{R} \cdot e^{i\omega} + i \cdot \dot{\theta} \cdot R \cdot e^{i\omega} \quad (25)$$

Assim, lembrando-se que todos os comprimentos das barras permanecem constantes, derivando-se no tempo a equação (4), vem:

$$i \cdot \dot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot e^{i\omega_2} + i \cdot \dot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\omega_3} = i \cdot \dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\omega_4} \quad (26)$$

Fazendo a decomposição de Euler, separando as partes reais e imaginárias, e rearranjando os termos, implica em:

$$w_3 \cdot r_3 \cdot \sin \theta_3 - w_4 \cdot r_4 \cdot \sin \theta_4 = - w_2 \cdot r_2 \cdot \sin \theta_2 \quad (27)$$

$$w_3 \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 - w_4 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_4 = - w_2 \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 \quad (28)$$

pois $\dot{\theta}_i = w_i$.

Finalmente, resolvendo simultaneamente as duas equações acima, para as incógnitas w_3 e w_4 , partindo da velocidade angular da peça motora w_2 conhecida, resulta:

$$w_3 = \frac{r_2 \cdot \sin(\theta_2 - \theta_4)}{r_3 \cdot \sin(\theta_4 - \theta_3)} \cdot w_2 \quad (29)$$

e

$$w_4 = \frac{r_2 \cdot \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_4 \cdot \sin(\theta_4 - \theta_3)} \cdot w_2 \quad (30)$$

A velocidade do ponto P pode, então, ser determinada, a partir da velocidade do ponto B e de w_3 .

Para o ponto B, pode-se escrever a expressão:

$$\vec{v}_B = \vec{w}_3 \wedge \vec{BA} \quad (31)$$

Assim, temos que o módulo da velocidade de B pode ser facilmente determinado pelo produto simples de

$$v_B = w_3 \cdot r_3 \quad (32)$$

sendo sempre perpendicular à direção da barra AB:

$$\theta_{v_B} = (\theta_3 \pm 90^\circ) \quad (33)$$

Para o ponto P, temos:

$$\vec{v}_P = \vec{v}_B + \vec{v}_{PB} \quad (34)$$

onde

$$\vec{v}_{PB} = \vec{w}_3 \wedge \vec{PB} \quad (35)$$

representa a velocidade de P em relação a B, com

$$v_{PB} = w_3 \cdot r_3 \quad \text{e} \quad \theta v_{PB} = (0_3 \pm 90^\circ) \quad (36)$$

Chega-se, então, a uma simples soma de dois vetores conhecidos para a determinação de v_p . Assim, das expressões (21) e (22), vem:

$$e \quad v_p = \sqrt{v_B^2 + v_{PB}^2 + 2 \cdot v_B \cdot v_{PB} \cdot \cos(\theta_{v_B} - \theta_{v_{PB}})} \quad (37)$$

$$\theta_{v_p} = \arctg \frac{v_B \cdot \operatorname{sen} \theta_{v_B} + v_{PB} \cdot \operatorname{sen} \theta_{v_{PB}}}{v_B \cdot \cos \theta_{v_B} + v_{PB} \cdot \cos \theta_{v_{PB}}} \quad (38)$$

2.2.2.3. Análise das Acelerações

Novamente, voltando à notação complexa por vetores, obtém-se a aceleração através da segunda derivada da posição no tempo.

Assim, derivando-se a expressão (25) vem:

$$\frac{d^2 \vec{R}}{dt^2} = \ddot{R} = \vec{R} \cdot e^{i\theta} + 2 \cdot i \cdot \dot{\theta} \cdot \vec{R} \cdot e^{i\theta} - \ddot{\theta} \cdot \vec{R} \cdot e^{i\theta} + i \cdot \ddot{\theta} \cdot \vec{R} \cdot e^{i\theta} \quad (39)$$

Portanto, aplicando-se este método ao quadrilátero básico articulado, derivando-se a expressão (26), e relembrando que os comprimentos das barras não se alteram, vem:

$$-\dot{\theta}_2^2 \cdot \Gamma_2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot \ddot{\theta}_2 \cdot \Gamma_2 \cdot e^{i\theta_2} - \dot{\theta}_3^2 \cdot \Gamma_3 \cdot e^{i\theta_3} + i \cdot \ddot{\theta}_3 \cdot \Gamma_3 \cdot e^{i\theta_3} = \\ = -\dot{\theta}_4^2 \cdot \Gamma_4 \cdot e^{i\theta_4} + i \cdot \ddot{\theta}_4 \cdot \Gamma_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (40)$$

Dividindo a equação acima por $e^{i\theta_3}$, vem:

$$-\dot{\theta}_2^2 \cdot \Gamma_2 \cdot e^{i(\theta_2 - \theta_3)} + i \cdot \ddot{\theta}_2 \cdot \Gamma_2 \cdot e^{i(\theta_2 - \theta_3)} - \dot{\theta}_3^2 \cdot \Gamma_3 \cdot e^{i(\theta_3 - \theta_3)} + i \cdot \ddot{\theta}_3 \cdot \Gamma_3 \cdot e^{i(\theta_3 - \theta_3)} = \\ = -\dot{\theta}_4^2 \cdot \Gamma_4 \cdot e^{i(\theta_4 - \theta_3)} + i \cdot \ddot{\theta}_4 \cdot \Gamma_4 \cdot e^{i(\theta_4 - \theta_3)} \quad (41)$$

Com essa rotação do eixo real, a componente real da equação (41) não contém a incógnita $\dot{\theta}_3$, que representa a aceleração angular da barra 3, resultando:

$$\begin{aligned} -\dot{\theta}_w^2 \cdot r_w \cdot \cos(\theta_w - \theta_3) - \ddot{\theta}_w \cdot r_w \cdot \sin(\theta_w - \theta_3) - \dot{\theta}_3^2 \cdot r_3 = \\ = -\dot{\theta}_4^2 \cdot r_4 \cdot \cos(\theta_4 - \theta_3) - \ddot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot \sin(\theta_4 - \theta_3) \quad (42) \end{aligned}$$

que pode ser resolvida para:

$$\begin{aligned} \frac{r_w \sin(\theta_w - \theta_3) \ddot{\theta}_w + r_w \cos(\theta_w - \theta_3) \dot{\theta}_w^2 + r_3 \dot{\theta}_3^2 - r_4 \cos(\theta_4 - \theta_3) \dot{\theta}_4^2}{r_4 \cdot \sin(\theta_4 - \theta_3)} = \\ = \alpha_4 = \ddot{\theta}_4 \quad (43) \end{aligned}$$

onde $\dot{\theta}_i = w_i$ e $\ddot{\theta}_i = \alpha_i$, e admite-se conhecida a aceleração angular da barra motora α_w .

Dividindo-se a equação (40) por $e^{i\theta_4}$ e isolando-se a componente real, acha-se também a solução para $\dot{\theta}_3$, sendo esta dada por:

$$\begin{aligned} \frac{r_w \sin(\theta_w - \theta_4) \ddot{\theta}_w + r_w \cos(\theta_w - \theta_4) \dot{\theta}_w^2 + r_3 \cos(\theta_4 - \theta_3) \dot{\theta}_3^2 - r_4 \dot{\theta}_4^2}{r_3 \cdot \sin(\theta_4 - \theta_3)} = \\ = \alpha_3 = \ddot{\theta}_3 \quad (44) \end{aligned}$$

A aceleração do ponto P pode ser, então, facilmente determinada em função da aceleração de B:

$$\vec{A}_P = \vec{A}_B + \vec{A}_{P/B} = \vec{A}_{B^n} + \vec{A}_{B^t} + \vec{A}_{P/B^n} + \vec{A}_{P/B^t} \quad (45)$$

onde:

\vec{A}_{B^n} - representa a componente normal da aceleração do ponto B (aceleração centrípeta), dada por

$$\vec{A}_{B^n} = w_w^2 \cdot \vec{AB} \quad \text{e} \quad \theta_{AB}^n = (\theta_w \pm 180^\circ) \quad (46)$$

\vec{A}_{B^t} - representa a componente tangencial da aceleração do ponto B (início e fim de movimento), dada por

$$\vec{A}_{B^t} = \alpha_w \cdot \vec{AB} \quad \text{e} \quad \theta_{AB}^t = (\theta_w \pm 90^\circ) \quad (47)$$

\vec{A}_{PB}^n - representa a componente normal a \overline{BP} da aceleração de P em relação a B (centrípeta), dada por

$$\vec{A}_{PB}^n = \omega_B^2 \cdot \overline{BP} \quad \text{e} \quad \theta_{APB}^n = (0_B \pm 180^\circ) \quad (48)$$

\vec{A}_{PB}^t - representa a componente tangencial a \overline{BP} da aceleração de P em relação a B, dada por

$$\vec{A}_{PB}^t = \alpha_B \cdot \overline{BP} \quad \text{e} \quad \theta_{APB}^t = (0_B \pm 90^\circ) \quad (49)$$

Novamente, tem-se uma simples soma de vetores conhecidos. Assim, somando-se esses quatro vetores, dois a dois, vem:

a) $\vec{A}_B = \vec{A}_{PB}^n + \vec{A}_{PB}^t \quad (49)$

com

$$A_B = \sqrt{A_{PB}^{n2} + A_{PB}^{t2} + 2 \cdot A_{PB}^n \cdot A_{PB}^t \cdot \cos(\theta_{APB}^n - \theta_{APB}^t)} \quad (50)$$

e

$$\theta_{AB} = \arctg \frac{A_{PB}^n \cdot \operatorname{sen} \theta_{APB}^n + A_{PB}^t \cdot \operatorname{sen} \theta_{APB}^t}{A_{PB}^n \cdot \cos \theta_{APB}^n + A_{PB}^t \cdot \cos \theta_{APB}^t} \quad (51)$$

b) $\vec{A}_{PB} = \vec{A}_{PB}^n + \vec{A}_{PB}^t \quad (52)$

com

$$A_{PB} = \sqrt{A_{PB}^{n2} + A_{PB}^{t2} + 2 \cdot A_{PB}^n \cdot A_{PB}^t \cdot \cos(\theta_{APB}^n - \theta_{APB}^t)} \quad (53)$$

e

$$\theta_{APB} = \arctg \frac{A_{PB}^n \cdot \operatorname{sen} \theta_{APB}^n + A_{PB}^t \cdot \operatorname{sen} \theta_{APB}^t}{A_{PB}^n \cdot \cos \theta_{APB}^n + A_{PB}^t \cdot \cos \theta_{APB}^t} \quad (54)$$

Finalmente, obtém-se o valor de A_P somando-se os dois valores obtidos acima, com

$$A_P = \sqrt{A_B^2 + A_{PB}^2 + 2 \cdot A_B \cdot A_{PB} \cdot \cos(\theta_{APB} - \theta_{AB})} \quad (55)$$

e

$$\theta_{AP} = \arctg \frac{A_B \cdot \operatorname{sen} \theta_{AB} + A_{PB} \cdot \operatorname{sen} \theta_{APB}}{A_B \cdot \cos \theta_{AB} + A_{PB} \cdot \cos \theta_{APB}} \quad (56)$$

2.2.2.4. Aplicação do Método e Resultados Obtidos

Com base nas equações anteriormente deduzidas, elaborou-se um programa em micro-computador, utilizando-se o software Supercalc 3. O programa, no anexo n.º 1, mostra os dados de entrada e os resultados das posições, velocidades e acelerações em função do ângulo de entrada da peça motora θ_x . Este ângulo varia de 5 em 5 graus, do ângulo inicial (posição inferior) até o ângulo final (posição superior), analisando-se, assim, o movimento ascendente do elevador. São também incluídos os ângulos obtidos no desenho n.º 3, com as posições do mecanismo escolhidas para a sua determinação. Além disso, incluem-se também os ângulos da barra motora observados no desenho n.º 4, que apresenta mais três posições relativas do dispositivo (1', 2' e 3' respectivamente). Este desenho será útil na determinação dos esforços nas barras e seleção do pistão, que virão a seguir.

A nomenclatura utilizada refere-se à figura a seguir, que representa o quadrilátero articulado principal.

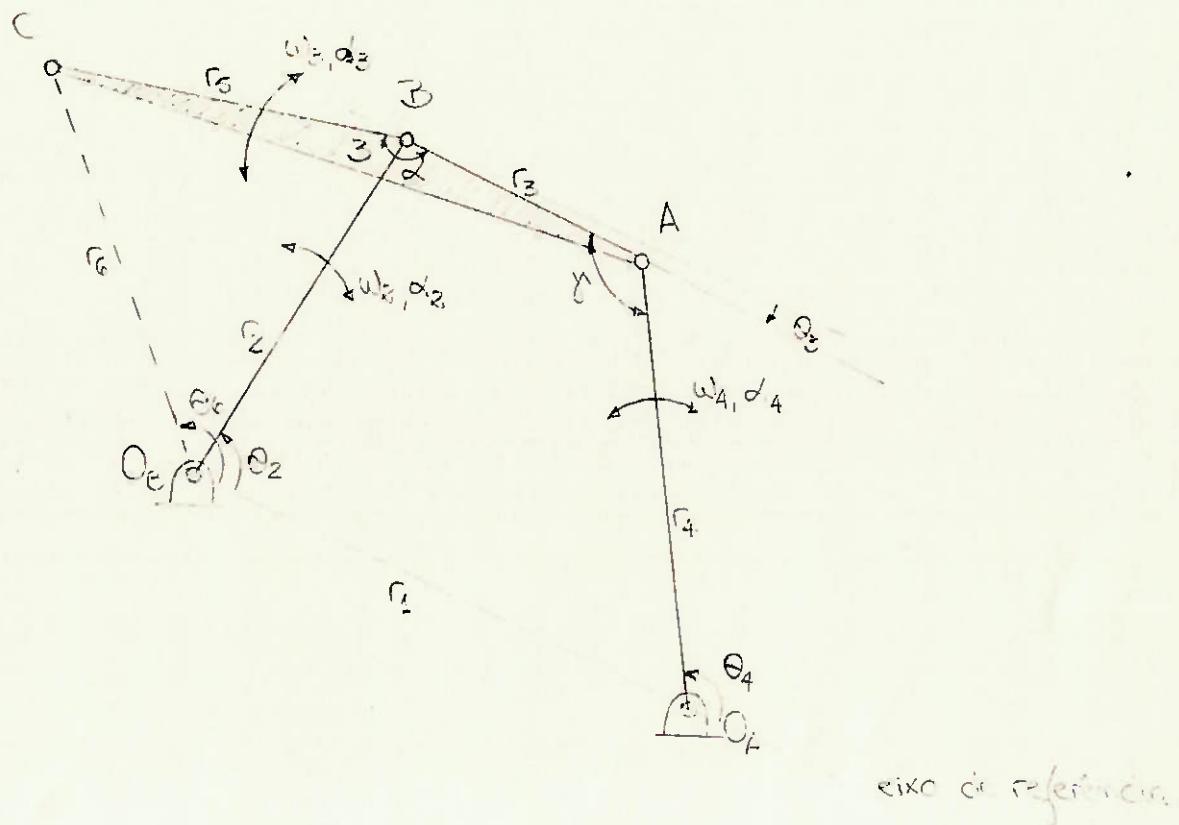


Fig.21: esquema do quadrilátero articulado principal.

Algumas observações devem ser feitas. Inicialmente, vale ressaltar que os ângulos são expressos em relação ao eixo de referência, mostrado na figura 21, que passa pelas duas articulações fixas do mecanismo. O valor rot. (rotação), que aparece nos dados de entrada do programa, exprime a inclinação desse eixo em relação a um eixo horizontal, conforme a figura 22.

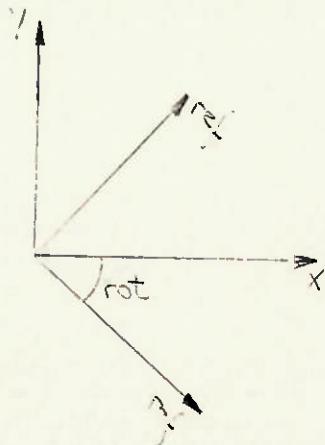


Fig.22: ângulo de rotação do eixo de referência.

Assim, podem-se obter os valores da projeção horizontal sobre o eixo X e da projeção vertical sobre o eixo Y do ponto C. Observa-se, na projeção horizontal, que esta se mantém praticamente constante, o que implica em um movimento totalmente vertical do ponto C. Na projeção vertical, observa-se um curso total de 2,00 m, que corresponde ao estipulado. As imprecisões de traçado e medição direta do desenho das dimensões do mecanismo, multiplicados pelo fator de escala (5), são os responsáveis pelas pequenas variações na projeção horizontal, que, mesmo assim, são insignificantes.

Da mesma forma, observam-se os valores da velocidade de C, onde foi considerada uma aceleração da barra motora de $0,0726 \text{ rad/s}^2$ até atingir-se a velocidade w_x de $0,0726 \text{ rad/s}$, e mais um segundo de desaceleração final até a parada do mecanismo, de valor $-0,0726 \text{ rad/s}^2$. Assim, totalizam-se vinte segundos, conforme estipulado, para o tempo de elevação total do veículo. O ângulo da velocidade é praticamente constante.

Finalmente, observa-se que, desta forma, excluindo-se o início e o fim do movimento, a aceleração do ponto C é praticamente nula.

A fim de facilitar a visualização dos ângulos θ_x , θ_y , e θ_z , tais valores são expressos em relação ao eixo horizontal, juntamente com a altura em que o mecanismo se encontra do chão na posição referida, em anexo com as tabelas do programa (anexo 1). Por esse motivo, tomou-se

como referência para a expressão dos ângulos o próprio eixo, nos dois sentidos, fazendo estes variarem de $+180^\circ$ a -180° , conforme a figura 23.

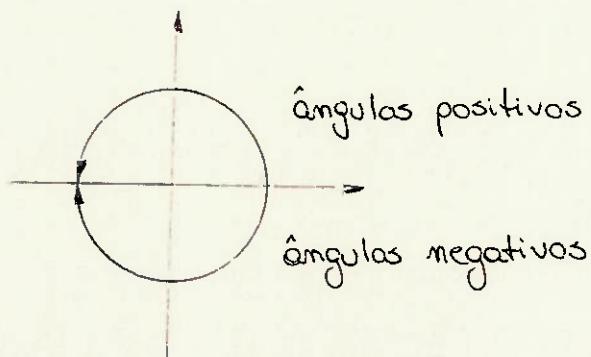


Fig.23: sistema de referência para os ângulos.

As velocidades e acelerações angulares são consideradas positivas no sentido anti-horário, e negativas no sentido horário.

Para a análise da descida do dispositivo, os sentidos de rotação e aceleração devem ser invertidos. Os valores obtidos seriam os mesmos, em sentidos opostos.

Vale a pena ressaltar que, na obtenção dos ângulos expressos por equações do tipo $\theta = \arctg(f)$, foi necessário somar-se ou subtrair-se 180° em alguns valores, de forma a acertar-se o quadrante do ângulo, pois a função arctangente é expressa no Supercalc 3 para o 1.º e 4.º quadrantes, com os ângulos variando de -90° a $+90^\circ$.

2.2.2.5. Análise Gráfica das Velocidades e Acelerações

A título de ilustração, será utilizado também o gráfico de determinação das velocidades e

acelerações. Baseado na figura 21, as seguintes equações são montadas.

Para o ponto B, temos:

$$\vec{v}_B = \vec{w}_3 \wedge \vec{BO_3} \Rightarrow |\vec{v}_B| = w_3 \cdot O_3 B \quad (57)$$

Assim, para o ponto A, vem:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_B + \vec{v}_{AB} \quad (58)$$

onde as incógnitas vetoriais são o módulo de \vec{v}_A e o módulo de \vec{v}_{AB} . A direção de \vec{v}_{AB} é conhecida, pois esta implica em não haver deformação (compressão ou esticamento).

Para chegar-se à velocidade de C, são necessárias as seguintes equações:

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB} \quad e \quad \vec{v}_C = \vec{v}_A + \vec{v}_{CA} \quad (59)$$

A velocidade de C é tal que satisfaça as duas equações acima ao mesmo tempo.

As velocidades angulares w_3 e w_4 podem ser obtidas, respectivamente, por:

$$w_3 = \frac{v_{AB}}{AB} \quad e \quad w_4 = \frac{v_A}{O_3 A} \quad (60)$$

observando-se sempre suas orientações.

As posições analisadas são as mostradas no desenho n.º 4. Os resultados obtidos, que podem ser vistos nos desenhos 5.1, 5.2 e 5.3, comparados com os valores tirados do programa, são tabelados a seguir.

Posição	v_c (mm/s)	Discrepância Percentual	w_3 (rad/s)	w_4 (rad/s)
1	116,50	2,01%	-0,0611	-0,0105
2	102,00	1,69%	-0,0480	0,0311
3	98,50	3,40%	-0,0537	0,0636

Para essas mesmas três posições, onde a aceleração tangencial do ponto B é nula, determinou-se a aceleração do ponto C. As equações que permitem chegar a esse valor são as seguintes.

Para o ponto A, vale:

$$\vec{A}_{M,D} = \vec{A}_B + \vec{A}_{MB}^n + \vec{A}_{MB}^t = \vec{A}_B^n = \vec{A}_a^n \quad (61)$$

onde

$$|\vec{A}_{MB}^n| = w_3^2 \cdot \overline{AB} \quad \text{e} \quad |\vec{A}_a^n| = w_4^2 \cdot \overline{OA} \quad (62)$$

Assim, chega-se ao valor de A_a resolvendo-se simultaneamente a expressão:

$$\vec{A}_{M,D} = \vec{A}_B + \vec{A}_{CB}^n + \vec{A}_{CB}^t = \vec{A}_B + \vec{A}_{CA}^n + \vec{A}_{CA}^t \quad (63)$$

com

$$|\vec{A}_{CB}^n| = w_3^2 \cdot \overline{BC} \quad \text{e} \quad |\vec{A}_{CA}^n| = w_4^2 \cdot \overline{AC} \quad (64)$$

Obtém-se, assim, os valores de α_3 e α_4 , acelerações angulares das barras 3 e 4:

$$\alpha_3 = \frac{A_{AB} \varepsilon}{AB} \quad \text{e} \quad \alpha_4 = \frac{A_A \varepsilon}{O_A A} \quad (65)$$

Nos desenhos 6.1, 6.2 e 6.3 observam-se as análises gráficas das acelerações. Os valores obtidos estão tabelados a seguir.

Posição	A_c (mm/s ²)	Discrepância Percentual	α_3 (rad/s ²)	α_4 (rad/s ²)
1'	1,20	6,19%	0,0029	0,0080
2'	2,60	5,26%	0,0012	0,0053
3'	1,10	10,00%	0,0042	0,0074

2.3. ANALISE DE SENSIBILIDADE

Determinadas as velocidades e acelerações a que o mecanismo irá se submeter, constata-se que estas são, de um modo geral, muito baixas. Assim, as forças de inércia, que aparecem devido às acelerações, podem ser desprezadas em uma análise das forças atuantes. Da mesma forma, o peso próprio das barras também pode ser desprezado, face às demais forças, por seu pequeno valor.

A determinação das forças atuantes é importante para o dimensionamento completo das barras, montagem das articulações e seleção do pistão.

Assim, desenvolveu-se graficamente a análise do equilíbrio do mecanismo articulado, escolhendo-se sete posições, conforme desenhos 3 e 4. Escolheu-se, arbitrariamente, a posição da articulação fixa do pistão (O_p) e da articulação móvel (P) junto à barra 2. Tal posição está indicada nos desenhos 3 e 4.

A nomenclatura utilizada refere-se à figura a seguir, com a mesma numeração.

$F_{i,j}$ -> força que a
peça i exerce sobre
a peça j.

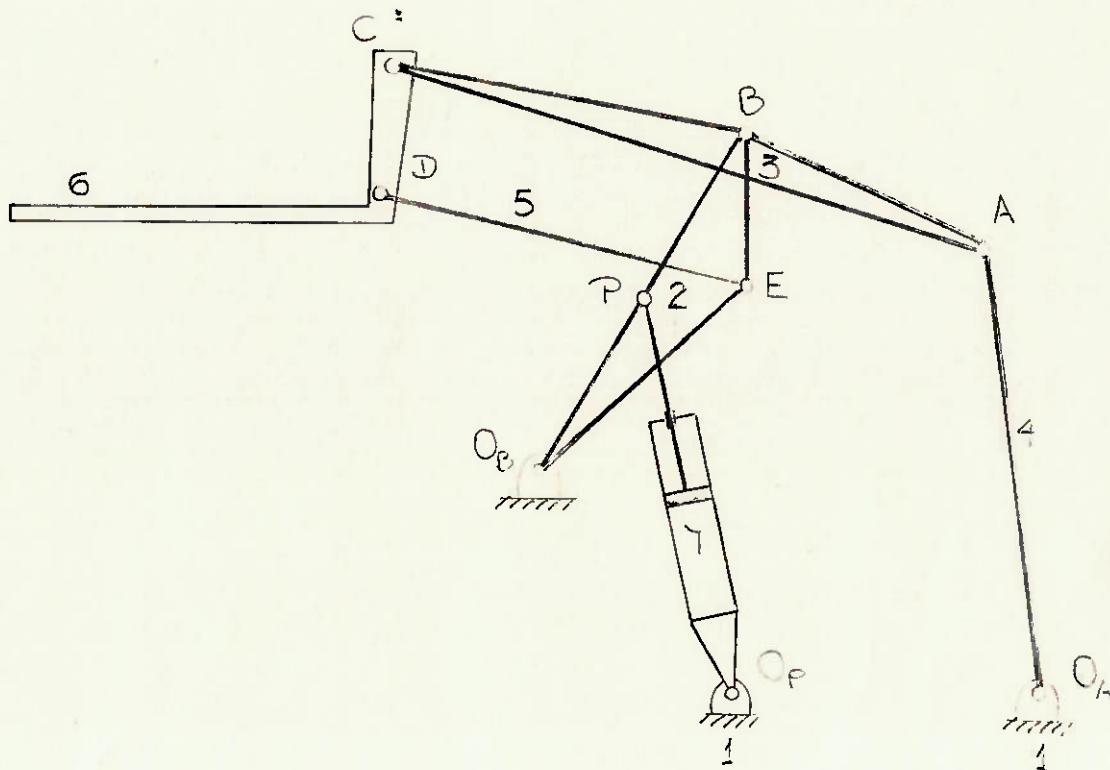


Fig.24: numeração do mecanismo.

Para tal, foi feito um esquema preliminar da peça 6 (plataforma de apoio do veículo) com algumas dimensões estabelecidas, conforme a figura 25. Estas dimensões vêm de que a distância vertical obtida entre as articulações fixas O_5 e O_6 é de 1168 mm, e a articulação O_6 estará a 232 mm do chão. Assim, na posição inferior, a peça 6 irá parar a 10 mm do chão, evitando arrastos e possibilitando espaço suficiente para entrar sob o veículo.

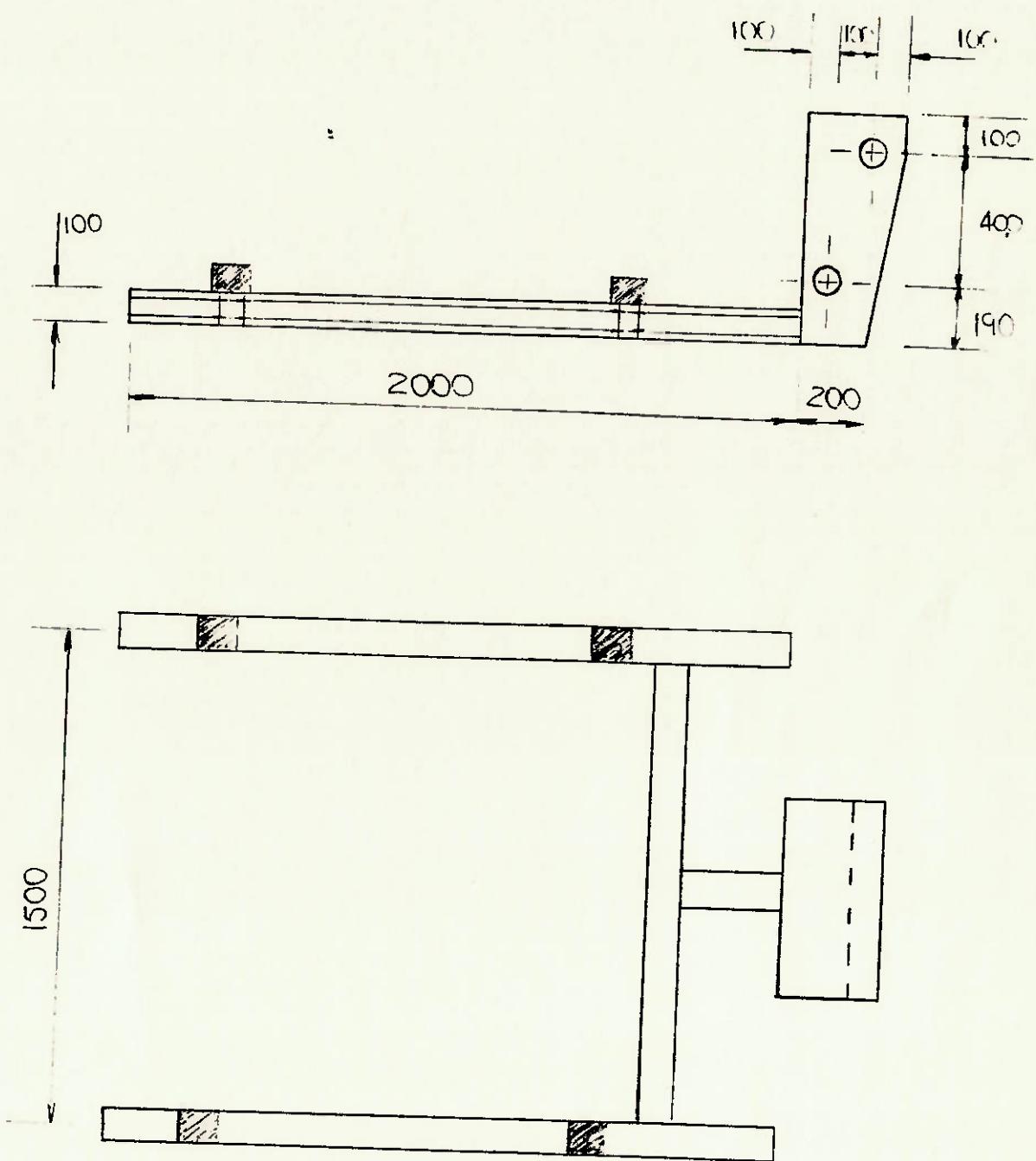


Fig.25: esquema geral da plataforma de apoio do veículo.

Assim, inicia-se a análise gráfica de equilíbrio isolando-se a peça 6. Aplica-se a carga P_6 de 2500 Kgf, de forma a obter-se uma margem de segurança em relação à carga máxima de 2000 Kgf admissível. A direção da força F_{6x} é conhecida (a da própria barra 5), e determina-se, então, o seu valor e também o de F_{6z} , partindo-se de seu ponto de aplicação.

O esforço na barra 5, que trabalha a tração e compressão, está então determinado, sendo F_{5x} oposta a F_{6x} e a F_{5z} .

Parte-se, então, para a peça 3, onde a força F_{3x} já é conhecida (oposta a F_{5x}), o ponto de aplicação de F_{3x} e a direção de F_{4x} (a da barra 4), determinando-se assim os valores das forças envolvidas.

Torna-se então conhecido o esforço na barra 4, que também trabalha a tração e compressão, sendo F_{3x} oposta a F_{4x} e a F_{4z} .

Finalmente, faz-se o equilíbrio da peça 2, sendo conhecidos os valores de F_{3x} e F_{3z} , a direção de F_{2x} e o ponto de aplicação de F_{2x} . Determinados os valores envolvidos, chega-se à carga no pistão, que equivale a F_{2z} , oposta a F_{2x} , que será útil na seleção do pistão.

Os desenhos 7.1, 7.2, 7.3, 7.4, 7.5, 7.6 e 7.7 mostram a determinação gráfica das forças nas peças 6, 3 e 2 nas posições 1, 1', 2, 2', 3, 3' e 4, respectivamente. As escalas utilizadas nesses desenhos são as seguintes:

- para a peça 6: Escala das dimensões: 1:20

Escala das forças: 1mm \rightarrow 40 Kgf

- para a peça 3: Escala das dimensões: 1:20

Escala das forças: 1mm \rightarrow 80 Kgf

- para a peça 2: Escala das dimensões: 1:10

Escala das forças: 1mm \rightarrow 100 Kgf

Os valores obtidos são tabelados a seguir:

Posição	$F_{\phi\phi} = F_{\phi\phi}$	$F_{\phi\phi} = F_{\phi\phi}$	$F_{\omega\omega} = F_{\omega\omega}$	$F_{\omega\omega} = F_{\omega\omega}$	$F_{\alpha\alpha} = F_{\alpha\alpha}$	$F_{\alpha\alpha} = F_{\alpha\alpha}$
	$F_{\omega\omega} = F_{\omega\omega}$			$F_{\alpha\alpha} = F_{\alpha\alpha}$		
	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)
1	12200	13840	19440	5840	10100	17600
1'	9400	10660	15840	5520	6350	13200
2	8560	9480	13880	5000	3200	9350
2'	8000	8560	12440	4840	2200	8450
3	7640	7760	10880	4600	1300	7300
3'	7320	7120	10160	5680	2350	10350
4	7480	6740	11200	10960	10800	24200

Os ângulos em relação à horizontal das direções dessas forças, obtidos dos desenhos, são:

Posição	$\theta_{r6} = \theta_{r65}$	$\theta_{r36} = \theta_{r63}$	$\theta_{r23} = \theta_{r32}$	$\theta_{r34} = \theta_{r43}$	$\theta_{r12} = \theta_{r21}$	$\theta_{r72} = \theta_{r27}$
	$\theta_{r25} = \theta_{r52}$			$\theta_{r14} = \theta_{r41}$		
1	37,00°	44,75°	50,75°	64,50°	-76,50°	89,50°
1'	24,25°	35,75°	44,75°	61,00°	-68,75°	88,25°
2	13,50°	27,75°	39,00°	61,50°	-54,50°	87,00°
2'	4,25°	21,00°	36,50°	65,75°	-42,75°	88,00°
3	-5,50°	12,25°	33,50°	71,25°	-25,50°	88,50°
3'	-14,00°	5,25°	38,50°	81,00°	-67,50°	30,50°
4	-26,25°	-7,25°	63,50°	98,50°	+85,00°	92,50°

O primeiro parâmetro a ser analisado para chegar-se a um mecanismo ótimo seriam os próprios comprimentos das barras. Porém, está claro que, a fim de permitir um movimento totalmente vertical do dispositivo, estes valores não podem variar aleatoriamente, existindo um estreito relacionamento entre eles. O traçado do mecanismo e os dados iniciais de entrada já foram determinados a fim de se obter dimensões gerais que atendessem os requisitos do projeto da melhor maneira possível. Assim, qualquer retrabalho em cima do traçado do dispositivo pode ser dispensado, considerando-se ótimo o mecanismo obtido.

Fica claro também, observando-se a tabela das forças obtidas juntamente com os desenhos da análise gráfica que, deslocando-se a articulação P do pistão em sentido do ponto B, obtém-se valores menores para o esforço no pistão. Assim, pode-se reestudar o local mais apropriado para esta articulação, analisando-se também o posicionamento da articulação fixa O_r do pistão, a fim de avaliar-se também o curso total do pistão.

Coincidindo-se a articulação P com a articulação B, baixos valores de carga no pistão são obtidos, podendo-se

então considerar o posicionamento do pistão altamente satisfatório desta maneira. A articulação O_p não será alterada, pois sua mudança, após análise, pouco influiu nos resultados, sendo o local escolhido o mais adequado por motivos de arranjo do dispositivo.

Abaixo são tabelados os valores das forças obtidas com o novo posicionamento do pistão, conforme os desenhos de análise de sensibilidade 8.1 e 8.2, para as posições inferior e superior, respectivamente, e utilizando-se o método das equações de equilíbrio para as demais posições.

Posição	$F_{ax} = F_{az}$	$\theta_{F_{12}} = \theta_{F_{21}}$	$F_{xz} = F_{zz}$	$\theta_{F_{12}} = \theta_{F_{21}}$
	(Kgf)		(Kgf)	
1	600	129,50°	7800	68,50°
1'	1435	73,50°	6340	69,00°
2	2145	71,00°	5030	69,50°
2'	2625	74,00°	4475	73,00°
3	2675	81,50°	4230	75,25°
3'	2295	94,50°	5900	80,00°
4	4050	-150,0°	15400	84,00°

2.4. ANALISE DE COMPATIBILIDADE

A análise de compatibilidade envolve dois ítems de elevada importância: o dimensionamento das barras e a seleção do pistão.

Como os esforços nas barras já são conhecidos, estas devem ser dimensionadas de forma a resistir com segurança à solicitação máxima sofrida.

Com o novo posicionamento do pistão, todas as barras do dispositivo trabalham à tração e compressão, o que permite seu dimensionamento através da simples decomposição das forças atuantes nos nós nas direções das barras.

Analizando-se inicialmente a peça 5, obtém-se o máximo esforço na posição inferior (1). Adotando-se como tensão máxima admissível o valor de 1050 Kgf/cm², já embutido o coeficiente de segurança 2 sobre o valor da tensão de escoamento para aço laminado segundo a ASME, vem:

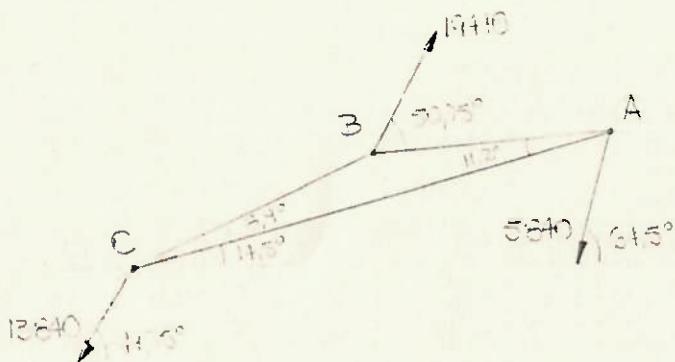
$$S_5 = \frac{F_{máx.}}{\sigma_{ad}} = \frac{12200}{1050} = 11,62 \text{ cm}^2 \quad (1)$$

Para a peça 4, vem que o maior esforço se dá na posição superior (4), valendo:

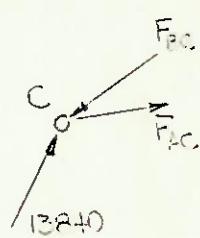
$$S_4 = \frac{F_{máx.}}{\sigma_{ad}} = \frac{10960}{1050} = 10,44 \text{ cm}^2 \quad (II)$$

Isolando-se a peça 3, e decompondo-se as forças nas direções das barras, vem:

a) Posição Inferior



. N6 C:



$$\sum F_H = 0$$

$$13840 \cos 44,75^\circ = F_{Bc} \cos 23,4^\circ - F_{Ac} \cos 14,5^\circ$$

$$\sum F_V = 0$$

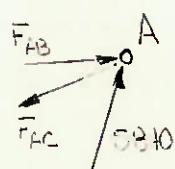
$$13840 \sin 44,75^\circ = F_{Bc} \sin 23,4^\circ - F_{Ac} \sin 14,5^\circ$$

Que, resolvendo simultaneamente, vem:

$$F_{Bc} = 45135 \text{ Kgf}$$

$$F_{Ac} = 32650 \text{ Kgf}$$

. N6 A:

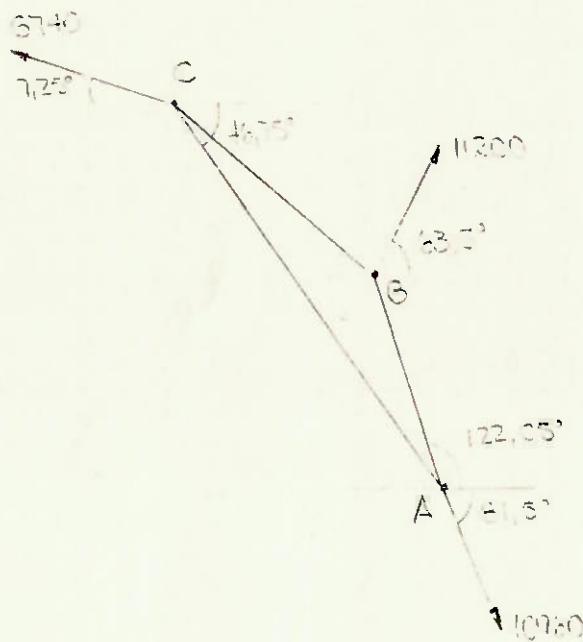


$$\sum F_H = 0$$

$$5840 \cos 64,5^\circ = F_{Ac} \cos 14,5^\circ - F_{Bb} \cos 3,3^\circ$$

$$\Rightarrow F_{Bb} = 29145 \text{ Kgf}$$

b) Posição Superior



. Nô C:

$$\sum F_H = 0$$

$$6740 \cos 7,25^\circ = F_{BC} \cos 37,85^\circ - F_{AC} \cos 46,75^\circ$$

$$\sum F_V = 0$$

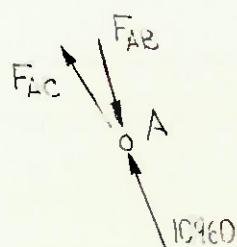
$$6740 \sin 7,25^\circ = F_{BC} \sin 37,85^\circ - F_{AC} \sin 46,75^\circ$$

Assim, obtemos:

$$F_{BC} = 18130 \text{ Kgf}$$

$$F_{AC} = 14120 \text{ Kgf}$$

. Nô A:



$$\sum F_H = 0$$

$$10960 \cos 81,5^\circ = F_{AB} \cos 57,95^\circ - F_{AC} \cos 46,75^\circ$$

$$\Rightarrow F_{AB} = 18230 \text{ Kgf}$$

Assim, observam-se os valores máximos de carga na condição 1 (posição inferior), com os seguintes esforços máximos:

$$F_{BC} = 45070 \text{ Kgf}; \quad F_{AC} = 32590 \text{ Kgf}; \quad F_{AB} = 29090 \text{ Kgf}$$

com:

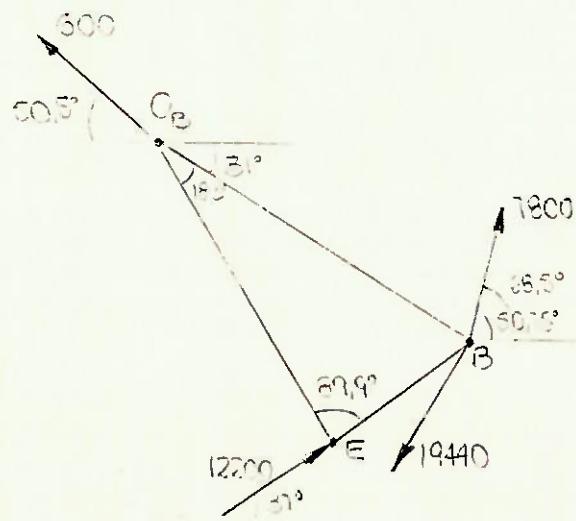
$$S_{BC} = \frac{F_{\text{máx},c}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{45135}{1050} = 42,99 \text{ cm}^2 \quad (\text{III})$$

$$S_{AC} = \frac{F_{\text{máx},c}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{32550}{1050} = 31,10 \text{ cm}^2 \quad (\text{IV})$$

$$S_{AB} = \frac{F_{\text{máx},c}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{29145}{1050} = 27,76 \text{ cm}^2 \quad (\text{V})$$

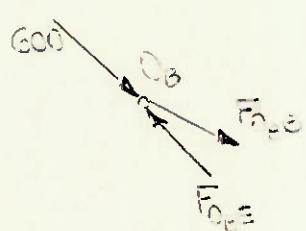
Finalmente, isolando-se a peça 2, vem:

a) Posição Inferior



. Nô O_B:

$$\sum F_H = 0$$



$$\sum F_V = 0$$

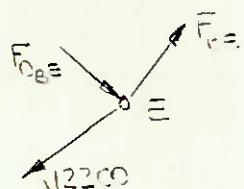
$$600 \sin 50,5^\circ = F_{O_B^E} \sin 49,3^\circ - F_{O_B^E} \sin 31^\circ$$

Assim, obtemos:

$$F_{O_B^E} = 40 \text{ Kgf}$$

$$F_{O_B^E} = 640 \text{ Kgf}$$

. Nô E:

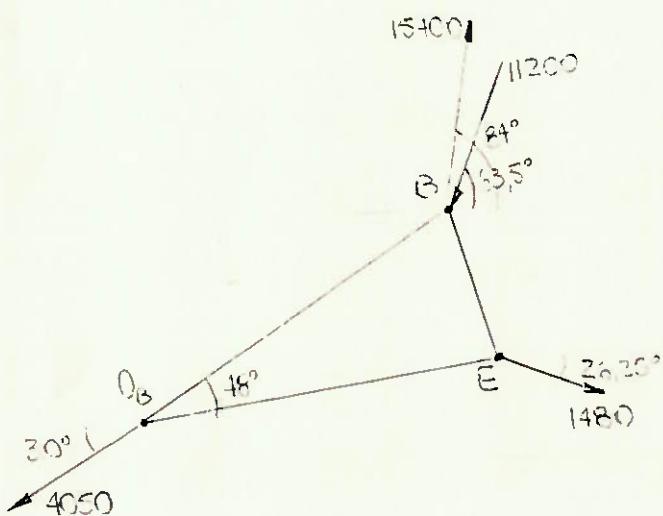


$$\sum F_H = 0$$

$$12200 \cos 37^\circ = F_{O_B^E} \cos 49,3^\circ + F_B^E \cos 40,8^\circ$$

$$\Rightarrow F_B^E = 12320 \text{ Kgf}$$

b) Posição Superior



Os resultados acima mostram os valores mínimos que as seções das barras do mecanismo devem possuir. Tais valores serão escolhidos na fase de otimização do projeto.

O pistão escolhido deve ser compatível com o mecanismo, bem como os equipamentos de apoio e acionamento, como a bomba de óleo e o motor.

Assim, o pistão deve ser tal a transmitir o esforço máximo de 15400 Kgf na posição superior. O diagrama carga no pistão X altura de elevação é de elevada importância, pois mostra a variação de esforço no pistão. Os resultados obtidos são tabelados a seguir, e mostrados no gráfico 1, em anexo.

Posição	Carga no Pistão (Kgf)	Altura de Elevação (m)
1	7800	0
1'	6340	0,35
2	5030	0,66
2'	4475	1,02
3	4230	1,30
3'	5900	1,61
4	15400	2,00

Outro fator de importância para a seleção do pistão é o curso do êmbolo, que deve ir de 855 mm a 1685 mm, conforme obtido do desenho 3, coincidindo-se a articulação P com a B.

Finalmente, fatores de ordem dimensionais, análise da vazão para obtenção da velocidade de elevação desejada, escolha de válvulas adequadas e até fatores de ordem econômica devem ser considerados, tanto na seleção do pistão quanto dos demais equipamentos.

2.5. ANALISE DE ESTABILIDADE

Neste ítem devem ser consideradas as entradas indesejadas, e elaboradas maneiras de contornar os possíveis problemas que possam surgir.

O primeiro ítem a ser considerado é o de uma possível queda de energia, que faria o mecanismo descer, podendo resultar em danos ao veículo e ao operador. Para solucionar tal problema, o mecanismo deve possuir uma guia paralela ao curso do pistão onde este possa se apoiar, passando livre na subida, sendo porém obstruído na descida. Tal guia permitiria inclusive o apoio do mecanismo por completo em posições de trabalho, possibilitando menores esforços no conjunto.

Assim, o pistão deve possuir pinos de apoio que deslizam pela guia, a qual possui "dentes" virados para cima, permitindo a livre passagem dos pinos na subida e dando-lhes apoio, caso esbocem o movimento contrário. Quando desejar-se descer o veículo, as guias devem ser simultaneamente afastadas.

Outro ítem a se considerar é o de cargas excessivas. Para tal, deve haver uma válvula de alívio, que sentida a pressão na linha maior que a máxima admissível, permita o retorno do óleo bombeado ao tanque, não elevando o veículo. Isso evitaria danos ao dispositivo (quebras) e também quedas de veículos.

Finalmente, vale a pena citar que os comandos devem ser extremamente simples e bem sinalizados, de forma a evitar enganos de operação.

2.6. OTIMIZAÇÃO FORMAL

O único item que ficou em aberto para ser decidido agora foi a seção das barras do mecanismo. Assim, serão escolhidos valores que possibilitem a facilidade de aquisição das barras no mercado, bem como propiciem um bom efeito estético.

Assim, as barras da peça 3 serão todas de iguais seções, o que contribuirá ainda mais para a segurança do veículo e do operador, dando um melhor efeito de conjunto e possibilitando um melhor funcionamento das articulações. Comparando os valores (III), (IV) e (V) da análise de compatibilidade, vem que uma seção conforme a figura abaixo é plenamente satisfatória:

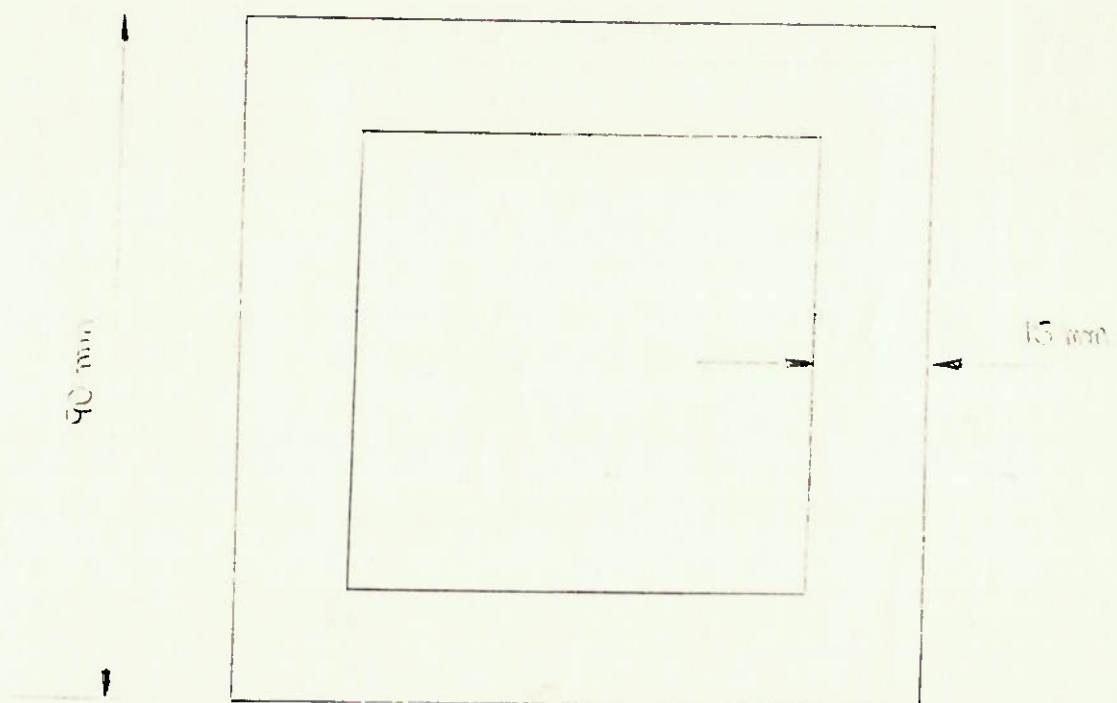


Fig.26: perfil das barras da peça 3.

Tal perfil possui uma área útil de 45 cm², que atende o mínimo de 42,99 cm² da barra BC.

Para a peça 2, adotando-se também perfis iguais para todas as barras, analisando-se os valores (VI) e (VII), tem-se como o perfil a ser utilizado (também na barra motora O₃B) o representado a seguir:

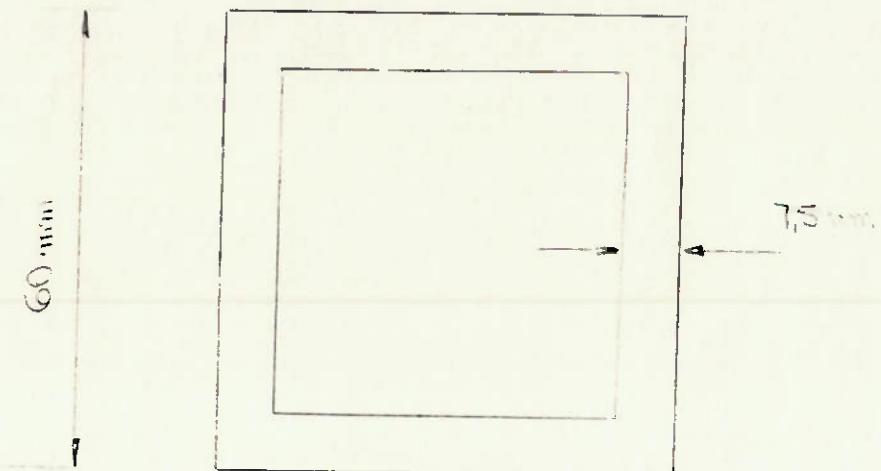


Fig.27: perfil das barras da peça 2.

A área útil do perfil acima é de 15,75 cm², maior que o mínimo exigido pela barra BE de 11,73 cm².

Finalmente, para as barras 4 e 5, o perfil acima também pode ser adotado, o que simplificaria a aquisição dos perfis, pois apenas dois tipos seriam encomendados.

A título de comparação com o estimado no estudo de viabilidade, obtém-se, com as dimensões já definidas das barras, o seguinte peso para o mecanismo articulado, aproximadamente, conforme a figura 28:

$$G = [(110,0 + 87,5 + 194,5) \cdot 45 + (70,0 + 22,0 + 66,5 + 117,5 + 95,0) \cdot 15,75] \cdot 7,85 / 1000 \Rightarrow G = 185 \text{ Kqf}$$

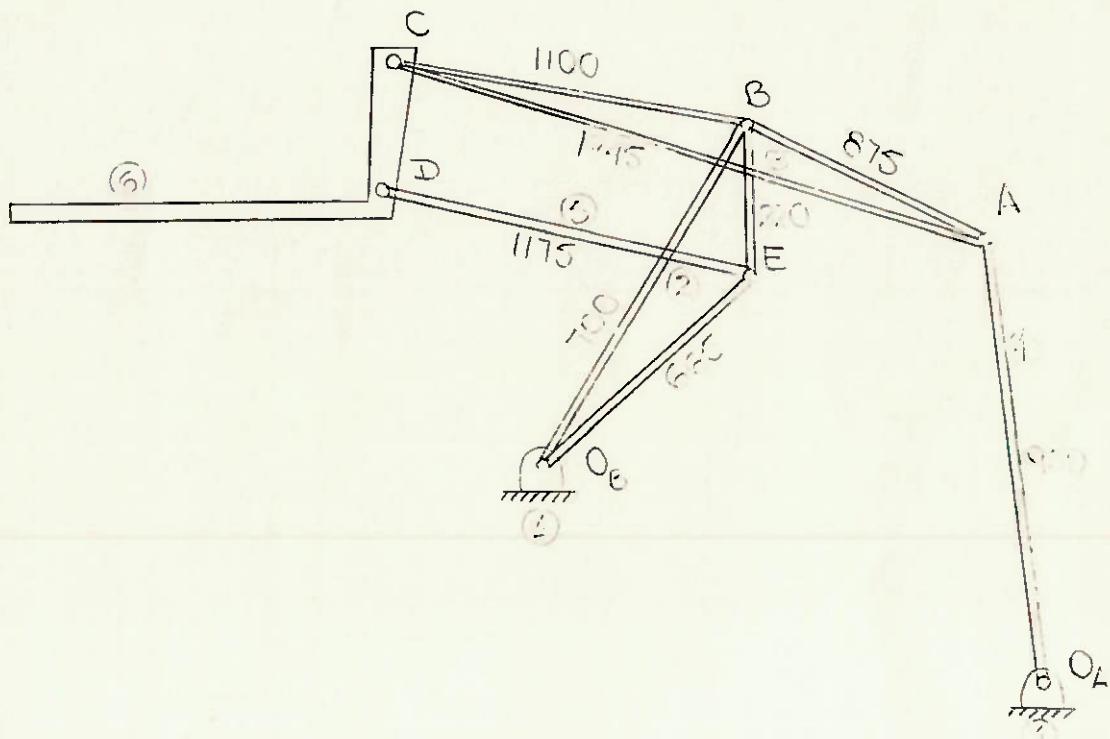


Fig.28: esquema geral com as dimensões do mecanismo articulado.

Tal valor representa uma redução no peso total estimado de 1060 Kgf. Isto sem levar em consideração que o peso estimado para a base do dispositivo e para a plataforma de elevação também deve exceder o real.

O preço de venda do produto também cai, considerando-se apenas o dimensionamento das barras, de 987,323 OTN para 747,210 OTN, representando 71% do valor que o mercado pagaria pelo produto, reduzindo ainda mais os períodos de amortização para as oficinas, conforme calculado abaixo.

- oficinas pequenas: $\frac{747,21}{9,93} = 76$ dias de serviço

- oficinas tipo A: $\frac{747,21}{22,43} = 34$ dias de serviço

- oficinas tipo B: $\frac{747,21}{27,68} = 30$ dias de serviço

que representam valores bastante satisfatórios.

Detalhes maiores quanto à base do mecanismo, a colocação de isolantes acústicos em volta do motor e o dimensionamento completo dos demais componentes devem ser decididos no projeto executivo. Além do mais, eles fogem do objetivo geral deste trabalho.

Um esquema geral do dispositivo pode ser observado no desenho de conjunto, desenho n.º 9, em anexo.

2.7. PREVISÕES PARA O FUTURO

O trabalho de projeto exige uma constante preocupação com o futuro, no que se refere a uma determinação da situação do meio sócio-econômico quando o produto for lançado, e também considerando-se a questão de obsolescência técnica.

Quanto ao primeiro fator, pode-se avaliar que, para o fabricante, considerando-se que este vá precisar de um novo setor para a montagem dos elevadores, o tempo necessário para lançar o produto será de aproximadamente 12 meses. Tal tempo é relativamente pequeno para uma grande alteração do mercado, apesar do período de instabilidade econômica atualmente enfrentado.

No entanto, uma observação constante nos hábitos do consumidor deve ser realizada, pois como já foi dito, um aumento na aquisição de caminhonetes e picapes justificaria um reprojeto do mecanismo, para sustentar veículos de maior peso e de maiores dimensões que os nominais deste projeto.

Quanto à questão de obsolescência técnica, pode-se dizer que o mercado é muito restrito quanto à fabricação de elevadores convencionais de veículos. Os poucos fabricantes praticamente não inovam mais seus produtos, o que faz com que o mecanismo proposto altere a concepção dos elevadores de automóveis, abrindo caminho para o seu desenvolvimento.

Um item importante a se considerar é a evolução tecnológica no setor de desenvolvimento de materiais em todo o mundo. Isto pode justificar uma futura mudança de material no mecanismo, do aço utilizado para plásticos de elevada resistência mecânica, que tornariam o dispositivo muito mais leve, facilitando em larga escala a sua locomoção, tornando-o muito mais versátil e diminuindo o esforço físico do operador.

2.8. PREVISÃO DO TEMPO DE FUNCIONAMENTO

O tempo de funcionamento do dispositivo dependerá, logicamente, das condições de uso, ou seja, do ritmo de

utilização e dos cuidados necessários de manutenção, como lubrificação das articulações, filtragem do óleo do sistema hidráulico e limpeza das rodas para retirada de detritos que possam dificultar a locomoção.

Considerando-se que todas as atividades de manutenção sejam devidamente realizadas, e estimando-se como condição normal de utilização cerca de doze movimentos de subida e descida por dia, pode-se tabelar os seguintes tempos de vida dos componentes:

PEÇA	TEMPO DE VIDA
MOTOR	12 anos
BOMBA	10 anos
PISTÃO	10 anos
VALVULAS	4 anos
BARRAS	15 anos
ARTICULAÇÕES	10 anos
BASE	15 anos
RODAS	2 anos
APOIOS DO VEÍCULO	1 ano
PLATAFORMA DE ELEVAÇÃO	15 anos

As borrachas de apoio do veículo sofrem um desgaste rápido, mas seu custo de reposição é baixo, sendo sua troca sempre recomendável quando colocar em risco a segurança do veículo contra riscos e marcas na pintura.

As rodas também se desgastam rapidamente, pois o atrito em chão falso de oficinas e a aderência de objetos estranhos comprometem altamente o bom funcionamento das mesmas. Assim, torna-se necessária a sua reposição em períodos estimados de 2 anos.

As válvulas podem ser trocadas quando começarem a apresentar falhas, como emperramentos e bloqueios, o que também não compromete o custo de manutenção.

Portanto, o que vai limitar a vida útil do dispositivo será a troca do pistão e da bomba de óleo, bem como uma remontagem das articulações, pois o custo para tal já não justificaria o investimento a ser feito, pois a compensação financeira seria pequena. Assim, pode-se estimar a vida útil do mecanismo em dez anos, dependendo, é claro, do ritmo de utilização e também da satisfação do proprietário, que pode realizar reformas no dispositivo.

Quanto à obsolescência técnica, não há problemas pelos aspectos já considerados no ítem anterior, em relação à inexistência no mercado de produtos similares (a curto prazo) e à possibilidade de incorporação dos desenvolvimentos tecnológicos (a médio e longo prazo).

2.9. ENSAIOS E TESTES DE PROTÓTIPOS

Os vários sistemas que incorporam o mecanismo devem ser submetidos a testes e ensaios, de forma a evidenciarem-se possíveis problemas não previstos no projeto do dispositivo. Assim, por facilidade de teste, tais sistemas podem ser testados individualmente, pois o custo dos ensaios seria menor e o resultado altamente satisfatório, já que o elevador não possui grandes complexidades que exijam um ensaio de todo o conjunto montado.

Assim, para o sistema de elevação (os quadriláteros articulados), um modelo em escala reduzida seria o mais indicado para a avaliação dos movimentos a

serem feitos pelas barras, observando-se claramente posição por posição que elas passam no seu curso total. Aprovada a maquete, um protótipo deve ser construído com as dimensões reais para ser submetido a testes acelerados de durabilidade, para garantia de segurança. Tal protótipo deve ser instrumentado com extensômetros elétricos, de forma a verificar-se os esforços e as tensões em todas as peças e articulações. Para isso, ele deve ser submetido à carga nominal do mecanismo, simulando-se o seu funcionamento real e verificando-se os valores obtidos em todas as posições.

O sistema de acionamento também pode ser avaliado em termos de sua eficiência, simulando-se o levantamento do veículo por cargas aplicadas com elevada frequência no pistão, observando seu comportamento. O motor elétrico e a bomba de óleo devem funcionar continuamente, simulando o uso incessante do dispositivo, com paradas apenas para inversão do movimento.

As guias de segurança do pistão devem resistir a impactos forçados também a altas freqüências, com cargas simuladas, de forma a garantir a sustentação do veículo em caso de queda de energia.

Trabalhos de otimização da base do dispositivo, assim como a procura da melhor posição das rodas e disposição dos acessórios podem ser feitos analisando-se o equilíbrio da base, com a aplicação de cargas referentes aos diversos equipamentos nos mais variados locais. Isto deve ser feito para buscar posições tais que facilitem ao máximo a locomoção do mecanismo, sem haver interferências, exigindo do operador o mínimo de esforço físico, sem comprometer no entanto a vida útil das rodas.

Quaisquer deficiências observadas nos ensaios devem ser corrigidas ainda antes da montagem do primeiro elevador, bem como realizadas as melhorias que se fizerem observadas. Aí, então, recomenda-se a realização de um teste completo do conjunto montado, apenas para certificação dos valores de cargas utilizados nos ensaios e garantia de qualidade.

2.10. SIMPLIFICAÇÃO

O desenvolvimento do projeto básico já apontou um elevado índice de simplificação do mecanismo. Porém, os resultados dos testes podem apontar complexidades desnecessárias de certas partes do conjunto, que conduziriam ao mesmo resultado. A opinião de pessoas envolvidas no trabalho seria de grande valia.

2.11. CONCLUSÃO

O trabalho aqui realizado dá margens a um futuro detalhamento de mecanismos articulados com funções de elevação de cargas. Os dados aqui fornecidos podem ser de grande utilidade para o projeto executivo do mecanismo proposto, que certamente abre uma nova concepção no ramo de elevadores de automóveis, dando grande ênfase à praticidade e segurança.

Além do mais, os conceitos aqui desenvolvidos resumem de maneira clara e organizada as teorias de projeto de mecanismos e análise de seus movimentos, com um exemplo completo de aplicação.

Fica aqui, portanto, a esperança de que este trabalho possa ser útil também aos alunos do curso de "Projeto de Mecanismos", estimulando seu interesse e servindo de exemplo para futuros trabalhos a serem realizados.

REFERÉNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Asimow, Morris -
Introduction to Design
- Fundamentals of Engineering Design -
2. Madureira, Omar Moore de -
Notas de Aula de Metodologia do Projeto
- EPUSP - São Paulo
3. Iida, Itiro & Wierzbicki, Henri A. J. -
Ergonomia
- Faculdade de Engenharia Industrial -
São Paulo - 1978
4. Hartenberg, Richard S. & Denavit, Jacques -
Kinematic Synthesis of Linkages
- McGraw-Hill Book Company -
New York - USA - 1964
5. Shigley, Joseph Edward & Vicker, John Joseph -
Theory of Machines and Mechanisms
- McGraw Hill Book Company -
New York - USA - 1980
6. Shigley, Joseph Edward -
Cinemática dos Mecanismos
- Editora Edgard Blucher LTDA -
São Paulo - 1969
7. Niemann, Gustav -
Elementos de Máquinas
- Editora Edgard Blucher LTDA -
São Paulo - 1971
8. Chiaverini, Vicente -
Aços e Ferros Fundidos
- Associação Brasileira de Metais -
São Paulo - 1984

9. Back, Nelson -
Metodologia de Projetos de Produtos Industriais
- Guanabara Dois -
Rio de Janeiro, 1983

10. Madureira, Omar Moore de -
Notas de Aula de Elementos de Máquinas - Mecanismos
Introdução ao Estudo dos Mecanismos Articulados
- EPUSP - São Paulo

ANEXOS

ANEXO 1

**PROGRAMA: ANALISE DE POSIÇÕES, VELOCIDADES E
ACELERAÇÕES**

PROGRAMA PARA ANÁLISE DE POSIÇÕES,
VELOCIDADES E ACCELERAÇÕES

DADOS DE ENTRADA:

rlz	1.577,50	mm
rlz	700,00	mm
rlz	875,00	mm
rlz	950,00	mm
rlz	1.100,00	mm
rlz	200,00	graus
rlz	67,75	graus

ANALYST DMS POSITION

Θ_2 graus)	γ (graus)	Θ_3 (graus)	Θ_4 (graus)	R_c (mm)	Θ_6 (graus)	PROJ. HOR. (mm)	PROJ. VERT. (mm)
14.50	50.95	51.15	112.10	892.50	-157.45	-411.17	-782.91
10.00	42.61	47.97	110.50	817.70	-72.55	-412.70	-702.11
15.00	55.73	43.53	109.76	703.74	-78.17	-413.01	-652.30
21.25	62.23	52.87	108.10	612.17	-84.51	-411.63	-483.10
10.00	63.76	52.24	109.00	505.94	-93.91	-411.52	-412.52
35.00	72.64	55.14	107.62	504.14	-94.30	-403.13	-272.75
10.00	75.73	51.03	107.77	435.32	-110.71	-401.76	-141.23
10.75	77.40	50.56	108.06	427.70	-112.97	-403.10	-141.23
45.00	81.31	52.51	108.92	401.85	-120.10	-400.30	-27.06
10.00	85.23	23.76	110.20	410.51	-146.37	-370.14	100.15
10.75	91.23	20.71	111.75	453.94	-161.25	-376.24	210.05
45.00	91.50	20.53	112.05	456.03	-161.94	-376.42	226.27
10.00	97.12	17.23	111.56	327.13	-173.56	-377.14	789.27
15.00	105.41	13.93	117.09	616.64	178.16	-377.07	160.4
10.75	104.67	13.17	117.94	610.02	176.50	-400.75	199.02
10.00	107.50	10.73	120.24	712.56	172.20	-403.27	336.96
5.00	116.39	7.43	123.61	813.09	167.97	-402.34	702.19
17.50	122.10	4.53	127.43	905.76	164.26	-411.14	605.64
10.00	123.83	3.78	127.86	916.10	164.66	-411.15	615.92
25.00	132.12	2.22	130.47	1.021.67	161.72	-410.05	232.11
0.00	140.92	-4.15	137.62	1.130.34	159.33	-445.95	1.051.57
5.00	154.67	-9.97	144.02	1.239.20	154.23	-324.14	1.135.47
10.50	156.78	-10.61	145.67	1.263.14	155.73	-321.92	1.200.77

卷之三

ANALYSIS OF THE AGILE RESPONSE

Estimated DAC Δ TE₃ using $\overline{\Delta}$ TE₃ (GUTTERMAN)

^
 ANGULOS FORMADOS PELAS PEÇAS 2, 3 E 4
 COM O EIXO X NA POSIÇÃO HORIZONTAL.

θ_2 (graus)	θ_3 (graus)	θ_4 (graus)	Altura de Elevação (mm)
-31,25	3,40	64,35	,08
-27,75	,22	62,93	93,84
-22,75	-4,22	61,21	230,20
-18,50	-7,88	60,35	346,90
-17,75	-8,51	60,25	367,48
-12,75	-12,61	59,93	504,05
-7,75	-16,52	60,22	638,77
-7,00	-17,09	60,31	658,77
-2,75	-20,24	61,07	770,94
2,25	-23,79	62,45	900,15
7,00	-27,04	64,20	1.020,03
7,25	-27,20	64,30	1.026,27
12,25	-30,52	66,61	1.149,29
17,25	-33,77	69,34	1.269,41
18,50	-34,58	70,09	1.299,02
22,25	-37,02	72,49	1.386,96
27,25	-40,32	76,06	1.502,49
31,75	-43,42	79,68	1.605,54
32,25	-43,77	80,11	1.616,98
37,25	-47,53	84,72	1.732,14
42,25	-51,88	90,14	1.851,57
47,25	-57,62	97,07	1.985,47
47,75	-58,36	97,92	2.000,77

ANEXO 2**GRÁFICO: CARGA NO PISTÃO X ALTURA DE ELEVAÇÃO**

CARGA NO PISTÃO X ALTURA DE ELEVAÇÃO

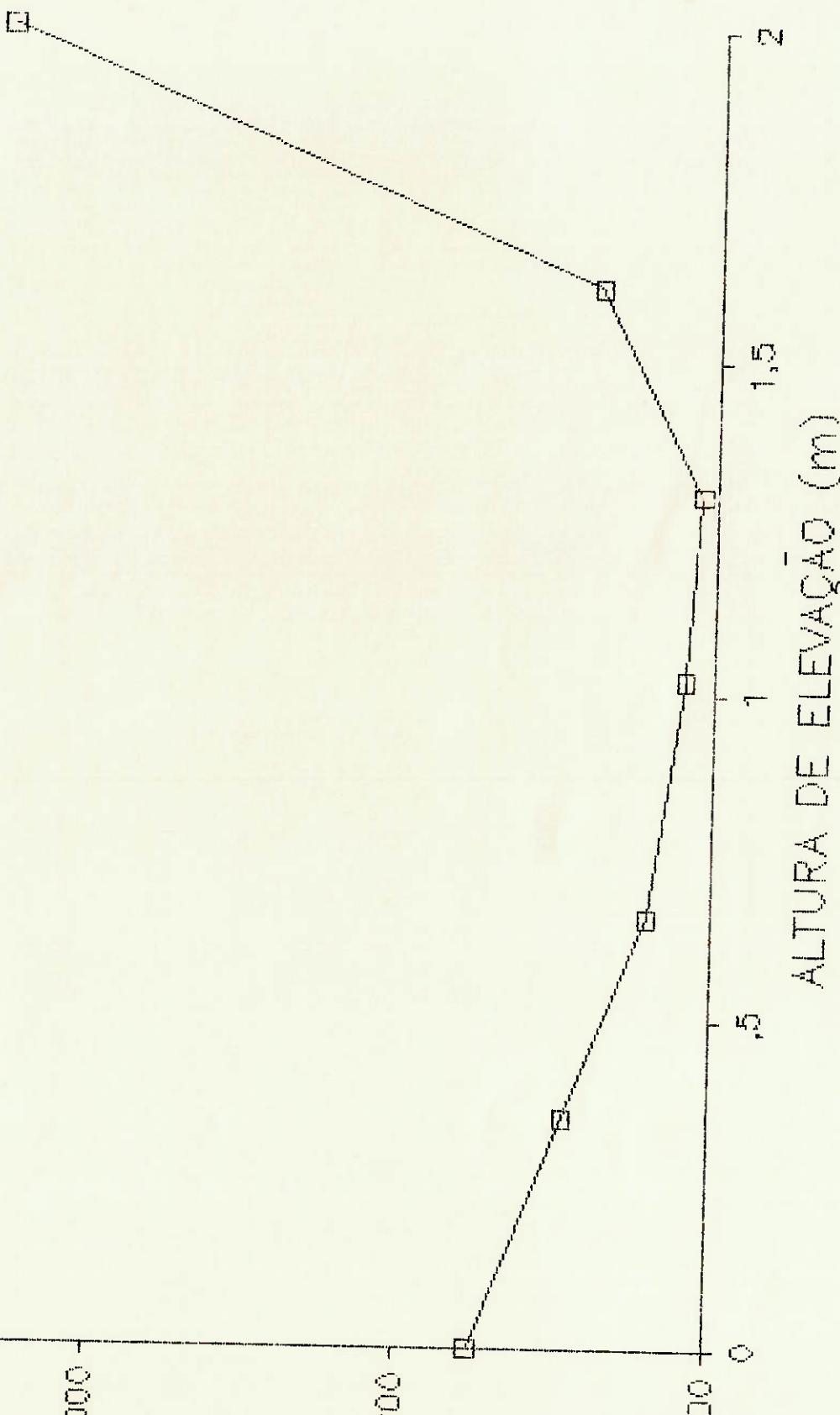
18000

CARGA NO PISTÃO (Kgf)

14000

8000

4000



ALTURA DE ELEVAÇÃO (m)

100-A

ANEXO 3

DESENHOS

1. DETERMINAÇÃO DO QUADRILÁTERO PRINCIPAL

Escala - 1:5