

**Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica**

PMC 580 e 581

PROJETO MECÂNICO I e II

Prof. Orientador: Omar Moore de Madureira

VOLUME 1 e 2

**ESTUDO DE VIABILIDADE
DE UM CAMINHÃO MODULAR
E PROJETO BÁSICO**

NOMES

Adilson A. de Andrade

Fábio Henrique J. Avante

Mauricio Kurpjuweit

Nº USP

1277028

1850479

1807532

1º Semestre de 1993 e 2º

182 9 288 288

11 9 1000 1000

Projeto Mecânico (Mobilidade)
Transportes
Comunicações (Mobilidade)

1374912

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010662

TF.93
An 24p

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de registrar o espírito de equipe e colaboração entre os integrantes durante o ano de 1993, o que tornou possível a completa realização deste Trabalho de Graduação, no qual tentamos demonstrar e aplicar muitos dos conhecimentos adquiridos durante os cinco anos do curso de Engenharia Mecânica na Escola Politécnica.

Além de ressaltarmos a colaboração mútua do grupo, registramos aqui o nosso agradecimento ao professor Omar Moore de Madureira por sua orientação, pois atuou decisivamente em nossa formação acadêmica e nos indicou o caminho para a boa realização deste Trabalho.

ADILSON A. DE ANDRADE

FÁBIO HENRIQUE J. AVANTE

MAURICIO KURPUWEIT



ESTUDO DE VIABILIDADE

ÍNDICE

VOLUME 1

ESTUDO DE VIABILIDADE

<u>MÓDULO - SUB-TÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1ª FASE - ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE	
I. A EVOLUÇÃO DOS MEIOS DE TRANSPORTE	1
I.1 - Dados históricos	1
II. ANÁLISE COMPARATIVA DOS MEIOS DE TRANSPORTE	2
II.1 - Movimentação de passageiros	2
II.2 - Movimentação de cargas	6
III. MOTIVAÇÕES PARA O DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	11
IV. PROBLEMAS ATUAIS	13
V. ANÁLISE DE TEMPOS E MÉTODOS ATUAIS DE CARGA E DESCARGA	16
V.1 - Carregamento manual	17
V.2 - Sistema de paletização	18
V.3 - Containerização	20
V.4 - Carga a granel no setor ferroviário	23
V.5 - Empilhadeira	24
V.6 - Equipamento montado em carrocerias	25
V.7 - Pás carregadeiras compactas	26
V.8 - Trator florestal	26
V.9 - Transporte aéreo	27
V.10 - Carregamento em portos	32
V.11 - Transporte rodoviário	36

VI. IDENTIFICAÇÃO DAS NECESSIDADES	44
VI.1 - Necessidade a ser satisfeita	44
VI.1.1 - Facilitar engate do cavalo mecânico com a carreta	44
VI.1.2 - Eliminar tempos mortos de embarque e desembarque	46
VI.1.3 - Capacitar a ser utilizado para transportar diversos tipos de cargas diferentes	46
VI.1.4 - Concepção inovadora	46
VI.1.5 - Baixas e médias cargas	46
VI.2 - Mercado a ser atendido e evolução do mercado durante a vida do projeto como produto na empresa	47
VI.2.1 - Aeroportos	47
VI.2.2 - Portos	47
VI.2.3 - Expedições industriais e movimentações em fábricas	48
VI.2.4 - Áreas agrícolas e florestais	48
VI.2.5 - Setor Civil e serviços gerais	48
VI.3 - Forma, custo e tempo de uso a ser satisfeito	49

2ª FASE - FORMULAÇÃO DO PROJETO - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

I. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS FUNCIONAIS	1
I.1 - Desempenho	1
I.2 - Estética	1
I.3 - Ergonomia	3
I.3.1 - Considerações gerais da relação homem-máquina	3
I.3.2 - Considerações sobre as variações das características humanas	4
I.3.3 - Instrução e adaptação	6
I.3.4 - Fatores humanos em sistemas de transporte	7
I.3.4.1 - Aumento da velocidade	8
I.3.4.2 - Espaço	9
I.3.5 - Processo sensorial humano	9
I.3.6 - Fatores ergonômicos do Caminhão Modular	12
I.3.6.1 - Localização dos controles manuais	12
I.3.6.2 - Organização dos controles manuais	13

I.3.6.3 - Pedais	17
I.3.6.4 - Instrumentos visuais	19
I.3.6.5 - Adequação antropométrica	22
I.3.7 - Segurança	25
I.3.8 - Iluminação	26
I.3.9 - Proteção Ambiental	26
I.3.9.1 - Ruídos Sonoros e Vibrações	26
I.3.9.2 - Condições internas	27
I.3.9.3 - Poluição visual	27
I.3.9.4 - Poluição por emissões	27
 II. ESPECIFICAÇÕES OPERACIONAIS	 31
II.1 - Rendimento energético	31
II.2 - Confiabilidade	31
II.3 - Durabilidade	32
II.4 - Manutenibilidade	33
 III. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS CONSTRUTIVAS DIMENSIONAIS	 34
III.1 - Dimensões	34
III.2 - Peso	34
 IV. FORMULAÇÃO DO PROJETO COMO SISTEMA	 36

3ª FASE - SÍNTESE DE SOLUÇÕES

I. INTRODUÇÃO	1
II. MATRIZ DE SOLUÇÕES	2
III. DETALHAMENTO DAS ALTERNATIVAS	3
III.1 - Motor	3
III.2 - Transmissão	6
III.3 - Frenagem	8

III.4 - Tração	11
III.5 - Direção	12
IV. CONCEPÇÕES POSSÍVEIS	14
IV.1 - Solução A	14
IV.2 - Solução B	15
IV.3 - Solução C	16
IV.4 - Solução D	16

4ª FASE - EXEQUIBILIDADE FÍSICA

I. INTRODUÇÃO	1
II. SOLUÇÃO A	1
III. SOLUÇÃO B	4
IV. SOLUÇÃO C	4
V. SOLUÇÃO D	5

5ª FASE - VALOR ECONÓMICO

I. INTRODUÇÃO	1
II. CUSTOS A QUE ESTÁ SUBMETIDO O NOSSO CONSUMIDOR FINAL	1
III. QUANTO COMPENSADO O COMPRADOR / USUÁRIO FICA	3
IV. ANÁLISE COMPARATIVA DE RECEITAS E CUSTOS PARA O FABRICANTE / MONTADOR DURANTE O CICLO DE VIDA DO	

PRODUTO 4

V. DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE VALOR 5

6ª FASE - VIABILIDADE FINANCEIRA

I. INVESTIMENTOS DO FABRICANTE 1

II. CUSTOS DE FABRICAÇÃO 1

**III. DETERMINAÇÃO DA QUANTIDADE MÍNIMA
A SER PRODUZIDA E DO INVESTIMENTO NECESSÁRIO** 3

IV. VIABILIDADE FINANCEIRA 4

IV.1 Taxa de Retorno Intrínseca 4

IV.2 Método do Tempo de Retorno 5

1ª FASE
ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

ESTUDO DE VIABILIDADE

ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

I. A EVOLUÇÃO DOS MEIOS DE TRANSPORTE

L1. Dados históricos

O primeiro meio de transporte foi fornecido pelas mulheres: nas sociedades primitivas eram estas que se encarregavam da mudança dos pertences domésticos, toda vez que o grupo se transferia de um lugar para outro. O emprego de quadrúpedes (cães, cavalos, etc.) como meio de transporte representou um progresso considerável, porém ainda apresentava o inconveniente dos animais às diversas condições.

A fim de tornar o transporte terrestre menos penoso, começaram a ser empregados troncos de árvores, colocados à maneira de um cilindro, sob as cargas mais pesadas.

O passo seguinte foi a invenção da roda. Os veículos de rodas impuseram a necessidade de estradas especiais para facilitar o transporte em distâncias consideráveis.

Porém, foi durante a primeira guerra mundial que pela primeira vez ficaram demonstradas as possibilidades existentes no transporte por estrada de rodagem, mediante veículos automotores, em rivalidade comercial com as estradas de ferro e hidrovias. A produção em grande escala de automóveis com finalidades militares ocorria na mesma época de seu aproveitamento de transporte de soldados e apetrechos.

No primeiro quartel do século XX, as estradas de ferro puderam sentir a concorrência representada pelos automóveis, devido ao aumento do uso desses últimos para viagens, o que veio abrir uma profunda brecha no monopólio até então desfrutado pelas ferrovias no transporte de passageiros a longas distâncias.

Com relação ao transporte de cargas, o problema complicava-se para as ferrovias devido ao fato de existirem sistemas diferenciados de tarifas, baseados na responsabilidade assumida no transporte de determinada mercadoria. Por outro lado,

os transportes rodoviários cobravam tarifas mais ou menos uniformes, sem levar em conta o tipo de mercadoria transportada.

O que passou a acontecer desde então foi uma concorrência "desleal", pois a parte valiosa das cargas eram transportadas pelas rodovias, ao passo que as menos remuneradas sobravam para as ferrovias.

Esta tendência apresentada a partir das Grandes Guerras perpetua-se até os dias atuais na grande maioria das nações independentes, que apresentam na maior parte dos casos, altas percentagens de transportes rodoviários, quando comparado com o total disponível. São justamente esses aspectos que serão discutidos no tópico seguinte.

II. ANÁLISE COMPARATIVA DOS MEIOS DE TRANSPORTE

II.1. Movimentação de passageiros

A movimentação de passageiros no Brasil, baseado em dados do *Anuário Estatístico de 1984*, dá-se predominantemente pelo transporte rodoviário que é cerca de 35 vezes maior que o segundo colocado: transporte ferroviário.

Podemos notar que a taxa de crescimento anual do transporte rodoviário de passageiros é em média de 4 %, apesar de já possuir uma grande fatia do transporte de passageiros (cerca de 94 % do total transportado).

Para se ter uma idéia da composição porcentual de cada meio de transporte de passageiros, devemos consultar as tabelas abaixo.

MODO DE TRANSPORTE	PASSAGEIROS-QUILOMETRO TRANSPORTADOS 10 ⁶				
	1980	1981	1982	1983	1984
Aéreo (1)	9.559	9.973	10.789	10.569	10.014
Ferrovário (2)	12.376	13.132	13.265	13.797	15.415
Fluviário (3)	129	215	268
Urbanovário	1.519	1.785	2.738	2.837	2.818
Extravariário (4)	410.357	426.771	443.800	461.552	480.000
TOTAL	433.940	451.876	470.860	488.755	508.247

NOTES: Departamento de Aviação Civil - DAC; Rede Ferroviária Federal S.A. - RFFSA, Cia. Vale do Rio Doce - CVRD, Ferrovia Paulista S.A. - FEPASA; Estrada de Ferro Campos do Jordão; Indústria e Comércio de Minérios - ICOMI, Superintendência Nacional da Marinha Mercante - SUNAMAM; Companhia do Metropolitano do Rio de Janeiro e Companhia do Metropolitano de São Paulo.
 FONTES: Ver Tabelas: 2.7.3, 4.6.3, 4.6.4, 5.6.2, 7.1.3 e 7.1.4.
 Transporte em vôos nacionais (2) Passageiros de subúrbio e interior. (3) Navegação interior. (4) Dados estimados pelo GEIPOT, sujeitos a re-
 cificação.

FIG. 01 - Passageiro-Quilômetro por modo de transporte - 1980-84

MODO DE TRANSPORTE	COMPOSIÇÃO PERCENTUAL				
	1980	1981	1982	1983	1984
Aéreo	2,2	2,2	2,3	2,2	2,0
Ferrovário	2,8	2,9	2,8	2,8	3,0
Hidroviário	0,0	0,0	0,1
Metroviário	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6
Rodoviário	94,6	94,5	94,2	94,4	94,4
TOTAL	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

FIG. 02 - Composição percentual dos meios de transporte para passageiros

A fim de permitir uma melhor visualização dos valores acima expostos, segue abaixo uma representação dos mesmos na forma gráfica.

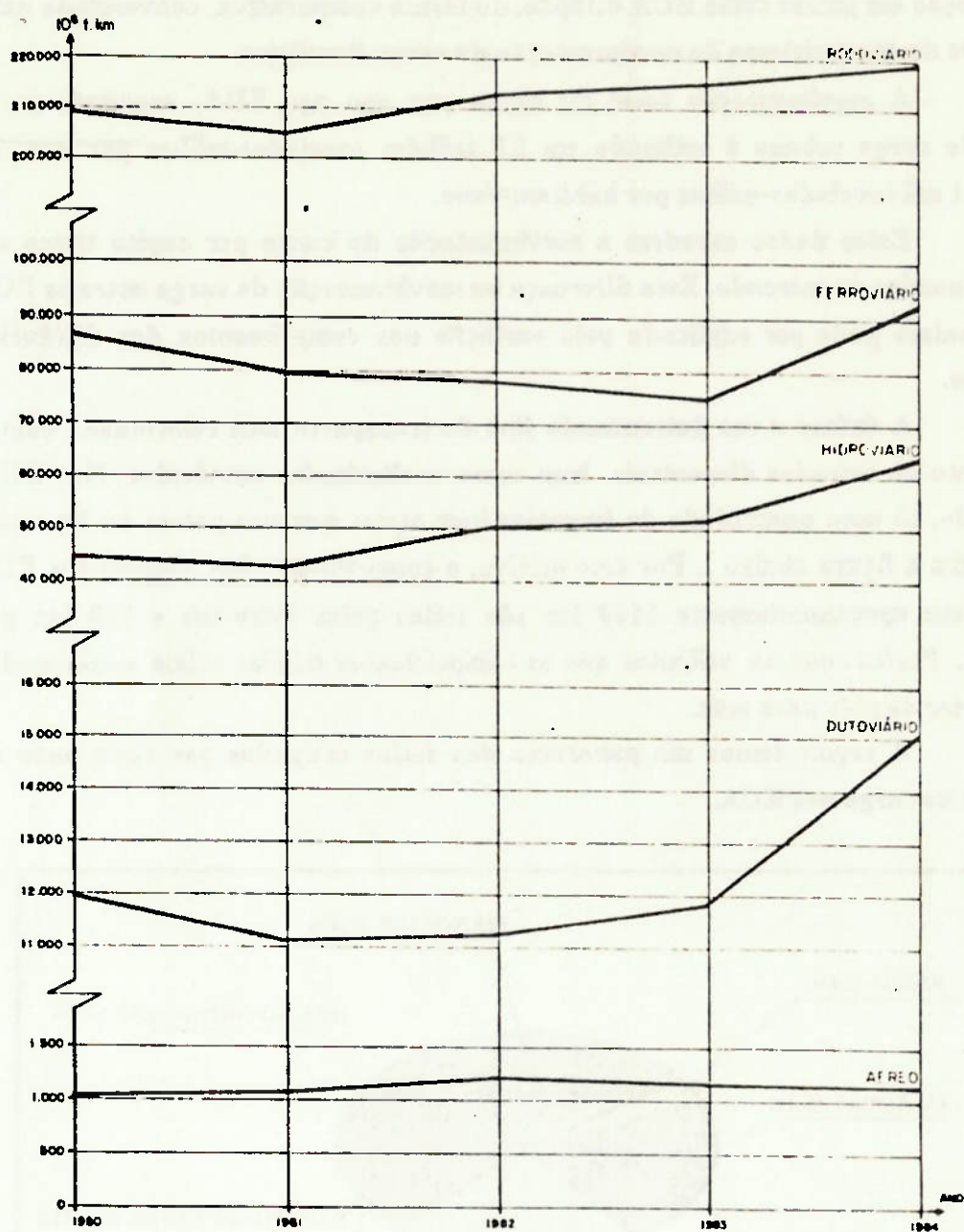


FIG. 03 - Gráfico de transporte de passageiro-quilômetro, para os vários meios de transporte, de 1980-84.

II.2. Movimentação de cargas

Inicialmente vamos fazer uma descrição sucinta desta forma de movimentação em países como EUA e Japão, de forma comparativa, convergindo para uma análise do atual sistema de movimentação de carga Brasileira.

A movimentação total de carga por ano nos EUA, excluindo-se os carretos de carga urbana é estimado em 2.8 trilhões toneladas-milhas por ano, ou cerca de 11 mil toneladas-milhas por habitante/ano.

Estes dados excedem a movimentação de carga per capita típica em outras economias de mercado. Esta diferença na movimentação de carga entre os EUA e outros países pode ser explicada pela variação nos comprimentos das distâncias percorridas.

A ênfase a um determinado tipo de transporte está relacionada com o comprimento de estradas disponíveis bem como as distâncias envolvidas. Nos EUA, por exemplo, há uma quantidade de ferrovias bem maior que nos países da Europa (como mostra a figura abaixo). Por esse motivo, o comprimento das viagens nos EUA que excedem aproximadamente 1120 km são feitas pelas ferrovias e 650 km por caminhões. Porém convém salientar que os comprimentos médios acima mencionados podem variar de país para país.

A seguir temos um panorama das fatias ocupadas por cada meio de transporte de carga nos EUA.

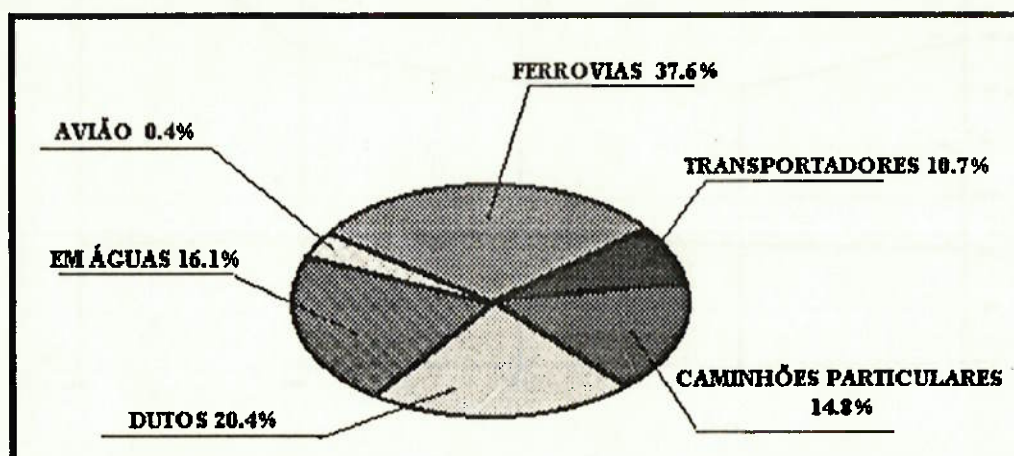


FIG. 04 - Fatias de mercado ocupado pelo transporte de carga nos EUA.

Nesta figura podemos notar que as ferrovias são em maior número, o que de uma maneira geral é excessão, pois isto só ocorre nos EUA e Áustria. O Japão, por exemplo, tem 10 vezes mais rodovias do que ferrovias, como nota-se abaixo.

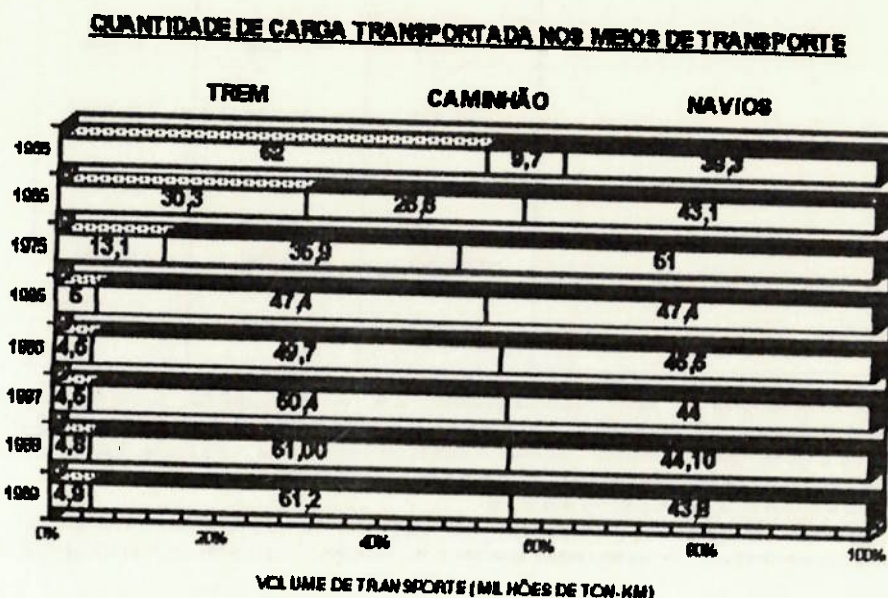


FIG. 05 - Quantidade de carga transportada nos meios de transporte.

Se voltarmos nossa atenção para o sistema de cargas Brasileiro, notaremos que segundo dados do Anuário Estatístico de Transporte, a exemplo do Japão, os transportes rodoviários ocupam a maior fatia porcentual (cerca de 60 % do total).

No Brasil, os transportes ferroviários ocupam uma posição secundária (cerca de 23%) e as formas mais baratas de transporte de cargas, quando não se é crítico no fator tempo, que são os transportes hidroviários, são praticamente desprezados, ocupando a pequena fatia de 15%.

A fim de permitir maiores esclarecimentos, mostramos a evolução comportamental dos vários tipos de transporte nas tabelas e gráficos abaixo.

MODO DE TRANSPORTE	CARGA TRANSPORTADA 10 ⁶ t. km				
	1980	1981	1982	1983	1984
Aéreo (1)	1.020	1.050	1.206	1.164	1.151
Dutoviário	11.929	11.079	11.209	11.825	15.071
Ferrovário	86.342	79.448	78.022	74.966	92.421
Hidroviário (2)	43.820	42.437	60.158	61.712	63.774
Rodoviário (3)	208.500	204.700	212.500	215.200	219.100
TOTAL	351.611	338.714	353.095	354.867	391.517

FONTES: Departamento de Aviação Civil - DAC; Petróleo Brasileiro S.A. - PETROBRÁS; Samarco Mineração S.A.; Dow Química S.A.; FOSFÉRTIL; Rede Ferroviária Federal S.A. - RFFSA; Cia. Vale do Rio Doce - CVRD; Ferrovia Paulista S.A. - FEPASA; Estrada de Ferro Campos do Jordão; Indústria e Comércio de Minérios - ICOMI; Estrada de Ferro Perus - Pirapora; S.A. Indústrias Votorantim; Mineração do Norte S.A. - MRN e Superintendência Nacional da Marinha Mercante - SUNAMAM.

NOTAS: Ver Tabelas 2.8.2, 3.4.4, 3.4.5, 3.4.6, 4.7.4, 5.7.4 e 5.7.8.
(1) Transporte em vãos nacionais. (2) Navegação interior e de cabotagem. (3) Os valores apresentados anteriormente estavam superestimados. As novas estimativas, baseadas em métodos indiretos, estão sujeitas a retificações decorrentes de levantamentos diretos mais detalhados, em desenvolvimento.

FIG. 06 - Carga transportada em toneladas-quilômetro, por meio de transporte -

1980-84

MODO DE TRANSPORTE	COMPOSIÇÃO PERCENTUAL				
	1980	1981	1982	1983	1984
Aéreo	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Dutoviário	3,4	3,3	3,2	3,3	3,8
Ferrovário	24,5	23,5	22,1	21,2	23,6
Hidroviário	12,5	12,5	14,2	14,6	16,3
Rodoviário	59,3	60,4	60,2	60,6	56,0
TOTAL	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

FIG. 07 - Composição percentual de transporte de carga - 1980 - 84

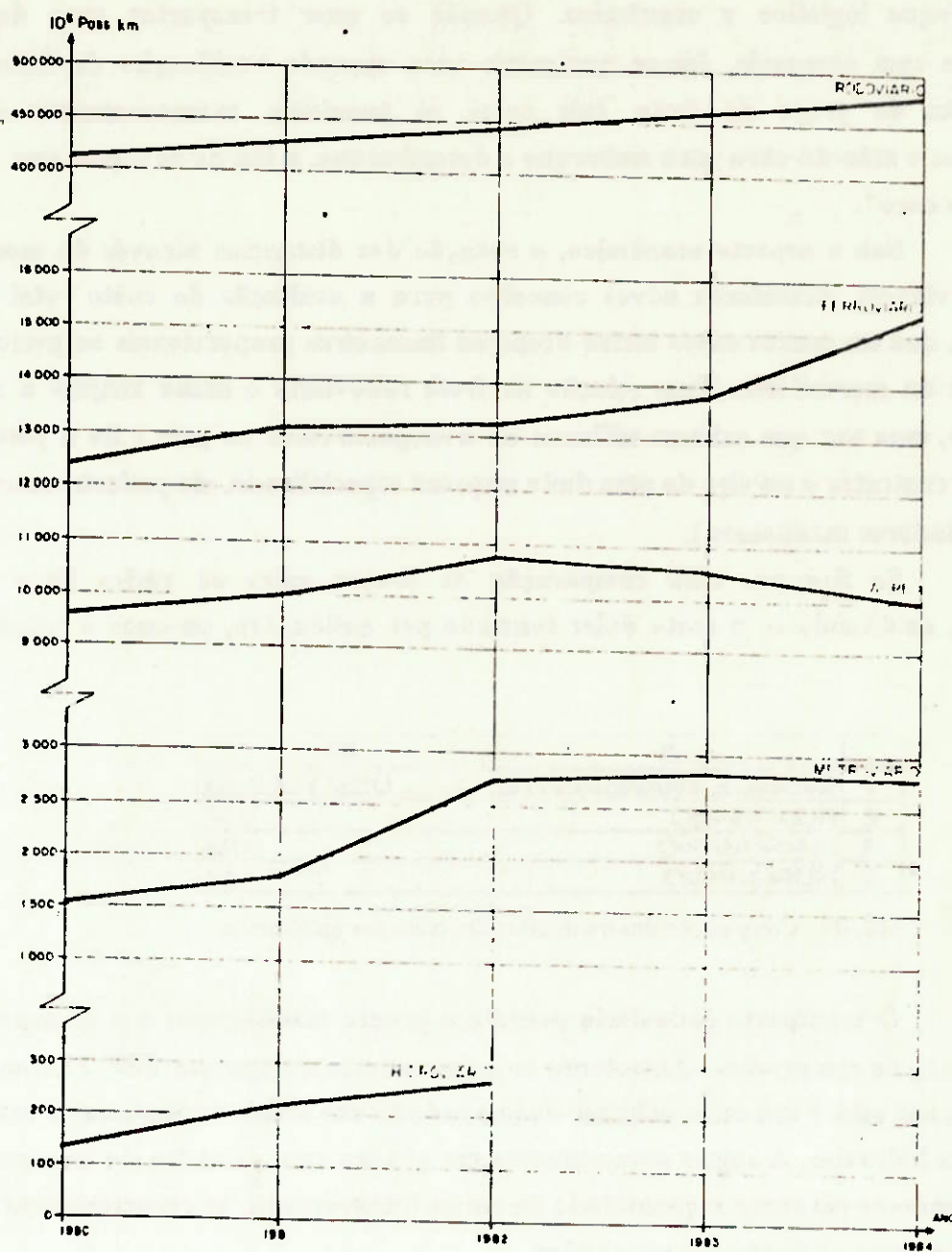


FIG. 08 - Gráfico tonelada-quilômetros úteis, para os vários meios de transporte de carga - 1980-

Com relação ainda ao transporte de carga, convém analisar este sistema sob o enfoque logístico e econômico. Quando se quer transportar uma dada mercadoria com economia, faz-se necessário uma apurada verificação de fatores outros além do preço do frete, tais como os terminais, armazenamento das mercadorias e mão-de-obra para embarque e desembarque, a fim de se evitar que "o barato saia caro".

Sob o aspecto econômico, a redução das distâncias através do menor tempo de viagem estabeleceu novos conceitos para a avaliação do custo total do transporte, que em muitos casos inclui despesas financeiras proporcionais ao período de entrega da mercadoria. Com relação ao frete rodoviário é muito simples a sua negociação, uma vez que existem milhares de transportadores no país (Se a pessoa não quiser contratar o serviço de uma dada empresa especializada, ela poderá recorrer a transportadores autônomos).

Se fizermos uma comparação de preços entre os vários tipos de transporte, analisando-se o custo dólar tonelada por quilômetro, teremos o seguinte quadro:

	A	B
1	MEIO DE TRANSPORTE	US\$/ TON/KM
2	RODOVIÁRIO	3,54
3	FERROVIÁRIO	2,92
4	HIDROVIÁRIO	1,12

FIG. 09 - Comparação dos transportes em custo por quilômetro.

O transporte rodoviário permite o pronto atendimento e o transporte porta-a-porta do seu produto. Entretanto se a mercadoria ultrapassar 1000 t torna-se imprópria para este. Para esses volumes de mercadoria são ideais as ferrovias e acima de 2000t as hidrovias. A seguir apresentamos um quadro com os meios de transporte ideais, levando-se em conta a quantidade de carga transportada, as características da mesma, bem como as distâncias envolvidas.

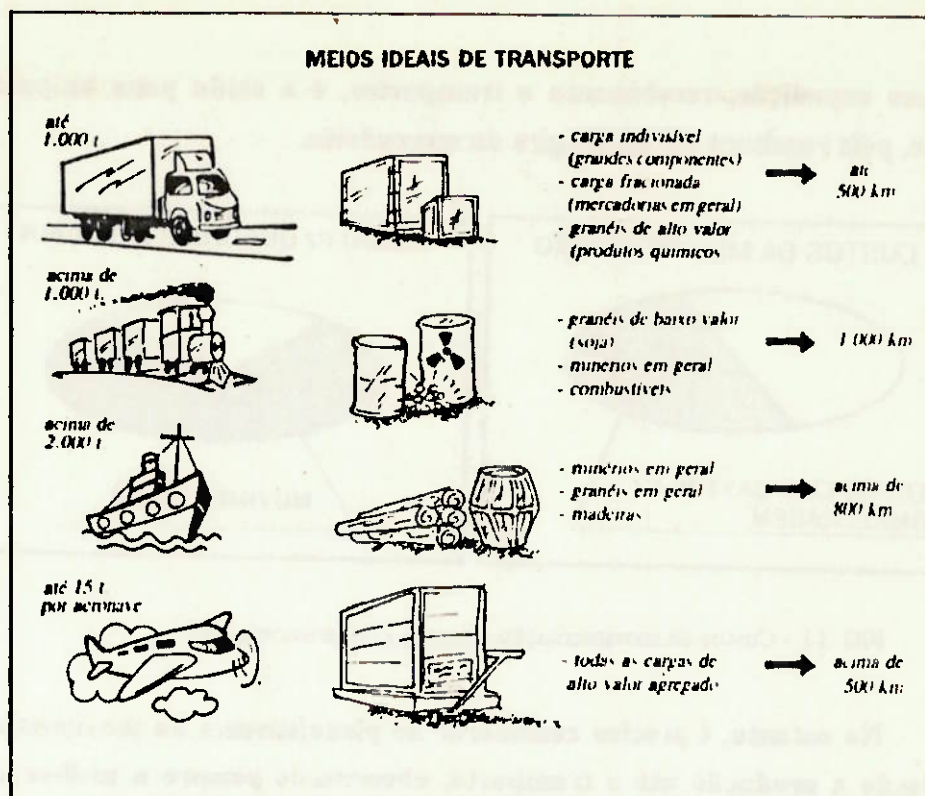


FIG. 10 - Meios ideais de transporte.

III. MOTIVAÇÕES PARA O DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

A última década do século XX está impondo ao homem, enquanto ser econômico do mundo capitalista, o desafio de vencer o tempo. O aprimoramento dos processos de fabricação, movimentação de produtos e transporte até o mercado consumidor é o segredo para o êxito de qualquer negócio.

A operação de transporte e movimentação da carga tem reflexos econômicos que não podem mais ser desprezados. No Brasil atual, mais do que nunca, tempo é dinheiro, e a saída é desenvolver uma visão logística voltada para materiais, com o objetivo de reduzir estoque e assim diminuir também o nível de risco do produtor ou comerciante.

Foi a partir do Plano Cruzado que o empresariado nacional despertou para os custos da movimentação, dos quais cerca de 50% são considerados perdas, pois são gastos com armazenagem. A movimentação representa, ainda, 75% do tempo utilizado para realizar qualquer atividade. Do ponto de vista econômico, o investimento em movimentação de materiais, nos setores que adicionam valor ao

produto, como expedição, recebimento e transportes, é a saída para as perdas de rentabilidade, pois resultará em maior giro da mercadoria.

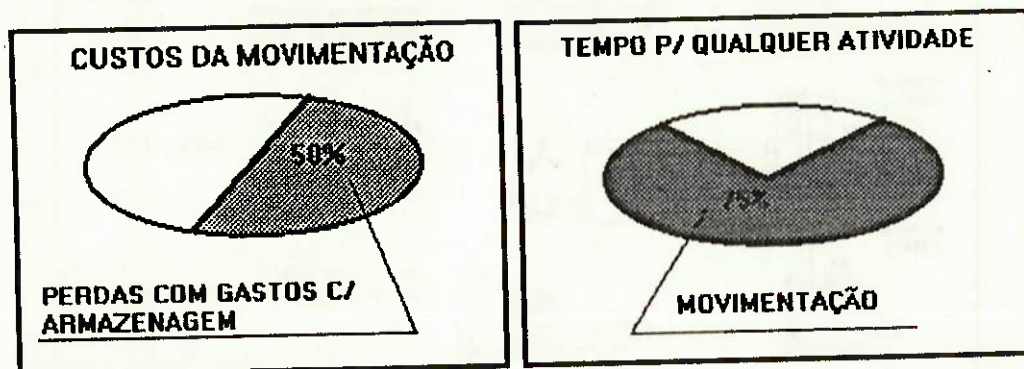


FIG. 11 - Custos de movimentação e perdas com armazenagem.

No entanto, é preciso considerar no planejamento da movimentação de materiais desde a produção até o transporte, observando sempre a melhor solução, quer na organização vertical ou horizontal do espaço, quer na aquisição de máquinas usadas ou novas. Após o estudo da situação a ser trabalhada, englobando o tipo de carga, quantidade a ser movimentada, a disponibilidade de equipamento, espaço, entre outros fatores, é chegado o momento de criar as soluções.

Também é preciso chamar a atenção dos planejadores urbanos e de transportes para a importância que se deve dispensar à integração entre os diferentes modos de transporte existentes em uma região. É com essa ideia em mente que nos parágrafos seguintes fazemos algumas considerações acerca do transporte aéreo e sua integração com o transporte de superfície, tomando essa situação como um exemplo prático para embasar o desenvolvimento de nosso projeto, e depois generalizando para outras aplicações.

Considerando que a viagem porta-a-porta é geralmente composta por diferentes modalidades e que este fato é mais significativo em se tratando do transporte aéreo, o Brasil apresenta características específicas no que se refere aos aspectos de acessibilidade ao aeroporto.

A observação de que o tempo de viagem pelos modos de superfície não acompanhou a evolução do transporte aéreo, induz à necessidade de adoção de medidas que minimizem os problemas decorrentes desta integração modal.

A complexidade da questão envolve os sistemas de transporte público

e privado, de passageiro e carga, conceitos de engenharia de tráfego, nível de serviço, demanda aérea (passageiros e carga), hora-pico (urbano e do aeroporto), divisão modal, taxas de ocupação de veículos, capacidade viária, entre outros. Este fato motivou o Instituto de Aviação Civil a desenvolver estudos que tratam deste problema.

É neste contexto que se insere a oportunidade do desenvolvimento de um projeto abrangente, quanto ao aspecto "Veículos de Superfície para aplicações aeroportuárias", entre outras. Pois o que se disse a respeito da necessidade da integração transporte aéreo / transporte de superfície também pode ser estendido para outras áreas, levando-se em consideração suas características específicas. Podem-se citar:

- Transporte de carga em terminais portuários;
- Transporte de carga em terminais ferroviários;
- Transporte de carga em terminais rodoviários;
- Transporte de carga em empresas florestais;
- Transporte de carga em pátios de grandes indústrias.

IV. PROBLEMAS ATUAIS

Com relação ao aspecto "Problema de Manuseio", podemos fazer a seguinte consideração: enquanto o transporte de longa distância ainda apresenta razoáveis níveis de eficiência, é no transporte de curta e média distância que se localiza o problema. Os veículos nesta área são desenhados apenas para mover mercadorias e não para dispor essas mercadorias de maneira conveniente. Nos caminhões atuais, o equipamento de carga ("containers", guindastes, plataformas móveis, e assim por diante) é adicional ao veículo em si e não uma parte integral do projeto, causando peso extra e ineficiências de manuseio.

Ainda podem-se ressaltar os seguintes problemas:

- Atualmente os sistemas de engate das carretas, em sua maioria, são feitos manualmente, implicando em dificuldades para a execução dessa operação no caso de o terreno ser acidentado ou de a carreta já ter sido previamente carregada. Durante a visita ao Aeroporto Internacional de São Paulo/Guarulhos tivemos a oportunidade de observar este fato, além das descrições feitas pelos operadores dos veículos de transporte de carga. Em seu relato, eles nos expuseram esse tipo de

problema, e afirmaram que em condições críticas, quando o carregamento deve ser feito debaixo de chuva, por exemplo, são necessárias pelo menos duas pessoas para que o engate possa ser feito corretamente. Essa consideração pode ser estendida para as demais áreas de interesse de nosso projeto, citadas no item anterior, e portanto dedicaremos uma atenção especial a esse aspecto.

- A falta de um conceito de modularização leva a uma diversificação dos veículos motores, o que implica aumento dos tempos ociosos, e o conseqüente aumento dos custos envolvidos. Tal fato também pode ser observado no Aeroporto Internacional de São Paulo. Ai basicamente identificamos os seguintes veículos:

- a) "loader": usado em operações de carga e descarga de aviões,
- b) "push-back": usado em operações de taxiamento,
- c) tratores de vários tipos e marcas: Rucker, Yale, Valmet, etc., que acoplados em diferentes tipos de paletes e carretas proporcionam o transporte entre as diversas áreas de carga e descarga: depósitos de exportação e importação, área alfandegária, pátio de "estacionamento" das aeronaves, etc.
- d) caminhões de abastecimento de água e combustível,
- e) empilhadeiras,
- f) veículos movidos a energia elétrica.

Como um subsídio para considerações futuras nesse trabalho, os esquemas abaixo, extraídos da revista Transporte Moderno, sugerem um conceito de modularização, que pretendemos explorar no desenvolvimento de nosso projeto.

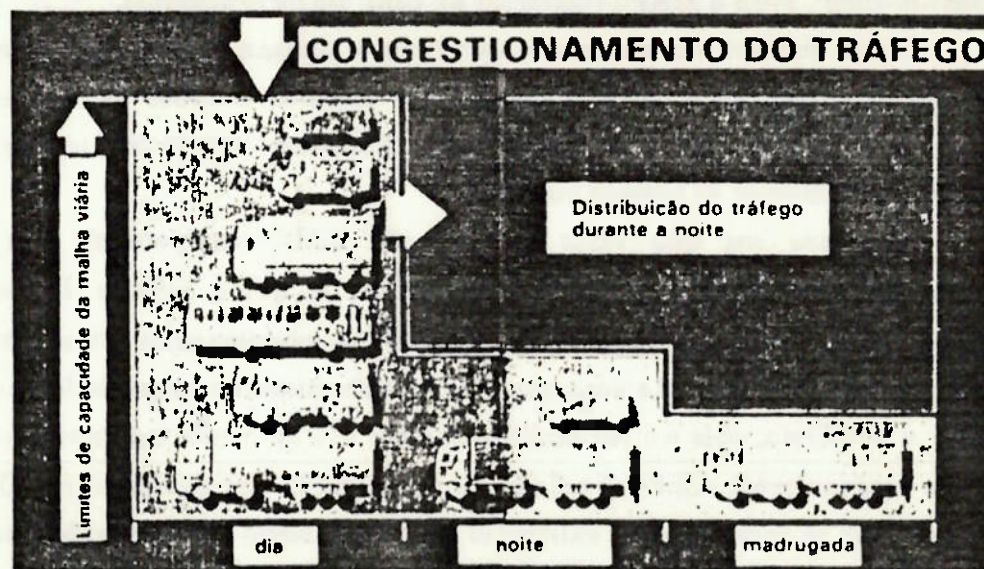
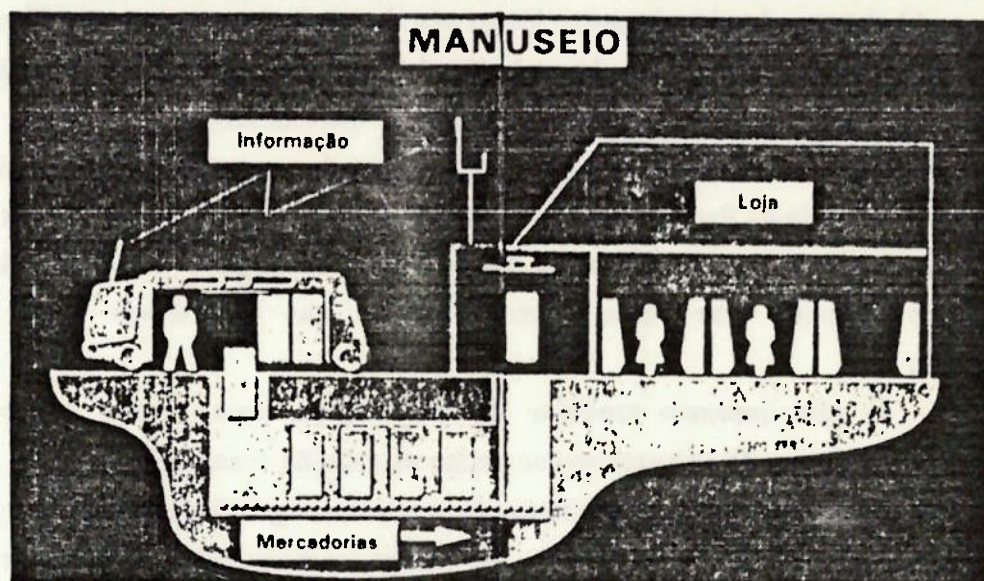
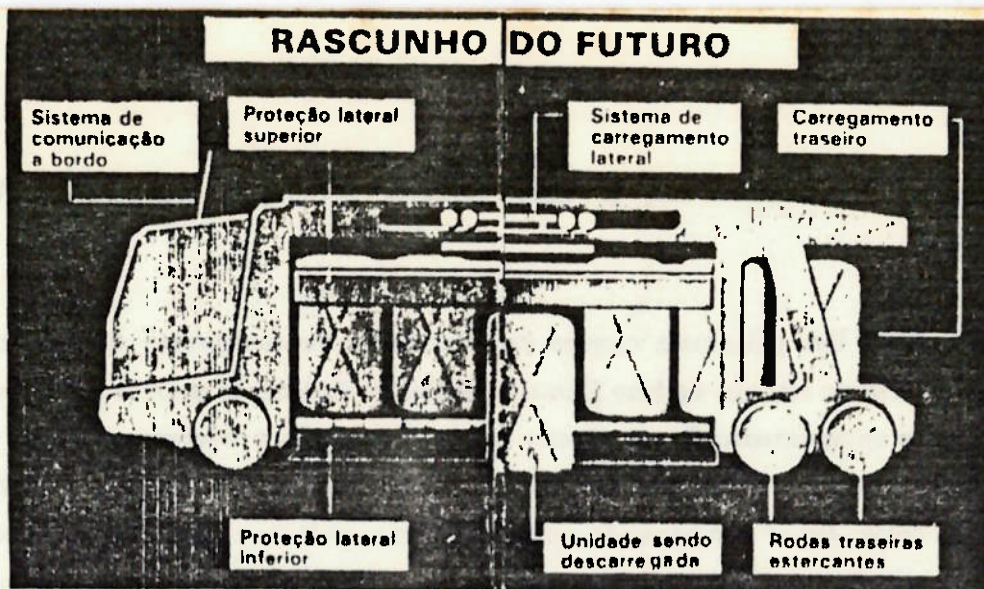


FIG. 12 - Conceito de modularização no transporte moderno.

V. ANÁLISE DE TEMPOS E MÉTODOS ATUAIS DE CARGA E DESCARGA

Uma das principais causas do alto custo de transporte de carga em relação a eficiência de seu uso está no fato da existência de tempos mortos, ou seja, ao tempo em que o equipamento fica à espera de ser carregado e descarregado, já que este será mais eficiente se estiver rodando, e, portanto, a não utilização para o transporte de carga em si corresponde ao maior custo, pois tem uma eficiência baixa em relação ao retorno que pode proporcionar. No caso de estar parado este é nenhum.

O sistema de planejamento integrado do transporte para a distribuição da carga, aplicando-se o conceito de 'Just-in-time' (DRP-JIT) visa diminuir o tempo ocioso e o custo. Além disso, veículos de transporte, especialmente rodoviários que permitam otimização na relação peso/volume e sistema de carga/descarga rápidos, como já é realidade hoje na Europa através do sistema 'Philips' de transporte (sistema de intercâmbio entre transportadores de carga entre as regiões de distribuição) também visam diminuir esse custo. Outros fatores que contribuem para essa diminuição são:

- O planejamento modular de embalagem, com o uso do palete padronizado com objetivo de oferecer maior ganho na relação área/espço.

- Equipamentos de movimentação e armazenagem informatizados para permitir aumento da eficiência e redução do custo operacional e técnicas como Kanban, 'Just-in-time', FMS e MRPS (Sistemas de controle de processos).

Porém deve-se ter em mente que todo o sistema funcione de maneira rápida, ou seja, minimizando o custo. Tendo-se isto aplicado a todos os setores de transporte e a qualquer tipo de mercadoria. Portanto analisa-se modos de movimentação para diminuir os tempos mortos.

As áreas em que esses tempos são mais consideráveis são em aeroportos, portos, expedições industriais e florestais, já que o volume de cargas movimentadas é muito grande em relação a quantidade de equipamentos e tamanho de espaço utilizados ser relativamente pequeno. Não é tendo maiores quantidades destes que se resolve o problema, pois em sazonalidades estes vão se tornar muito caros pela quantidade de equipamentos ociosos e pelo custo de operação por equipamento. Deve-se planejar e utilizar os equipamentos existentes em maior tempo possível trabalhando.

Primeiramente analisaremos os acondicionamentos de carga utilizados, a fim de aumentar o volume unitário e diminuir a quantidade de unidades a serem carregadas em um mesmo espaço de carga.

V.1. Carregamento manual

A forma mais primitiva e demorada de carregamento em um volume é o método de se carregar caixa por caixa manualmente. Nesse método o equipamento de transporte fica parado por mais tempo em desuso, representando o de maior custo entre eles.

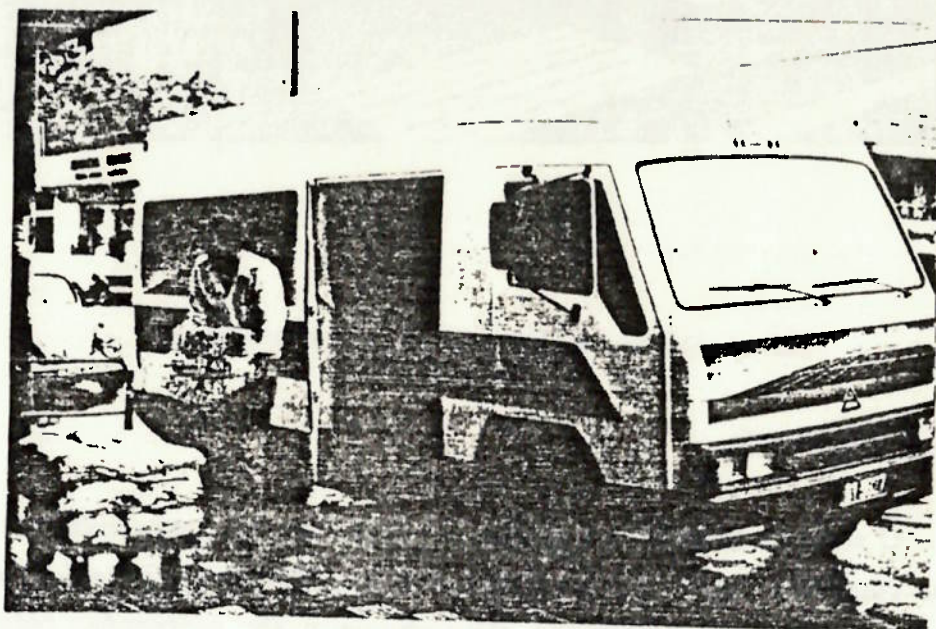


FIG. 13 - Método do carregamento manual atual.

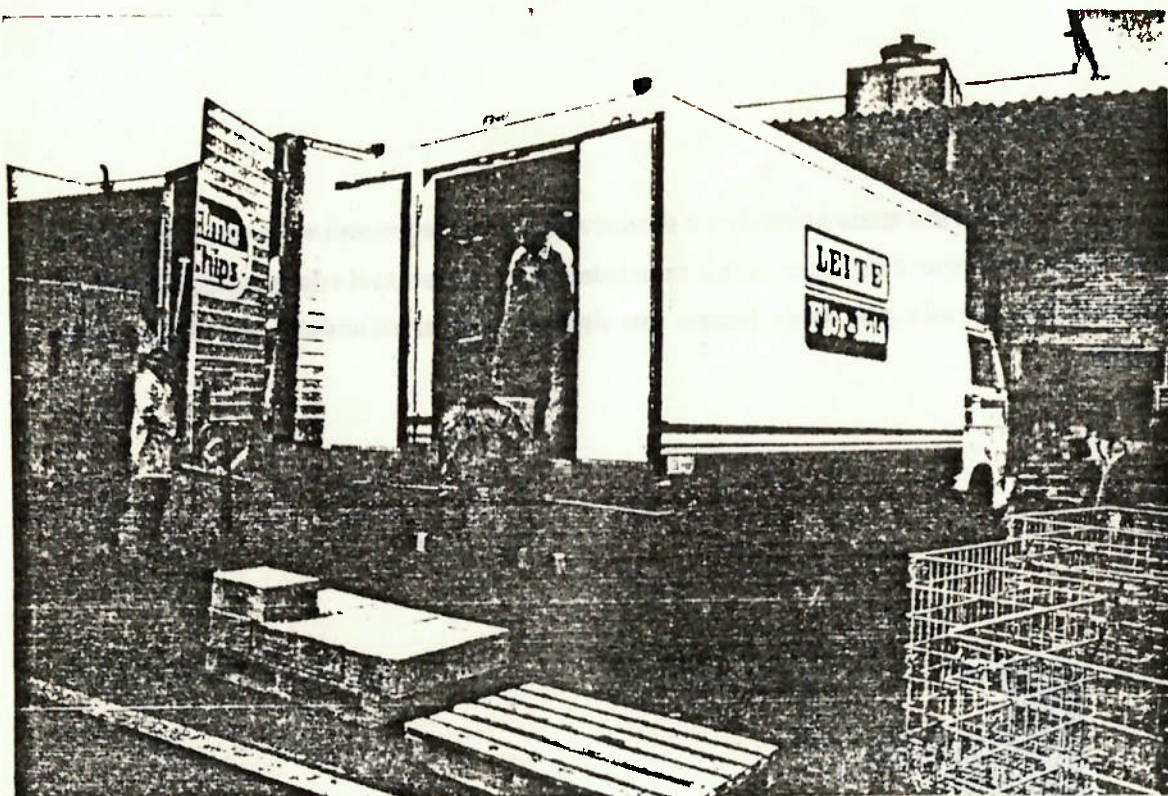


FIG. 14 - Continuação do método de carregamento manual.

V.2. Sistema de paletização

O segundo método é o sistema de palete em que, primeiramente, um certo volume composto por volumes menores são acondicionados para formar um único, a fim de diminuir a quantidade efetivamente a ser carregada, reduzindo bastante o tempo de espera do equipamento de movimentação. Com a padronização dos paletes pode-se otimizar mais o espaço utilizado e a intercambiabilidade, permitindo menores tempos perdidos. A paletização na fábrica permite a unificação dos produtos, facilitando o fluxo interno de materiais como as operações de estocagem seleção e expedição. Além disso, a transferência de produtos paletizados reduz drasticamente perdas, danos e furtos em trânsito, bem como racionaliza o tempo de carga e descarga.

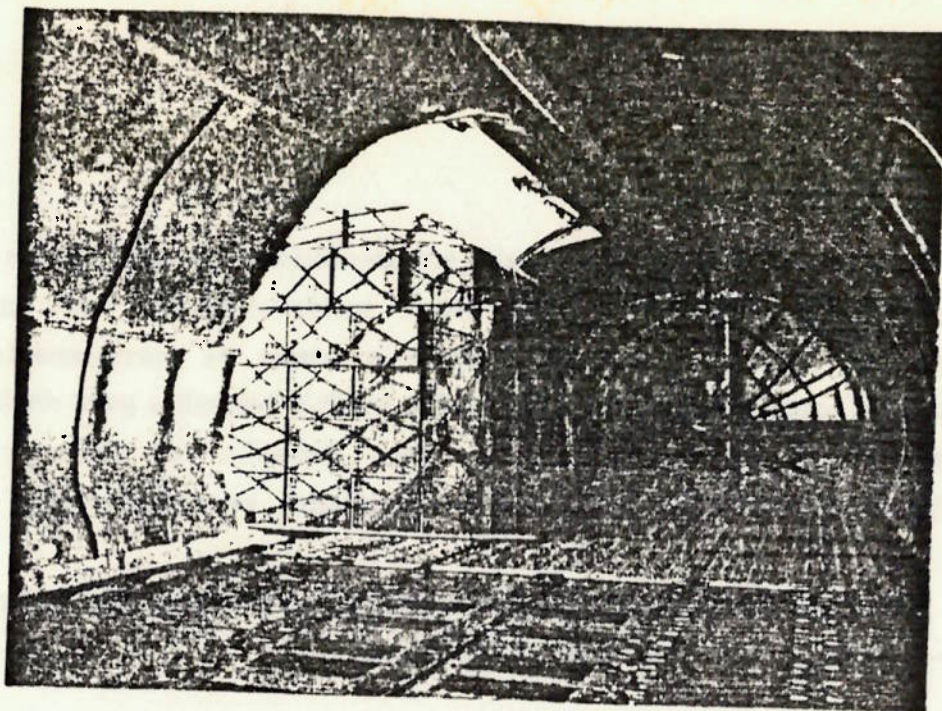


FIG. 15 - Sistema de paletização embarcado em porão de avião.

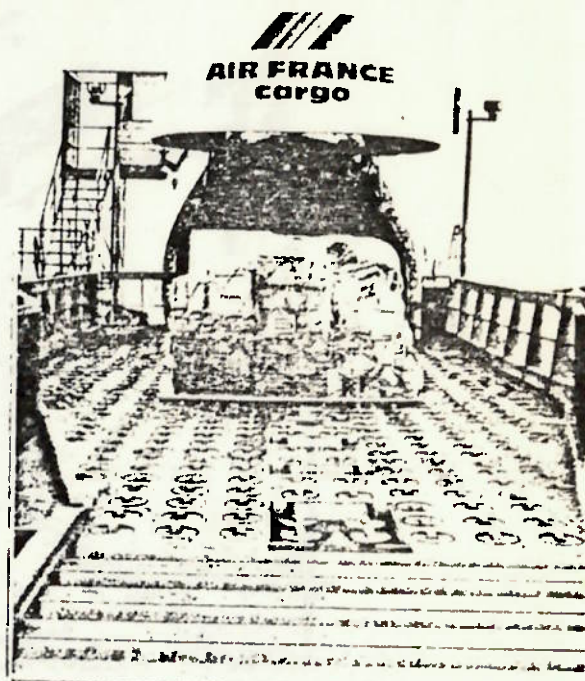
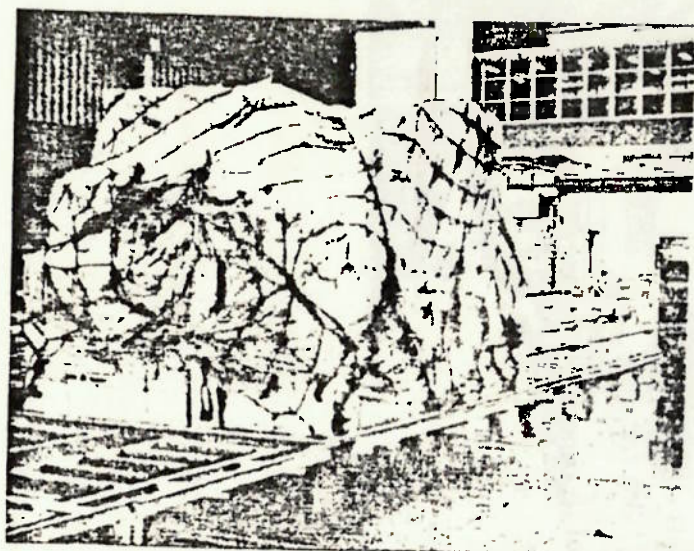


FIG. 16 e 17 - Paletizado carregado em aeroportos.

V.3. Containerização

Este método basicamente consiste em acondicionar as mercadorias em volume fixo, diferentemente do palete, já que este é moldável. Muitas vezes um só transporte leva um 'container', reduzindo muito o tempo de carregamento e descarregamento no veículo. Estes são padronizados em dois tamanhos para diminuir os problemas de carregamento causados pelo tamanho e aumentar a intercambiabilidade dos módulos. Abaixo estão mostradas as especificações dos 'containers'.

São exemplificados alguns métodos de carga e descarga com posterior análise, sendo mencionada a área de aplicação do método:

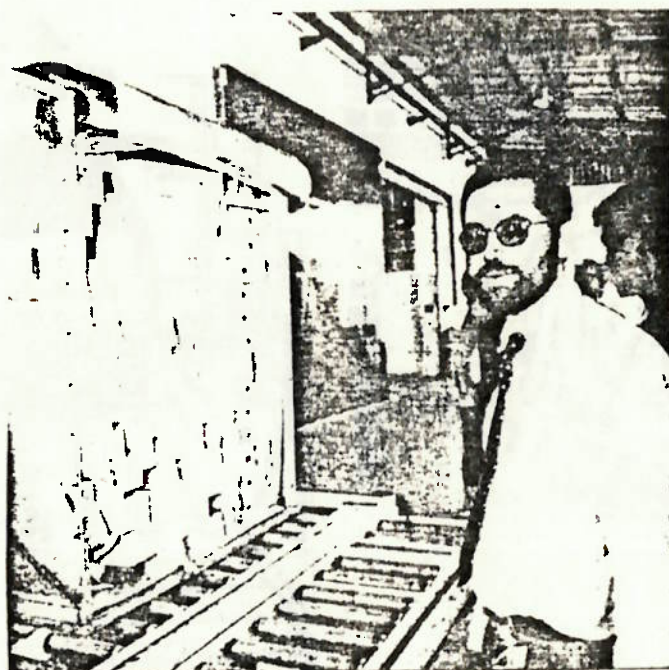
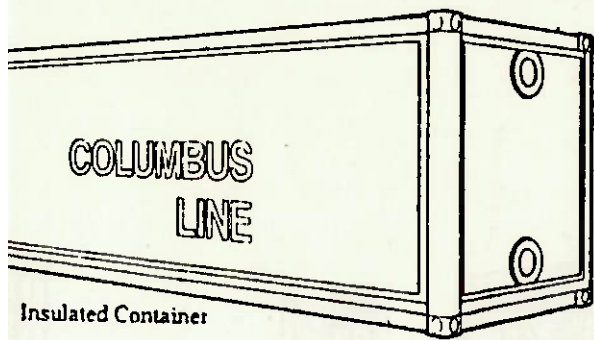
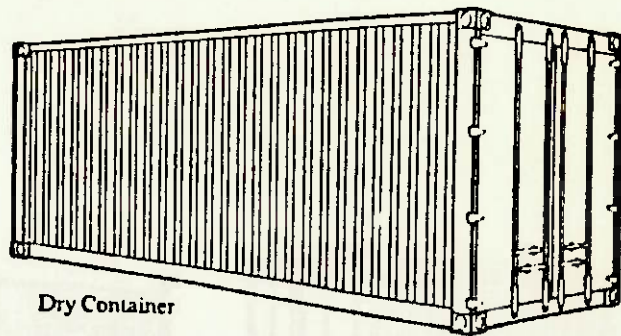


FIG. 18 - Processo de containerização, unificando os produtos em um mesmo módulo.

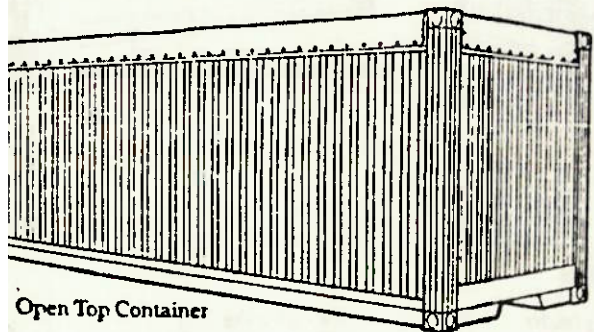
ESPECIFICAÇÕES DE 'CONTAINERS' EQUIPAMENTO DE 20 PÉS



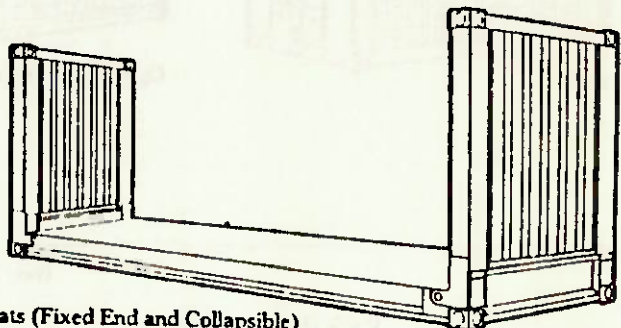
Insulated Container



Dry Container



Open Top Container



Flats (Fixed End and Collapsible)

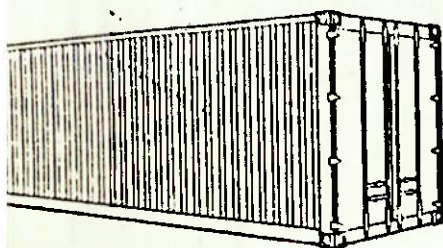
Twenty Foot Specifications

Construction Details	Inside Dimensions (mm/ft)			Door Opening (m/ft)		Weights (kg/lbs)			Volume (cbm/cbf)
	Length	Width	Height	Width	Height	Gross	Tare	Payload	
Container									
Steel	5,690	2,270	2,116	2,288	2,080	24,000	2,600	21,400	27.2
End Walls	18' 8 1/64"	7' 5 3/8"	6' 11 5/16"	7' 6 5/64"	6' 9 57/64"	52,910	5,730	47,180	964
Inner									
6"									
Steel	5,900	2,340	2,370	2,338	2,288	24,000	2,250	21,750	32.4
End Panels	19' 4 9/32"	7' 8 1/4"	7' 9 5/16"	7' 8 3/32"	7' 6 5/64"	52,910	4,960	47,950	1,143
Container									
6"									
End									
Roof	5,878	2,335	2,371	2,335	2,239	22,500	2,150	20,350	33.1
Canvas	19' 3 27/64"	7' 7 15/16"	7' 9 11/32"	7' 7 15/16"	7' 4 5/32"	49,590	4,740	44,850	1,170
End									
8' x 8' 6"									
End									
Steel	5,910	2,438	2,256	-	-	24,000	2,200	21,800	-
End Walls	19' 4 1/2"	8'	7' 4 49/64"	-	-	52,910	4,850	48,060	-

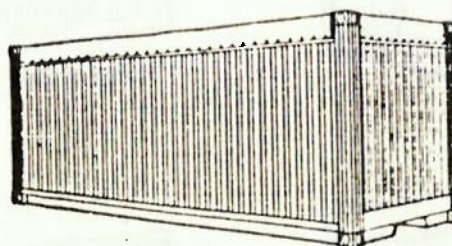
These figures are a general representation of exact measurements. Any individual container may vary slightly from these exact figures.

FIG.19 - Especificações dos "containers", equipamento de vinte pés.

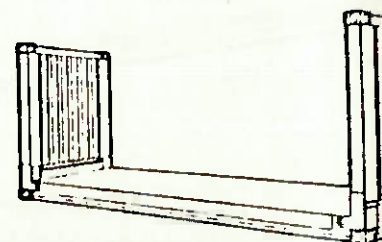
ESPECIFICAÇÕES DE 'CONTAINERS' EQUIPAMENTO DE 40 PÉS



Dry Container



Open Top Container



Flats (Fixed End and Collapsible)

Forty Foot Specifications

Construction Details	Inside Dimensions (mm/ft)			Door Opening (m/ft)		Weights (kg/lbs)			V (cu ft)
	Length	Width	Height	Width	Height	Gross	Tare	Payload	
Dry Container 40' x 8' x 8'6" Steel Frame/Steel Corrugated Panels	2,022 39' 5 5/16"	2,342 7' 8 13/64"	2,396 7' 10 21/64"	2,335 7' 7 15/16"	2,290 7' 6 5/32"	30,480 67,197	4,100 9,040	26,380 58,160	
Open Top Container 40' x 8' x 8'6" Steel Frame/ Corrugated Walls & Roof Bows/PVC Canvas	12,025 39' 5 1/2"	2,346 7' 8 3/8"	2,367 7' 9 1/4"	2,271 7' 5 3/8"	2,330 7' 7 3/4"	30,482 67,200	3,850 8,490	26,632 58,710	
Flats 40' x 8' x 8'6" (Fixed End and Collapsible) Steel Frame/Steel Corrugated End Walls	12,042 39' 6"	2,394 7' 9"	2,034 6' 8"	- -	- -	45,000 99,207	4,400 9,700	40,600 89,507	

Please note these figures are a general representation of exact measurements. Any individual container may vary slightly from these exact figures

FIG. 20 - Especificações de "containers", equipamento de quarenta pés.

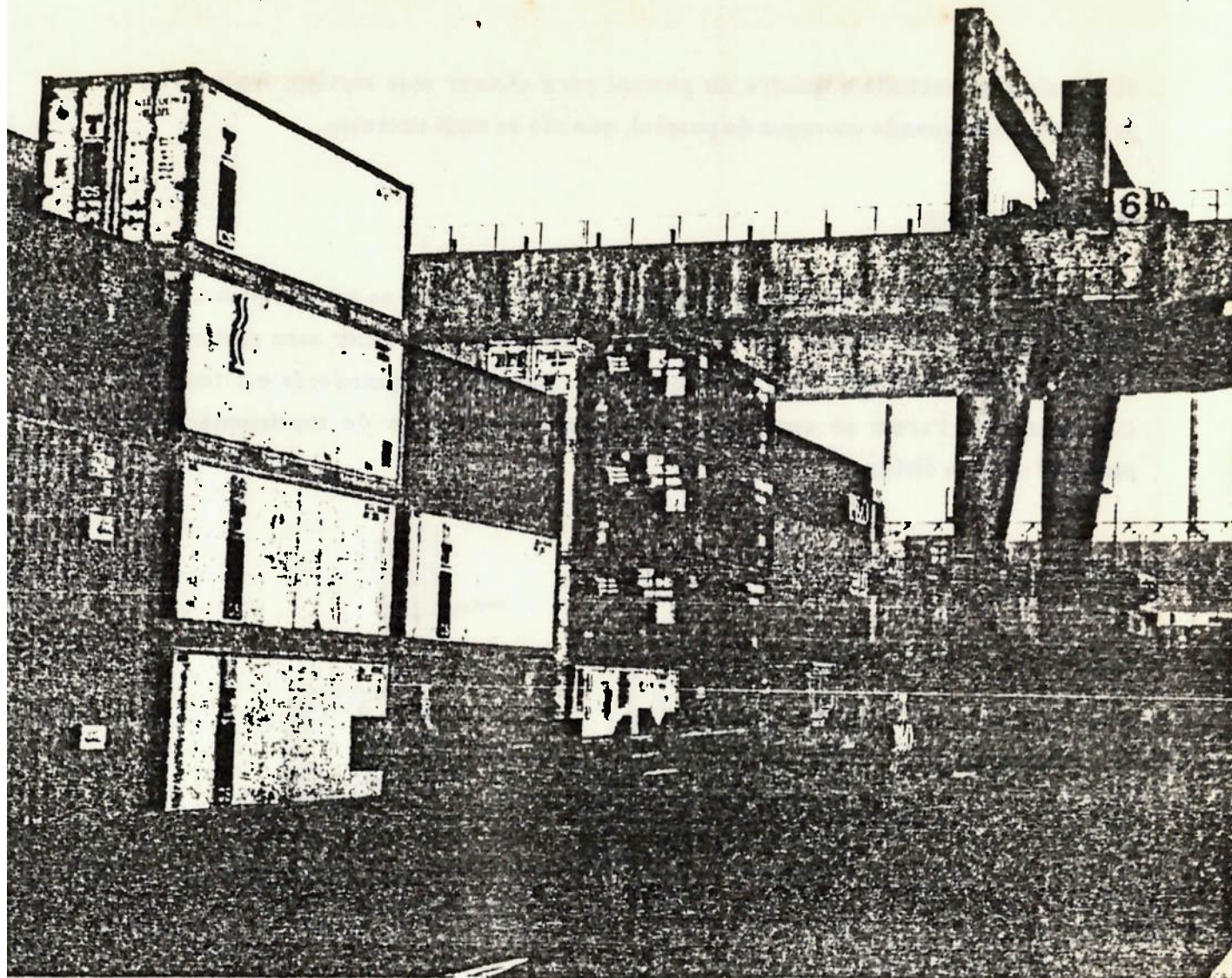


FIG. 21 - "Containers" em portos.

V.4. Carga a granel no setor ferroviário.

São utilizados 'containers' para cargas secas (qualquer tipo de carga sem a necessidade de um volume para moldar o acondicionamento) e para carregamento a granel (cargas que necessitam de um envólucro para moldar o acondicionamento) são utilizados vagões especiais. No caso de descarregamento de vagões a granel utiliza-se um equipamento que além de facilitar a abertura dos vagões, o equipamento que se assemelha a uma grande tesoura pneumática também contribui para eliminar os constantes acidentes de trabalho que ocorriam durante a sua abertura, feita sob golpes de marreta para eliminar o minério de dentro dos vagões. Foi

eliminado pela metade o quadro de pessoal para efetuar esse serviço. Agilizou-se o processo, minimizando encargos de pessoal, que são os mais onerosos.

V.5. Empilhadeira

Este é o equipamento mais utilizado em todos os setores para carga e descarga, que muito embora está bastante desenvolvida para fazer essa operação, só realiza o transbordo de carga, minimizando a utilização de operadores e o tempo de carregamento. Porém só serve para esta função específica de movimentação de material a curta distância.

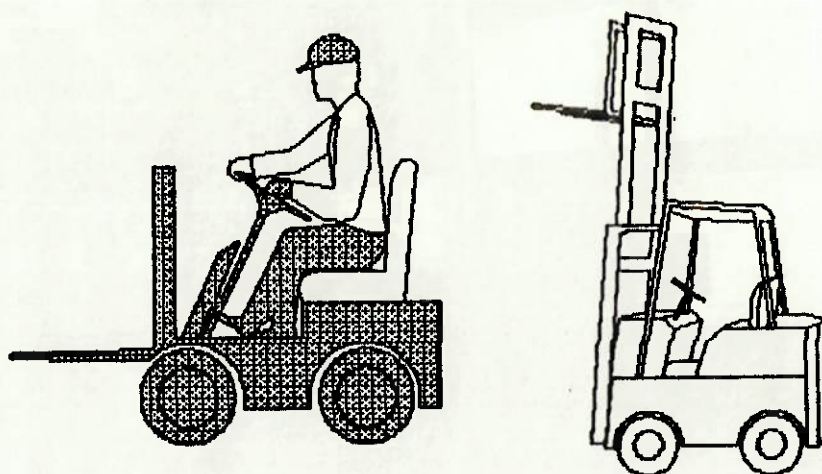


FIG. 22 - Esquema básico de uma empilhadeira.



FIG. 23 - Empilhadeira trabalhando com "container" em porto.

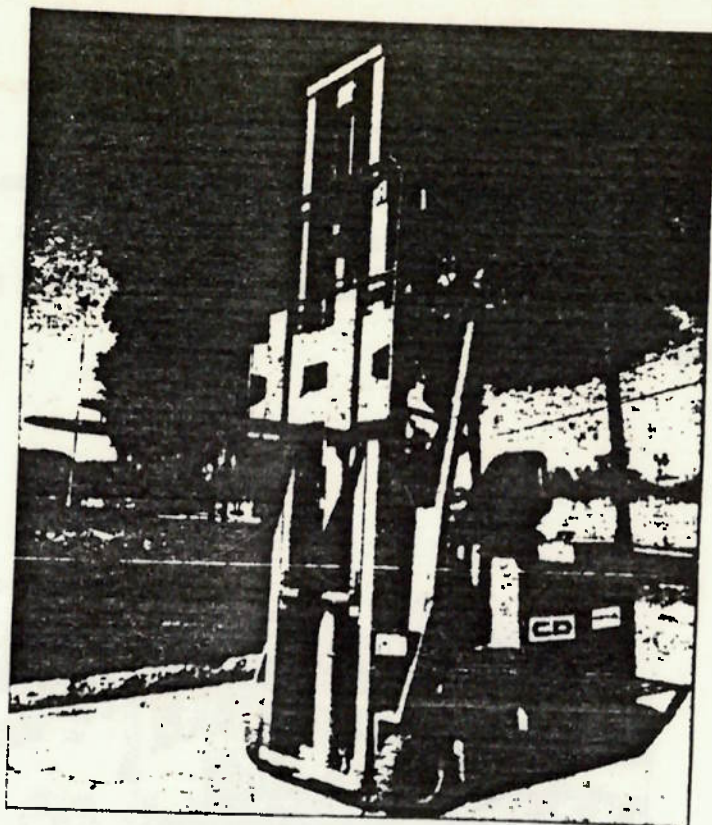


FIG. 24 - Empilhadeira típica mais usada atualmente.

V.6. Equipamento montado em carrocerias

Um outro método de se carregar é a utilização de um equipamento montado sobre tratores, caminhões, carretas ou estacionários para facilitar a carga e descarga em pátios de fábricas e toras em florestas, podendo nessas situações ser instalado sem sapatas, o que reduz o tempo de carga/descarga. Porém deve se fazer modificações nos equipamentos já existentes, para adaptar um equipamento de carga. Isto custa caro comparado ao custo de tempo que se ganhará.

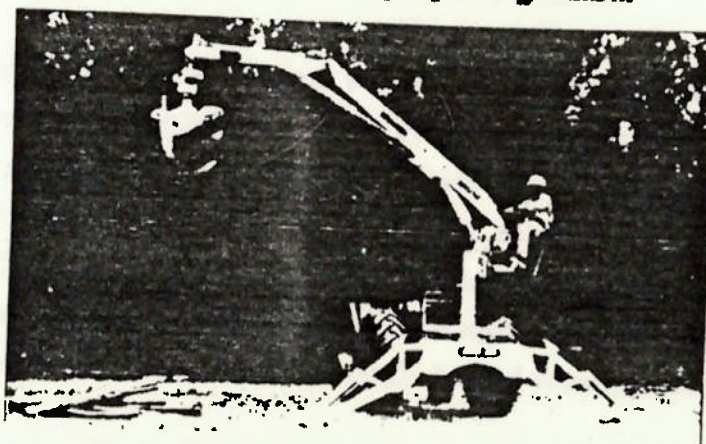


FIG. 25 - Equipamento montado em carrocerias.

V.7. Pá carregadeiras compactas

Nesse caso com o sistema de troca rápida de implementos, feito do interior da cabine, faz-se a para a utilização de carregamento de vários tipos de materiais. Contudo deve se ter vários implementos de carregamento para um mesmo equipamento de carga.

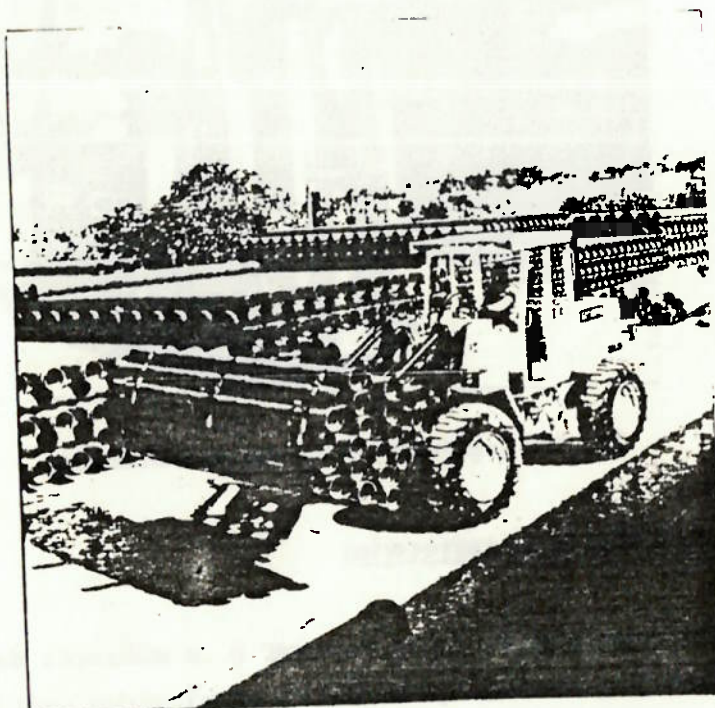


FIG. 26 - Pá carregadeira típica.

V.8. Trator florestal

No caso de reflorestamento e cargas florestais utiliza-se de um caminhão que conta com uma plataforma de carga articulada, facilitando as manobras e permite operar em terrenos acidentados. O veículo possui tração nas quatro rodas e é capaz de subir rampas inclinadas, equipado com guindaste hidráulico com grande raio de giro e manoplas especiais para apanhar feixes de toras nos dois lados do veículo durante a operação de carga e descarga. Nessas operações os chassis são travados para evitar tombamento lateral. Entretanto esse caminhão só serve para essa finalidade.

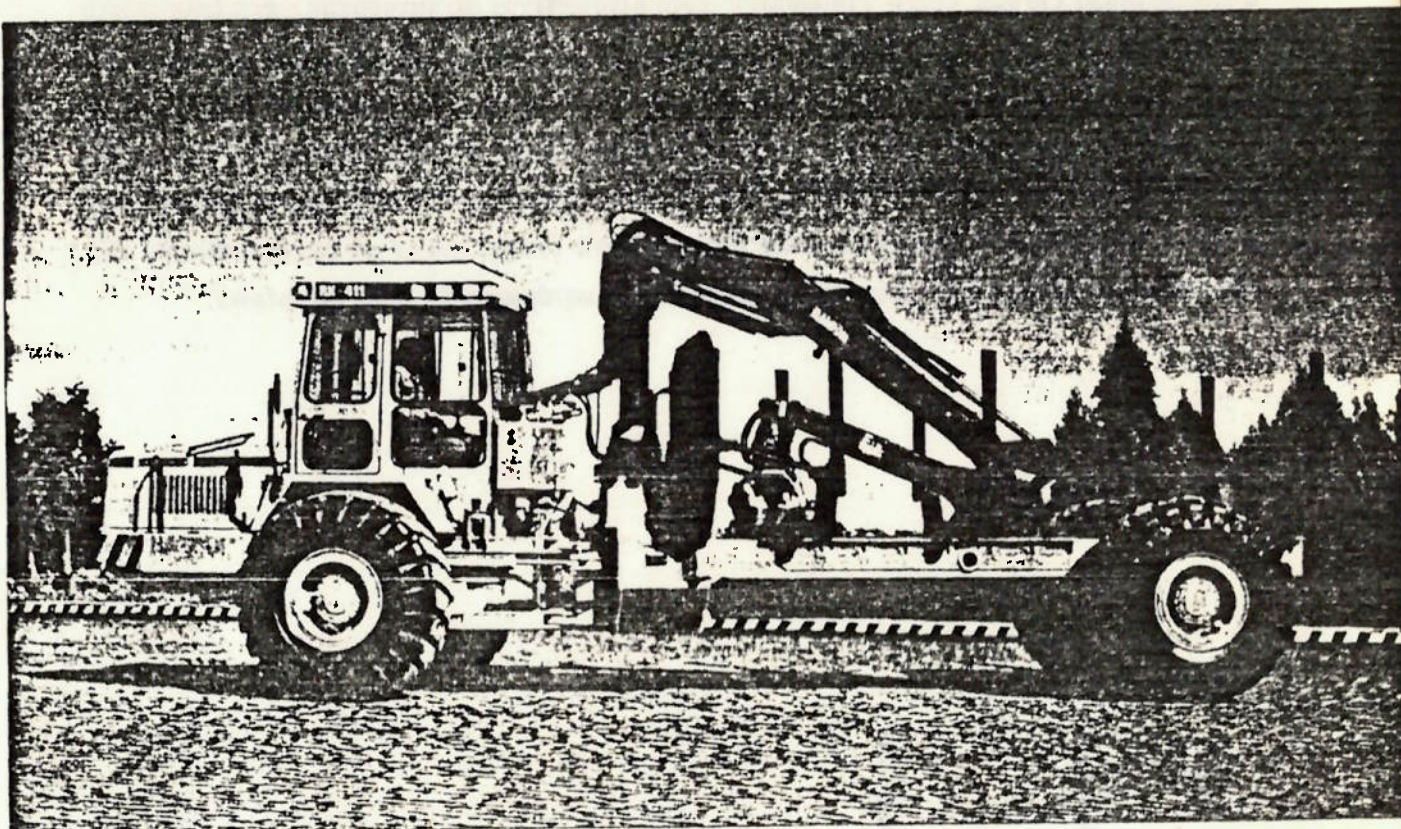


FIG. 27 - Trator florestal articulado.

V.9. Transporte aéreo

No caso do setor de transporte aéreo utiliza-se de um equipamento para transporte de 'containers' e paletes, que consiste de uma plataforma motorizada em que a mercadoria translada de forma passante da parte de trás para a parte da frente, transferindo o módulo para um 'loader', que é outro equipamento roletado, elevando a carga para o porão do avião. Porém conforme a altura do avião, utiliza-se um 'loader' diferente. O grande avanço do tráfego aéreo vem sendo ajudado pela padronização obtida com a utilização de 'containers' e paletes, além do progresso tecnológico na

mecânica das aeronaves. Assim as grandes companhias aéreas lançam mão dos mais variados tipos e tamanhos de 'containers' e paletes. Há equipamentos específicos para determinadas cargas, como 'containers' com dispositivos de suspensão para transporte têxtil, outros com termostato embutido para manter a temperatura baixa, ideal aos bens congelados, além daqueles que permitem o transporte de animais de todo porte. Contudo para este setor tem-se uma grande quantidade de equipamentos motorizados ou não, utilizados somente para fins específicos, sendo que ficam muito tempo ociosos devido a utilidade direcionada, contribuindo para custos caros na movimentação das mercadorias, já que cada uma necessitará de um equipamento mais adaptado.

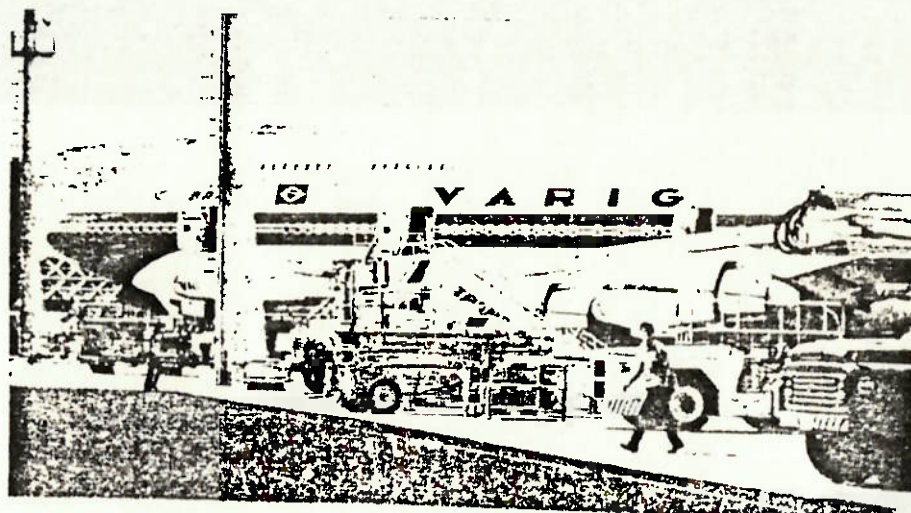


FIG. 28 - Figura mostrando ociosidade de equipamentos em aeroportos.

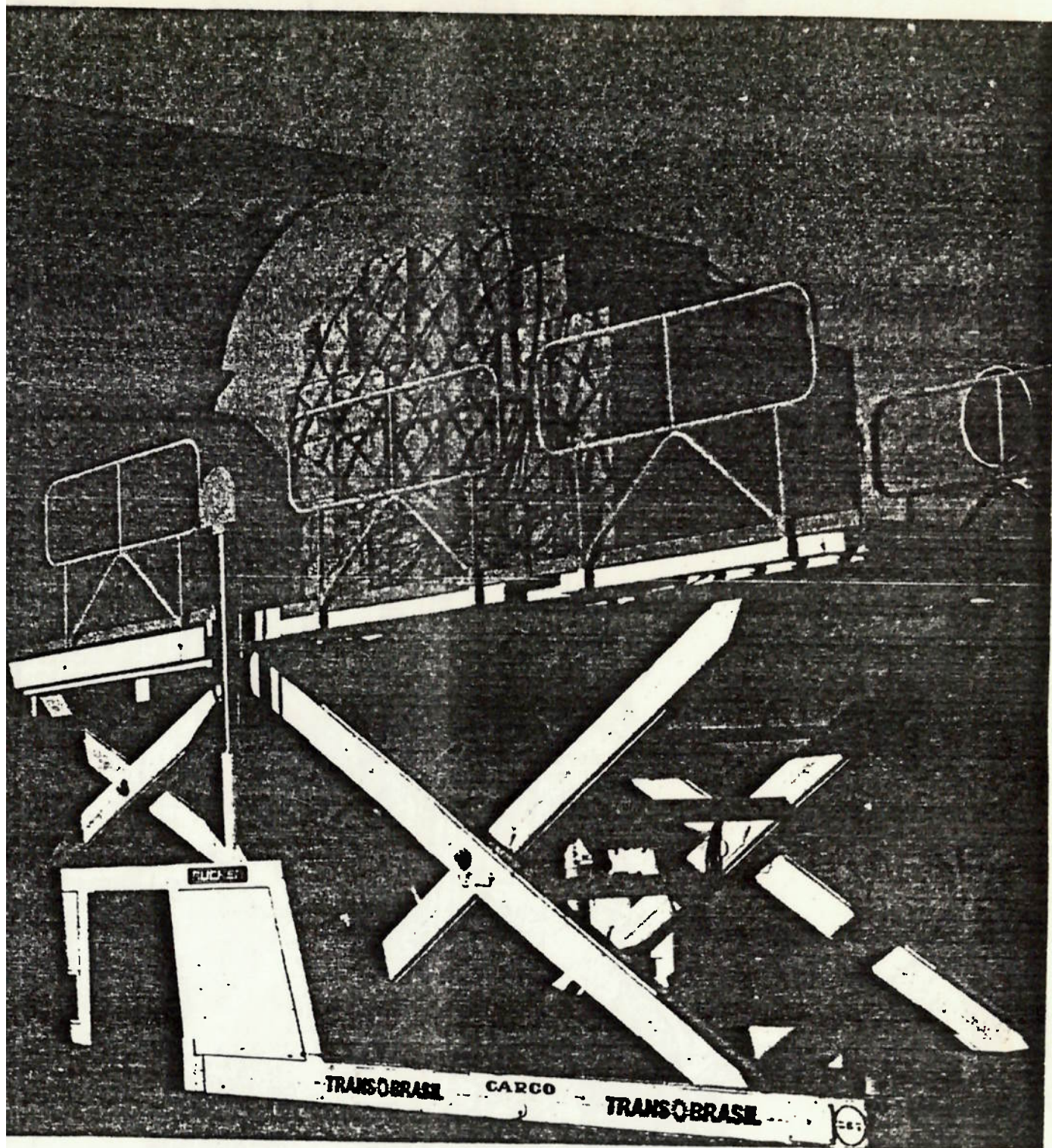


FIG. 29 - Sistema de 'loader' utilizado em aeroportos para carregamento de aviões

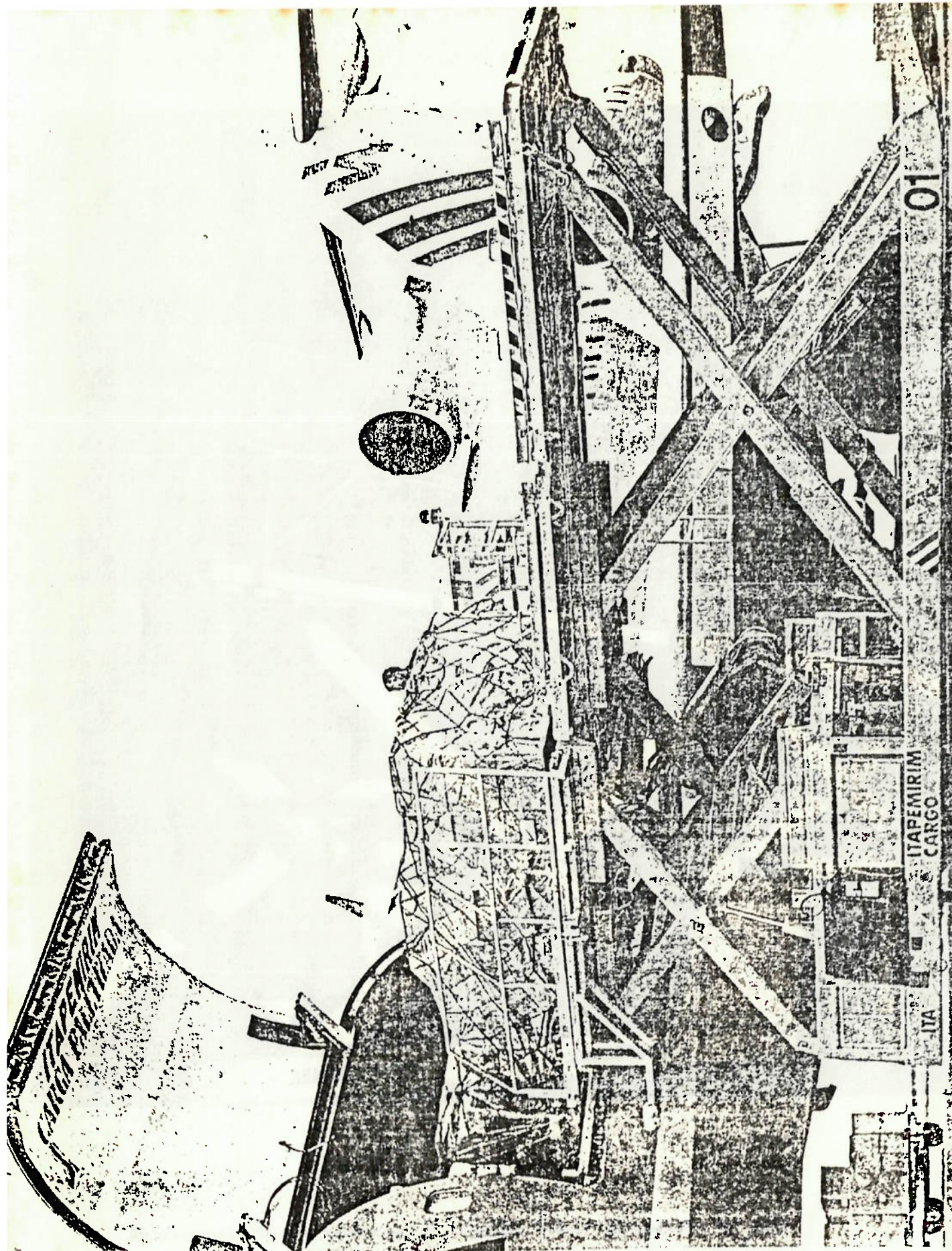


FIG. 30 - "Loader" carregando paleta no porão de avião.

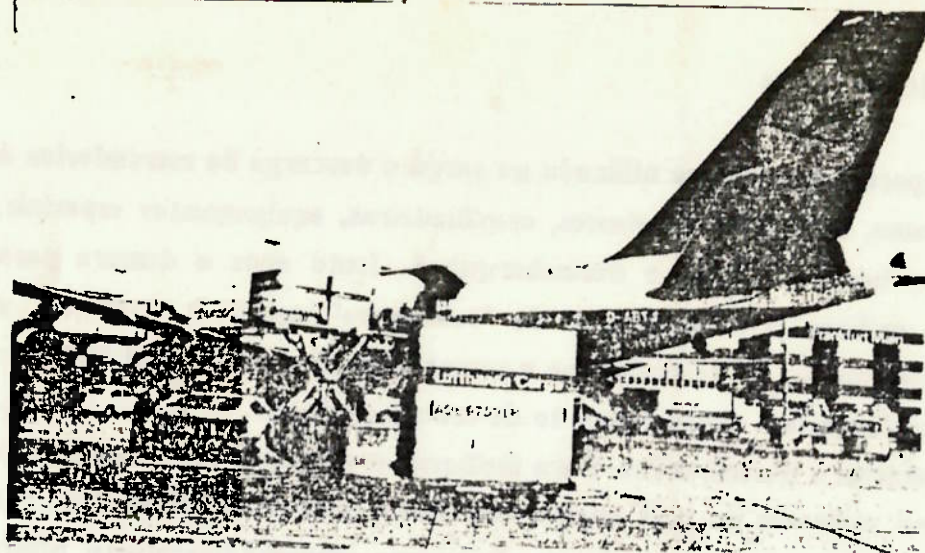


FIG. 31 - Carregamento de "container" em avião.

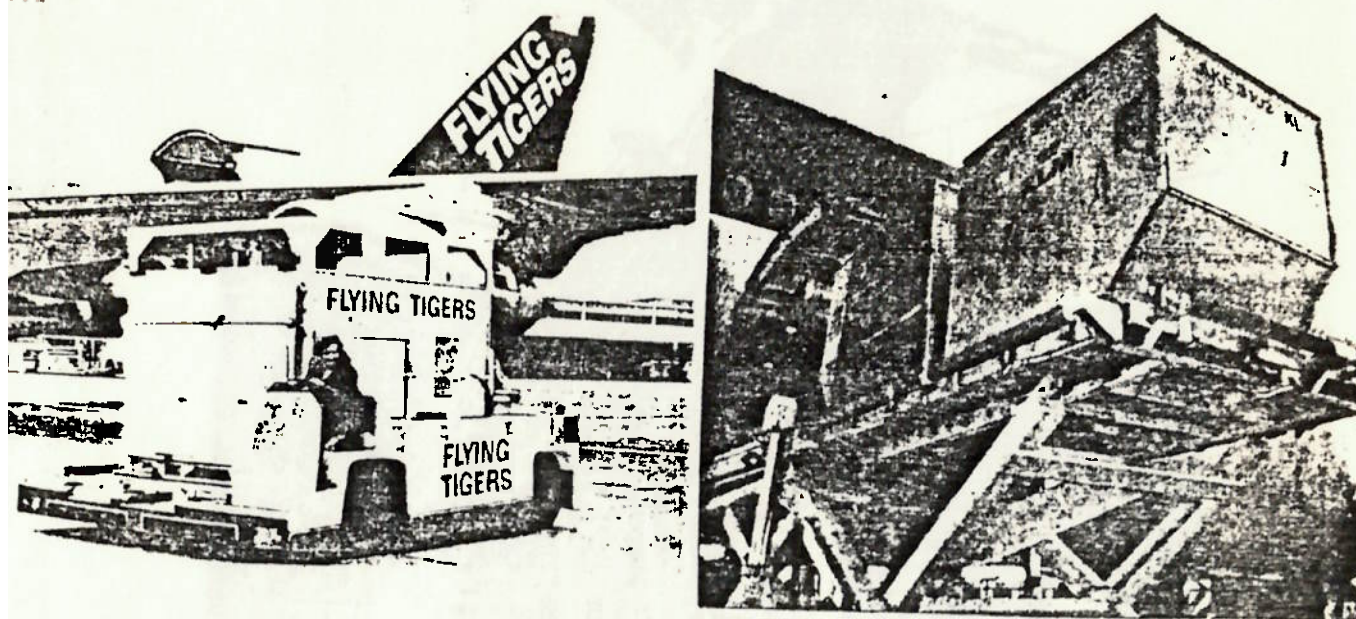


FIG. 32 - Veículo utilizado na transferência do 'container' para o 'loader'

V.10. Carregamento em portos

Em portos a estrutura utilizada na carga e descarga de mercadorias é basicamente a mesma, tais como guindastes, empilhadeiras, equipamentos especiais, pátios, armazéns e homens, porém o desembarque é lento após a demora para atracação. Muito embora o desembarque de 'containers' agiliza a operação, a containerização tem rapidez no desembarque e armazenamento, mas a padronização de equipamentos melhoraria o aproveitamento de todo maquinário, já que a mão-de-obra deficitária retarda o desembarque. Para melhorar o desembarque e rapidez de caminhões a granel utiliza-se de uma rampa basculante onde o caminhão sobe e a mercadoria é despejada em um porão como se fosse uma caçamba basculante. Muito embora essa operação seja rápida, o cavalo-mecânico fica à espera durante o processo, tornando-o ocioso e além disso esse equipamento só serve para fins de descarregamento de grãos.

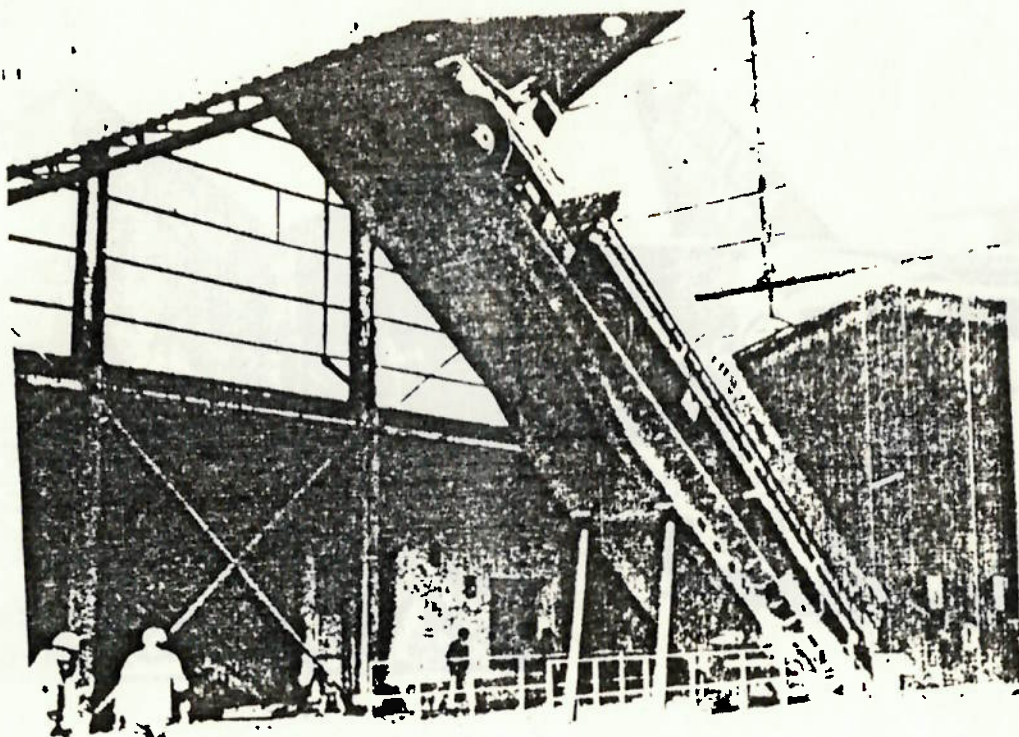


FIG. 33 - Rampa de descarga de grãos em portos

Também as esteiras transportadoras, elevadores de caneca e esteiras de embarque, que interligam as balanças, são outros equipamentos específicos de embarque de grãos. Há utilização de pórticos para embarque de 'containers' do tipo convencional e os de sistema espiral de carregamento, podendo ser invertido o fluxo para operações de descarga.

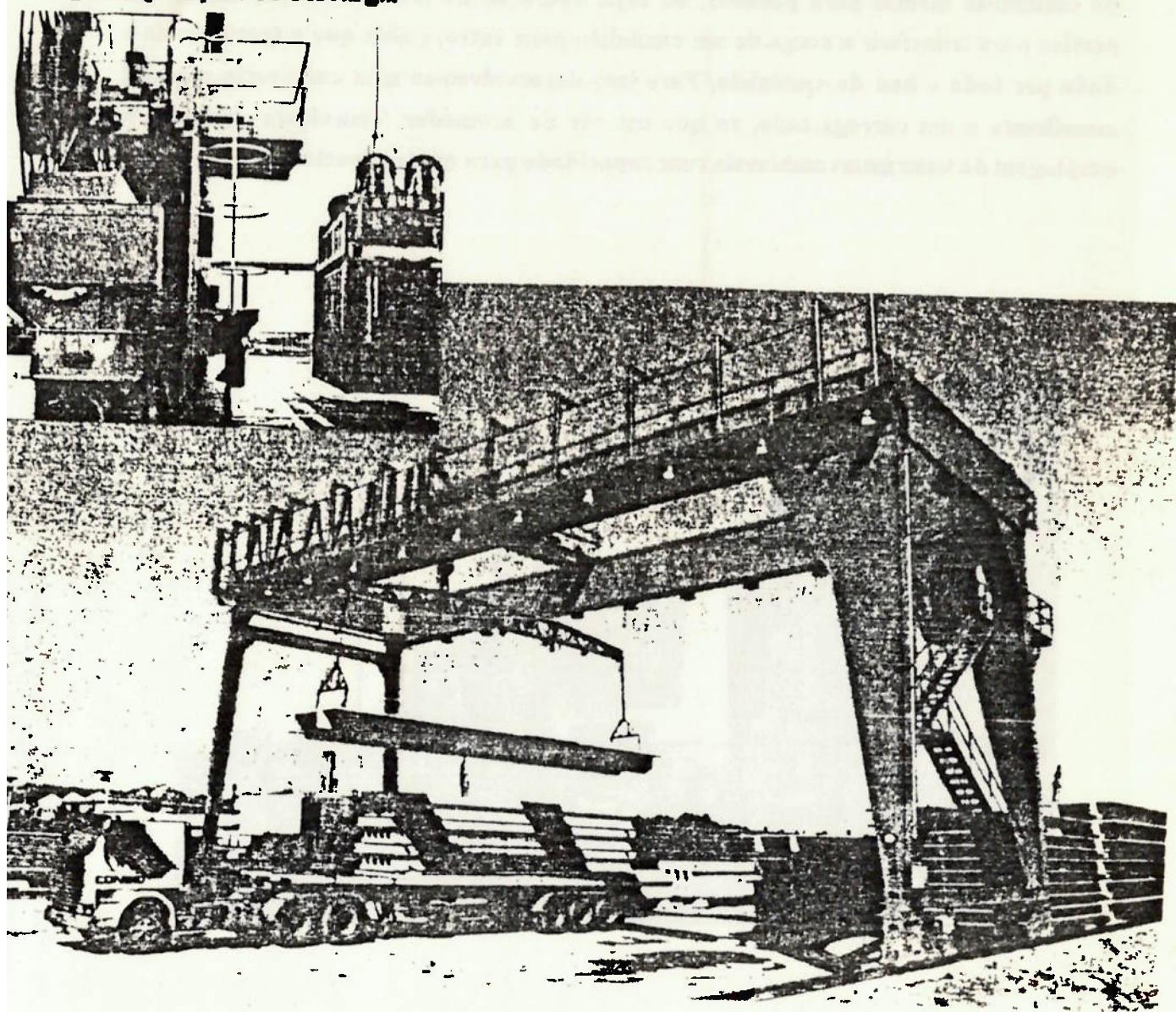


FIG. 34 e 35 - Pórticos de carregamento de 'containers' em portos e afins

No caso de portos utiliza-se de um sistema de carga e descarga que agilizou e minimizou o tempo em que o caminhão fica parado, sendo este constituído no rodo-rápido, em que a empresa utiliza um pórtico para agilizar o transbordo de baús de caminhões médios para pesados, ou seja, operação de transbordo que utiliza um pórtico para transferir a carga de um caminhão para outro, sendo que a transferência é dada por todo o baú do caminhão. Para isso desenvolveu-se uma carroceria especial semelhante a um carrega-tudo, só que em vés de acomodar 'containers', permite a acoplagem de baús intercambiáveis com capacidade para quatro toneladas.

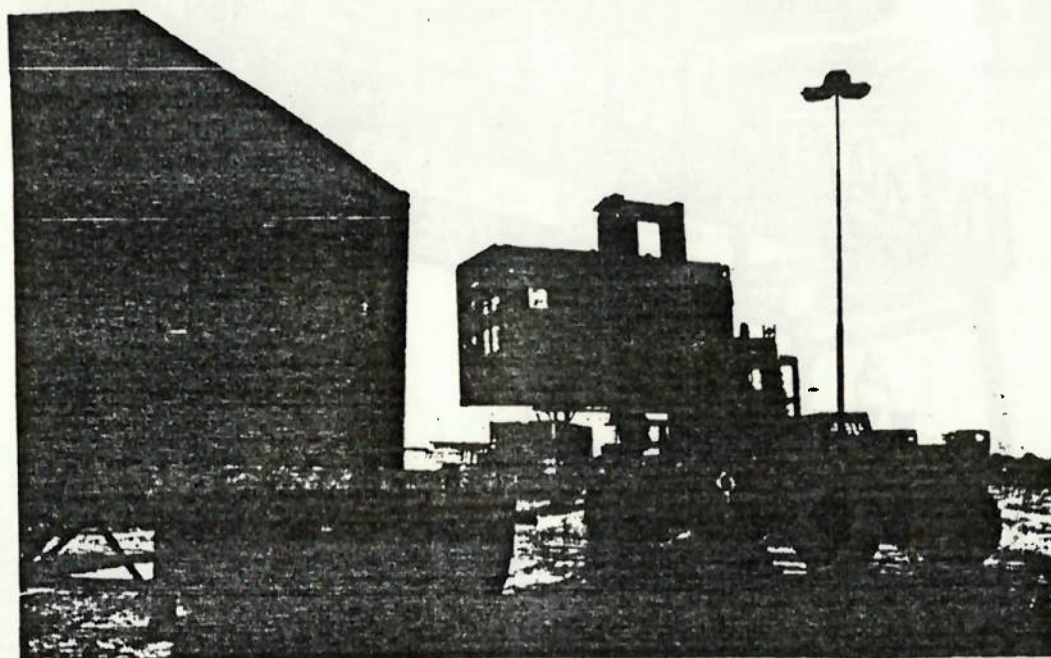


FIG. 36 - Empilhadeira trabalhando com 'containers' em portos

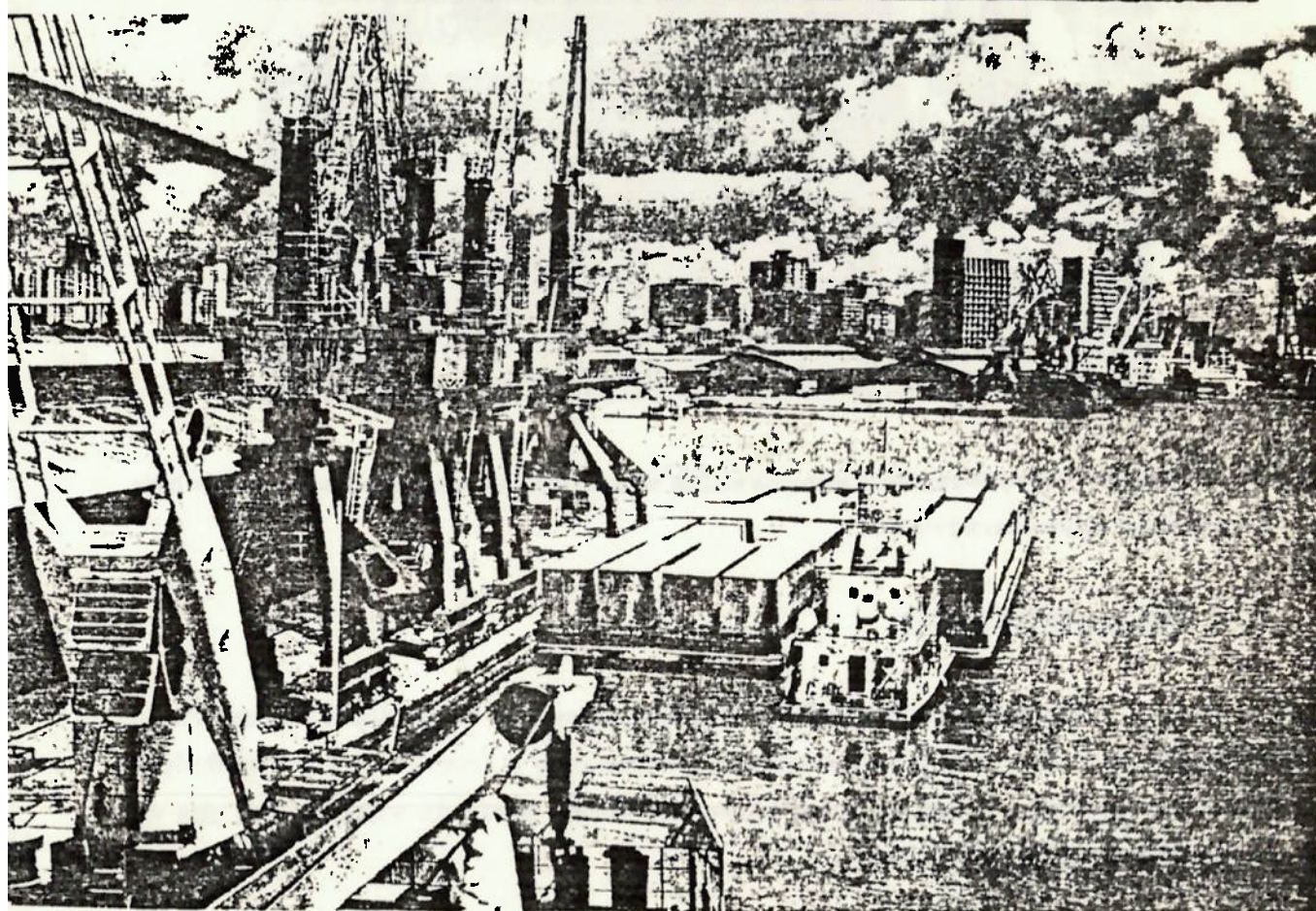
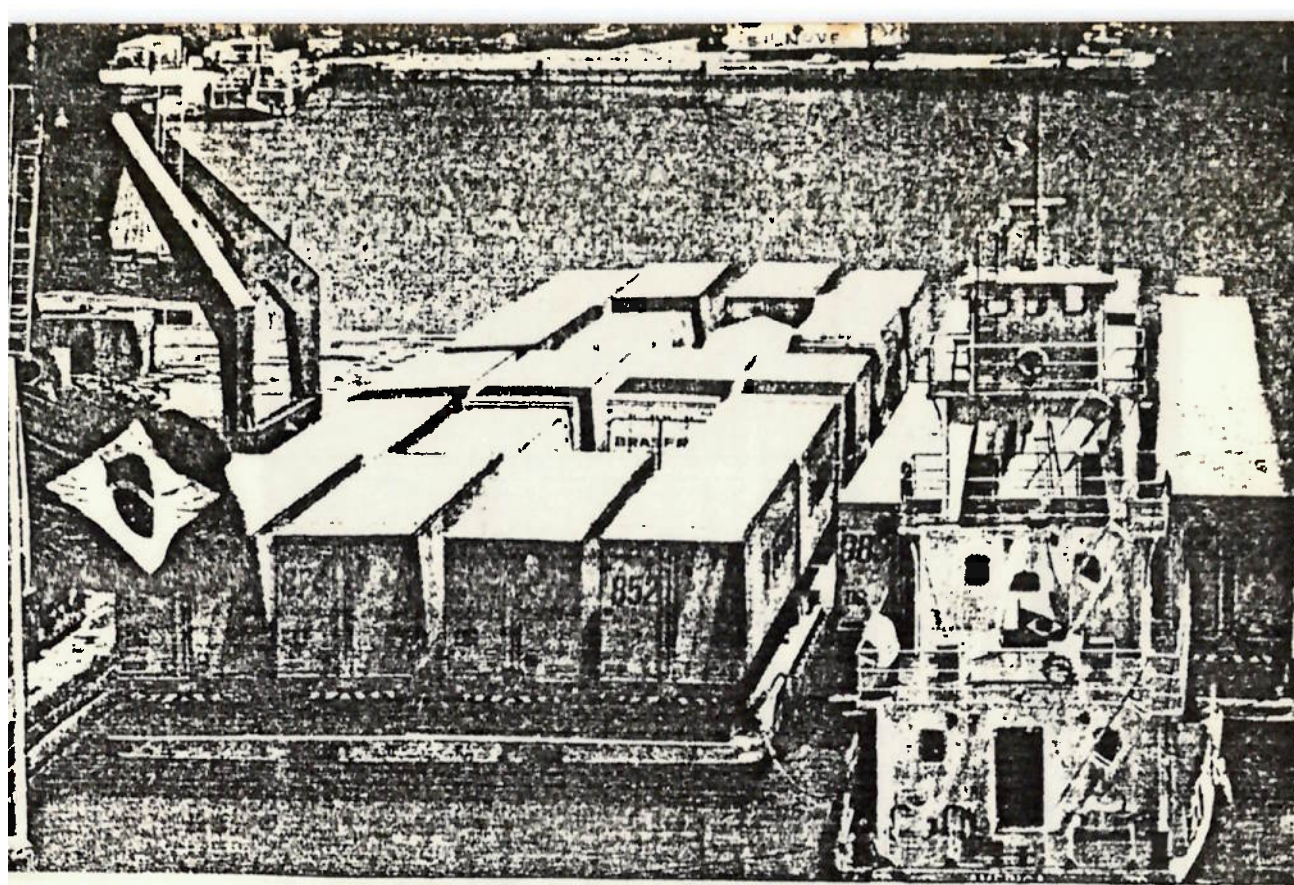


FIG. 37 e 38 - Carregamento de todo o baú no transportador aquático

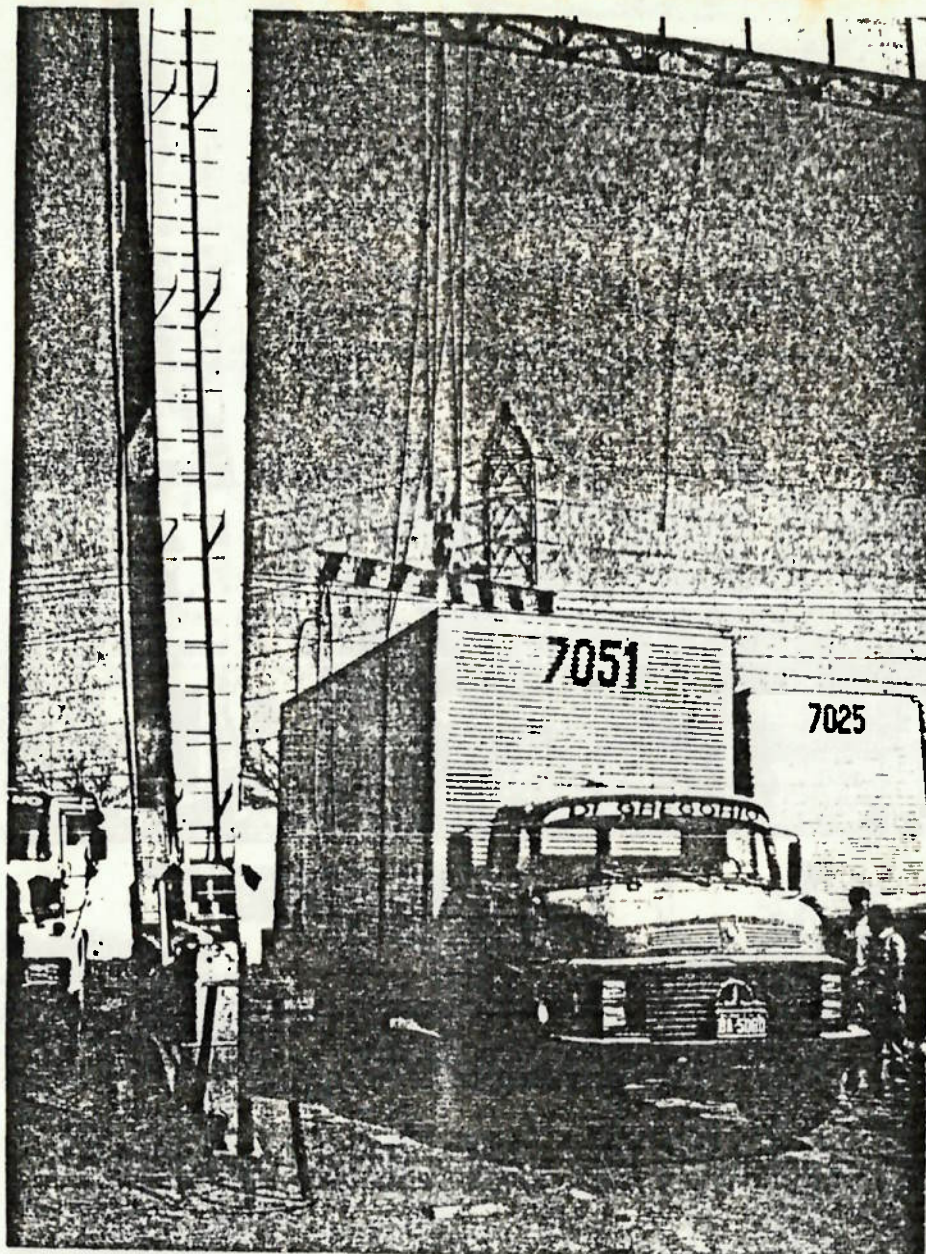


FIG. 39 - No rodo-rápido, a empresa utiliza um pórtico para agilizar o transbordo de baús de caminhões médios para pesados.

V.11. Transporte rodoviário

Um método para agilizar a carga e descarga de produtos alimentícios é a criação de boxes para a carga/descarga, otimizando o transporte e a distribuição física dos produtos. Contudo esses boxes não fazem parte do veículo, mas sim da infraestrutura local onde é fixado.

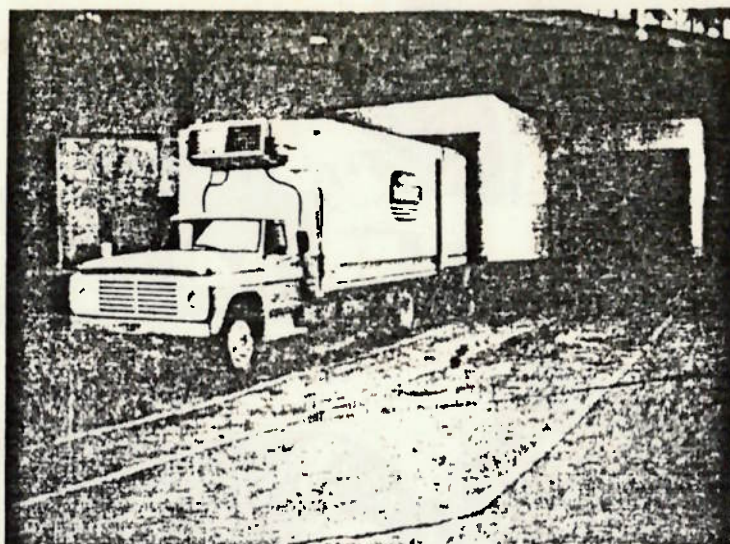


FIG. 40 - Boxes para carga e descarga otimizam o transporte e a distribuição física dos produtos.

Como exemplo de modificações de equipamentos já existentes para reduzir o tempo em que os veículos ficam ociosos tem-se a racionalização de tempos e métodos de carga e descarga. No caso da racionalização do transporte, cada caso vai determinar um tipo de ação, mas o objetivo é um só: tratar o caminhão como uma máquina que deve atuar vinte e quatro horas por dia com o mais alto grau de eficiência. A solução foi o desenvolvimento de um sistema de baús intercambiáveis para não ter que duplicar a frota, atendendo a demanda com a mesma eficiência. O sistema de baús intercambiáveis funciona de forma semelhante ao de 'containers'. O cavalo desengata o baú carregado e retorna imediatamente com outro ao local de origem, evitando perda de tempo na carga e descarga. Enquanto os funcionários retiram as mercadorias do baú, o caminhão que o trouxe já seguiu viagem. Com esse sistema conseguiu-se uma disponibilidade de 1,5 baú por chassi e dependendo da região até 2. Para viabilizar a acoplagem do baú ao cavalo, desenvolveu-se um sistema de encaixe, onde o baú adaptado com roldanas fixas desliza pelos travessões do chassi, como se fosse pequenas rodas sobre um trilho e em seguida é travado.

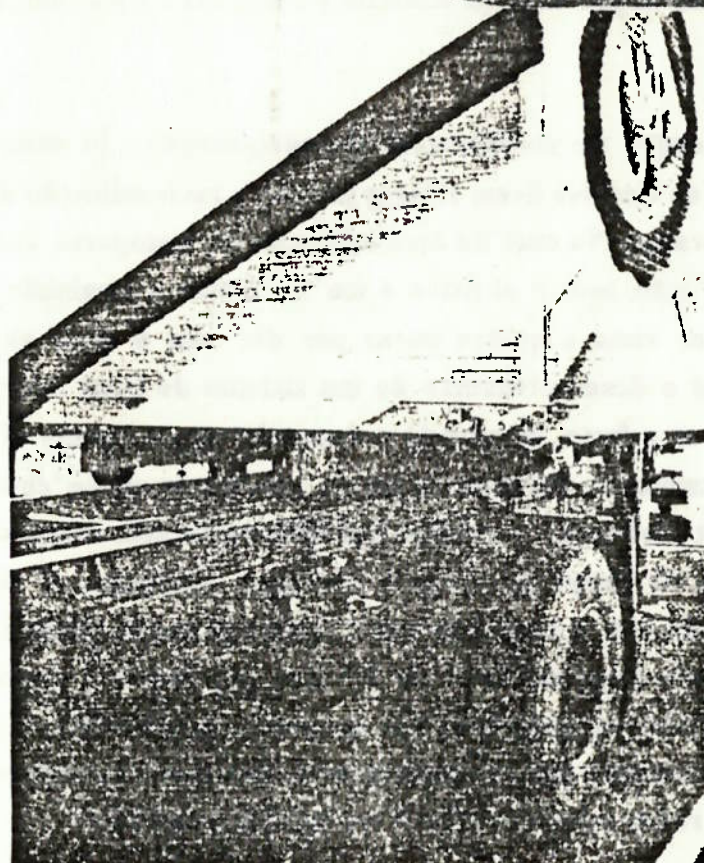
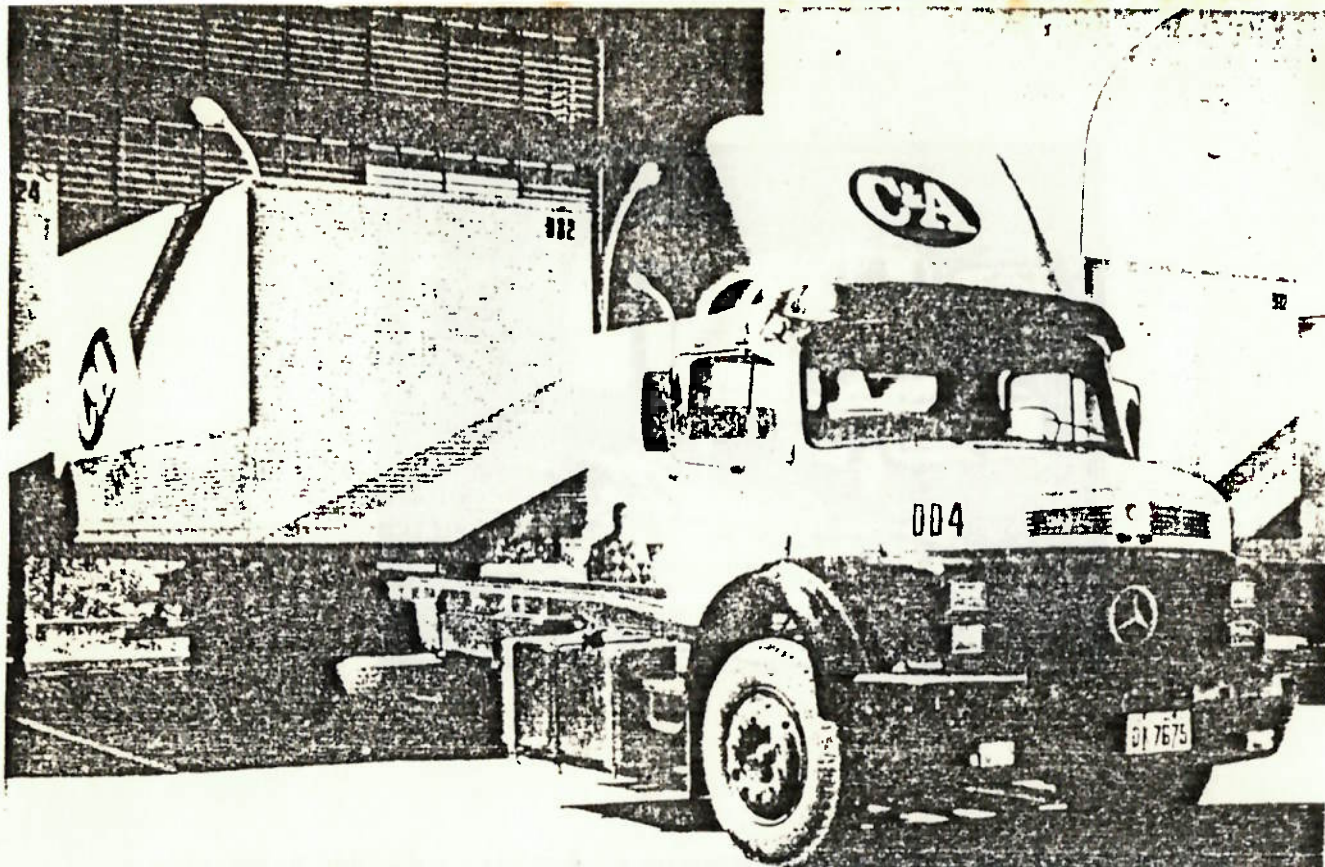


FIG. 41 e 42. Para o engate do baú ao chassi foi desenvolvido um sistema onde roldanas, fixadas na parte inferior da carroçeria, deslizam sobre os travessões do chassi.

Antes a racionalização foi implantada com a adoção do caminhão com reboque (Romeu-e-Julietta). Com o aumento da demanda, ao invés de utilizar mais cavalos, optou-se pelo acoplamento de reboques a composição, garantindo o comprimento e a eficiência. Para facilitar a operação de carga e descarga eles foram planejados com docas e plataformas na altura dos caminhões. Nesses locais são realizados serviços de manutenção e o transbordo de baús que farão a distribuição. Apesar da complexidade em se definir o veículo mais adequado para cada tipo de operação, conhecendo as características de transporte, cargas e rotas, é possível traçar o perfil do caminhão ideal, determinando as características técnicas necessárias:

- relação peso/potência,
- torque,
- tipos de tração,
- cabine,
- suspensão,
- freios,
- tipo de dimensões da carroceria,
- manobrabilidade,
- a velocidade operacional,
- tempo de carga e descarga e
- jornada de trabalho.

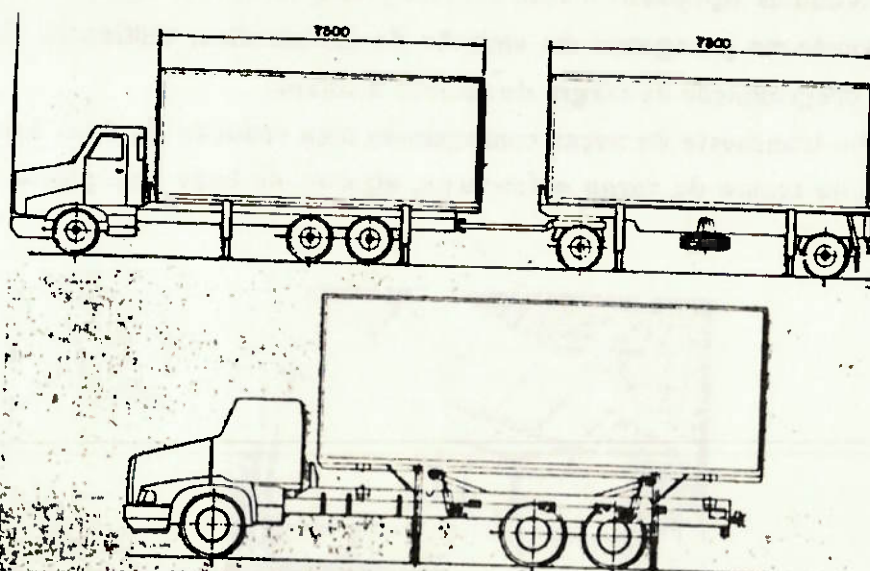
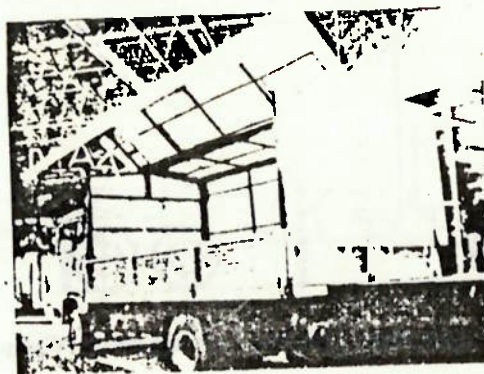


FIG. 43 - Soluções com engate rápido e chassis semi-reboque.

Existe ainda o Romen-e-Julieta intercambiável (ver figura acima), que é uma composição formada de um caminhão trucado com carroceria, ligado a um semi-reboque de dois eixos também com carroceria tipo baú. As plataformas dos dois são ligadas por meio do tradicional 'dolly', usados no sistema 'double', que possuem articulação no quadrante do caminhão trator e também no eixo dianteiro do semi-reboque. Desse modo a distância entre as duas unidades fica em 1.5 m. Os dois eixos são colocados na extremidade do semi-reboque. Há o sistema de 'trailer', em que um mecanismo fixo sai do eixo dianteiro do semi-reboque, e um pino-rei, na extremidade, engata uma quinta-roda de cabeça para baixo, posicionada logo atrás do segundo eixo do caminhão trator. Os dois eixos do semi-reboque estão mais no centro, com uma distância entre eles que permite a utilização da carga no limite da balança. Isso permite maior dirigibilidade à composição. O sistema intercambiável dos baús permite o aproveitamento máximo do material rodante. As caixas baús são levantadas ao mesmo tempo por quatro mecanismos hidráulicos. Depois de levantadas, mantém-se suportadas para que o veículo todo saia de baixo. O travamento dos baús é feito através de pinos fixos ao chassi.

A operação de carga e descarga não é a operação física em si, mas tudo o que está relacionado com ela. Segundo cálculos, uma redução de 16 para 12 horas no tempo total da operação no percurso de 100 quilômetros (ida e volta), representa um aumento de 27,6 % na quilometragem mensal do veículo, permitindo que realize 3,73 viagens a mais por mês. Isso pode ser conseguido com a compatibilização da carroceria com a carga, terminais equipados e com acessos planejados, a eliminação de filas de espera, a agilização na pesagem e na emissão de documentos, utilização da carga quando o caso, programação de cargas de retorno e outros.

No transporte de peças conseguiu-se uma redução de duas horas para quinze minutos no tempo de carga e descarga, através de baús com portas laterais corrediças.



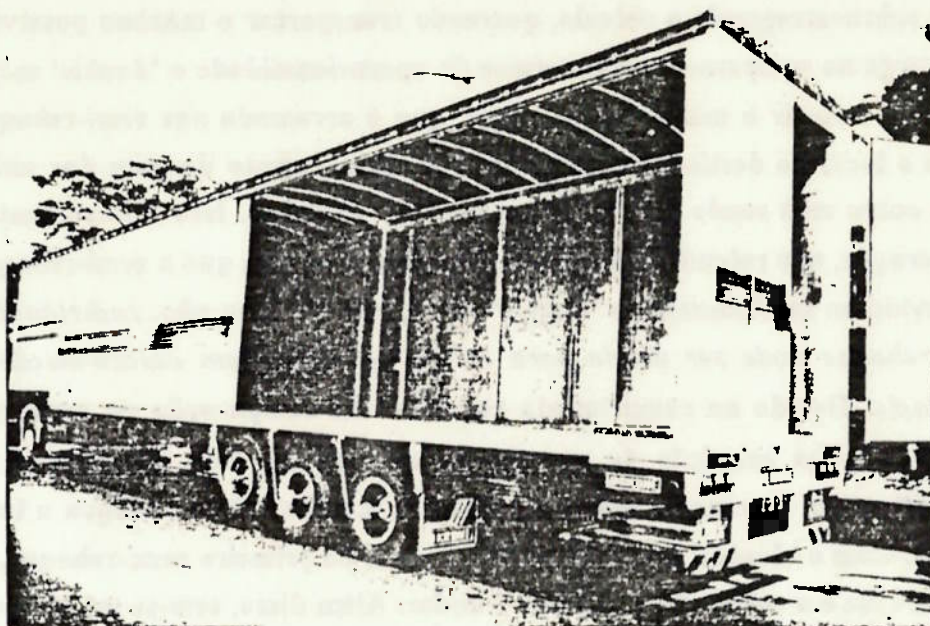


FIG. 44 e 45 - Baú com abertura total

Em percursos mais curtos a escolha do equipamento e da carroceria, bem como a acomodação da carga, pode agilizar muito a operação.

Para facilitar o embarque e desembarque de vários tipos de mercadoria, utiliza-se o baú multifuncional com abertura pelas laterais, embaixo e por cima. Com quinze metros de comprimento e três de altura, o multifuncional foi projetado para atender o carregamento na fábrica e o descarregamento nos rebocadores de forma racional e rápida, levando em conta o fator logístico que é considerado o mais importante para alguns transportadores. Por isso, o baú possui, além da abertura traseira, duas portas laterais corrediças, o que possibilita o carregamento e descarregamento simultâneos. Em cima do baú, uma abertura em lona permite o embarque e desembarque de cargas pesadas, através de equipamentos como guindastes. O espaço interior é capaz de comportar uma empilhadeira, acomodando paletes. De acordo com o cavalo-mecânico que está acoplado, ele pode transportar até 45 toneladas. *Por enquanto atende somente ao transporte rodoviário, não servindo para distribuição urbana e em pátios, que requer uma versão menor.*

Ninguém se preocupa em otimizar o sistema de transporte. O que se vê é o motorista sobrecarregando o veículo, querendo transportar o máximo possível, sem adequar a carga ao equipamento. Em termos de operacionalidade o 'double' apresenta a vantagem de reduzir o manuseio da carga, que é arrumada nos semi-reboques de acordo com o local de destino. Permite ainda o deslocamento de uma das unidades, enquanto a outra está sendo carregada ou fazendo entregas. Isso é importante, pois agiliza a operação, não retendo todo o conjunto. Em locais em que o semi-reboque não entraria, devido ao seu tamanho, o 'double' entra, engatado ou não. *Individualmente, cada semi-reboque pode ser usado para coleta de carga com cavalo-mecânico de menor potência.* Devido ao comprimento reduzido em comparação ao semi-reboque convencional, não há restrição de manobras, reduzindo-se este tempo, que muitas vezes é significativo. Apesar de suas vantagens, o 'double' não se adequa a todas as necessidades. Com o 'double' perde-se espaço no baú do primeiro semi-reboque, pois o vão livre entre ele e a cabine do caminhão é maior. Além disso, tem-se um eixo a mais, desnecessário, pois utiliza-se volume máximo e não peso. No caso do treminhão essa intercambiabilidade se torna maior, com tempos mortos menores.

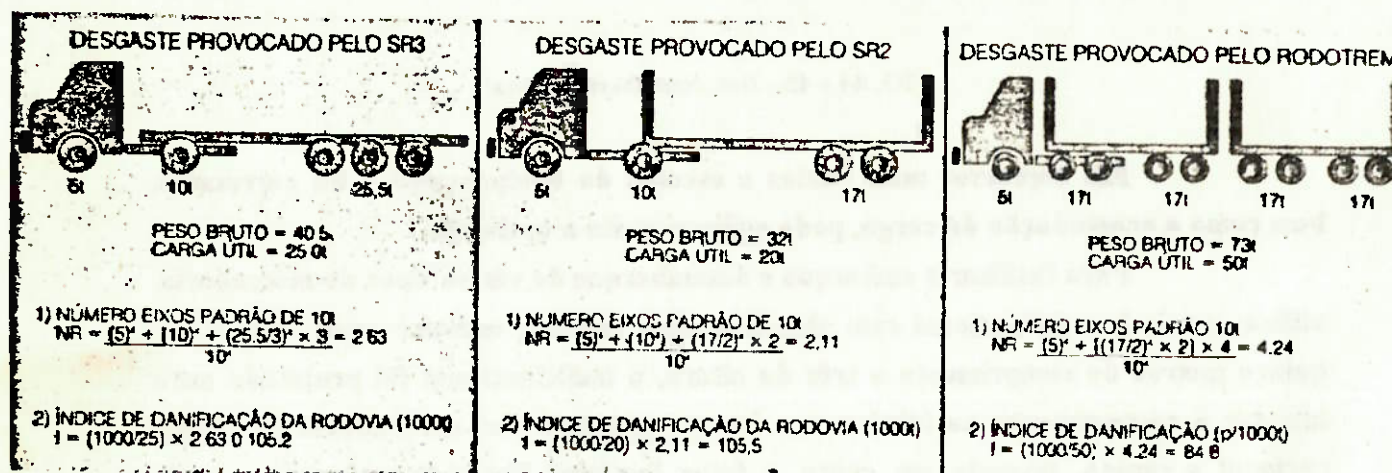


FIG. 46 - Comparação de desgaste provocado por diferentes tipos de caminhões.

Contudo o que se vê até aqui é que para cada tipo de mercadoria e a área de utilização, usa-se um equipamento específico para cada fim, sem ter a possibilidade de uma mesma máquina operar em diversas áreas, através de um mesmo

cavalo para diversos módulos de utilização, com engate rápido que minimize os tempos mortos.

TIPOS DE CAMINHÕES

CAMINHÃO TOCO: CAMINHÃO COM UM EIXO TRASEIRO PARA 18t DE PBT
 CAMINHÃO 'TRUCK/OU TRUCADO).....: CAMINHÃO COM 2 EIXOS TRASEIROS PARA 23t DE PBT
 CARRETA: CAVALO-MECÂNICO COM SEMI-REBOQUE DE DOIS EIXOS TRASEIROS PARA 33t DE PBT. COM 3 EIXOS TRASEIROS NO SEMI-REBOQUE PARA 41.5t DE PBT E SE ESTES FOREM DISTANCIADOS O PBT SERÁ 40t
 ROMEU-E-JULIETA: CAMINHÃO TOCO OU 'TRUCK' COM UMA CARRETA, 43t
 'DOUBLE': CAVALO-MECÂNICO COM DOIS SEMI-REBOQUES E UM 'DOLLY' NO SEGUNDO SEMI-REBOQUE, PARA 45t DE PBT
 TREMINHÃO: CAMINHÃO TRUCADO COM CARROCERIA MAIS DUAS CARRETAS, 63t DE PBT
 RODOTREM: CAVALO-MECÂNICO MAIS DOIS SEMI-REBOQUES COM 'DOLLIES' ENTRE ELES, 73t DE PBT

FIG. 47 - Tipos mais comuns de caminhões.

FUGA DE TRAJETÓRIA

CONJUNTOS	R = 90 m	R = 100 m
Caminhão 6x4, com comp. de 13.200 mm	476 mm	237 mm
CM 4x2 + SR 3E, com comp. de 18.200 mm	796 mm	396 mm
CM 6x4 + SR 2E, com comp. de 18.200 mm	1.360 mm	674 mm
CM 4x2 + SR 1E, com comp. de 20.000 mm	1.362 mm	675 mm*
Caminhão 6x4 + RE 2E, com comp. de 19.800 mm	660 mm	330 mm
Treminhão: caminhão 6x4 + 2 RE 2E, com comp. de 30.000 mm	1.087 mm	412 mm**
Treminhão: CM 6x4 + 2 SR 2E + dolly, com comp. de 25.000 mm	1.161 mm	577 mm
Treminhão: CM 6x4 + 2 SR 2E + dolly, com comp. de 30.000 mm	1.960 mm	968 mm
Treminhão: CM 6x4 + 1SR 2E + 1 RE 2E, com comp. de 30.000 mm	1.949 mm	962 mm

* Cegonhas ** Canavieiro

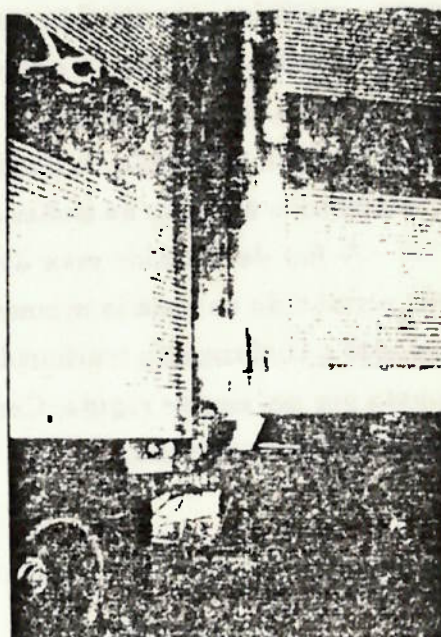


FIG. 48 - Fuga de trajetória dos caminhões

FIG. 49 - Figura mostrando o 'dolly' entre partes de reboque do caminhão e as fugas de trajetória dos caminhões.

VI. IDENTIFICAÇÃO DAS NECESIDADES

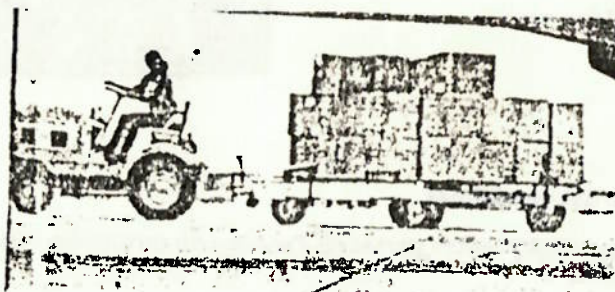
Esta fase do projeto tem por finalidade identificar as funções, atribuições, objetivos de uma necessidade real de projeto de um produto. No nosso caso em particular, o *caminhão modular*, que visa atender amplas faixas de mercado. As necessidades requeridas são as seguintes:

VI.1. Necessidade a ser satisfeita.

VI.1.1. - Facilitar engate de cavalo-mecânico com a carreta.

Atualmente, os engates existentes exigem do operador, a necessidade de um esforço físico considerável, pois ou este deve posicionar uma barra articulada presa por um pino transversal à barra, para o caso de carretas pequenas com engate no trator, tracionando a carreta, ou em caso de cavalos-mecânicos maiores, a necessidade de acionar uma catraca manualmente por meio de manivela, que aciona um macaco mecânico constituído por uma cremalheira, proporcionando o levantamento e abaixamento da carreta no cavalo, no caso do tipo convencional. Nos dois casos o operador tem de sair muitas vezes da cabine do equipamento tracionador, levar este na posição adequada, a fim de conseguir que o engate fique em posição ajustada, permitindo o engate de ambas as partes.

A fim de eliminar essa deficiência, o veículo deve ser provido de um mecanismo, permitindo ao usuário acionar o engate e desengate a partir do interior da cabine e quando o equipamento tracionador se aproximar da carreta, automaticamente esta se engata por um engate rápido. Com isso, o tempo gasto para a execução dessa tarefa será reduzido ao máximo.



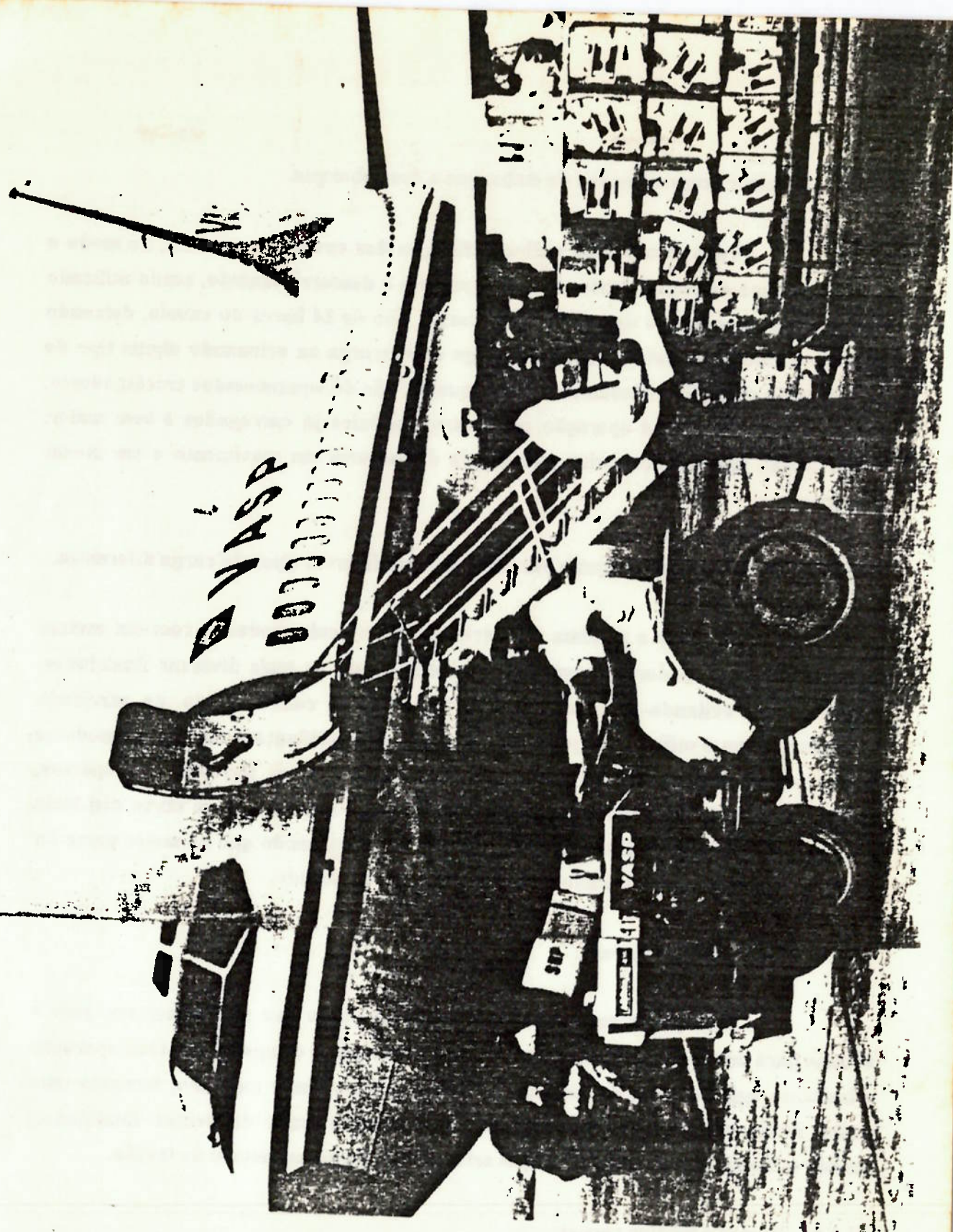


FIG. 50 e 51 - Sistema de engate por pino atualmente atualizados em aeroportos, requerendo esforços do operador.

VL.1.2. - Eliminar tempos mortos de embarque e desembarque.

Proporcionar uma melhor utilização dos cavalos-mecânicos, de modo a reduzir o tempo de espera destes no carregamento e descarregamento, sendo utilizado somente para transbordo dos módulos de carga. Uso de 24 horas do cavalo, deixando somente o módulo carreta à espera de carga ou descarga ou acionando algum tipo de equipamento específico. Reduz-se assim a quantidade de equipamentos tracionadores, já que a rotatividade da operação com outros módulos já carregados é bem maior. Sendo assim, tem-se uma maior quantidade de motores em movimento e em menor número.

VL.1.3. - Capacitar a ser utilizado para transportar diversos tipos de carga diferentes.

Busca-se a máxima utilização de um veículo modular, com um mesmo equipamento tracionador, movimentando módulos para as mais diversas finalidades, acionando-os, evitando-se o uso de um motor para cada módulo de atividade específica, como é utilizado hoje em dia. A partir de modificações no tipo de módulos usados com o mesmo veículo tracionador, visa-se as áreas florestais, aeroportos, portos, construção civil, movimentações em fábricas e transportes de curta distância em geral, onde se tem muitos equipamentos motorizados, sendo que na maior parte do tempo estes permanecem parados e distintos na sua finalidade.

VL.1.4. - Concepção inovadora.

Incorporar ao veículo tecnologia de ponta que minimizem seu peso e volume para uma potência relativamente alta, tornando-o compacto, de fácil operação e bastante ágil. No caso dos módulos, deve-se padronizar o tamanho, havendo uma maior intercambiabilidade de módulos em operação para diferentes finalidades, usando o mesmo motor acionador, que está contido no nosso veículo de tração.

VL.1.5. - Baixas e médias cargas.

O enfoque é dado para essa faixa de mercado de cargas, já que as distâncias percorridas são curtas e os equipamentos utilizados são menores e diversos, onde o tempo gasto em seu uso é mais ineficiente pelo fato de ter-se tempos mortos

mais consideráveis em relação ao tempo efetivamente em operação de transbordo da carga. Fora isso, o tempo morto gasto para ser carregado e descarregado é maior, pois o volume de carga transportada é menor, devido ao fato das dimensões serem reduzidas.

Já no transporte rodoviário, isso se torna desprezível, por se ter equipamentos maiores com volumes maiores e proporcionalmente a distância percorrida se torna desprezível. Logo nesses casos o tempo de uso do equipamento em si, relativamente, se torna bem maior. Esse mercado já está estabelecido de forma eficiente e saturado, onde, conforme anteriormente citado, minimiza-se ao máximo os custos de operação, com equipamentos bem desenvolvidos.

VL2 - Mercado a ser atendido e a evolução do mercado durante a vida do projeto como produto na empresa.

Resumindo o que já foi dito anteriormente, o equipamento atenderá, principalmente, o mercado constituído por *aeroporos, portos, expedições industriais, florestas, movimentação entre e dentro de fábricas, transporte a curta distância, serviços prestados em diferentes tipos de funções, setor agrícola, construção civil e outros.*

VL2.1 - Aeroporos

Em aeroporos, como o número de máquinas utilizadas é muito grande com fins específicos, tende-se a utilização de um mesmo equipamento tracionador para movimentar o módulo específico no pátio, levando-o ao local de utilização específica, podendo, eventualmente, acioná-lo. Isto visa a redução em sua quantidade e número de motores acionadores em uso, operando por mais tempo, minimizando o custo operacional e padronizando o equipamento tracionador.

VL2.2 - Portos

Em portos, a principal vantagem será o recebimento de 'containers' de navios e levá-los aos armazéns e pátios para expedição do transporte rodoviário e vice-versa. Com isso, visa-se que o equipamento rodoviário não fique à espera de ser carregado e descarregado diretamente junto ao navio, pois esse tempo é muito

demorado. No futuro, pode-se pensar em transferir o módulo de carga do cavalo-mecânico rodoviário (maior porte) para nosso equipamento tracionador (menor porte atendendo a diversas áreas) através da rapidez de engate e desengate, permitindo uma maior intercambiabilidade dos módulos e diminuindo custos de intercambiabilidade e espera da mercadoria para ser enviada. Para isso as dimensões das carretas de cargas e funções específicas do transporte rodoviário deverá ser compatível com o nosso equipamento ou utilizando o nosso equipamento com uma alternativa de maior potência para o caso de deslocamentos rodoviários, onde necessita-se de acelerações e velocidades maiores para tracionar maior peso.

VL.2.3 - Expedições industriais e movimentações em fábricas.

No caso de expedições industriais e movimentações entre e dentro de fábricas, como as distâncias percorridas são reduzidas e o número de utilização do equipamento para diversos fins em tempos reduzidos é considerável, um equipamento que utilizá-se de um mecanismo ágil de engate agilizará essa operação, padronizando a operação com só um tipo de máquina em uso. Sendo as fábricas diferentes, com troca constante de produtos, e relativamente próximas, o uso deste maquinário é recomendável, pois as transferências são muitas com pouco volume de carga.

VL.2.4 - Áreas agrícolas e florestais.

O mercado florestal e áreas agrícolas é recomendável para uso de uma dada necessidade de se ter um equipamento de tração em que a velocidade não importa, fazendo trabalhos de uso diverso e confiável no sentido de ter difícil acesso à manutenção, pelo fato do ambiente em que está sendo usado. As cargas são as mais diversas e os serviços prestados na maioria das vezes são esporádicos e em terrenos acidentados. Por isso o tempo em desuso é elevado devido ao fato do problema de sazonalidade das safras e devido a não proximidade dos produtos, como por exemplo, baixa densidade de árvores em uma área de plantio.

VL.2.5. - Setor civil e serviços gerais.

O setor civil é atendido por serviços gerais prestados e transportes a curta distância. Qualquer tipo de empresa empreiteira, de entregas, de remoção de entulhos, objetos e lixo, além de empresas de mudanças intermunicipais, onde o

número de objetos a serem transportados é reduzido, pode ser utilizado o equipamento proposto ('caminhão modular'), pelo fato de não ter que desenvolver grandes velocidades, pois o trânsito é lento, as acelerações são muitas e as distâncias percorridas são pequenas. Além disso, as manobras são difíceis no caso de uso de caminhões maiores por se ter pequenos espaços de manobra, devido ao fato das ruas serem estreitas e a concentração de automóveis ser elevada. Reduz-se assim a possibilidade de choques com outros veículos e aumenta-se o campo de visualização em relação aos outros veículos, por este ter dimensões reduzidas em comparação com os equipamentos já em uso. Outro fato a se considerar é que o uso de equipamentos de maior porte, obstrui e atrapalha a fluidez do trânsito pelo fato do tamanho incompatível com os outros veículos urbanos.

A construção civil também é atendida por estar geralmente localizada em regiões urbanas, valendo a mesma argumentação proposta no parágrafo anterior sem maiores comentários. A potência requerida é significativa, havendo necessidade de equipamento com motorização similar a de caminhões.

Como se vê o enfoque de mercado a ser atendido vai desde o setor agrícola até o setor industrial e civil, além de funções similares às anteriormente expostas, podendo ser para mercado futuro, a possibilidade de se usar o equipamento para potências e acelerações maiores com maior volume e peso de carga transportada e acionada. Esses setores a serem abrangidos futuramente são indústrias de equipamentos pesados, transporte de maior volume de carga e transporte rodoviário. Para isso, o equipamento deverá prover uma potência maior, sendo utilizado para isso diversos tamanhos de equipamento tracionador com motores diferentes, utilizando-se os mesmos módulos para as mais diversas áreas, com grande fator de intercambiabilidade. Tudo isso deverá estar incluído em uma gama de produtos padronizados e com diversificação reduzida, minimizando ao máximo as centenas de maquinários de usos restritos, hoje existentes.

VL3. - Forma, custo e tempo de uso a ser satisfeito.

A forma com a qual o equipamento satisfará o usuário será atender as mais diversas áreas usando um mesmo equipamento, não necessitando a intervenção de diferentes empresas para conseguir a realização das várias necessidades. Fazendo-se o uso de um único equipamento, reduz-se o tempo de espera na entrega do mesmo, já que este será padronizado, reduzindo-se custos do contratante e tempos de espera.

Devido a se ter poucos equipamentos tracionadores, por razões já expostas, o custo será reduzido e o fator de uso efetivo do equipamento aumentado em relação a tempos mortos, a amortização do equipamento dar-se-á em menos tempo, reduzindo o custo operacional e fixo do equipamento. Como o retorno financeiro será maior, pelo alto índice de uso do equipamento, o usuário não perderá tempo à procura de fornecedores deste em caso de reposição de peças e de reposição do próprio maquinário.

Como o equipamento é único, a intercambiabilidade das peças motoras será maior, implicando uma redução de custo de reposição. Há que se considerar o fato do maior custo fixo ser relativo ao módulo motor por sua maior complexidade em relação aos módulos tracionados.

2ª FASE

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

FORMULAÇÃO DO PROJETO - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

I. - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS FUNCIONAIS:

I.1 - Desempenho

O desempenho do projeto proposto deverá ser comparável ou superior aos já existentes, porém deve-se observar o consumo de combustível por quilômetro rodado, a aceleração em tempo por quilômetro acelerado, espaços de frenagem à carga máxima sem comprometer os componentes, a velocidade máxima nas marchas por tonelada carregada, potências do motor disponível para o caso de sobrecarga e por quanto tempo isso é permitido, além de outros.

O volume de carga transportado por tempo de uso do equipamento deve ser maior que nos métodos já existentes, considerando o fato de não haver sobrecarga que danifique o equipamento e a infraestrutura onde é usado.

Deve haver um compromisso entre a cilindrada do motor, a potência e a velocidade requerida, de tal forma a se obter para uma dada cilindrada, uma potência alta (cerca de 10% superior ao do concorrente, aproximadamente 160 Cv) e relativamente maior que as dos demais motores de mesma faixa de cilindrada, mesmo não sendo esta a maior disponível do mercado, ou seja, conseguir uma alta relação potência-cilindrada (aproximadamente 27 Cv/litro, o que representa uma superioridade de aproximadamente 15% em relação aos concorrentes).

A fim de conseguirmos uma melhor performance do nosso produto em aclives, medidos pelo índice de 'startability' (aceleração do veículo em rampas partindo do repouso), faz-se necessário que nosso produto tenha um alto torque disponível (cerca de 540 Nm, 18% superior) para uma dada rotação e que a sua relação torque-cilindrada seja a mais alta possível (cerca de 90 Nm/litro, corresponde a superioridade de 22%), guardadas as devidas proporções.

Dentro desse contexto ainda, nosso caminhão deverá apresentar em seu conjunto uma redução de peso (levando-se em conta motor mais a carroceria, reduzindo cerca de 18%), a fim de que se tenha o melhor consumo de combustível (menor volume de combustível por kw-hora), o que acarretará numa melhor relação peso-potência proporcionando um motor mais compacto e eficiente.

I.2 - Estética

O equipamento deverá ser utilizado nas mais diversas áreas, portanto é necessário que seja de desenho agradável aos mais diversos tipos de operadores, não sendo, nem muito rústico para alguns, nem muito arrojado para outros. Por isso deve ter um 'design' limpo, simples, de fácil utilização, funcional, com componentes essenciais e sem acessórios, para baratear seu custo, por ser um instrumento de trabalho e não um veículo de passeio. Fora isso, o conjunto óptico permitirá boa luminosidade para visualização do engate (partindo do pressuposto que o operador poderá fazer o engate do interior da cabine) e do trajeto de forma fácil em uso noturno. A cabine será de desenho estético que transmita a característica modular, com muita área envidraçada para permitir boa visibilidade (tanto para a movimentação e engate). A cabine deve ter integridade com a carroçeria de forma harmoniosa, visando atender uma tendência futurística sem exageros.

As cores utilizadas na pintura devem ser de tal forma que não cansem a vista do operador, pois esse permanecerá em contato com o equipamento durante muito tempo, podendo-se para isso usar de cores pastéis de somente uma tonalidade na carcaça com alguma variação para o interior da cabine, a fim de ser fisicamente e psicologicamente benéfico. O uso de cores claras são menos cansativas e de fácil reparo em caso de colisões.

As cores de tom vermelho estimulam o nervosismo e a agressividade. O verde e azul são cores mais frias e de tranquilidade e os tons brancos e acinzentados são mais neutros, sendo o mais recomendável. O branco puro não deve ser usado por transmitir logo o aspecto de sujo e velho, pois há que considerar o ambiente de trabalho e o alto índice de uso. O uso de padrões em painéis e estofamentos com muitas cores desgasta e distrai muito o operador, devendo ser evitado. Esses padrões devem combinar com a cor predominante do veículo, usando-se de poucas variações. As cores mais reflexivas, como os tons de branco, permite uma melhor identificação à distância, melhor diferenciação e reconhecimento de longe. Além disso, estas aparecem melhor em lugares sombreados e escondidos, refletindo grande luminosidade e aquecendo menos a cabine. Cores suaves são melhores para trabalhos mentais e físicos, como é o caso. Combinação de cores na lataria com uso de faixas e logotipos não são agradáveis a todos os operadores nos mais diversos mercados.

Como as faixas etárias dos operadores podem ser as mais diferentes e estes de culturas as mais imprevisíveis possíveis para os mais variados gostos, a estética geral do veículo deve ser a mais neutra e geral possível.

A forma da carroceria deve dar a impressão de ser robusta, confiável e durável. Além disso, deve transmitir a idéia de ser segura e com características de ser forte para suportar o peso e os esforços do transporte e choques eventuais. A concepção deverá dar a noção de que está sendo usado somente componentes essenciais ao serviço, de não ser frágil e de não ser muito complexo para mostrar fácil manutenção. O conjunto deve ter formas proporcionais, dando ênfase a visibilidade do veículo e ao acesso aos comandos e à cabine. O conjunto óptico de iluminação não deverá ofuscar outros operadores, mas deve transmitir visibilidade e reconhecimento, mostrando a direção em que vai o equipamento tracionador.

Os componentes internos do veículo como painel de controle, controles manuais, relógios e outros indicativos quanto ao funcionamento do equipamento deve ter forma simples, dando a impressão de ter movimentos suaves, de caráter indicativo sem distrair e atrapalhar o operador, não sendo de poluição visual, auditiva ou que incomode na dirigibilidade do veículo. Além disso deverá ser auto-explicativo e de fácil leitura e compreensão no seu uso, dando somente informações essenciais de manutenibilidade e corretivas ao veículo. Tanto os comandos internos e externos do veículo devem ser de acesso fácil e rápido para acertar qualquer eventualidade ocorrida no funcionamento do produto, mantendo as dimensões compatíveis com as dimensões do conjunto, sendo estas de característica proporcional. Não podem ocorrer discrepâncias entre estética e funcionalidade do veículo.

I.3 - Ergonomia

I.3.1 - Considerações gerais da relação homem-máquina.

Homem e máquina trabalharão no mesmo espaço de trabalho, e o acerto destes afetará a eficiência desta interação. O local de trabalho é geralmente definido pelas dimensões físicas da posição de trabalho individual em relação ao tamanho dos componentes. Portanto as dimensões da máquina devem ser compatíveis com as do operador. A não concordância de ambos gera desgaste físico, mental, esforços desnecessários e baixa rentabilidade que podem ser irreversíveis podendo causar acidentes e danos ao equipamento. Em trabalhos perigosos e que requerem alta concentração, se o desenho do espaço de trabalho for pobre em sua concepção pode causar acidentes e críticos incidentes. Adaptações para corrigir os erros causados pelo mau desenho do espaço elevam os custos, pelo aumento da

probabilidade de erros e acidentes, desgaste causado pela má postura e perda de capacidade mental para as eventuais emergências.

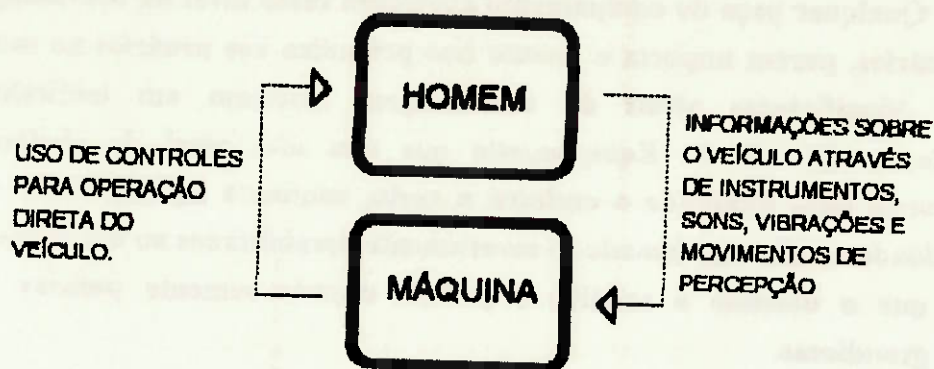


FIG. 52 - Relação entre homem e máquina.

O ambiente de trabalho também afeta a interação homem-máquina, devendo ser considerados os fatores físicos de luminosidade, vibração, sons, clima, bem como poluentes químicos, radiológicos e biológicos. Os instrumentos do painel devem estar bem iluminados para evitar desgaste prematuro na vista e distração do operador pela dificuldade de entendimento. Alto índice de vibração pode impossibilitar a habilidade do operador do veículo de fazer discriminação precisa visual de um instrumento. A existência de poluentes em um sistema de transporte pode ter efeitos de médio e longo prazo na saúde e segurança do operador. Os efeitos a se considerar são de caráter psicológico e fisiológico, que têm consequências individuais e familiares e na vida social. Como o sucesso comercial de uma empresa está na produtividade de seu empregado, a parte psicológica deve ser bastante estudada.

1.3.2 - Considerações sobre as variações das características humanas.

Se os produtos manufaturados e seus processos são individualmente manufaturados e desenhados para cada pessoa, os fatores de desenho humano são facilmente incorporados. Porém na maioria dos casos, o desenho deve ser tal para acomodar satisfatoriamente a maior quantidade de pessoas possível. Informações presentes nos instrumentos do veículo devem ser compreensíveis para todos que o usam, contando com a grande gama de habilidade do processo visual. Isto é óbvio, mas o fator vital é que as características humanas variam, como características

físicas tais como tamanho do corpo, peso, altura e características funcionais como mobilidade e campo visual.

Qualquer peça do equipamento apresenta certo nível de desvantagem para seus usuários, porém importa o quanto isso prejudica aos usuários no uso do equipamento. Significantes níveis de desvantagem resultam em ineficiência, inconveniência, e desconforto. Equipamento que tem alto nível de obstáculos admitirá o corpo mais adaptado e excluirá o resto, enquanto equipamentos com poucas dificuldades excluirão somente os severamente desabilitados ao uso. Deve ser reconhecido que o desenho é seletivo e podem excluir somente pessoas com necessidades grandiosas.

Para maximizar a aplicação da máquina, esta deve acomodar toda a população que estará sendo atendida e ser de universal benefício para admitir todos aqueles com compatibilidade variada para acomodar os mais severamente desabilitados. Tal sistema pode ser mais caro em termos de custo de capital e operação, do que os de aplicação estreita. Projetistas reconhecem que o extremo da distribuição de características humanas podem apresentar maiores problemas mesmo para o mais inventivo engenheiro. Convencionou-se que as soluções de desenho devem acomodar 90% de toda a população conforme curva abaixo:

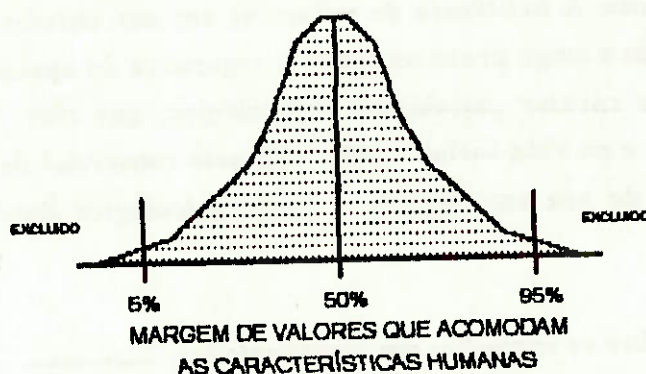


FIG. 53 - Margem de valores que acomodam as características humanas.

Esta aproximação é particularmente importante desde que as características humanas estejam distribuídas por uma curva normal. Porém, extremos ocorrem, mas com pouca frequência. É sabido que a estatura de um motorista de caminhão é correlacionada com a posição do assento escolhido. Entretanto é relativamente simples desenhar um sistema de ajuste do assento de forma a acomodar estaturas na faixa de 90% conforme a curva. Isto é mais difícil

quando integrar todo o resto do veículo em toda a margem de características humanas adultas.

É necessário apontar, que embora as características humanas sejam quantificadas, isto é diretamente amenizado para aproximação do projeto previamente discutido, levando em conta características com índice de confiabilidade menor como mobilidade. Nesses casos a especificação da distribuição normal é em termos quantitativos difícil, mas o jeito e aproximação desta ainda pode ser similar.

I.3.3 - Instrução e adaptação.

Aceitando que as características humanas variam, o desenhista está ainda no dilema de acomodar o trabalho ao ser humano ou vice-versa. Este é o problema de se saber se a máquina é serva do homem e não seu instrumento principal. Como argumento tem-se que o uso do sistema inconsistente com sua capacidade e necessidade geram baixa eficiência e permite ser inconveniente e de risco à segurança pessoal. O custo de requerer que pessoa se adapte ao projeto pobre pode ser maior que o incorrido para desenvolver o sistema ao encontro da necessidade individual e a suas limitações, ainda que o homem seja a criatura mais adaptável e dentro de seus limites possa acomodar deficiências de desenho. Ainda mais, os efeitos da adaptabilidade podem ser desenvolvidos por treinamentos e educação no uso do produto. Esta adaptação por treinamento pode ser uma estratégia para reduzir a probabilidade do uso individual ineficiente e pode guiar a pessoa nas ações, parecendo cobrir a falha do sistema. Sistemas, entretanto, são construídos com restrições financeiras, bem como a eficiência pessoal é relativa. O custo de desenvolvimento do sistema com uma função obviamente transparente e método de operação pode ser tão grande que a mais prática solução provê uma série de instruções com um sistema mais barato e obscuro. Por exemplo, um manual de um caminhão dá a seu proprietário informações sobre a localização e funções dos controles e mostradores e o procedimento de simples manutenção, e a demonstração de procedimentos de segurança alertam o operador a ações que podem ser necessárias em uma emergência.

Estas considerações devem ser ilustradas esquematicamente. A figura a seguir mostra que a performance pessoal em relação ao caminhão pode ser mantida em um certo nível aceitável a menos que o desenho não seja ótimo para aquela pessoa.

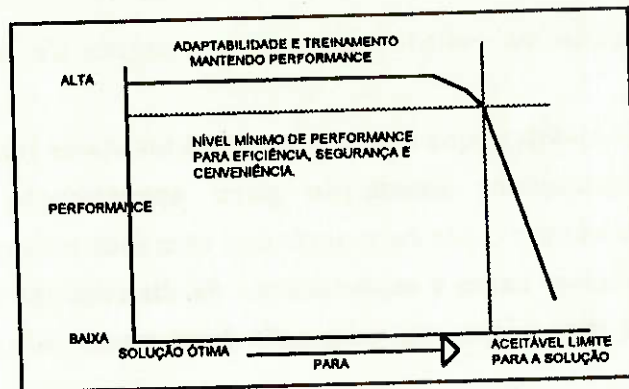


FIG. 54 - Adaptação humana.

Isto pode ser feito particularmente, por causa da adaptabilidade do homem e parcialidade do treinamento ou instrução. Entretanto, há um limite a esta adaptação, e uma certa individualidade não habilitará a adaptar suficientemente a fim de acomodar uma larga faixa desde o ponto ótimo. Neste ponto a eficiência decresce, o indivíduo estará mais propenso a erros e sofrerá um nível de inconveniência não aceitável para prosseguir com sua tarefa. Nesse contexto, duas coisas são aparentes. Primeiramente, o princípio da aplicação de fatores humanos ao grupo de pessoas pode ser impossível, a menos se os indivíduos são adaptáveis; sem capacidade, qualquer pessoa necessita de ter todo material especialmente desenhado. Não há graduação suave, conforme mostra a curva. O desenho dos fatores humanos requer a determinação de tanto da curva de performance quanto do nível de performance aceitável. Segundo, a abcissa deve ser quantificada em um número de possibilidades. O deslocamento a partir da solução ótima deve ser mensurado nas seguintes possibilidades.

1. Dimensões físicas,
2. Procedimentos operacionais antes do uso para minimizar erros e
3. Dimensões temporais, como, por exemplo, o número de horas que um motorista de caminhão pode trabalhar em um turno (a correspondente performance medida, sendo o número de acidentes e críticos incidentes ocorridos ou qualquer outro número de índices do comportamento do motorista).

I.3.4 - Fatores humanos em sistema de transporte.

O sistema de transporte é um fenômeno humano, incorporando tanto material quanto componentes, desenhados e construídos para alcançar certos

requerimentos humanos. Do ponto de vista de fatores humanos, esses requerimentos podem ser considerados em duas categorias primárias e secundárias.

- **Requerimentos humanos primários.** Estes em um sistema de transporte, como o nosso, são aqueles relativos à extensão de habilidades humanas, tais como:

I.3.4.1 - Aumento de velocidade

Possibilitando as pessoas viajarem mais rapidamente do que é possível ao já utilizado.

- **Requerimentos humanos secundários,** sendo aqueles permitidos por esforços humanos.

Características dos operadores incluem fatores psicológicos, físicos e fisiológicos tais como experiências prévias neste ou em veículo similar, sexo, tamanho, tendência a enjôos do movimento, saúde física e mental, etc.. Entretanto fatores sociais e individuais estão além do controle do projetista e fatores ambientais podem ser influenciados. A tabela abaixo mostra as características ambientais do veículo que devem ser controladas afetando o conforto.

FATORES DINÂMICOS	FATORES AMBIENTAIS	FATORES ESPACIAIS
Aceleração vertical	Pressão	Espaço de trabalho
Aceleração lateral	Temperatura	Profundidade do assento
Aceleração longitudinal	Humidade	Espaço das pernas
Taxa de rolamento	Ventilação	Ajuste do assento
Taxa de inclinação	Fumaça	Forma do assento
Taxa de elevação	Odores	Firmeza do assento
Balanco e choque	Qualidade de ar	Espaço de altura
Ascensão e descida	Ruído	
Mudança na velocidade		

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO VEÍCULO

FIG. 35 - Características físicas do veículo.

A importância dos fatores físicos na percepção do conforto tem sido reconhecida por um longo tempo. Algumas pesquisas têm sido desenvolvidas para simples modelos de conforto de qualidades variadas baseado no movimento do veículo. Por exemplo, o comparativo de qualidade da grande gama de caminhões luxuosos e ônibus tem sido feito a partir das equações de conforto, como abaixo:

$$C = 0.33 + 0.53wp + 19.33av \quad (\text{ônibus luxuoso e carro de passeio para estrada})$$

$$C = 1.14 + 37.33av$$

onde : C = índice de conforto

W_p = taxa de inclinação ($^\circ/\text{seg}$)

a_v = aceleração vertical (g)

Para projeto, tais índices são insuficientes ao uso prático. O projetista deve prestar atenção para a previsão de espaço e a variedade de fatores ambientais.

I.3.4.2 - Espaço

A quantidade de espaço requerida depende grandemente da quantidade de tempo que este espaço será ocupado. Lugares cheios são aceitáveis por um período de tempo curto e torna-se inaceitável para longos períodos. Igualmente importante é a expectativa do operador de ser habilitado a manter-se sentado durante longas jornadas. O requerimento básico de espaço para ficar levantado e sentado e a relação entre espaço requerido e vezes de jornadas é mostrado abaixo:

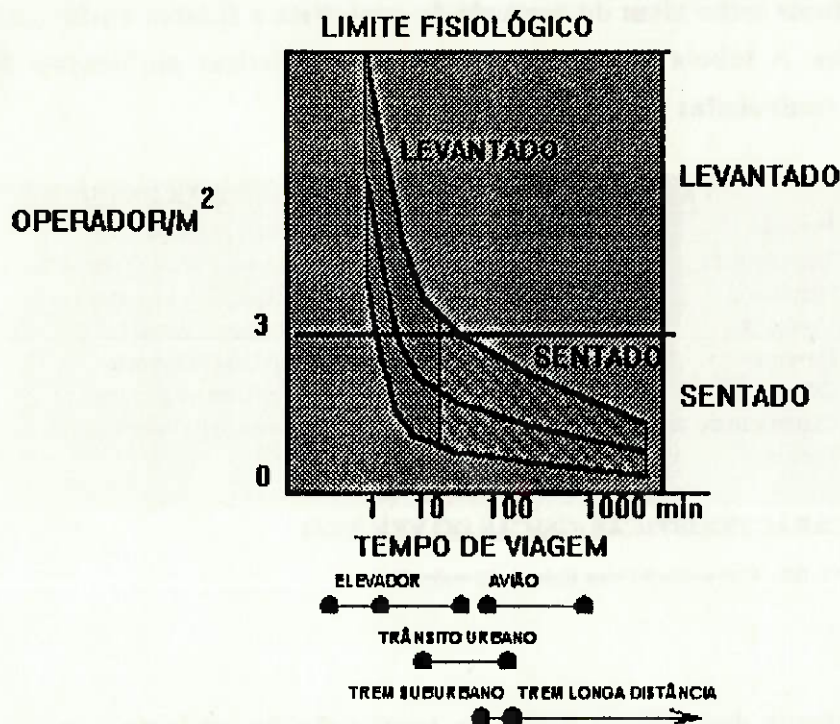


FIG. 56 - Limite fisiológico por espaço ocupado.

I.3.5 - Processo sensorial humano.

Fora o espaço, o desenho do trânsito do veículo deve ser conformado com os fatores de espaço mostrados na tabela abaixo. Pesquisas têm sido feitas onde se classificam os valores limites das condições ambientais dentro das categorias de conforto, não conforto, e não aceitação, mostrados abaixo:

	A	B	C	D
1		Confortável	Inconfortável	Inaceitável
2	Temperatura (C)	20-22	12-16 e 30-35	<12 ou >35
3	Ventilação (m/hu/pax)	>35	8-20	<8
4	Humidade (%)	30-70	30-20 e 70-80	<20 ou >80
5	Vibração (mm/s)	0.2	1.2	3
6	Luminosidade	Depende grandemente da atividade:		
7		Trabalhos rudes: corredores, hall		
8		estoques: mais 30-200 luminárias		
9		Trabalhos casuais: recepção		
10		áreas de serviço 40-300 luminárias		
11		Trabalhos comuns: salas, sala de		
12		conferência 120-1000 luminárias		
13		Trabalhos críticos e difíceis		
14		escritórios, lojas de máquinas, áreas		
15		de trabalhos detalhados 250-5000		
16	Barulho (dBA)	<65	75-85	>85
17	Aceleração (m/s)	1.00	2.00	4.00
18	Choque (m/s)	0.6	1.00	1.5
19	Inclinação do piso (%)	0-4	5-10	>10
20	Pavimento	8.00	10.00	>12

FIG. 57 - Condições aceitas para o conforto.

A decisão de um motorista e suas ações dependem principalmente da informação recebida através dos sentidos. Esta informação vem através dos olhos, ouvidos, e nervos finais dos músculos, tendões, juntas, pele, e órgãos. Em ordem geral de importância, os sentidos mais usados pelos operadores são:

1. Visual (vista)
2. Cinestésico (movimento)
3. Vestibular (equilíbrio)
4. Auditivo (ouvidos)

Informações visuais podem vir para o operador pelo centro e visão periférica. Em parte central, as imagens são concentradas em uma pequena área do olho perto do centro da retina, onde a percepção visual é mais acurada. Uma pessoa

com visão mais fechada, esta é concentrada dentro de um cone com um ângulo central de 3° . Para a maioria das pessoas, a acuidade visual é razoavelmente atenta dentro de um cone visual de no máximo 10° . Além dessa faixa, a visão de uma pessoa é menos bem definida. Uma pessoa com visão normal pode perceber objetos dentro de um cone tendo um ângulo central de no máximo 160° .

Um motorista aumenta a quantidade de informação visual recebida por movimentos da cabeça e olhos. Os olhos do motorista procuram e mapeiam o campo de visão, movendo a área de acuidade restrita. A direção da visão com incrementos repetitivos e olhos fixos requerer cada um respectivamente 0.15 a 0.33 segundos e 0.1 a 0.3 segundos.

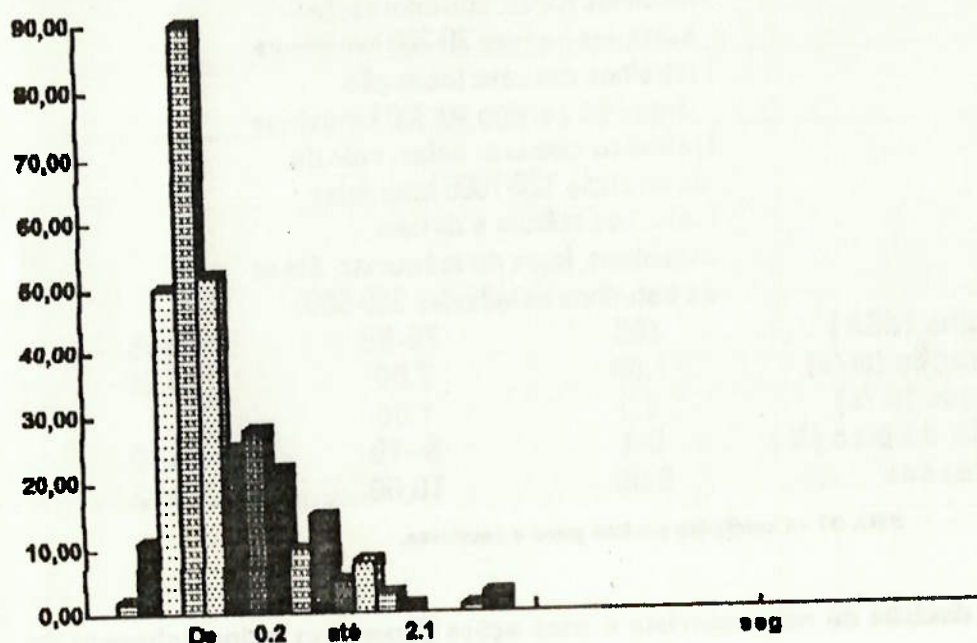


FIG. 58 - Tempo de resposta humana por estímulo.

A figura ilustra que o tempo de resposta de uma pessoa depende do sentido estimulado. Geralmente, a pessoa responde rapidamente ao estímulo de toque e auditivos e requer só um pouco mais de tempo para a resposta do estímulo visual. Os tempos de resposta para os estímulos de movimentos (cinestésicos) e de equilíbrio (vestibular) são consideravelmente maiores.

A figura abaixo mostra o aumento do tempo de resposta de acordo com a complexidade da situação.

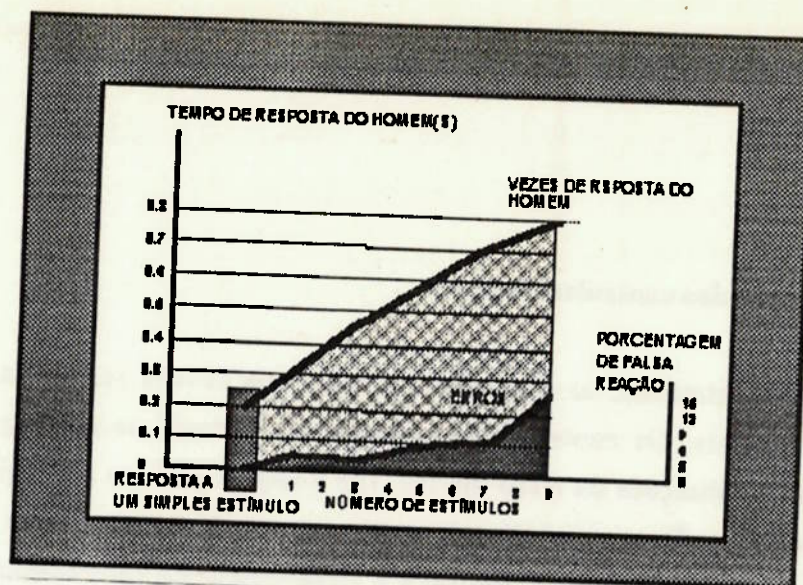


FIG. 59 - Aumento do tempo de resposta.

Os tempos de reação-percepção tendem a ser prejudicialmente afetados pela fadiga, uso de álcool ou outras drogas, e condições fisiológicas e psicológicas.

I.3.6 - Fatores Ergonômicos do Caminhão Modular.

Após as considerações genéricas, vamos agora nos concentrar na descrição dos fatores de ergonomia a serem atendidos no caminhão, tais como:

I.3.6.1 - Localização dos controles manuais

Esses controles devem estar geralmente dentro de um raio esférico máximo de 610mm em torno do ombro do homem, e 560mm em torno do da mulher. A localização dos controles mais usados devem estar dentro de um raio esférico de 355mm em relação ao pivô do ombro do homem e 305mm no da mulher.

Na cabine, projetada com conceitos ergonômicos que garantam a segurança e conforto do operador, os comandos para acionar qualquer equipamento do módulo situar-se-ão na parte traseira para onde a poltrona do operador se volta durante o carregamento e descarregamento e engate do módulo. Os movimentos são acionados através de 'joysticks', para permitir maior controle da manobra sem tirar a mão do acionador.

I.3.6.2 - Organização dos controles manuais

Freqüentemente os controles operacionais devem ser o mais visual e manualmente acessíveis. Os controles de emergência incluem-se neste grupo, mas caso esses envolvam situações de risco devem ser adequadamente protegidos contra operações inadvertidas. Os movimentos durante a operação dos controles devem ser curtos e harmoniosos, evitando-se repetições e desperdício de movimentos, fazendo para isso o agrupamento de controles com funções correlacionadas. A simetria do movimento para operações simultâneas que envolvem ambas as mãos economiza tempo e reduz erros, o que podem acarretar no aumento de 85% da produtividade. A padronização da localização dos controles no veículo reduzem erros e acidentes, quando o operador se transfere de um veículo para outro.

Os controles correlacionados devem ser agrupados de forma conjunta e controles importantes devem ser em número de aproximadamente 6 com as devidas combinações necessárias. Para ação rápida sem erros deve haver ampla distância entre eles. O espaço de cada controle pode estar entre 15 a 20 cm, como uma boa área de alcance, a fim de evitar confusões em acionamentos. O movimento durante a operação devem ser curtos, eficazes, harmoniosos e leves, pois repetibilidade, reacionamento e movimentos perdidos, além de acionamentos longos devem ser evitados.

O desenho dos acionadores apresenta maior conforto para movimentos universais, quando estes são de forma cilíndrica ou esférica com diâmetro entre 2 e 3 cm. Estes devem ser de tal forma a distribuir a carga nos dedos mais fortes ou em toda a mão. No caso se puder ser do tipo de aperto rápido, a operação de acionamento dos controles será mais rápida e conveniente, sendo fácil de acoplar e economizar espaço no painel do veículo, porém são suscetíveis a movimentos inadvertidos. Os botões de aperto são eficientes no contato momentâneo ou para fechar um circuito em altas frequências de acionamento. Devem ser protegidos contra operações inadvertidas através de guardas ou coberturas fixas. Esses botões devem estar dentro da faixa de 1 a 2 cm de diâmetro. Para operações mais pesadas, podem-se usar diâmetros maiores, sendo para uso com a palma da

mão e não através dos dedos. Devem prover dispositivos sonoros para identificar seus movimentos ao operador, já que não necessitam do vínculo deste em sua operação.

As chaves seletoras são de boa operação tátil para identificar sua posição, mas com limitações de espaço severas. Porém são sujeitas a operações acidentais e precisão no movimento das mãos. O melhor tipo é o com duas posições, devendo o de 4 posições ser evitado. Consistência na direção do movimento é importante, sendo a posição inferior o desliga, para acionamento sempre ligado na posição superior. O melhor ângulo entre a posição desliga e a posição central do botão é de 30°. Os de forma rotativa são bons para muitas posições de acionamento e menos suscetíveis a acionamentos indesejáveis, provendo economia de espaço em sua localização. Tem como inconveniente o acionamento lento que provê, requerendo descrição visual e tátil do ponto de sua operação. Ponteiros e barras indicativas são imprecisas, quando se quer precisão de indicação, sendo melhor os tipos de indicação eletrônica com área de visualização de 5 cm de diâmetro no aparelho indicativo. Para ajustes de foco e luminosidade, como o caso de iluminação do painel e volume, no caso de controle de ar da saída do dispositivo para insuflamento de ar ao interior da cabine, que não são de acionamentos críticos, estes devem ser de diâmetro aproximadamente 2.5 cm, requerendo pequenos esforços de acionamento. No caso de ajustes mais precisos, o diâmetro deve ser em torno de 5 cm.

Volantes manuais podem estar presentes, quando ajustes menores que 90° ocorrem. Com operação de só uma mão, este deve estar confinado entre 5 e 10 cm de diâmetro e para as duas mãos, este deve estar entre 20 e 40 cm de diâmetro.

Para acionamentos de 90° ou mais, alavancas são recomendadas, sendo que o operador deve se situar em um dos lados para seu acionamento. Este é o caso de alavancas de marcha e freio de mão, sendo que o plano de acionamento deve ser paralelo ao do operador, visto de frente, pois ajuda em torques maiores. Para operações de velocidade, este deve estar em torno de 60° para fora do campo radial de acionamento do operador. O diâmetro ótimo da parte de acionamento é de 12 cm. As manoplas devem ser de 1cm a 2cm, no caso de movimentos rápidos com o pulso e com os dedos e para acionamentos mais pesados, esta deve estar em 3 cm de comprimento.

Os códigos de posição, tamanho e modo de operação são úteis para evitar erros e confusões. Controles codificados por cores são fáceis em se discernir as funções, através de cores fortes, mas que não atrapalhem o motorista. As cores devem ser de 4 a 5 cores básicas, para que o operador mantenha na memória a associação da função ao dispositivo acionador. Se estas forem combinadas com o

formato será melhor para acionamentos em lugares de pouca luminosidade, atendendo as especificações de dimensão já expostas e não ultrapassando em número de 6 na quantidade.

Não se deve esperar do operador a máxima capacidade de esforços para um longo período de tempo requerido, mantendo-se em condições de segurança. Para isso são recomendados os acionadores em relação aos esforços abaixo:

Chaves seletoras.....	: 0.1875 a 0.375 kgf
Botões de aperto	: 0.375 a 1.125 kgf
Botões rotativos	: 0 a 0.75 kgf
Alavancas pequenas com alta vel. e mov. suave	: 0.75 a 1.875 kgf
Volantes de 25.4 cm e alavancas de 12.7 cm de raio :	0 a 3 kgf
Volantes de 46 cm e alavancas de 23 cm de raio	: 0 a 4.5 kgf
Alavancas de engrenagens	: acima de 12 kgf

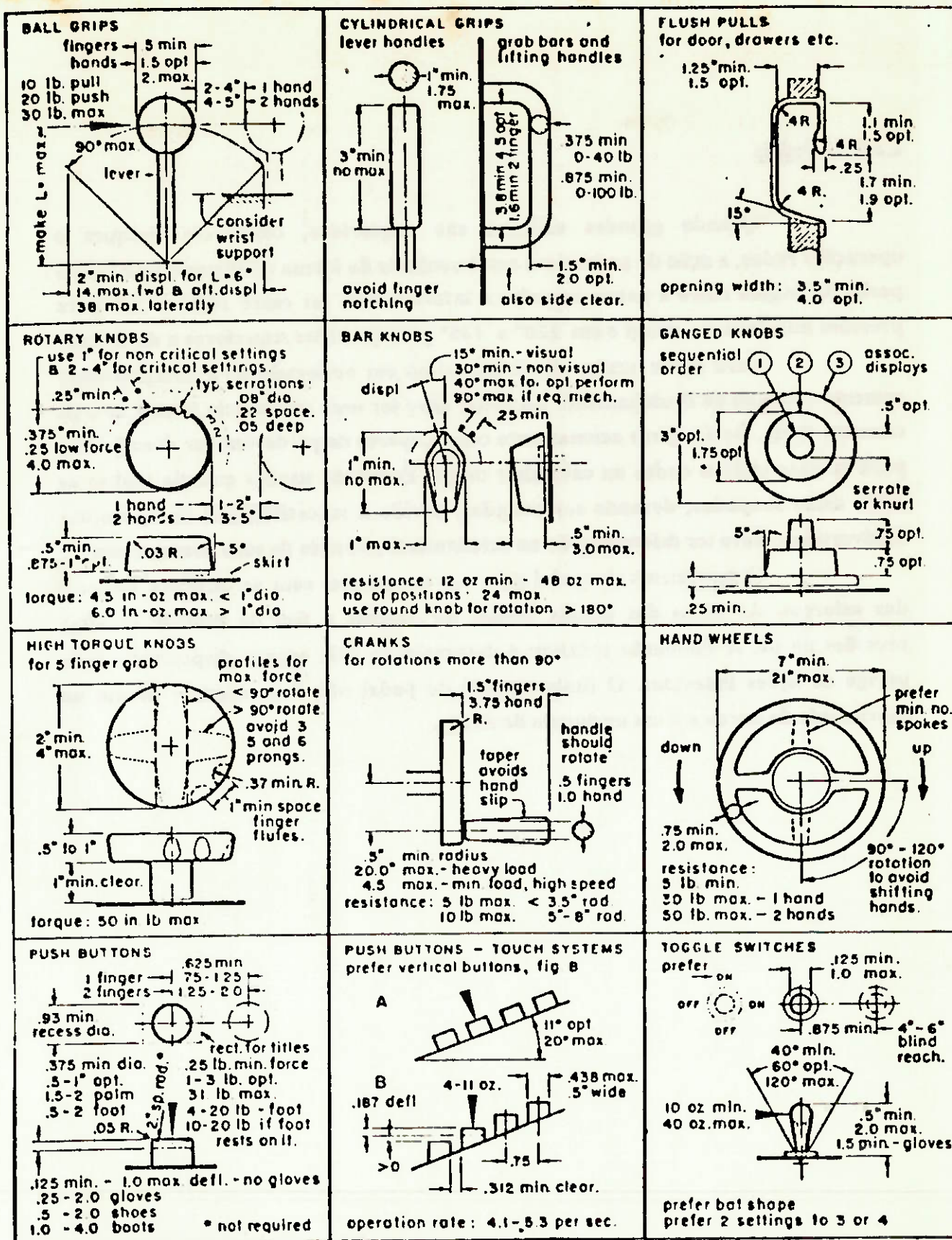


FIG. 60 - Tamanho dos controles manuais.

I.3.6.3 - Pedais

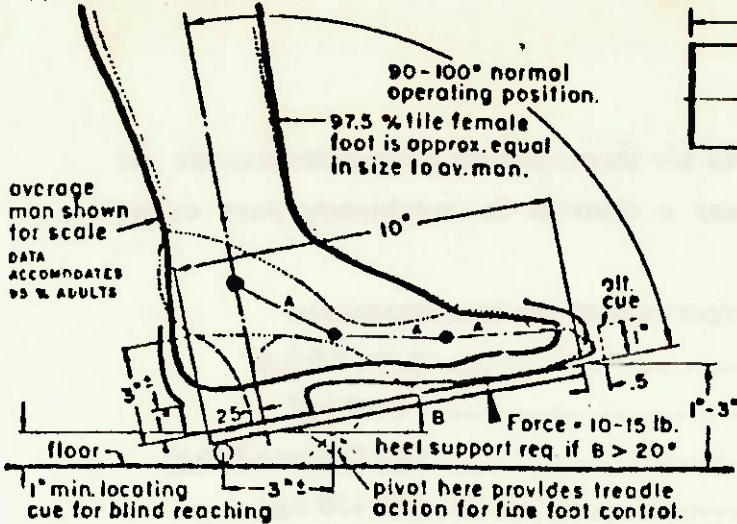
Quando grandes esforços são requeridos, como em breques e operações rudes, a ação do pedal deve ser desenhada de forma a utilizar o pé e toda a perna. O ângulo entre a perna superior e inferior deve ser entre 105° e 110° para pressões inferiores a 19 kgf e em 120° a 135° para pressões superiores a de 19 kgf.

Para ações suaves do pedal, como em aceleradores é desejado usar somente o ângulo de flexionamento e o pedal deve ter uma resistência inicial, se o pé encostar neste. Botões para acionamento com o aperto do pé devem ser desenhados, para se usar com os dedos ou calcanhar do pé. Esses são usados quando ambas as mãos estão ocupadas, devendo ser evitados, devido a suscetibilidade de operações inadvertidas. Deve ter diferenciação no acionamento, através de sons perceptíveis.

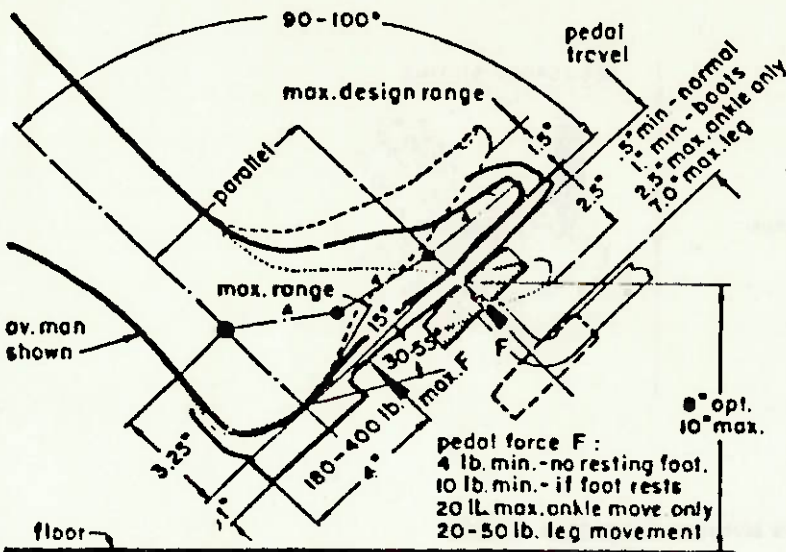
O movimento do pedal deve ser compatível com as direções normais dos esforços. As áreas dos pedais devem ser amplas a fim de reduzir as altas pressões no pé. A dimensão máxima é determinada pelo espaço disponível e pelo perigo de ações indevidas. O deslocamento do pedal não deve exceder 10 cm no movimento da perna e 6 cm no ângulo de flexão.

FOOT MEASUREMENTS AND BASIC FOOT CONTROLS

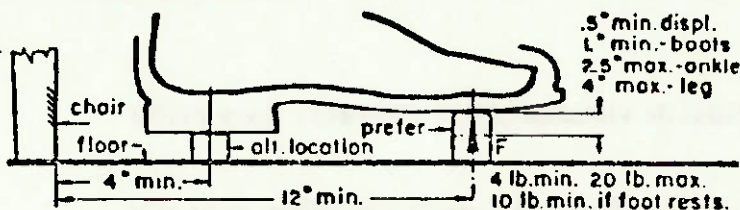
ACCELERATOR TYPE PEDAL



BRAKE TYPE PEDAL

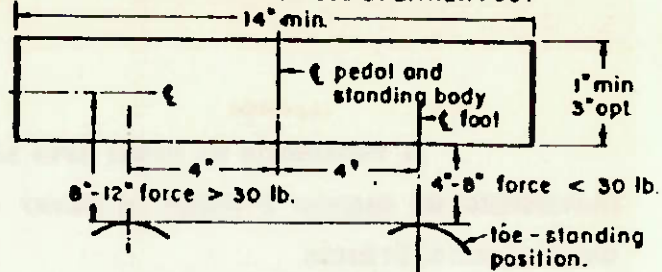


FOOT PUSH BUTTONS



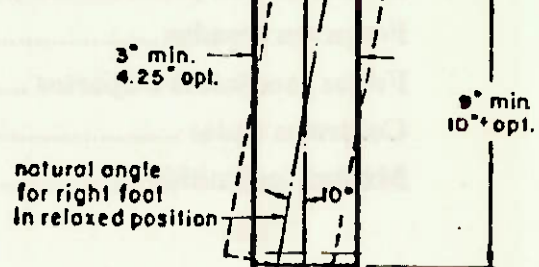
percentiles	MEN			WOMEN		
	25%	50%	97.5%	25%	50%	97.5%
foot length	9.6"	10.3	11.4	8.6	9.6	10.3
foot width	3.5"	3.8	4.2	3.1	3.6	4.0
instep length	6.9"	7.6	8.3			
heel width	2.3"	2.6	2.9			
ankle width	2.7"	3.0	3.3			

PEDAL BAR FOR USE BY EITHER FOOT

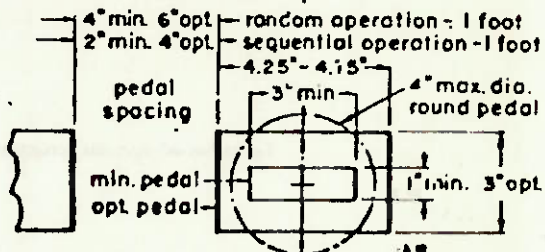


PEDALS - ACCELERATOR

prefer this type over foot push buttons.



PEDALS - BRAKE TYPE



FOOT PUSH BUTTONS

prefer ball of foot to heel operation. provide snap feel. use only if both hands are occupied, foot buttons are susceptible to accidental activation.

RIGHT FOOT - AV. MAN

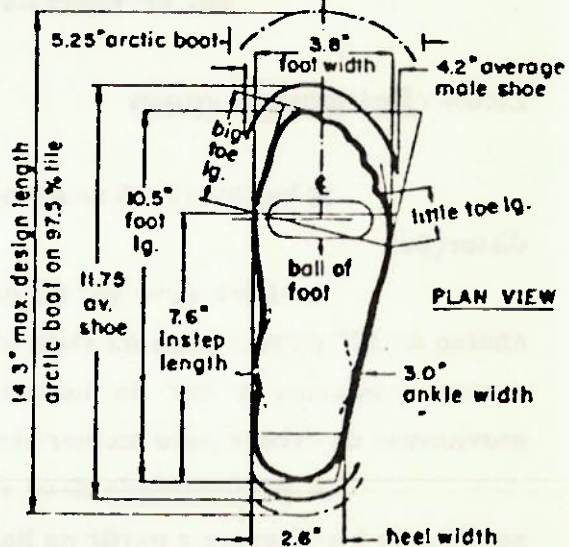


FIG. 61 - Medida dos pedais e controles dos pés.

A resistência do pedal deve ser incrementada proporcionalmente ao movimento do mesmo e tender a parar o controle de movimento para evitar deslocamentos bruscos.

Abaixo são recomendados os esforços para o tipo de acionamento:

Resistência do pedal : 1.5 a 2.5 kgf

Força em freadas : 4 a 6 kgf

Freios mecânicos e apertos : no máximo 12 kgf

Controles rudes : 60-150 kgf

Máximo permitido : 200 kgf

figura dos esforços das pernas sentado

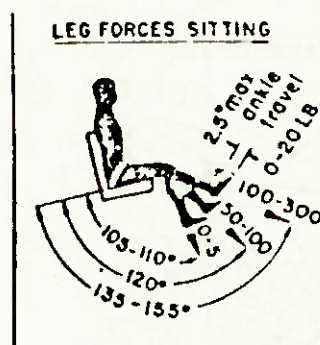


FIG. 62 - Figura dos esforços das pernas sentado

I.3.6.4 - Instrumentos visuais

A localização deve ser na linha de visualização do operador para evitar distorções.

A altura deve ser tal que esteja abaixo do nível dos olhos, mas não abaixo de 30° entre a linha da vista do operador em relação a horizontal. Os limites variam conforme a cor do instrumento e indicativos a serem mostrados. O movimento da cabeça para melhor visualização deve ser evitado.

A profundidade deve respeitar o limite de que as palavras escritas somem em 5 a 10 graus a partir da linha da vista. O mesmo ocorre para os símbolos, entre 5 a 30 graus, dependendo do desenho do símbolo. As cores desaparecem na faixa entre 30 a 60 graus da mesma linha. Tons de vermelho são mais bem visualizados que os de azul. As luzes indicativas desaparecem em 90 graus a partir

da linha da vista, dependendo do seu brilho. Essas devem ser combinadas com as cores de forma a se relacionar com o perigo e tipo de função que houve no veículo. Para maiores detalhes dos ângulos visíveis do operador, ver figura.

A distância ótima para leitura deve estar entre 46 e 50 cm. Deve ser evitado o fato do operador ter que variar sua posição, a fim de calibrar a distância de leitura e entendimento dos instrumentos. Deve ser sempre a mesma para todos os tipos de instrumentos indicativos. A distância mínima suportada é de 33 cm.

A organização deve ser tal que somente uma área visual é desejada, sendo de forma compacta a fim de se evitar painéis extensos, pois minimizam os movimentos do operador para ter uma visão global de todos os instrumentos. Os instrumentos devem ser mantidos em sequência da esquerda para a direita e de cima para baixo, a fim de diminuir os movimentos dos olhos e da cabeça do operador. É melhor que os instrumentos mais importantes e usados mais frequentemente devam estar localizados o mais próximo da linha visual do motorista. Uma boa medida é de 15 graus a partir dessa linha para o lado inferior. Os instrumentos devem conformar-se com a função que exercem e os símbolos representativos devem realmente representar de forma clara a sua função. Os instrumentos principais devem ser localizados em uma posição padrão para se evitar erros de confusão. Os controles de alavanca e chaves seletoras devem estar abaixo ou à esquerda do instrumento associado de leitura, prevenindo-se contra erros de interferência das mãos com a informação visual que se quer obter. A mão a ser utilizada deve coincidir com o lado do painel que está o instrumento.

Os tipos de instrumentos mais usados para o veículo são de tipos de dados relativos para leitura qualitativa, de tipos de dados quantitativos para leitura quantitativa e de varredura.

Os de tipo ponteiro apresentam 0.4% de erro de leitura; os seletores de abertura, 0.5%; os seletores circulares, 10.9%; os seletores horizontais, 27.5% e os verticais, 35.5% de erro de leitura.

Os instrumentos com ponteiros são os melhores, podendo ser digitais, com escalas circulares que levam a menos erros de leitura. Esses são usados para dados absolutos e para dados relativos. O melhor é usar os seletores.

Abaixo estão os erros mais cometidos pelos operadores, que influenciam no desenho do painel de instrumentos:

Interpretação errônea de grandes escalas lineares : 18% de erro

Má interpretação da direção do movimento : 17%

Má interpretação de sinais sonoros e visuais : 14%

Confusão de instrumentos	: 13%
Uso de instrumento inoperante	: 9%
Erro de leitura de escala	: 6%
Erros associados com ilusões	: 5%
Erro por não ler um instrumento	: 4%

Os ponteiros são recomendados com um tamanho de 4 cm para total visibilidade e a separação entre as marcas e o ponteiro não deve exceder 2 cm. Deve-se ter um ponteiro para cada instrumento, exceto o relógio. As cores devem ser a mesma para as marcas e o ponteiro, podendo-se ter uma escala adicional de cores para a velocidade. Os títulos do ponteiro devem estar acima destes e sempre manter a mesma relação de posição para todos estes, com letras maiúsculas com estilo simples e de pouca quantidade para leitura rápida e geralmente em contraste branco no preto. A velocidade do ponteiro deve ser de dois números por segundo, no caso de se ler números consecutivos com movimento contínuo. Os instrumentos contadores devem estar em profundidade no painel para se evitar efeitos de sombra e luz. O incremento do ponteiro deve ser no sentido horário.

As escalas lineares são vantajosas no caso de se ter muitos números para a leitura, como em escalas do rádio e geralmente posicionadas na horizontal. O ponteiro indicativo deve apontar de baixo para cima. O ponteiro da escala circular deve estar fixo na parte inferior do instrumento.

Os sinais através de luzes são úteis em instrumentos, informações do painel de forma rápida, em indicadores por "flashes", para o caso de indicar limites ultrapassados de segurança, como velocidades, não uso do cinto e etc. e em caso de se ter uma matriz de indicadores em painéis.

Abaixo estão associadas as cores com a função que exercem:

Vermelho - má função ou crítica.

Âmbar - precaução

Branco - "status" geral

Verde - segurança

Amarelo - cuidado

Azul - indicador da luz do veículo

A localização é tal que para luzes de advertência e de funções críticas, devem estar a 30 graus da linha de visão do operador. O número de luzes e a quantidade de cores deve ser mínima. O vermelho é usado para advertir em caso de

associação com o perigo, é mais efetivo que o verde e este por sua vez mais que o âmbar em condições noturnas e de luz natural. O brilho deve atrair a atenção do operador, mas não o ofuscando. Pode-se usar um brilho para noite e um para o dia. A adição de uma área preta em sua volta, contribui para a visualização. Deve-se ter prioridade de localização dos indicativos mais críticos, levemente separados dos demais. O tamanho deve ser pequeno, mas que diferencie um do outro e possa ser controlado. Os "flashes" atraem mais o operador e devem ser usados para indicar emergência e usados em número mínimo. A taxa de "flash" recomendada é de 4 por segundo com intervalos iguais. Devem-se prever palavras-chaves luminosas para o caso de emergência e estando próximo da luz indicativa.

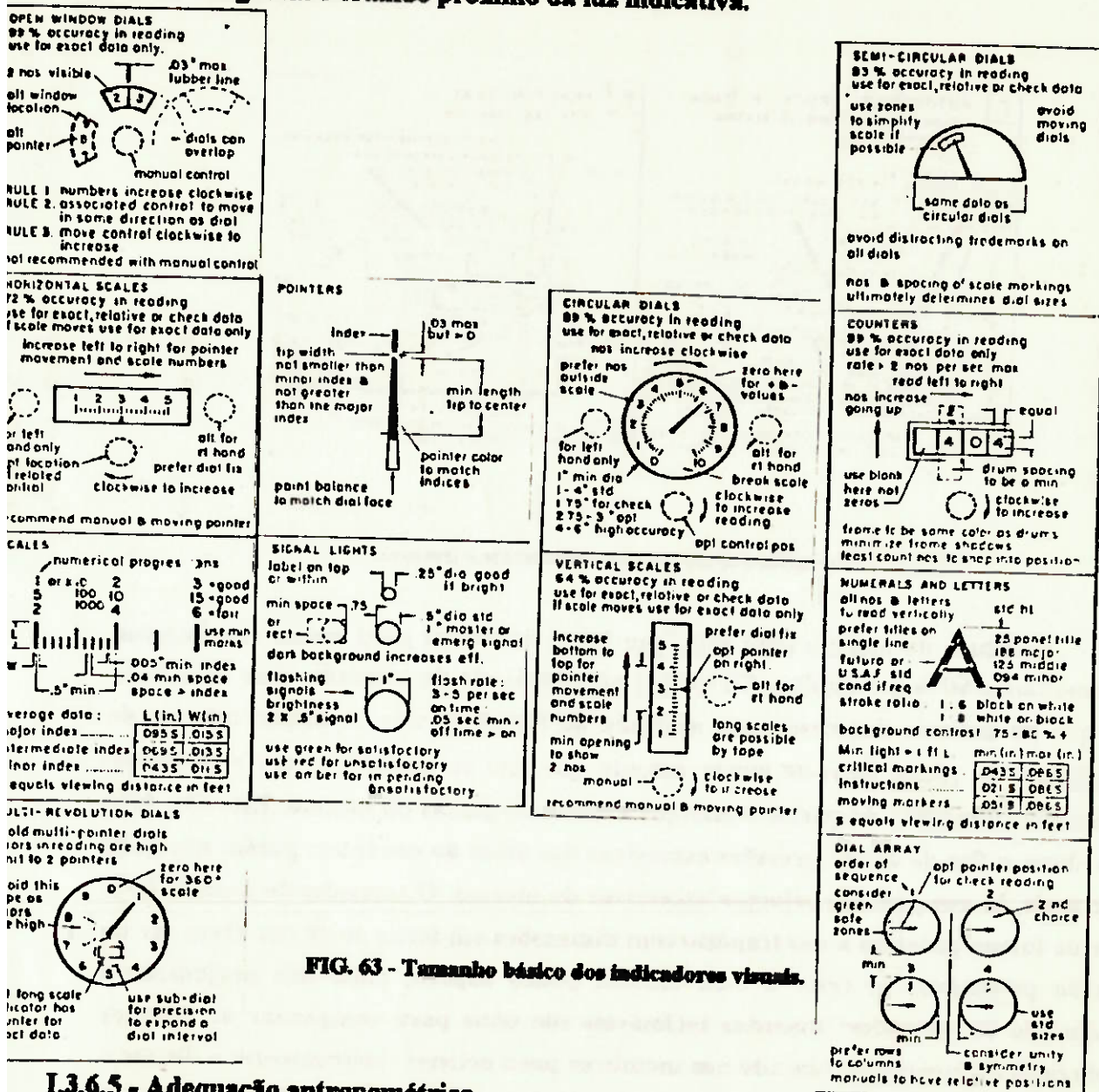


FIG. 63 - Tamanho básico dos indicadores visuais.

1.3.6.5 - Adequação antropométrica

O veículo é desenhado para na sua maioria ser conduzido por operadores do sexo masculino, sendo as dimensões baseadas no corpo masculino.

A altura do teto do veículo deve estar aproximadamente em 1.8 m para acomodar 95% dos operadores usando botas e capacete, incluindo 8 cm de espaço livre para permitir o movimento vertical de saída do operador.

A mínima largura do assento do operador é de 60 cm e com profundidade de 70 cm para evitar interferência com o painel. Para a postura correta, com as dimensões mínimas e máximas permitidas, ver figura abaixo:

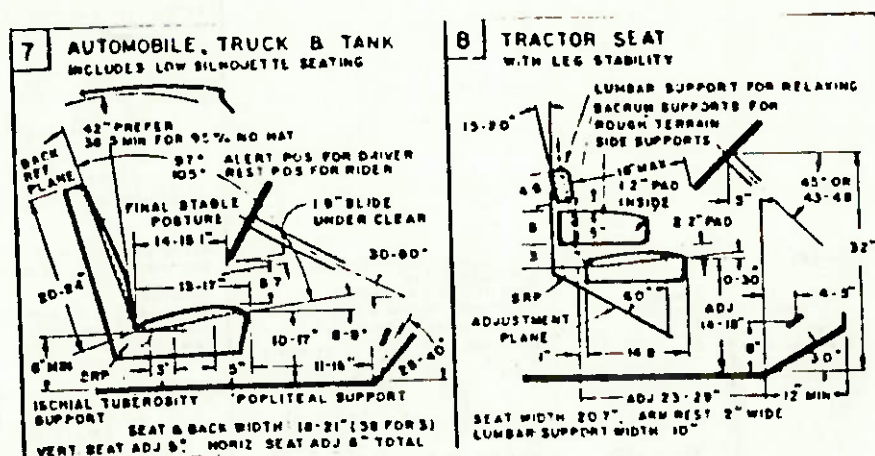


FIG. 64 - Dimensões dos assentos nos caminhões e tratores.

A altura do assento deve estar em torno de 43 cm para o caso dos homens, acomodando 80% dos adultos. Os bancos ajustáveis são de utilidade, mas considera-se que na maioria dos casos está ajustado de forma errada. A altura mínima do assento é de 15cm. Deve-se evitar assento que não se conforme com o corpo do operador, levando a desgastes e esforços a mais das juntas do mesmo. Este não deve ser duro, a fim de evitar pressões excessivas nos ossos do condutor, porém não pode ser mole, já que provoca esforços excessivos do mesmo. O tamanho do assento deve ser de forma próxima a um trapézio com dimensões em torno de 40 cm. Deve ser de tecido permeável ao calor e com textura pouco áspera, para não prejudicar o manuseio do operador. Encostos inclináveis são úteis para compensar os esforços pelo peso do motorista colocado nos membros para acionar instrumentos e dirigir o veículo. Deve se ter um para as costas do operador e outro para a cabeça, a fim de

suportar impactos. O uso de descanso de braços não é aconselhável por atrapalhar as manobras do operador acionando os instrumentos do painel e marchas e, além disso, dificulta a entrada e saída do mesmo no veículo.

O mínimo espaço entre os assentos, considerando o do motorista e do passageiro é de 63 cm de centro a centro.

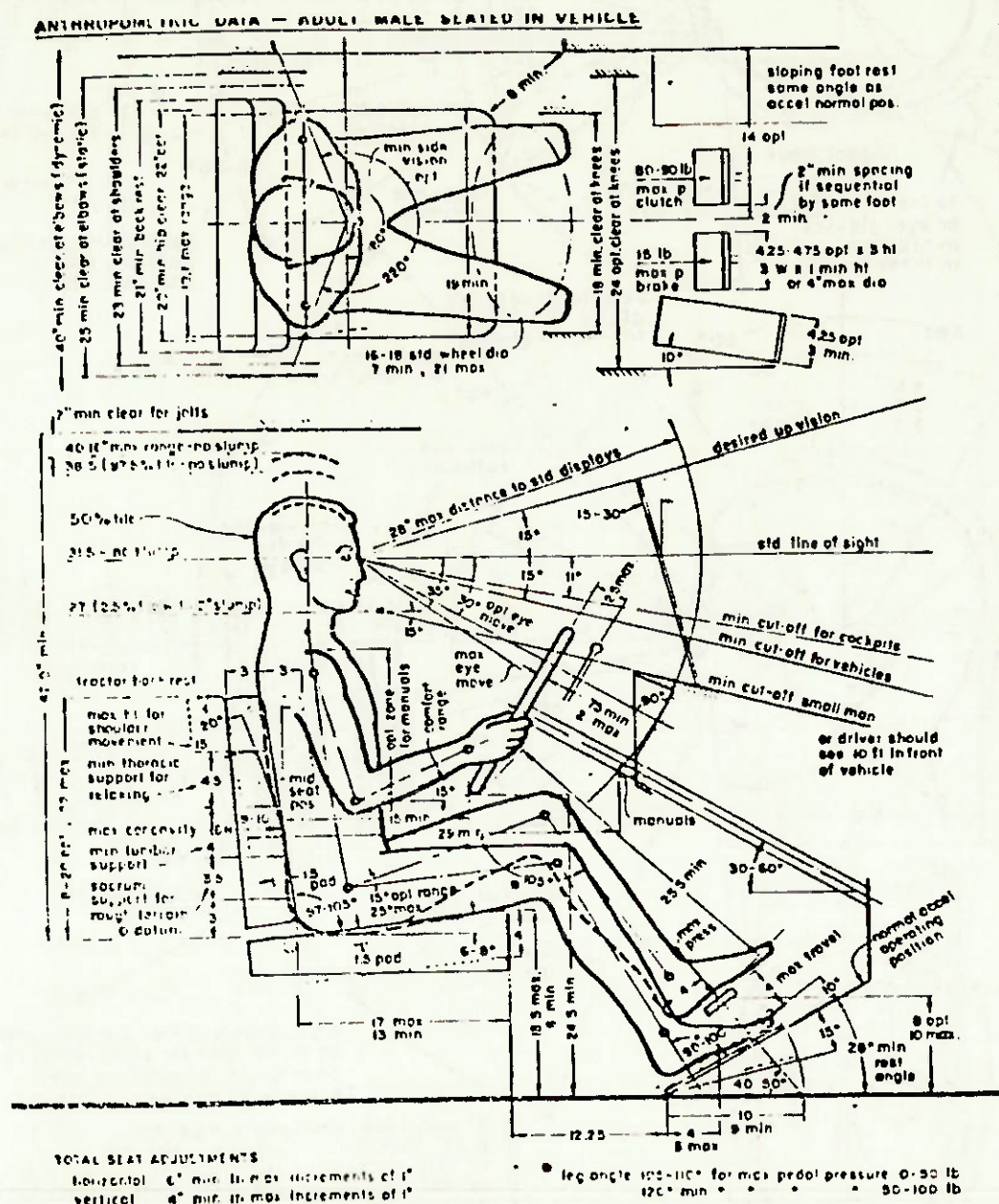


FIG. 65 - Ergonomia interna da cabine.

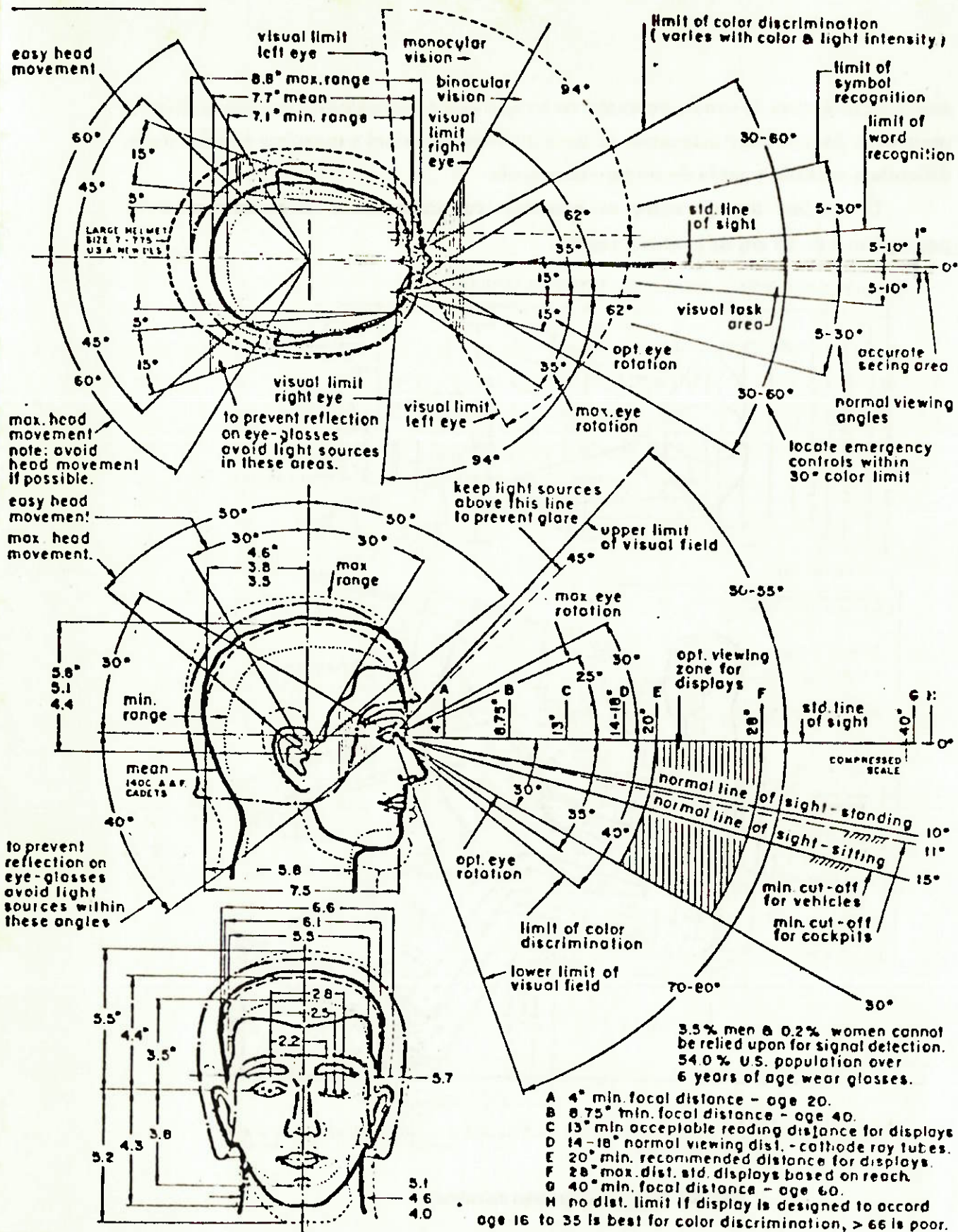


FIG. 66 - Campo visual do operador.

I.3.7 - Segurança

Deve-se evitar cantos vivos e peças cortantes no veículo que entrem em contato com o operador, como o painel, assento, painéis de porta, teto interno e toda a parte exterior, inclusive as partes de acesso ao motor, que possa machucá-lo.

Procurar colocar dispositivos contra operações incorretas e de caráter perigoso.

Os controles de emergência devem estar presentes, com controles de paradas emergenciais com acesso rápido e de localização proeminente em uma área de alcance conveniente e clara. Deve-se usar código de cores para as emergências, como verde estar na caixa de primeiros socorros e condições de segurança. Azul para indicar fora de ordem e vermelho indicando alerta. O uso de símbolos torna as ações serem mais rápidas com entendimento mais fácil em casos emergenciais.

O veículo deve ser estável em manobras com carregamento em peso e altura, com uma rigidez tal no equipamento, que evite torções do mesmo e inércias muito elevadas.

I.3.8 - Iluminação

A localização não deve permitir o foco direto ao operador, para evitar ofuscamento, procurando evitar reflexos. Os painéis devem ser iluminados com luz de fundo e de forma indireta, o que reduz em 10% a perda de eficiência na leitura dos instrumentos. A luz vermelha é usada quando adaptação em lugares escuros é requerida, mas como é agressiva e está sempre na linha de visão do operador, deve ser amenizada para o âmbar. A intensidade da luz deve ser baixa para o painel e alta em iluminação do interior da cabine.

I.3.9 - Proteção Ambiental

I.3.9.1 - Ruídos Sonoros e Vibrações

A operação no ambiente deve ser confortável, estando livre de barulhos por volta de 94 decibéis contínuos, pois causa perda permanente da audição. Deve estar livre de vibrações.

O veículo deve ser silencioso a fim de que o efeito no ser humano não seja nervosismo, irritação e fadiga, que afetam a mente do operador e passantes. Porém os sons são necessários para se detectar problemas no motor, não sendo de caráter abusivo. Pode-se usar tons e quantidade de pulsos sonoros para

diferenciação, com frequências intermediárias, para não ser danosa e ao mesmo tempo imperceptível ao ouvido. Para se evitar poluição sonora, o veículo deverá prover isolamentos acústicos das peças motoras para o interior da cabine e para o exterior. Evitar choques mecânicos que levem a altas frequências e desgaste do veículo, prejudicando visualmente e a operação no ambiente.

O limite de nível de ruído deve estar em torno de 90 db.

I.3.9.2 - Condições internas

O nível de temperatura do ar ambiente do veículo deve estar por volta de 70°F de bulbo seco. A mistura deve estar com nível de umidade relativa por volta de 25% a 50%. A ventilação mínima requerida é de 20 CFM de ar fresco com velocidade de 40-60 FPM.

I.3.9.3 - Poluição visual

Uso de cores neutras e suaves, sendo claras para permitir a visibilidade e não apresentar poluição visual.

I.3.9.4 - Poluição por emissões

Há que se considerar o fato dos motores veiculares de combustão interna transformarem a energia química do combustível vegetal ou fóssil em energia térmica, para que os veículos funcionem. No processo de combustão interna dos motores, além da energia liberada para o trabalho, é inevitável a geração de ruído, calor, particulados e gases emitidos. Por isso, os motores veiculares são considerados uma fonte móvel de emissões de poluentes nocivos ao meio ambiente e à saúde humana.

Os motores ciclo Diesel apresentam uma eficiência superior em relação ao ciclo Otto, com economia de 40 a 50% no consumo de combustível, gerando assim uma menor quantidade de poluentes.

Tomando essas considerações, o problema situa-se em minimizar a poluição de gases e particulados gerados no caminhão, pois a emissão de poluentes no meio ambiente gera problemas como chuva ácida, nociva à vegetação e animais, e o efeito estufa, causado pelo aumento da concentração de dióxido de enxofre, clorofluocarbonos (CFCs), metano e ozônio. Aquece gradualmente a atmosfera do

planeta, absorvendo e retendo a radiação solar. Provoca, também, o efeito do buraco da camada de ozônio, possibilitando maior número de doenças nos seres humanos, devido à maior incidência de radiação ultra-violeta.

Os efeitos das emissões nos metais são a corrosão da superfície, com eventual perda e alterações das propriedades elétricas. Os efeitos do monóxido de Carbono (CO) no operador e pessoas que estão ao redor são a redução da capacidade do sistema circulatório para oxigenação do sangue, diminuição dos reflexos e cansaços. Os efeitos do óxido de Nitrogênio (NOx) são a contaminação do sangue e irritações no pulmão. A fumaça do veículo tem como efeitos : aparecimento de doenças respiratórias crônicas e irritação dos olhos. Os aldeídos tem ação cancerígena e os hidrocarbonetos irritam vias respiratórias, provocando câncer.

Nos últimos anos tem sido dada grande importância aos níveis de emissões permitidos nos motores dos veículos. Uma prova deste sinal claro em busca de uma maior proteção ambiental são as novas legislações de emissões já definidas para os anos seguintes, onde nota-se uma constante redução dos níveis de gases e particulados permitidos.

Nosso Caminhão Modular, como veículo moderno de última geração, deverá atender a essas especificações do CONAMA até o ano 2000, para que este possa ser utilizado bastante tempo pelos usuários.

A fim de abranger uma maior fatia do mercado, devemos fazer com que o caminhão atenda às especificações do Mercado Comum Europeu, o qual será seguido pelo CONAMA a partir de 1996.

A partir da resolução número 10 do CONAMA de 14 de setembro, aplicado a partir do ano de 1993, os limites para emissões gasosas (hidrocarbonetos, óxido de nitrogênio e monóxido de carbono estão listados nas tabelas abaixo, mostrando comparativos com outros mercados, através de um programa de emissões a ser seguido pelo fabricante.

	A	B	C	D
1	LIMITE DE EMISSÕES NO BRASIL			
2	Ano	Poluente		
3		HC	CO	NOx
4	1993	2,8	11,2	18
5	1995	2,8	11,2	14,4
6				
7	LIMITE DE EMISSÕES EUROPEU: G/KW.H			
8	Poluente	Atual	EURO I - 1992/3	EURO II - 1995/6
9	CO	11,2	4,5	4
10	HC	2,4	1,1	1,1
11	NOx	14,4	8	7
12	Particulados	-	0,36 *	0,15
13			0,63 **	0,3
14	* Motores com potência > 85 Kw			
15	** Motores com potência < 85 Kw			

TABELA DE EMISSÕES DE MOTORES DIESEL POR LEGISLAÇÃO
GASES EMITIDOS g/kw-hr

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	PAIS	ANO	ÓRGÃO	CICLO	HC	CO	NOx	PARTICULADOS
2	USA	1991-93	EPA	TRANSIENT	1,7	20,8	6,7	0,13
3	MEXICO	1994-97	EPA	TRANSIENT	1,7	20,8	6,7	0,13
4	E CHILE*	1996-2000	EPA	TRANSIENT	1,7	20,8	6,4	0,13
5	EEC	1992-96	EEC Euro I	13 MODE	1,1	4,5	8	0,36-0,83
6	EEC	1997-2000	EEC Euro II	13 MODE	1,1	4	7	0,15-0,3
7	BRAZIL	1993-95	CONAMA	13 MODE	2,45	11,2	14,4	
8	E CONE	1994-96*	CONAMA	13 MODE	1,1	4,5	8	
9	SUL	1995-2000*	CONAMA	13 MODE	1,1	4,5	8	0,36-0,63
10		1996-2000*	CONAMA	13 MODE	1,1	4	7	0,15-0,3
11	EMISSÕES MOTORES DIESEL							

Obs.: * A ser implantado

EEC : Mercado Comum Europeu

TRANSIENT : Teste do motor partindo do mínimo até se atingir a máxima RPM.

13 MODE : Faz-se a tomada de valores em treze pontos proporcionais à máxima RPM da
mínima até a máxima, voltando p/ a mínima.

FIG. 67 e 68 - Tabela de emissões de motores Diesel por legislação.

Abaixo são mostrados os gráficos de limite de emissões para NOx, HC e Particulados pela norma americana.

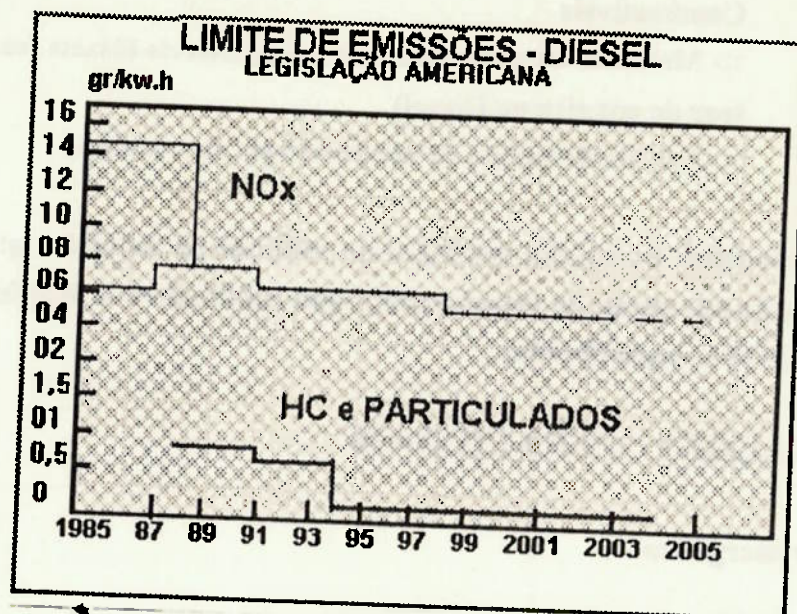


FIG. 69 - Limite de emissões - Norma Americana.

O máximo dióxido de carbono permitido é de 0.5 a 1.0% e de monóxido é de 0.003%.

As causas desses poluentes são: O monóxido de carbono (CO) é formado pela queima de combustíveis fósseis; Os hidrocarbonetos (HC) são gases oriundos de combustíveis não queimados e óleo lubrificante; O óxido de nitrogênio (NOx) resulta da oxidação do nitrogênio no ar. O acréscimo na temperatura de combustão aumenta o nível de NOx. Uma alternativa é retardar a injeção de combustível, o que pode implicar o aumento de emissão de partículas e em maior consumo. O material particulado (MP) é o conteúdo não gasoso emitido pelo escapamento, constituído por partículas microscópicas compostas por cinzas, combustível não queimado, resíduo de óleo lubrificante, sulfatos e outros. A otimização da combustão reduz o nível de particulados.

As alternativas para reduzir as emissões de poluentes são:

Tecnologia disponível - otimização

⇒ sistema de injeção

⇒ sistema de ar de admissão

⇒ sistema de trem de força

Desenvolvimento de novas tecnologias

⇒ sistema eletrônico de injeção de combustível

⇒ sistema de exaustão (filtragem dos gases)

Combustíveis

⇒ Melhoria da qualidade dos combustíveis fósseis (redução do teor de enxofre no Diesel)

⇒ Desenvolvimento de combustíveis alternativos

O operador do veículo contribui na redução da poluição, quando este faz uso e manutenção adequada do veículo, utilizando combustível e óleo lubrificante conforme características especificadas.

II.ESPECIFICAÇÕES OPERACIONAIS

II.1. Rendimento energético

O *caminhão modular* deverá ser o mais compacto de forma que se torne o mais leve, devido a sua restrição de apenas um eixo, bem como pelo fato da diminuição do comprimento total do cavalo motor.

Agrupados a estes fatores de redução de peso da carroceria, devemos ter também um motor mais leve e com consumo específico que supere os demais concorrentes em cerca de 20 % (vide comparativo de motores em anexo).

Com o motor mais leve e econômico, além da redução do peso total líquido do cavalo motor, deseja-se obter uma relação PESO/POTÊNCIA de ao menos 15 % mais significativa que os concorrentes, de tal forma que de maneira geral, o rendimento energético do *caminhão modular* seja cerca de 18 % superior que os caminhões atuais empregados em suas possíveis aplicações.

II.2. Confiabilidade

O *caminhão modular* oferecerá uma garantia aplicável a todas suas unidades vendidas, utilizadas em território nacional ou internacional.

Período de validade da garantia é de um ano, a partir da data de venda do caminhão ao primeiro cliente final, sem limite de horas de funcionamento ou quilômetros percorridos.

A garantia básica abrange qualquer falha causada por:

- Erros de especificações ou de projeto, que consistem em falhas devido aos componentes não corresponderem às necessidades de serviço, tais como erros de dimensionamento, ajustes, rotações, marchas, entre outros.

- Erros de fabricação dos componentes, erros estes que poderiam levar a trincas, concentração de tensões, folgas exageradas ou insuficientes, entre outras, desde que o caminhão modular esteja sob condições normais de operação, evitando-se operações impróprias, tais como sobrecarga, colisões, operações estas que levariam a efeitos destrutivos, como vibrações, entre outros, os quais diminuem a vida efetiva dos componentes podendo levar a possíveis rupturas dos itens mais frágeis, condições de serviço e manutenção.

Esta garantia também será concedida a todos os proprietários subsequentes ao primeiro até que se termine o período de validade da garantia. Porém esta garantia não se aplica a defeitos ou falhas advindas de acidentes, maltratos ou negligência do operador, e não observância da manutenção. Esta também perderá seu efeito se o caminhão tiver sido alterado ou reparado por oficinas ou mecânicos não autorizados, ou se tiver sido utilizado algum componente não original durante o reparo.

Com relação à garantia de acessórios ou componentes fornecidos junto com o produto que ostentam a marca de terceiros, esta será de responsabilidade do respectivo fabricante.

Esta confiabilidade das especificações de projeto, bem como um rígido controle de qualidade atuante sobre todos os componentes, nos permitirá afirmar que o nosso "*caminhão modular*" não apresentará falhas que interrompam o seu funcionamento no período estabelecido, a partir da observância dos itens anteriormente mencionados e da efetuação das revisões recomendadas.

II.3. Durabilidade

Partindo do pressuposto que o "*caminhão modular*" será utilizado dez horas por dia (uma vez que o dia tem 24 horas sendo cerca de 8 horas de descanso e 6 horas para refeições), 25 dias/mês (descontando-se fins de semana e feriados), devido ao seu extenso leque de aplicações, e considerando ainda o fator de utilização de 50 % teremos uma vida efetiva de,

$$L = 10 \times 25 \times 30 = 3500 \text{ horas,}$$

visando garantir o período de trinta meses, dentro dos quais estará também garantido contra nenhuma interrupção no funcionamento (Confiabilidade especificada).

II.4. Manutenibilidade

Nosso produto deverá prover acesso fácil e visível a componentes elétricos e mecânicos para facilidade de manutenção. Além disso, deverá haver dispositivos indicativos tais como:

- Contagiros; que tem por finalidade evitar que o limite de giro do motor seja ultrapassado em descidas (rampas íngremes), para que através de uma combinação de marchas reduzidos com aplicação de freio, o usuário possa evitar o excesso de giro que pode danificar seriamente o motor.

- Sensor de temperatura; que deve indicar a faixa de temperatura em que o motor está operando, para que se evite o superaquecimento, bem como se proceda uma constante verificação do nível de água do motor.

- Luz indicativa do nível de óleo no painel; para que esta nunca deixe o motor funcionar com óleo abaixo do nível mínimo ou acima do nível máximo (esta luz deverá acender caso se verifique estas condições indesejáveis).

Além dos dispositivos de prevenção à manutenção do veículo, o caminhão será provido de dispositivos de segurança de tal forma que se evite um dano que fatalmente levaria a uma antecipada manutenção fora do período previamente estabelecido pela confiabilidade do produto.

A organização do equipamento, codificado e com suas partes bem identificadas através de placas e selos descritivos ajudam na manutenção correta e preventiva.

As superfícies, tanto exteriores como interiores, devem ser suaves e de pouca complexidade para facilitar limpeza e evitar incrustações que provocam oxidações das partes metálicas.

III. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS CONSTRUTIVAS DIMENSIONAIS

Primeiramente vamos registrar os limites máximos definidos pelo Regulamento do Código Nacional de Trânsito, de maneira a nortear os valores que posteriormente elegeremos como os parâmetros para os nosso projeto:

III. 1. DIMENSÕES:

Artigo 81 - As dimensões autorizadas para veículos, com carga ou sem ela, são as seguintes:

I - largura máxima: 2,60m (dois metros e sessenta centímetros);

II - altura máxima: 4,40m (quatro metros e quarenta centímetros);

III - comprimento total:

a) veículos simples: 13,20m (treze metros e vinte centímetros);

b) veículos articulados: 18,15m (dezoito metros e quinze centímetros);

c) veículos com reboque: 19,80m (dezenove metros e oitenta centímetros).

Parágrafo 1º - São fixados os seguintes limites para o comprimento do balanço traseiro de veículos de transporte de passageiros e de cargas:

I - nos veículos simples de transportes de carga, até 60% (sessenta por cento) da distância entre os dois eixos, não podendo exceder a 3,50m (três metros e cinquenta centímetros);

II - Nos veículos simples de transporte de passageiros:

a) com motor traseiro, até 62% (sessenta e dois por cento) da distância entre eixos;

b) com motor dianteiro, até 71% (setenta e um por cento) da distância entre eixos;

c) com motor central, até 66% (sessenta e seis por cento) da distância entre eixos.

Parágrafo 2º - A distância entre eixos prevista no parágrafo anterior será medida do centro das rodas dos eixos dos extremos.

III. 2. PESO:

Artigo 82 - São fixados os seguintes limites máximos de peso bruto total e peso bruto transmitido por eixo de veículos às superfícies das vias públicas:

I - peso bruto total por unidade ou combinações de veículos: quarenta e cinco toneladas (45t);

II - peso bruto por eixos isolados: dez toneladas (10t);

III - peso bruto por conjunto de dois eixos em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): dezessete toneladas (17t);

IV - peso bruto por conjunto de dois eixos não em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): quinze toneladas (15t);

V - Peso bruto por conjunto de três eixos em tandem, aplicável somente a semi-reboque, quando a distância entre os três planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): vinte e cinco e meia toneladas (25,5t);

VI - peso bruto por conjunto de dois eixos, sendo um dotado de quatro pneumáticos interligados por suspensão especial, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): treze e meia toneladas (13,5t);

Parágrafo 1º - Considerar-se-ão eixos em tandem, dois ou mais eixos que constituam um conjunto integral de suspensão, podendo qualquer um deles ser ou não motriz.

Parágrafo 2º - Quando, em um conjunto de dois eixos, a distância entre os dois planos verticais paralelos que contenham os centros das rodas for superior a dois metros e quarenta centímetros (2,40m), cada eixo será considerado como se fosse isolado.

Parágrafo 3º - Em qualquer par de eixos ou conjunto de três eixos em tandem, com quatro pneumáticos cada, com os respectivos limites legais de dezessete toneladas (17t) e vinte e cinco e meia toneladas (25,5t), a diferença do peso bruto total entre os eixos mais próximos não deverá exceder a um mil e setecentos quilogramas (1.700kg).

Parágrafo 4º - Os veículos ou combinações de veículos com peso bruto total superior ao fixado no item I poderão obter autorização especial para transitar, desde que não ultrapassem os limites de peso por eixo ou conjunto de eixos, ou o seu equivalente em termos de pressão a ser transmitida ao pavimento, e não infringam as condições técnicas das obras de arte rodoviárias, constantes do roteiro a ser percorrido.

Artigo 83 - Os limites máximos de peso bruto por eixo e por conjunto de eixos, estabelecidos no artigo anterior, só prevalecem:

I - se todos os eixos forem dotados de, no mínimo, quatro pneumáticos cada um;

II - se todos os pneumáticos de um mesmo conjunto de eixos forem da mesma rodagem e calçarem rodas do mesmo diâmetro.

Parágrafo 1º - Nos eixos isolados, dotados de dois pneumáticos, o limite máximo de peso bruto por eixo será de seis toneladas (6t).

Parágrafo 2º - A adoção de eixos com dois pneumáticos com banda extra larga somente será admitida após aprovação do Conselho Nacional de Trânsito, ouvidos o Ministério do Desenvolvimento da Indústria e do Comércio e o Ministério dos Transportes, através de seu órgão rodoviário, para o estabelecimento dos limites de peso a serem transmitidos às superfícies das vias públicas.

IV. FORMULAÇÃO DO PROJETO COMO SISTEMA:



A - ENTRADAS ESPECIFICADAS:

- Combustível correto,
- Comandos corretos do operador,
- Óleos lubrificantes adequados,

B - ENTRADAS INDESEJÁVEIS:

- Comandos inadequados do operador,
- Choques físicos ou térmicos,

- Combustível incorreto,
- Óleos lubrificantes não adequados,

C - SAÍDAS DESEJADAS:

- Carga Transportada corretamente,

D - SAÍDAS ACEITÁVEIS:

- Ruído, calor, vibração, resíduos, poluentes, de acordo com a normalização existente.

E - SAÍDAS INDESEJÁVEIS: Não devem existir tais saídas, como por exemplo: vazamentos, quebras freqüentes, etc.

3ª FASE

SÍNTESE DE SOLUÇÕES

SÍNTESE DE SOLUÇÕES

I. INTRODUÇÃO

Após termos formulado o Projeto através de suas especificações técnicas, procederemos à concepção, invenção e síntese de soluções concretas de sistemas que serão o produto final do projeto: um Caminhão Modular que atenda às referidas especificações. Os elementos componentes das soluções serão caracterizados apenas por suas FUNÇÕES, ficando para as fases seguintes a sua definição completa.

Tendo em vista a natureza do produto que nós propusemos projetar, as várias funções serão executadas por componentes, conjuntos e sub-conjuntos em sua maioria disponíveis no mercado nacional de auto-peças. Centraremos nossa atenção sobre a forma com que esses vários elementos serão combinados, de modo a gerar concepções que sejam inovadoras.

Levando em conta os tópicos abordados no Estabelecimento da Necessidade e as especificações resultantes da Formulação do Projeto, procuraremos nos aprofundar um pouco mais na elaboração das opções para as seguintes funções:

a) Tração: A quantidade de eixos motores, e a forma com que eles estarão dispostos para proporcionar uma correta movimentação nas operações de manobra e transporte.

b) Engate: Os dispositivos que permitirão um bom acoplamento entre carreta e cavalo, bem como a forma em que será feito o seu acionamento.

c) Cabine: A geometria e o material adequados para facilitar e otimizar as operações de manobra, transporte e acoplamento.

II. MATRIZ DE SOLUÇÕES

SOLUÇÃO FUNÇÃO/ ITEM	A	B	C	D	E	F
1- MOTOR	CUMMINS 6 BT 8.9	MWM 6.10	MERCEDES OM 366	MWM D 229.6		
2- TRANSMISSÃO	Mecânica	Automática				
3- FRENAGEM	Freio a Disco	Freio Hidráulico	Freio Pneumático	Freio Eletrônico (ABS)	Freio Motor	Freio a Tambor
4- TRAÇÃO	1 Eixo Motor (2x2)	1 Eixo Motor (4x2)	2 Eixos Motores (4x4)			
5- PORTAS	Tradicional com Dobradiças	Corredoras	Abertura para cima	Uma Única Porta		
6- MATERIAL DA CABINE	Chapa de Aço	Chapa de Alumínio	Fibra de Vidro	Fibra de Carbono		
7- GEOMETRIA DA CABINE	Cabine Avançada	Frete Aalongada	Formato Aerodinâmico			
8- ACABAMENTO INTERNO	Corvin	Veludo	Material Plástico			
9- MANUTENÇÃO DA TEMPERATURA INTERNA	Ventilador	Ar Condicionado	Abertura no Teto			
10- ACIONAMENTO DOS VIDROS	Manual	Elétrico				
11- ACIONAMENTO DO ENGATE	Manual Externo	A partir do Painel Danteiro	A partir do Painel Traseiro			
12- ENGATE DA CARRETA	Por Pino	Tipo "Macho e Fêmea"	Automático			
13- INSTRUMENTOS DO PAINEL	Análogos	Digitais	Leds			
14- DIREÇÃO	Mecânica	Hidráulica				

Na tabela da página anterior, as linhas horizontais, identificadas por 1, 2, 3, etc., são as funções que o projeto tem. Nas colunas, identificadas por A, B, C, etc., estão as várias alternativas de componentes, sub-conjuntos e conjuntos que podem exercer as respectivas funções.

Na especificação das funções não entrou-se em um nível de detalhamento muito grande, sendo que foram enfocados os aspectos que consideramos serem os mais importantes. Os vários componentes estarão incluídos nos sub-conjuntos e conjuntos aí arrolados. Por exemplo, a função de Transmissão abrangerá Câmbio, Embreagem e Diferencial; Motor abrangerá Sistemas de alimentação, admissão, escapamento, arrefecimento e lubrificação.

A seguir tem-se o detalhamento das várias alternativas citadas (item III), seguidas por algumas das concepções possíveis (item IV), descritas por combinações do tipo: 1.A + 2.B + 3.A + ..., montadas a partir da matriz.

III. DETALHAMENTO DAS ALTERNATIVAS

Tem-se abaixo as especificações e os esquemas de algumas das alternativas que constam da Matriz de Soluções:

III.1 - MOTOR

A - Motor Cummins 6BT 5.9:

Cilindros: 6

Cilindrada: 5883

Potência máxima: 160.5 cv

Rotação na potência máxima: 2500 rpm

Torque máximo: 543 N.m

Rotação no torque máximo: 1500 rpm

Consumo: 201 g/kWh

Deslocamento: 5.9 l

Configuração do Cabeçote: Cross Flow

Capacidade do Carter de Óleo: 15.2 l
Comprimento: 1006 mm
Largura: 582 mm
Altura: 921 mm
Peso: 356 kg
Volume: 0.54 m³
Intervalo de Troca de Óleo: 15000 km

B - Motor MWM 6.10:
Cilindros: 6
Cilindrada: 6450
Potência máxima: 146 cv
Rotação na potência máxima: 2800 rpm
Torque máximo: 448 N.m
Rotação no torque máximo: 1600 rpm
Deslocamento: 6.45 l
Configuração do Cabeçote: Não Cross Flow
Capacidade do Carter de Óleo: 17 l
Comprimento: 1004 mm
Largura: 596 mm
Altura: 832 mm
Peso: 420 kg
Volume: 0.5 m³
Intervalo de Troca de Óleo: 15000 km

C - Motor Mercedes MBB OM 366:
Cilindros: 6
Cilindrada: 5985
Potência máxima: 136 cv
Rotação na potência máxima: 2800 rpm
Torque máximo: 410 N.m
Rotação no torque máximo: 1400 rpm
Deslocamento: 6 l
Configuração do Cabeçote: Não Cross Flow
Capacidade do Carter de Óleo: 15.5 l
Comprimento: 1015 mm

Largura: 730 mm
Altura: 915 mm
Peso: 425 kg
Volume: 0.68 m³
Intervalo de Troca de Óleo: 10000 km

D - Motor MWM D229.6:

Cilindros: 6
Cilindrada: 5900
Potência máxima: 134 cv
Rotação na potência máxima: 2800 rpm
Torque máximo: 382 N.m
Rotação no torque máximo: 1600 rpm
Deslocamento: 5.9 l
Configuração do Cabeçote: Não Cross Flow
Capacidade do Carter de Óleo: 14 l
Comprimento: 1141 mm
Largura: 530 mm
Altura: 931 mm
Peso: 455 kg
Volume: 0.56 m³
Intervalo de Troca de Óleo: 10000 km

III. TRANSMISSÃO

A - Transmissão Mecânica:

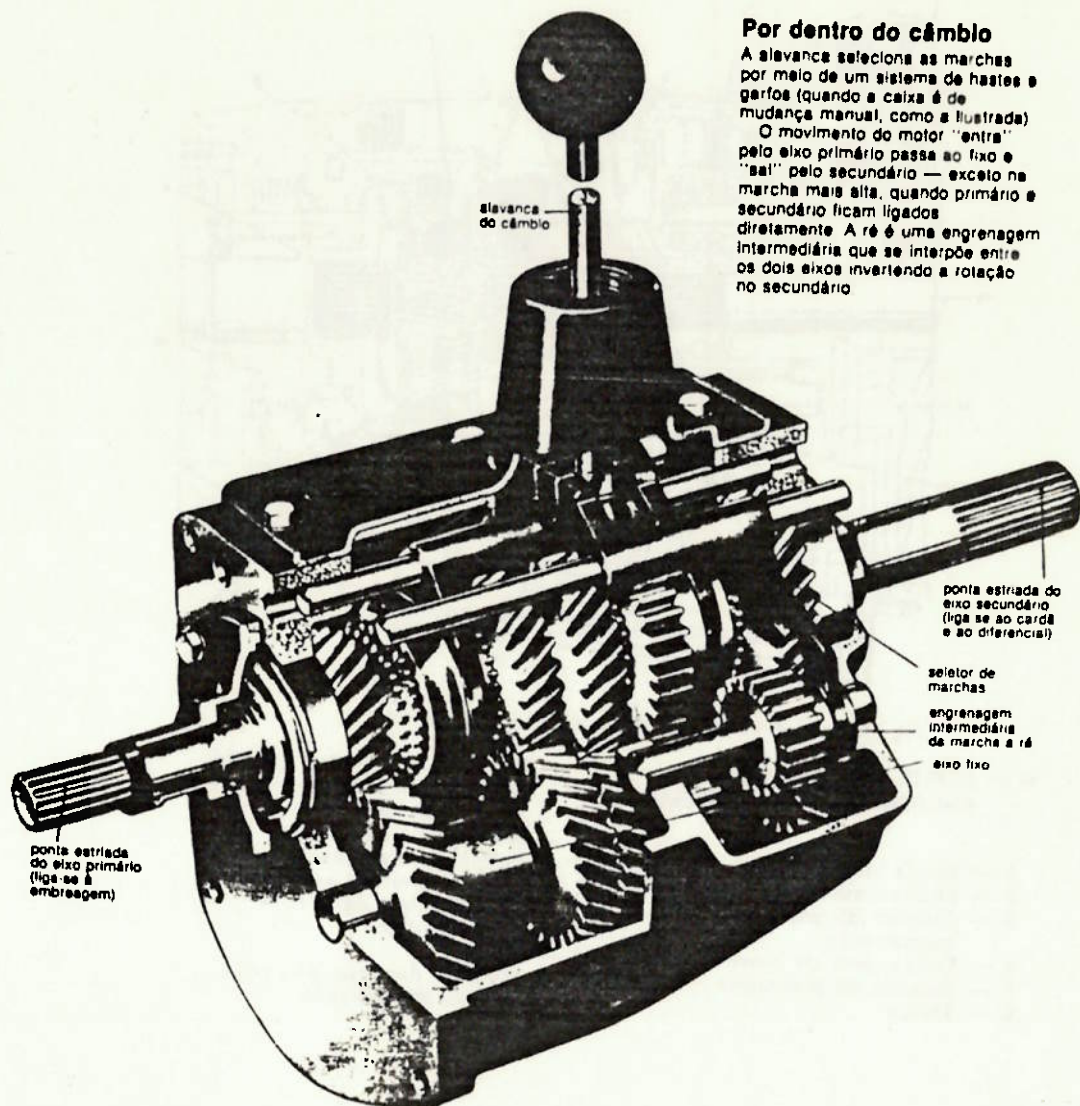


FIG. 70 - Transmissão mecânica

B - Transmissão Automática:

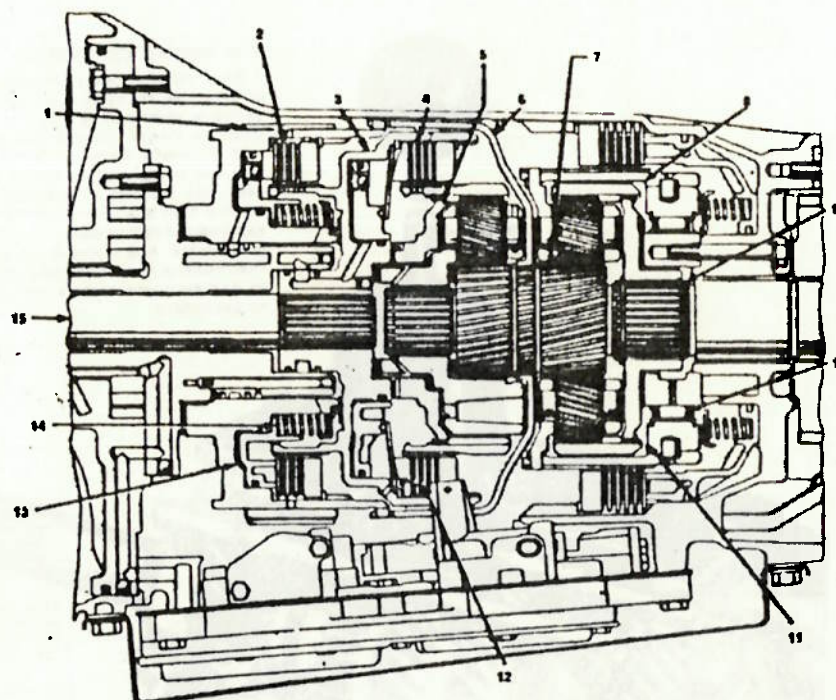


Fig. 121 — Sistema de transmissão hidramática.

A — CORTE MOSTRANDO AS ENGENAGENS DO SISTEMA

- 1 — Banda Intermediária
- 2 — Embreagem da ré e da 3.^a
- 3 — Cilindro da embreagem da transmissão
- 4 — Embreagem de movimento
- 5 — Suporte da planetária
- 6 — Tampa

- 7 — Engrenagem central e embreagem da reduzida e da ré
- 8 — Tambor da reduzida e da ré
- 9 — Arvore de transmissão
- 10 — Embreagem auxiliar
- 11 — Cubo e anel da engrenagem da reduzida e da ré
- 12 — Mola do disco
- 13 — Pistão
- 14 — Mola de desarme do pistão
- 15 — Eixo de transmissão

FIG. 71 - Transmissão automática

III.3 - FRENAGEM

A. Freio a Disco:

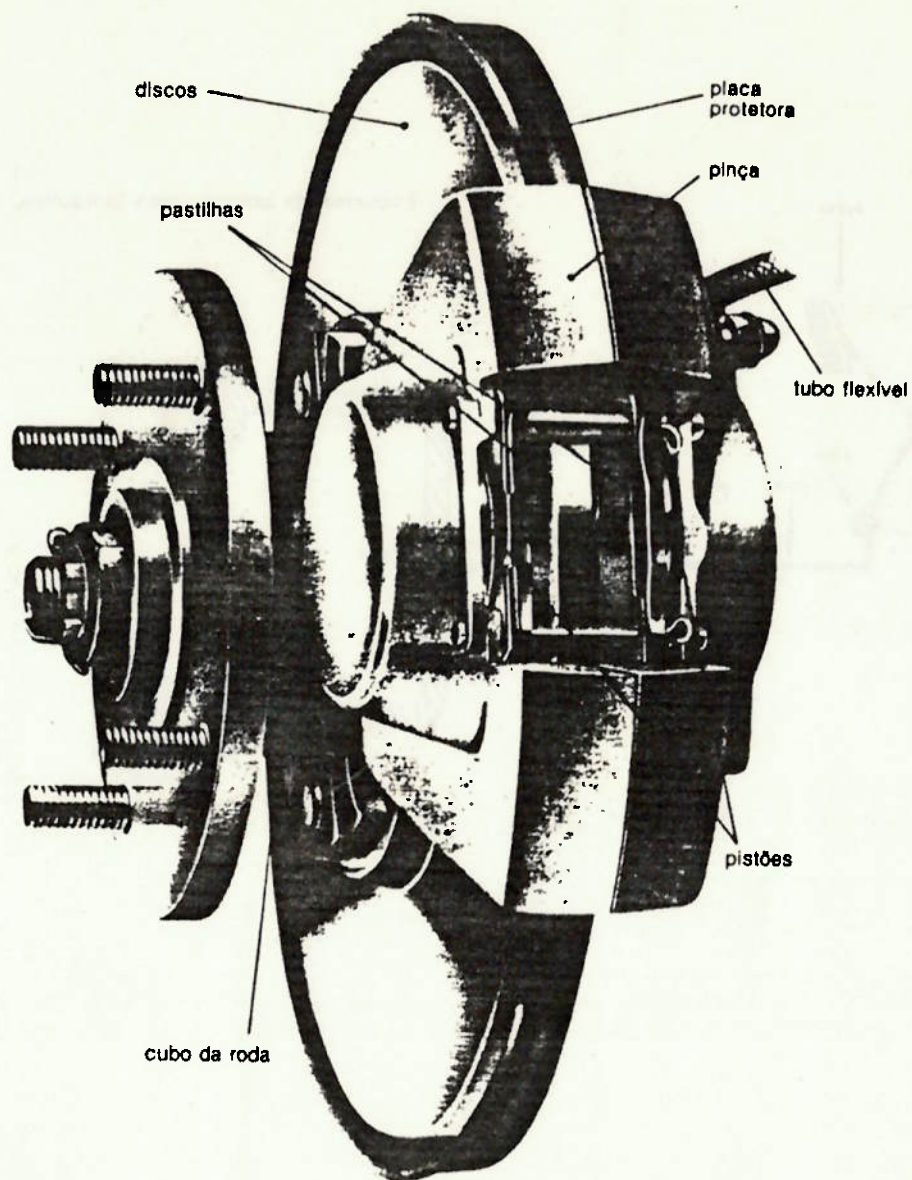


FIG. 72 - Freio a disco.

B - Freio Hidráulico:

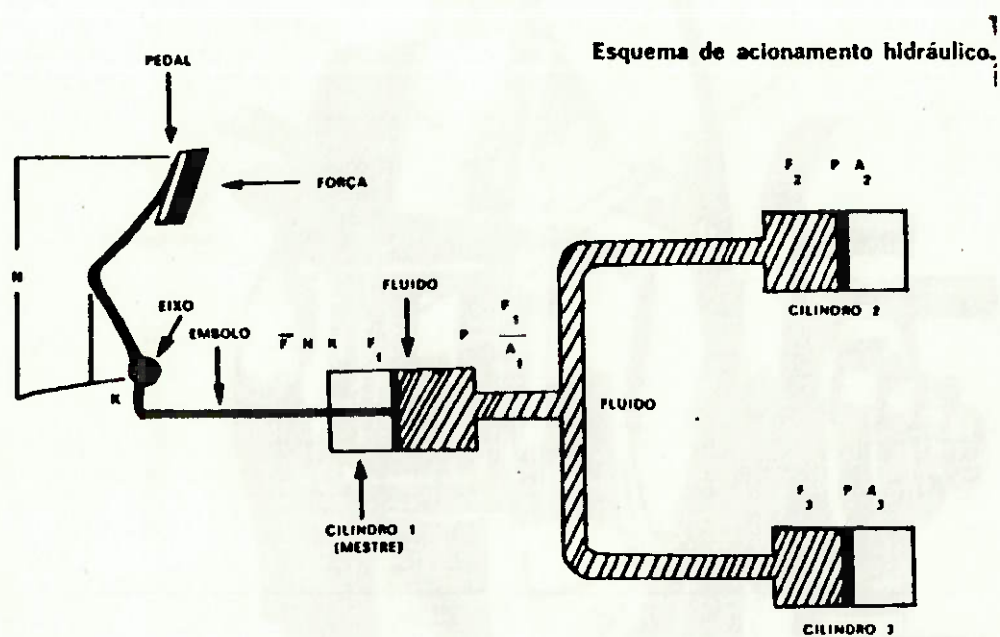


FIG. 73 - Freio hidráulico

F - Freio a Tambor:

Componentes do freio a tambor

Vista em corte de um típico freio a tambor, destacando seus principais elementos internos. Alguns freios a

tambor têm apenas um cilindro (como este), outros têm dois; mas o funcionamento é o mesmo.

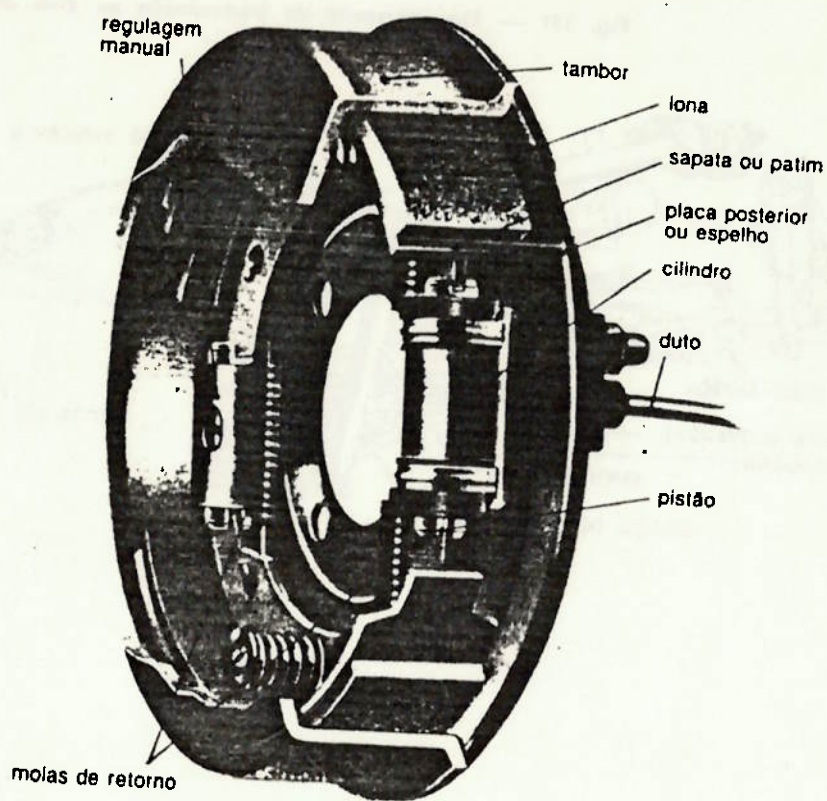


FIG. 74 - Freio a Tambor.

III.4 - TRACÇÃO

A - 1 Eixo Motor (2x2):

Fig. 151 — Tipo corrente de transmissão ao eixo dianteiro

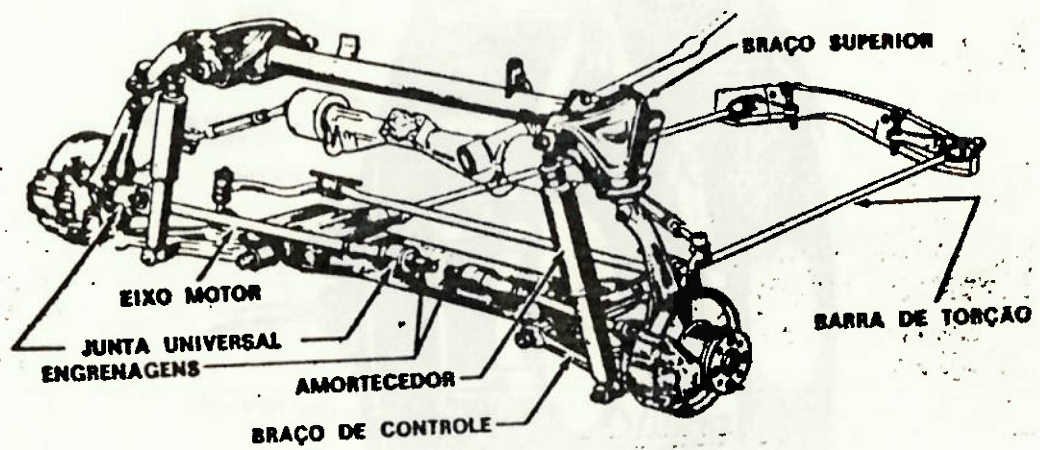
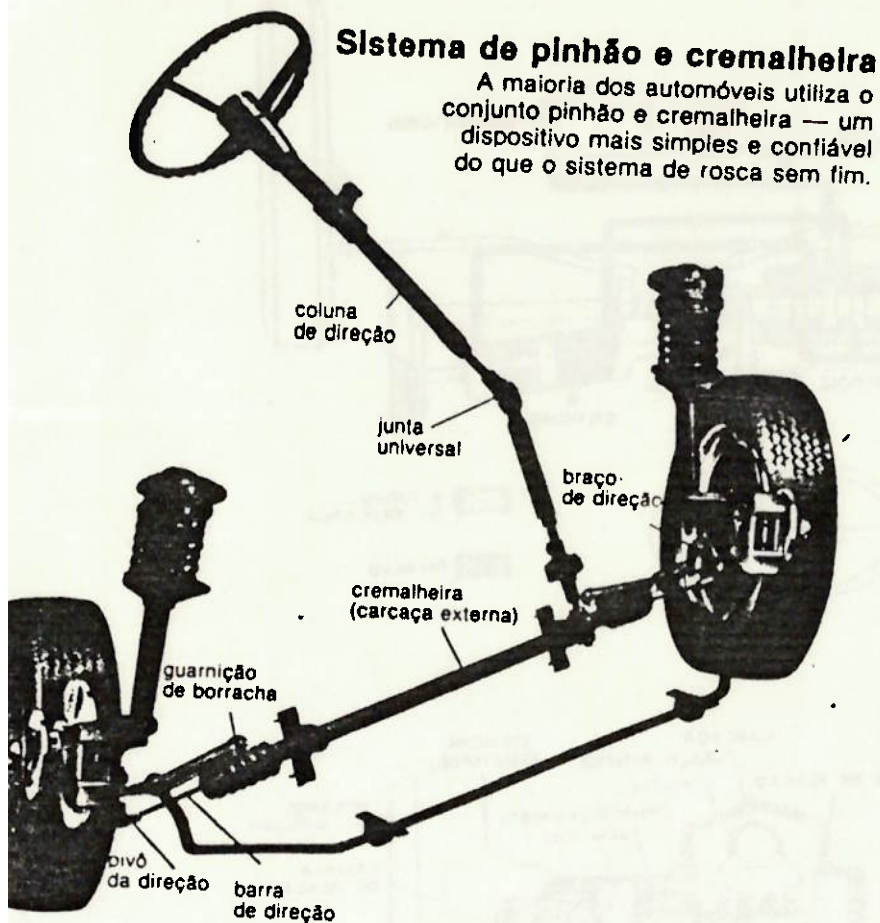


FIG. 75 - Tração eixo motor 2x2.

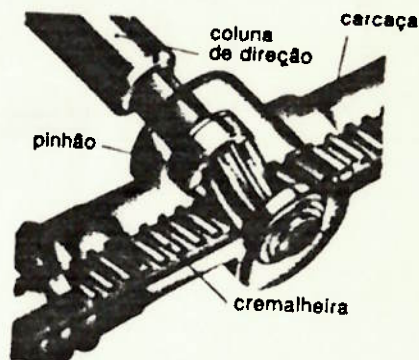
III.5 - DIREÇÃO

A - Mecânica:



Pinhão e cremalheira

Instalado dentro de uma carcaça na base da coluna de direção há um



pequeno pinhão. Seus dentes se engrenam aos da cremalheira — longa barra transversal com as extremidades acopladas às rodas por meio de barras de direção. Ao girar, o pinhão movimenta a cremalheira de um lado para outro: um sistema simples e preciso.

FIG. 76 e 77 - Direção mecânica, pinhão e cremalheira.

B - Hidráulica:

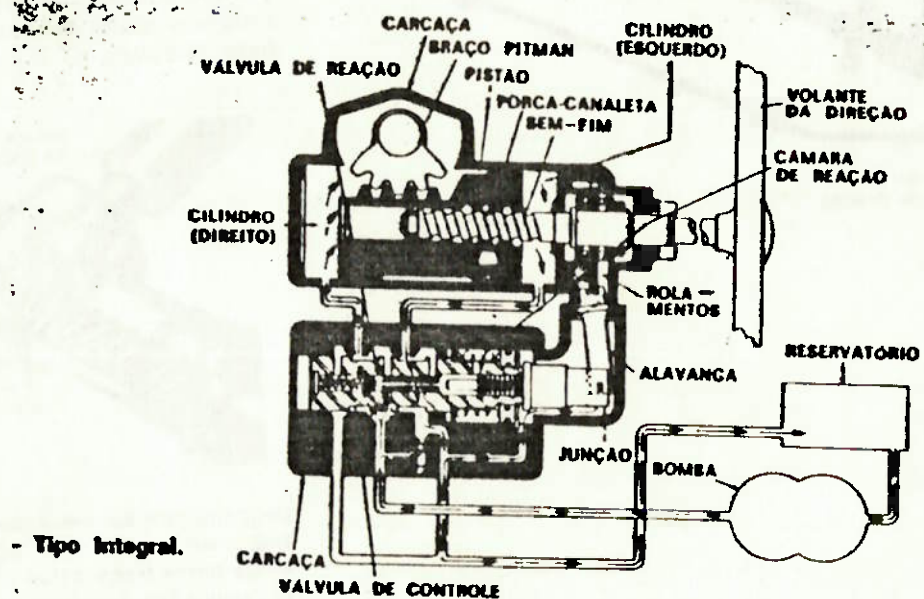
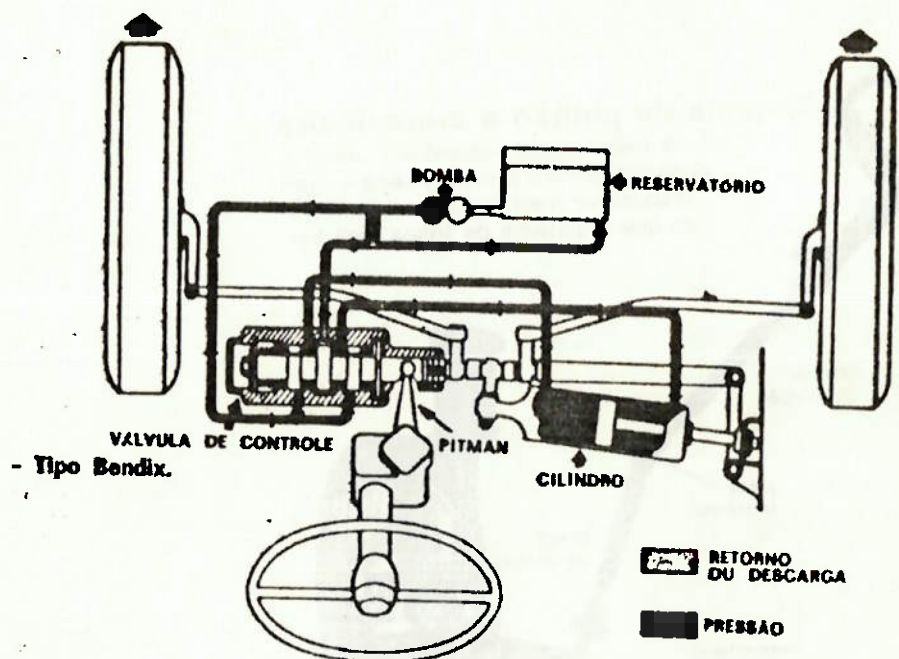


FIG. 78 - Direção hidráulica.

IV - CONCEPÇÕES POSSÍVEIS

A seguir tem-se o detalhamento de algumas das concepções possíveis, tendo em vista que o número total de possibilidades, a partir da matriz de soluções seria extremamente grande.

IV.1 - SOLUÇÃO A:

- 1A: Motor Cummins 6BT 5.9.
- 2A: Transmissão mecânica ZF.
- 3B+3E+3F: Frenagem por freio a tambor, utilizando-se freio motor.
- 4A: Tracionamento feito por um eixo motor (2x2), sendo que neste caso teríamos a utilização de um "trem de pouso" auxiliar, responsável pela sustentação do cavalo quando este estiver desacoplado da carreta. Prever também um sistema de segurança, tal que o trem de pouso só seja recolhido quando a carreta estiver engatada.
- 5A: Fechamento das portas pelo sistema convencional, com articulações (dobradiças) e abertura lateral.
- 6A: Cabine feita em chapa de alumínio ou duralumínio, de modo a tornar o conjunto mais leve, aumentando a relação Potência / Peso.
- 7A+7C: Cabine Avançada com concepção funcional, de formas arredondadas e ampla área envidraçada.
- 8A: O caminhão tem maior emprego em funções de transportes de cargas a curtas distâncias, como em aeroportos e transportes florestal, e portanto não requer um conforto excessivo, sendo por esta razão empregado o revestimento de corvin.
- 9A+9C: Para a refrigeração da cabine, utiliza-se uma abertura com tampa hermética no teto e ventilador, o que permite a manutenção de uma temperatura de trabalho agradável, a um custo bem menor que o ar condicionado.
- 10A: Como as aplicações não prevêm transportes a longas distâncias como uma constante (apesar de poder ser empregado também para este fim), a utilização de vidros elétricos só encareceria desnecessariamente o produto. Optaremos por acionamento manual comum.

- 11C+12B+12C: Engate feito por dispositivo automático, do tipo macho e fêmea. Acionamento do Engate realizado a partir de um painel traseiro: na cabine, projetada com conceitos ergonômicos que garantam a segurança e o conforto do operador, os comandos de acionamento do engate situam-se na parte traseira, para onde a poltrona se volta durante o carregamento e descarregamento, e os movimentos para o engate são acionados através de "joysticks". A visualização se faz através de uma ampla área envidraçada na parte traseira da cabine. Esses recursos permitem que o engate e carregamento sejam feitos em tempo menor que o convencional, elevando a produtividade.

- 13A+13C: Indicação das funções feitas por leds e por mostradores analógicos.

- 14B: Direção Hidráulica.

IV.2 - SOLUÇÃO B

- 1B: Motor MWM 6.10.

- 2B: Transmissão Automática.

- 3B+3E: Freio Hidráulico a tambor, com Freio Motor.

- 4A: Tractionamento com 1 eixo motor (2x2), sendo que o eixo traseiro é móvel, através de um sistema do tipo "Trem de Pouso", semelhante à solução A.

- 5A: Portas Tradicionais com dobradiças.

- 6C: Cabine de Fibra de Vidro, modularizada de modo a facilitar trocas.

- 7C: Formato aerodinâmico e "Futurista".

- 8A: Revestimento de corvin.

- 9A+9B+9C: Arrefecimento da cabine por ventilador, Ar condicionado e abertura no teto.

- 10B: Acionamento elétrico dos vidros.

- 11C: Engate feito por dispositivo automático, do tipo macho e fêmea. Acionamento do Engate realizado a partir de um painel traseiro na cabine, projetada com conceitos ergonômicos que garantam a segurança e o conforto do operador, os comandos de acionamento do engate situam-se na parte traseira, para onde a poltrona se volta durante o carregamento e descarregamento, e os movimentos para o engate são acionados através de "joysticks".

A visualização se faz através de uma ampla área envidraçada na

parte traseira da cabine. Esses recursos permitem que o engate e carregamento sejam feitos em tempo menor que o convencional, elevando a produtividade.

- 12B+12C: Engate Macho e Fêmea automático.
- 13A+13B+13C: Indicadores Analógicos, Digitais e por leds.
- 14B: Direção Hidráulica.

IV.3 - SOLUÇÃO C

- 1B: Motor MWM D229.6.
- 2A: Transmissão Mecânica.
- 3A e 3E: Freio pneumático a disco e freio motor.
- 4A: 1 eixo motor (4x2) convencional.
- 5A: Porta tradicional com dobradiças.
- 6A: Cabine de chapa de aço.
- 7A: Cabine tipo cara chata (cabine avançada).
- 8C: Acabamento interno com revestimento plástico.
- 9A: Arrefecimento da cabine feito por ventilador.
- 10A: Acionamento manual dos vidros.
- 11A: Acionamento do engate manual e externo.
- 12A: Engate da carreta por pino.
- 13A e 13C: Indicadores analógicos e por leds.
- 14A: Direção mecânica.

IV.4 - SOLUÇÃO D

- 1C: Motor Mercedes Benz OM 366.
- 2B: Transmissão Automática.
- 3C+3E: Freio pneumático a tambor + freio motor.
- 4C: Tracionamento por 2 eixos motores (4x4).
- 5B+5D: Uma única porta corrediça.
- 6B+6D: Cabine com partes em alumínio e partes em fibra de carbono.
- 7B: Cabine com formato de frente alongada.
- 8B: Acabamento interno com revestimento de veludo.
- 9A+9B: Arrefecimento da cabine por ventilador e ar condicionado.

- 10B: Acionamento elétrico dos vidros.
- 11B: Acionamento do engate a partir do painel dianteiro.
- 12B+12C: Engate da carreta automático por sistema macho/fêmea.
- 13B+13C: Indicadores digitais e leds no painel.
- 14A: Direção Hidráulica.

4ª FASE

EXEQÜIBILIDADE FÍSICA

EXEQUIBILIDADE FÍSICA

I. INTRODUÇÃO

Nesta etapa é importante que seja feita uma análise detalhada, para garantir que as soluções concebidas no item anterior funcionem corretamente. No mínimo é necessário que as concepções não contrariem os princípios e leis das ciências naturais. Também é importante que as dimensões dos componentes possam ser contidas no conjunto.

Tendo em vista o fato de que a maioria dos componentes, sub-conjuntos e conjuntos deverão ser comprados prontos no mercado de auto-peças, sendo portanto considerados como módulos, cuja exequibilidade já está previamente assegurada, a análise a ser feita deve ser concentrada na forma como esses componentes serão combinados entre si. Uma análise mais completa deverá ser realizada sobre os componentes que efetivamente serão projetados, no caso os responsáveis pela realização das funções de Tração, Cabine e Engate.

II. SOLUÇÃO A:

Esta solução foi concebida de modo que haja uma combinação harmoniosa entre os diversos componentes, conjuntos e sub-conjuntos que deverão ser comprados prontos. Deverá ser realizada uma Inspeção e Controle de Qualidade para garantir que os sub-conjuntos atendam às especificações, e que as interfaces sejam asseguradas:

- Tração / Frenagem;
- Cabine / Portas;
- Cabine / Motor;
- Cabine / Transmissão;
- Cabine / Frenagem;
- Cabine / Tração;
- Cabine / Acionamento dos vidros;
- Cabine / Manutenção da Temperatura Interna;
- Direção / Tração;
- Direção / Cabine;
- Engate / Acionamento;

- Etc.

Para a função de Tração deve ser feito um estudo mais detalhado, para garantir a estabilidade do conjunto, seja nas operações de manobra ou de transporte.

Considere-se o seguinte esquema:

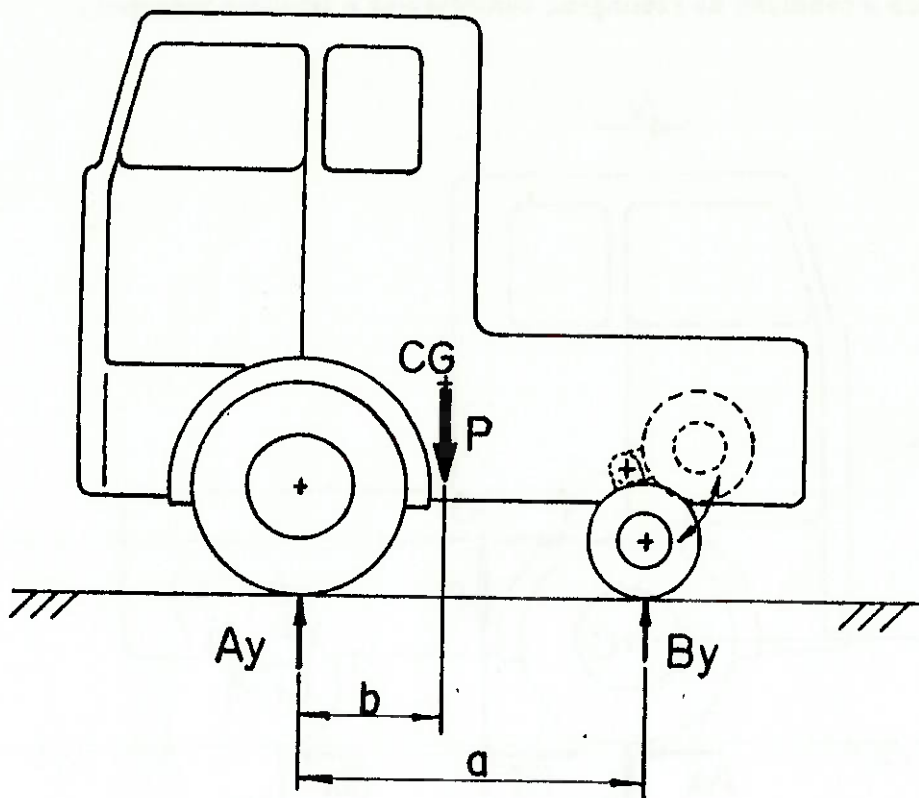


FIG. 79 - Estudo da estabilidade do conjunto.

O eixo "A" é fixo, nos moldes convencionais. Como o eixo "B" é móvel, sendo recolhido quando o caminhão está engatado à carreta, deve ser previsto um sistema de Segurança, tal que se impeça o recolhimento do eixo "B" quando o caminhão estiver em operações de manobra e desengatado da carreta.

Para a condição "Estacionado", pode-se escrever:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow A_y + B_y = P \quad (1)$$

$$\Sigma M_a = 0 \Rightarrow P.b - B_y.a = 0 \quad (2)$$

Sendo P , B_y e $a > 0$, deve-se garantir que $b > 0$, de modo que o Centro de Gravidade caia em posição favorável entre os eixos "A" e "B", proporcionando a estabilidade do conjunto, e portanto a sua Exeqüibilidade Física.

Para a condição de Frenagem, considere-se o seguinte esquema :

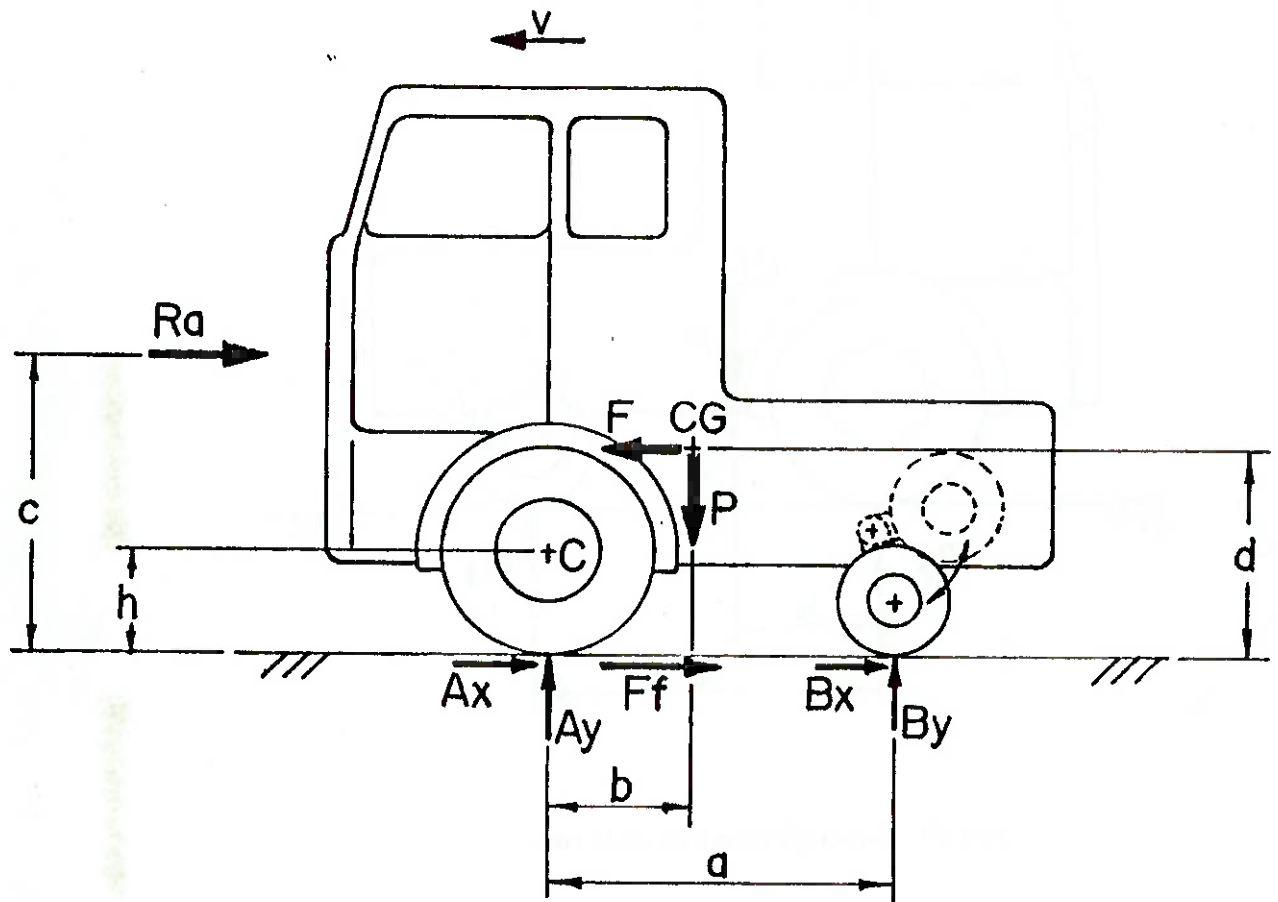


FIG. 80 - Estudo da estabilidade para a condição de frenagem.

Frenagem \Rightarrow Resultante $R = Ff + Ax + Bx + Ra$, $F=0$

Fazendo: $\Sigma M_c = 0$, tem-se:

$$Ra.(c - h) + P.b - (Ff + Ax + Bx).h = 0$$

Sejam:

$$M = Ra.(c - h) + P.b \quad \text{e} \quad N = (Ff + Ax + Bx).h$$

$$\Rightarrow M - N = 0$$

Se $N > M$, o Momento em relação a C é < 0 , e o caminhão tenderia a girar no sentido anti-horário, conforme a disposição do esquema acima. Portanto tal condição deve ser evitada.

Se $M > N$, o Momento em relação a C é > 0 , e o caminhão tenderia a girar no sentido horário. Mas essa é uma condição preferível à anterior, pois teria o efeito de forçar o conjunto contra o solo.

Quanto ao engate automático por um sistema do tipo "macho-fêmea", a sua execução será facilitada com a previsão de um painel traseiro com comandos para o acionamento do engate, um banco giratório (que pode ser travado em duas posições de trabalho: "Normal" e "Engate"), além de um vidro traseiro relativamente grande para melhorar a visibilidade.

III - SOLUÇÃO B

A utilização de fibra de vidro com material da cabine implica a confecção de um molde com o formato da mesma. Apesar de ser uma operação artesanal, esse trabalho de modelagem é plenamente exeqüível.

Como o tracionamento e engate são idênticos aos da solução A, valem as mesmas observações aí feitas.

IV - SOLUÇÃO C

Trata-se de uma solução nos moldes convencionais, sem grandes inovações, implicando portanto em sua exeqüibilidade física.

V - SOLUÇÃO D

A opção por uma única porta corredeira tem um aspecto de economia e funcionalidade, tendo em vista a aplicação a que se destina nosso produto, sendo portanto exequível.

A combinação de alumínio e fibra de carbono na cabine objetiva aumentar a relação POTÊNCIA / PESO, implicando em processos de conformação (alumínio) e modelagem (Fibra de Carbono), sendo fisicamente exequível.

5ª FASE

VALOR ECONÔMICO

VALOR ECONÔMICO

I. INTRODUÇÃO

O mundo econômico atual encontra-se num profundo clima de competição, onde para sobreviver todas as empresas precisam de fatores outros além dos seus bons produtos. Devido a existência de uma enorme gama de produtos substitutos, faz-se necessário que as companhias se destaquem também pela sua confiabilidade, flexibilidade, cumprimento dos prazos estabelecidos, durabilidade dos produtos, bom atendimento e satisfação do cliente e uma completa estrutura pós-venda, que configuram-se entre os mais importantes e principais fatores ganhadores de pedidos.

É em meio a este ambiente complexo que o nosso produto (caminhão modular) será inserido, devendo portanto permitir uma produção que seja compensadora economicamente para o fabricante e distribuidor para que esta compensação possa ser repassada ao cliente final, destacando nosso produto dos demais .

Para que o caminhão modular consiga se inserir com destaque no mercado atual, ele deverá despertar o interesse no consumidor final através dos mais variados fatores, desde os racionais e conscientes até os mais emocionais e subjetivos possíveis.

A aceitabilidade do produto pode ser medida através do " voto do consumidor final " que consiste no seu interesse e disposição de adquirir novamente o produto. Para se atingir tal ponto é necessário que haja um elevado valor econômico atribuído ao mesmo, que consiste basicamente numa alta relação entre o valor atribuído (não se esquecendo que aqui são considerados os variados e imprevisíveis fatores) e o valor pago.

II. CUSTOS A QUE ESTÁ SUBMETIDO O NOSSO CONSUMIDOR FINAL

O consumidor final para o nosso caminhão modular será basicamente o proprietário de companhias de entrega, prestadoras de serviços de carga e descarga, entre outros, os quais têm como despesas os seguintes custos :

CUSTOS FIXOS : provenientes dos custos com motoristas e encargos sociais. Estes custos são da ordem de 1.239 UPT/ mês. (1 UTP, Unidade Padrão de Transporte, é um índice econômico equivalente ao dólar).

CUSTOS DE INVESTIMENTOS : que envolvem parâmetros tais como o preço de compra dos veículos, o valor de revenda (58%) , a taxa de atratividade do negócio (+/- 1% ao mês) , a vida útil econômica e o fator de recuperação do capital investido. Estes custos são da ordem de 2500 UPT/ mês.

Devem também ser considerados como custos de investimentos as despesas com Licenciamento e Seguro Obrigatório do veículo, que são da ordem de 4,20 UPT/ mês. Considera-se também o Seguro do Casco, responsável por 900 UPT/ mês. Em síntese, os Custos de Investimento são da ordem de 4700 UPT/ mês.

CUSTOS VARIÁVEIS :

Incluídos nos custos variáveis podemos destacar :

combustíveis

consumo relativo e preço 0,16 UPT/ km

lubrificação e lavagem 0,025 UPT/ km

peças de reposição

preço de aquisição + fatores corretivos devido estradas, carga, nível de manutenção + número de pneus multiplicado pelo seu custo unitário ... 0,10 UPT/ km

mão-de-obra de oficina 0,027 UPT/ km

pneus, câmaras, consertos e reformas

Parâmetros considerados nesta análise foram:

- n. de pneus, - durabilidade média, - custo médio do pneu,

- custo do maior conserto, - custo médio de reforma, - tipo de pneu,

considerando-se para este último coeficientes de perdas irre recuperáveis

e de condições de operação. 0,24 UPT/ km

Em síntese os Custos Variáveis são da ordem de 0,56 UPT/ km.

CUSTOS ADMINISTRATIVOS 1450 UPT/ mês.

CUSTO POR QUILOMETRO 1,0 UPT/ km.

CUSTO POR TONELADA 12,5 UPT/ t .

Portanto como podemos notar, os custos de investimentos feitos no ato da aquisição são os mais consideráveis, devendo o nosso produto fazer com que eles se atenuem ao máximo, ou pelo menos se acrescente valor ao produto por um preço quase similar.

III. QUANTO COMPENSADO O COMPRADOR / USUÁRIO FICA. ANÁLISE COMPARATIVA DE CUSTOS E RECEITAS

Para que se comprove a o sucesso e a aceitação econômica de nosso produto é de fundamental importância que este traga como frutos aos seus consumidores o lucro. O lucro é a meta de todo empresário / cliente, sendo que o lucro basicamente é calculado pela diferença entre o somatório das receitas e o somatório dos custos, sendo que esta diferença deve ser obviamente positiva.

No item anterior mencionamos todos os custos a que estão submetidos os clientes potenciais para o nosso produto. Chegou-se a um valor de 1239 UPT / mês para os custos fixos, chegando-se a um valor de 0,56 UPT / Km para os custos variáveis. Considerando-se que cada veículo é rodado, em média 3000 Km / mês (o que equivale a 150 Km, em média, por dia útil de trabalho), temos um total estimado para os custos variáveis de 1680 UPT / mês. Por fim devemos considerar os custos administrativos, que foram considerados isoladamente, perfazendo um total de 1450 UPT / mês.

Portanto os custos totais de um consumidor (no caso um proprietário de uma transportadora), são da ordem de 4400 UPT / mês.

Os valores das receitas devem ser superiores ao valor do custo total, de forma que a compra de nosso produto resulte numa atividade lucrativa (e portanto compensadora) para o nosso cliente.

Com base no item anterior, vimos que o custo / tonelada transportada é da ordem de 12,5 UPT. Se considerarmos um margem de lucro de 100% sobre o custo da tonelada transportada, e que são transportadas cerca de 10 t / dia, totalizando 200 t / mês, obteremos uma receita da ordem de 5000 UPT / mês.

Com base nos valores acima estimados, concluímos que o somatório das receitas (5000 UPT / mês) é superior ao somatório dos custos (4400 UPT / mês), e que portanto o retorno de nosso produto é compensador para o cliente final.

IV. ANÁLISE COMPARATIVA DE RECEITAS E CUSTOS PARA O FABRICANTE / MONTADOR DURANTE O CICLO DE VIDA DO PRODUTO

Este tipo de análise é um tanto complexa de ser feita , devido a dificuldade de se obter as informações necessárias para realizá-la. Para se obter precisão neste tipo de análise seria preciso ter acesso aos valores reais dos custos normalmente gastos pelos fabricantes , durante todo o ciclo de fabricação, valores estes que normalmente não são divulgados, sendo mantidos em sigilo.

Com base nas afirmações do parágrafo anterior, o que faremos neste item é uma estimativa dos custos dos fabricantes, bem como de suas receitas, de tal forma que ao final possamos ter uma idéia, mesmo que aproximada, de tal análise. Para tanto utilizaremos uma unidade de custo do fabricante (UCF) fictícia, para facilidade das estimativas.

Os custos que os fabricantes possuem são devidos basicamente aos seguintes fatores:

- custos fixos : instalações da fábrica, mão de obra fabril, parte administrativa, etc.

Estes custos obviamente variam de acordo com o porte da companhia, e portanto com o número de funcionários. Para efeitos de estimativa consideremos uma firma de porte médio de 1400 funcionários. Se cada um receber um salário médio de 1300 dólares / mês, teremos um custo de funcionários da ordem de 1,8 M dólares mensais. Se por outro lado considerarmos que 50 % deste valor, ou seja 0,8 M dólares são dispendidos com gastos de impostos, aluguel, etc, teremos um custo fixo estimado em 2,6 M dólares.

- custos variáveis : estes custos aumentam com o aumento da produção.

Portanto consideraremos que os acréscimos dos custos variáveis serão absorvidos pelo aumento da produção, e portanto, pelo aumento das unidades vendidas.

Nos preocuparemos então em comparar os custos fixos com as receitas obtidas para uma produção normal, ou seja, admitiremos que o lucro obtido pelo aumento da produção será superior ao aumento dos custos variáveis, para simplicidade da estimativa.

Por outro lado, os fabricantes e montadores recuperam (ou pelo menos lutam para isso) tais custos através da venda de seus produtos. Se estimarmos que esta

mesma montadora seja apta a produzir 20 unidades por dia (como limite mínimo de produção) , o que totaliza um número mínimo de 400 unidades ao final de um mês. Se estipularmos que cada unidade seja comercializada a um valor aproximado de 70 K dólares, chegaremos a um valor mínimo de receita de 2,8 M dólares mensais.

Portanto comparando-se os valores estimados de receita e custos aos quais os fabricantes estão sujeitos, notamos que mesmo com um volume de produção inferior à capacidade máxima, as receitas acumuladas são superiores aos seus custos.

NOTA : Os valores acima foram estimados devido a dificuldade de se obter valores reais precisos. No caso real, deveríamos apresentar nossa proposta aos fabricantes e montadoras, os quais após ter aceito e comprado a nossa idéia, passariam a trabalhar em conjunto, fornecendo tais dados com a máxima precisão possível e auxiliando na previsão de demandas futuras, bem como no cálculo do valor final do próprio veículo, para que uma análise precisa fosse elaborada, uma vez que se o projeto não passar por esta fase, não fará sentido dar continuidade ao mesmo .

V. DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE VALOR

Os fatores de valor podem ser classificados em três grupos básicos que são:

FATORES ESTÉTICOS : são aqueles referentes à relação emocional da pessoa com o produto. O contorno, forma , cor, textura, gosto, cheiro, podem adicionar alguma atração ao produto, permitindo que se aumente o preço pelo qual este é vendido com sucesso.

FATORES ERGONÔMICOS : são aqueles que tratam das relações não emocionais entre o homem e o produto. Incluem-se nestes fatores a forma , textura, dimensões, e todas as interfaces homem-produto, em relação às partes anatômicas.

FATORES TÉCNICOS : são aqueles relacionados aos fatores de desempenho que o consumidor valoriza, tais como velocidade, carga útil do veículo, precisão dos medidores e indicadores, etc.

Baseado nos fatores acima descritos, faremos uma pré-análise apenas qualitativa, atribuindo-se coeficientes de importância numa escala de 1 a 5.

GRUPOS BÁSICOS	FATORES DE VALOR	COEFICIENTE DE PESO
ESTÉTICO	APARÊNCIA GERAL	3,5
	FORMA DA CABINE	3,5
ERGONOMÉTRICO	POSIÇÃO DOS COMANDOS DE ACIONAMENTO DO ENGATE	4
	TIPOS DE ABERTURA DE PORTA	1,5
	REVESTIMENTO / ACABAMENTO INTERNO	2,0
	SISTEMA DE VENTILAÇÃO	3
TÉCNICO	INDICADORES DO PAINEL	3
	FORMA DE EXECUÇÃO DO ENGATE	5
	SISTEMA TRACIONADOR (N. DE EIXOS)	4,5
	DESEMPENHO DO MOTOR	4
	ECONOMIA NO CONSUMO	4,5
	ATENDIMENTO ÀS NORMAS AMBIENTAIS	3,5
	CAPACIDADE DE PERMITIR MANOBRAS EM ESPAÇO REDUZIDO	4,5
	MAIOR VOLUME DE CARGA TRANSPORTADA	4
	PESO TOTAL	4,5

FIG. 81 Coeficientes de importância no valor econômico.

Uma vez estabelecido os fatores qualitativos de valor, aplicaremos estes às soluções selecionadas na Síntese de Soluções, a fim de fazermos uma triagem inicial pelo VALOR, uma vez que seus custos de fabricação não apresentarão acentuadas diferenças. Temos então a seguinte matriz :

SOLUÇÕES FATORES	A	B	C	D
APARÊNCIA (PESO 3.5)	9	8.5	7.5	7
FORMA (3.5)	8.5	8.5	7	6.5
POSIÇÃO DOS COMANDOS (4)	9	9	7.5	6
PORTAS (1.5)	8	8	8	7
ACABAMENTO INTERNO (2.5)	7	7	6	8
VENTILAÇÃO (3)	8.5	9	8	8.5
PAINEL (3)	8	9	8	8.5
ENGATE (5)	9.5	9.5	5	8
TRAÇÃO (4.5)	8.5	8.5	7	7.5
DESEMPENHO (4)	8	7	7	7.5
ECONOMIA (4.5)	8.5	7.5	7.5	7
NORMAS AMBIENTAIS (3.5)	8	7.5	7.5	7
MANOBRABILIDADE (4.5)	9	9	6	5
VOLUME DE CARGA (4)	8.5	8	8	8.5
PESO TOTAL (4.5)	8.5	9	6	9
SOMA DE PONTOS x PESO	473	465.7	386.2	409.5
MÉDIA	8.52	8.39	6.69	7.38

FIG. 82 - Matriz dos fatores de valor econômico.

Convém salientar que nesta triagem inicial não se levou em conta os fatores quantitativos, como por exemplo as diferenças percentuais de consumo de cada motor, o tempo do engate para cada sistema estabelecido (medido em minutos), entre outros.

O que almejamos nesta fase é diferenciar as possíveis soluções encontradas com base em seu valor econômico, uma vez que se analisarmos friamente cada uma delas com relação a valores monetários, não encontraremos substanciais diferenças.

Portanto, com base na última matriz, verificamos que as soluções A e B deverão ser analisadas com mais detalhes na fase do Projeto Básico.

6ª FASE
VIABILIDADE FINANCEIRA

VIABILIDADE FINANCEIRA

I. INVESTIMENTOS DO FABRICANTE :

Para que um dado fabricante possa lançar um produto de concepção inovadora no mercado, será necessário que este realize altos investimentos, precisando remunerar satisfatoriamente os recursos humanos empregados na sua geração e desenvolvimento, além de bancar os investimentos em ferramentas e matérias primas necessárias à construção de protótipos, sendo que estes últimos devem, por sua vez, ser submetidos a uma série de testes e verificações.

Uma vez desenvolvido e concebido o projeto na prancheta, este deverá tomar forma física, sendo que para isto a empresa fabricante terá que se dispor da mais alta das parcelas de investimento, a qual é necessária para a aquisição de maquinário, novas instalações na fábrica, métodos de transportes inovadores, o possível desenvolvimento de novos fornecedores, devido à necessidade de novos insumos, além de novos processos, sendo todos estes itens necessários para a Fabricação do Produto.

Um fator decisivo na tomada de decisão por parte do fabricante é o fato de se terem todos estes investimentos amortizados ao longo do tempo, onde este tempo deve ser menor que a vida do novo produto.

Portanto, é nesta etapa que devemos fazer o levantamento das possíveis fontes de recursos do " fabricante-candidato ", para que a partir de seus fundos disponíveis possa se concluir se este está apto a atender a quantidade mínima estabelecida.

II. CUSTOS DE FABRICAÇÃO :

Os custos de fabricação são constituídos por duas componentes básicas, a saber :

CUSTOS FIXOS : são os custos necessários para a manutenção da fábrica, e que não variam com o aumento da produção, permanecendo fixo. Os custos fixos são um indicador da *capacidade instalada* .

CUSTOS VARIÁVEIS : são aqueles custos necessários para a aquisição de insumos, ou seja, para a aquisição de matéria prima, operários, energia, materiais intermediários, entre outros, os quais fazem com que o aumento destes custos aumentem com o aumento da produção.

Na verdade, a variação dos Custos Totais (Custos Fixos + Custos Variáveis) não são lineares com o aumento da produção. O seu comportamento real é descrito por uma curva semelhante a abaixo representada.

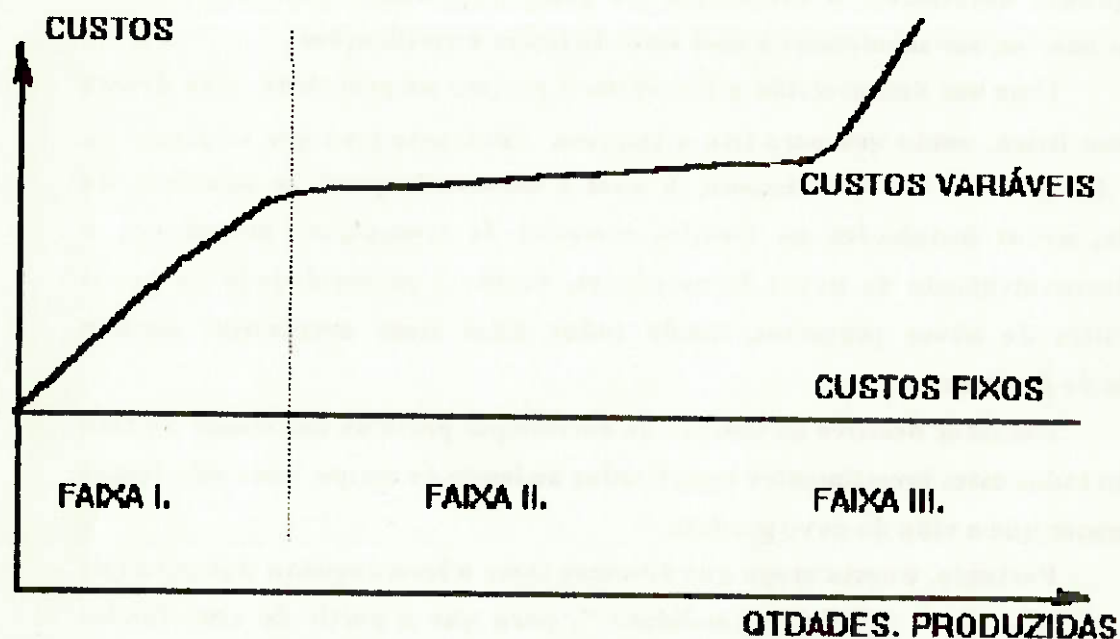


FIG. 83 - Curva de custos por quantidade produzida.

Observando a curva que representa o comportamento dos Custos em função das Quantidades produzidas, notamos que ao combinarmos inicialmente pequenas doses de recursos variáveis com os recursos fixos disponíveis, estes não conseguirão inicialmente aproveitar com eficiência toda a potencialidade da empresa, devido a necessidade de se estabelecer novos processos, além de não se possuir pleno controle sob o maquinário novo adquirido, fazendo com que tenhamos as primeiras unidades geralmente a um custo um pouco mais elevado, como podemos notar na faixa I. do gráfico.

À medida que a escala de produção for aumentando, as proporções de combinação dos recursos fixos e variáveis possibilitarão melhores rendimentos

gerais, reduzindo-se, então, as taxas de expansão desses custos, em proporção às unidades produzidas. É justamente este fenômeno que se verifica na faixa II. do gráfico, conhecido como Produção em Escala, que consiste basicamente no aumento do volume produzido, com maiores jornadas, eliminando-se ociosidades, além de se ter pleno controle do processo e do maquinário adquirido.

É justamente esta faixa de produção que deverá ser definida pelo fornecedor, para que, em conjunto com os estudos da análise de valor feito, possa se estabelecer a quantidade ideal a ser produzida.

Haverá um momento a partir do qual os recursos fixos existentes não suportarão mais, com igual eficiência, aos aumentos das quantidades produzidas, passando a haver um processamento dos custos variáveis proporcionalmente mais altos, como podemos notar na faixa III. do gráfico.

III. DETERMINAÇÃO DA QUANTIDADE MÍNIMA A SER PRODUZIDA E DO INVESTIMENTO NECESSÁRIO :

No caso do nosso produto, o caminhão modular, em se tratando de um projeto novo com concepção totalmente inovadora precisaríamos contatar todos os atuais fabricantes de caminhões para que fosse feito um levantamento de seus custos fixos e variáveis atuais. Com a posse desses dados, deveríamos fazer um estudo junto ao " fornecedor-candidato " das previsões de lucros que o nosso produto proporcionaria.

A partir deste ponto, sabendo-se que os caminhões que atendem à mesma fatia de mercado que o nosso produto (caminhões leves e médios) são responsáveis por cerca de 55% do mercado total, determinaríamos o número de unidades mensais compradas pelos clientes finais para que, confrontando estas informações referentes a previsões de lucro com a curva dos custos totais fornecida pelo " fabricante-candidato " pudéssemos encontrar o ponto referente à quantidade mínima a ser produzida, a fim de maximizar o lucro pela Produção em Escala. Traçaríamos as seguintes curvas abaixo descritas:

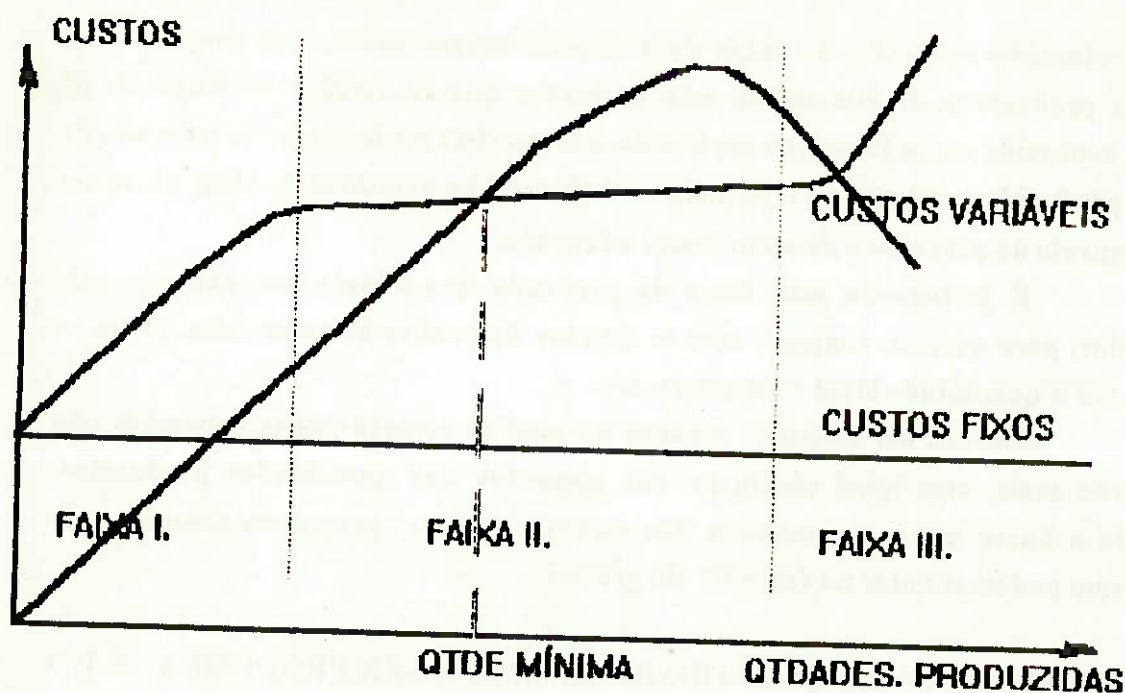


FIG. 84 - Curva da quantidade mínima para ser viável economicamente.

Uma vez estabelecida a quantidade mínima a ser produzida para a viabilidade econômica de sua produção, devemos analisar em conjunto com o proprietário da " empresa-candidata " qual é o investimento que será necessário para se atender de forma satisfatória e segura ao volume mínimo estabelecido. Previstos tais investimentos (de projeto e fabricação), resta ainda conflitar esses valores com o capital total da " empresa- candidata " para que se tenha plena certeza de que esta empresa é realmente apta a atender os critérios de viabilidade e produtividade.

IV. VIABILIDADE FINANCEIRA

A fabricação do caminhão deve ser compensador e financeiramente viável ao fabricante, a fim de que este se interesse na produção do novo produto. Para ser financeiramente viável, alguns cálculos de engenharia econômica deverão ser feitos para o fabricante ter um retorno financeiro mais oportuno. Uma dessas medidas comparativas é a taxa de retorno intrínseca, assim como outras que deveremos comparar.

IV.1 Taxa de Retorno Intrínseca

É sempre necessário fornecer ao problema da análise, como dado exógeno, a taxa de oportunidade mínima aceitável. Se não soubermos identificar, a priori, uma taxa mínima aceitável, podemos tentar resolver o problema inverso e calcular a taxa tal que a proposta seria aceitável. Se tivermos uma proposta pela qual um investimento inicial I rende quantias A_1 no fim do primeiro período e A_2 no fim do segundo período, se $I = \frac{A_1}{(1+i)} + \frac{A_2}{(1+i)^2}$, então a proposta é apenas aceitável.

Dados I , A_1 e A_2 , onde $(A_1+A_2) > i$, podemos obter o valor de i para que tal condição exista. Para o caso da configuração acima, resulta uma só raiz dupla, e obtemos o valor desejado i^* , que é a taxa de retorno intrínseca da proposta (TRI) ou taxa de retorno interna.

Se o valor encontrado para a TRI for maior do que aquele que normalmente considerariamos o mínimo aceitável, isto quer dizer que o valor atual de fabricação do caminhão resulta positivo, e devemos aceitar a proposta de fazê-lo. Caso contrário, rejeita-se a proposta de fabricação.

Se o custo de oportunidade i for maior que o valor i^* , então prefiro outra proposta que requer um investimento inicial menor.

O método da Taxa de Retorno Intrínseca tem o aspecto extremamente agradável de não exigir, a priori, o estabelecimento de uma taxa de juros mínima aceitável, para, então, calcular o valor atual ou equivalente uniforme anual de cada alternativa. Podemos calcular a TRI das diversas alternativas apresentadas ao investidor, ordená-las em ordem decrescente de valor e ir empreendendo da maior para a menor até acabar o capital disponível para investir. Se soubermos qual o custo de oportunidade do capital, para o investimento em estudo, podemos decidir que sempre que a TRI resultar maior que o custo de oportunidade convém empreender o investimento.

O método da TRI, para classificar alternativas para investimentos segundo sua rentabilidade, se utilizado sem mais considerações, supõe-se que, ao terminar a última parcela do fluxo de dinheiro, haja oportunidade de tornar a investir em condições idênticas à anterior. Caso contrário, um projeto com TRI maior e horizonte menor pode, globalmente, resultar menos vantajoso que outro de horizonte maior, no caso o horizonte do projeto do caminhão é extenso. As alternativas devem ser comparadas com horizontes iguais.

IV. 2 Método do Tempo de Retorno

O método reza que o melhor projeto é aquele que tem o menor tempo de retorno. O método não é muito recomendado, pois não considera a mudança de valor do dinheiro ao longo do tempo.

Todos os bons métodos conduzem a uma mesma decisão quanto ao aspecto econômico para selecionar alternativas de projetos de investimento. Contudo há incertezas no horizonte do projeto, no custo de oportunidade ser constante ao longo do período previsto de fabricação e retorno financeiro do custo do caminhão.

**Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica**

PMC 581

PROJETO MECÂNICO II

Prof. Orientador: Omar Moore de Madureira

VOLUME 2

**PROJETO BÁSICO
DE UM CAMINHÃO MODULAR**

NOMES

Adilson A. de Andrade

Fábio Henrique J. Avante

Mauricio Kurpjuweit

Nº USP

1277028

1850479

1807532

2º Semestre de 1993

PROJETO BÁSICO



ÍNDICE

VOLUME 2

PROJETO BÁSICO

<u>MÓDULO - SUB-TÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1ª FASE - ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO	
I. INTRODUÇÃO	1
II. MONTAGEM DA ÁRVORE DE CRITÉRIOS	2
III. ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO	4
2ª FASE - MODELAGEM DO PROJETO	
I. INTRODUÇÃO	1
II. TREM DE POUSO	1
II.1 MECANISMOS DE RETRAÇÃO FUNDAMENTAIS	1
II.2 ESCOLHA DA CONFIGURAÇÃO BÁSICA	7
II.3 CARACTERÍSTICAS DO MECANISMO	8
II.4 ANÁLISE CINEMÁTICA	10
II.5 LOCALIZAÇÃO DO ATUADOR DE RETRAÇÃO	21
III. ENGATE	27
III.1 EXEMPLOS DE ENGATES RÁPIDOS	27
III.2 MODELO DE ENGATE TIPO "PLACA"	35
III.3 MODELO DE ENGATE TIPO "PINÇA EXPANSIVA"	36
IV. CONCLUSÃO	37
3ª FASE - ANÁLISE DA SENSIBILIDADE	

I. INTRODUÇÃO	1
II. AERODINÂMICA	2
II.1 Introdução	2
II.2 Conceituação	3
II.3 Resistência Aerodinâmica	4
II.4 O caminhão e a aerodinâmica	8
III. MODELAGEM DO MOTOR	
III.1 INTRODUÇÃO	11
III.2 SISTEMA DE COMBUSTÍVEL	12
III.3 SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR E SISTEMA DE ESCAPE	13
III.4 SISTEMA DE RESFRIAMENTO	14
III.5 SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO	15
IV. MODELAGEM DAS ENTRADAS INDESEJÁVEIS E DAS SAÍDAS ACEITÁVEIS PARA O MOTOR	17
IV.1 O MOTOR GIRA MAS NÃO DÁ PARTIDA	17
IV.2 MOTOR PARTE COM DIFICULDADE / NÃO PARTE	18
IV.3 MOTOR PARTE MAS NÃO SE MANTÉM EM FUNCIONAMENTO	19
IV.4 MOTOR NÃO REAGE À AÇÃO DE CORTE	20
IV.5 MOTOR FALHA EM MARCHA LENTA	21
IV.6 MARCHA LENTA IRREGULAR COM MOTOR QUENTE	22
IV.7 O MOTOR FALHA	23
IV.8 BAIXA PRESSÃO DE ÓLEO	24
IV.9 MOTOR COM SUPERAQUECIMENTO	25
IV.10 FALTA DE POTÊNCIA	26
IV.11 MOTOR NÃO ATINGE A ROTAÇÃO MÍNIMA CORRETA	27
IV.12 MOTOR FUNCIONA A BAIXA TEMPERATURA	28
IV.13 EXCESSO DE FUMAÇA COM FUNCIONAMENTO DO MOTOR SOB CARGA	29
IV.14 MOTOR APRESENTA DETONAÇÃO	30

4ª FASE - ANÁLISE DA COMPATIBILIDADE DIMENSIONAL

I. INTRODUÇÃO	1
II. FAIXA INDICADA PARA AS DIMENSÕES	2
II.1 Controles Manuais	2
II.2 Instrumentos Visuais	2
II.3 Interior e Exterior da Cabine	3
II.4 Roda	3
II.5 Motor	3
II.6 Caminhão Total	3
II.7 Cavalo	4
II.8 Engate	4
III. CONCLUSÃO	5

5ª FASE - ANÁLISE DE ESTABILIDADE

I. Estabilidade do Caminhão desengatado e sem processo de frenagem	2
II. Estabilidade do Caminhão desengatado e freiando	3
III. Estabilidade do Caminhão engatado e sem frear	4
IV. Estabilidade do Caminhão engatado e freiando	5

6ª FASE - OTIMIZAÇÃO FORMAL

I. PROPOSTA I	1
II. PROPOSTA II	3
III. PROPOSTA III	5

IV. PROPOSTA IV

7

7ª FASE - ENSAIOS E TESTES

I. INTRODUÇÃO

1

II. TESTE DE PRODUÇÃO DO MOTOR A DIESEL CUMMINS 6BT

1

III. TESTES DE RESISTÊNCIA (ENDURANCE)

3

III.1 TESTE PADRÃO DE RESISTÊNCIA (ENDURANCE)

3

III.2 "ABUSE TEST" (utilização de excesso de rotação e combustível

3

III.3 TESTE DE CONFIABILIDADE (CÍCLICO)

4

III.4 TESTE DE CICLO TÉRMICO

4

8ª FASE - CONCLUSÃO

APÊNDICES

I. LABORATÓRIO DE EMISSÕES GASOSAS E FUMAÇA

II. CÓDIGO NACIONAL DE TRÂNSITO

III. GÁS DE ESCAPAMENTO EMITIDO POR MOTOR DIESEL

IV. DADOS SOBRE EMISSÕES

V. TESTE DE PRODUÇÃO DO MOTOR EMPREGADO

VI. PROGRAMAS

BIBLIOGRAFIA

1ª FASE
ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

PROJETO BÁSICO

ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

I. INTRODUÇÃO

Na terceira fase do " ESTUDO DA VIABILIDADE " foram determinadas algumas das possíveis soluções, que possuíam uma maior probabilidade de ser levada adiante, dentro das inúmeras soluções possíveis que a Matriz nos apresentava.

Na quinta fase do " ESTUDO DA VIABILIDADE " fez-se uma Análise do Valor destas soluções candidatas, na qual a partir da determinação dos fatores de maior valor para o cliente final, fez-se uma pré-seleção, entre as quatro soluções previamente escolhidas da Matriz de Soluções. Nesta análise, porém, não se levou em conta fatores quantitativos de consumo, torque e outros, bem como fatores de fundamental importância para o fabricante, tais como investimento necessário, custo de fabricação, etc.

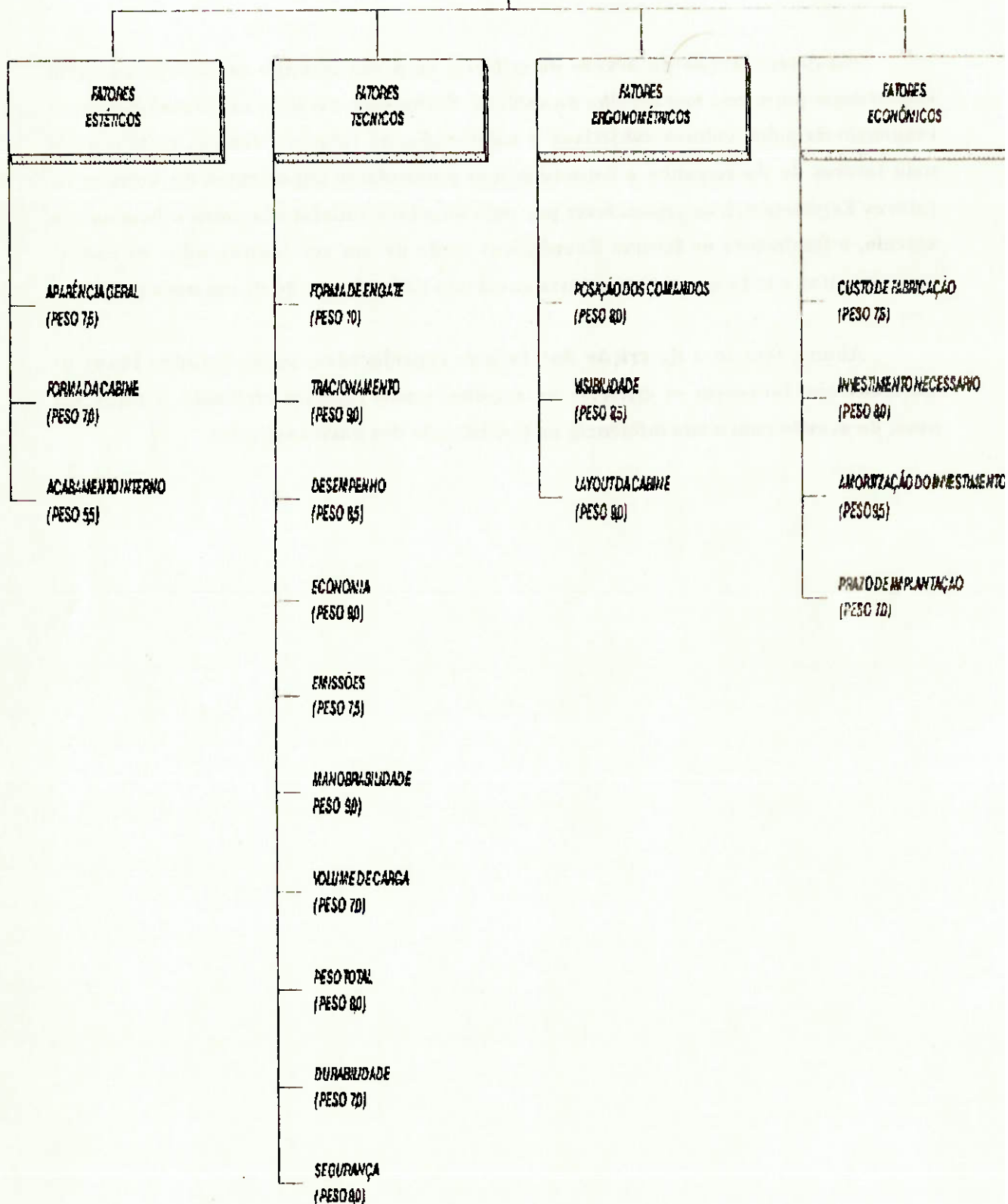
Nesta fase inicial do PROJETO BÁSICO, devemos portanto nos preocupar com uma análise mais minuciosa e detalhada das alternativas pré-selecionadas, ou seja, das alternativas A e B, de forma a se escolher dentre elas a melhor solução.

II. MONTAGEM DA ÁRVORE DE CRITÉRIOS

Na determinação da árvore de critérios será considerado os fatores de suma importância para uma boa escolha da solução. Serão considerados os fatores Estéticos responsáveis pelos valores subjetivos e emocionais, os fatores Técnicos responsáveis pelo fatores de desempenho e características particulares importantes do veículo, os fatores Ergonômicos responsáveis por uma interface satisfatória entre o homem e o veículo, e finalmente os fatores Econômicos, onde devem ser considerados os custos, investimentos e toda a parte monetária envolvida na implantação de um novo projeto.

Abaixo tem-se a descrição dos fatores considerados, sendo listados todos os sub-itens que fornecem os critérios de escolha, sendo também atribuído a estes um peso, de acordo com a sua influência na ponderação dos vários critérios.

'PROJETO BÁSICO'
CRITÉRIOS DE ESCOLHA



III. ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Nesta fase faremos a escolha da melhor solução entre as soluções A e B, baseados nos critérios e pesos atribuídos no item anterior, na Árvore de Critérios.

Construiremos uma matriz de decisão onde atribuiremos notas para cada um dos critérios de escolha estabelecidos, sendo que estas serão multiplicadas pelo peso de cada critério de tal forma que, ao final da ponderação se obtenha a melhor solução a ser projetada.

CRITÉRIOS	PESOS	SOLUÇÃO A	SOLUÇÃO A	SOLUÇÃO B	SOLUÇÃO B
ESTÉTICOS	DE 0 A 10	NOTAS	PESOS X NOTAS	NOTAS	PESOS X NOTAS
APARÊNCIA GERAL	7,5	9	67,5	8	60
FORMA DA CABINE	7	8	56	8	56
ACABAMENTO INTERNO	5,5	7	38,5	7	38,5
TÉCNICOS	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXX
FORMA DE ENGATE	10	9,5	95	9,5	95
TRAÇÃO	9	8,5	76,5	8,5	76,5
DESEMPENHO	8,5	8	68	7	59,5
ECONOMIA	9	8,5	76,5	7	63
EMISSIONES	7,5	7,5	56,25	7	52,5
MANOBRAB.	9	9	81	9	81
VOLUME DE CARGA	7	8,5	59,5	8	56
PESO TOTAL	8	8,5	68	8,5	68
DURABILIDADE	7	8	56	8	56
SEGURANÇA	9	8	72	8	72

CRITÉRIOS	PESOS	SOLUÇÃO A	SOLUÇÃO A	SOLUÇÃO B	SOLUÇÃO B
ERGONOMÉTR.	DE 0 A 10	NOTAS	PESOS X NOTAS	NOTAS	PESOS X NOTAS
PÓSICÃO DOS COMANDOS	8	9	72	9	72
VISIBILIDADE	8,5	9	76,5	7,5	63,75
LAY OUT DA CABINE	9	7,5	67,5	7,5	67,5
ECONÓMICOS	XXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXX
CUSTO DE FABRICAÇÃO	7,5	7	52,5	6	45
INVESTIMENTO NECESSÁRIO	8	6,5	52	5	40
AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO	8,5	7,5	71,25	7	66,5
PRAZO DE IMPLEMENTAÇÃO	7	6,5	45,5	6,5	45,5

RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS

CRITÉRIO	PESO TOTAL	SOMAT.SOLA	MÉDIA PONDERADA	SOMAT.SOLB	MÉDIA PONDERADA
ERGONOMÉTR.	25,5	216	8,47	203,25	7,97
ECONÓMICO	32	221,5	6,91	197	6,16
ESTÉTICO	20	162	8,1	154,5	7,72
TÉCNICO	84	708,5	8,43	679,5	8,09
#####	#####	#####	#####	#####	#####
RESULTADO FINAL	161,5	1308	8,1	1234,25	7,64

Portanto, com base na análise feita, concluimos que a melhor solução, e que deverá ser desenvolvida durante o PROJETO BÁSICO é a solução A.

2ª FASE
MODELAGEM DO PROJETO

MODELAGEM DO PROJETO

I. INTRODUÇÃO

Nesta fase será enfatizada a modelagem do Trem de Pouso, que é um dos subconjuntos do sistema de tração, devido ao fato de ele ser fabricado. Os demais subconjuntos fabricados serão descritos nas fases subsequentes: Sistema de Engate e Cabine, bem como a união desses itens com os componentes comprados para formar um conjunto harmonioso.

O projeto será representado por modelos, explorando-se as características dos modelos icônicos, analógicos e simbólicos para a representação dos seus vários aspectos. Os modelos icônicos representam a imagem do produto: esquemas, desenhos, perspectivas, maquetes e traçados. Os modelos analógicos representam o produto por analogia funcional obedecendo às mesmas leis físicas: protótipos funcionais, maquetes e circuitos elétricos equivalentes a sistemas mecânicos. Os modelos simbólicos representam de forma compacta, através de símbolos, as várias características do produto, utilizando principalmente a linguagem matemática.

II. TREM DE POUSO

A determinação do melhor método e mecanismo de retração envolve, em primeiro lugar, problemas de geometria ou cinemática, e em segundo lugar, o projeto das barras, dos atuadores e dos sistemas de travamento na posição retraída e distendida.

II.1 MECANISMOS DE RETRAÇÃO FUNDAMENTAIS

O mecanismo básico do qual derivam quase todas as soluções é o conhecido mecanismo quadrilátero articulado, conforme ilustra a figura abaixo:

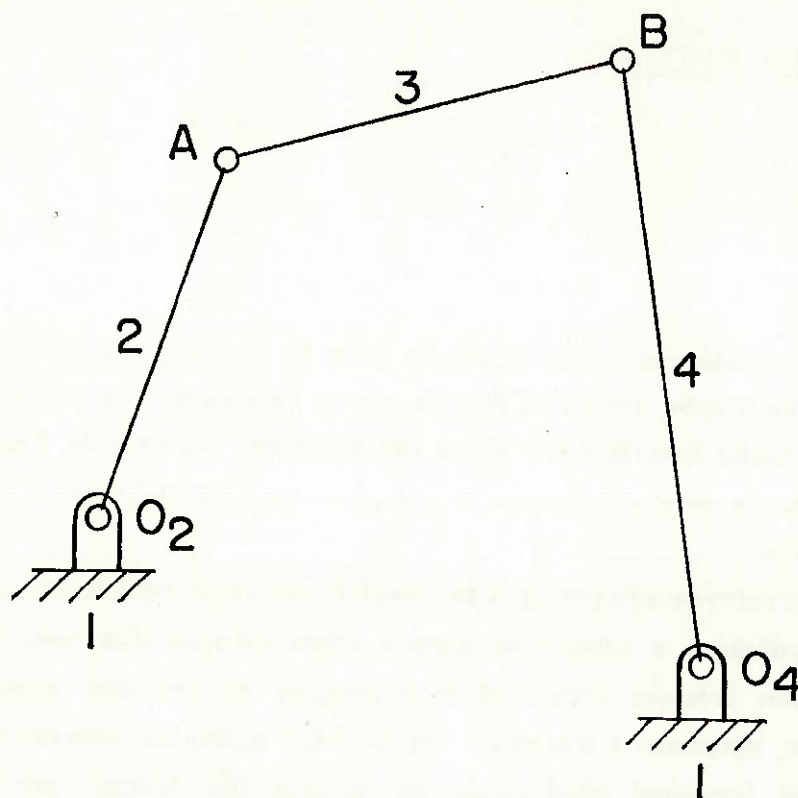


FIGURA 1: Mecanismo básico de retração

As barras 2 e 4 giram respectivamente em torno dos centros O_2 e O_4 , a barra 3 é "flutuante", enquanto a estrutura 1 é o elemento fixo.

A figura a seguir é a solução clássica:

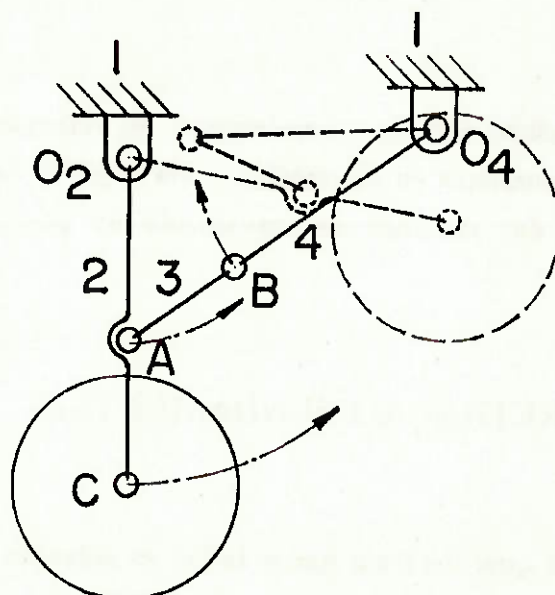


FIGURA 2: A barra 2 gira em torno do centro O_2

A haste absorvedora de choque é a barra rotativa 2, enquanto as barras 3 e 4 formam um elemento articulado.

As figuras seguintes mostram outras possíveis soluções:

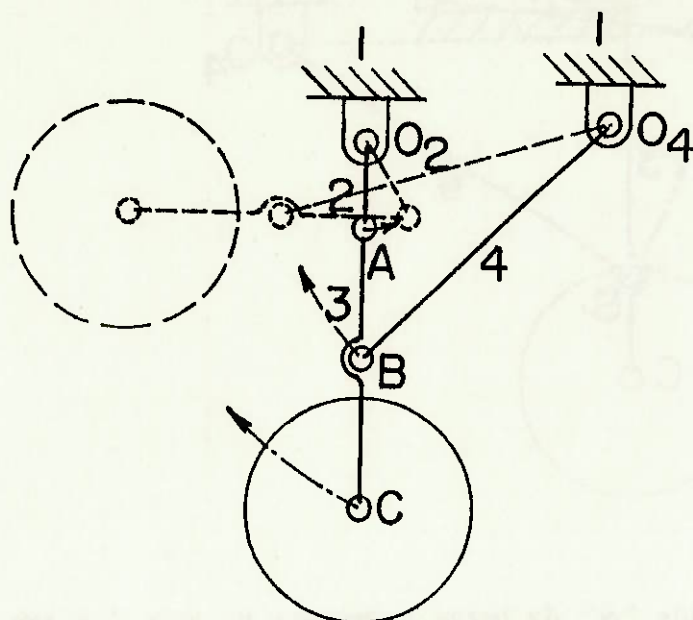


FIGURA 3: A barra 3 tem um movimento complexo enquanto as barras 2 e 4 giram em torno dos pontos fixos O_2 e O_4 . A barra 2 gira no sentido anti-horário.

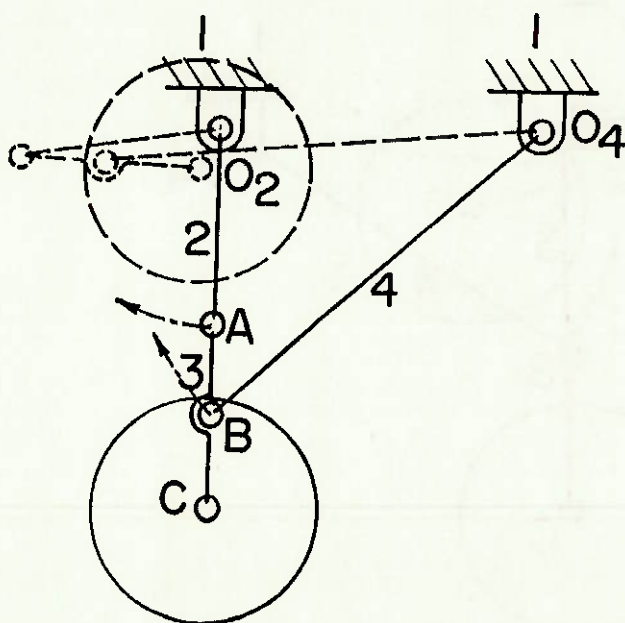


FIGURA 4: A barra 3 tem um movimento complexo enquanto as barras 2 e 4 giram em torno dos pontos fixos O_2 e O_4 . A barra 2 gira no sentido horário.

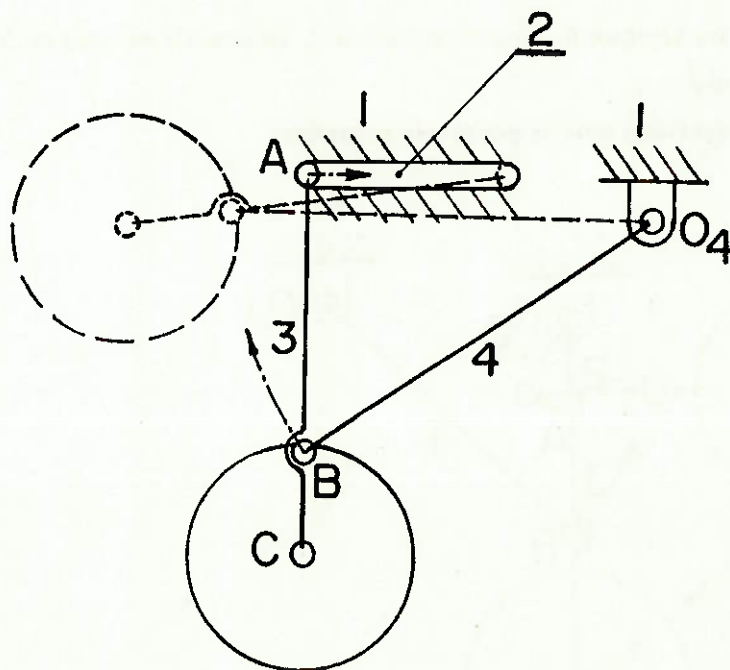


FIGURA 5: A extremidade "A" da barra 3 move-se na guia 2 e seu extremo "C" afasta-se dos pontos de fixação.

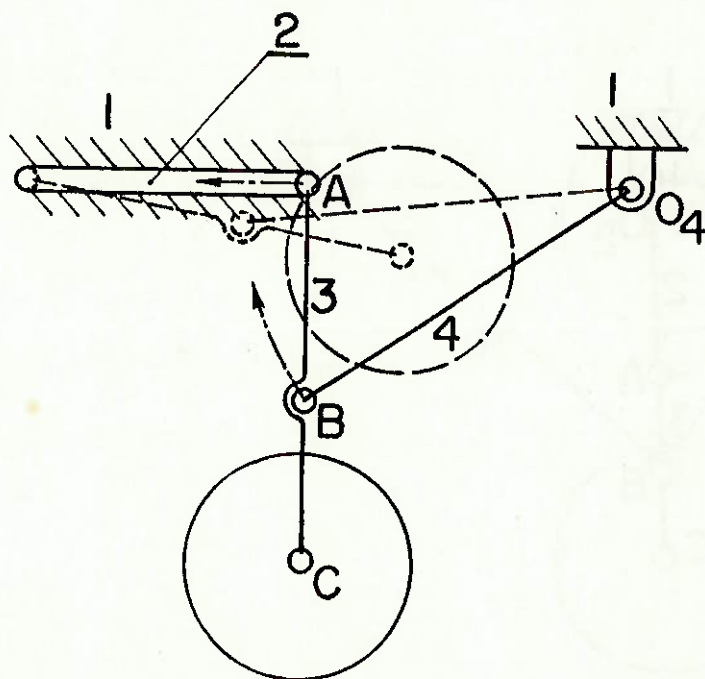


FIGURA 6: A barra 3 move-se em uma guia entre os pontos de fixação

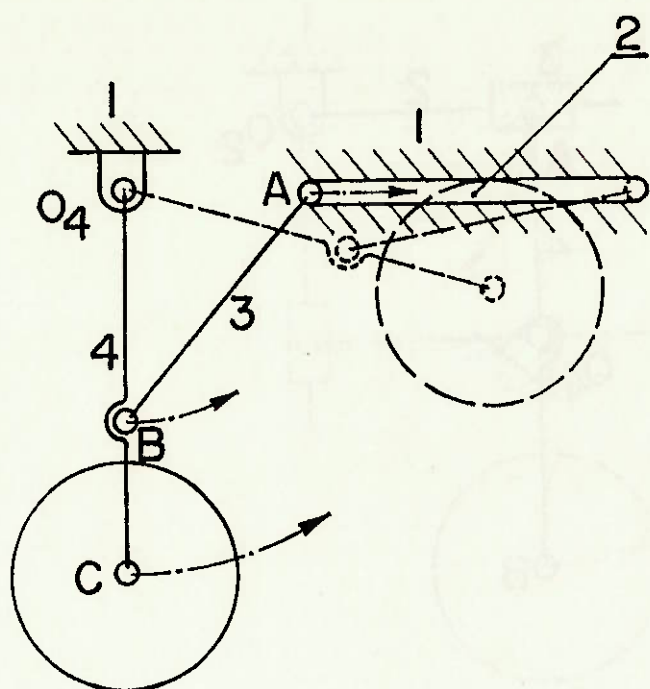


FIGURA 7: A barra 3 move-se em uma guia para longe do ponto O_4

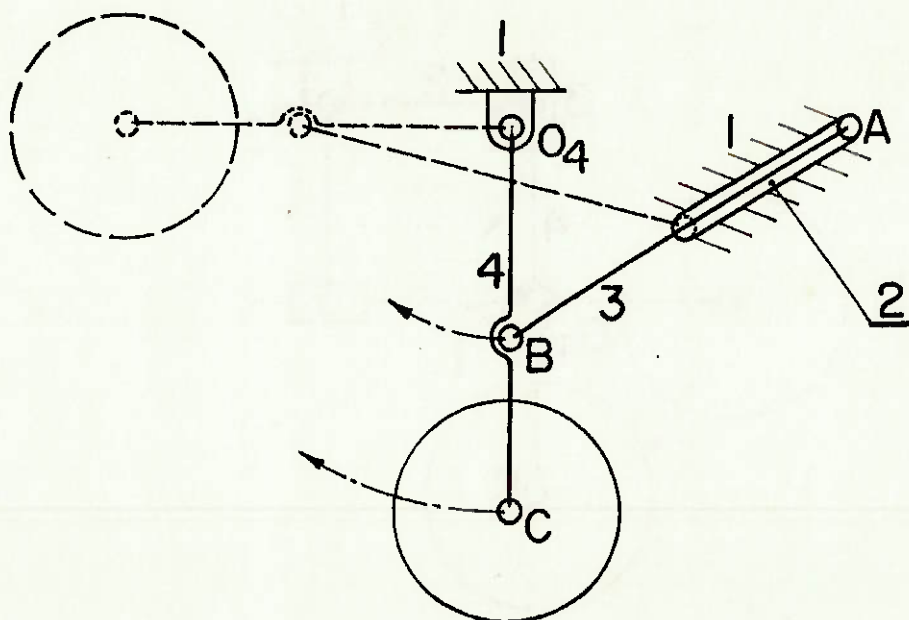


FIGURA 8: A barra 3 move-se em uma guia para perto do ponto O_4

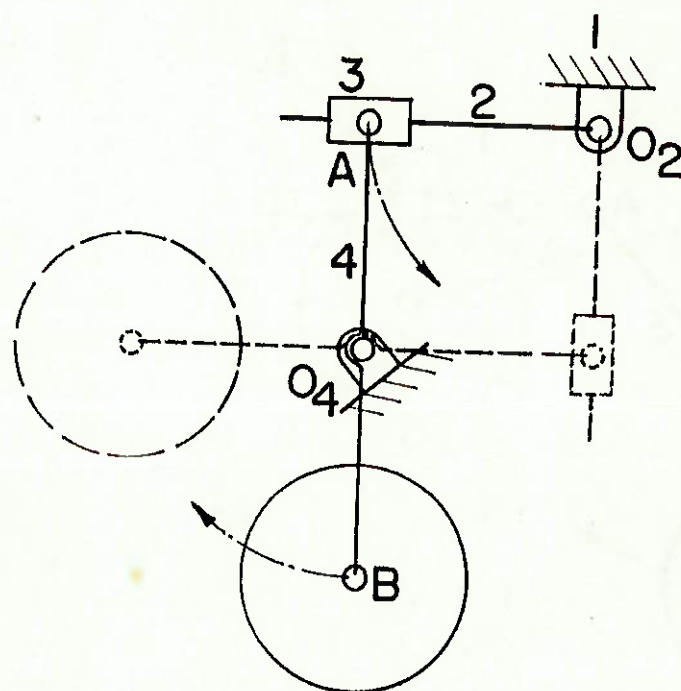


FIGURA 9: Deslizamento ao longo da barra 2

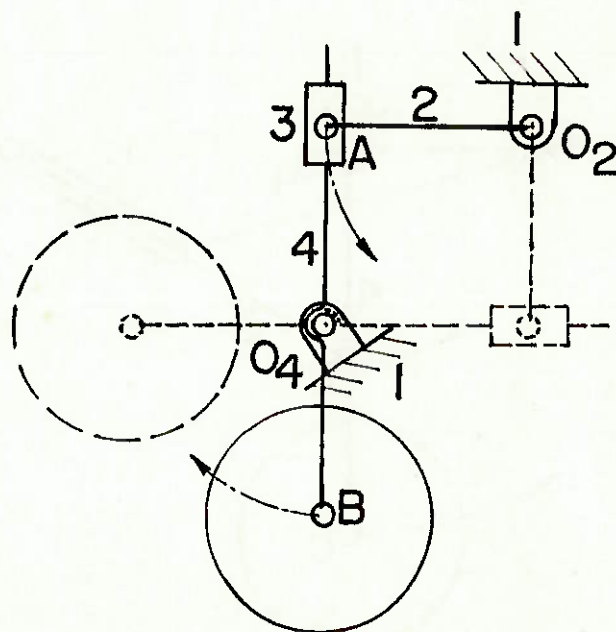


FIGURA 10: Deslizamento ao longo da barra 4

II.2 ESCOLHA DA CONFIGURAÇÃO BÁSICA

Uma grande desvantagem da utilização de guias ao invés de articulações é que lama, areia e terra (ou neve e gelo onde for o caso) podem se acumular mais facilmente e tornar o sistema de retração propenso ao desgaste ou não confiável.

Por outro lado, devido a aplicação a que se destina, é conveniente que a retração do trem de pouso se dê aproximadamente na vertical, de modo a não existirem atritos entre o pneu e o chão, o que poderia comprometer o desempenho desse sistema.

Assim será adotado o seguinte esquema:

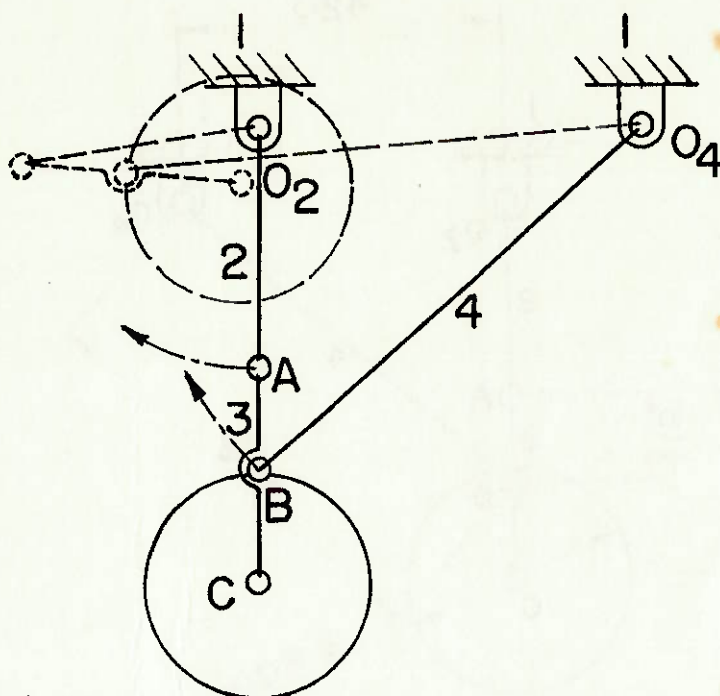


FIGURA 11: A barra 3 tem um movimento complexo entre os pontos fixos O_2 e O_4

Neste esquema a haste de sustentação é a barra "flutuante 3" e portanto a roda não é recolhida ao longo de um arco. De fato ela pode ser projetada para retrair aproximadamente na vertical, em uma direção entre os pontos fixos. Neste caso a barra 4 é uma haste simples. O peso do caminhão suportado pelo trem de pouso tenderá a desalinhar as barras 2 e 3, implicando no colapso do conjunto.

Assim, deverá ser tomado um cuidado especial no detalhamento deste mecanismo. Isto seria um grande problema de projeto no caso do trem de pouso de um

avião, devido às cargas existentes durante a aterrissagem. Mas como o caminhão será leve, tal fato não se constituirá em um problema grave, além de serem desenvolvidos dispositivos para travamento, de modo que o mecanismo suporte o peso distribuído no trem de pouso.

II.3 CARACTERÍSTICAS DO MECANISMO

Tendo em vista as definições estabelecidas no item Especificações Técnicas Dimensionais, que fixa as faixas de dimensões para o caminhão, serão adotadas as seguintes medidas para as barras do mecanismo:

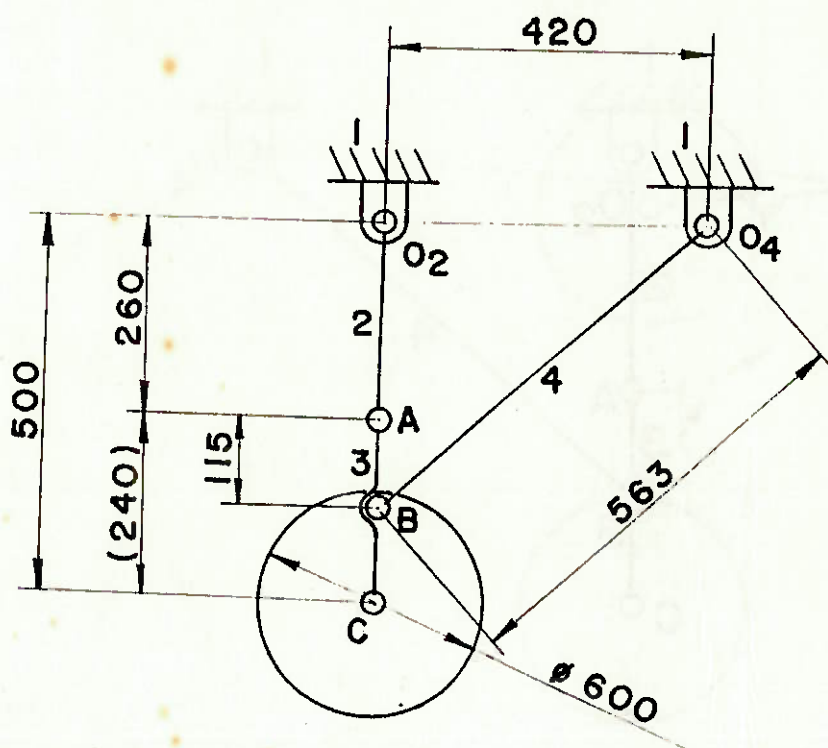


FIGURA 12: Dimensões principais do trem de pouso

Este é um mecanismo plano, pois as trajetórias de todos os pontos são curvas planas situadas em planos paralelos. Desta forma têm-se quatro planos paralelos, definidos pelos elementos 1, 2, 3 e 4, articulados dois a dois.

Os pares cinemáticos são os seguintes: 1-2, 2-3, 3-4 e 1-4. Todos eles classificam-se como pares de rotação, fechados e inferiores, pois o contato se dá por superfícies.

O Grau de Mobilidade (GM) de um mecanismo é definido como o número de coordenadas necessárias para definir a posição de qualquer ponto do mesmo, ou o número de movimentos de entrada independentes.

Segundo o Critério de Grübler, o Grau de Mobilidade de um mecanismo plano é dado pela seguinte equação:

$$GM = 3.(n - 1) - 2.np_1 - np_2$$

Onde:

n = número total de elementos

np_1 = número de elementos que permitem 1 grau de liberdade

np_2 = número de elementos que permitem 2 graus de liberdade

No caso do trem de pouso tem-se:

$n = 4$ elementos

$np_1 = 4$ pares de rotação

$np_2 = 0$

Portanto:

$$GM = 3.(4 - 1) - 2.(4) - 0 \Rightarrow GM = 1$$

O que era de se esperar, tendo em vista a natureza deste mecanismo.

A seguir tem-se uma vista esquemática do conjunto completo a ser fixado na estrutura do caminhão:

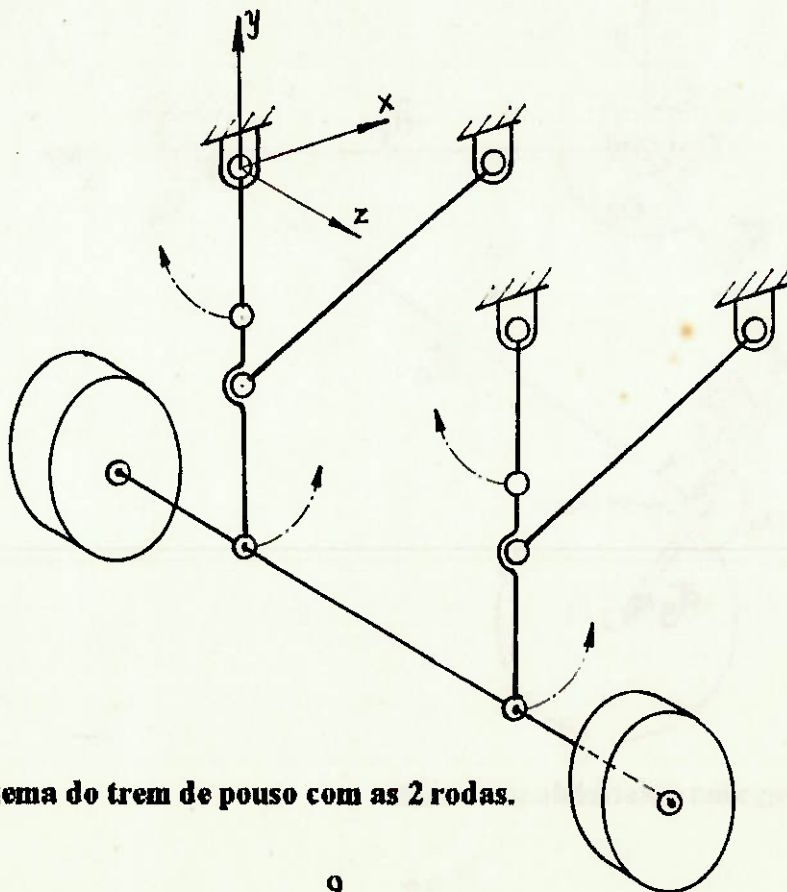


FIGURA 13: Esquema do trem de pouso com as 2 rodas.

II.4 ANÁLISE CINEMÁTICA

Definidas as dimensões do mecanismo (FIGURA 12), serão determinadas:

- Posições,
- Velocidades e
- Acelerações dos pontos e peças principais para o ciclo completo do movimento, em função das coordenadas de entrada.

POSIÇÕES

Solução Gráfica

Primeiramente será feita a determinação gráfica das posições ocupadas pelo mecanismo, o que se pode ver no esquema da próxima página.

Solução Analítica

Na figura seguinte mostra-se uma representação vetorial do trem de pouso:

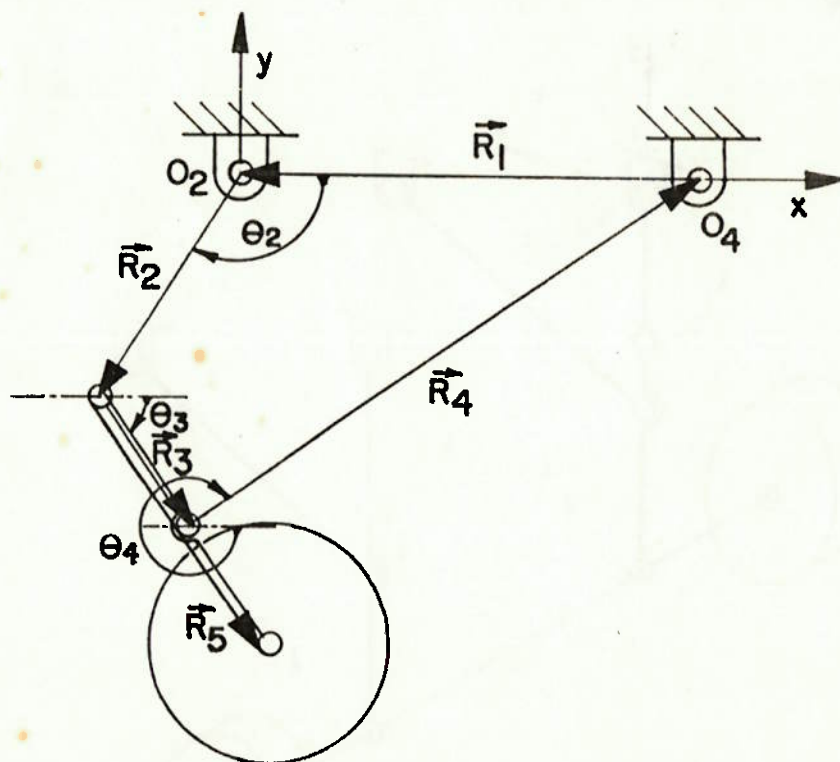


FIGURA 15: Diagrama vetorial do mecanismo

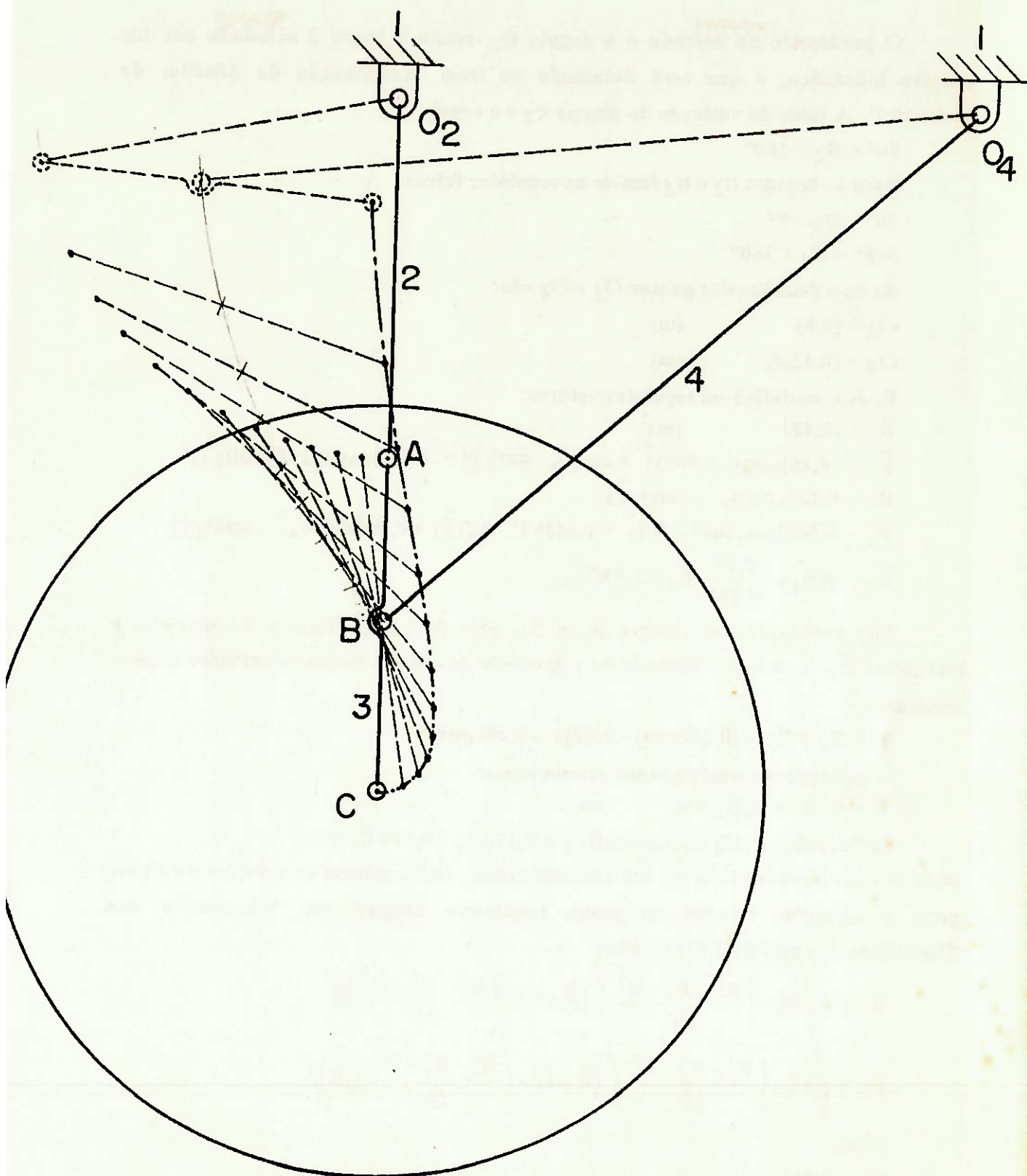


FIGURA 14: Determinação das posições ocupadas pelo mecanismo por processo gráfico.

O parâmetro de entrada é o ângulo θ_2 , sendo a barra 2 acionada por um cilindro hidráulico, o que será detalhado no item "Localização do Atuador da Retração". A faixa de variação do ângulo θ_2 é a seguinte:

$$90^\circ < \theta_2 < 180^\circ$$

Para os ângulos θ_3 e θ_4 têm-se as seguintes faixas:

$$90^\circ > \theta_3 > 0^\circ$$

$$318^\circ < \theta_4 < 360^\circ$$

As coordenadas dos pontos O_2 e O_4 são:

$$O_2 = (0,0) \quad (\text{m})$$

$$O_4 = (0.42,0) \quad (\text{m})$$

Podem-se definir os seguintes vetores:

$$\vec{R}_1 = -0.42\hat{i} \quad (\text{m})$$

$$\vec{R}_2 = -0.26[\sin(\theta_2 - 90^\circ)\hat{i} + \cos(\theta_2 - 90^\circ)\hat{j}] = -0.26(-\cos\theta_2\hat{i} + \sin\theta_2\hat{j})$$

$$\vec{R}_3 = 0.115(\cos\theta_3\hat{i} - \sin\theta_3\hat{j})$$

$$\vec{R}_4 = 0.563[\cos(360^\circ - \theta_4)\hat{i} + \sin(360^\circ - \theta_4)\hat{j}] = 0.563(\cos\theta_4\hat{i} - \sin\theta_4\hat{j})$$

$$\vec{R}_5 = \alpha \vec{R}_3 = \frac{0.24}{0.115} \cdot \vec{R}_3 \cong 2.087 \vec{R}_3$$

São conhecidos os vetores \vec{R}_1 e \vec{R}_2 , pois θ_2 é o parâmetro de entrada, e incógnitos \vec{R}_3 , \vec{R}_4 e \vec{R}_5 . Utilizando-se o processo de Chace, forma-se primeiro o vetor resultante:

$$\vec{R} = \vec{R}_1 + \vec{R}_2 = (0.26\cos\theta_2 - 0.42)\hat{i} - 0.26\sin\theta_2\hat{j}$$

A equação vetorial pode ser escrita como:

$$\vec{R} + R_3\hat{R}_3 + R_4\hat{R}_4 = 0 \quad \Rightarrow$$

$$(0.26\cos\theta_2 - 0.42)\hat{i} - 0.26\sin\theta_2\hat{j} + 0.115\hat{R}_3 + 0.563\hat{R}_4 = 0,$$

onde as duas direções \hat{R}_3 e \hat{R}_4 são desconhecidas. Utilizando-se as soluções de Chace para a equação vetorial no plano (conforme Shigley em "Cinemática dos Mecanismos", capítulo 2.17) resulta:

$$\hat{R}_3 = -\sqrt{R_3^2 - \left(\frac{R_3^2 - R_4^2 + R^2}{2R}\right)^2} (\hat{R} \times \hat{k}) - \left(\frac{R_3^2 - R_4^2 + R^2}{2R}\right) \hat{R}$$

$$\hat{R}_4 = \sqrt{R_4^2 - \left(\frac{R_3^2 - R_4^2 + R^2}{2R}\right)^2} (\hat{R} \times \hat{k}) + \left(\frac{R_3^2 - R_4^2 + R^2}{2R} - R\right) \hat{R}$$

Com:

$$R_3 = 0.115 \text{ m}$$

$$R_4 = 0.563 \text{ m}$$

$$R = \sqrt{(0.26\cos\theta_2 - 0.42)^2 + (0.26\sin\theta_2)^2} = \sqrt{0.244 - 0.2184\cos\theta_2}$$

$$\hat{R} = \frac{\vec{R}}{R} = \frac{(0,26 \cos \theta_2 - 0,42)\hat{i} - 0,26 \sin \theta_2 \hat{j}}{\sqrt{0,244 - 0,2184 \cos \theta_2}}$$

$$\hat{R} \times \hat{k} = \frac{-(0,26 \cos \theta_2 - 0,42)\hat{j} - 0,26 \sin \theta_2 \hat{i}}{\sqrt{0,244 - 0,2184 \cos \theta_2}}$$

Substituindo-se os valores acima nas expressões de \vec{R}_3 e \vec{R}_4 , e variando-se θ_2 de 90° a 180° , constrói-se a tabela 1 abaixo. Os vetores \vec{R}_2 a \vec{R}_5 são conforme a figura 15, e $\vec{R}_1 = -0,42\hat{i}$. O programa desenvolvido para o cálculo destes vetores encontra-se no Apêndice.

θ_2 ($^\circ$)	$\vec{R}_2 \cdot \hat{i}$ (m)	$\vec{R}_2 \cdot \hat{j}$ (m)	$\vec{R}_3 \cdot \hat{i}$ (m)	$\vec{R}_3 \cdot \hat{j}$ (m)	$\vec{R}_4 \cdot \hat{i}$ (m)	$\vec{R}_4 \cdot \hat{j}$ (m)	$\vec{R}_5 \cdot \hat{i}$ (m)	$\vec{R}_5 \cdot \hat{j}$ (m)
90	0	-0,26	0	-0,115	0,42	0,375	0	-0,24
95	-0,023	-0,259	0,02	-0,113	0,422	0,372	0,042	-0,236
100	-0,045	-0,256	0,036	-0,109	0,429	0,365	0,076	-0,228
105	-0,067	-0,251	0,05	-0,104	0,437	0,355	0,104	-0,216
110	-0,089	-0,244	0,061	-0,097	0,448	0,342	0,128	-0,203
115	-0,11	-0,236	0,071	-0,09	0,459	0,326	0,148	-0,189
120	-0,13	-0,225	0,079	-0,083	0,471	0,309	0,165	-0,174
125	-0,149	-0,213	0,086	-0,076	0,483	0,289	0,18	-0,159
130	-0,167	-0,199	0,092	-0,069	0,495	0,268	0,192	-0,144
135	-0,184	-0,184	0,097	-0,062	0,507	0,245	0,203	-0,128
140	-0,199	-0,167	0,101	-0,054	0,518	0,221	0,212	-0,113
145	-0,213	-0,149	0,105	-0,047	0,528	0,196	0,219	-0,097
150	-0,225	-0,13	0,108	-0,039	0,537	0,169	0,226	-0,082
155	-0,236	-0,11	0,111	-0,031	0,545	0,141	0,231	-0,066
160	-0,244	-0,089	0,112	-0,023	0,552	0,112	0,235	-0,049
165	-0,251	-0,067	0,114	-0,014	0,557	0,082	0,238	-0,03
170	-0,256	-0,045	0,115	-0,002	0,561	0,047	0,24	-0,004
171	-0,257	-0,041	0,115	0,004	0,562	0,036	0,24	0,009

Tabela 1: Variação dos vetores posição definidos na Figura 15 em função da variação de θ_2 .

Uma conclusão importante da Tabela 1 é que existe um limite superior para o ângulo θ_2 : $90^\circ < \theta_2 < 171^\circ$. Tal fato deverá ser levado em conta no item "Localização do Atuador da Retração".

Para $\theta_2 = 171^\circ$ tem-se a seguinte disposição para os vetores \vec{R}_3 e \vec{R}_4 :

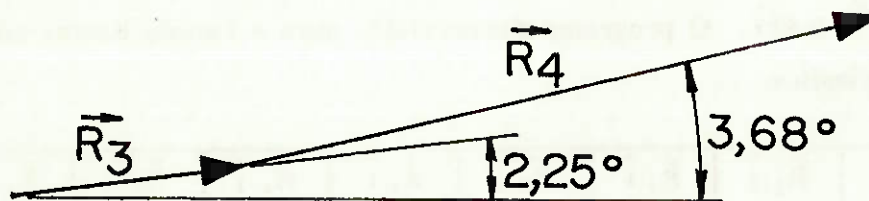


Figura 16: Vetores \vec{R}_3 e \vec{R}_4 para $\theta_2 = 171^\circ$ (sem escala).

A condição limite seria o alinhamento de \vec{R}_3 e \vec{R}_4 , o que caracterizaria uma situação de travamento. Portanto isto deve ser evitado.

VELOCIDADES

O mecanismo do trem de pouso (vide a Figura 14) é acionado pela manivela 2, com uma velocidade angular $\omega_2 = \dot{\theta}_2$ no sentido horário para retração e anti-horário para distensão. O objetivo é determinar as velocidades dos pontos B e C.

Solução Gráfica

Para se obter a solução gráfica, primeiramente calcula-se a velocidade angular da peça 2, em radianos por segundo:

$$\omega_2 = \dot{\theta}_2 \quad (\text{rad/s})$$

Esta velocidade angular será definida pelo atuador da retração. Então a velocidade de A é:

$$V_A = R_2 \cdot \omega_2 = 0,26\omega_2 \quad (\text{m/s})$$

Na Figura 17(a), na próxima página, supõe-se a peça 2 girando no sentido anti-horário. Na figura 17(b) escolhe-se arbitrariamente um ponto O_v , e constrói-se a linha $O_v A$ proporcional a V_A e perpendicular à peça 2.

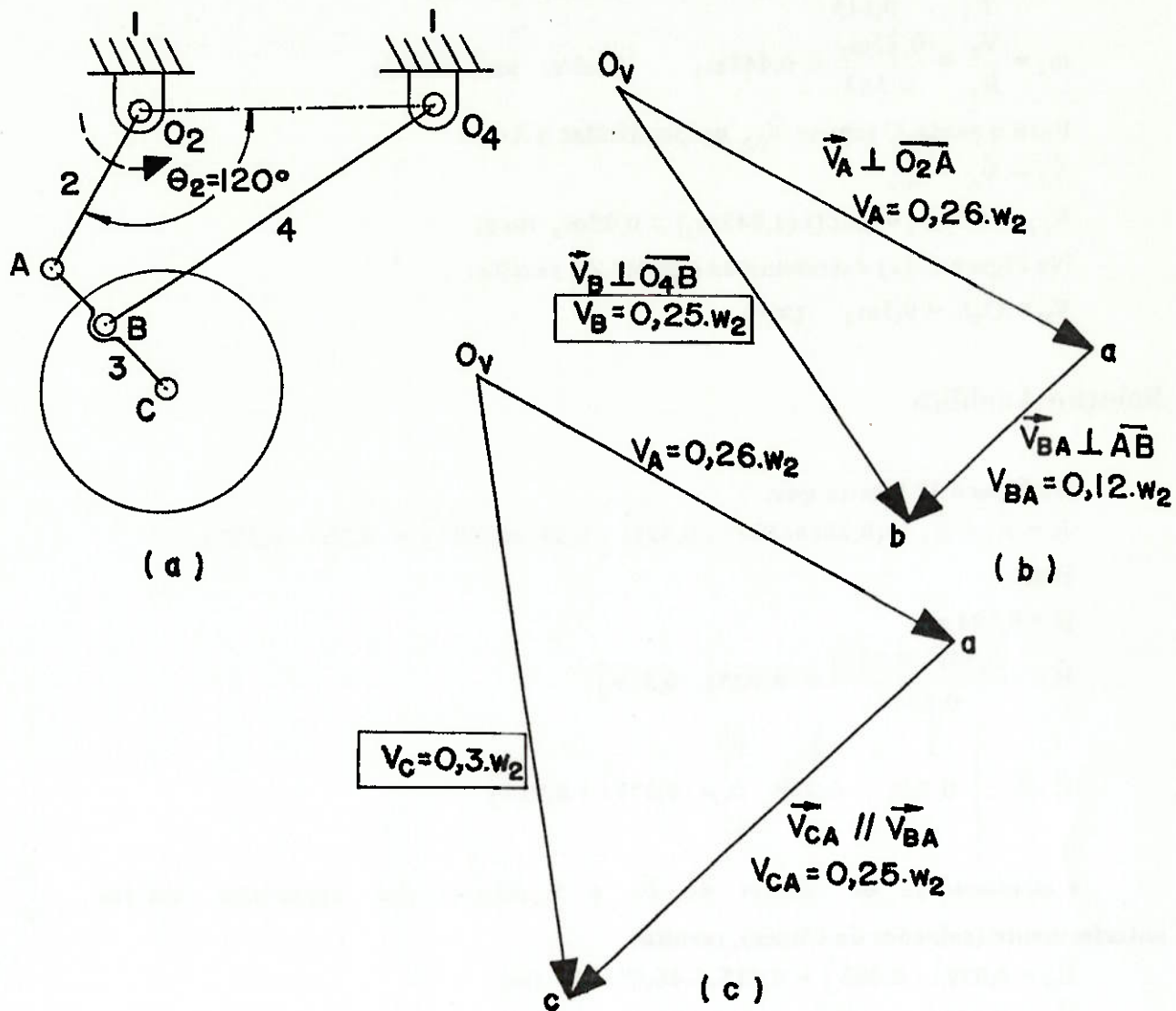


Figura 17: Determinação gráfica das velocidades \vec{V}_B e \vec{V}_C .

O próximo passo é obter \vec{V}_B :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

A direção de \vec{V}_B é perpendicular a O_4B e a direção de \vec{V}_{BA} é perpendicular a AB , sendo ambas as magnitudes desconhecidas. Assim, graficamente obtém-se o ponto b e os seguintes valores:

$$V_B = 0,25\omega_2 \quad (\text{m/s})$$

$$V_{BA} = 0,12\omega_2 \quad (\text{m/s})$$

As velocidades angulares das peças 3 e 4 são:

$$\omega_3 = \frac{V_{BA}}{R_3} = \frac{0,12\omega_2}{0,115} \equiv 1,043\omega_2 \quad (\text{rad/s}) \text{ horário}$$

$$\omega_4 = \frac{V_B}{R_4} = \frac{0,25\omega_2}{0,563} \equiv 0,444\omega_2 \quad (\text{rad/s}) \text{ anti-horário}$$

Para o ponto C tem-se \vec{V}_{CA} perpendicular a AC e:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA}$$

$$V_{CA} = AC.\omega_3 = (0,24).(1,043\omega_2) \equiv 0,25\omega_2 \quad (\text{m/s})$$

Na Figura 17(c) determina-se o ponto c e resulta:

$$V_B = O_V C = 0,3\omega_2 \quad (\text{m/s})$$

Solução Analítica

Da Figura 17 tem-se que:

$$\vec{R} = \vec{R}_1 + \vec{R}_2 = (0,26\cos 120^\circ - 0,42)\hat{i} - 0,26\sin 120^\circ\hat{j} = -0,55\hat{i} - 0,225\hat{j}$$

Então:

$$R = 0,594 \text{ m}$$

$$\hat{R} = \frac{-0,55\hat{i} - 0,225\hat{j}}{0,594} = -0,925\hat{i} - 0,379\hat{j}$$

$$\hat{R} \times \hat{k} = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ -0,925 & -0,379 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -0,379\hat{i} + 0,925\hat{j}$$

Calculando-se os valores de \vec{R}_3 e \vec{R}_4 através das expressões obtidas anteriormente (soluções de Chace), resulta:

$$\vec{R}_3 = 0,079\hat{i} - 0,083\hat{j} = 0,115\angle -46,5^\circ \quad (\text{m})$$

$$\vec{R}_4 = 0,471\hat{i} + 0,309\hat{j} = 0,563\angle 33,2^\circ \quad (\text{m})$$

O valor de \vec{R}_2 , para a posição indicada na Figura 17, é:

$$\vec{R}_2 = -0,26(-\cos 120^\circ\hat{i} + \sin 120^\circ\hat{j}) = -0,13\hat{i} - 0,225\hat{j}$$

A velocidade do ponto A é:

$$\vec{V}_A = \vec{\omega}_2 \times \vec{R}_2 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \omega_2 \\ -0,13 & -0,225 & 0 \end{vmatrix} = 0,225\omega_2\hat{i} - 0,13\omega_2\hat{j} = 0,26\omega_2\angle -30^\circ$$

(m/s)

Pode-se escrever:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \Rightarrow \vec{\omega}_4 \times (-\vec{R}_4) = \vec{V}_A + \vec{\omega}_3 \times \vec{R}_3$$

Utilizou-se o valor $(-\vec{R}_4)$, pois o vetor \vec{R}_4 foi definido de B para O_4 . Como $\vec{\omega}_3 = -\omega_3\hat{k}$ e $\vec{\omega}_4 = \omega_4\hat{k}$, resulta:

$$\vec{\omega}_3 \times \vec{R}_3 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & -\omega_3 \\ 0,079 & -0,083 & 0 \end{vmatrix} = \omega_3(-0,083\hat{i} - 0,079\hat{j})$$

$$\vec{\omega}_4 \times (-\vec{R}_4) = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \omega_4 \\ -0,471 & -0,309 & 0 \end{vmatrix} = \omega_4(0,309\hat{i} - 0,471\hat{j})$$

Substituindo-se esses valores na expressão anterior para \vec{V}_B , juntamente com o valor de \vec{V}_A , obtém-se:

$$\omega_4(0,309\hat{i} - 0,471\hat{j}) = \omega_2(0,225\hat{i} - 0,13\hat{j}) + \omega_3(-0,083\hat{i} - 0,079\hat{j})$$

Separando as componentes \hat{i} e \hat{j} resulta:

$$\begin{bmatrix} 0,083 & 0,309 \\ 0,079 & -0,471 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_3 \\ \omega_4 \end{bmatrix} = \omega_2 \begin{bmatrix} 0,225 \\ -0,13 \end{bmatrix}$$

Portanto:

$$\omega_3 = 1,033\omega_2 \quad (\text{rad/s})$$

$$\omega_4 = 0,449\omega_2 \quad (\text{rad/s})$$

Assim:

$$\vec{V}_B = \vec{\omega}_4 \times (-\vec{R}_4) = 0,449\omega_2(0,309\hat{i} - 0,471\hat{j}) = \omega_2(0,139\hat{i} - 0,212\hat{j}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \vec{V}_B = 0,253\omega_2 \angle -56,7^\circ \quad (\text{m/s})$$

$$\vec{V}_{BA} = \vec{\omega}_3 \times \vec{R}_3 = 1,033\omega_2(-0,083\hat{i} - 0,079\hat{j}) = \omega_2(-0,086\hat{i} - 0,082\hat{j}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \vec{V}_{BA} = 0,119\omega_2 \angle -136,5^\circ \quad (\text{m/s})$$

O vetor \vec{R}_5 , de A a C, é dado por:

$$\vec{R}_5 = \frac{0,24}{0,115} \cdot \vec{R}_3 = \frac{0,24}{0,115} \cdot (0,079\hat{i} - 0,083\hat{j}) = 0,165\hat{i} - 0,174\hat{j}$$

Para o ponto C tem-se:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA} = \vec{V}_A + \vec{\omega}_3 \times \vec{R}_5$$

$$\vec{\omega}_3 \times \vec{R}_5 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & -1,033\omega_2 \\ 0,165 & -0,174 & 0 \end{vmatrix} = \omega_2(-0,18\hat{i} - 0,17\hat{j})$$

Então:

$$\vec{V}_C = \omega_2(0,225\hat{i} - 0,13\hat{j}) + \omega_2(-0,18\hat{i} - 0,17\hat{j}) = \omega_2(0,045\hat{i} - 0,3\hat{j}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \vec{V}_C = 0,303\omega_2 \angle -81,5^\circ \quad (\text{m/s})$$

Observa-se que os valores obtidos analiticamente concordam com os valores obtidos graficamente, o que é um meio de verificação dos resultados.

Variando-se θ_2 de 90° a 170° nas equações precedentes, obtêm-se os resultados constantes da Tabela 2 na página seguinte, assumindo o seguinte valor para ω_2 :

$\vec{\omega}_2 = 1 \hat{k} \text{ rad/s}$ (anti-horário).

O programa para a construção desta Tabela encontra-se no Apêndice.

θ_2 (°)	ω_3 (rad/s)	ω_4 (rad/s)	$\vec{V}_B \cdot \hat{i}$ (m/s)	$\vec{V}_B \cdot \hat{j}$ (m/s)	V_B (m/s)	θ_{V_B} (°)	$\vec{V}_C \cdot \hat{i}$ (m/s)	$\vec{V}_C \cdot \hat{j}$ (m/s)	V_C (m/s)	θ_{V_C} (°)
90	2,260	0	0	0	0	—	-0,282	0	0,282	-180,0
95	1,824	0,141	0,053	-0,060	0,079	-48,6	-0,172	-0,100	0,199	-150,0
100	1,552	0,238	0,087	-0,102	0,134	-49,6	-0,097	-0,164	0,190	-120,7
105	1,364	0,310	0,110	-0,136	0,175	-51,0	-0,044	-0,210	0,214	-101,7
110	1,225	0,367	0,125	-0,164	0,206	-52,6	-0,004	-0,246	0,246	-91,0
115	1,118	0,412	0,134	-0,189	0,232	-54,6	0,024	-0,275	0,277	-84,9
120	1,034	0,450	0,139	-0,212	0,253	-56,8	0,045	-0,301	0,304	-81,5
125	0,968	0,481	0,139	-0,232	0,271	-59,1	0,059	-0,323	0,328	-79,6
130	0,915	0,508	0,136	-0,251	0,286	-61,6	0,068	-0,343	0,349	-78,8
135	0,873	0,530	0,130	-0,269	0,299	-64,2	0,072	-0,361	0,368	-78,8
140	0,841	0,550	0,122	-0,285	0,309	-66,9	0,072	-0,377	0,384	-79,2
145	0,819	0,567	0,111	-0,299	0,319	-69,6	0,069	-0,393	0,399	-80,0
150	0,808	0,582	0,098	-0,313	0,328	-72,5	0,064	-0,408	0,413	-81,1
155	0,813	0,597	0,084	-0,326	0,336	-75,5	0,057	-0,423	0,427	-82,4
160	0,849	0,616	0,069	-0,340	0,347	-78,5	0,048	-0,444	0,446	-83,9
165	0,979	0,651	0,053	-0,363	0,367	-81,6	0,038	-0,484	0,486	-85,5
170	2,145	0,896	0,042	-0,503	0,504	-85,2	0,038	-0,771	0,772	-87,2

OBS.: $\omega_2 = 1 \hat{k} \text{ rad/s}$ (anti-horário)

Tabela 2: Velocidades angulares das barras 3 e 4, e velocidades dos pontos B e C em função do ângulo da barra 2 (θ_2).

ACELERAÇÕES

Aqui serão determinadas as acelerações dos pontos A, B e C, e as acelerações angulares das peças 3 e 4 do mecanismo do trem de pouso. Partiremos logo para a solução analítica, pois através dela poderemos construir a tabela com os valores das acelerações para as várias posições da barra 2.

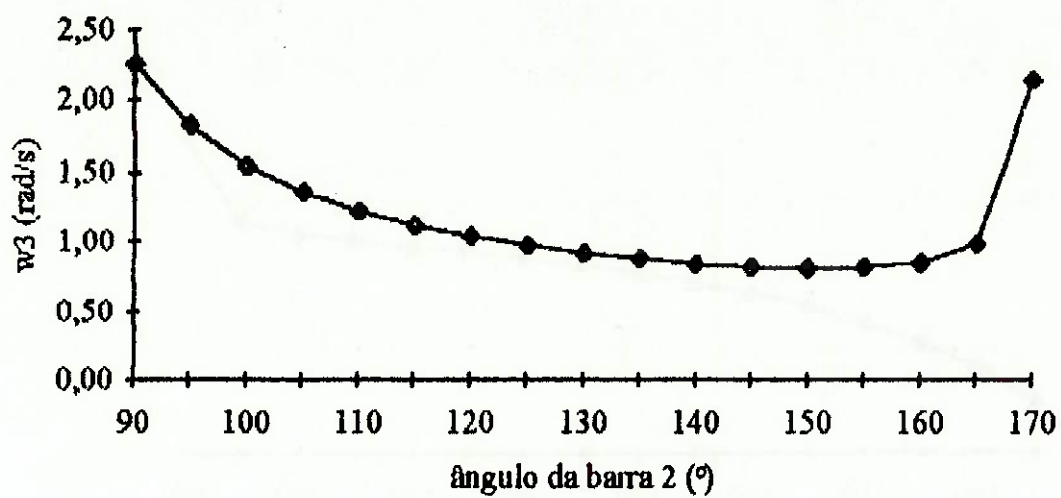


Gráfico 1: Velocidade angular da barra 3 (ω_3) × ângulo da barra 2 (θ_2)

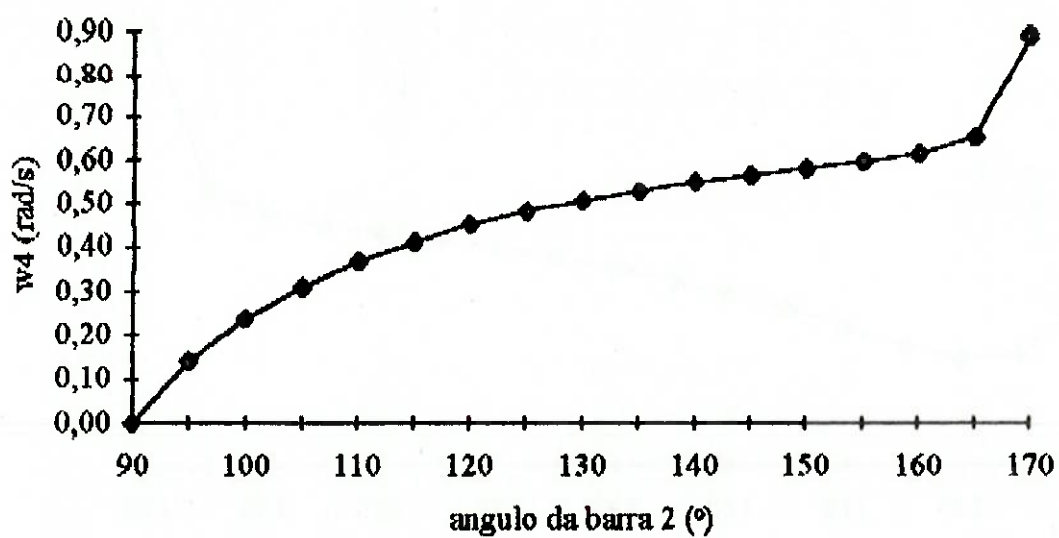


Gráfico 2: Velocidade angular da barra 4 (ω_4) × ângulo da barra 2 (θ_2)

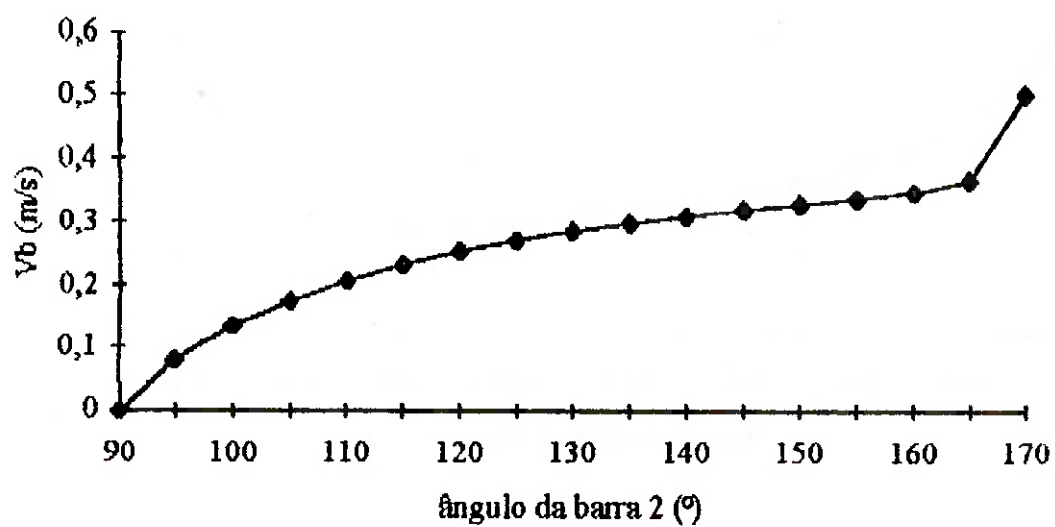


Gráfico 3: Velocidade do ponto B (V_B) \times ângulo da barra 2 (θ_2)

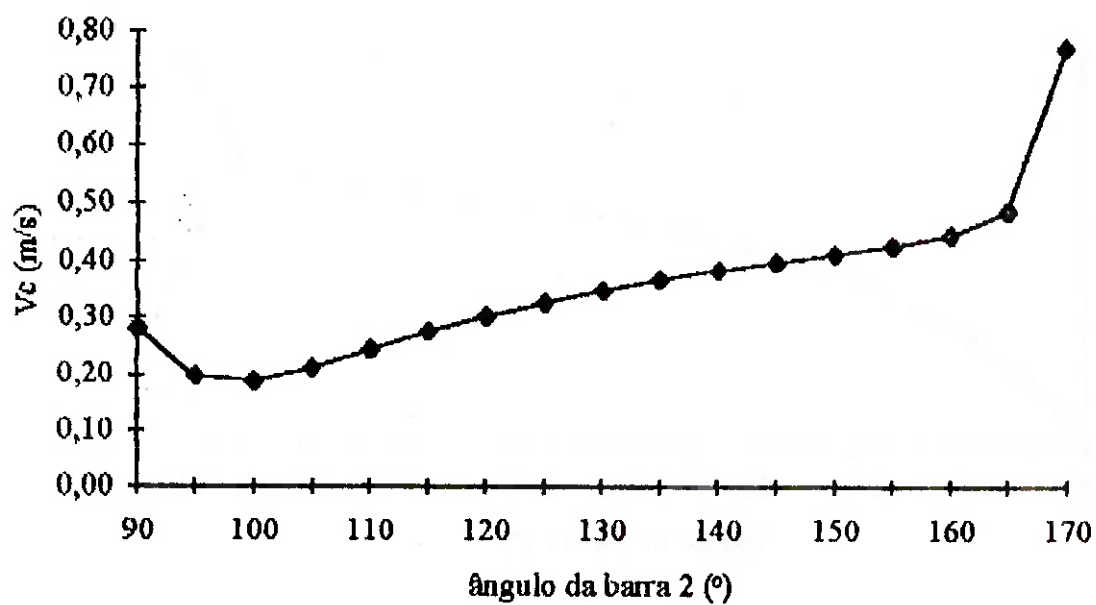


Gráfico 4: Velocidade do ponto C (V_C) \times ângulo da barra 2 (θ_2)

Solução Analítica

Considerando-se o mesmo esquema da Figura 17, onde $\theta_2 = 120^\circ$, sendo $\vec{\omega}_2 = \omega_2 \hat{k}$ o dado de entrada, e sabendo-se que $\vec{\omega}_3 = -1,033\omega_2 \hat{k}$, $\vec{\omega}_4 = 0,449\omega_2 \hat{k}$, $\vec{R}_2 = -0,13\hat{i} - 0,225\hat{j}$ (m), $\vec{R}_3 = 0,079\hat{i} - 0,083\hat{j}$ (m), $\vec{R}_4 = 0,471\hat{i} + 0,309\hat{j}$ (m) e $\vec{R}_5 = 0,165\hat{i} - 0,174\hat{j}$ (m), obtidos anteriormente, podem-se calcular as componentes de aceleração:

$\vec{A}'_A = \dot{\vec{\omega}}_2 \times \vec{R}_2 = 0$, pois sendo $\vec{\omega}_2$ constante, $\dot{\vec{\omega}}_2 = 0$.

$$\vec{A}'_A = \vec{\omega}_2 \times (\vec{\omega}_2 \times \vec{R}_2) = \omega_2 \hat{k} \times \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \omega_2 \\ -0,13 & -0,225 & 0 \end{vmatrix} = 0,13\omega_2^2 \hat{i} + 0,225\omega_2^2 \hat{j}$$

$$\vec{A}'_{BA} = \dot{\vec{\omega}}_3 \times \vec{R}_3 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \dot{\omega}_3 \\ 0,079 & -0,083 & 0 \end{vmatrix} = 0,083\dot{\omega}_3 \hat{i} + 0,079\dot{\omega}_3 \hat{j}$$

$$\vec{A}''_{BA} = \vec{\omega}_3 \times (\vec{\omega}_3 \times \vec{R}_3) = -1,033\omega_2 \hat{k} \times \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & -1,033\omega_2 \\ 0,079 & -0,083 & 0 \end{vmatrix} = -0,084\omega_2^2 \hat{i} + 0,089\omega_2^2 \hat{j}$$

$$\vec{A}'_B = \dot{\vec{\omega}}_4 \times (-\vec{R}_4) = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \dot{\omega}_4 \\ -0,471 & -0,309 & 0 \end{vmatrix} = 0,309\dot{\omega}_4 \hat{i} - 0,471\dot{\omega}_4 \hat{j}$$

$$\vec{A}''_B = \vec{\omega}_4 \times (\vec{\omega}_4 \times (-\vec{R}_4)) = 0,449\omega_2 \hat{k} \times \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & 0,449\omega_2 \\ -0,471 & -0,309 & 0 \end{vmatrix} = 0,095\omega_2^2 \hat{i} + 0,062\omega_2^2 \hat{j}$$

A equação da aceleração relativa para o ponto B é:

$$\vec{A}_B = \vec{A}_A + \vec{A}_{BA}$$

Escrevendo-a em termos de suas componentes tem-se:

$$\vec{A}'_B + \vec{A}''_B = \vec{A}'_A + \vec{A}''_A + \vec{A}'_{BA} + \vec{A}''_{BA}$$

Substituindo-se as expressões obtidas anteriormente na equação acima e separando-se as componentes \hat{i} e \hat{j} , obtém-se a seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} -0,083 & 0,309 \\ 0,079 & 0,471 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_3 \\ \dot{\omega}_4 \end{bmatrix} = \omega_2^2 \begin{bmatrix} -0,049 \\ -0,252 \end{bmatrix}$$

O que resulta em:

$$\dot{\omega}_3 = -0,857\omega_2^2 \hat{k} \quad (\text{rad/s}^2)$$

$$\dot{\omega}_4 = -0,391\omega_2^2 \hat{k} \quad (\text{rad/s}^2)$$

Assim, tem-se:

$$\vec{A}'_B = 0,309\dot{\omega}_4 \hat{i} - 0,471\dot{\omega}_4 \hat{j} = -0,121\omega_2^2 \hat{i} + 0,184\omega_2^2 \hat{j}$$

$$\vec{A}_B^r = 0,095\omega_2^2\hat{i} + 0,062\omega_2^2\hat{j}$$

$$\vec{A}_B = \vec{A}_B^i + \vec{A}_B^r = -0,026\omega_2^2\hat{i} + 0,246\omega_2^2\hat{j}$$

Para o ponto C pode-se escrever:

$$\vec{A}_{CA}^i = \vec{\omega}_3 \times \vec{R}_5 = -0,149\omega_2^2\hat{i} - 0,142\omega_2^2\hat{j}$$

$$\vec{A}_{CA}^r = \vec{\omega}_3 \times (\vec{\omega}_3 \times \vec{R}_5) = -0,176\omega_2^2\hat{i} + 0,186\omega_2^2\hat{j}$$

$$\vec{A}_C = \vec{A}_A + \vec{A}_{CA} = \vec{A}_A^i + \vec{A}_A^r + \vec{A}_{CA}^i + \vec{A}_{CA}^r = -0,195\omega_2^2\hat{i} + 0,269\omega_2^2\hat{j}$$

Novamente, variando-se θ_2 de 90° a 170° , e assumindo que $\vec{\omega}_2 = 1\hat{k}$ rad/s (anti-horário), obtêm-se os resultados da Tabela 3.

θ_2 ($^\circ$)	ω_3 (rad/s ²)	ω_4 (rad/s ²)	$\vec{A}_B \cdot \hat{i}$ (m/s ²)	$\vec{A}_B \cdot \hat{j}$ (m/s ²)	A_B (m/s ²)	θ_{A_B} ($^\circ$)	$\vec{A}_C \cdot \hat{i}$ (m/s ²)	$\vec{A}_C \cdot \hat{j}$ (m/s ²)	A_C (m/s ²)	θ_{A_C} ($^\circ$)
90	-6,572	-2,016	-0,756	0,847	1,135	131,8	-1,578	1,485	2,167	136,7
95	-3,819	-1,304	-0,477	0,558	0,734	130,5	-1,020	0,884	1,350	139,1
100	-2,548	-0,945	-0,321	0,426	0,533	127,0	-0,718	0,610	0,942	139,7
105	-1,834	-0,727	-0,216	0,352	0,413	121,5	-0,523	0,461	0,698	138,6
110	-1,384	-0,579	-0,138	0,305	0,335	114,3	-0,384	0,371	0,534	136,0
115	-1,076	-0,473	-0,076	0,272	0,283	105,6	-0,278	0,312	0,418	131,7
120	-0,851	-0,392	-0,026	0,247	0,248	95,9	-0,195	0,271	0,334	125,7
125	-0,679	-0,329	0,017	0,226	0,227	85,8	-0,127	0,240	0,272	117,9
130	-0,540	-0,279	0,053	0,207	0,214	75,7	-0,071	0,216	0,227	108,3
135	-0,421	-0,239	0,084	0,190	0,208	66,2	-0,025	0,196	0,198	97,2
140	-0,310	-0,207	0,111	0,174	0,206	57,6	0,014	0,181	0,182	85,5
145	-0,194	-0,184	0,133	0,160	0,208	50,2	0,047	0,172	0,178	74,7
150	-0,048	-0,173	0,153	0,150	0,214	44,6	0,074	0,172	0,188	66,8
155	0,188	-0,185	0,168	0,151	0,226	42,0	0,095	0,197	0,218	64,2
160	0,726	-0,263	0,180	0,187	0,260	46,2	0,110	0,295	0,314	69,5
165	2,824	-0,662	0,182	0,403	0,443	65,7	0,108	0,768	0,776	82,0
170	64,975	-13,343	-0,173	7,524	7,526	91,3	-0,639	15,653	15,666	92,3

OBS.: $\omega_2 = 1\hat{k}$ rad/s (anti-horário)

Tabela 3: Acelerações angulares das barras 3 e 4, e Acelerações dos pontos B e C em função de θ_2 .

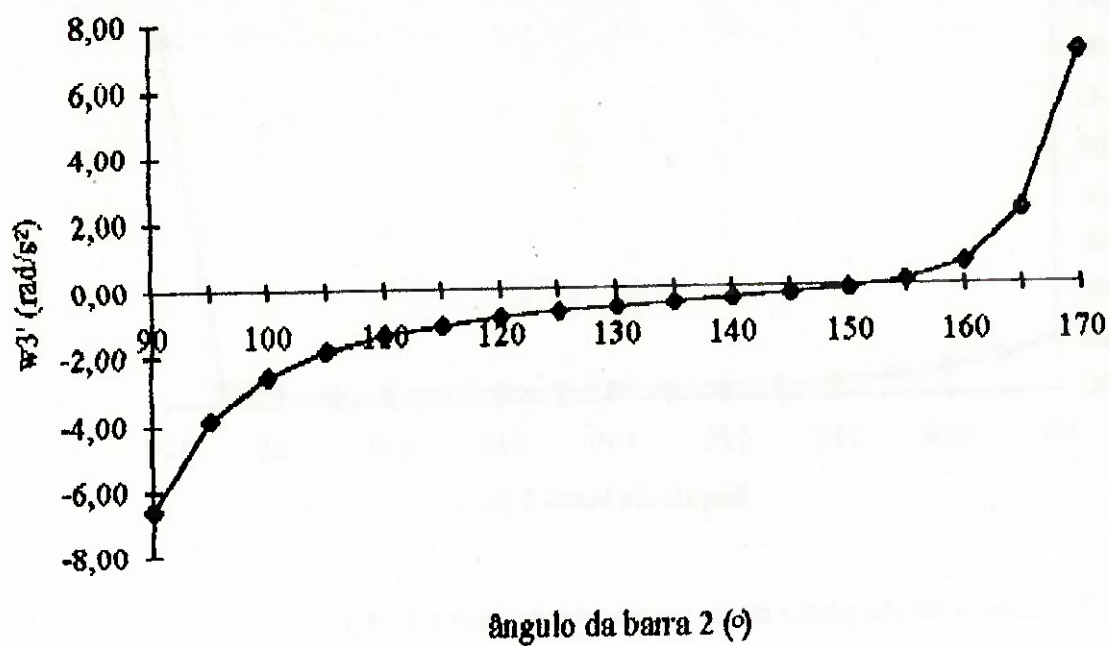


Gráfico 5: Aceleração angular da barra 3 (ω_3') \times ângulo da barra 2 (θ_2)

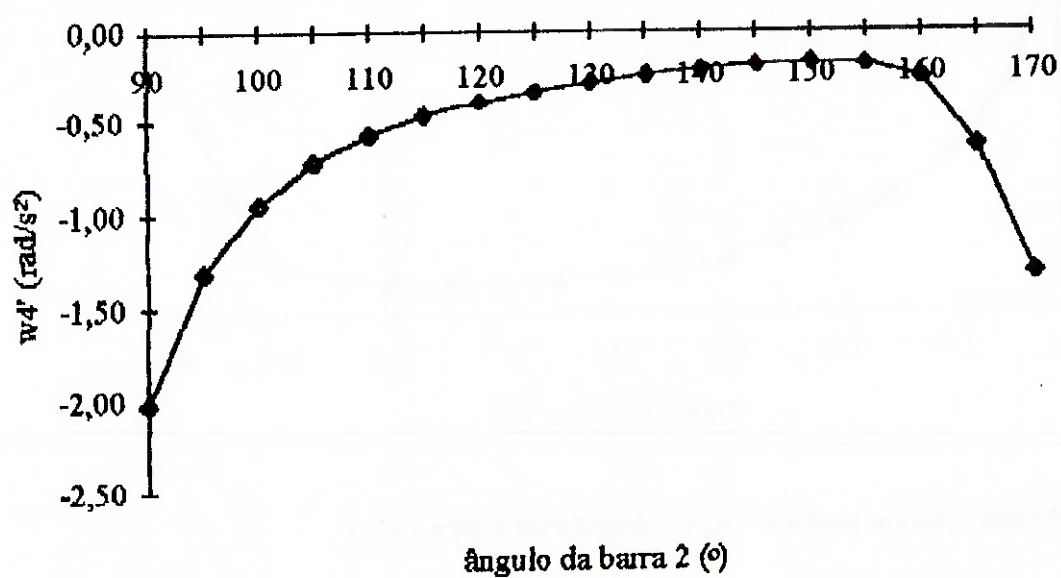


Gráfico 6: Aceleração angular da barra 4 (ω_4') \times ângulo da barra 2 (θ_2)

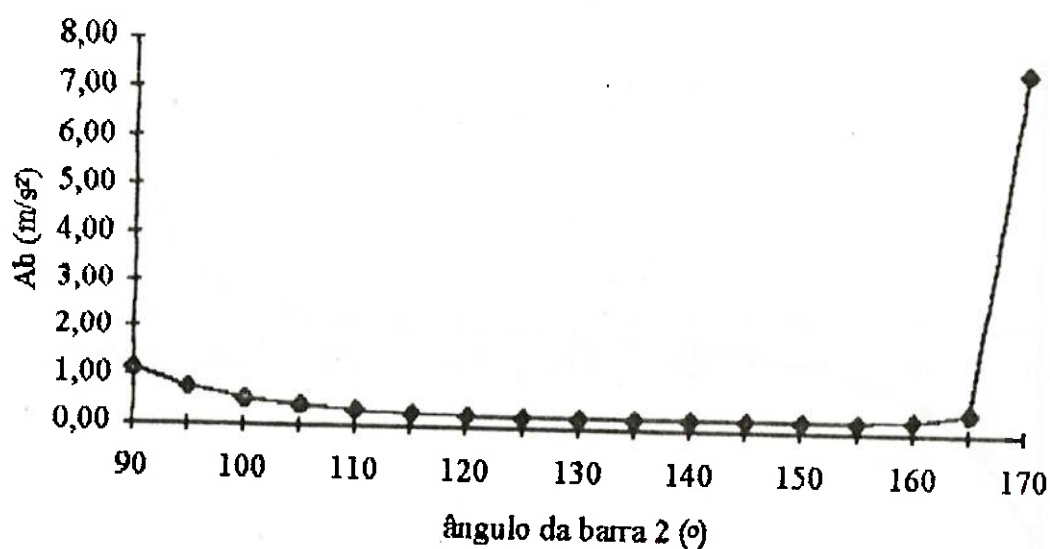


Gráfico 7: Aceleração do ponto B (A_B) \times ângulo da barra 2 (θ_2)

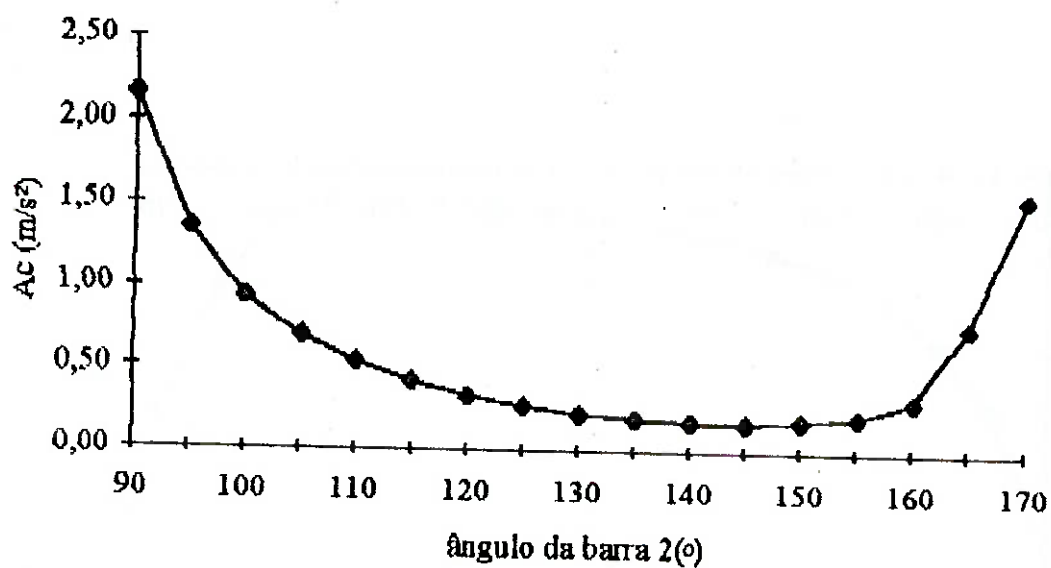


Gráfico 8: Aceleração do ponto C (A_C) \times ângulo da barra 2 (θ_2)

II.5 LOCALIZAÇÃO DO ATUADOR DE RETRAÇÃO

Este item é baseado no livro "Airplane Design - part IV: Layout Design of Landing Gear and Systems" da Roskam Aviation and Engineering Corporation, cuja referência completa encontra-se na Bibliografia.

Utilizam-se atuadores de retração para recolher o trem de pouso. Eles normalmente são hidráulicos ou eletro-mecânicos. O atuador de retração pode ser imaginado como um elemento de comprimento variável.

Para decidir onde localizar o atuador de retração, devem-se ter em mente os seguintes critérios:

1. O comprimento do atuador recolhido L não pode ser menor que a metade do comprimento do atuador estendido L_0 :

$$L > \frac{L_0}{2}$$

2. O diagram Força \times Comprimento do atuador não deve apresentar picos.

Para se determinar uma localização satisfatória para o cilindro de retração, serão seguidos os seguintes passos:

1. Fazer um desenho contendo as posições extremas que o mecanismo assume. Este desenho já foi feito previamente: ver a Figura 11 ou a Figura 14.

2. Assegurar que os pontos fixos no desenho feito correspondem a pontos executáveis da estrutura do caminhão.

3. Construir algumas posições intermediárias no desenho do mecanismo: ver a Figura 14.

4. Escolher uma localização para o atuador e assegurar que o critério de localização número 1 é satisfeito antes de passar para o passo seguinte. Isto está esquematizado na Figura 18 da página seguinte.

$$\text{sen} \alpha_r = \frac{r + R_7}{L_r} = \frac{R_2 \cdot \cos \alpha_2 + R_7}{L_r} = \frac{R_2 \cdot \text{sen} \theta_2 + R_7}{L_r}$$

$$\cos \alpha_r = \frac{R_6 - t}{L_r} = \frac{R_6 - R_2 \cdot \text{sen} \alpha_2}{L_r} = \frac{R_6 + R_2 \cdot \cos \theta_2}{L_r}$$

Dividindo-se as 2 expressões anteriores resulta:

$$\text{tg} \alpha_r = \frac{R_2 \cdot \text{sen} \theta_2 + R_7}{R_6 + R_2 \cdot \cos \theta_2}$$

Cálculo de L_r :

Da expressão acima para $\text{sen} \alpha_r$ obtém-se:

$$L_r = \frac{R_2 \cdot \text{sen} \theta_2 + R_7}{\text{sen} \alpha_r}$$

Cálculo de F_r :

A partir da Figura 19(b) pode-se escrever:

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow -(F_4 \cdot \cos \alpha_4) \cdot (R_3 \cdot \text{sen} \theta_3) - (F_4 \cdot \text{sen} \alpha_4) \cdot (R_3 \cdot \cos \theta_3) + P_T \cdot (R_3 \cdot \cos \theta_3) =$$

0

$$\Rightarrow F_4 = \frac{P_T \cdot R_3 \cdot \cos \theta_3}{R_3 \cdot (\cos \alpha_4 \cdot \text{sen} \theta_3 + \text{sen} \alpha_4 \cdot \cos \theta_3)} = \frac{P_T \cdot R_3 \cdot \cos \theta_3}{R_3 \cdot \text{sen}(\alpha_4 + \theta_3)}$$

$$\Sigma F_X = 0 \Rightarrow -F_r \cdot \cos \alpha_r + F_2 \cdot \text{sen} \alpha_2 + F_4 \cdot \cos \alpha_4 = 0$$

$$\Rightarrow F_2 = \frac{F_r \cdot \cos \alpha_r - F_4 \cdot \cos \alpha_4}{\text{sen} \alpha_2} = \frac{F_4 \cdot \cos \alpha_4 - F_r \cdot \cos \alpha_r}{\cos \theta_2}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \Rightarrow F_r \cdot \text{sen} \alpha_r + F_2 \cdot \cos \alpha_2 + F_4 \cdot \text{sen} \alpha_4 - P_T = 0$$

Substituindo o valor obtido para F_2 resulta:

$$F_r = \frac{P_T - F_4 \cdot (\text{sen} \alpha_4 + \cos \alpha_4 \cdot \text{tg} \theta_2)}{\text{sen} \alpha_r - \cos \alpha_r \cdot \text{tg} \theta_2}$$

Com as expressões obtidas para a força de retração, F_r , e o comprimento do atuador, L_r , e variando-se θ_2 de 90° a 170° obtêm-se os resultados da tabela 4, que está na próxima página, em função do peso do trem de pouso, P_T .

7. Para satisfazer o critério de localização número 2, o diagrama da força de retração $F_r \times$ comprimento do atuador L_r não pode conter nenhuma flutuação ou pico muito grande. Este diagrama está na Figura 20, na página seguinte.

A partir da Figura 20 conclui-se que para se satisfazer o critério de localização número 2 deve-se procurar manter o comprimento do atuador na seguinte faixa:

$$0,467\text{m} < L_r < 0,690\text{m}$$

O que corresponde a seguinte faixa para o ângulo da barra 2:

$$100^\circ < \theta_2 < 165^\circ$$

O diagrama da Figura 20 não contém nenhuma informação sobre o tempo necessário para retrair ou estender o trem de pouso.

θ_2 (°)	$\frac{F_r}{P_T}$	L_r (m)
90	0	0.709
95	0.915	0.700
100	1.334	0.690
105	1.545	0.679
110	1.654	0.667
115	1.710	0.653
120	1.738	0.638
125	1.749	0.623
130	1.752	0.606
135	1.751	0.589
140	1.748	0.570
145	1.746	0.551
150	1.748	0.531
155	1.760	0.510
160	1.797	0.489
165	1.919	0.467
170	3.006	0.445

Tabela 4: Razão entre a força de retração e o peso do trem de pouso (F_r/P_T) e o comprimento do atuador (L_r) em função do ângulo da barra 2 (θ_2).

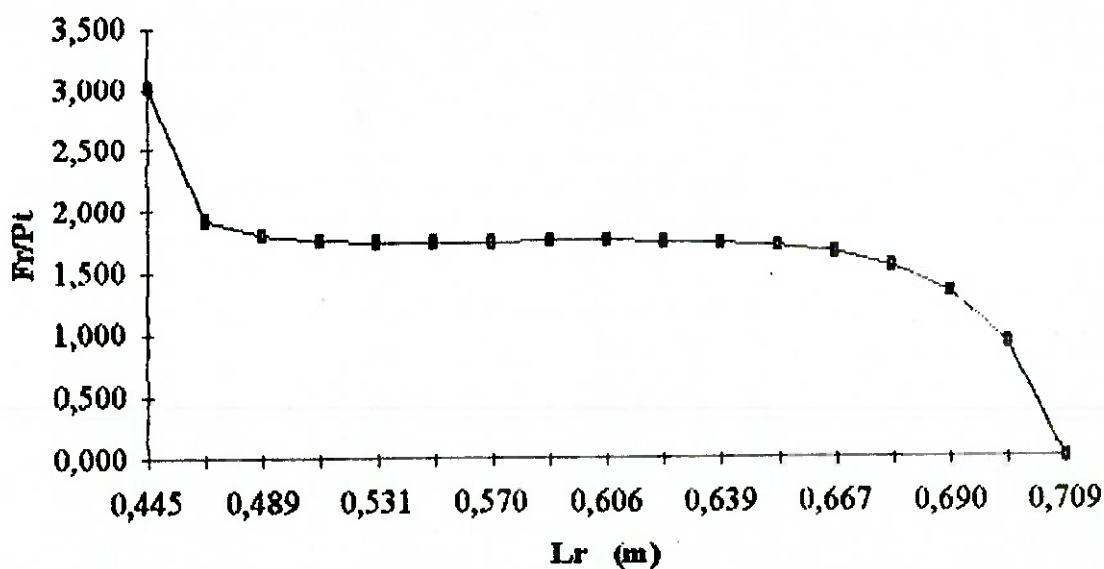


Figura 20: Diagrama $(\frac{F_r}{P_t}) \times L_r$ do mecanismo proposto para o trem de pouso.

O livro citado no início deste item fornece tempos de retração e extensão permissíveis para trens de pouso aeronáuticos. No presente caso, por se tratar de uma aplicação terrestre, pode-se adotar um tempo maior:

$$t = 10 \text{ a } 20 \text{ s}$$

Este tempo juntamente com o diagrama da força de retração $F_r \times$ comprimento do atuador L_r permite determinar a potência P_r requerida para a retração do trem de pouso:

$$P_r = \frac{\text{Trabalho}}{\text{tempo}} = \frac{\int_{L_1}^{L_2} F_r \cdot dL_r}{t}$$

III. ENGATE

Primeiramente fizemos um levantamento de alguns tipos de engates e dispositivos de fixação existentes, analisando-os quanto ao seu funcionamento, facilidade de montagem e desmontagem e principais características. A princípio estes engates analisados não têm a função específica a que se destina o nosso projeto. Mas eles fornecem idéias que são aproveitadas para posterior definição. A seguir têm-se alguns desenhos e esquemas com as devidas explicações.

III.1 EXEMPLOS DE ENGATES RÁPIDOS

Os exemplos seguintes são ideais para uniões, sendo que o seu projeto de desmontagem rápida pode simplificar a instalação e a manutenção, porque não se necessita de ferramentas para tanto. As Figuras abaixo (Fig. 21 a 32) foram extraídas do livro "Mechanisms, Linkages, and Mechanical Controls" de Nicholas P. Chironis, Mc Graw-Hill Book Company, 1965, New York, USA.

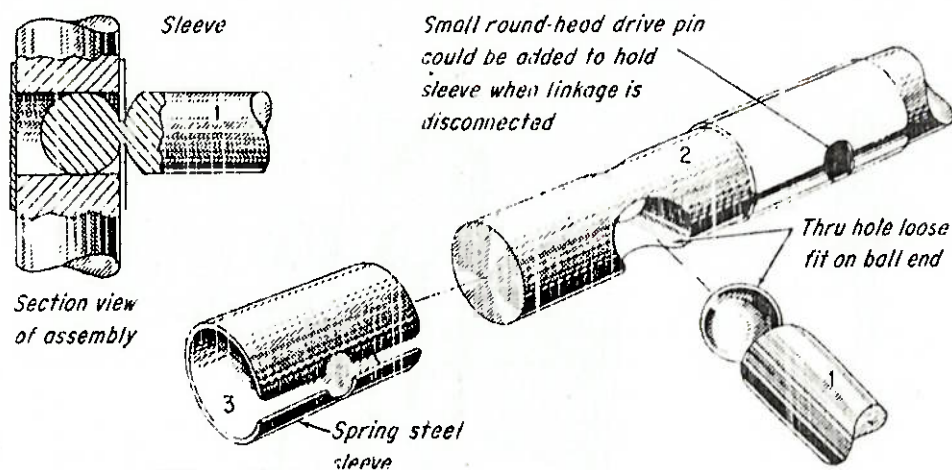


Figura 21: A junta esférica e a luva elástica acima permitem o movimento relativo quando o furo do centro da luva posiciona-se sob a base do diâmetro da esfera. O diâmetro da esfera deve sempre ser menor que aquele do braço em que se faz a montagem.

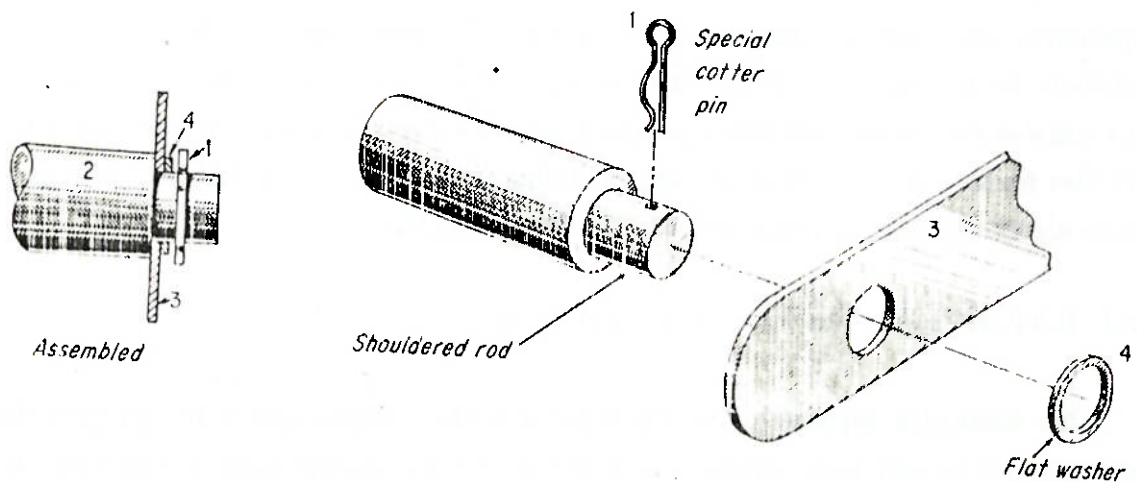


Figura 22: O contrapino especial mostrado acima pode ser removido mais facilmente do que contrapinos convencionais. Apesar de ser limitado pelo diâmetro da barra, o pino é reutilizável. Mas recomenda-se a sua aplicação apenas em serviços de pouca responsabilidade.

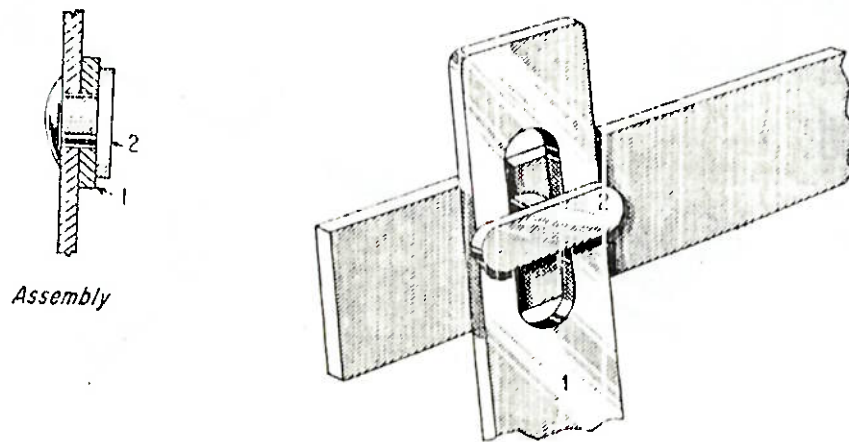


Figura 23: A cabeça alongada do prendedor somente pode ser desconectada da fenda quando elas estão alinhadas. Após a montagem deve-se evitar o alinhamento da fenda com a cabeça do prendedor.

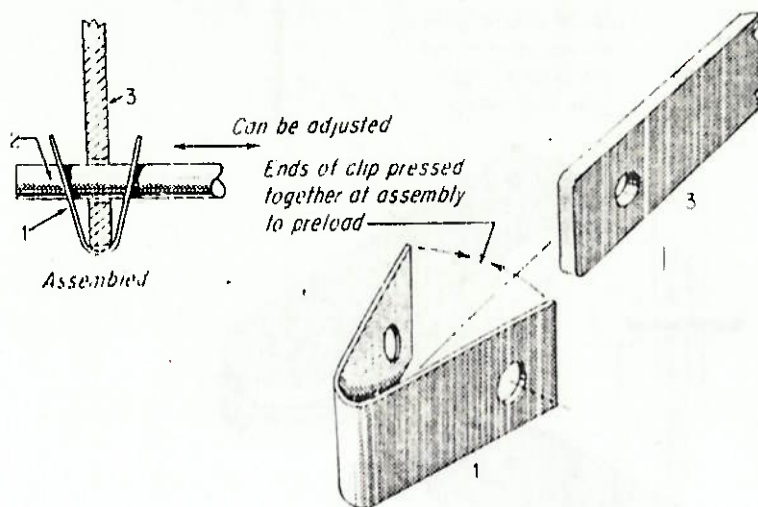


Figura 24: A mola plana pré-carregada permite que a barra de conexão seja ajustada simplesmente por meio da deformação das extremidades da mola de modo a liberar a barra. Este prendedor não é recomendado para barras isoladas.

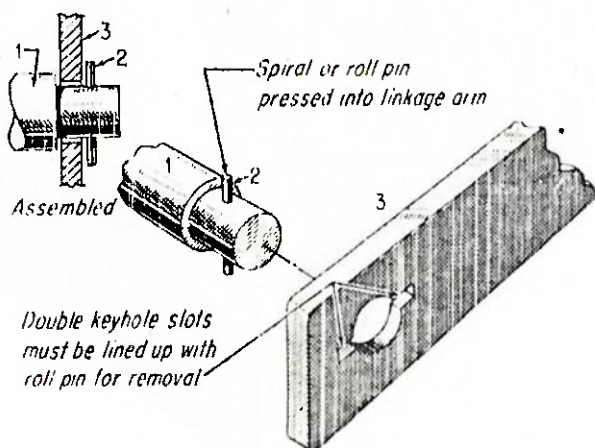


Figura 25: O Pino especial e o furo duplamente chavetado incluem-se em uma classe de prendedores tipo "baioneta", que somente é confiável quando a barra pinada não gira durante a operação, caso em que o alinhamento pode deixar o braço pinado mover-se livremente.

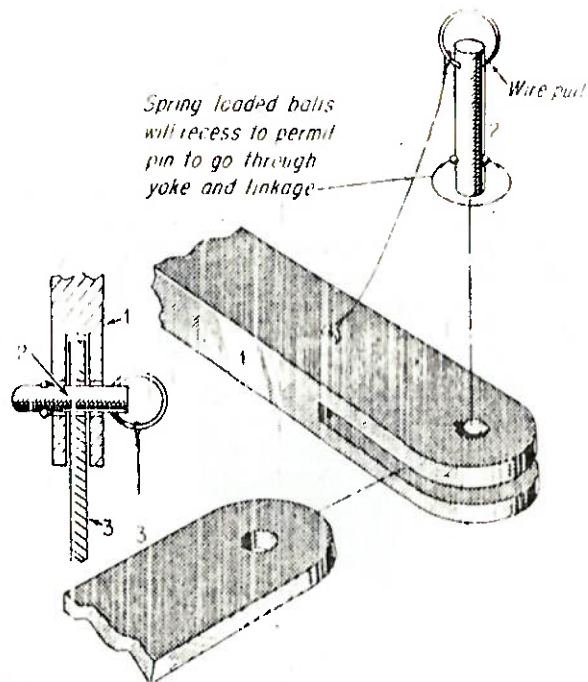


Figura 26: O garfo acima e o pino mola de retenção juntos constituem-se em um método de fixação comum em muitos mecanismos. Às vezes é conveniente atar o pino a um dos elementos de modo que ele não se perca.

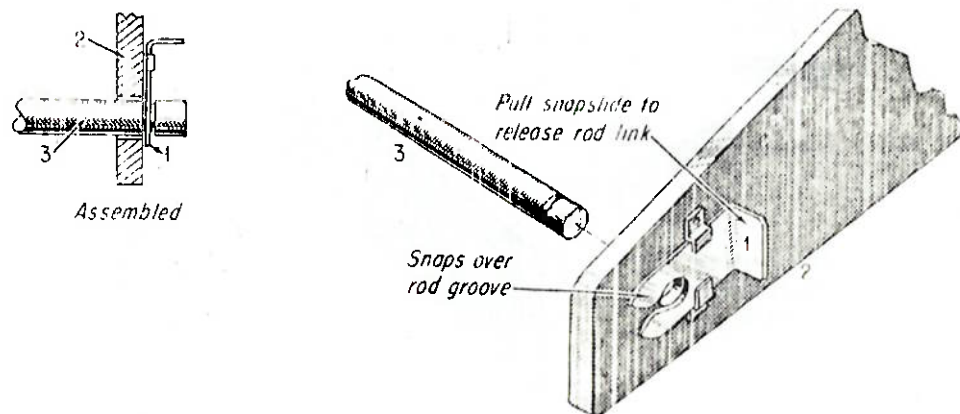


Figura 27: A trava deslizante e a barra com o rebaixo proporcionam um método de fixação sem peças soltas para manusear. Esse tipo de trava é comercialmente disponível, ou pode ser facilmente fabricada.

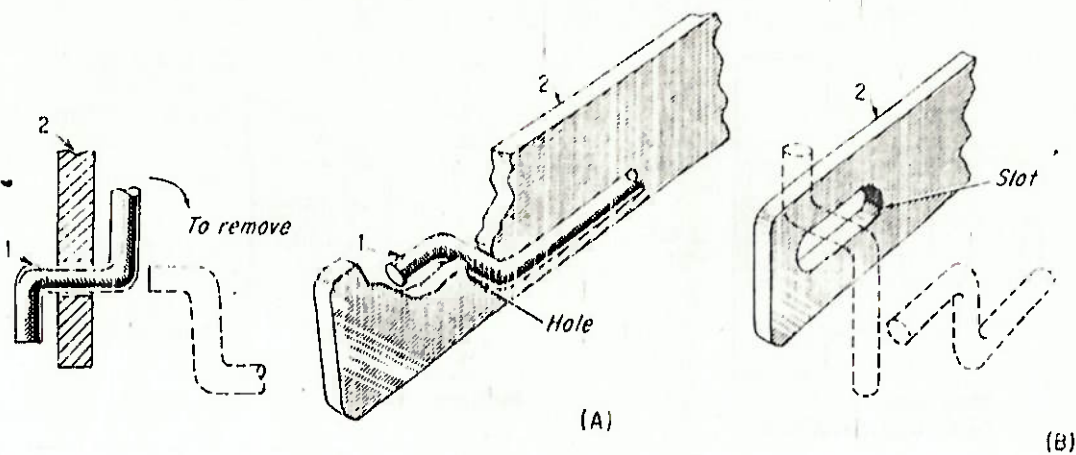


Figura 28: A barra conformada atuando em um furo ou fenda permite a desmontagem somente quando ela está livre para ser manipulada fora do braço. O projeto com a fenda tem um jogo, que pode ou não ser vantajoso.

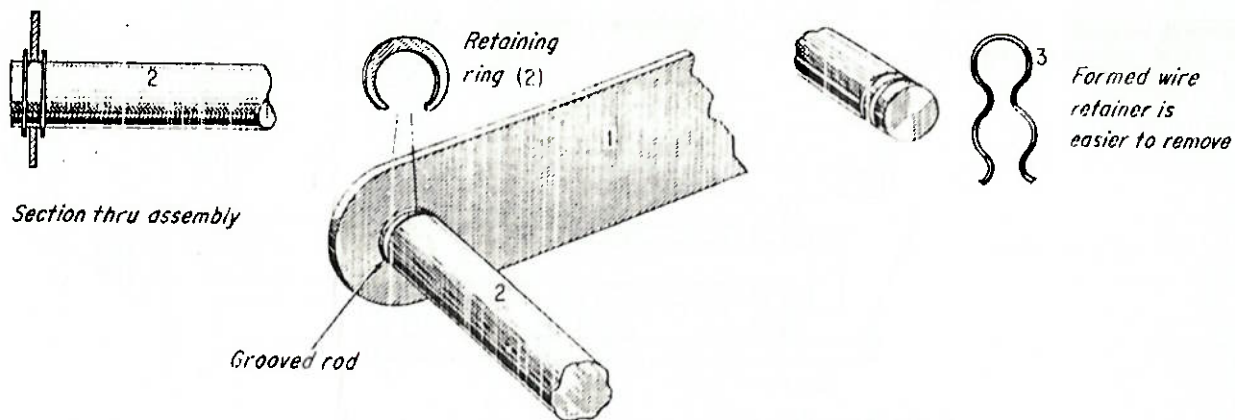


Figura 29: Barras com rebaiços e anéis de retenção, embora não tenham a liberdade de movimento dos projetos prévios, são simples de fabricar e têm baixo custo. Geralmente são necessários rebaiços duplos.

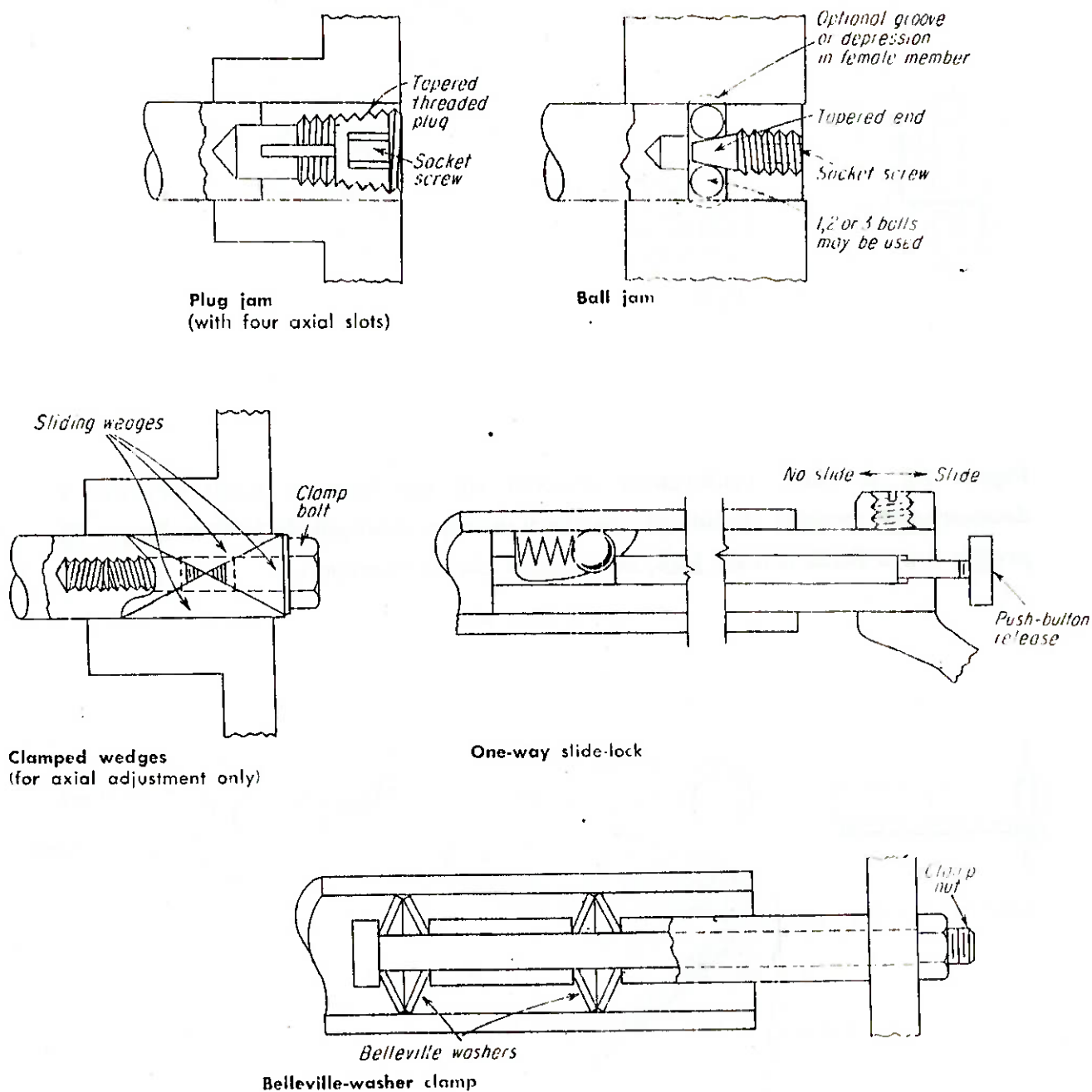


Figura 30: Os esquemas acima mostram travas ajustáveis, que permitem ajuste angular e axial.

As Figuras a seguir (Fig. 33 a 37) foram extraídas do livro "Dispositivos em Usinagem - Fixações, Localizações e Gabaritos Não Convencionais" de Hiram E. Grant, Livraria Clência e Tecnologia Editora, 1982, São Paulo, SP.

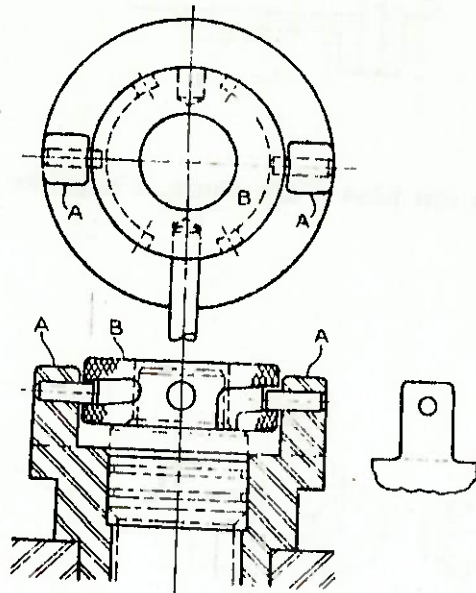


Figura 31: No desengate rápido acima os dois dentes A permitem desengatar B rapidamente para girar com a barra.

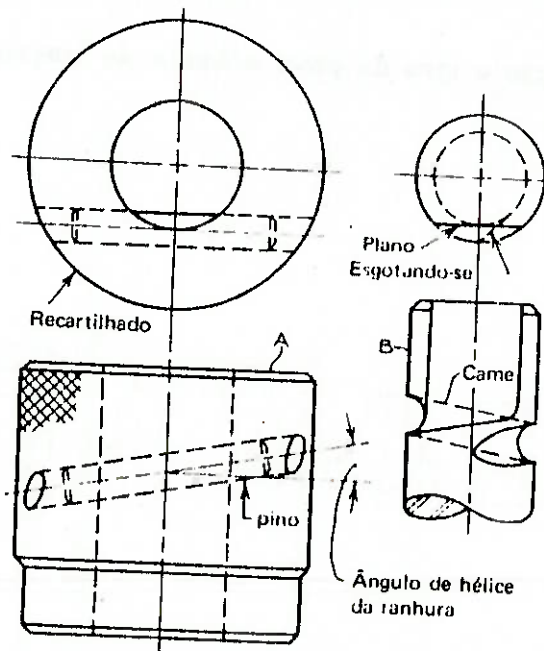


Figura 32: Observa-se que o plano sobre o eixo B é necessário para permitir que A fique localizada sobre o eixo. O ângulo do pino tem que ser idêntico ao pequeno ângulo do came helicoidal.

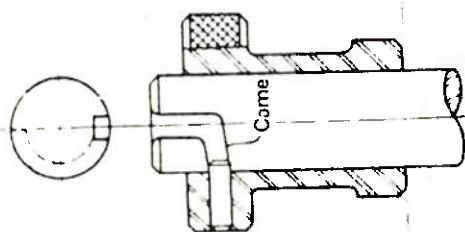


Figura 33: Neste projeto de um pino e um came, a sujeição no sentido horário é preferida.

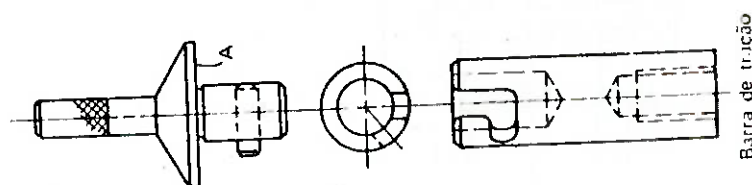


Figura 34: Após a inserção e giro do pino, a barra de tração puxa para baixo, sujeitando A contra a peça.

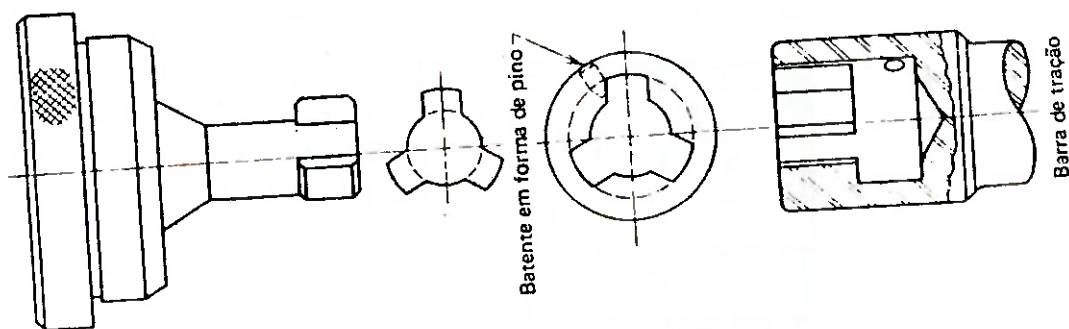


Figura 35: No desengate rápido acima o giro da haste estriada dentro do furo até o batente permite o travamento da união.

III.2 MODELO DE ENGATE TIPO "PLACA":

O esquema abaixo ilustra esse modelo.

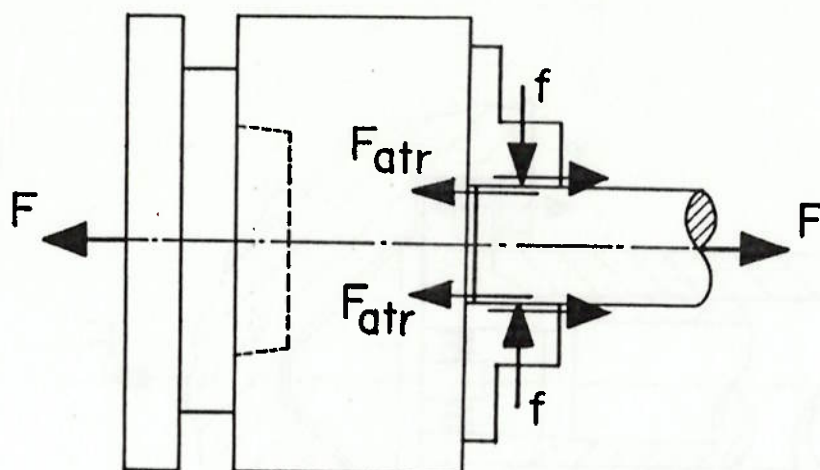


Figura 36: Engate utilizando uma concepção tipo placa de torno.

Considerando-se o esquema acima pode-se escrever:

$$F_{atr} = \mu \cdot f$$

Sendo aço o material das superfícies em contato tem-se:

$$\mu \cong 0,15 \Rightarrow F_{atr} = 0,15f$$

Supondo uma placa de 3 castanhas, resulta:

$$3 \cdot F_{atr} \geq F \Rightarrow 3 \cdot (0,15f) \geq F \quad \therefore f \geq 2,22F$$

A desigualdade acima pesa contra esse esquema, pois é necessário um valor da força de retenção relativamente alto em relação à força de tração F.

A seguir tem-se um esquema alternativo.

III.3 MODELO DE ENGATE TIPO "PINÇA EXPANSIVA":

O esquema abaixo ilustra esse modelo.

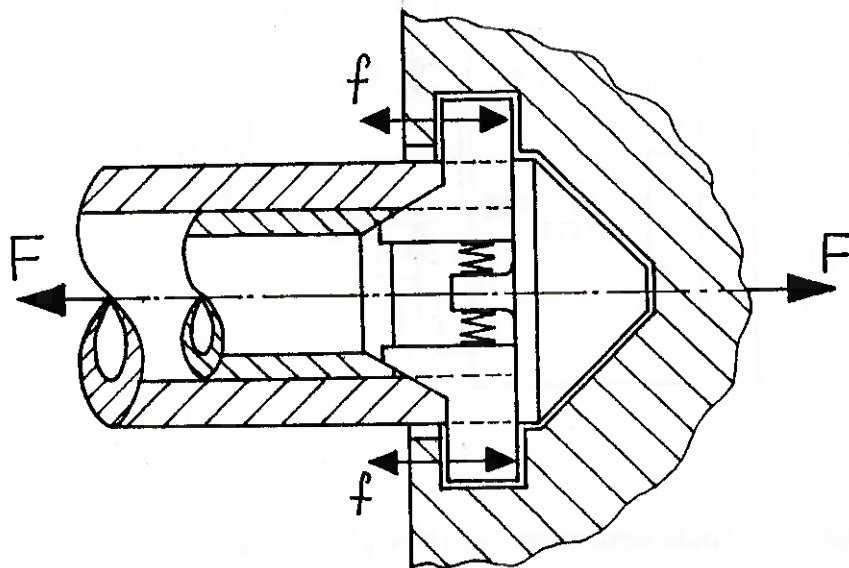


Figura 37: Engate utilizando uma concepção tipo "pinça expansiva". Quando o tubo interno move-se para a direita os "dentes" são pressionados contra as molas e a haste fica livre para separar-se do conjunto.

Supondo 3 elementos móveis, tem-se:

$$3f = F \Rightarrow f = F / 3$$

Esta é uma condição mais favorável que o caso anterior.

IV. CONCLUSÃO

As considerações feitas neste tópico - Modelagem do Projeto - a respeito do Trem de Pouso e do Engate constituem-se em uma base para posterior aprofundamento durante a fase do Projeto Executivo. Desta forma, aqui as informações aparecem de uma forma um tanto quanto esquemática, mas completa para este nível de detalhamento.

Quanto ao Trem de Pouso deve-se acrescentar que métodos de travamento devem ser previstos nas posições estendida e recolhida, de modo a eliminar a possibilidade de falhas que venham a comprometer o desempenho do equipamento. Um sistema hidráulico de acionamento do cilindro atuador da retração deve ser projetado durante o Projeto Executivo, levando em conta as características cinemáticas e dinâmicas analisadas no item II.

O Engate precisa de uma análise mais detalhada quanto à sua exeqüibilidade, à sua funcionalidade e ao seu desempenho. Mas a base aqui apresentada mostra um caminho que consideramos ser satisfatório, conquanto seja passível de aperfeiçoamentos durante o Projeto Executivo.

3ª FASE

ANÁLISE DA SENSIBILIDADE

ANÁLISE DA SENSIBILIDADE

I. INTRODUÇÃO

Nesta fase do projeto básico tentaremos fazer uma análise de alguns dos fatores que podem vir a influenciar o desempenho de nosso produto, analisando alguns dos mais importantes fatores de sensibilidade.

Numa primeira etapa faremos uma análise de sensibilidade voltada para a aerodinâmica de nosso veículo. Veremos como este importante parâmetro de desempenho atua, sua influência, e os cuidados que se deve ter no projeto do caminhão modular de forma a conferir a ele um design moderno, arrojado e aerodinâmico.

Como já é sabido, em todo item mecânico sempre haverá uma série de entradas indesejáveis, que no entanto devem ser previsíveis, que certamente acarretarão saídas muito diferentes das desejáveis. Porém, tais saídas devem ser pelo menos aceitáveis, não ocasionando a perda total do equipamento nem tão pouco acidentes fatais.

Com base no parágrafo anterior, faremos modelagem dos principais subsistemas dos motores de forma a descrevê-los de brevemente e representá-los através de modelos icônicos, visando um melhor entendimento de tais subsistemas, para que numa segunda etapa se faça a análise da sensibilidade do motor utilizado no caminhão modular, a qual se preocupará em identificar as possíveis saídas aceitáveis, listar todas as prováveis entradas indesejáveis que ocasionam tais saídas, e por fim diagnosticar algumas das ações corretivas para a eliminação de cada uma destas entradas.

Serão analisadas individualmente as seguintes saídas indesejáveis, porém aceitáveis :

- O motor gira mas não dá partida (sem fumaça no escapamento);
- Motor parte com dificuldade / Não parte (há fumaça no escapamento);
- Motor parte mas não se mantém em funcionamento;
- Motor não reage a ação de corte;
- Motor falha em marcha lenta;
- Marcha lenta irregular com motor quente;
- O motor falha;
- Baixa pressão de óleo;
- Motor com superaquecimento;

- Motor funciona a baixa temperatura;
- Motor não atinge a rotação máxima correta (sem carga);
- Falta de potência;
- Excesso de fumaça com funcionamento do motor sob carga;
- Motor apresenta detonação.

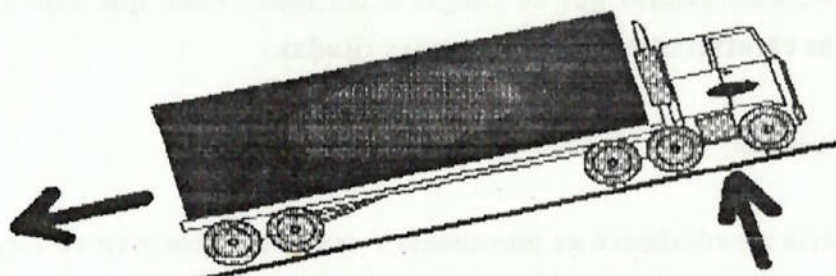
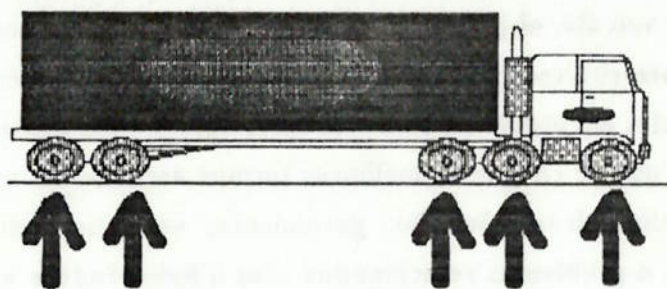
II. AERODINÂMICA

A questão da aerodinâmica é fundamental para que se possam vencer as resistências do ar no deslocamento do veículo e atingir um menor consumo de combustível e estabilidade direcional.

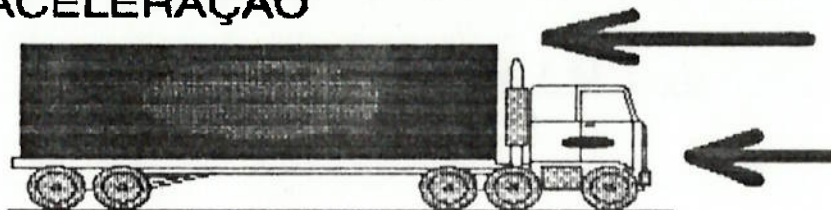
II.1 - Introdução

Para que se consiga efetuar o deslocamento de um veículo de um local para outro, é necessário que se vençam as resistências opostas pelas seguintes forças: resistência ao rolamento, resistência a aclives e aceleração e resistência oferecida pelo ar. Em poucas palavras, as resistências ao rolamento e a aclives/aceleração são as forças decorrentes do atrito dos pneus com o solo, do grau de inclinação do solo e perdas na transmissão, as quais serão proporcionais ao peso do veículo, sua potência e torque, suas dimensões, tipo e pressão dos pneus utilizados e, ainda, à velocidade e ao tipo de pavimento no qual se está trafegando. Já a resistência oferecida pelo ar ou resistência aerodinâmica irá atuar como uma espécie de barreira que não permite o livre deslocamento do veículo.

RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO



RESISTÊNCIA A ACLIVES E ACELERAÇÃO



RESISTÊNCIA AO AR

Neste trabalho nos preocuparemos apenas com esse último tipo de resistência, que é estudada pela física e conhecida simplesmente por aerodinâmica.

II.2 - Conceituação

É definida como sendo a ciência que estuda o modo pelo qual a força do ar atua sobre corpos em movimento. Assim, no caso específico de veículos, os estudos aerodinâmicos são fundamentais quando de seu projeto, pois destes irão depender as seguintes características:

- facilidade em vencer a resistência imposta pelo ar durante os deslocamentos;
- estabilidade a rajadas de ventos, bem como a alterações nas cargas incidentes sobre as rodas.

Essas características podem ser traduzidas como sendo a determinação do melhor formato para o veículo, objetivando alcançar, basicamente, duas premissas: baixo consumo de combustível e estabilidade direcional. Para tanto, é feita uma série de experiências com modelos em escala ou com o próprio veículo, em túneis de vento e em testes de estrada, até que se chegue às melhores formas aerodinâmicas. Porém, os melhores formatos aerodinâmicos não são, geralmente, os mais indicados para produção seriada, devido a problemas relacionados com a habilidade e as dimensões do veículo. Devido a isto, é necessário que se chegue a um meio-termo que venha a atender razoavelmente às características anteriormente citadas.

II.3 - Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica ao movimento é composta pelo arrasto - que é a força exercida pelo ar principalmente contra a área frontal do veículo - e a força causada pelos ventos laterais. A resistência pode ser calculada através da seguinte fórmula:

$$RA = \frac{(S \times Cx \times D)}{(2 \times g)} \times (V - V_0)^2, \text{ onde:}$$

RA = resistência aerodinâmica

S = área frontal ou projetada

Cx = coeficiente aerodinâmico ou de forma

Δ = peso específico do ar

g = aceleração da gravidade

V = velocidade do veículo

V₀ = velocidade do vento frontal somada às resultantes do vento lateral.

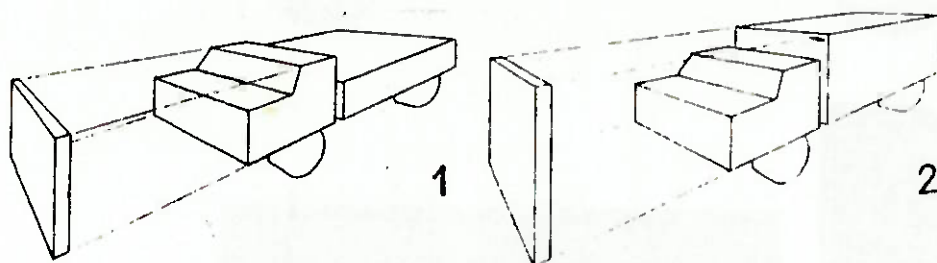
Pela fórmula, podemos notar que a resistência aerodinâmica aumenta quanto maiores forem a velocidade, a área frontal ou projetada e o coeficiente aerodinâmico do veículo. Essa resistência começa a ser sentida quando o veículo atinge uma velocidade em torno de 30 km/h.

No trânsito urbano, no qual a velocidade média é de aproximadamente 50 km/h, com acelerações e freadas constantes, a resistência aerodinâmica é pouco sentida, sendo que apenas uns 5% da potência do veículo são requeridos para vencê-la.

Já no caso de o veículo transitar em rodovias, onde a velocidade é alta, serão necessários aproximadamente 70% de sua potência para vencer a resistência do ar.

Esse aumento da resistência do ar com o aumento da velocidade é fácil de ser percebido, basta para tanto colocar a mão para fora do veículo com este em movimento.

Com relação à área frontal ou projetada, podemos observar pela figura abaixo que, estando os veículos sob as mesmas condições de operação, o nº 1 irá apresentar um consumo de combustível inferior ao do nº 2, devido a sua área frontal ser menor que a deste último.

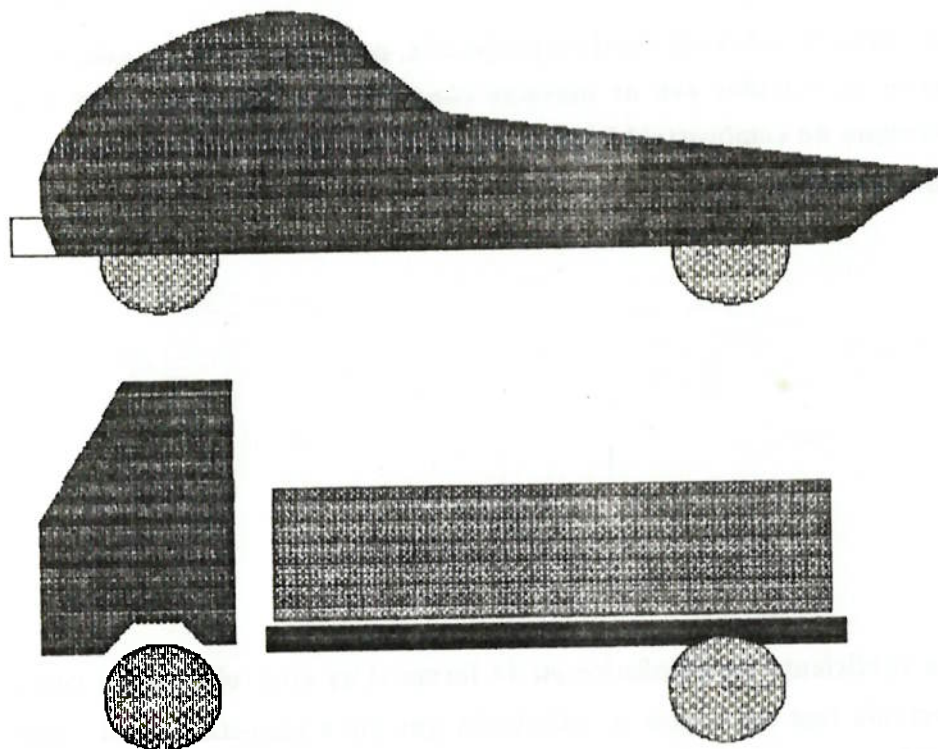


Já o coeficiente aerodinâmico ou de forma (C_x) está relacionado com a facilidade que o veículo tem em vencer a resistência que lhe é imposta pelo ar, como também com a potência requerida para mantê-lo ou acelerá-lo a uma determinada velocidade, influenciando desta forma no consumo de combustível. Assim, o coeficiente C_x irá depender do desenho aerodinâmico do veículo, ou seja, o seu formato deve proporcionar que ele penetre facilmente na massa de ar.

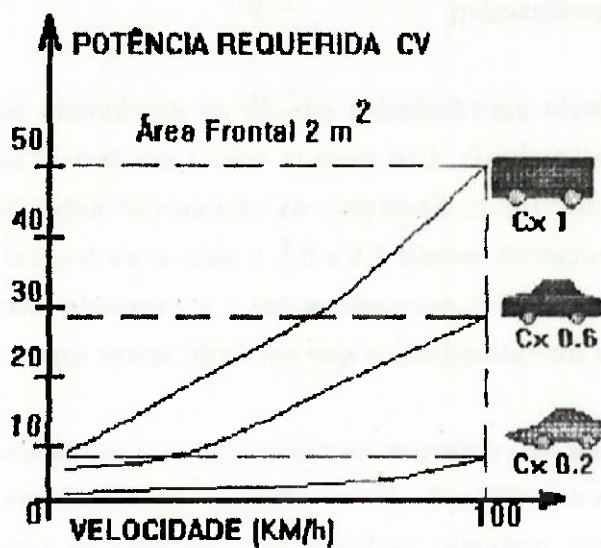
Para melhor entendermos o conceito do coeficiente aerodinâmico, podemos fazer a seguinte afirmação: C_x é um fator que representa uma certa área, a qual, quando submetida a movimento, irá sofrer a resistência do ar como se fosse uma chapa plana de determinadas dimensões. Assim, caso tivéssemos um veículo com área frontal igual a 2 metros quadrados e o seu C_x igual a 0,2, ele iria cortar a massa de ar comportando-se como se fosse uma chapa plana com 0,4 metros quadrados de área.

O coeficiente aerodinâmico é influenciado por diversos fatores externos ao projeto do veículo, ou, em outras palavras, pelos diversos acessórios que são corretamente aplicados nos veículos. Alguns desses acessórios podem até vir a melhorar o C_x , como no caso dos defletores aerodinâmicos, ao passo que outros aumentam o C_x do veículo, funcionando como um freio aerodinâmico e prejudicando sobremaneira o consumo de combustível.

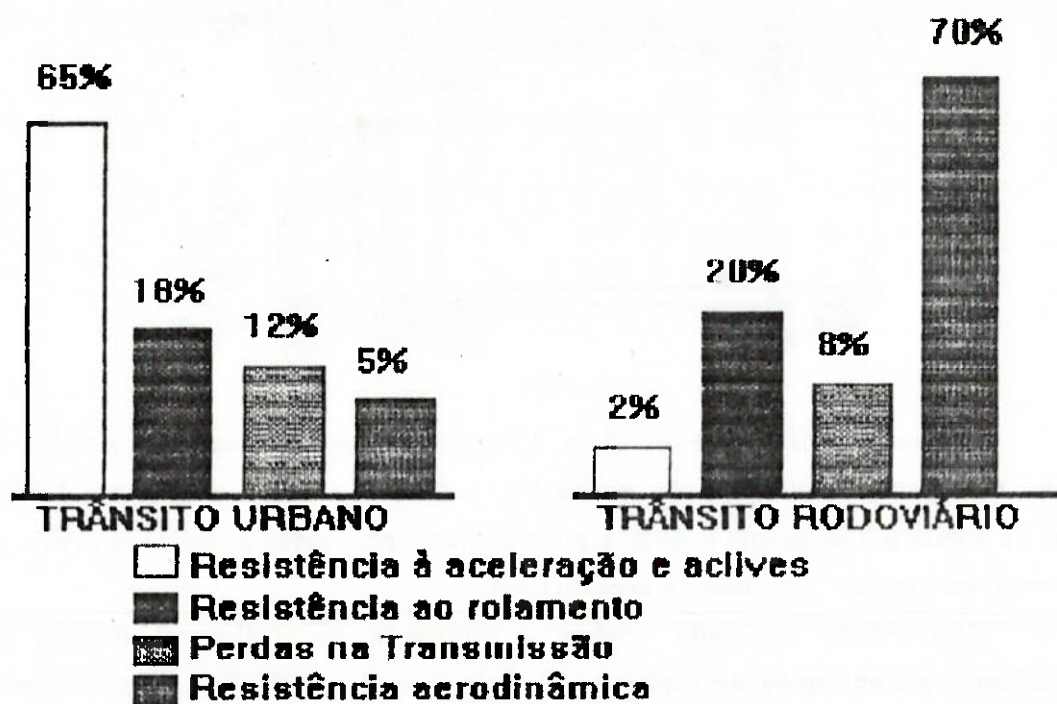
Feitas essas considerações, ao observarmos a figura abaixo, supondo que os veículos possuam a mesma área frontal e que sejam submetidos às mesmas condições de operação, podemos afirmar que o nº 1 irá consumir menos combustível que o nº 2, visto que o seu C_x é menor que o do nº 2.



Com relação à potência requerida, podemos verificar mais claramente no gráfico abaixo o que foi afirmado anteriormente, ou seja, ela será dependente do formato do veículo. Assim, apesar de os veículos terem a mesma área frontal, vemos que, para atingir a velocidade de 100 km/h, cada um irá necessitar de determinada potência, isso devido ao formato deles ser diferente, permitindo ou não boa penetração na massa de ar.



Isto posto, podemos verificar no gráfico abaixo as parcelas médias da potência do veículo que são requeridas para vencer as diversas resistências que se opõem ao movimento deste:

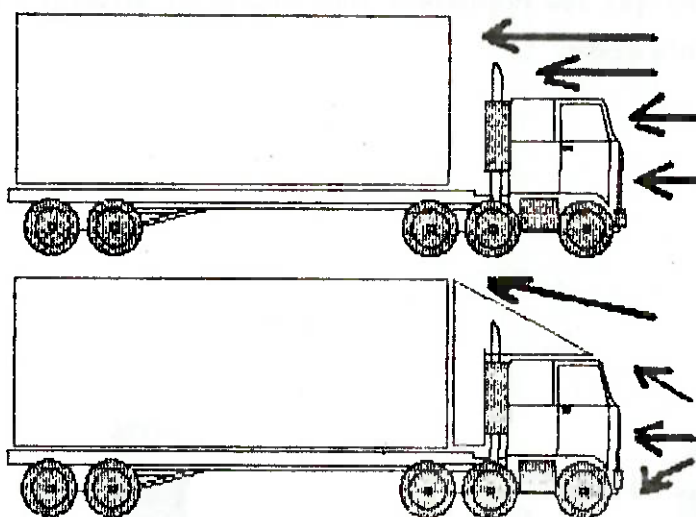


II.4- O caminhão e a aerodinâmica

A resistência aerodinâmica oposta ao movimento de caminhões é bem maior que a oposta a automóveis, isto porque suas características construtivas e de operação são um tanto diferentes. Enquanto os automóveis apresentam um coeficiente C_x que varia entre, aproximadamente 0,3 e 0,5 e uma área frontal em torno de 2 a 3 metros quadrados, os caminhões apresentam um C_x variando entre 0,5 e 1,0 e área frontal bem maior que a de automóveis e que será tão maior quanto maior a altura da carga ou carroceria.

Uma forma de contornar ou minimizar esse problema é tentar melhorar o coeficiente C_x através da utilização de um artifício: o defletor aerodinâmico.

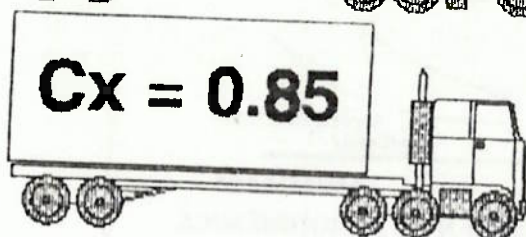
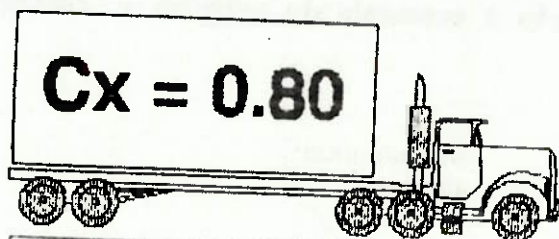
Pela figura, podemos verificar que, no caso do veículo nº 1, o ar irá oferecer grande resistência ao seu deslocamento, ao passo que o nº 2, equipado com defletores, sofrerá menor resistência.



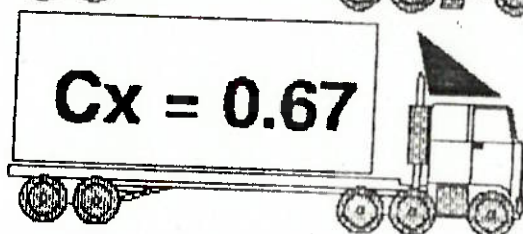
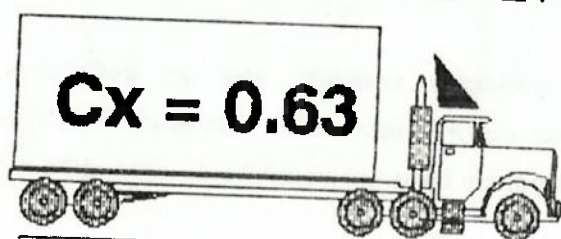
Supondo ainda que os dois veículos sejam de mesmo modelo e submetidos às mesmas condições de operação, podemos afirmar que o nº 2 irá necessitar de menor potência que o de nº 1 para manter certa velocidade de cruzeiro e que, portanto, terá menor consumo de combustível.

Um estudo realizado sobre a utilização de defletores mostra a influência destes na obtenção de melhores coeficientes aerodinâmicos, como vemos pela figura abaixo:

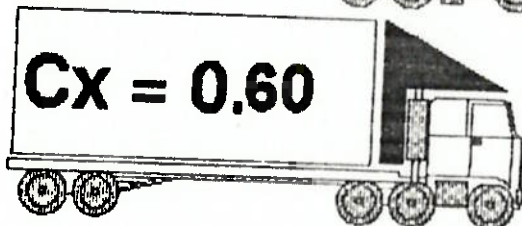
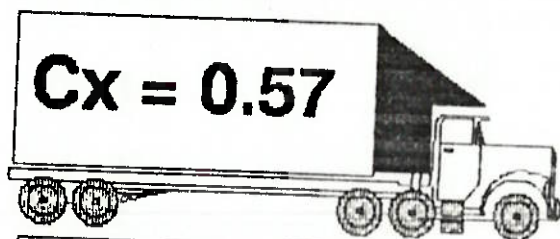
SEM DEFLETOR



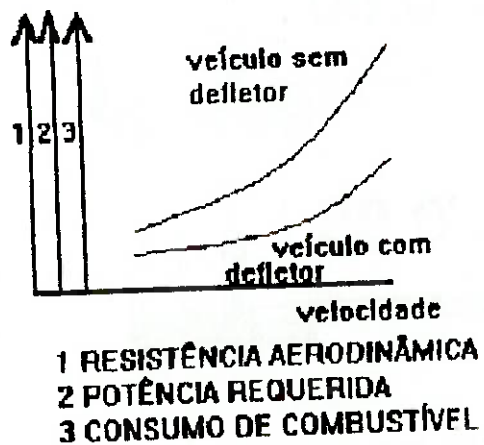
COM DEFLETOR DE TETO



COM DEFLETOR DE TETO E LATERAIS



O gráfico a seguir permite visualizar as vantagens apresentadas pelo uso de defletores com relação à economia de potência e, conseqüentemente, de combustível.



Pelo exposto, podemos concluir que os defletores, quando bem utilizados, podem proporcionar certa economia de combustível e que os estudos de aerodinâmica são importantes para o bom desempenho do caminhão modular.

III. MODELAGEM DO MOTOR

III.1. INTRODUÇÃO

Nesta fase do projeto básico pretendemos tentar descrever de forma sucinta o funcionamento dos subsistemas principais do motor a ser empregado.

Esta descrição será feita através de modelos icônicos, a qual ilustra a informação e configuração dos componentes de natureza geral. A familiarização com os sistemas do motor, além de permitir uma melhor visão entre as várias interfaces do motor, auxilia no entendimento e diagnóstico de possíveis falhas.

Os sistemas que serão sucintamente descritos e modelados através de desenhos esquemáticos (modelos icônicos) são:

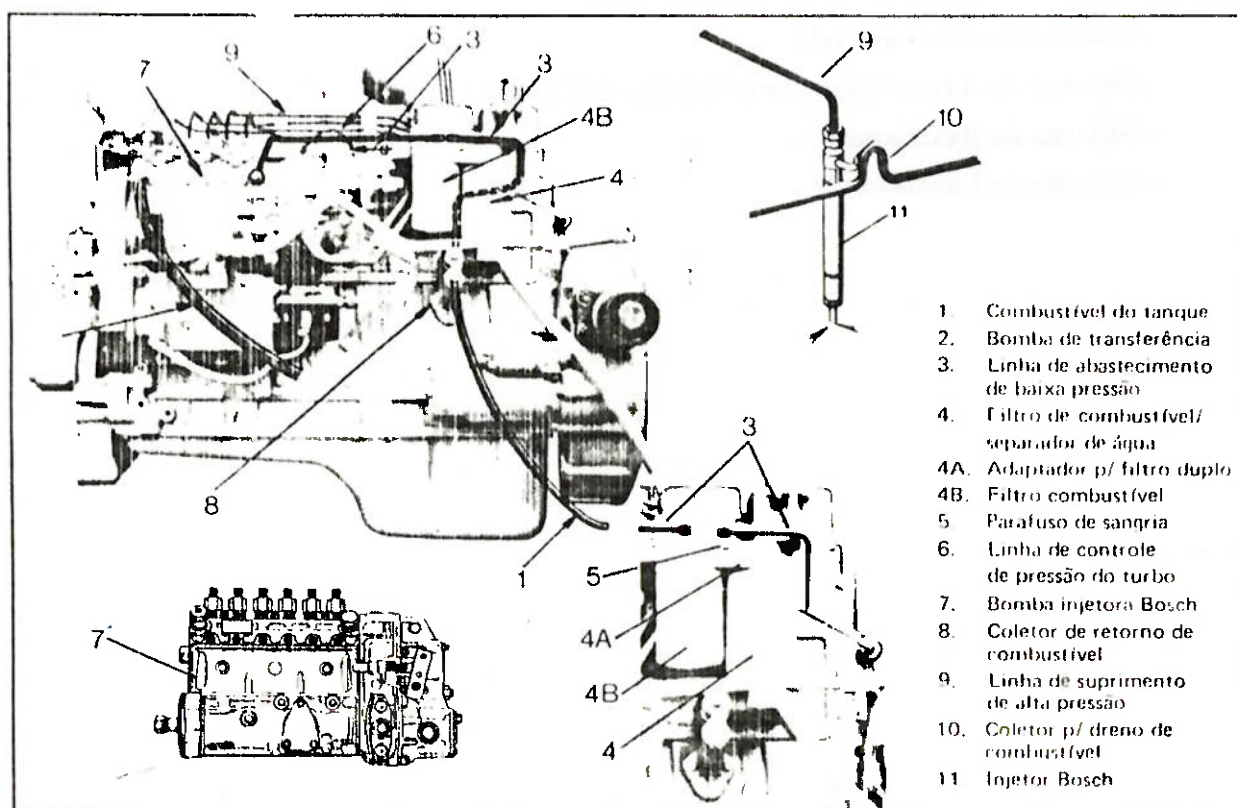
- Sistema de Combustível ;
- Sistema de Admissão de Ar e Sistema de Escape ;
- Sistema de Resfriamento ;
- Sistema de Lubrificação .

III.2. SISTEMA DE COMBUSTÍVEL

O combustível é transferido do tanque para a linha de abastecimento de baixa pressão, sendo esta feita através da bomba de transferência.

Na linha de baixa pressão o combustível é "tratado", sendo ele inicialmente separado da água, para que a eficiência da combustão não seja comprometida, e posteriormente filtrado, a fim de remover eventuais impurezas ou particulados.

Após o "tratamento" do combustível, este é conduzido à bomba injetora, a qual irá alimentar a linha de suprimento de alta pressão, proporcionando o enchimento do copo do injetor, para que, de acordo com o sincronismo ditado pelo eixo comando e os balancins, se tenha a injeção no momento adequado.

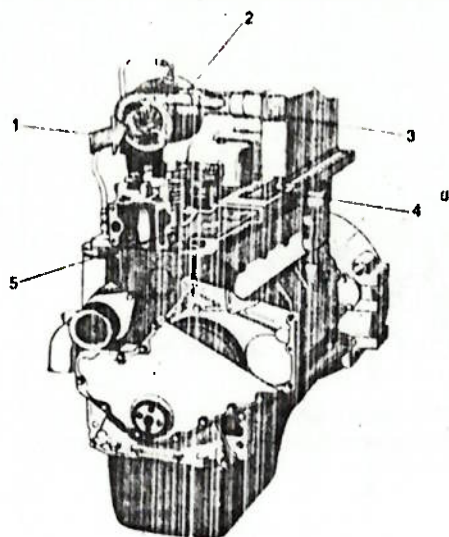


Sistema de Combustível - Modelo Icônico
(figura retirada do manual de operação do motor Cummins 5.9 I)

III.3. SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR E SISTEMA DE ESCAPE

O ar admitido no turbo-alimentador é conduzido ao resfriador e deste vai para o coletor de admissão, que é parte integral do cabeçote.

Devido ao movimento de sincronismo do motor, ditado pelo eixo comando, dá-se a abertura das válvulas de admissão, o ar é admitido na câmara de combustão, faz-se a injeção do combustível, dá-se a combustão (e a produção de energia), pelo mesmo movimento de sincronismo abrem-se as válvulas de escape. Os gases resultantes da combustão são então conduzidos pelo coletor de escape do tipo pulsante até a entrada do turbo- alimentador, e daí conduzidos para a saída.

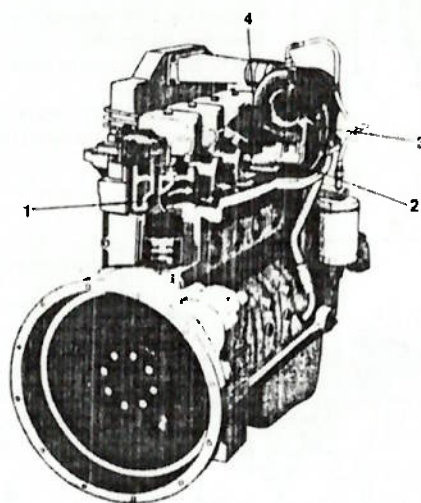


Sistema de Admissão

1. Entrada de ar para o turbo-alimentador
2. Ar do turbo-alimentador para o resfriador
3. Resfriador
4. Coletor de admissão (parte integral do cabeçote)
5. Válvula de admissão

Sistema de Escape

1. Válvula de escape
2. Coletor de escape tipo pulsante
3. Entrada dupla para turbo-alimentador
4. Saída dupla do turbo-alimentador



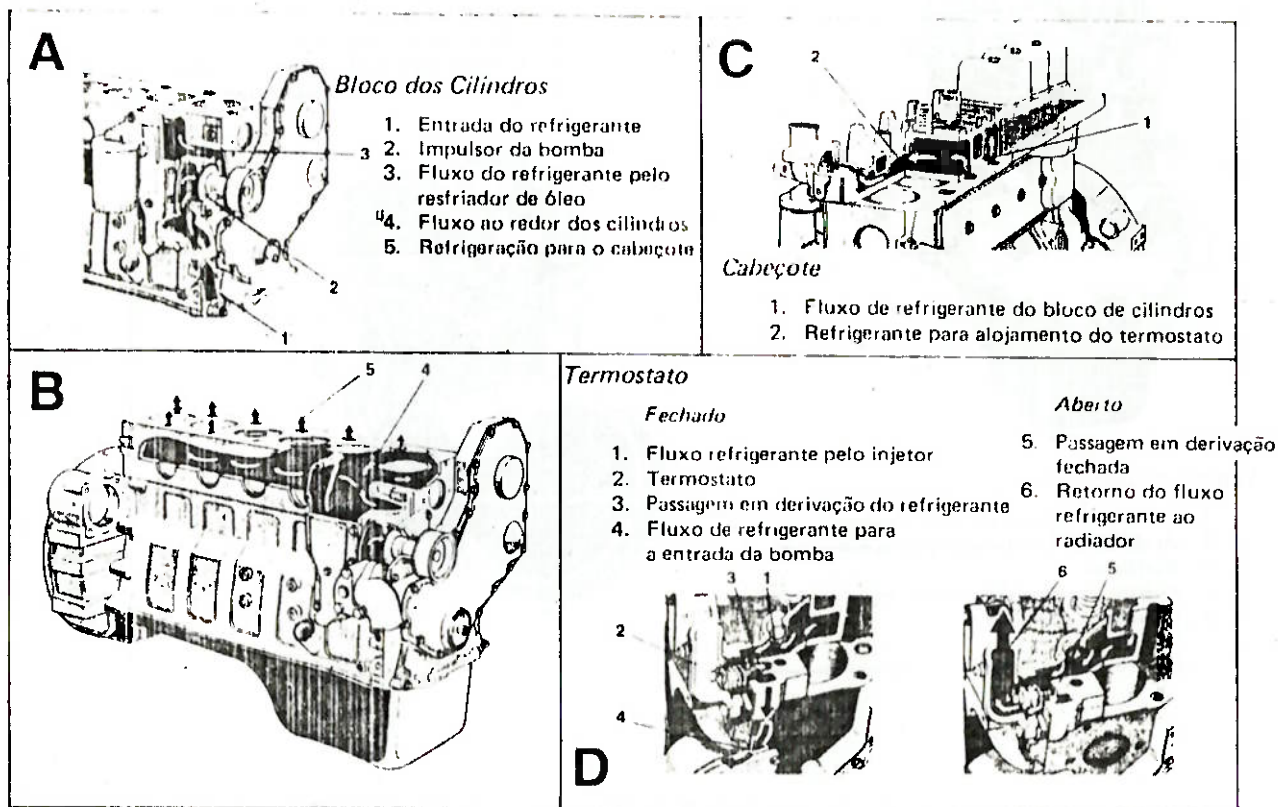
Sistema de Admissão e Escape de Ar - Modelo Icônico
(figura retirada do manual de operação do motor Cummins 5.9 l)

III.4. SISTEMA DE RESFRIAMENTO

O Impulsor da bomba proporciona o fluxo do refrigerante que inicialmente passará pelo resfriador de óleo, fluindo para o bloco de cilindros, onde fluirá internamente a galerias, as quais envolvem em toda sua extensão as câmaras onde se realizam a combustão.

Do bloco, o fluido refrigerante flui para o cabeçote, a fim de refrigerar o mesmo. Após ter refrigerado o cabeçote, o refrigerante flui para o alojamento do Termostato, passando pelos injetores, até atingir a válvula termostática.

A válvula termostática tem a função de controlar a temperatura do fluido que será admitido na entrada da bomba, através da passagem em derivação. Caso a temperatura do fluido apresente-se acima do especificado, a passagem em derivação se fechará, e teremos o retorno do fluxo refrigerante ao radiador, com a finalidade de se reduzir sua temperatura através de trocas de calor .



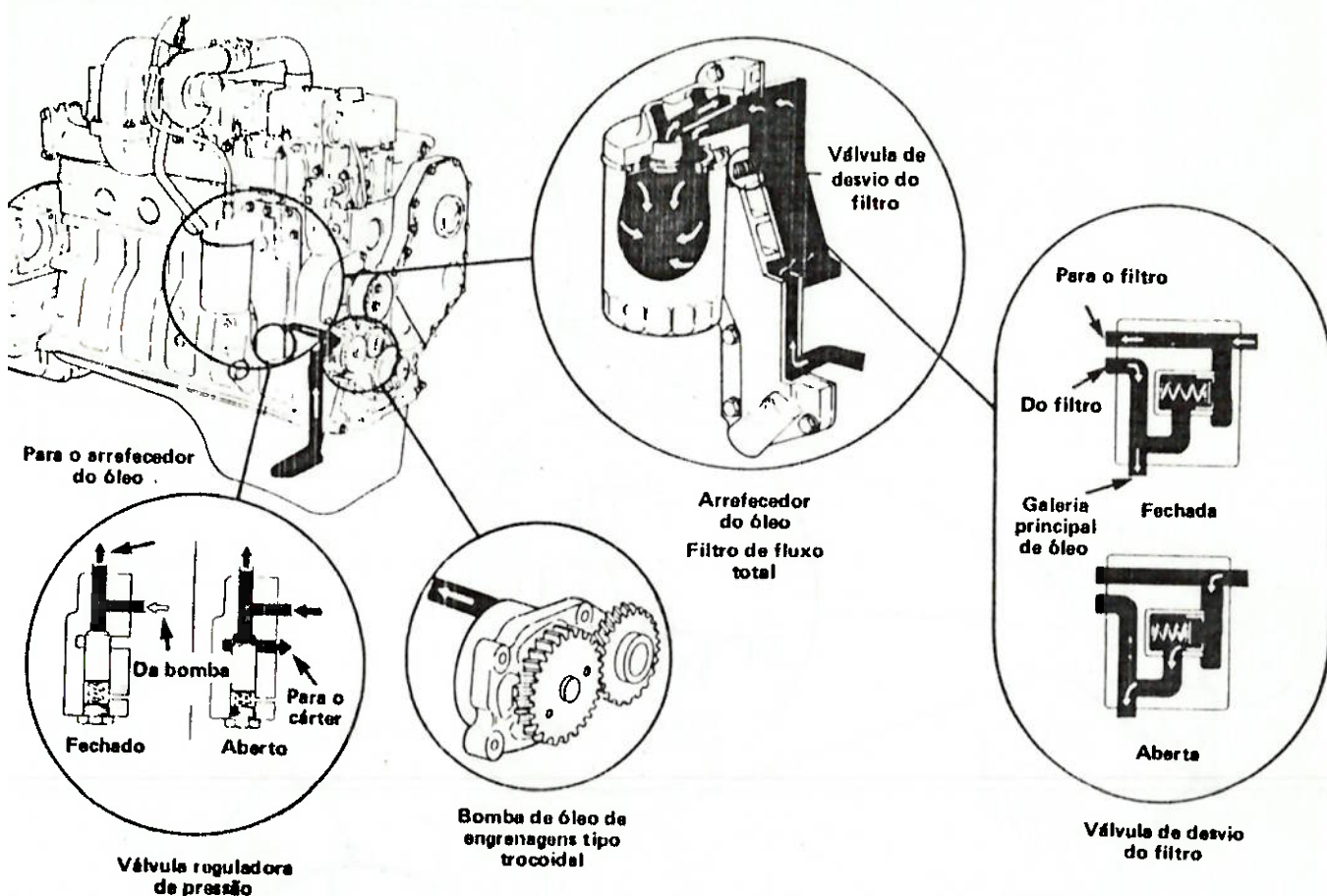
Sistema de Resfriamento - Modelo Icônico
(figura retirada do manual de operação do motor Cummins 5.9 l)

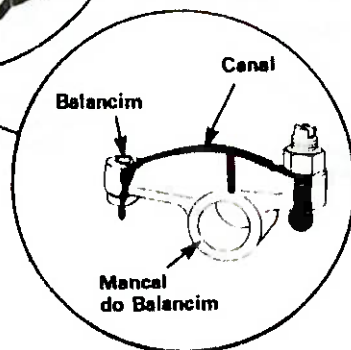
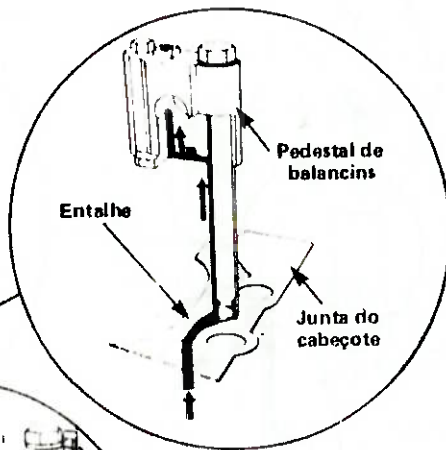
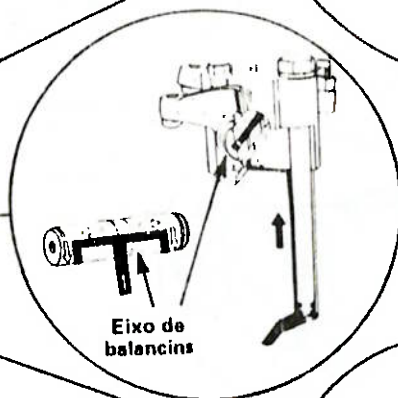
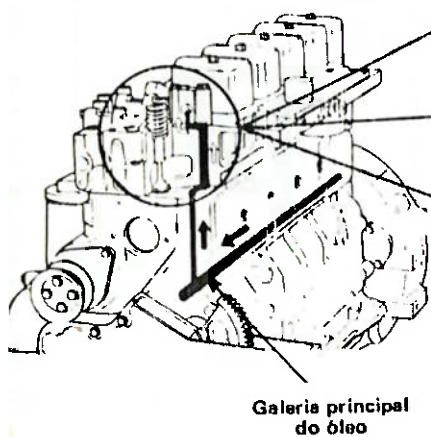
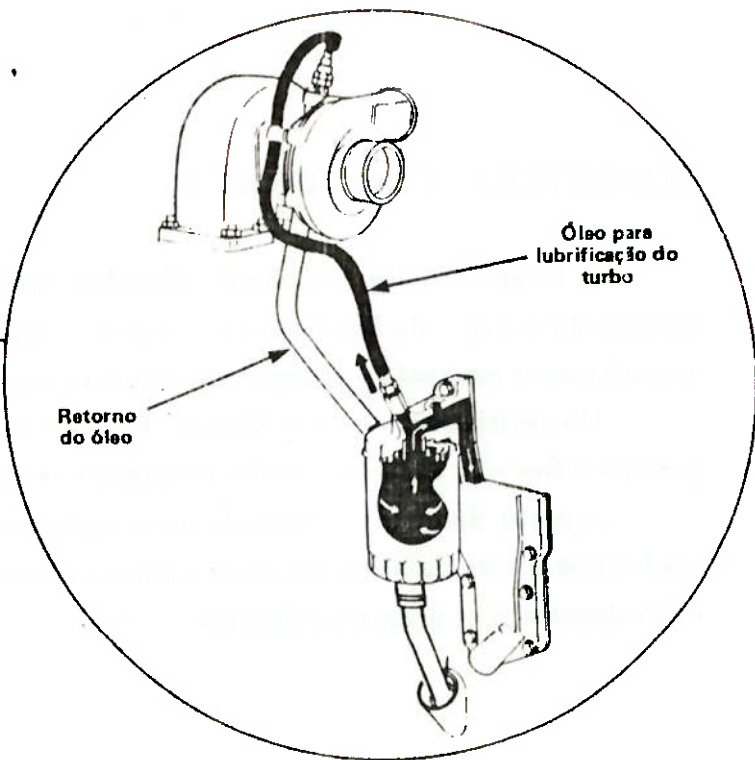
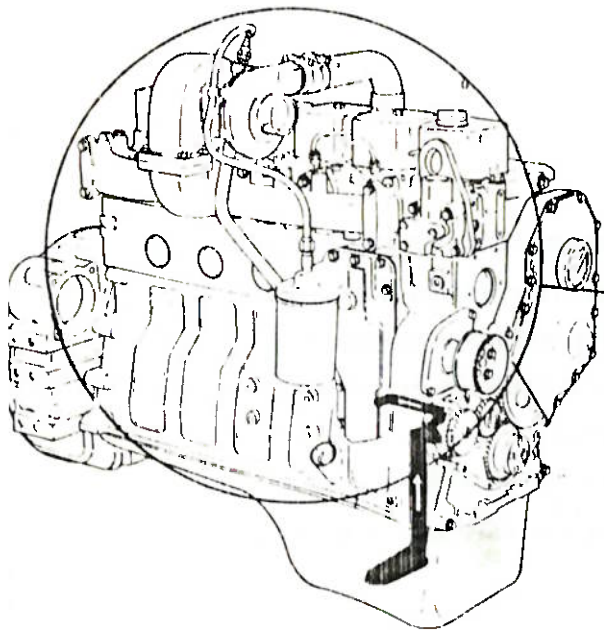
III.5. SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

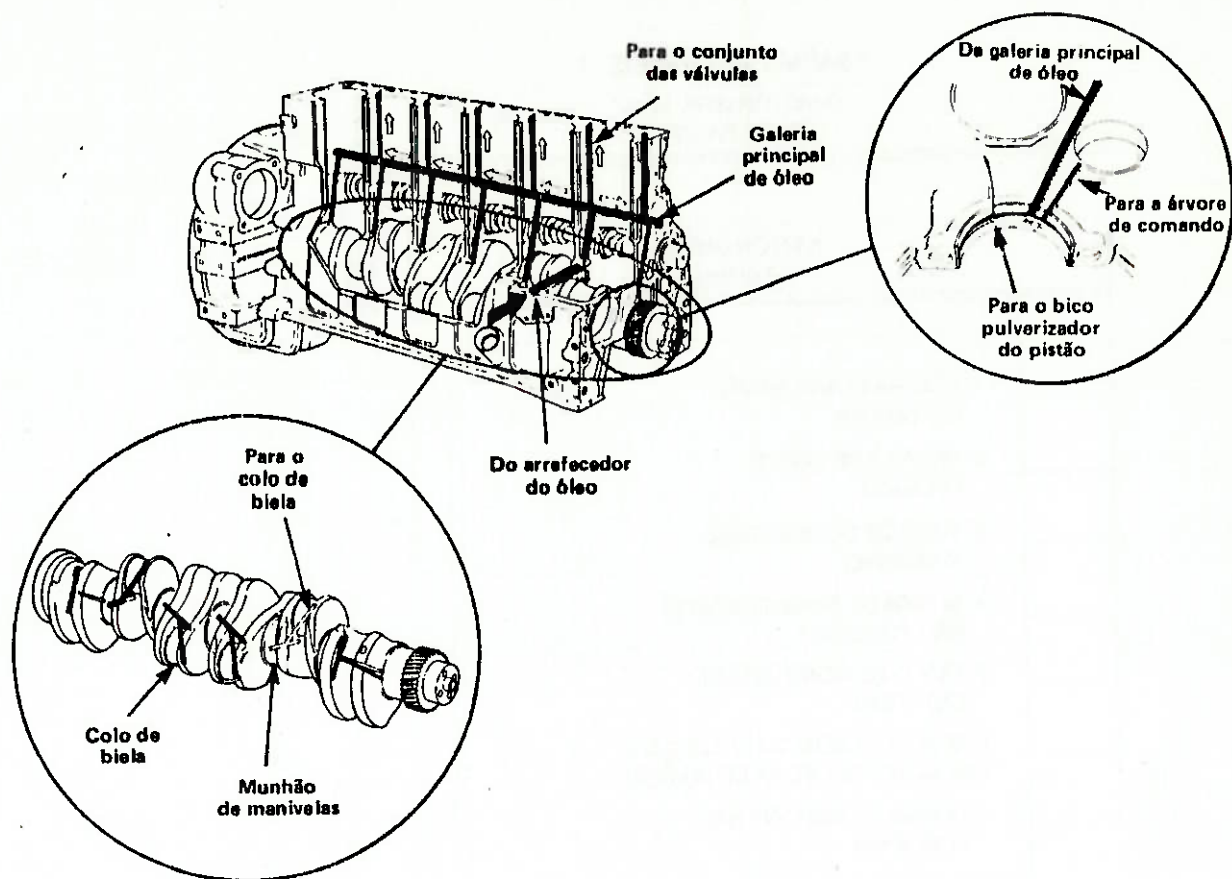
A bomba de óleo (bomba de engrenagens) retira o óleo do cárter forçando-o através do sistema de lubrificação. A válvula Reguladora controla a pressão do óleo que irá para o resfriador, promovendo em caso negativo, seu retorno para o cárter.

Do resfriador, o óleo é filtrado, havendo uma válvula de desvio no filtro que garante o fluxo de óleo em caso de entupimento do mesmo.

A partir daí, o óleo é forçado para o interior da galeria principal, onde passará a lubrificar o colo da biela, no virabrequim, o conjunto das válvulas, o eixo e mancais dos balancins, e os próprios balancins.



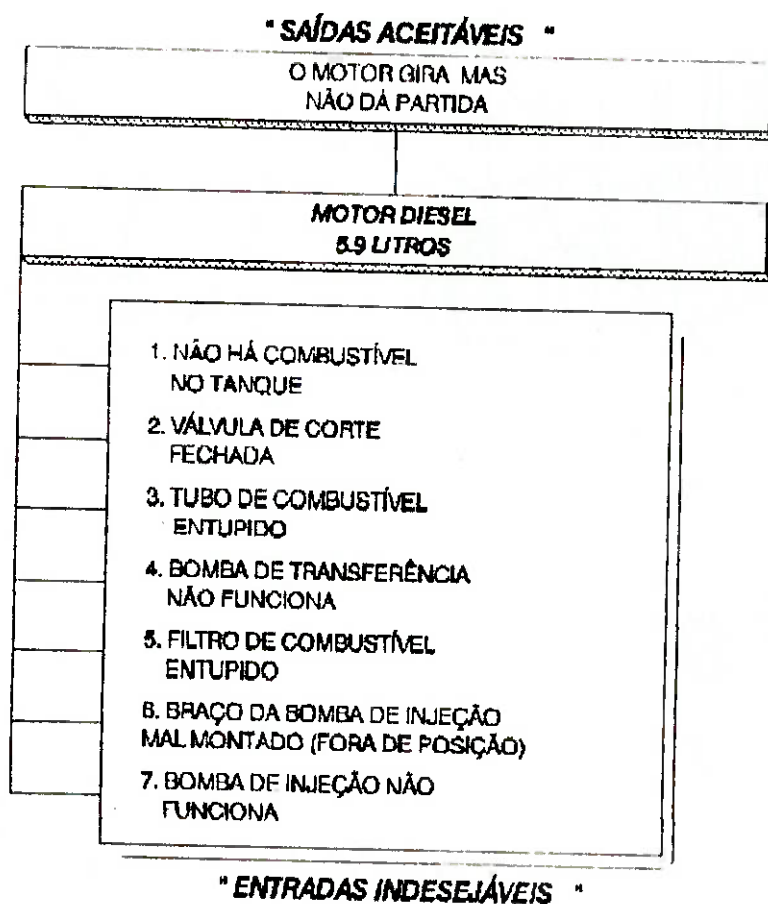




Sistema de Lubrificação - Modelo Icônico
 (figura retirada do manual de operação do motor Cummins 5.91)

IV. MODELAGEM DAS ENTRADAS INDESEJÁVEIS E DAS SAÍDAS ACEITÁVEIS PARA O MOTOR

IV.1. O MOTOR GIRA MAS NÃO DÁ PARTIDA (SEM FUMAÇA NO ESCAPAMENTO)



DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Encha o tanque.
2. Ajuste o cabo da alavanca de corte ou troque a válvula.
3. Verifique / injete ar comprimido nos tubos.
4. Verifique / troque a bomba.
5. Troque os filtros.
6. Acerte a posição do braço.
7. Retire e faça o teste. Repare ou troque.

IV.2. MOTOR PARTE COM DIFICULDADE / NÃO PARTE (HÁ FUMAÇA NO ESCAPAMENTO)

"SAÍDAS ACEITÁVEIS"

MOTOR PARTE COM DIFICULDADE
/ NÃO PARTE

MOTOR DIESEL
5.9 L

1. VELOCIDADE INICIAL MUITO BAIXA
(COM MOTOR DE PARTIDA)
2. NECESSIDADE DE DISPOSITIVO DE PARTIDA
A FRIO, OU ESTE NÃO FUNCIONA
3. COMBUSTÍVEL
CONTAMINADO
4. FILTRO DE AR
ENTUPIDO
5. HÁ AR DENTRO DO SISTEMA
DE COMBUSTÍVEL
6. FALTA DE SINCRONIZAÇÃO
DA BOMBA INJETORA
7. VÁLVULAS MAL
AJUSTADAS

"ENTRADAS INDESEJÁVEIS"

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Verifique a bateria, motor de partida e respectivos cabos.
2. Verifique os dispositivos necessários, checando seu funcionamento.
3. Faça drenagem do combustível e limpe o sistema.
4. Inspeção o filtro. Troque ou limpe de acordo com a necessidade.
5. Faça a sangria do sistema de combustível.
6. Verifique a sincronização da bomba de injeção.
7. Faça nova regulagem da folga das válvulas.

IV.3. MOTOR PARTE MAS NÃO SE MANTÉM EM FUNCIONAMENTO

" SAÍDAS ACEITÁVEIS "

MOTOR PARTE MAS NÃO SE
MANTÉM EM FUNCIONAMENTO

MOTOR DIESEL
5.9. LITROS

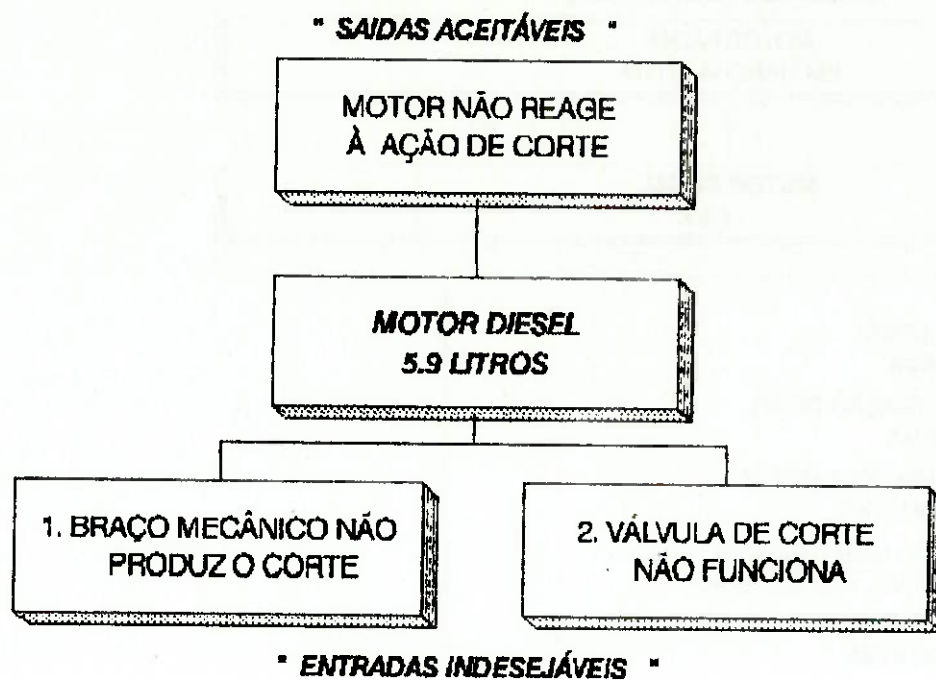
1. MARCHA LENTA
MUITO BAIXA
2. O MOTOR ESTÁ POR ALGUM
MOTIVO SOB CARGA
3. COMBUSTÍVEL
CONTAMINADO
4. ENTRADA DE AR NO
SIST. DE COMBUSTÍVEL

" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Verifique / ajuste o parafuso de marcha lenta.
2. Verifique se há carga, devido a acessórios mal ajustados.
3. Faça drenagem do combustível e limpe o sistema.
4. Faça a sangria do sistema de combustível.

IV.4. MOTOR NÃO REAGE À AÇÃO DE CORTE

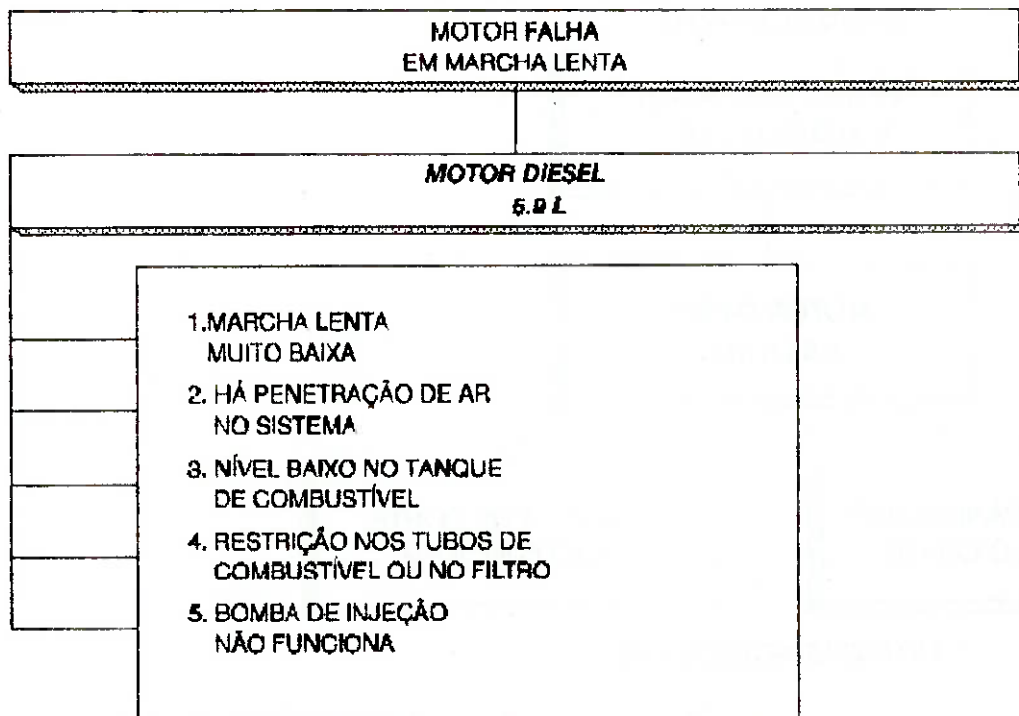


DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Ajuste o cabo.
2. Verifique / troque a arruela de vedação, pistão ou mola.

IV.5. MOTOR FALHA EM MARCHA LENTA

" SAÍDAS ACEITÁVEIS "



" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Verifique / ajuste o parafuso de marcha lenta.
2. Faça a sangria do sistema de combustível.
3. Encha o tanque de combustível.
4. Injete ar comprimido nos tubos. Troque o filtro.
5. Remova a bomba de injeção. Faça seu teste / reparo.

IV.6. MARCHA LENTA IRREGULAR COM MOTOR QUENTE

" SAÍDAS ACEITÁVEIS "

MARCHA LENTA IRREGULAR
COM O MOTOR QUENTE

MOTOR DIESEL
5.9 LITROS

1. MARCHA LENTA AJUSTADA
EM NÍVEL MUITO BAIXO
2. HÁ ENTRADA DE AR NO
SISTEMA DE COMBUSTÍVEL
3. PONTO DE DISTRIBUIÇÃO DE
INJEÇÃO ESTÁ INCORRETO
4. ORIFÍCIOS DE INJEÇÃO ENTUPIDOS
OU NÃO FUNCIONAM
5. SUPORTES DO MOTOR
PARTIDOS
6. TUBOS DE ALTA PRESSÃO
INCORRETOS
7. BOMBA DE INJEÇÃO
NÃO FUNCIONA

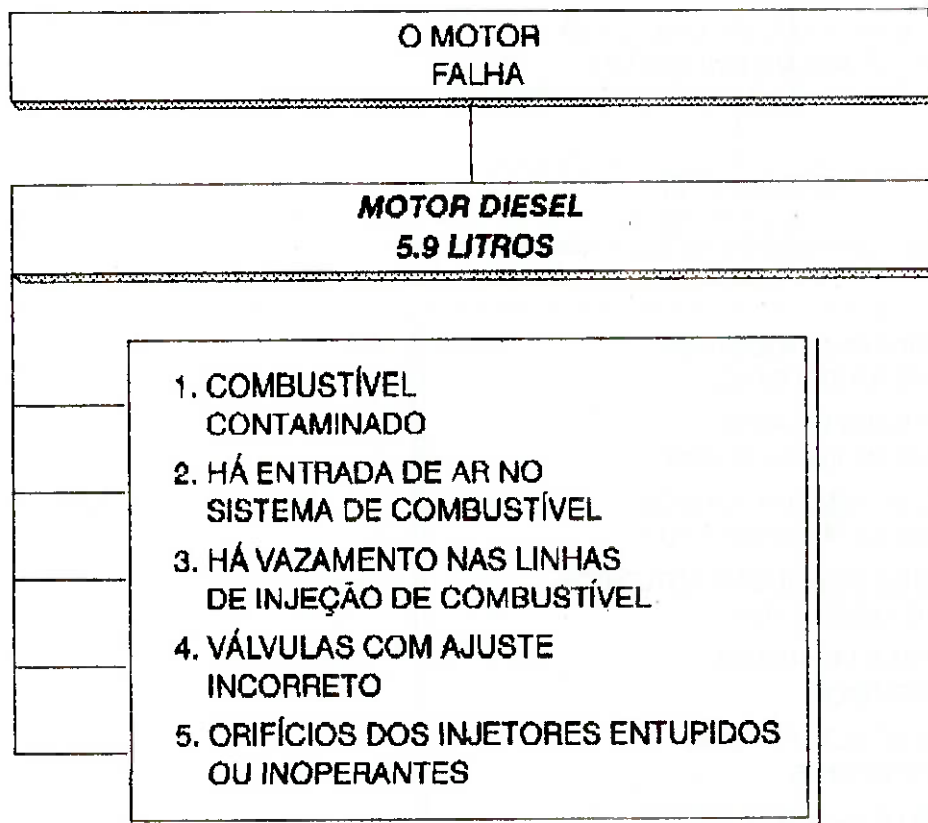
" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Verifique / ajuste o parafuso de marcha lenta.
2. Faça a sangria do sistema de combustível.
3. Verifique / ajuste o ponto de injeção.
4. Faça o reparo ou a troca.
5. Troque os suportes.
6. Instale os tubos corretos.
7. Remova e faça o teste de injeção.

IV.7. O MOTOR FALHA

" SAÍDAS ACEITAVEIS "



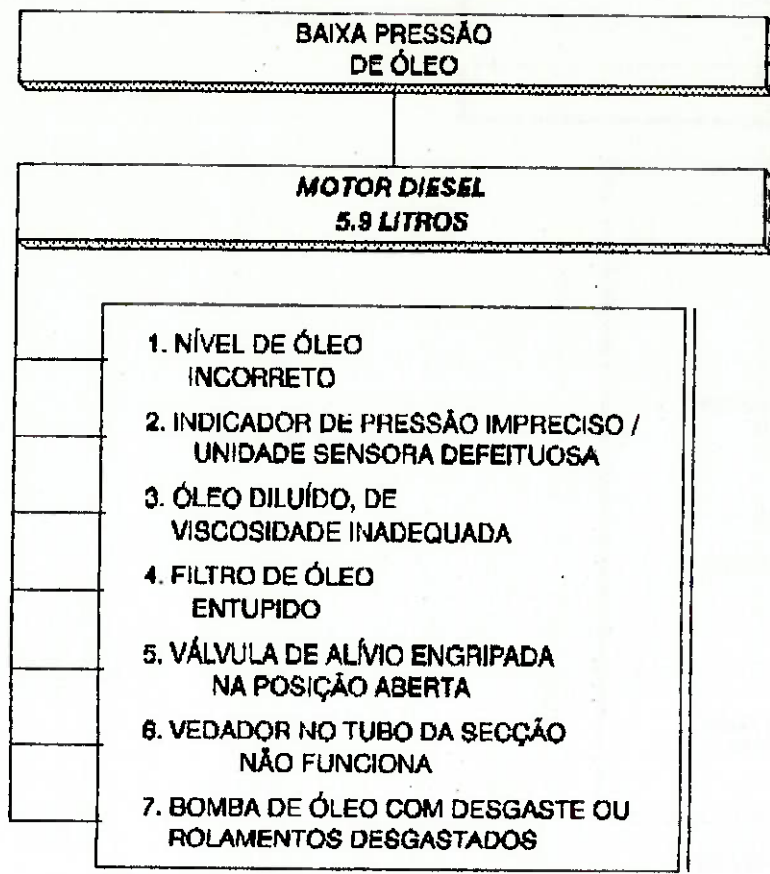
" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Drene o combustível / faça a limpeza do sistema.
2. Faça a sangria do sistema de combustível.
3. Inspeção / troque os tubos danificados.
4. Inspeção as varetas impulsoras, as molas e regule as válvulas.
5. Remova / repare / troque.

IV.8. BAIXA PRESSÃO DE ÓLEO

" SAÍDAS ACEITÁVEIS "



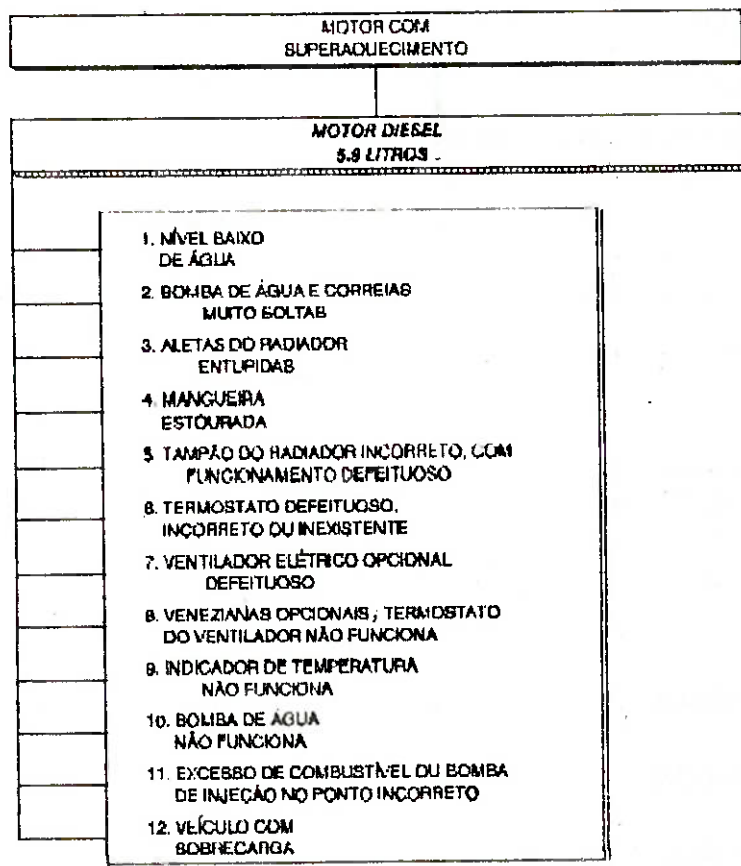
" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Encha até o nível correto e verifique se há vazamentos.
2. Faça o teste / troca.
3. Troque o óleo e verifique se a condensação é a causa da viscosidade inadequada.
4. Troque o filtro . Verifique os intervalos de troca .
5. Inspecione, repare ou troque.
6. Verifique se há vazamento no vedador.
7. Contate um posto de serviço autorizado para obter peças e assistência.

1V.9. MOTOR COM SUPERAQUECIMENTO

" SAÍDAS ACEITÁVEIS "



"ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Adicione refrigerante e verifique se há vazamentos.
2. Verifique / troque o tensor da correia.
3. Injete ar comprimido nas aletas.
4. Inspeção e troque se for necessário.
5. Troque o tampão pelo do tipo 103 KPa.
6. Inspeção / troque.
- 7, 8 e 9. Verifique, repare ou troque.
- 10 e 11. Verifique / troque a bomba.
12. Reduza a carga, empregue marcha mais reduzida.

IV.10. FALTA DE POTÊNCIA " SAÍDAS ACEITÁVEIS "

FALTA DE
POTÊNCIA

MOTOR DIESEL
5.9 LITROS

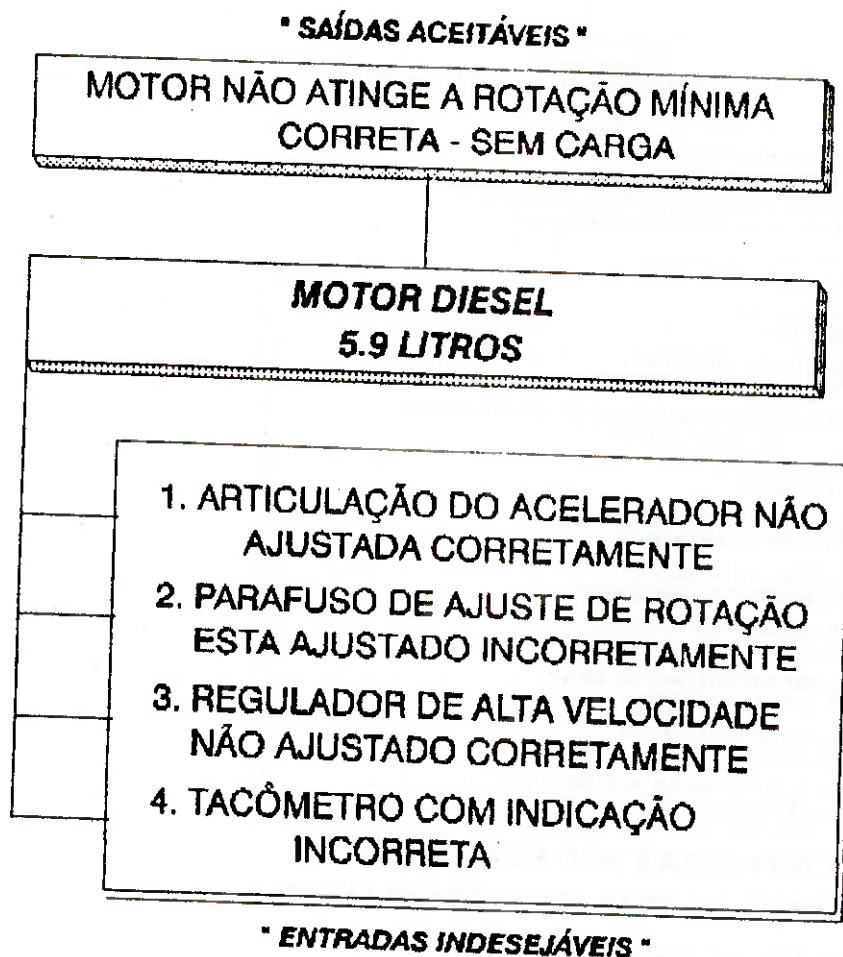
1. VEÍCULO COM EXCESSO DE SOBRECARGA
2. FALTA DE AJUSTE DO CORTE MECÂNICO OU ARTICULAÇÃO DO ACELERADOR
3. COMBUSTÍVEL DE BAIXA QUALIDADE
4. FILTRO DE AR ENTUPIDO
5. HÁ ENTRADA DE AR NO SISTEMA DE COMBUSTÍVEL
6. HÁ RESTRIÇÃO NOS TUBOS DE COMBUSTÍVEL OU NOS FILTROS
7. NÍVEL DE ÓLEO MUITO ALTO
8. HÁ RESTRIÇÃO NO COLETOR OU DRENO DE COMBUSTÍVEL
9. COLETOR DO RETORNO DE COMBUSTÍVEL OBSTRUÍDO
10. TURBO ALIMENTADOR NÃO FUNCIONA CORRETAMENTE
11. BOMBA DE INJEÇÃO NA ESTA NO PONTO CORRETO
12. VÁLVULAS REGULADAS INCORRETAMENTE
13. BICO E BOMBA DE INJEÇÃO NÃO FUNCIONAM CORRETAMENTE

" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Reduza a carga útil, use marcha mais reduzida.
2. Verifique / ajuste a articulação.
3. Faça a drenagem do tanque, injete ar comprimido nos tubos.
4. Inspeção o filtro de ar; limpe / troque.
5. Faça a sangria do sistema de combustível.
6. Troque o filtro, injete ar comprimido nos tubos.
7. Verifique se o nível está correto.
8. Elimine a restrição / troque o coletor.
9. Corrija o vazamento de ar / escapamento.
10. Inspeção, limpe, repare, troque.
11. Verifique o ponto da bomba de injeção.
12. Verifique as varetas impulsoras e as molas.
13. Remova e teste. Troque ou repare conforme for o caso.

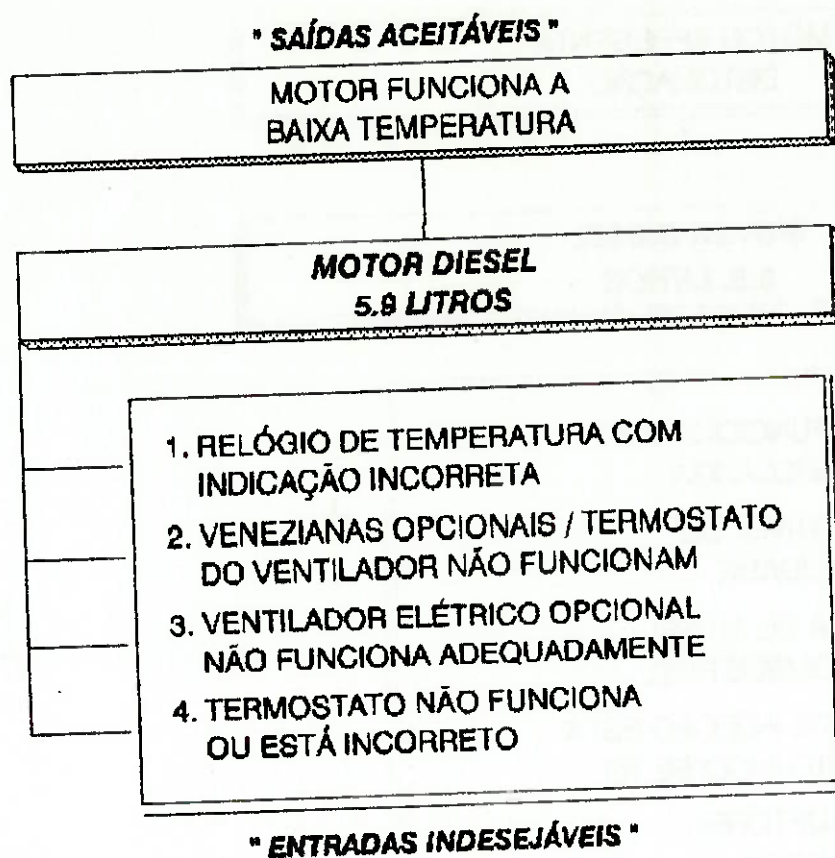
IV.11. MOTOR NÃO ATINGE A ROTAÇÃO MÍNIMA CORRETA



DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Verifique / ajuste a articulação do acelerador.
2. Regule o parafuso.
3. Remova a bomba de injeção, inspecione, repare.
4. Verifique com tacômetro manual.

IV.12. MOTOR FUNCIONA A BAIXA TEMPERATURA



DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Inspecione / troque.
2. Verifique / repare ou troque.
3. Verifique / repare ou troque.
4. Repare ou troque.

IV.14. MOTOR APRESENTA DETONAÇÃO

" SAÍDAS ACEITÁVEIS "

MOTOR APRESENTA
DETONAÇÃO

MOTOR DIESEL
5.9. LITROS

1. MOTOR FUNCIONA COM SOBRECARGA
2. COMBUSTÍVEL DE MÁ QUALIDADE
3. ENTRADA DE AR NO SIST. DE COMBUSTÍVEL
4. BOMBA DE INJEÇÃO ESTÁ NO PONTO INCORRETO
5. BICOS INJETORES DEFEITUOSOS

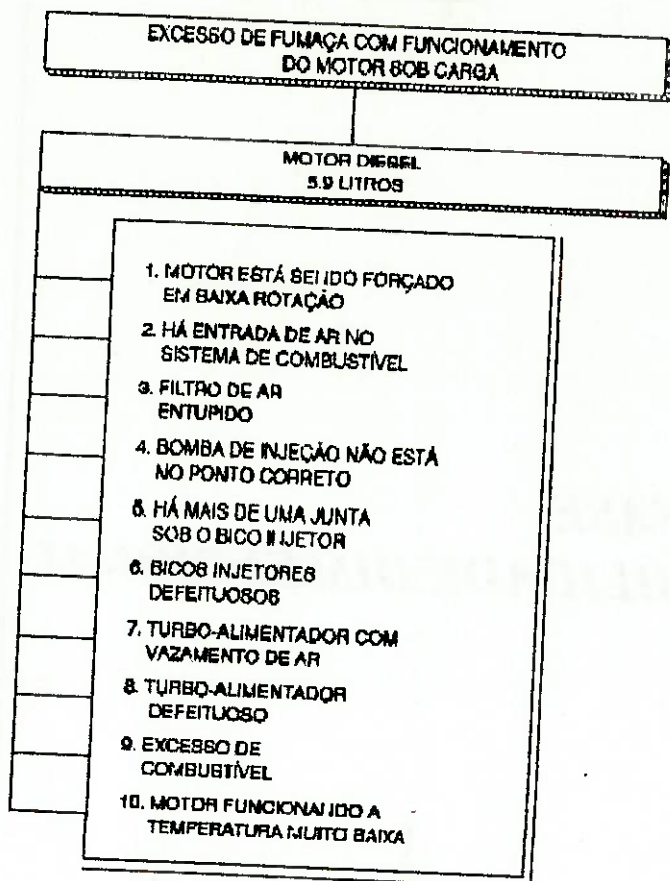
" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Engate marcha mais reduzida.
2. Faça drenagem do tanque e encha-o com combustível correto.
3. Faça a sangria do sistema de combustível.
4. Verifique o ponto de injeção da bomba.
5. Remova os bicos injetores. Faça o teste / reparo.

IV.13. EXCESSO DE FUMAÇA COM FUNCIONAMENTO DO MOTOR SOB CARGA

" SAÍDAS ACEITÁVEIS "



" ENTRADAS INDESEJÁVEIS "

DIAGNÓSTICO PARA AS ENTRADAS INDESEJÁVEIS :

1. Empregue marcha mais reduzida.
2. Faça a sangria do sistema de combustível.
3. Inspeção o filtro de ar. Limpe / troque.
4. Verifique / ajuste o ponto da bomba de injeção.
5. Retire as juntas em excesso.
6. Remova os bicos injetores. Faça o teste, troque.
7. Elimine o vazamento.
8. Troque o turbo-alimentador.
9. Remova / faça o teste da bomba injetora.
10. Faça o teste do termostato e do sistema de arrefecimento.

4ª FASE
ANÁLISE DA COMPATIBILIDADE DIMENSIONAL

ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE DIMENSIONAL

I. INTRODUÇÃO

A análise dimensional do caminhão deve estar de acordo com as especificações dimensionais padronizadas, estabelecidas pelos fatores ergonômicos. Para o Caminhão Modular atender, no projeto básico, a tais exigências, devemos primeiramente citar todas as dimensões a serem atendidas e a partir destas basear o desenho do caminhão.

Os fatores principais a serem atendidos no projeto da cabine são:

- Localização dos controles manuais.
- Organização e dimensões dos controles manuais.
- Organização e localização dimensional dos instrumentos visuais, bem como espaço funcional dos controles para fácil operação e visualização.
- Dimensões do assento que se adapte às formas médias humanas e às operações do condutor sem esforços exaustivos.
- Dimensões relativas do condutor com o painel e dispositivos de operação.
- Dimensões médias do condutor.
- Dimensões dos sub-sistemas exigidos pela resistência dos materiais.
- Dimensões relativas de todos sub-sistemas.
- Organização espacial de todos os sub-sistemas.
- Campo visual do condutor em diferentes condições climáticas e de luminosidade.
- Segurança da cabine.
- Iluminação externa e interna da cabine.
- Aerodinâmica da cabine.
- Espaço relativo entre os módulos em qualquer tipo de operação.
- Fatores de comprimento, altura e largura máxima de acordo com valores especificados pela norma.

Nesta parte do trabalho serão analisadas as dimensões externas e internas da cabine bem como o modo de disposição dos sub-sistemas no conjunto, além do posicionamento do motorista e ajudante em relação ao painel frontal, ao longo do deslocamento do caminhão durante o taxiamento e em operações sem carga. Será também analisado a posição do motorista em relação ao painel traseiro, que será durante a operação de engate, na troca de módulos.

Abaixo estão listadas as principais medidas a serem atendidas, que verifiquem as relações acima mencionadas. Na otimização formal estarão os desenhos básicos do confeccionamento da cabine, mostrando os dispositivos de engate, trem de pouso e outros sub-sistemas, bem como a localização destes em relação ao motor e todo o restante do veículo.

Não é de interesse aqui fornecer todo o projeto do veículo, devido a complexidade do mesmo e do escasso tempo disposto para isso, tendo como finalidade de nosso trabalho a exposição teórica e detalhamento das propostas

inovadoras em relação aos modelos existente, tratando portanto dos conjuntos mais importantes e que caracterizam e incorporam uma nova concepção.

II. FAIXA INDICADA PARA AS DIMENSÕES

Aqui estão listadas as medidas básicas a serem atendidas pelo projeto básico, sendo listados os equipamentos principais e suas respectivas características. Para maiores detalhes deve ser analisado item por item na parte do trabalho em que está mencionado o sub-sistema.

II.1 Controles Manuais

Localização : - Raio esférico máximo de 610 mm em torno do ombro masculino e 560 mm máximo no caso feminino.
- Os controles mais usados dentro de raio esférico de 355 mm em relação ao pivô masculino e 305 mm feminino.
- Área de visualização de 5 cm de diâmetro no aparelho indicativo.

Quantidade : - Controles importantes no máximo 6.

Espaço : - Cada controle deve estar dentro de 15 a 20 cm.

Forma : - Controles esféricos ou cilíndricos de raio de 2 a 3 cm.
- Botões devem ter diâmetro na faixa de 1 a 2.
- Menor ângulo entre posição liga/desliga e a central 30°.
- Diâmetro dos acionadores do ar 2.5 cm a 5 cm.
- Alavancas devem estar em torno de 60° para fora do campo radial de acionamento do operador. Diâmetro de 12 cm com manoplas de 1 a 2 cm ou 3 cm de comprimento.

II.2 Instrumentos Visuais

Localização : - Linha de visualização do operador
- Altura abaixo do nível dos olhos, mas não inferior a 30 graus da linha horizontal.
- Profundidade máxima de visualização e leitura de 5 a 10 ° a partir da linha da vista. Mesmo para símbolos entre 5 a 30 graus, dependendo do símbolo e das cores.
- Distância de leitura 45 a 50 cm máxima e 33 cm mín.
- Luzes críticas a 30 graus da linha de visão do operador.

Forma : - Ponteiros com tamanho de 4 cm.

- Separação entre marcas de 2 cm máximo.

Quantidade : - Um ponteiro para cada instrumento, exceto relógio.

II.3 Interior e Exterior da Cabine

Altura :

- A altura do teto do veículo deve ser de 1.8 m com 8 cm de espaço mínimo livre.
- A altura do assento deve estar em torno de 43 cm.
- A altura mínima do assento é de 15 cm.
- A altura máxima interna da cabine - 1066,8 mm.
- Altura mínima do assento ao assoalho de 292,1 mm.
- Altura dos quadris ao assoalho - 393,7 mm máx.
- Altura da direção ao assoalho - mín. 600,25 mm
- máx. 812,8 mm
- Altura do puxador da porta externo a partir do chão máxima de 1700 mm.

Largura : - A mínima largura do assento é de 60 cm.

Tamanho :

- A profundidade mínima do assento é de 70 cm.
- Comprimento do assento de 431,8 mm.
- Comprimento entre direção e encosto - máx. 457,2 mm.
- Comprimento entre direção e assento - máx. 457 mm.

Forma : - Trapezoidal em torno de 40 cm.

Espaço : - O mínimo espaço entre assentos é de 63 cm de centro a centro

II.4 Roda

Tamanho : - Diâmetro externo do pneu de 1071 mm.

II.5 Motor

Altura : - 921 mm

Largura : - 582 mm

Tamanho : - 1006 mm de comprimento

Peso : - 356 Kg

II.6 Caminhão Total

Largura : - 2600 mm máximo

Altura : - 4400 mm máximo

Tamanho : - 18150 mm de comprimento máximo

Peso : - Peso bruto por eixo 10 t.
- Diferença de peso entre eixos - máximo de 1700 Kg.

II.7 Cavalo

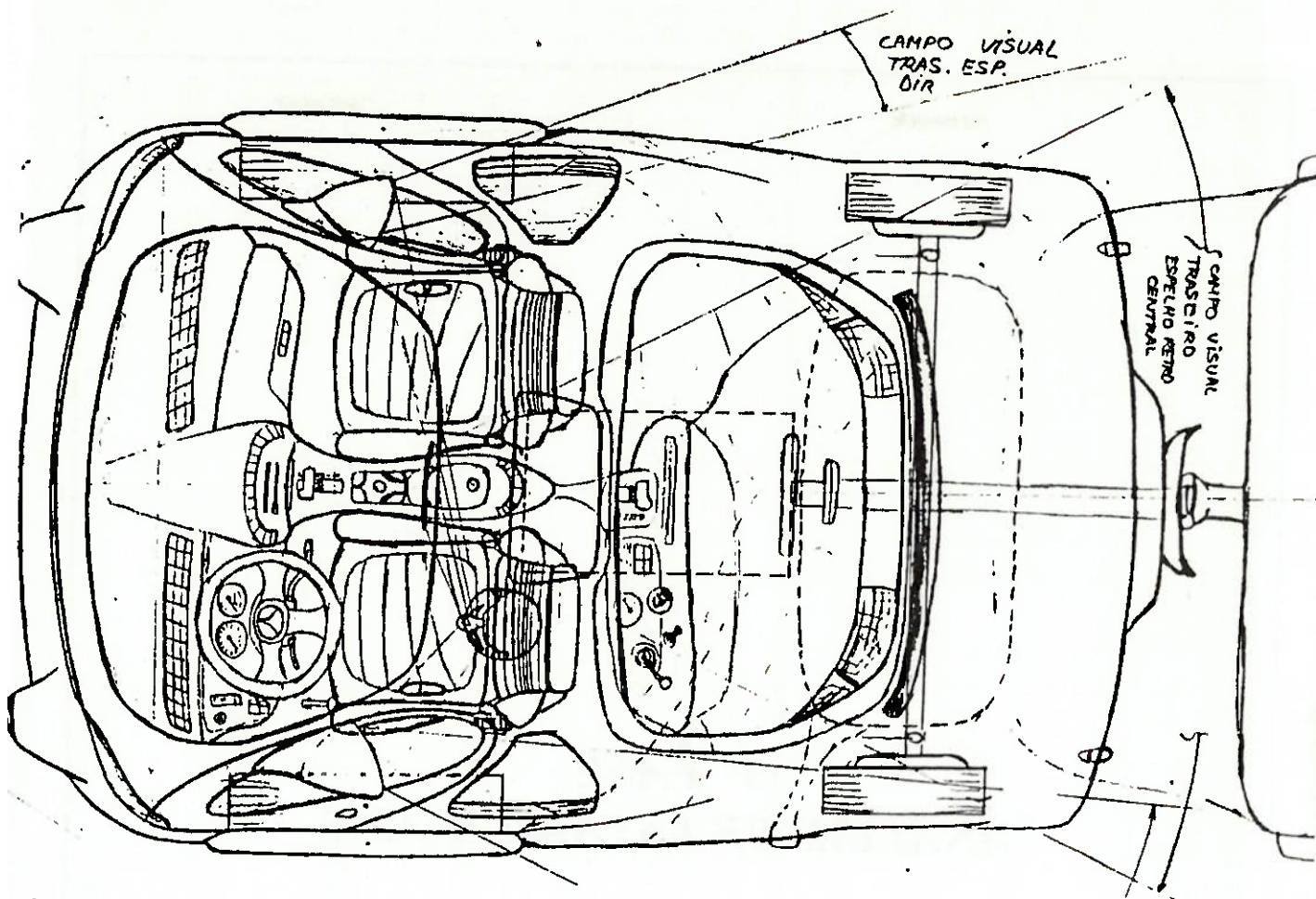
Tamanho : - 3571,4 mm de comprimento máximo.

Altura : - Altura máxima do chão 500 mm.

II.8 Engate

Altura : - Altura até o chão 700 mm.

Em seguida vê-se um desenho contendo as medidas acima especificadas para o interior da cabine, sendo estas de caráter fundamental para a condução do projeto básico da cabine do caminhão modular.



**Desenho proposto da cabine (escala 1:20)
obedecendo as dimensões especificadas (vista superior sobreposta)**

III. CONCLUSÃO

Percebe-se que o intuito deste projeto é mostrar as dimensões básicas do caminhão modular, permitindo o encaixe do sistema de trem de pouso, do engate rápido e dos movimentos no interior da cabine, bem como os dispositivos necessários para operar os mecanismos citados. Em um projeto mais detalhado deve-se listar e projetar em detalhe todos os sub-sistemas.

As medidas dependem muito de como todo o conjunto é composto, porém deve atender ao bom senso na funcionalidade e atender as especificações ergonômicas estabelecidas experimentalmente.

5ª FASE
ANÁLISE DE ESTABILIDADE

ANÁLISE DE ESTABILIDADE

Consideraremos aqui quatro casos de verificação da estabilidade do caminhão, sendo estas análises de caráter qualitativo, embora use valores numéricos estimados. Os quatro casos a serem considerados são: estabilidade do caminhão desengatado e sem processo de frenagem; estabilidade do caminhão desengatado frelando; estabilidade do caminhão engatado sem freiar e estabilidade do caminhão engatado em processo de frenagem. O estudo propriamente dito será feito para o cavalo-mecânico em si, considerando o módulo tracionado como uma força externa no módulo principal.

Primeiramente devemos considerar todas as forças de caráter geral que estão aplicadas ao veículo, mais contribuindo na análise de estabilidade deste.

1. Peso total do cavalo-mecânico P

Como é difícil saber exatamente a geometria do caminhão devido a fatores construtivos não empregados no projeto básico, sendo somente mais analisado no projeto executivo, faremos estimativas dos valores de peso dos componentes que mais influenciam no peso total do módulo tracionador.

$$P = P_m + P_{\text{rodas}} + P_{\text{trem}} + P_{\text{cabine}} + P_{\text{tanque cheio}}, \text{ onde}$$

$$P_m = 356 \text{ kgf, peso do motor}$$

$$P_{\text{rodas}} = 3 \times P_{\text{rodas dianteiras}} + 2 \times P_{\text{rodas trem}}$$

$$P_{rd} = 150 \text{ kgf, peso de cada roda dianteira estimado}$$

$$P_{rt} = 50 \text{ kgf, peso de cada roda do trem de pouso estimado}$$

$$P_{\text{rodas}} = 3 \times 150 + 2 \times 50 = 550 \text{ kgf, já incluído o estepe}$$

$$P_{\text{trem}} = 200 \text{ kgf, peso da estrutura do trem de pouso}$$

$$P_{\text{cab}} = 1800 \text{ kgf, peso estimado da cabine}$$

$$P_{\text{tq}} = 200 \text{ kgf, peso do tanque cheio incluído recipiente}$$

$$P = 3106 \text{ kgf, peso total do cavalo-mecânico estimado}$$

2. Força de movimentação do caminhão F dada por

$$F = ma, \text{ sendo estimado } a = 12 \text{ m/s}^2 \text{ para velocidade de } V = 80 \text{ km/h em regime}$$

$$F = 37272 \text{ kgfm/s}^2$$

3. Resistência do ar dada por R_a

$$R_a = \frac{(S \times C_x \times \Delta) \times (V \pm V_o)^2}{2g}, \text{ sendo}$$

$$S = 2,7 \times 2,72 = 7,344 \text{ m}^2, \text{ área frontal projetada}$$

$Cx = 0.7$, estimado pelos valores usuais

$\Delta = 1$

$g = 9.8 \text{ m/s}^2$

$V = 80 \text{ Km/h} = 288 \text{ m/s}$

$V_0 = 0$

$Ra = 21755,026 \text{ kgf}$

4. Estimativas das distâncias a serem usadas no estudo da estabilidade

$a = 2.04 \text{ m}$, distância entre eixos do cavalo-mecânico

$b = 0.92 \text{ m}$, distância do CG ao eixo da frente do cavalo

$c = 1.36 \text{ m}$, distância entre a metade da altura da projeção frontal com o chão

$d = 1.36 \text{ m}$, altura de CG ao chão

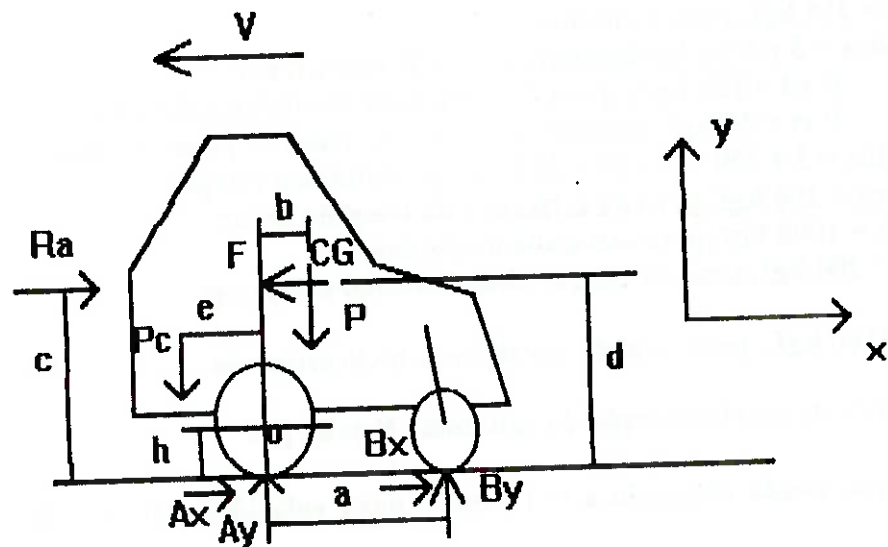
$e = 0.80 \text{ m}$, distância do ponto de aplicação da força do contra-peso até o eixo

dianteiro

$h = 0.4 \text{ m}$, raio da roda dianteira.

$i = 0,6 \text{ m}$, altura do engate.

I. Estabilidade do Caminhão desengatado e sem processo de frenagem



Esforços aplicados na análise de estabilidade

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow Ay + By = P + Pc$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow Ra + Ax + Bx + F$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow By.a + Bx.h + Ax.h - P.b + F.(d-h) - Ra.(c-h) + Pc.e = 0$$

$$Ay + By = 3106 + Pc$$

$$21755,026 + Ax + Bx = 37272$$

$$By.2,04 + Bx.0,4 + Ax.0,4 - (3106 + Pc).0,92 + 37272.(0,96) - 21755,026.(0,96) + Pc.0,8 = 0$$

$$A_x + B_x = 15516,974$$

$$2,04.B_y + 18245,56 - P_c.0,12 = 0$$

$$A_y + B_y = 3106 + P_c$$

Supondo $A_y = (2) B_y$, já que o peso do módulo é mais suportado pelo eixo dianteiro, tem-se:

$$(3) B_y = 3106 + P_c$$

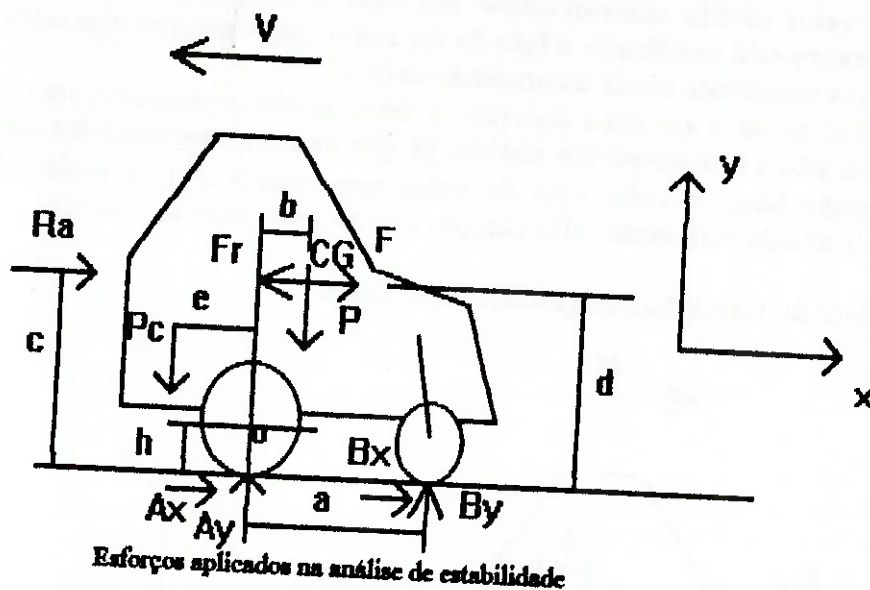
$$B_y = 0,33 (3106 + P_c)$$

$$0,6732 (3106 + P_c) + 18245,56 - P_c.0,12 = 0$$

$$P_c = -36761,6 \text{ kgf}$$

Como o valor é negativo, o caminhão está perfeitamente estável pois o peso é suportado pelos dois eixos, estando ambos sobre-carregados.

II. Estabilidade do Caminhão desengatado e freiando



Aqui, considera-se uma força de frenagem com valor de $F_r = (2/3) F$ do valor da força de movimento no sentido do movimento, enquanto F muda de sentido devido a desaceleração.

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow A_y + B_y = P + P_c$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_a + A_x + B_x = F_r - F$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow B_y.a + B_x.h + A_x.h - P.b - F.(d-h) + F_r.(d-h) - R_a.(c-h) + P_c.e = 0$$

$$A_y + B_y = 3106 + P_c$$

$$21755,026 + A_x + B_x = 2/3 \times 37272 - 37272$$

$$By.2,04 + Bx.0,4 + Ax.0,4 - (3106 + Pc).0,92 - 37272.(0,96) + (2/3).37272.(0,96) - 21755,026.(0,96) + Pc.0,8 = 0$$

$$Ax + Bx = -34179,026$$

$$2,04.By + 16282,73 - Pc.0,12 = 0$$

$$Ay + By = 3106 + Pc$$

Supondo $Ay = (2,5) By$, já que o peso do módulo é mais suportado pelo eixo dianteiro, tem-se:

$$(3,5) By = 3106 + Pc$$

$$By = 0,29 (3106 + Pc)$$

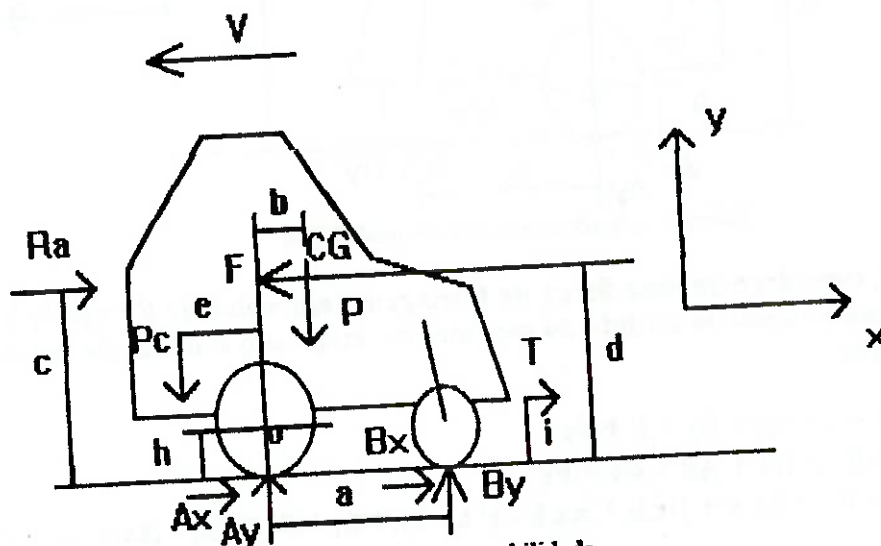
$$0,59 (3106 + Pc) + 16282,73 - Pc.0,12 = 0$$

$$Pc = -30703,85 \text{ kgf}$$

Como o valor é negativo, o caminhão está perfeitamente estável pois o peso é suportado pelos dois eixos, estando ambos sobre-carregados. Embora o valor seja menor que o valor obtido anteriormente em módulo, o que condiz com o fato da frenagem, portanto está verificado o fato de ter maior peso no eixo dianteiro durante a frenagem, mas mantendo ainda o caminhão estável.

A análise neste e no caso anterior é feita qualitativamente, não se dando importância ao alto valor numérico obtido, já que como quase tudo foi estimado, é difícil dizer quão longe o valor está do valor que condiz com a realidade, muito embora o valor obtido está muito alto comparado ao peso total do veículo.

III. Estabilidade do Caminhão engatado e sem freiar



Esforços aplicados na análise de estabilidade

Aqui, considera-se uma força de tração do engate de $T = 20000 \text{ kgf}$. Peso do módulo tracionado = 3000 kgf .

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow A_y + B_y = P + P_c$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_a + A_x + B_x = F - T$$

$$\Sigma M_o = 0 \Rightarrow B_y \cdot a + B_x \cdot h + A_x \cdot h - P \cdot b + F \cdot (d-h) - T \cdot (i-h) - R_a \cdot (c-h) + P_c \cdot e = 0$$

$$A_y + B_y = 3106 + P_c$$

$$21755,026 + A_x + B_x = 49272 - 20000$$

$$B_y \cdot 2,04 + B_x \cdot 0,4 + A_x \cdot 0,4 - (3106 + P_c) \cdot 0,92 + 49272 \cdot (0,96) - 20000 \cdot (0,2) - 21755,026 \cdot (0,96) + P_c \cdot 0,8 = 0$$

$$A_x + B_x = 7517$$

$$2,04 \cdot B_y + 22565,6 - P_c \cdot 0,12 = 0$$

$$A_y + B_y = 3106 + P_c$$

Supondo $A_y = (1,5) B_y$, já que o peso do módulo é mais suportado pelo eixo dianteiro, tem-se:

$$(2,5) B_y = 3106 + P_c$$

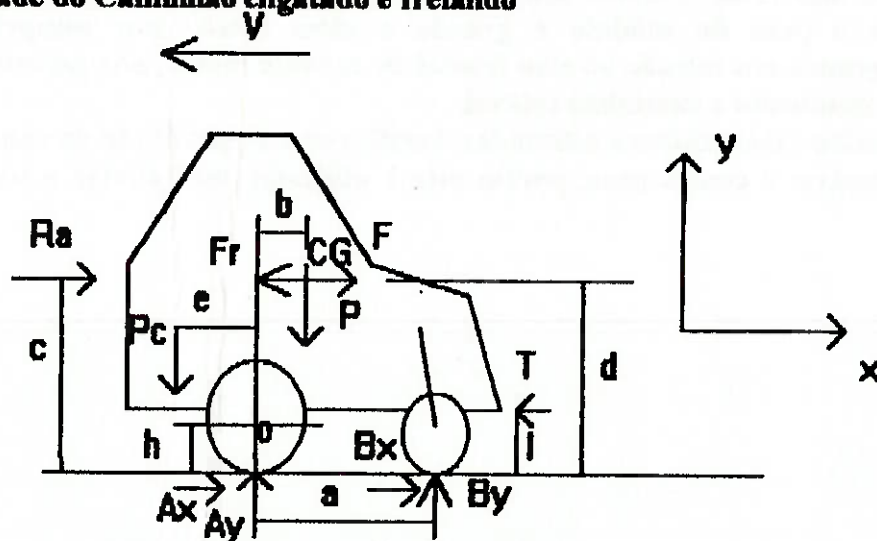
$$B_y = 0,4 (3106 + P_c)$$

$$0,82 (3106 + P_c) + 22565,6 - P_c \cdot 0,12 = 0$$

$$P_c = -35874,98 \text{ kgf}$$

Como o valor é negativo, o caminhão está perfeitamente estável pois o peso é suportado pelos dois eixos, estando ambos sobre-carregados. Vemos claramente que o caminhão nunca tombará quando estiver carregado com o módulo movido.

IV. Estabilidade do Caminhão engatado e freiando



Esforços aplicados na análise de estabilidade

Aqui, considera-se uma força de frenagem com valor de $F_r = (2/3) (F+T)$ do valor da força de movimento no sentido do movimento, enquanto F muda de sentido devido a desaceleração. $T = 20000$ kgf. Sentido inverso devido a frenagem.

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow A_y + B_y = P + P_c$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_a + A_x + B_x = F_r - F + T$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow B_y \cdot a + B_x \cdot h + A_x \cdot h - P \cdot b - F \cdot (d-h) + F_r \cdot (d-h) + T \cdot (i-h) - R_a \cdot (c-h) + P_c \cdot e = 0$$

$$A_y + B_y = 3106 + P_c$$

$$21755,026 + A_x + B_x = 46181,3 - 49272 + 20000$$

$$B_y \cdot 2,04 + B_x \cdot 0,4 + A_x \cdot 0,4 - (3106 + P_c) \cdot 0,92 - 49272 \cdot (0,96) + 46181,3 \cdot (0,96) + 20000 \cdot (0,2) - 21755,026 \cdot (0,96) + P_c \cdot 0,8 = 0$$

$$A_x + B_x = -4845,7$$

$$2,04 \cdot B_y - 22647,7 - P_c \cdot 0,12 = 0$$

$$A_y + B_y = 3106 + P_c$$

Supondo $A_y = (2,5) B_y$, já que o peso do módulo é mais suportado pelo eixo dianteiro, tem-se:

$$(3,5) B_y = 3106 + P_c$$

$$B_y = 0,29 (3106 + P_c)$$

$$0,59 (3106 + P_c) - 22647,7 - P_c \cdot 0,12 = 0$$

$$P_c = -44287 \text{ kgf}$$

Como o valor é negativo, o caminhão está perfeitamente estável pois o peso é suportado pelos dois eixos, estando ambos sobre-carregados. O que condiz com a realidade, pois o peso do módulo é grande e além disso, tem comprimento relativamente grande em relação ao eixo frontal do módulo motor, não permitindo o tombamento, e mantendo o caminhão estável.

Pelos quatro casos, embora estimados, verifica-se a estabilidade do caminhão, não sendo necessário o contra-peso, porém este é utilizado para aliviar o trem-de-pouso.

6ª FASE

OTIMIZAÇÃO FORMAL

OTIMIZAÇÃO FORMAL

Esta parte do trabalho tem por finalidade agrupar todas as medidas e características do caminhão modular sob a forma de desenho, propondo uma sequência evolutiva de todas as fases de projeto, a fim de se chegar a um consenso comum entre todos, com relação à finalidade proposta do caminhão e para este atender todos os requisitos anteriormente mencionados.

O caminhão modular é um equipamento inovador, visando padronizar a gama de máquinas existentes, além de traduzir todos os conceitos já pensados em uma só máquina, atendendo diversos mercados. Para que se consiga realizar este feito, é necessário que se conheça o mercado já existente e os tipos de logísticas empregados até hoje.

A sequência evolutiva apresenta uma primeira proposta da cabine, mostrando os dispositivos principais, que garantem a modularidade do caminhão e os mecanismos que proporcionam este conceito, que é o engate e o trem de pouso.

I. PROPOSTA I

Vê-se na primeira proposta que a aerodinâmica não está sendo bem atendida, pois há grande espaço entre o cavalo e o módulo tracionado, proporcionando vórtices que prejudicam o desempenho e a velocidade do caminhão, tornando-o anti-econômico. Muito embora o cavalo apresente estabilidade, o motor não está sendo atendido em sua disposição espacial, de forma a atender seus critérios de funcionalidade, não garantindo uma transmissão de movimento para o eixo tracionador da maneira que almejávamos. Como se vê, o motor está disposto transversalmente e inclinado, e o limite máximo de inclinação permitido é de 45 graus.

Uma outra incorrência a salientar são as dimensões do trem de pouso não estão de acordo com o mecanismo final adotado.

Algumas características desta primeira proposta de caminhão que devem ser mantidas nas propostas posteriores são :

- a visibilidade do condutor;
- a área envidraçada que permite ampla visualização do engate;
- a disposição dos painéis, pois atendem as dimensões relativas da cabine, conforme as relações ergonômicas;
- o conjunto óptico de iluminação frontal, sendo necessárias melhorias no conjunto traseiro para melhor visualização do engate;
- a aerodinâmica frontal do veículo, pois permite bom espaço interno para esta finalidade.

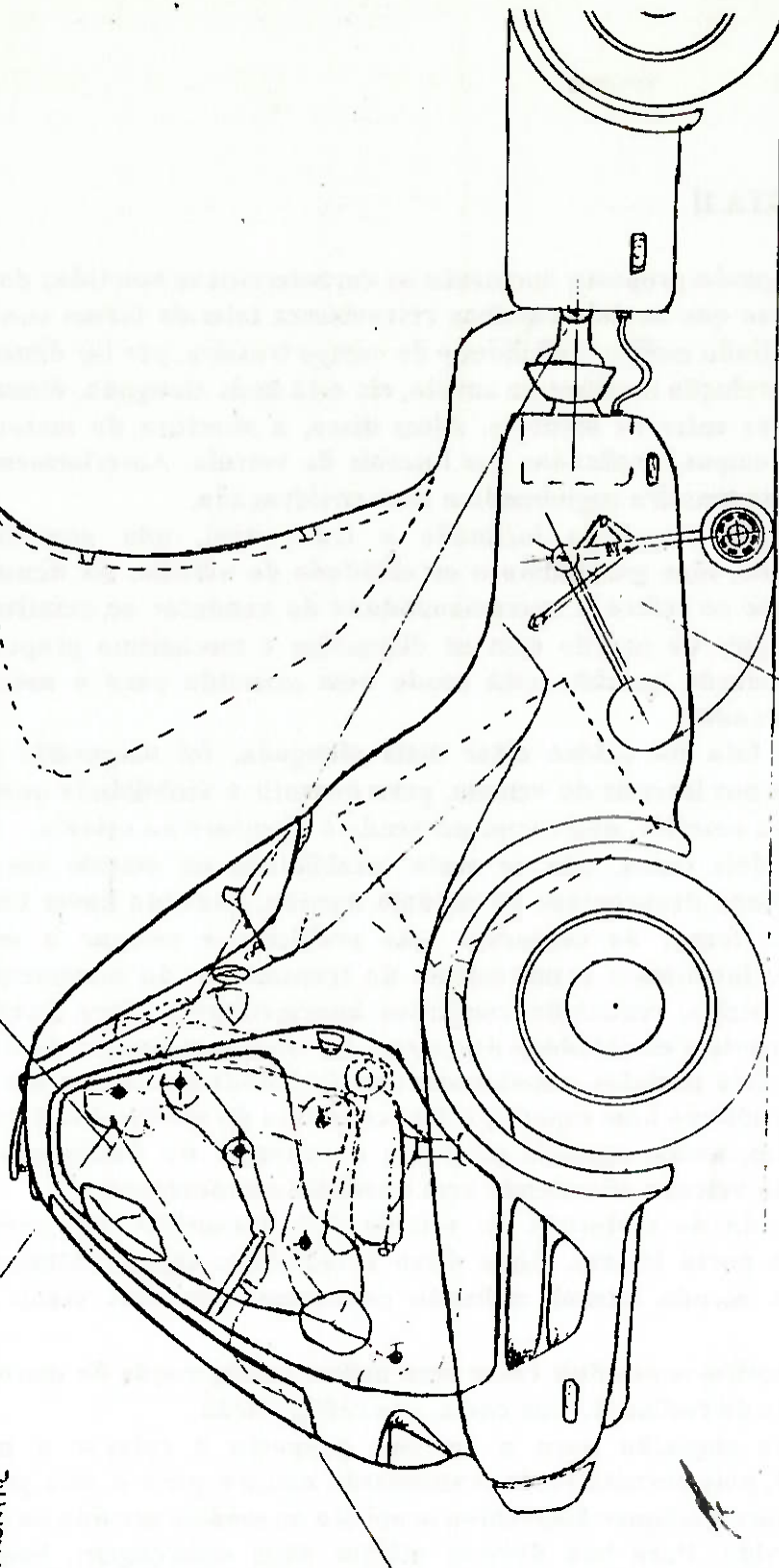
Abaixo vê-se a primeira proposta da cabine do caminhão modular propriamente dito.

ESCALA 1:20

VISTA LATERAL ERGONOMÉTRICA
DO CAMINHÃO MODULAR
PROJETO BÁSICO DA CABINE

CAMPO VISUAL
TRASEIRO

CAMPO VISUAL
FRONTAL



**FIG. 1 Desenho proposto da cabine. Vista lateral ergonômica.
Projeto Básico do Caminhão Modular. Escala 1:20**

II. PROPOSTA II

A segunda proposta apresenta as características mantidas do modelo anterior, porém nota-se que os dois espelhos retrovisores laterais foram concatenados em um único, permitindo melhor visibilidade do campo traseiro, por ter dimensões maiores.

Com relação a cabine do cavalo, ela está mais alongada, diminuindo os vórtices aerodinâmicos entre os módulos. Além disso, a abertura do motor se dá de forma lateral por tampas localizadas nas laterais do veículo. Anteriormente esta era feita por uma porta traseira englobando a área envidraçada.

O motor continua inclinado e transversal, não atendendo bem a sua funcionalidade, mas garantindo a estabilidade do veículo. As dimensões internas da cabine no que se refere a operacionalidade do condutor se mantiveram. O trem de pouso está mais de acordo com as dimensões e mecanismo propostos. A altura da cabine em relação ao chão está sendo bem atendida para o uso do caminhão em diversos mercados.

Pelo fato da cabine estar mais alongada, foi necessário incluir uma área envidraçada nas laterais do veículo, para garantir a visibilidade que não era atendida pela proposta anterior, não comprometendo a estrutura do veículo.

Nos dois casos, não se sente estabilidade no veículo em caso de freadas bruscas, quando desacoplado do módulo movido, podendo haver tombamento para a frente. Uma forma de contornar este problema é colocar o motor em posição longitudinal, facilitando o mecanismo de transmissão do movimento rotacional sem perdas por atrito, reduzindo conjuntos intermediários entre motor e roda, e que, também, garante a estabilidade do veículo em situações bruscas de frenada.

Nos dois modelos o motorista tem facilidade de acesso aos painéis frontal e traseiro, permitindo bom espaço para a condução do veículo nos dois sentidos.

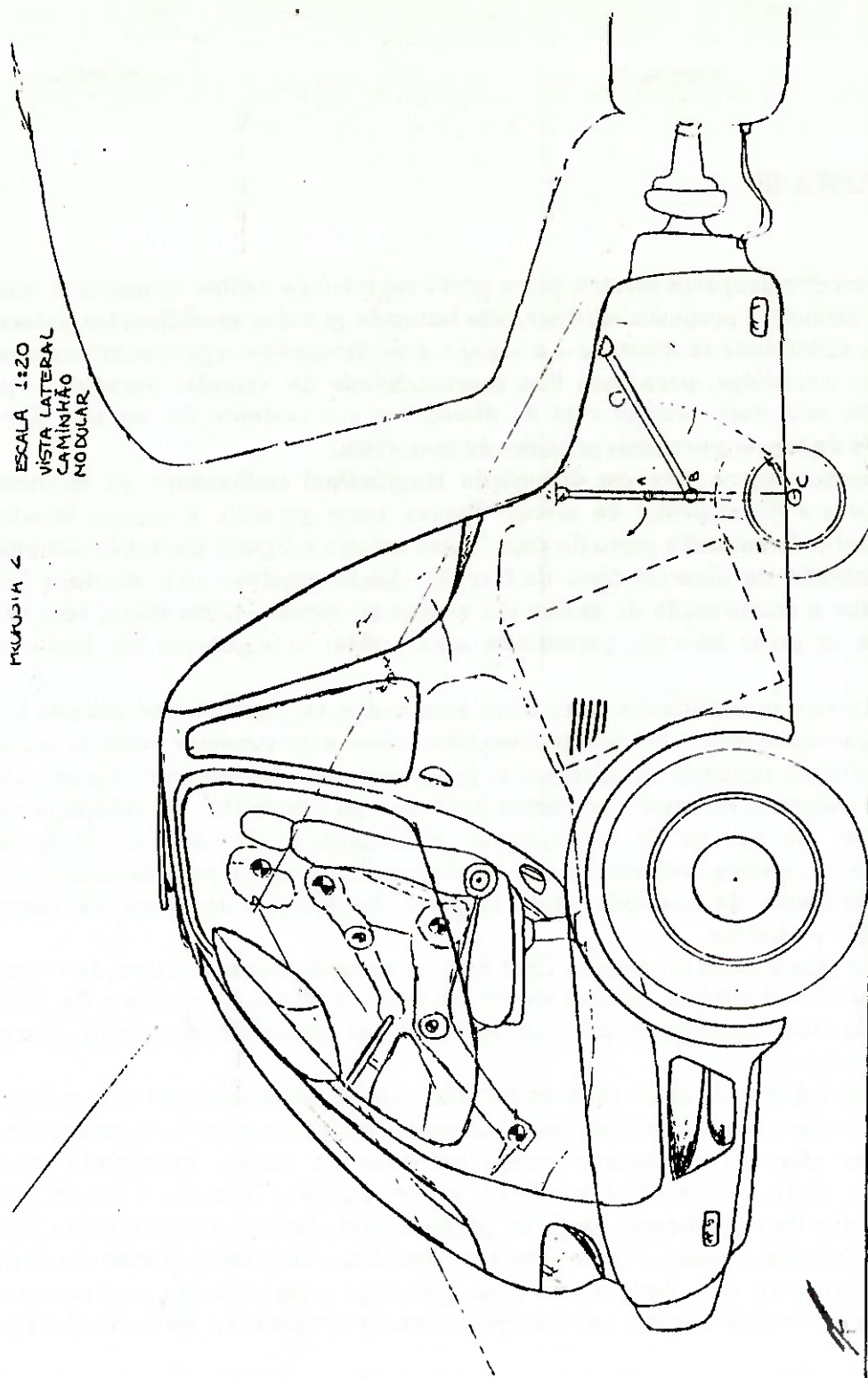
Porém, nesta segunda proposta o conjunto de iluminação do engate e de segurança do veículo, não atende bem a visibilidade desejada.

A saída do motorista do veículo está garantida com pleno espaço para a abertura da porta lateral. Além disso o motorista atinge facilmente o interior do veículo pela escada lateral, utilizada comumente nos dias atuais por esse tipo de veículo.

Necessita-se nos dois casos uma melhor refrigeração do motor e definir melhor a localização do radiador, bem como, sua refrigeração.

Como sugestão para a terceira proposta é colocar o motor na direção longitudinal, pois permite tanto transmissão motora para o eixo principal do cavalo, bem como para qualquer dispositivo acoplado no módulo movido ou mesmo tracionar o módulo movido. Para isso deve-se utilizar duas embreagens, bem controladas por dispositivos de controle, para o caso de taxiamento do caminhão e no caso de desacoplamento e acoplamento do módulo. O eixo dianteiro deve ser deslocado um pouco à frente para garantir o encaixe longitudinal do motor e as dimensões totais no comprimento do cavalo.

Em seguida está mostrado a segunda proposta da cabine do veículo, assegurando os dispositivos que garantem a modularidade do veículo.



**FIG. 2 Desenho proposto da cabine. Vista lateral ergonômica
Projeto Básico do Caminhão Modular. Escala 1:20**

III. PROPOSTA III

A terceira proposta mostra que a parte superior da cabine se manteve quase a mesma em relação a proposta anterior, não havendo grandes modificações externas e internas. A visibilidade se manteve e o espaço e as dimensões ergonômicas também estão sendo atendidas, para uma boa funcionalidade do veículo. Somente o painel traseiro que está desconforme com as dimensões e o restante do veículo, havendo necessidade de trazer para mais próximo do motorista.

O motor agora está em disposição longitudinal melhorando os sistemas de transmissão e o desempenho do motor. Porém, para garantir o espaço interno da cabine, o motor ficou muito perto do chão, como mostra a figura, perdendo um pouco o uso do caminhão em diversos tipos de terreno. Ainda manteve-se a abertura lateral, para facilitar a manutenção do motor e o acesso ao mesmo. Além disso, tem-se uma captura de ar pelas laterais, permitindo uma melhor refrigeração do motor e do radiador.

Nota-se que a distância entre eixos está maior, forçando e tencionando o trem de pouso, que embora se manteve igual em dimensões, deve suportar maiores cargas.

Os demais sistemas mantiveram-se igual ao modelo anteriormente proposto.

Falta ainda solucionar o problema da altura do caminhão em relação ao chão, a localização do tanque de combustível, a localização do estepe, do bocal de alimentação de combustível, saída do ar condicionado ao motor para favorecer a troca de calor, melhoria do conjunto ótico traseiro, localização da caixa de câmbio e detalhamento da cabine.

Para uma quarta proposta e final, tem-se como melhoria a altura da cabine em relação ao chão e para isso deve-se elevar um pouco a altura da cabine e do assoalho interno, a fim de não perder espaço interno e estar em conformidade com as dimensões ergonômicas.

Como a distância entre os eixos foi aumentada, sobre-carregou-se o mecanismo de trem de pouso. Para minimizar isso, coloca-se um contra-peso na parte frontal do veículo, que além de diminuir a carga no trem de pouso, garantindo ainda a estabilidade, protege o veículo e o reforça contra choques frontais. A localização do estepe embaixo do contra-peso, ainda na parte frontal, diminui os esforços do trem de pouso, por funcionar como contra-peso também. Essa disposição permite a retirada rápida do estepe no caso de troca de pneu e protege o para-choque contra pequenos choques na parte inferior do veículo, bem como o sistema de transmissão do eixo principal.

Nesta última proposta deve ser mostrado a localização do tanque de combustível, sua alimentação e refrigeração. Além disso, deve-se mostrar um melhor detalhamento da cabine de todo o veículo.

Abaixo está mostrado a terceira proposta, com as devidas modificações.

CAMINHÃO MODULAR PROPOSTA 3 ESCALA 1:20
VISTA LATERAL

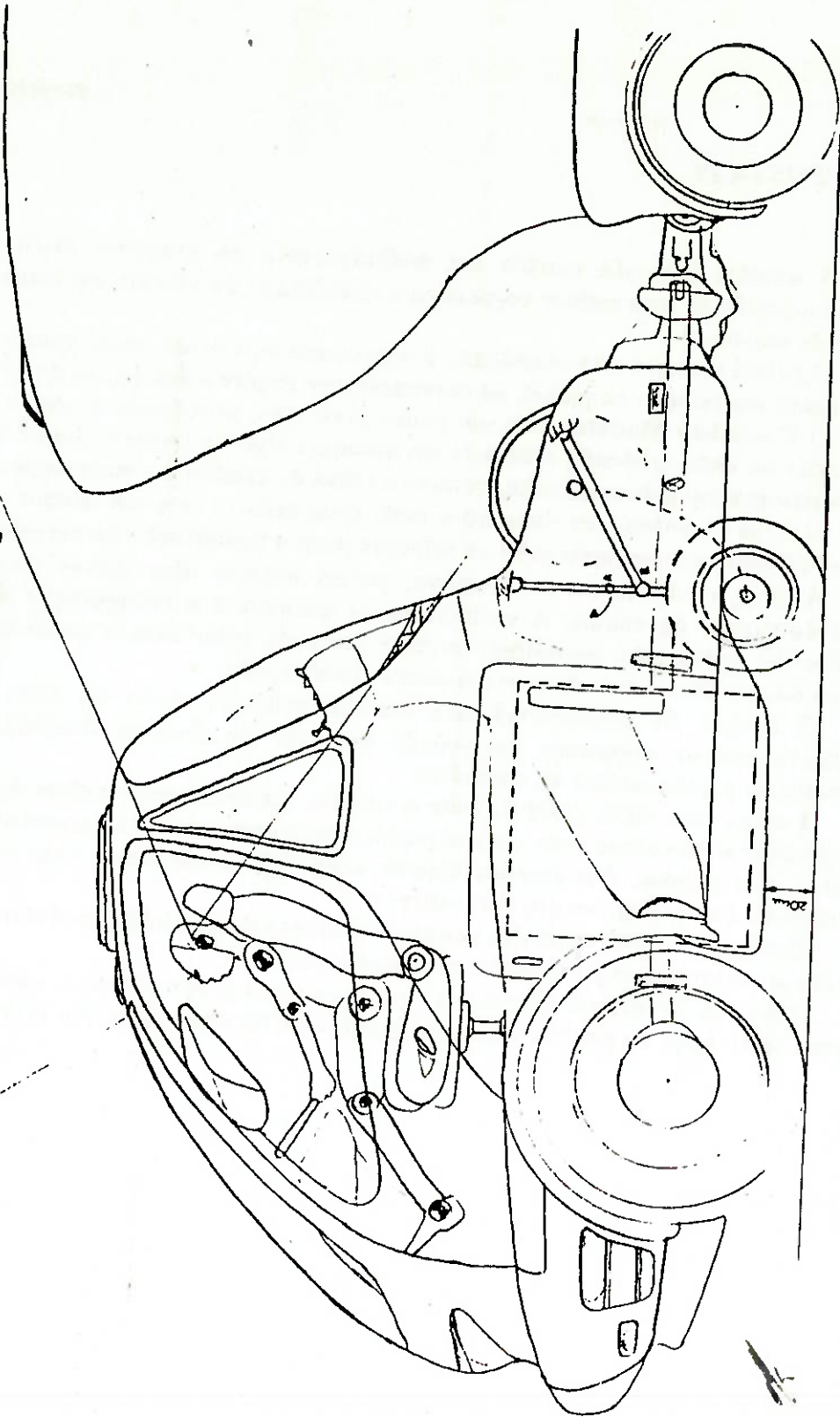


FIG. 3 Desenho proposto da cabine. Vista lateral ergonômica
Projeto Básico do Caminhão Modular. Escala 1:20

IV. PROPOSTA IV

A quarta proposta mostra um melhoramento no conjunto ótico frontal e traseiro, permitindo uma melhor segurança e visibilidade do veículo em manobras e do sistema de engate.

O painel traseiro está atendendo a ergonomia do veículo, melhorando a posição do condutor em relação ao painel, no movimento de engate e desengate do veículo.

O Caminhão Modular está um pouco mais alto, atendendo à altura do motor em relação ao chão, podendo utilizá-lo em qualquer tipo de terreno. Junto ao motor e entre o eixo principal do caminhão, nota-se a caixa de câmbio e a embreagem.

O trem de pouso tem dimensões mais compactas e com um melhor mecanismo de recolhimento, não prejudicando os esforços para a sustentação do veículo.

A área envidraçada se manteve, porém nota-se dispositivos de ventilação lateral de dentro da cabine. A visibilidade se manteve e a refrigeração do motor e radiador foi melhorada, permitindo melhor troca de calor com o exaustor na parte traseira do veículo, abaixo da parte traseira envidraçada.

O tanque de combustível está situado entre as rodas do trem de pouso, permitindo melhor segurança do veículo em caso de choques frontais, por estar localizado na parte traseira do caminhão.

Tem-se uma visão geral de todo o veículo, através de uma melhor detalhamento da vista lateral da cabine e da vista superior, mostrando um detalhamento interno dos assentos, dos painéis, dos campos visuais e de todo o conjunto, bem como tem-se melhor idéia das dimensões dos dispositivos.

Em seguida vê-se mais claramente o conjunto do caminhão modular pelas vistas lateral e superior sobre-postas mais detalhadamente.

Torna-se necessário mencionar, que este é um projeto básico, sendo mostrado somente um esboço do projeto a ser detalhado e verificado no projeto executivo.

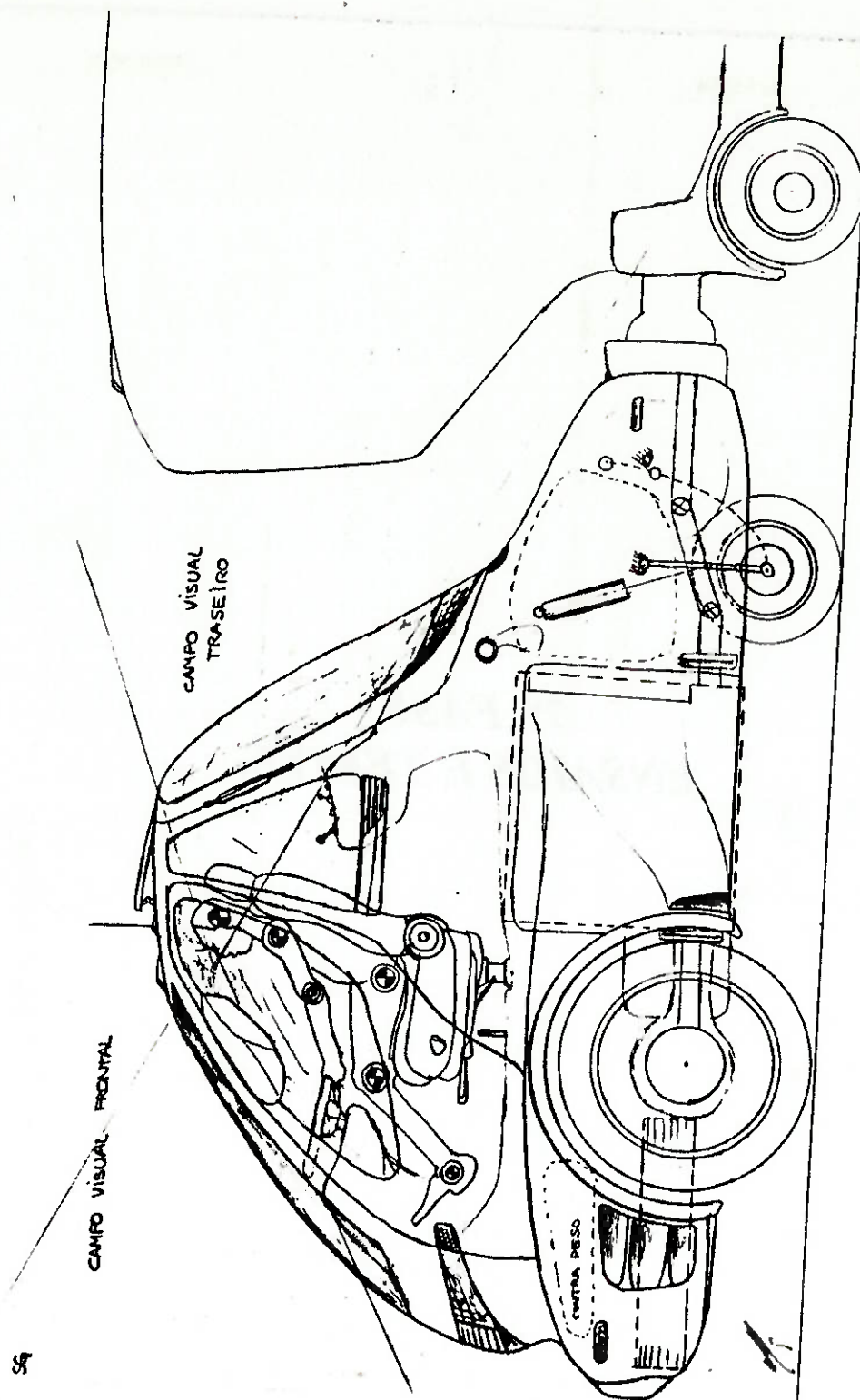


FIG. 4 Desenho proposto da cabine. Vista lateral ergonômica.
Projeto Básico do Caminhão Modular. Escala 1:20

7ª FASE
ENSAIOS E TESTES

ENSAIOS E TESTES

I. INTRODUÇÃO

Em nosso caminhão, como em qualquer produto com o qual se deseja conquistar uma determinada faixa de mercado, faz-se necessário zelar pela confiabilidade e qualidade. Visando atender a esta necessidade básica, existem testes os mais variados, os quais permitem avaliar a confiabilidade, resistência, entre outros, do nosso produto.

Nesta fase do projeto básico nos preocuparemos em descrever os procedimentos de teste de motores mais gerais e abrangentes, aqueles testes que nos permitam afirmar que o motor escolhido realmente tem condições de atender às especificações de performance, e que sua durabilidade prevista não é afetada por nenhum tipo de falha quando este estiver submetido às condições reais de uso.

II. TESTE DE PRODUÇÃO DO MOTOR A DIESEL CUMMINS 6BT

O processo de teste do motor Cummins inicia-se após este ter passado por todas as etapas do processo de montagem. Este primeiro teste é chamado teste de produção.

O motor quase completo (pois ainda é necessário passar pelo acabamento) é levado para a sala de dinamômetros, onde serão checados os principais parâmetros contidos na especificação do motor.

Na sala de dinamômetros faz-se a medição dos valores dos seguintes itens do motor :

- * ROTAÇÃO DE REGIME (em Rpm) ;
- * CARGA DE FREIO (em lb.ft) ;
- * VAZÃO DE COMBUSTÍVEL (em lb/h) ;
- * PRESSÃO NO COLETOR DE ADMISSÃO (em psi) ;
- * SOPRO DO CARTER (em KPa) ;

- * PRESSÃO DE ÓLEO LUBRIFICANTE (em psi) ;
- * TEMPERATURA DO ÓLEO DO CARTER (em °C) ;
- * TEMPERATURA ENTRADA DO COMBUSTÍVEL (em °C) ;
- * TEMPERATURA DE ENTRADA DE ÁGUA (em °C) ;
- * TEMPERATURA DE SAÍDA DE ÁGUA (em °C) ;
- * TEMPERATURA DO AR DE ADMISSÃO (em °C) ;
- * RESTRIÇÃO DO FILTRO DE AR DO COLETOR DE ADMISSÃO (em KPa) ;
- * RETROPRESSÃO DE ESCAPAMENTO (em KPa) ;
- * TEMPERATURA DO ESCAPAMENTO (em °C) ;
- * NÍVEL DE FUMAÇA NA ROTAÇÃO DE REGIME (em UB) ;
- * PRESSÃO DE ÁGUA NA GALERIA (em psi) ;
- * CARGA DE FREIO À ROTAÇÃO DE 1500 RPM (em N.M) ;
- * VAZÃO DE COMBUSTÍVEL À ROTAÇÃO DE 1500 RPM (em lb/h) ;
- * NÍVEL DE FUMAÇA À ROTAÇÃO DE 1500 RPM (em UB) ;
- * MÁXIMA ROTAÇÃO SEM CARGA (em RPM) ;
- * ROTAÇÃO DE MARCHA LENTA (em RPM) ;
- * PRESSÃO DE ÓLEO LUBRIFICANTE NA MARCHA LENTA (em psi) ;
- * PRESSÃO DE ÁGUA NA MARCHA LENTA (em psi) .

Estes valores medidos na sala de dinamômetros deverão ser comparados com a faixa de valores permitidos, sendo que estes consistem basicamente dos valores nominais da especificação, aos quais se soma ou subtrai uma margem que pode variar de 0,5 a 5% do valor nominal (5% geralmente é a margem de venda), obtendo-se então os valores máximos e mínimos respectivamente.

Em anexo encontra-se os resultados de um teste de produção de um motor Cummins 6BT, o qual será utilizado em nosso caminhão.

III. TESTES DE RESISTÊNCIA (ENDURANCE)

Os motores diesel, além do teste de produção que é basicamente uma verificação das especificações, pode ser submetido a testes mais rígidos de resistência, que consistem dos seguintes testes :

III.1. TESTE PADRÃO DE RESISTÊNCIA (ENDURANCE)

Este teste deve ser feito em velocidades taxadas em 110% de taxa de combustível nos motores turbinados, sendo feito com 100% de carga nos motores naturalmente aspirados, nas condições padrões de teste e com a instrumentação padrão.

III.2. " ABUSE TEST " (utilização de excesso de rotação e combustível)

Este teste deve ser feito nas condições padrões de teste e com a instrumentação padrão. As rotações taxadas e as taxas de consumo são as seguintes, caso outras não sejam especificadas:

ROTAÇÃO TAXADA DO MOTOR	ROTAÇÃO TESTE (R.P.M.)	TAXA DE CONSUMO (% DO PADRÃO PROJETADO)
2500	2750	
2800	3080	110%
2200	2420	110%
		110%

III.3. TESTE DE CONFIABILIDADE (CÍCLICO)

Este teste deve ser feito nas condições padrões de teste e com a instrumentação padrão, como já foi dito anteriormente.

TESTES DE VALIDAÇÃO DA CONFIABILIDADE

Para os motores de 2500 RPM, como é o motor utilizado pelo nosso caminhão, o teste cíclico consiste de :

3 minutos em baixa rotação	650 RPM
12.5 minutos na rotação de máximo torque	1500 RPM
7 minutos na rotação máxima	2750 RPM
7.5 minutos na carga especificada	2500 RPM

Este ciclo de 30 minutos deve ser repetido por 550 horas. Este teste proporciona a realização de 2200 ciclos térmicos .

III.4 . TESTE DE CICLO TÉRMICO

O teste do ciclo térmico utiliza a mesma instrumentação e sala de teste que o teste de resistência (Endurance), exceto :

1. Pelo bloqueio da passagem do termostato.
2. O refrigerante deve ser uma mistura de 50% de fluido que evita congelamento e 50% de água.

- 3. A bomba de combustível deve ser preparada para 100% da carga e velocidade especificadas.**

São necessários , no mínimo, 5000 ciclos nas seguintes condições :

- a. Rodar com a carga e velocidade especificadas até a temperatura de saída da água atingir 230 F.**
- b. Rodar em baixa rotação por 15-30 segundos para diminuir a temperatura de exaustão.**
- c. Desligue o motor.**
- d. Deixe o motor desligado até a temperatura de saída de água atingir 250 F no mínimo.**
- e. Ligue novamente o motor, indo imediatamente para uma rotação alta e comece a esfriar o fluido refrigerante do motor. Rode o motor nestas condições até se atingir uma temperatura da saída de água de no máximo 100 F.**
- f. Repita o ciclo.**

Cada ciclo deve durar aproximadamente 6 minutos, sendo que o teste completo dura 500 horas.

CRITÉRIOS PARA SER APROVADO NO TESTE DE CICLO TÉRMICO :

- 1. Não há vazamento aparente de gás durante o teste.**
- 2. Teste da pressão estática do cilindro com resultado satisfatório, apresentando nitrogênio a 1000 psi no final do teste, além de não haver vazamento no sistema de refrigeração ou cilindros adjacentes.**

Visando atender às normas de emissões que vem se tornando cada vez mais exigentes, exigiremos também um **TESTE DE MEDIÇÃO DO TEOR DE FULIGEM (FUMAÇA PRETA)**.

Esta medição dos gases de escapamento emitidos pelos motores diesel baseia-se no método de escurecimento do elemento filtrante, sendo o aparelho utilizado para tal denominado de Amostrador de Fumaça por Elemento Filtrante.

O princípio básico de funcionamento do Amostrador é baseado na retirada de um volume fixo de gás pelo tubo de descarga ou de escapamento, sendo este succionado através de um elemento filtrante, cujo escurecimento resultante, medido foto-eletricamente, é uma medida da quantidade de fuligem do gás. Maiores detalhes sobre a aparelhagem necessária, sua instalação, execução do ensaio e discussão sobre os resultados podem ser obtidos em anexo.

8ª FASE

CONCLUSÃO

CONCLUSÃO

Após os estudos realizados durante a análise da viabilidade, no que diz respeito ao sistemas de transporte, notamos a necessidade de se criar um veículo que basicamente solucionasse os seguintes pontos críticos:

- diminuir o tempo total de engate do cavalo à carreta, pois nos sistemas atuais esse tempo se constitui num considerável agravante econômico-financeiro ;
- criar um caminhão que pudesse ser conectado a variados tipos de carretas, trabalhando em módulos;
- eliminar os tempos mortos, em que o veículo fica ocioso devido ao fato de existir um veículo específico para cada função;
- criar um caminhão compacto, que pudesse ser facilmente manobrado em áreas urbanas;
- economia de combustível;
- design aerodinâmico e moderno, acompanhando as tendências do veículos automotivos;
- disposição ergonômica dos comandos e dispositivos da cabine, de forma a promover o maior conforto possível ao usuário.

A fim implementar tais necessidades levantadas durante a fase de Estudo das Necessidades, projetamos um caminhão modular. A modularidade de nosso caminhão é constituída basicamente pelo sistema de engate rápido, o qual permite a conexão do cavalo com uma variedade de carretas, de forma a eliminar os tempos de ociosidade do veículo .

As inovações tecnológicas que introduzimos em nosso caminhão foram basicamente:

- SISTEMA DE ENGATE RÁPIDO:

Esta inovação tem a finalidade básica de, além de garantir a modularidade do veículo, permitir que se eliminem os tempos mortos de engate. Com o sistema de engate projetado, o usuário poderá conectá-lo à carreta do próprio interior do veículo, sendo que o caminhão é constituído de uma ampla área envidraçada, e comando na parte traseira, de forma a fornecer todas as condições para se ter um engate rápido e preciso.

- TREM DE POUSO :

O trem de pouso tem a finalidade básica de fornecer uma maior compacticidade ao veículo, permitindo que o mesmo possa ser facilmente manobrado em espaços relativamente pequenos. Ou seja, nosso caminhão possui basicamente o eixo dianteiro motor sendo que uma vez desengatada a carreta é acionado o mecanismo de trem de pouso, de maneira a conferir ao veículo a estabilidade requerida.

**- CABINE AERODINÂMICA COM COMANDOS
ERGONOMETRICAMENTE POSICIONADOS :**

Baseado nos estudos feitos de aerodinâmica tentamos projetar uma cabine que, além de acompanhar as tendências modernas dos veículos, possui-se dois requisitos fundamentais:

- um baixo coeficiente de arraste aerodinâmico, tendo dado formas arredondadas à cabine;

- facilidade de manuseio e acesso aos comandos, tendo sido feito um arranjo em perfeita harmonia com os dados de ergonomia obtidos em fases

anteriores do projeto. Respeitou-se em sua integridade as distâncias e dimensões ergonômicas obtidas para a média dos usuários.

Estas foram algumas das principais inovações anexadas ao nosso produto. Tentamos nos aprofundar ao máximo nestes três itens tecnológicos, não deixando de lado outros dados de desempenho, como por exemplo análise de entradas indesejáveis e saídas aceitáveis, testes requeridos, entre outros.

Estamos cientes que, devido a complexidade de cada sub-item, eles podem ainda ser muito mais aprofundados e aprimorados. Porém, tentamos dar uma visão geral e definir, mesmo que de uma forma básica (como o próprio nome diz: Projeto Básico), todos estes sub-itens que pretendemos implantar em nosso caminhão inovador. Temos a certeza que, apesar de nosso empenho e dedicação muita coisa ainda pode ser melhorada, e certamente seria discutido numa possível fase de Projeto Executivo.

APÊNDICES

CRÉDITO DAS FIGURAS:

A seguir tem-se uma descrição geral do crédito das figuras que não foram creditadas nas várias fases do nosso Projeto.

ESTUDO DA VIABILIDADE - FASE I: ESTUDO DA NECESSIDADE

pg. 3 - Anuário Estatístico de 1984.

pg. 4 - Anuário Estatístico de 1984.

pg. 5 - Anuário Estatístico de 1984.

pg. 8 - Anuário Estatístico de 1984.

pg. 9 - Anuário Estatístico de 1984.

pg. 11 - Revista Transporte Moderno.

pg. 15 - Revista Transporte Moderno.

pg. 17 a 45 - Revista Transporte Moderno.

Com relação às outras fases e à acima descrita tem-se a seguinte relação de fontes das Figuras:

Anuário Estatístico de 1984.

ARTOBOLEVSKI, I. I. "Mecanismos em la Técnica Moderna - Volume 2: Mecanismos de Palancas". Editora Mir. Moscou. Rússia. 1977.

ARTOBOLEVSKI, I. I. "Mecanismos em la Técnica Moderna - Volume 5: Mecanismos Hidraulicos y Neumaticos". Editora Mir. Moscou. Rússia. 1981.

CHIRONIS, NICHOLAS P. "Mechanisms, Linkages, and Mechanical Controls".
Mc Graw-Hill Book Company. New York USA. 1965.

Container Specifications - Columbus Line, Inc.

DREYFUSS, HENRY. "The Measure of Man Human Factors in Design". 3ª edição.
Billboard Publications Inc. New York. 1967.

Manual do Proprietário dos Caminhões Ford Cargo.

Manual Globo do Automóvel. Editora Globo. Rio de Janeiro. 1988.

PUGLIESI, MÁRCIO. "Manual Completo do Automóvel". Editora Hemus. São
Paulo. 1976.

Revista Carga: N° 45, 1988 ano IV e novembro de 1990.

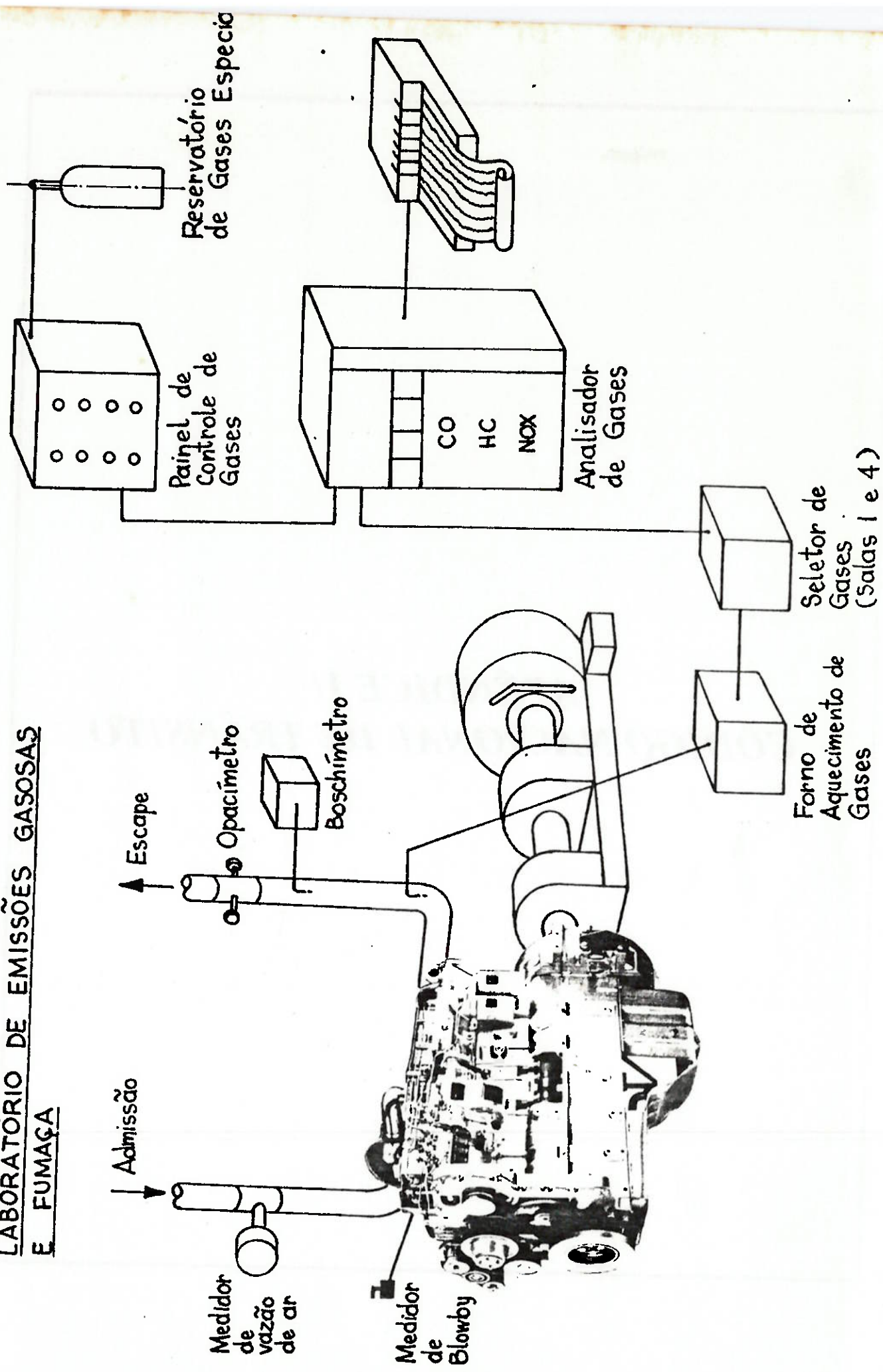
Revista Transporte Moderno:

N°s: 309, 313, 314, 320, 323, 324, 325, 326, 327, 329, 332, 333, 337, 338, 339,
340, 341, 342, 343.

WRIGHT, PAUL A. e ASHFORD, NORMAN J. "Transportation Engineering". 3ª
edição. John Wiley & Sons. 1989.

APÊNDICE I
LABORATÓRIO DE EMISSÕES GASOSAS
E FUMAÇA

LABORATÓRIO DE EMISSÕES GASOSAS E FUMAÇA



APÊNDICE II
CÓDIGO NACIONAL DE TRÂNSITO

("NOVA COLETÂNEA DE LEGISLAÇÃO DE TRÂNSITO", Carlos Flores Lazzari e Ilton Roberto da Rosa Witter, 6ª edição atualizada 1991, editora Sagra)

CÓDIGO NACIONAL DE TRÂNSITO

LEI 5.108
de 21 de setembro de 1966

Capítulo III **DAS REGRAS GERAIS PARA A CIRCULAÇÃO**

Artigo 14

Parágrafo 1º - O regulamento deste Código estabelecerá os limites máximos de dimensões e peso de veículos, ficando facultado aos órgãos sob cuja jurisdição se encontram as vias públicas, reduzir estes limites em função das condições específicas.

Parágrafo 2º - Nenhum veículo poderá transitar com peso bruto superior ao fixado pelo fabricante e aprovado pelo Ministério da Indústria e do Comércio.

REGULAMENTO DO CÓDIGO NACIONAL DE TRÂNSITO

DECRETO 62.127
de 16 de janeiro de 1968

Capítulo V **DOS VEÍCULOS**

Seção I **Da Classificação e Normas Gerais de Uso**

Artigo 79 - Nenhum veículo ou combinação de veículo poderá transitar com peso bruto total ou peso bruto total combinado superior ao fixado pelo fabricante, nem ultrapassar a capacidade máxima de tração da unidade tratora.

Parágrafo 1º - Os limites referidos neste artigo, serão os aprovados pelo Ministério da Indústria e do Comércio e constarão do Certificado de Registro de Veículo.

Parágrafo 2º - O Ministério da Indústria e do Comércio fixará os limites de peso bruto total e a capacidade de tração dos veículos de fabricação estrangeira, obedecido o disposto neste Regulamento.

Artigo 81 - As dimensões autorizadas para veículos, com carga ou sem ela, são as seguintes:

- I - largura máxima: 2,60m (dois metros e sessenta centímetros);
- II - altura máxima: 4,40m (quatro metros e quarenta centímetros);
- III - comprimento total:
 - a) veículos simples: 13,20m (treze metros e vinte centímetros);
 - b) veículos articulados: 18,15m (dezoito metros e quinze centímetros);

c) veículos com reboque: 19,80m (dezenove metros e oitenta centímetros).

Parágrafo 1º - São fixados os seguintes limites para o comprimento do balanço traseiro de veículos de transporte de passageiros e de cargas:

I - nos veículos simples de transportes de carga, até 60% (sessenta por cento) da distância entre os dois eixos, não podendo exceder a 3,50m (três metros e cinquenta centímetros);

II - Nos veículos simples de transporte de passageiros:

a) com motor traseiro, até 62% (sessenta e dois por cento) da distância entre eixos;

b) com motor dianteiro, até 71% (setenta e um por cento) da distância entre eixos;

c) com motor central, até 66% (sessenta e seis por cento) da distância entre eixos.

Parágrafo 2º - A distância entre eixos prevista no parágrafo anterior será medida do centro das rodas dos eixos dos extremos.

Parágrafo 3º - O Conselho Nacional de Trânsito, ouvido o Ministério dos Transportes, fixará os requisitos para a circulação de veículos que, excedendo as dimensões estabelecidas neste artigo, possam obter autorização para transitar.

Artigo 82 - São fixados os seguintes limites máximos de peso bruto total e peso bruto transmitido por eixo de veículos às superfícies das vias públicas:

I - peso bruto total por unidade ou combinações de veículos: quarenta e cinco toneladas (45t);

II - peso bruto por eixos isolados: dez toneladas (10t);

III - peso bruto por conjunto de dois eixos em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): dezesseis toneladas (16t);

IV - peso bruto por conjunto de dois eixos não em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): quinze toneladas (15t);

V - Peso bruto por conjunto de três eixos em tandem, aplicável somente a semi-reboque, quando a distância entre os três planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): vinte e cinco e meia toneladas (25,5t);

VI - peso bruto por conjunto de dois eixos, sendo um dotado de quatro pneumáticos interligados por suspensão especial, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a um metro e vinte centímetros (1,20m) e inferior ou igual a dois metros e quarenta centímetros (2,40m): treze e meia toneladas (13,5t);

Parágrafo 1º - Considerar-se-ão eixos em tandem, dois ou mais eixos que constituam um conjunto integral de suspensão, podendo qualquer deles ser ou não motriz.

Parágrafo 2º - Quando, em um conjunto de dois eixos, a distância entre os dois planos verticais paralelos que contenham os centros das rodas for superior a dois metros e quarenta centímetros (2,40m), cada eixo será considerado como se fosse isolado.

Parágrafo 3º - Em qualquer par de eixos ou conjunto de três eixos em tandem, com quatro pneumáticos cada, com os respectivos limites legais de dezessete toneladas (17t) e vinte e cinco e meia toneladas (25,5t), a diferença do peso bruto total entre os eixos mais próximos não deverá exceder a um mil e setecentos quilogramas (1.700kg).

Parágrafo 4º - Os veículos ou combinações de veículos com peso bruto total superior ao fixado no item I poderão obter autorização especial para transitar, desde que não ultrapassem os limites de peso por eixo ou conjunto de eixos, ou o seu equivalente em termos de pressão a ser transmitida ao pavimento, e não infrinjam as condições técnicas das obras de arte rodoviárias, constantes do roteiro a ser percorrido.

Artigo 83 - Os limites máximos de peso bruto por eixo e por conjunto de eixos,

estabelecidos no artigo anterior, só prevalecem:

I - se todos os eixos forem dotados de, no mínimo, quatro pneumáticos cada um;

II - se todos os pneumáticos de um mesmo conjunto de eixos forem da mesma rodagem e calçarem rodas do mesmo diâmetro.

Parágrafo 1º - Nos eixos isolados, dotados de dois pneumáticos, o limite máximo de peso bruto por eixo será de seis toneladas (6t).

Parágrafo 2º - A adoção de eixos com dois pneumáticos com banda extra larga somente será admitida após aprovação do Conselho Nacional de Trânsito, ouvidos o Ministério do Desenvolvimento da Indústria e do Comércio e o Ministério dos Transportes, através de seu órgão rodoviário, para o estabelecimento dos limites de peso a serem transmitidos às superfícies das vias públicas.

Artigo 84 - Nenhuma combinação de veículos poderá constituir-se de mais de duas unidades, incluída a unidade tratora.

Parágrafo único - O Conselho Nacional de Trânsito disciplinará a concessão de autorização especial para o trânsito de combinação de veículos que possuam mais de duas unidades, incluída a unidade tratora.

Artigo 85 - Para os veículos ou combinações de veículos que transportem carga indivisível e que não se enquadrem nas condições de pesos brutos máximos estabelecidos nos artigos 82 e 83 deste Regulamento, poderá ser concedida autorização especial, com prazo certo, válida para cada viagem.

Parágrafo 1º - O requerimento do interessado especificará, obrigatoriamente, as características do veículo e da carga, o percurso e a data do deslocamento inicial.

Parágrafo 2º - A autorização de que trata este artigo não exime o seu beneficiário da responsabilidade quanto a eventuais danos que os veículos vierem a causar à via pública ou a terceiros.

RESOLUÇÃO 562/80

Indicação da tara, da lotação e do peso bruto total em veículos automotores de transporte de cargas e de transporte coletivo de passageiros.

(Com as modificações introduzidas pelas Resoluções 572/81, 575/81 e 583/81)

O Conselho Nacional de Trânsito, usando das atribuições que lhe confere o artigo 5º da Lei 5.108, de 21 de setembro de 1966 que instituiu o Código Nacional de Trânsito, e o artigo 9º do seu Regulamento, aprovado pelo Decreto 62.127, de 16 de janeiro de 1968; e,

CONSIDERANDO que o artigo 79 do Regulamento do Código proíbe o trânsito de veículo ou combinação de veículo de carga com peso bruto total superior ao fixado pelo fabricante, nem ultrapassar a capacidade máxima de tração da unidade tratora;

CONSIDERANDO que o Inciso I do artigo 82 do Regulamento do Código, com a redação introduzida pelo Decreto 82.925, de 21 de dezembro de 1978 estabelece o limite de peso bruto total a ser transmitido às superfícies das vias públicas;

CONSIDERANDO que o artigo 89 do Regulamento do Código estabelece que os veículos de transporte de carga e coletivo de passageiros, deverão conter a inscrição da tara e da lotação em local visível;

CONSIDERANDO que muitos dos chassis para caminhões e ônibus, novos, ao saírem das fábricas não estão suficientemente completos ao fim a que se destinam;

CONSIDERANDO a conveniência em se adotar normas de procedimentos uniformes para todo o território nacional, o que consta dos Processos 113/69, 445/78 e a deliberação do Colegiado em sua reunião do dia 27/5/80,

RESOLVE:

Artigo 1º - Os veículos de transportes de cargas e coletivo de passageiros, somente serão registrados, licenciados e renovada a licença anual, se contiverem no interior da cabine de comando, em local facilmente visível, a inscrição indicativa da TARA, da LOTAÇÃO e do PESO BRUTO TOTAL. (1)

Parágrafo 1º - As indicações, objeto deste artigo, serão inscritas na estrutura do veículo, ou em dispositivo resistente a ação do tempo, a ela solidamente fixado, não removível facilmente e constituído de material de natureza e duração permanentes. (1)

Parágrafo 2º - Além da informação referente a letra "c" de que trata o parágrafo 1º deste artigo, o fabricante do caminhão e do caminhão-trator, fará constar, o "Peso Bruto Total Combinado" sempre e somente nos casos em que o veículo puder ter um 3º eixo e/ou reboque ou semi-reboque.

Parágrafo 3º - A indicação nos veículos de cargas será inscrita em um dos seguintes locais: (1)

a) na coluna da porta ao lado do condutor junto às dobradiças ou no lado da fechadura;

b) na borda da porta que contém a fechadura, próxima ao assento do condutor;

c) na parte inferior do assento do condutor, voltada para a porta;

d) na superfície interna lateral da porta, próxima ao assento do condutor; e

e) à esquerda do painel de instrumentos.

Parágrafo 4º - Nos veículos destinados ao transporte coletivo de passageiros, deverá ser afixado na parte frontal interna acima do pára-brisa ou na parte superior da divisória da cabine de comando do lado do condutor.

Parágrafo 5º - Nos reboques e semi-reboques deverá ser afixada na parte externa da carroceria, do lado esquerdo lateral dianteiro.

Artigo 2º - A responsabilidade para a inscrição indicativa, será: (1)

1 - da fábrica, no veículo acabado, em condições de licenciamento; e, no veículo inacabado, somente com a indicação da capacidade máxima de tração e peso bruto total;

2 - do fabricante da carroceria ou outros implementos, mediante inscrição adicional de TARA e LOTAÇÃO, próximo ao local onde o fabricante do veículo inscreveu suas indicações;

3 - do proprietário, quando se tratar de veículo já licenciado ou alterado sua estrutura para aumento de capacidade de carga.

Artigo 3º - As indicações serão inscritas em fundo claro ou escuro, em caracteres alfanuméricos contrastantes, de dimensões não inferiores a 2,4 milímetros podendo ser as letras ou algarismos em alto ou baixo relevo, sem necessidade de contraste de cor. (1)

Artigo 4º - Para os efeitos de aplicação desta Resolução, entende-se:

Parágrafo 1º - Por "TARA" ou "Peso do Veículo em Ordem de Marcha", o peso próprio do veículo, acrescido dos pesos da carroceria e/ou equipamento, do combustível, das ferramentas e dos acessórios, da roda sobressalente, do extintor de incêndio e do fluido de arrefecimento, expresso em quilogramas.

Parágrafo 2º - Por "Lotação", a carga útil máxima (incluindo condutor e passageiros) que o veículo pode transportar, expressa em quilogramas, para os veículos de carga; ou número de pessoas, para os veículos de transporte coletivo.

Parágrafo 3º - Por "Peso Bruto Total" (PBT), o peso máximo que o veículo pode transmitir ao pavimento, constituído da soma da tara mais a lotação.

Parágrafo 4º - Por "Peso Bruto Total Combinado" (PBTC), e/ou "Capacidade Máxima de Tração" (CMT), o peso máximo que pode ser transmitido ao pavimento pela combinação de um caminhão trator, mais seu semi-reboque, ou do caminhão mais seu reboque.

Artigo 5º - Serão aplicadas aos condutores que transitarem:

- a) sem a indicação da Tara e da Lotação a multa da letra "o", inciso XXX do art. 181 do RCNT;
- b) sem a indicação do "Peso Bruto Total", multa correspondente a 5% do valor do salário mínimo de referência;
- c) sem a indicação do "Peso Bruto Total Combinado" e do "Peso Bruto Total com 3º eixo", quando a ela sujeita, a multa correspondente a 5% do valor do salário mínimo de referência.

Artigo 6º - Esta Resolução entrará em vigor em 02-08-81, revogadas a Resolução 556/79 e as disposições em contrário. (2)
Brasília, DF, 28 de maio de 1980

Engº Celso Claro Horta Murta - Presidente
Érico Almeida Vieira Lopes - Cons. Relator
(Publicado no D.O. de 02.06.80)

(1) Redação dada pela Resolução 572/81, de 28-05-81.

(2) Com a modificação introduzida pela Resolução 575/81, de 15-06-81.

APÊNDICE III
GÁS DE ESCAPAMENTO EMITIDO POR
MOTOR DIESEL

**GÁS DE ESCAPAMENTO EMITIDO POR MOTOR DIESEL
MEDICÃO DO TEOR DE FULIGEM COM AMOSTRADOR
POR ELEMENTO FILTRANTE
Método de Ensaio**

SUMÁRIO

1. Objetivo
2. Normas e Documentos Complementares
3. Condições Gerais
4. Aparentagem
5. Instalação da Aparentagem
6. Execução do Ensaio
7. Resultados

1. OBJETIVO

Esta norma prescreve o método para medição da emissão de fuligem (fumaça preta) do gás de escapamento emitido por motores diesel, pelo método do enegrecimento do elemento filtrante, sendo o aparelho denominado de amostrador de fumaça por elemento filtrante.

2. NORMAS E DOCUMENTOS COMPLEMENTARES

Na aplicação desta Norma é necessário consultar:

NBR 5601 - AÇOS INOXIDÁVEIS - CLASSIFICAÇÃO POR COMPOSIÇÃO

3. CONDIÇÕES GERAIS

3.1. Princípio do amostrador por elemento filtrante

Um volume fixo de gás é retirado do tubo de descarga ou de escapamento e succionado através de um elemento filtrante, cujo enegrecimento resultante, medido foto-eletricamente, é uma medida da quantidade de fuligem do gás.

3.2. Unidade de medição

Como unidade de medição deve ser utilizado o grau de enegrecimento do filtro, que é definido como a variação percentual dividida por dez, do grau de reflexão do elemento filtrante enegrecido, em relação ao grau de um elemento filtrante novo não enegrecido.

4. APARELHAGEM

4.1. Sonda e tubulação de amostragem

4.1.1. A sonda deve ser construída em aço inoxidável tipo ABNT 304, conforme NBR 5601 e dimensões indicadas na Figura 1.

NOTA : Excepcionalmente a amostragem na extremidade do tubo de escapamento pode ser feita com sonda flexível, desde que os resultados sejam equivalentes aos da sonda normalizada.

4.1.2. A tubulação de amostragem, que liga a sonda à bomba de amostragem, não deve ter um diâmetro interno menor que 4mm em toda a sua extensão.

4.1.3. O volume total da instalação, da entrada da sonda à superfície do filtro (volume morto), deve ser de 30 cm³ a 36 cm³.

4.2. Bomba de amostragem

Consiste de uma bomba de sucção, com deslocamento volumétrico de 330 cm³ e tempo de sucção de 1s a 2s, cujo êmbolo é acionado por um disparador operado remotamente, e provida de um dispositivo para fixação do elemento filtrante, em série com a sonda e a tubulação de amostragem, que deve proporcionar ao elemento filtrante uma região enegrecida de 8 cm² (Figura 2).

4.3. Elemento filtrante

É um disco de papel de filtro branco fosco com uma face levemente granulada e que deve satisfazer as seguintes características:

Dimensões e tolerâncias:

Papel de filtro: espessura: 0,20 ... 0,25mm

Papel de filtro: diâmetro: 45 - 0,5mm

Massa por área: 80 ... 90 g/cm²

Medido após 24h de exposição ao ar com umidade relativa de 65% e temperatura ambiente de 23 ± 2°C.

Limite de ruptura: 1000 ... 1400m

Medido após 24h de exposição ao ar com umidade relativa de 65% e temperatura ambiente de 23 ± 2°C.

Largura de prova 15mm.

Permeabilidade ao ar: 750... 1000 l/h.

Medido em 10cm de superfície de medição e 0,1 bar após 24h de exposição ao ar com umidade relativa de 65% e temperatura ambiente de $23 \pm 2^\circ\text{C}$.

Diâmetro máximo do poro: 38 ... 43 μm

Medido após 24h de exposição ao ar com umidade relativa de 65% e temperatura ambiente de $23 \pm 2^\circ\text{C}$.

Grau de reflexão: 82,5 ... 87,5 %

Medido após 24h de exposição ao ar com umidade relativa de 65% e temperatura ambiente de $23 \pm 2^\circ\text{C}$.

Processo de ensaio conforme ANSI/ASTM D-2156-65 ou DIN 5036.

NOTA: Os elementos filtrantes devem ser mantidos em embalagens fechadas para impedir seu amarelamento.

4.4. Medidor de Fumaça

O medidor de fumaça (Figura 3) consiste basicamente de um reflectômetro cujo fotoelemento avalia a luz refletida pelo elemento filtrante. A corrente gerada é processada eletronicamente e mostrada num indicador analógico ou digital com indicação do grau de enegrecimento variando de 0 a 10 com subdivisão de até 0,2. Os valores de 0 e de fundo de escala representam respectivamente, a reflexão total de luz num elemento filtrante novo não enegrecido, e a absorção total de luz correspondente a um elemento filtrante completamente enegrecido.

5. INSTALAÇÃO DA APARELHAGEM

5.1. A fixação da bomba de amostragem deve ser tal que a tubulação de amostragem fique em posição inclinada ascendente, de modo a se evitar a formação de depósito de água de condensação.

5.2. A sonda de amostragem deve ser montada a contra-fluxo, no tubo de escapamento ou de descarga ou de prolongamento, paralelamente e o mais próximo possível da linha de centro do tubo.

NOTA: Quando houver mais de uma saída para o gás de escapamento estas deverão ser unidas para a amostragem. Opcionalmente, poderão ser feitas amostragens individuais e sucessivas, considerando-se sua média como resultado.

5.3. Caso haja uma singularidade no tubo de descarga ou escapamento deve haver um trecho reto antes da entrada da sonda de, no mínimo, seis vezes o diâmetro do mesmo.

5.4. Quando a sonda for instalada na extremidade do tubo de descarga, esta deve ser introduzida no mínimo 250mm, podendo-se colocar uma extensão no mesmo, caso necessário.

5.5. Para se limitar o aumento da restrição aos gases no tubo de descarga ou escapamento, este não deve ter sua área transversal coberta pela sonda e sua fixação em mais de 5%, devendo seu diâmetro ser alargado na região da sonda, quando necessário, observando-se as condições de 5.3. e 5.4..

5.6. A instalação da sonda, deve ser feita de tal modo que não haja pré-enegrecimento do filtro, utilizando eventualmente um registro, ou conectando a tubulação de amostragem imediatamente antes do disparo da bomba e desconectando-a imediatamente após.

5.7. Observar adicionalmente as instruções do fabricante da aparelhagem

5.8. O controle e manutenção da aparelhagem deve ser efetuado conforme as instruções do fabricante.

6. EXECUÇÃO DO ENSAIO

6.1. Antes da execução de cada série de medições, a aparelhagem deve ser inspecionada conforme instruções do fabricante.

6.2. O sistema de escapamento deve ser inspecionado quanto à ocorrência de vazamentos de gás e/ou entradas de ar, devendo tais anomalias serem sanadas antes da realização do ensaio.

6.3. As medições somente devem ser efetuadas com o motor em regime constante de carga e velocidade angular, e com a temperatura normal de trabalho, devendo funcionar, no mínimo, 5s nestas condições antes do disparo da bomba de amostragem.

6.4. Armar a bomba de amostragem comprimindo o êmbolo, e posicionar o elemento filtrante conforme especificado pelo fabricante, somente acionando o disparador quando o motor tiver atingido as condições de 6.3.

NOTA: Nas medições em dinamômetro, o elemento filtrante deve ser colocado imediatamente antes de ser disparada a bomba.

6.5. Remover o elemento filtrante e anotar na sua periferia, fora da região enegrecida, as condições de ensaio relevantes, tais como: velocidade angular do motor, velocidade do veículo, marcha do veículo utilizado, etc.

6.6. É necessário que entre as medições se faça uma amostragem com ar puro, em intervalos regulares, para a verificação do acúmulo de fuligem no sistema, devendo-se limpar a sonda e a tubulação de amostragem com ar comprimido, quando houver enegrecimento do elemento filtrante.

NOTA: Esta limpeza também deve ser realizada sempre que ocorrer enegrecimento não uniforme no elemento filtrante.

6.8. Efetuar para cada regime do motor, no mínimo, duas medições.

6.9. Efetuar a calibração do reflectômetro, antes de cada leitura, conforme as instruções do fabricante.

6.10. Colocar o elemento filtrante, com a região enegrecida para cima, sobre uma pilha de elementos filtrantes em estado novo observando as instruções do fabricante do analisador.

6.11. Posicionar a foto-célula, centralizando-a sobre a área enegrecida e proceder à leitura.

7. RESULTADOS

7.1. O ensaio é válido se as leituras obtidas em duas provas subsequentes não divergirem em mais de 0,2 unidade, sendo o resultado a sua média aritmética.

7.2. Qualquer elemento filtrante com enegrecimento não uniforme ou manchado deve ser rejeitado e o ensaio refeito.

7.3. Se forem utilizados aparelhos de diferentes fabricantes, deve estar assegurado que os resultados sejam equivalentes entre si.

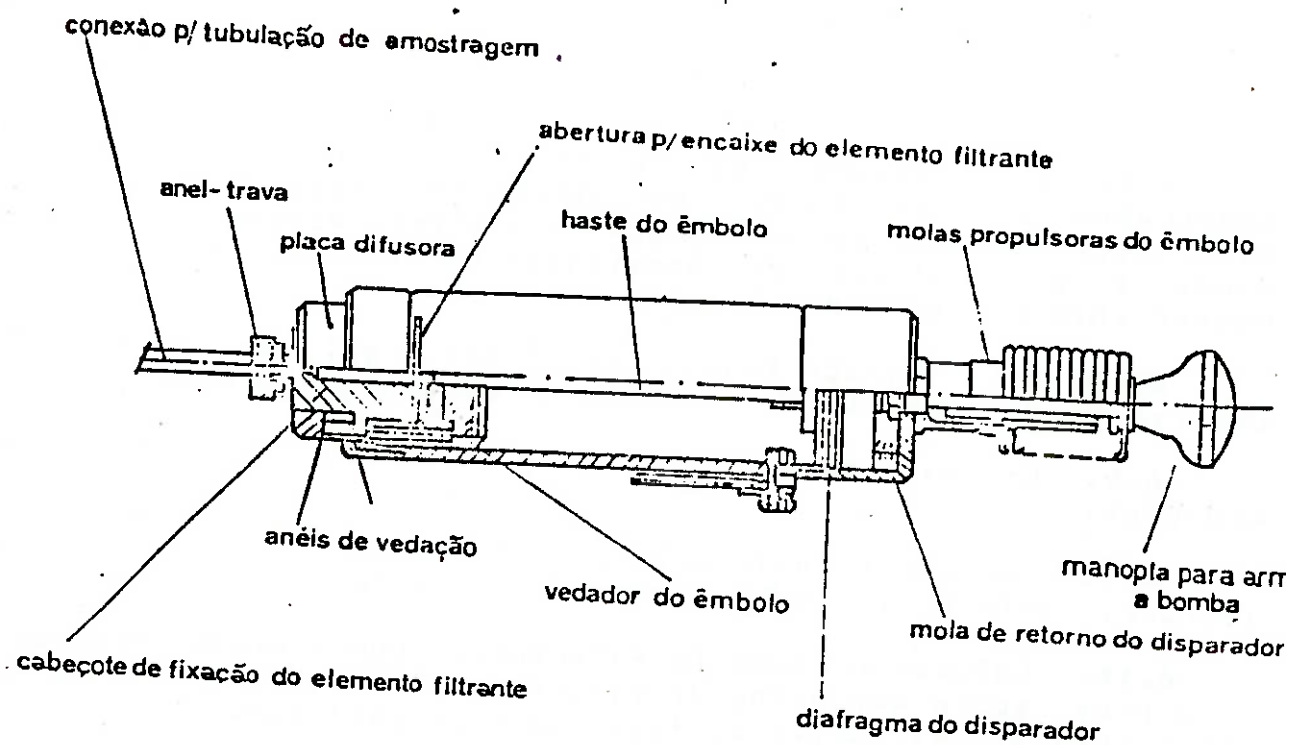


FIGURA 2 - Bomba de Amostragem Típica

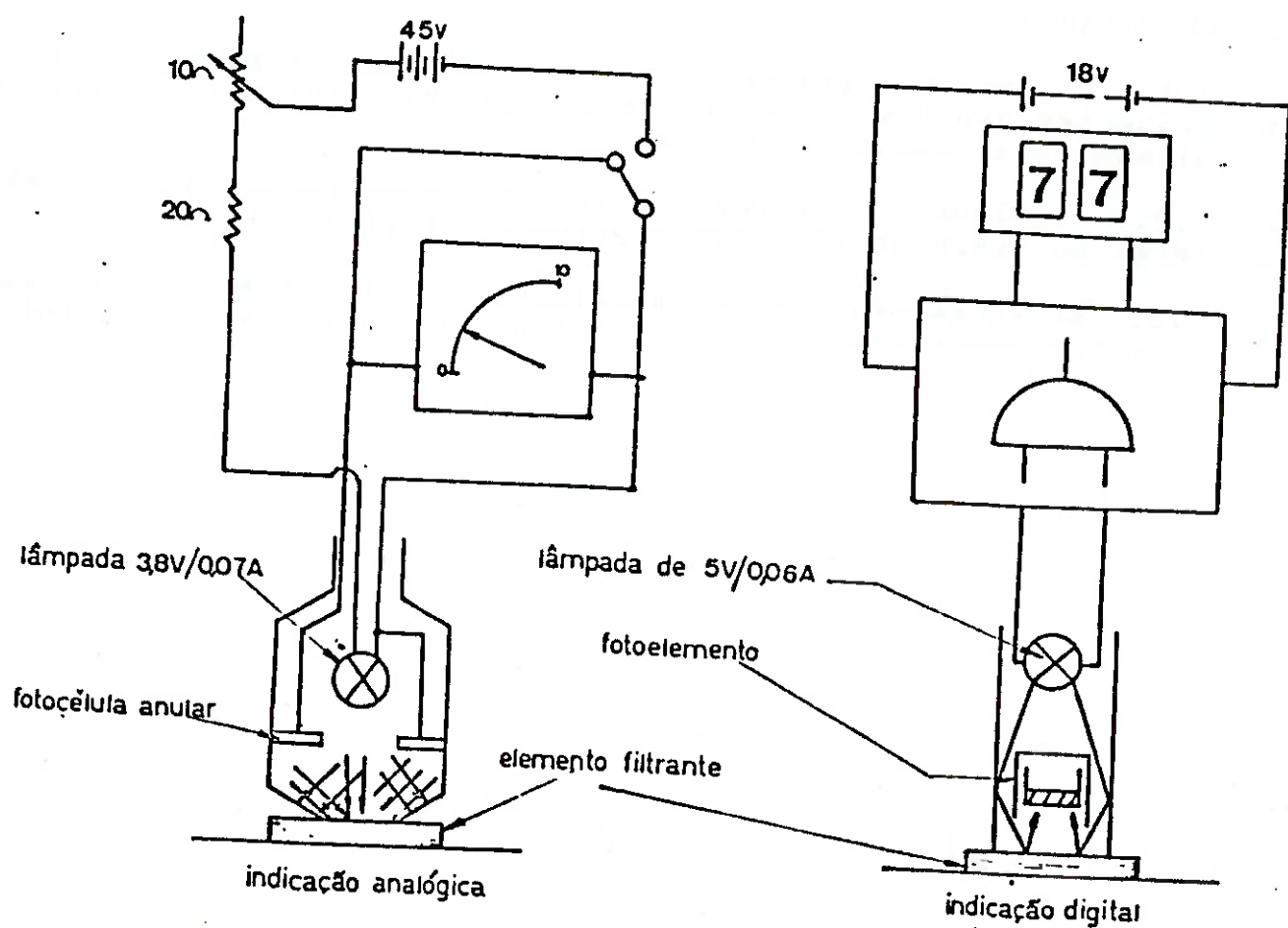
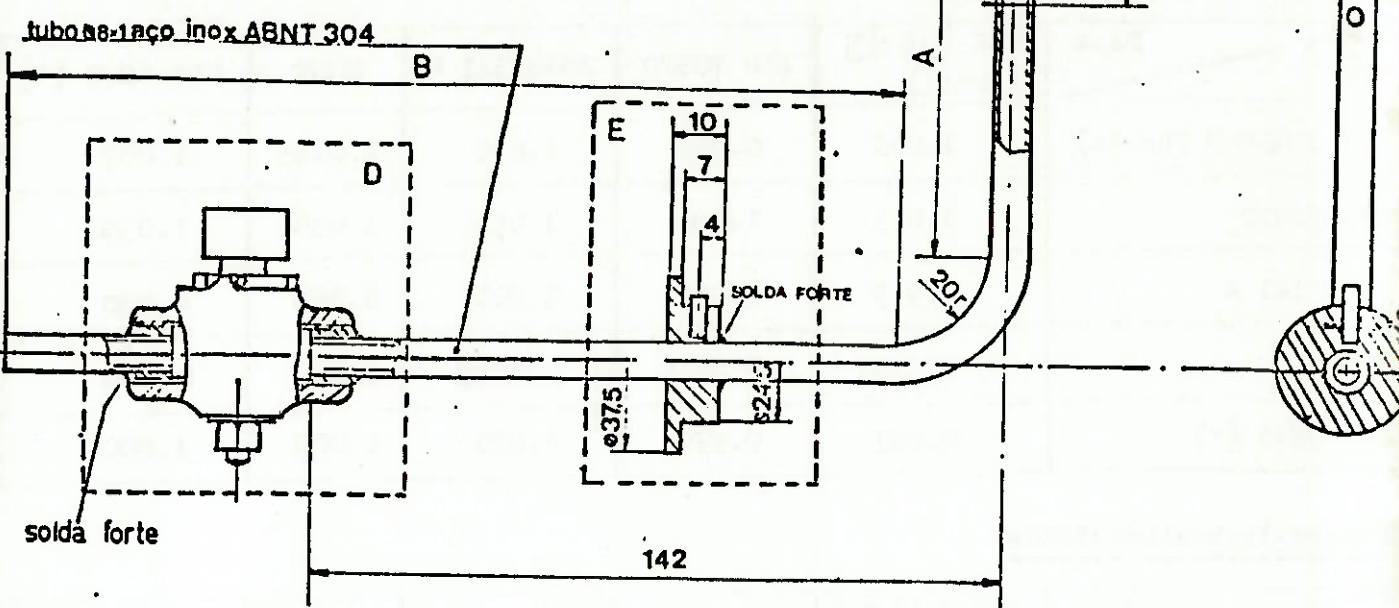
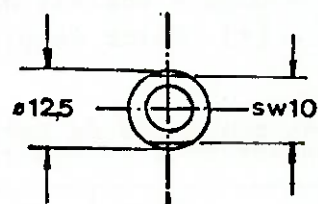
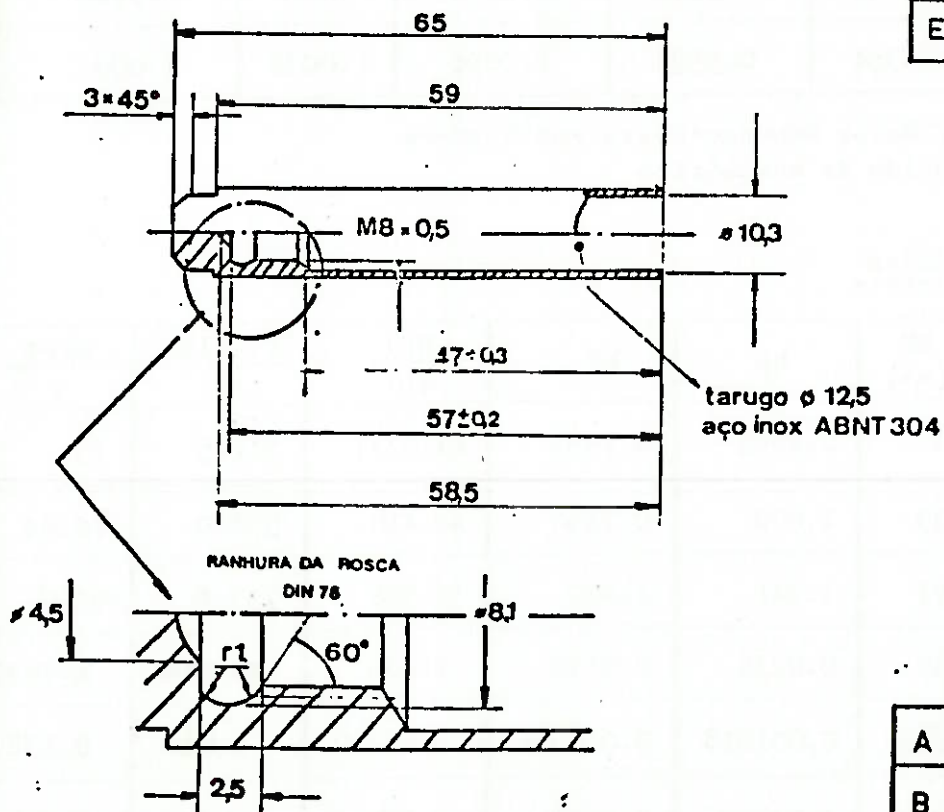


FIGURA 3 - Medidor de Fumaça Típico



	Opcionais
D	Registro tipo gás
E	Flange com pinoguia



	Veículo	Dinamômetro
A	270	≥ 88
B	65	335-A

dimensões em mm

FIGURA 1 – Sonda de Amostragem

Valores de correlação Inter-Normas "aproximados"

Motores de aspiração natural

De \ Para	SAE J 1349 (bruta)	DIN 70020	BSAU 141 A	SMMT	DIN 6270 (*)
SAE J 1349 (bruta)	1.000	0.975	1.025	1.0125	1.007
DIN 70020	1.025	1.000	1.050	1.0385	1.030
BSAU 141 A	0.975	0.950	1.000	0.885	0.980
SMMT	0.9875	0.9615	1.0115	1.000	0.994
DIN 6270 (*)	0.993	0.970	1.020	1.006	1.000

Motores turboalimentados

De \ Para	SAE J 1349 (bruta)	DIN 70020	BSAU 141 A	SMMT	DIN 6270 (*)
SAE J 1349 (bruta)	1.000	0.964	1.014	1.0065	1.0046
DIN 70020	1.036	1.000	1.0500	1.0436	1.0406
BSAU 141 A	0.986	0.9500	1.000	0.9936	0.9906
SMMT	0.9935	0.9564	1.0064	1.000	0.9968
DIN 6270 (*)	0.9954	0.9594	1.0094	1.0032	1.000

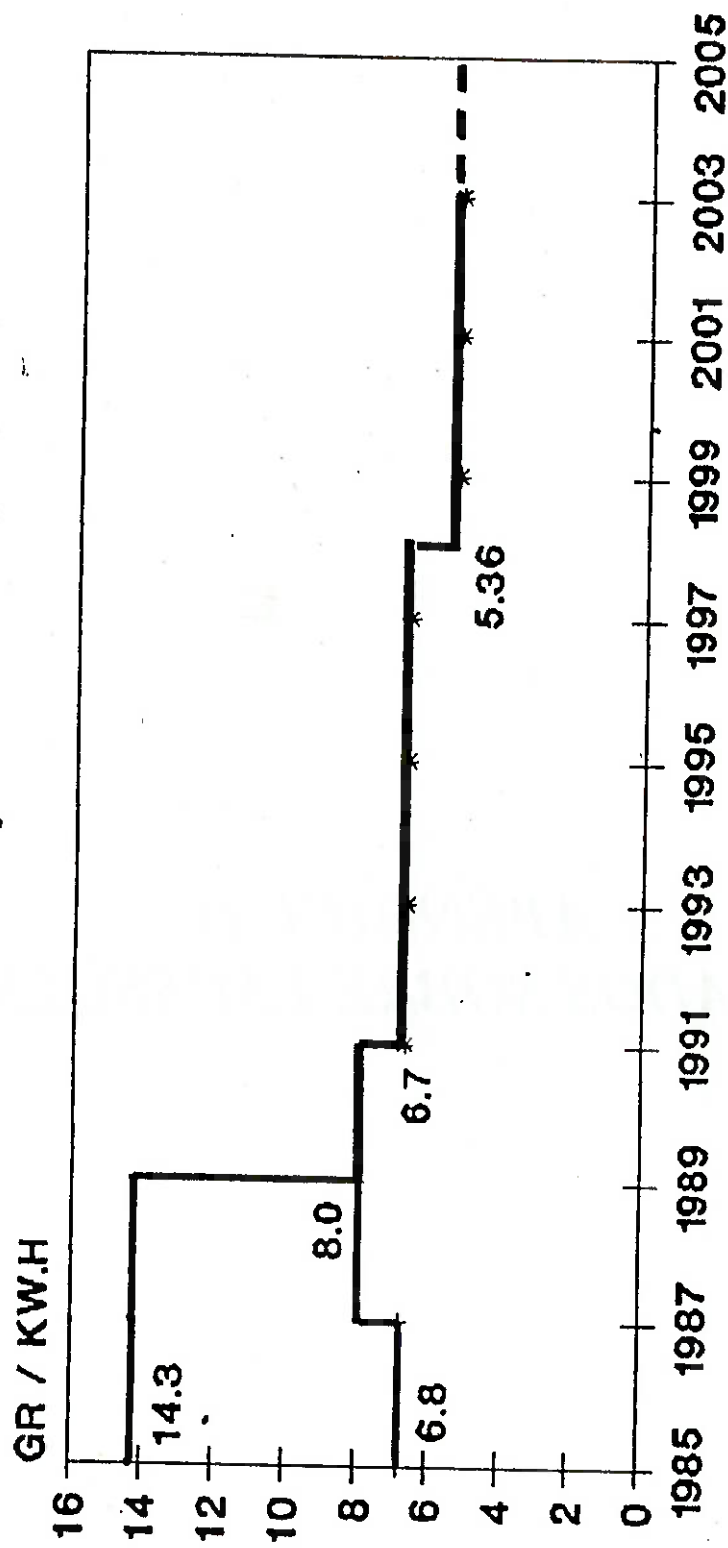
Notas: - SMMT = Society of Motor Manufacturers and Traders
- (*) Motor desprovido de acessórios

Valores de conversão de unidades

De \ Para	cv, PS hp (**)	hp	KW	BTU min	ft. lbs s	mkgf s
cv, PS, hp (**)	1.000	0.9863	0.7355	41.8377	542.5	75
hp	1.0139	1.000	0.7457	42.418	550.0	76.04
KW	1.3597	1.341	1.000	56.986	737.6	102.0
BTU / min	0.0239	0.0236	0.0176	1.000	12.966	1.7933
ft. lbs / s	0.001843	0.001818	0.001356	0.07712	1.000	0.1383
mkgf / s	0.01333	0.01315	0.0098	0.55776	7.233	1.000

APÊNDICE IV
DADOS SOBRE EMISSÕES

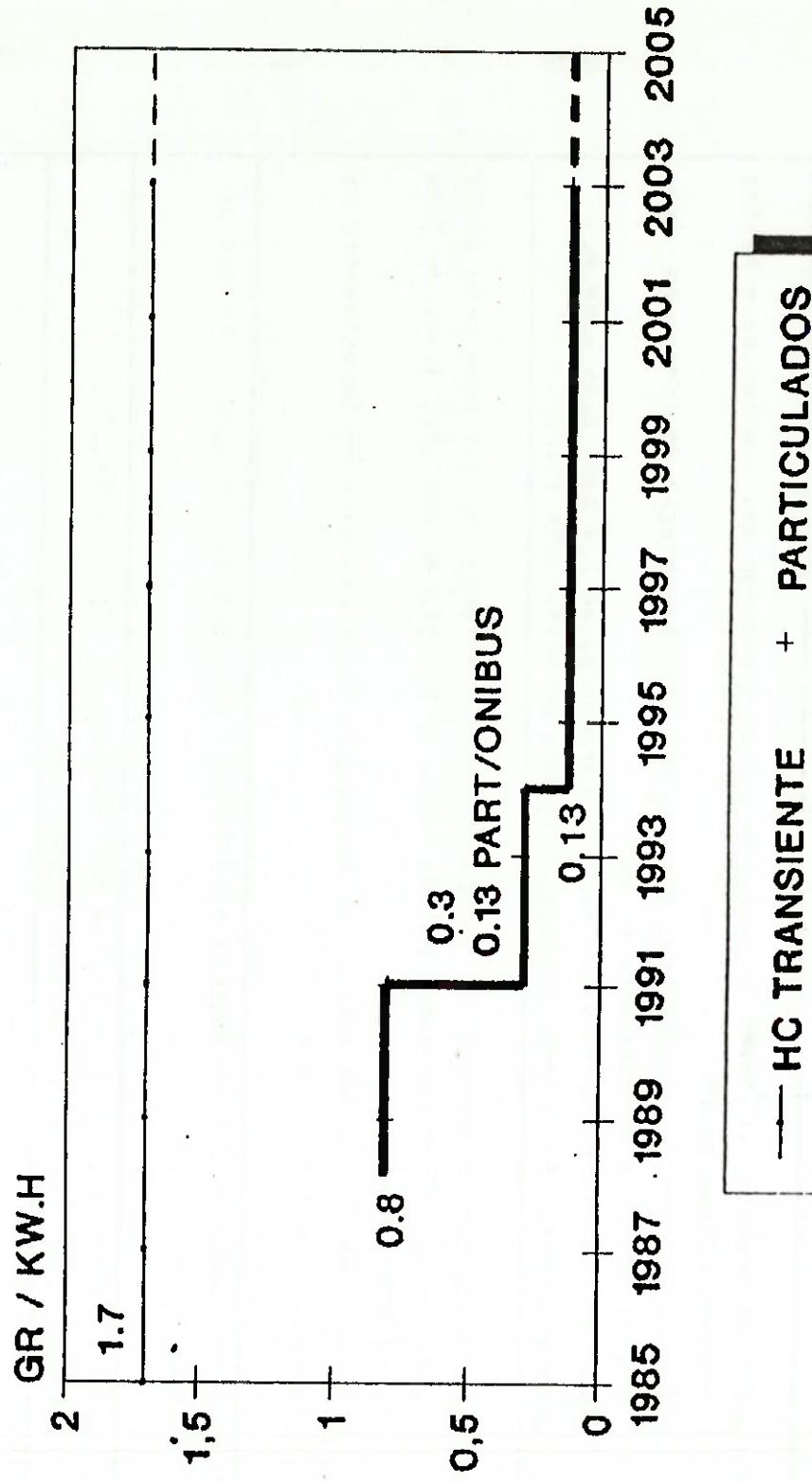
LIMITE DE EMISSOES MOTORES DIESEL NOX - LEGISLACAO AMERICANA



· FEDERAL + CALIFORNIA * U.S.A.

LIMITE DE EMISSOES MOTORES DIESEL

HC, PARTICULADOS - LEGISLACAO AMERICANA



REVISÃO DO PROCONVE	
D A T A	PROPOSTA DE ANTECIPAÇÃO E MELHORIA NO PROGRAMA DE EMISSÕES
JAN/92	<ul style="list-style-type: none"> ● 80% da produção veicular de cada fabricante atendendo aos limites de emissões gasosas CONAMA de 1995. ● Demais 20% continuam c/valores típicos até 1996 e correção de fumaça em função da altitude até dezembro de 1994. ● Redução do limite de emissões de hidrocarbonetos de 2,8 para 2,45 G/KW.H. ● Levantamento dos valores típicos de fumaça em aceleração livre.
JAN/93	<ul style="list-style-type: none"> ● Substituição da correção do índice de fumaça em função da altitude pelo acréscimo de 0,5 Bosch constante p/toda faixa de Rotação em medições acima de 350m para 80% da produção. ● Fixação de limites de fumaça sob aceleração livre com base no levantamento de valores típicos de 1992.
JAN/94	<ul style="list-style-type: none"> ● Atendimento de EURO I (exceto particulado) para 80% da produção de ônibus urbano c/incentivos fiscais.
JAN/96	<ul style="list-style-type: none"> ● Atendimento de EURO I incluindo particulados p/ 80% da produção. ● Demais 20% continuam atendendo CONAMA 1995.
JAN/98	<ul style="list-style-type: none"> ● Atendimento de EURO II para 80% ônibus urbano.
JAN/2000	<ul style="list-style-type: none"> ● Atendimento de EURO II para 80% da produção. ● Demais 20% continuam atendendo EURO I.

APÊNDICE V
TESTE DE PRODUÇÃO DO MOTOR
EMPREGADO

FTMP No. B0025
SHOP ORDER 68T0025

REV 02
ESN

30703272

FOLHA : 2 / 2
SHEET

ITENS PARA VERIFICACAO (ITEMS FOR VERIFICATION)

		MIN	MAX	OBS.	RED.
1- ROTACAO DE REGIME (ENGINE SPEED)	rpm	1990	2010	2000	
2- POTENCIA (HORSEPOWER)	bhp (kW)	112 (83)	123 (92)	123	
3- CARGA DE FREIO (BRAKE LOAD) DYN0 5252 (9549)	lb.ft (N.m)	293 (397)	324 (439)	323	
4- VAZAO DO COMBUSTIVEL (FUEL RATE)	lb/h (kg/h)	(0)	44 (20)	43	
5- PRESSAO NO COLETOR DE ADMISSAO (INTAKE MANIFOLD PRESSURE)	psi (kPa)	8 (55)	12 (83)	10	
6- SOPRO DO CARTER (BLOWBY)	inH2O (kPa)	(0)	3,5 (1)	0,5	
7- PRESSAO DE OLEO LUBRIFICANTE (LUBE OIL PRESSURE)	psi (kPa)	40 (276)	65 (448)	60	
8- TEMPERATURA DO OLEO DO CARTER (OIL SUMP TEMPERATURE)	F (C)	194 (90)	230 (110)	100	
9- TEMPERATURA ENTRADA DO COMBUSTIVEL (FUEL INLET TEMPERATURE)	F (C)	100 (38)	107 (42)	30	
10- TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (WATER INLET TEMPERATURE)	F (C)	176 (80)	185 (85)	80	
11- TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (WATER OUTLET TEMPERATURE)	F (C)	(-18)	198 (92)	87	
12- TEMPERATURA DO AR DE ADMISSAO (AIR INTAKE TEMPERATURE)	F (C)	59 (15)	104 (40)	10	
13- RESTRICAO FILTRO AR-ENTRADA COLETOR ADMISSAO (AIR FILTER RESTRICTION)	inH2O (kPa)	2 (0)	10 (2)	1,5	
14- RETROPRESSAO DE ESCAPAMENTO (BACK PRESSURE)	inHg (kPa)	(0)	3 (10)	0,2	
15- TEMPERATURA DO ESCAPAMENTO (EXHAUST TEMPERATURE)	F (C)	()	11350 (732)	320	
16- NIVEL DE FUMACA-ROTACAO DE REGIME (BOSCH SMOKE AT RATED SPEED)	UB		3,5	0,4	
17- PRESSAO DE AGUA NA GALERIA (WATER PRESSURE)	psi (kPa)	18 (124)	25 (172)	18	
18- CARGA DE FREIO A 1500 rpm (BRAKE LOAD AT RPM)	lb.ft (N.m)	317 (430)	350 (475)	332	
19- VAZAO COMBUST. A 1500 rpm (FUEL RATE AT RPM)	lb/h (kg/h)		37 (17)	33	
20- NIVEL FUMACA A 1500 rpm (BOSCH SMOKE AT RPM)	UB		4,0	1,1	
21- CARGA DE FREIO A rpm (BRAKE LOAD AT RPM)	lb.ft (N.m)	(0)	(0)	1	
22- CARGA DE FREIO A rpm (BRAKE LOAD AT RPM)	lb.ft (N.m)	(0)	(0)	1	
23- CARGA DE FREIO A rpm (BRAKE LOAD AT RPM)	lb.ft (N.m)	()	()	1	
24- MAXIMA ROTACAO SEM CARGA (NO LOAD SPEED)	rpm	2120	2200	2190	
25- ROTACAO DE MARCHA LENTA (IDLE SPEED)	rpm	750	850	800	
26- PRESSAO DE OLEO LUBRIFICANTE NA MARCHA LENTA (IDLE OIL PRESSURE)	psi (kPa)	18 (124)	(0)	25	
27- PRESSAO DE AGUA NA MARCHA LENTA (IDLE WATER PRESSURE)	psi (kPa)	2 (14)	12 (83)	6	

PRESSAO BAROMETRICA
BAROMETER PRESSURE

kPa
mmHg

BULBO SECO
DRY BULB

C
F

BULBO UMIDO
WET BULB

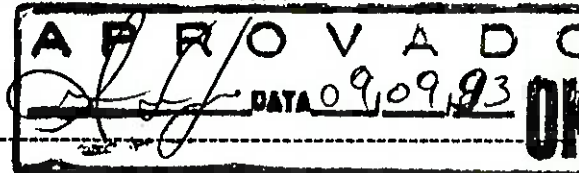
C
F

NOTA : - TODOS OS ITENS DA FTMP DEVEM SER PREENCHIDOS.

- JA ESTA DEDUZIDA A PARCELA ESTIMADA DE 2% NO ITEM CARGA DE FREIO, REFERENTES A NORMA SAE J1349

NOTE : - ALL FTMP ITEMS MUST BE COMPLETED.

- THE ITEM BRAKE LOAD IS ALREADY REDUCED OF 2% REFERRING TO SAE J1349



TI SALA (CELL) : DATA (DATE) : OPERADOR (OPERATOR) : R.E. :

E1 : _____

S1 : 12 09/09/93 MARCOS 2860

T1 : _____

DATA

CUNBRASA INSPECTOR

DADOS PARA CONTROLE DE EMISSOES

MAXIMO VALOR DE REFERENCIA

APÊNDICE VI ***PROGRAMAS***

PROGRAMAS

Foram desenvolvidos os programas a seguir na calculadora hp28s para a montagem das tabelas 1, 2, 3 e 4 da 2ª fase, item II, Modelagem do Trem de Pouso. A vantagem destes programas é que eles foram desenvolvidos de uma maneira estruturada. Assim, a princípio foram definidos os comprimentos das barras do mecanismo: r_1 a r_5 (ver as Figuras 12 e 15 da 2ª fase: Modelagem do Projeto). Portanto, para esta configuração, basta variar os valores de r_1 a r_5 para se obter a análise de diferentes mecanismos.

POSIÇÕES

Primeiramente inicializaram-se os seguintes valores e sub-programas:

0.42 'r1' STO: Comprimento da barra 1 = 0,42 m armazenado na variável r_1 .

0.26 'r2' STO: Comprimento da barra 2 = 0,26 m armazenado na variável r_2 .

0.115 'r3' STO: Barra 3 = 0,115 m.

0.563 'r4' STO: Barra 4 = 0,563 m.

0.24 'r5' STO: Barra 5 = 0,24 m.

« r1 NEG 0 0 {3} →ARRY » 'R1' STO: Armazena em R1 o vetor $\vec{R}_1 = -r_1 \hat{i} = [-0.42 \ 0 \ 0]$

« T2 COS r2 × T2 SIN r2 NEG × 0 {3} →ARRY » 'R2' STO: Armazena em R2 o vetor $\vec{R}_2 = r_2 \cos \theta_2 \hat{i} - r_2 \sin \theta_2 \hat{j}$. Aqui $T2 = \theta_2$, valor que será obtido no programa principal.

« R1 R2 + » 'R' STO: Armazena em R o vetor resultante $\vec{R} = \vec{R}_1 + \vec{R}_2$.

« R ABS » 'r' STO: Armazena em r o módulo do vetor \vec{R} .

« R r / » 'R' STO: Armazena em R. o versor $\hat{R} = \vec{R}/|\vec{R}|$.

« r3 SQ r4 SQ - r SQ + 2 / r / » 'A' STO: Armazena em A o valor $(r_3^2 - r_4^2 + r^2)/(2r)$, que será usado posteriormente.

« r3 SQ A SQ - √ NEG R. [0 0 1] CROSS × A R. × - » 'R3' STO: Armazena em R3 o vetor $\vec{R}_3 = -\sqrt{r_3^2 - A^2} \cdot (\hat{R} \times \hat{k}) - A \cdot \hat{R}$.

PROGRAMA PRINCIPAL:

« CLLCD "ENTRE COM O ANGULO T2" 1 DISP "DA BARRA 2" 2 DISP HALT
 'T2' STO CLLCD "T2=" T2 →STR + 1 DISP "R2=" R2 →STR + 2 DISP "R3=" R3
 DUP →STR 3 ROLL SWAP + 3 DISP "R4=" R4 →STR + 4 DISP HALT
 CLLCD "R5=" SWAP r5 × r3 / →STR + 1 DISP » 'POSICOES' STO: Pede o
 ângulo θ_2 (= T2) e mostra no display os vetores \vec{R}_2 a \vec{R}_5 para essa posição da barra 2.

VELOCIDADES

Os valores e sub-programas inicializados previamente são idênticos aos do item anterior (POSICÕES), acrescentando-se o seguinte sub-programa:

« [0 0 1] R2 CROSS » 'VA' STO: Assumindo que $\vec{\omega}_2 = 1\hat{k}$ rad/s, armazena-se em VA o vetor $\vec{V}_A = \vec{\omega}_2 \times \vec{R}_2$.

PROGRAMA PRINCIPAL:

« CLLCD "ENTRE COM O ANGULO T2" 1 DISP "DA BARRA 2" 2 DISP HALT
 'T2' STO [0 0 -1] R3 DUP 'R3.' STO CROSS ARRAY→ DROP DROP [0 0 1] R4
 DUP 'R4.' STO NEG CROSS NEG ARRAY→ DROP DROP 4 ROLL 3 ROLL 4
 ROLL 4 ROLL {2 2} →ARRAY VA ARRAY→ DROP DROP {2} →ARRAY NEG
 SWAP / ARRAY→ DROP 'W4' STO 'W3' STO 0 0 W4 {3} →ARRAY R4. NEG
 CROSS 'VB' STO 0 0 W3 NEG {3} →ARRAY R3. r5 × r3 / CROSS VA + 'VC'
 STO CLLCD "T2=" T2 →STR + " W3=" + W3 →STR + 1 DISP "W4=" W4
 →STR + 2 DISP "VB=" VB →STR + 3 DISP "VC=" VC →STR + 4 DISP

HALT CLLCD "ABS(VB)=" VB ABS →STR + 1 DISP "ARG(VB)=" VB
 ARRY→ DROP DROP R→C ARG →STR + 2 DISP "ABS(VC)=" VC ABS
 →STR + 3 DISP "ARG(VC)=" VC ARRY→ DROP DROP R→C ARG →STR
 + 4 DISP » 'VELOCIDADES' STO: Pede o ângulo θ_2 (= T2) e mostra no display as
 velocidades angulares w_3 e w_4 (assumindo que $w_2 = 1$ rad/s), as velocidades \vec{V}_B e \vec{V}_C , e
 os respectivos módulos e argumentos.

ACELERAÇÕES

Aqui também os valores e sub-programas inicializados previamente são os
 mesmos que o item anterior.

PROGRAMA PRINCIPAL:

« CLLCD "ENTRE COM O ANGULO T2" 1 DISP "DA BARRA 2" 2 DISP HALT
 'T2' STO [0 0 -1] R3 DUP 'R3.' STO CROSS ARRY→ DROP DROP [0 0 1] R4
 DUP 'R4.' STO NEG CROSS NEG ARRY→ DROP DROP 4 ROLL 3 ROLL 4
 ROLL 4 ROLL {2 2} →ARRY VA ARRY→ DROP DROP {2} →ARRY NEG
 SWAP / ARRY→ DROP 0 SWAP 0 SWAP {3} →ARRY 'W4' STO NEG 0
 SWAP 0 SWAP {3} →ARRY 'W3' STO W2 W2 R2 CROSS CROSS 'AAR'
 STO W3 W3 R3. CROSS CROSS 'ABAR' STO W4 W4 R4. NEG CROSS
 CROSS 'ABR' STO [0 0 1] R3. CROSS 'ABAT' STO [0 0 1] R4. NEG CROSS
 'ABT' STO ABR 1 GET AAR 1 GET - ABAR 1 GET - ABR 2 GET AAR 2
 GET - ABAR 2 GET - {2} →ARRY ABAT 1 GET ABT 1 GET NEG ABT 2
 GET ABT 2 GET NEG {2 2} →ARRY / ARRY→ DROP 'W4.' STO 'W3.' STO
 ABR ABT W4. × + 'AB' STO R3. $r_5 \times r_3$ / DUP W3 SWAP W3 SWAP
 CROSS CROSS SWAP [0 0 1] SWAP CROSS W3. × + AAR + 'AC' STO
 CLLCD "T2=" T2 →STR + " W3.=" + W3. →STR + 1 DISP "W4.=" W4. →
 STR + 2 DISP "AB=" AB →STR + 3 DISP "AC=" AC →STR + 4 DISP HALT
 CLLCD "ABS(AB)=" AB ABS →STR + 1 DISP "ARG(AB)=" AB ARRY→
 DROP DROP R→C ARG →STR + 2 DISP "ABS(AC)=" AC ABS →STR +
 3 DISP "ARG(AC)=" AC ARRY→ DROP DROP R→C ARG →STR + 4 DISP
 » 'ACELERACOES' STO: Pede o ângulo θ_2 (= T2) e mostra no display as acelerações
 angulares $\dot{\omega}_3$ e $\dot{\omega}_4$, as acelerações \vec{A}_B e \vec{A}_C , e os respectivos módulos e argumentos.

FORÇA DE RETRAÇÃO E COMPRIMENTO DO ATUADOR

Os valores r_1 a r_5 são inicializados conforme anteriormente.

Além disso inicializam-se os seguintes valores e sub-programas:

0.26 'r6' STO: posição em x da extremidade superior do atuador = 0,26 m.

0.4 'r7' STO: posição em y do extremo do atuador = 0,4 m.

'4xr4^2x(r1^2 + r2^2 - 2xr1xr2xCOS(T2)) / r3^4' 'a' STO: Armazena em "a" expressão parcial para o cálculo posterior de α_4 . $T_2 = \theta_2$, valor que será obtido no programa principal.

'4xr2xr4xSIN(T2)x(r3^2 - r1^2 - r2^2 - r4^2 + 2xr1xr2xCOS(T2)) / r3^4' 'b' STO: Expressão parcial armazenada em "b".

'((r3^2 - r1^2 - r2^2 - r4^2 + 2xr1xr2xCOS(T2))^2 - 4xr4^2x(r1 - r2xCOS(T2))^2) / r3^4' 'c' STO: Expressão parcial armazenada em "c".

'ASIN((-b + sqrt(b^2 - 4xaxc)) / (2xa))' 'A4' STO: Armazena em "A4" a expressão para α_4 .

'ASIN((r4xSIN(A4) - r2xSIN(T2)) / r3)' 'T3' STO: Armazena em "T3" a expressão para θ_3 .

'ATAN((r2xSIN(T2) + r7) / (r6 + r2xCOS(T2)))' 'AR' STO: Armazena em "AR" a expressão para α_r .

'(r2xSIN(T2) + r7) / SIN(AR)' 'Lr' STO: Expressão para L_r .

'r5xCOS(T3) / (r3xSIN(A4 + T3))' 'F4' STO: Expressão para F_4 .

'(1 - F4x(SIN(A4) + COS(A4)xTAN(T2))) / (SIN(AR) - COS(AR)xTAN(AT))' 'Fr' STO: Expressão para F_r .

PROGRAMA PRINCIPAL:

« CLLCD "ENTRE COM O ANGULO T2" 1 DISP "DA BARRA 2" 2 DISP HALT
'T2' STO CLLCD "T2=" T2 →STR + 1 DISP "Fr=" Fr →NUM →STR + 2 DISP
"Lr=" Lr →NUM →STR + 3 DISP » 'RETRACAO' STO: Pede o ângulo θ_2 (= T2)
e mostra no display a razão entre a força de retração e o peso do trem de pouso (Fr/Pt) e o
comprimento do atuador (Lr) para essa posição da barra 2.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

Anuário Estatístico de 1984.

ARTOBOLEVSKI, I. I. "Mecanismos em la Técnica Moderna - Volume 2: Mecanismos de Palancas". Editora Mir. Moscou. Rússia. 1977.

ARTOBOLEVSKI, I. I. "Mecanismos em la Técnica Moderna - Volume 5: Mecanismos Hidraulicos y Neumaticos". Editora Mir. Moscou. Rússia. 1981.

Catálogo da Cummins do Brasil Ltda: Tecnologia Avançada para proteger o meio ambiente.

CHIRONIS, NICHOLAS P. "Mechanisms, Linkages, and Mechanical Controls". Mc Graw-Hill Book Company. New York. USA. 1965.

Container Specifications - Columbus Line, Inc.

CONWAY, H. G. "Landing Gear Design". Chapman & Hall Ltd. London. Great Britain.

DREYFUSS, HENRY. "The Measure of Man Human Factors in Design". 3ª edição. Billboard Publications Inc. New York. 1967.

→ **EHRlich, PIERRE JACQUES. "Engenharia Econômica". 4ª edição. Editora Atlas. São Paulo. 1986.**

Enciclopédia Barsa.

Estudos comparativos sobre dados de motores, realizados pelo Departamento de Marketing da Cummins do Brasil Ltda.

LAZZARI, CARLOS F. e WITTER, ILTON R. R. "Nova Coletânea de Legislação de Trânsito". 6ª edição. Editora Sagra. São Paulo. 1991.

MADUREIRA, OMAR M. DE. "Notas de Aula de PMC 421: Projeto de Mecanismos". São Paulo. 1992.

Manual do Proprietário dos Caminhões Ford Cargo.

Manual Globo do Automóvel. Editora Globo. Rio de Janeiro. 1988.

NBR7026 - setembro/88: Gás de escapamento emitido por motor Diesel. Medição do teor de fuligem com amostrador por elemento filtrante. Método de Ensaio.

NIKRAVESH, PARVIZ E. "Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems". Prentice Hall. Englewood Cliffs. New Jersey. 1988.

PUGLIESI, MÁRCIO. "Manual Completo do Automóvel". Editora Hemus. São Paulo. 1976.

Revista Carga: Nº 45, 1988 ano IV e novembro de 1990.

Revista Transporte Moderno:

Nºs: 309, 313, 314, 320, 323, 324, 325, 326, 327, 329, 332, 333, 337, 338, 339, 340, 341, 342, 343.

ROSKAM, JAN. "Airplane Design - part IV: Layout Design of Landing Gear and Systems". Roskam Aviation and Engineering Corporation. Ottawa, Kansas. 1986.

ROSSETTI, JOSÉ P. "Introdução à Economia". 15ª edição. Editora Atlas. São Paulo. 1991.

SHIGLEY, JOSEPH E. "Cinemática dos Mecanismos". 1ª edição. Editora Edgard Blücher e EDUSP. São Paulo. 1970.

SHIGLEY, JOSEPH E. "Dinâmica das Máquinas". 1ª edição. Editora Edgard Blücher e EDUSP. São Paulo. 1969.

Termo de Garantia da Cummins do Brasil Ltda.

WRIGHT, PAUL A. e ASHFORD, NORMAN J. "Transportation Engineering". 3ª edição. John Wiley & Sons. 1989.