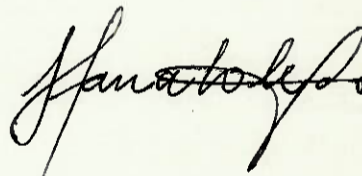


ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

DIRECIONAMENTO EM VEÍCULOS FORA DE ESTRADA

Autor: Fernando Faria de Toledo
Orientador: Prof. Omar Moore de Madureira



1 9 8 6

Este Trabalho é dedicado aos meus pais, pelo muito que me ajudaram até esta etapa de minha vida. Agradecimentos ao Prof. Omar pela segura orientação.

ÍNDICE

	Pág.
ESTUDO DE VIABILIDADE - EV	
1. Estabelecimento da necessidade	1
2. Formulação do projeto-especificações técnicas ...	5
3. Síntese de possíveis soluções	9
4. Viabilidade física	18
5. Valor econômico	21
 PROJETO BÁSICO - PB	
1. Escolha da melhor solução	1
2. Modelagem matemática	3
3. Análise de sensibilidade	9
4. Análise de compatibilidade	16
5. Análise de estabilidade	18
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	
ANEXOS	
1. Inclinação transversal do pino mestre	1
2. Sistemas de esterçamentos	1
3. Considerações sobre direcionamento e a influência dos pneus	2
4. Considerações sobre geometria de direção e o ângu lo de deriva	10
Equação de Freudenstein	13
Modelagem matemática do mecanismo de 4 barras articuladas	14

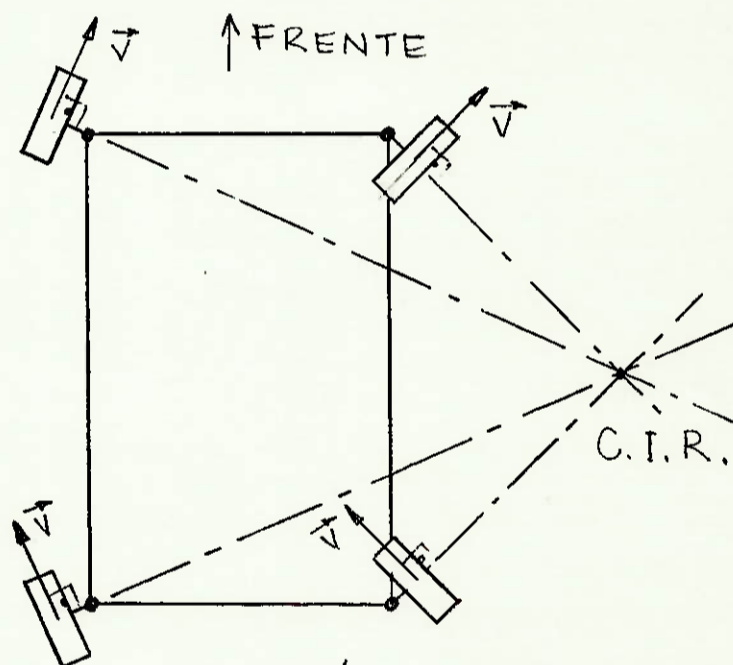
ESTUDO DE VIABILIDADE - EV

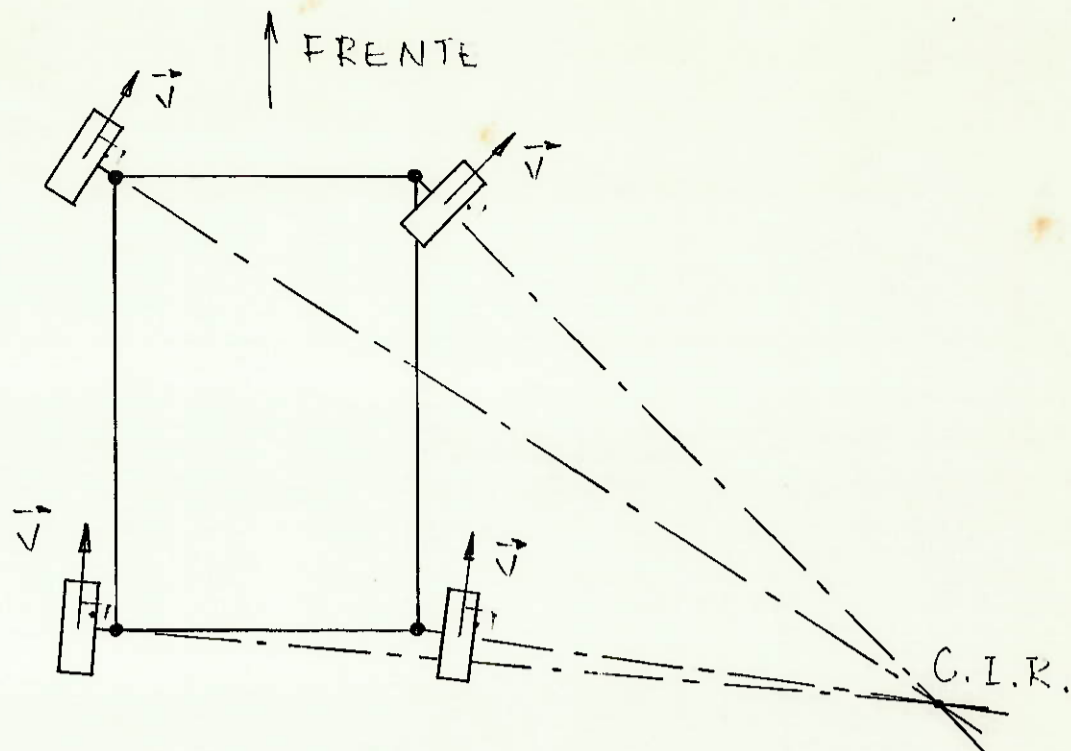
1. ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

O objetivo deste trabalho é melhorar o sistema direcional dos veículos automotivos, particularmente daqueles destinados ao tráfego em Q.T. (qualquer tipo de terreno); esses veículos são chamados normalmente de veículos off-road ou fora de estrada.

A tendência para o futuro é ter o sistema direcional total nos dois eixos, ou seja, todas as rodas possuírem direcionamento (4-WS - four wheel steering; direcionamento nas 4 rodas). Esse sistema permitirá a comutação de direcionamento - em "anti-fase" para "em fase". Figs 1 e 2

fig. 1- Anti-fase: as rodas traseiras são esterçadas em direção oposta às rodas dianteiras





2.

Fase:

fig. 2- As rodas traseiras são esterçadas na mesma direção das dianteiras.

Nos EUA, Japão, Europa, com desenvolvimento tecnológico maior, já se propõem a fabricação de sistemas direcionais comutáveis de fase para anti-fase. Como exemplo podemos citar: o MAZDA MX - 02 ou o HONDA PRELUDE ambos chamados 4 - WS (four wheel steering)

As vantagens desse novo sistema em relação aos atuais (onde normalmente o eixo direcional é o dianteiro) são:

- facilidade de giro (menor raio mínimo de giro) para uma mesma distância entre eixos, ou seja, maior manobrabilidade;
- maior estabilidade direcional
- menor desgaste de pneus, consequência do menor es-carregamento lateral.

Há no entanto algumas restrições, superáveis com o a vanço tecnológico, entre elas:

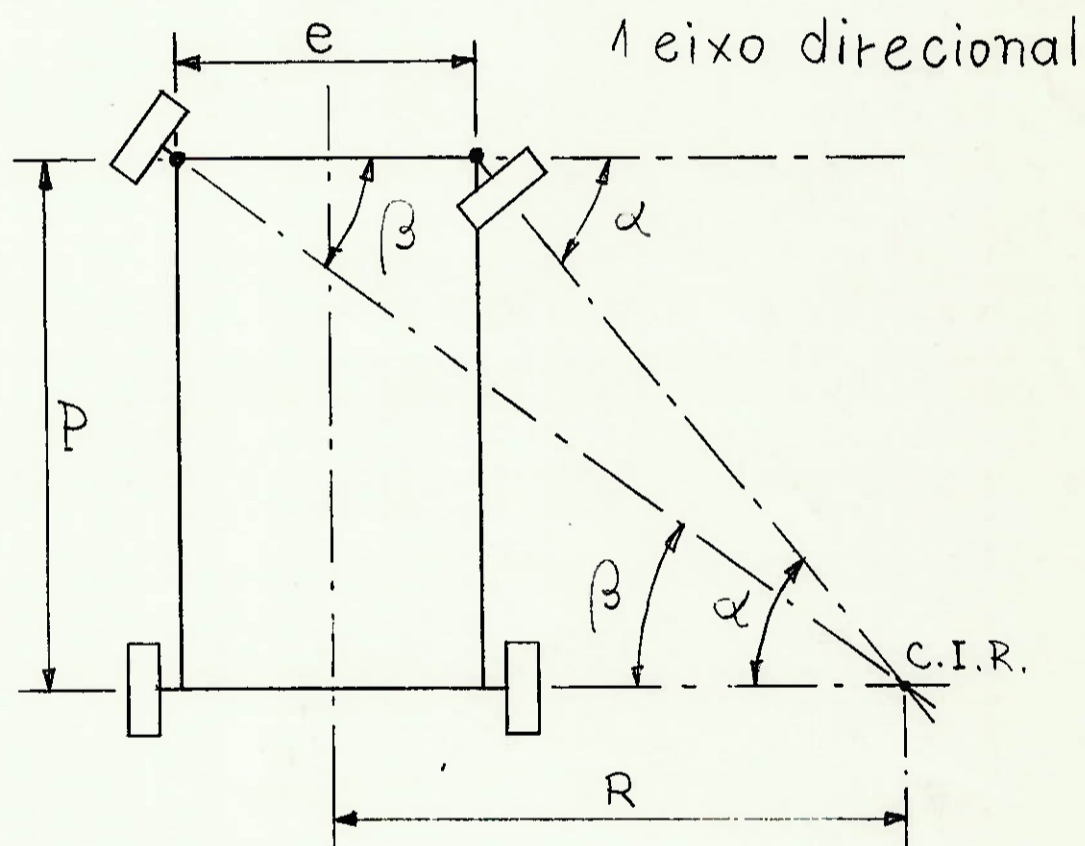
- maior complexidade do sistema
- maiores custos

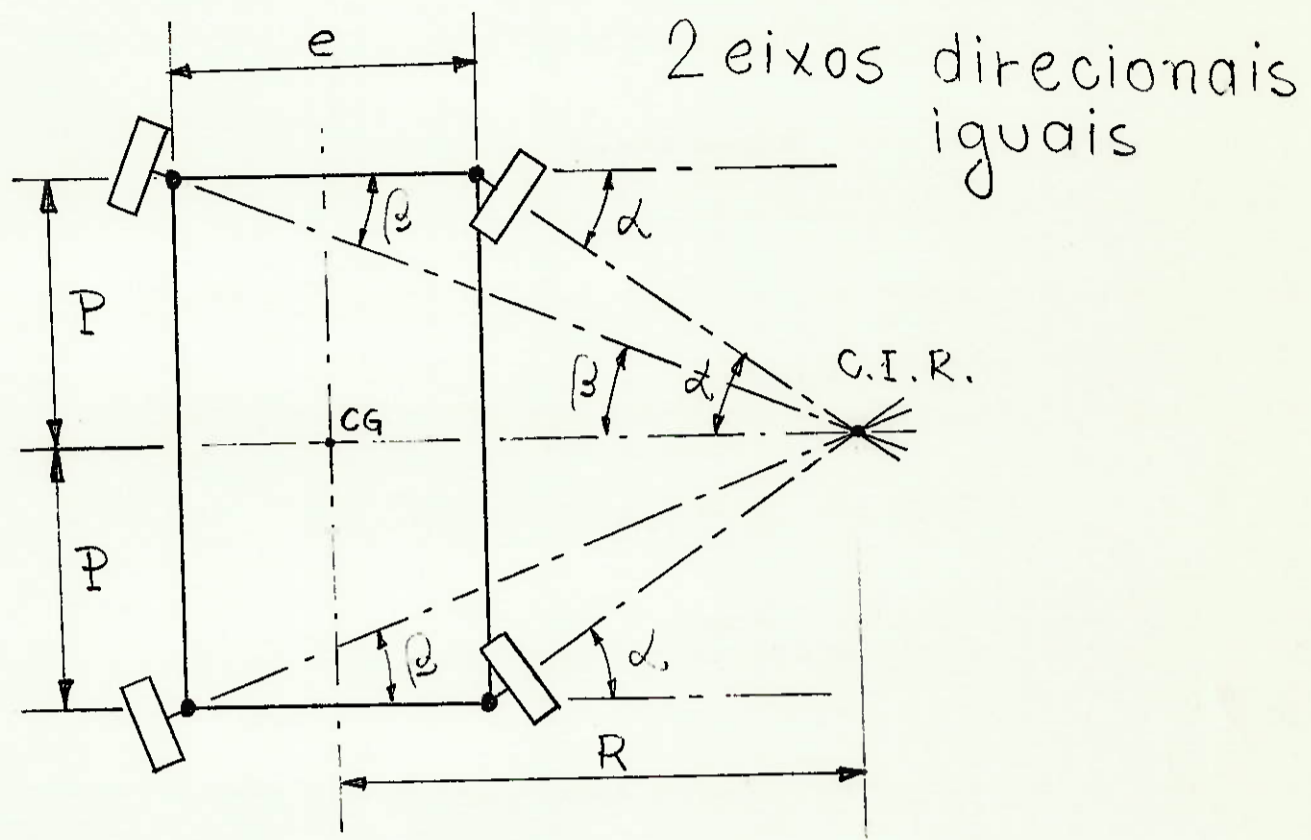
Este trabalho, partindo da necessidade de se diminuir o raio de giro (melhorar a manobrabilidade). Considera somente o direcionamento "anti - fase". Ignora a deformação que ocorre normalmente nos pneus, considerando-o como um corpo rígido, desconsiderando o ângulo de deriva ("slipe angle"), que é a principal fonte de forças laterais que controlam o movimento do veículo durante a viragem. Essa simplificação é porque o veículo destina-se a trafegar em estradas estreitas e sinuosas, e em baixa velocidade, onde é mais importante ter maior manobrabilidade do que controle da estabilidade direcional.

Veja anexo 3.

Também é necessária maior precisão no sistema direcional para qualquer raio de giro em qualquer instante de uma curva. Analiticamente o que se deseja é satisfazer com maior precisão possível a equação:

$$\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{e}{P} \quad (1.1)$$





C.I.R. = CENTRO INSTANTÂNEO DE
ROTAÇÃO

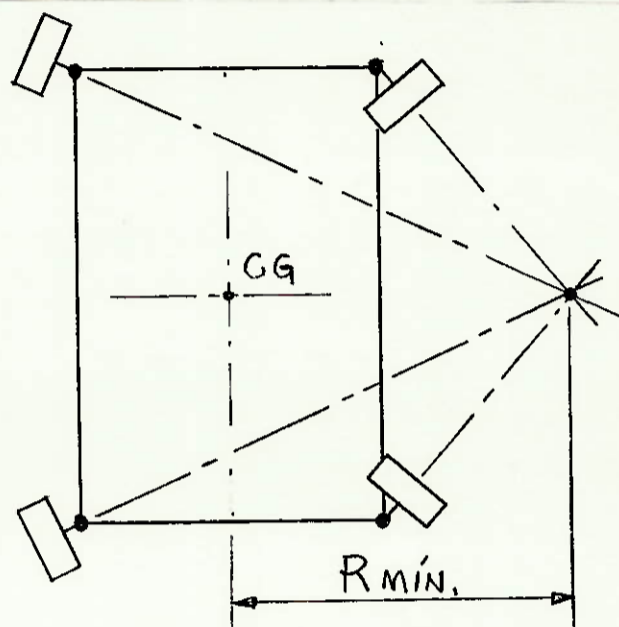
R = RAIO DE GIRO

2. FORMULAÇÃO DO PROJETO - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

2.1 Requisito Funcionais

2.1.1 Manobrabilidade

O sistema de direcionamento "anti-fase" deverá dar ao veículo manobrabilidade adequada, permitindo a execução de uma trajetória curva de 360° de máximo esterçamento com raio de giro mínimo (R_{\min}) de 5,0 m.



R_{\min} = raio de giro mínimo

2.1.2 Estabilidade Direcional

Face à solicitação imposta na forma de aceleração lateral, o veículo deverá ter uma tendência neutra ou sobre direcional (neutralsteer ou oversteer).

2.1.2 Precisão

O sistema direcional deverá ter a precisão suficiente para que os ângulos de esterçamento interno (α) e externo (β) - satisfaçam com o menor erro possível a equação:

$$\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{e_3}{P}$$

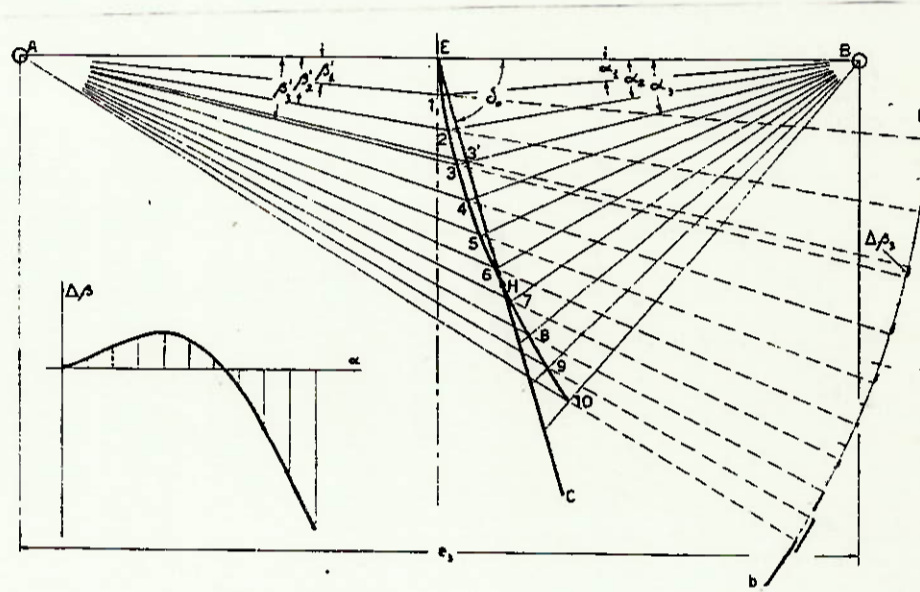
onde e_3 = distância entre articulações

P = distância entre eixos

A precisão deverá ser boa até 50% do ângulo máximo de esterço.

A verificação da precisão do mecanismo em um diagrama de Ackermann - Jeantand deverá ter a seguinte característica - gráfica:

$\Delta\beta = \beta' - \beta$ deve ser mínimo.



onde β' : ângulo esterço externo real correspondente ao ângulo α interno;

β : ângulo de esterço externo teórico correspondente ao ângulo α interno.

$\Delta\beta = \beta' - \beta$ (erro).

2.2 Requisitos Construtivos

2.2.1 Dimensionamento

O sistema de direção deverá ser dimensionad para resistir aos esforços resultantes das manobras de esterçamento assim como às sobrecargas dinâmicas devido às acelerações, frenagens, cargas laterais em curvas e irregularidades do pavimento.

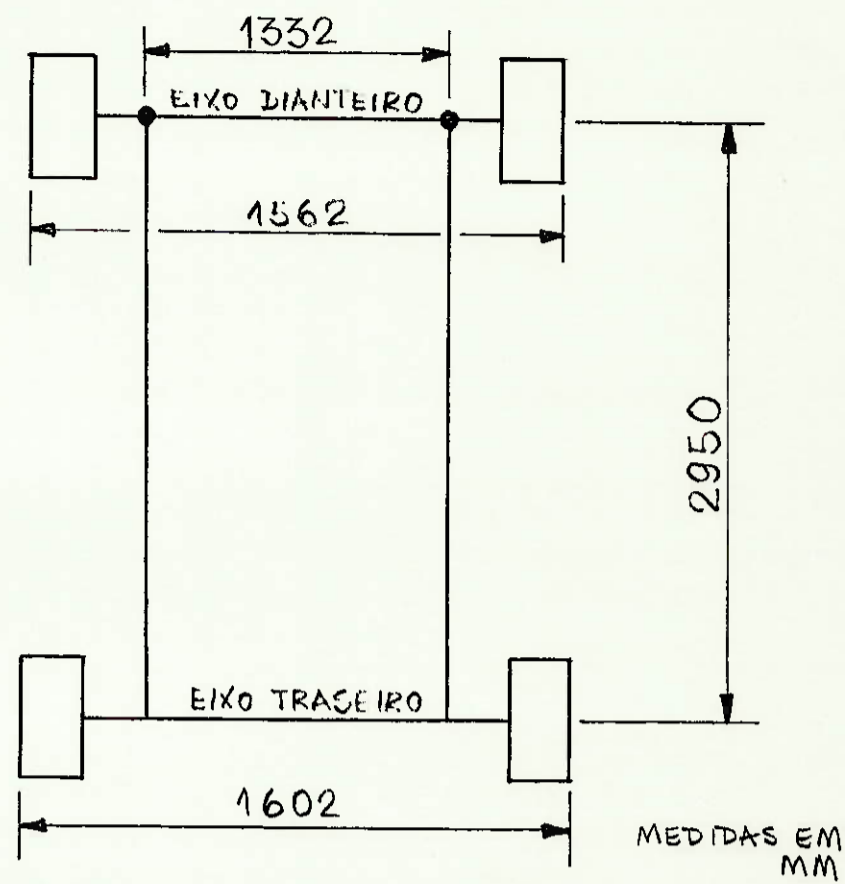
O arranjo físico do sistema deverá adequar-se às dimensões características do veículo como: distância entre os eixos; entre as articulações (entre os munhões) e bitola.

Este trabalho tem como dimensões características de veículo as da caminhonete pick-up A/C/D-10 ou A/C/D-20 da General Motors do Brasil (GMB), que tem como dados:

- distância entre eixos = 2950 mm
- bitola dianteira = 1562 mm
- bitola traseira = 1602 mm
- distância entre as articulações (do cruzamento do pino mestre do munhão esquerdo com o eixo dianteiro ao mesmo cruzamento do lado direito) = 1332 mm

Outros dados relativos ao sistema direcional da pick-up:

- Raio de giro
 - guia a guia LD/LE = 6,35/650 m
 - parede a parede LD/LE = 6,75/7,00 m
- Direção TRW Gemmer 24D
 - tipo mecânico com setor sem fim
- Ângulos: câster = 2°30'
 - camber = 1°30'
 - pino mestre = 7°30'
- Pneus: 7,00 x 16



2.3 Requisitos Operacionais

2.3.1 Durabilidade

O sistema deverá resistir à brusqueidade de giro (fadiga do mecanismo), portanto a direção e seus respectivos componentes deverão ter vida útil mínima de 2 anos ou 50.000 Km rodados

2.3.2 Confiabilidade

Num mecanismo que utilize muitas barras articuladas - poderão existir folgas nas articulações, e essas são inerentes às limitações dos campos de tolerância das máquinas ferramentas.

O mecanismo adotado não poderá ser muito sensível à

essas folgas.

obs.: As máquinas ferramentas de controle numérico atuais possuem precisão da ordem de 0,001 mm (1 μ) diminuindo sobremaneira a importância deste requisito.

3. SÍNTESE DE POSSÍVEIS SOLUÇÕES

3.1 Soluções Possíveis para o Mecanismo de Esterçamento das rodas

3.1.1

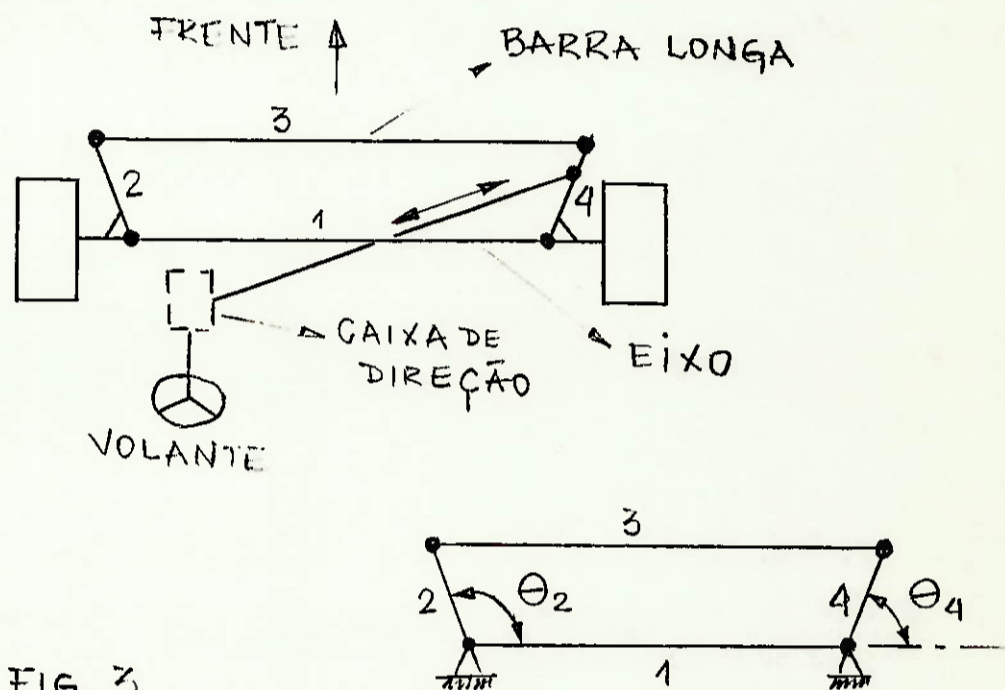
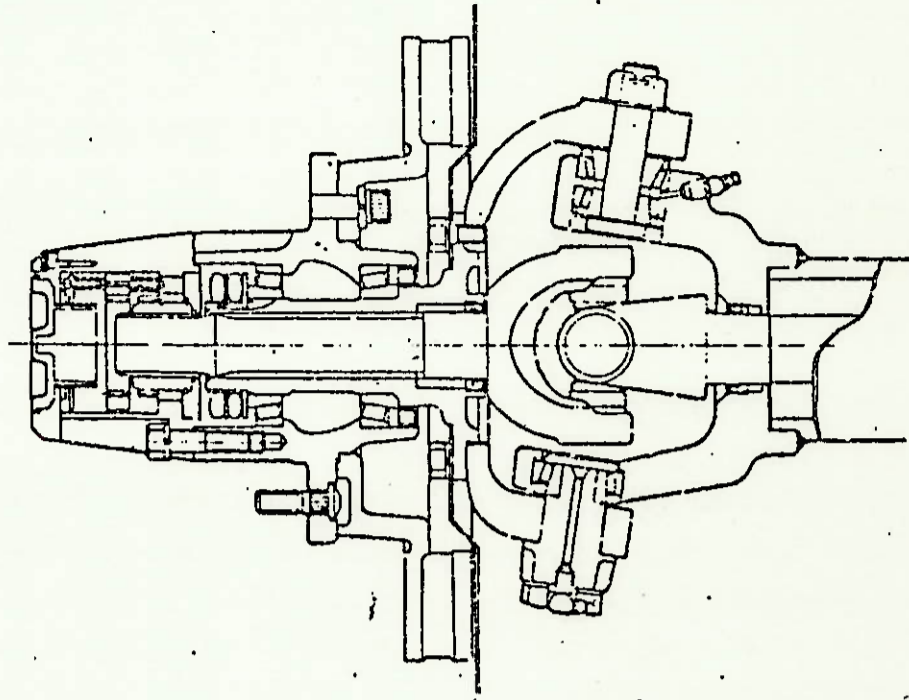


FIG. 3

Mecanismo básico, muito utilizado no início da indústria automobilística, e ainda hoje empregado.

Consiste em 4 barras articuladas (1,2,3,4) conforme fig. 3.

As barras 1 e 2; 1 e 4 são articuladas entre si por meio de "munhões", conforme fig. 4.



Este tipo de mecanismo nem sempre satisfaz a equação $\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{e}{P}$, normalmente as articulações b e c "caem" em posições sobre as rodas, caso o mecanismo de direção fique à frente do eixo (fig. 3).

Uma variante deste sistema seria sua instalação atrás do eixo direcional (fig. 5), mas esta solução nem sempre é adotada porque deste lado normalmente podem situar-se o motor, o eixo cardan, a caixa do diferencial, sobrando às vezes pouco espaço para alojar o mecanismo.

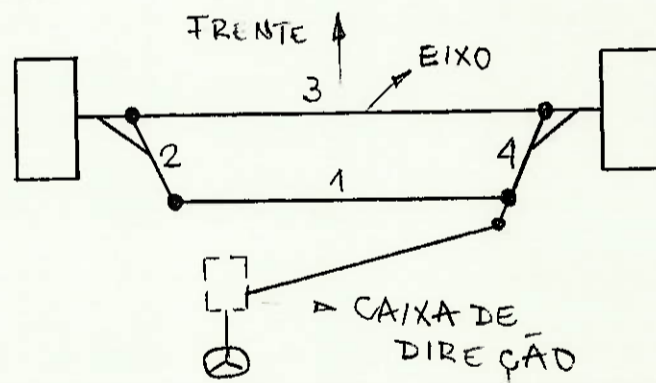


FIG. 5

3.1.2 Mecanismo com dois quadriláteros articulados iguais (fig 6) com as barras 4 e 6 unidas.

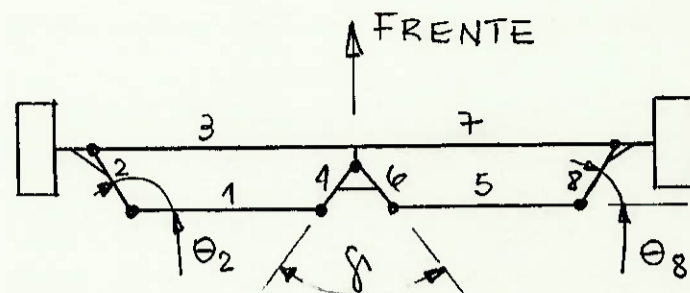


FIG. 6

A vantagem deste tipo de mecanismo é a amplificação da variação do sinal $\theta_8 = f(\theta_2)$ maior do que $\theta_4 = f(\theta_2)$ do mecanismo 3.1.1.

3.1.3

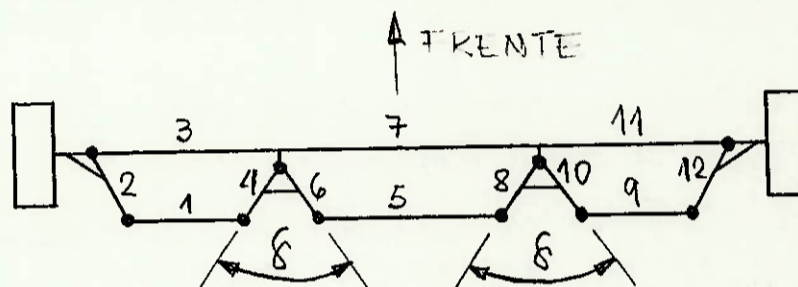


FIG. 7

Mecanismo constituído por 3 conjuntos de quadriláteros articulados, dispostos conforme fig. 7, com união das barras 4 e 6; 8 e 10.

Tanto este tipo quanto o 3.1.2 são pouco utilizados - devido ao grande nº de barras articuladas, onde a regulagem e a sensibilidade com as folgas das articulações são muito grandes.

3.1.4

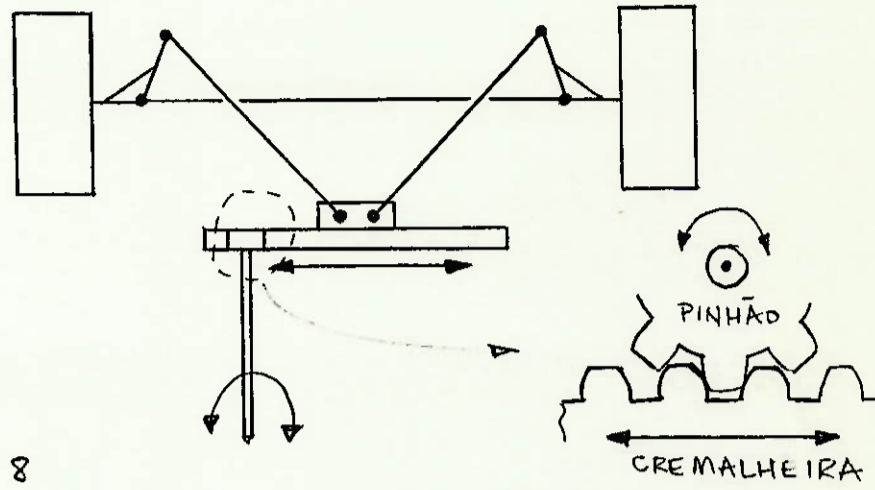
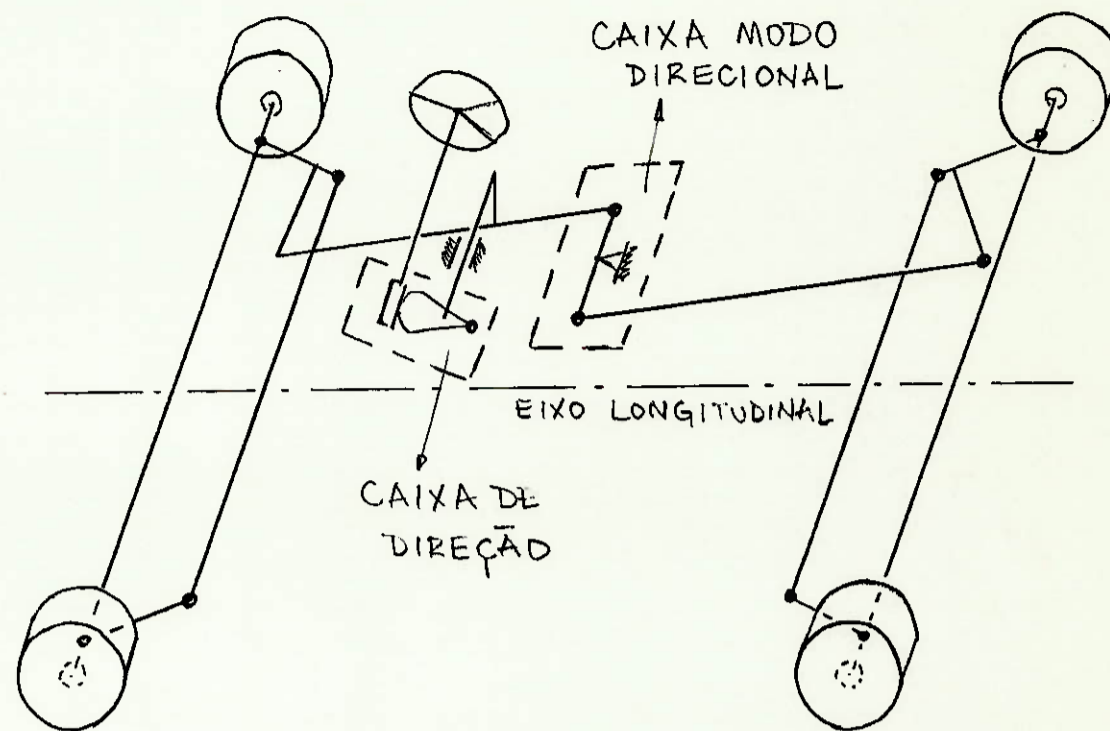


FIG. 8

Mecanismo pinhão e cremalheira. É o mais utilizado no Brasil, particularmente para os automóveis. A precisão do mecanismo é muito boa.

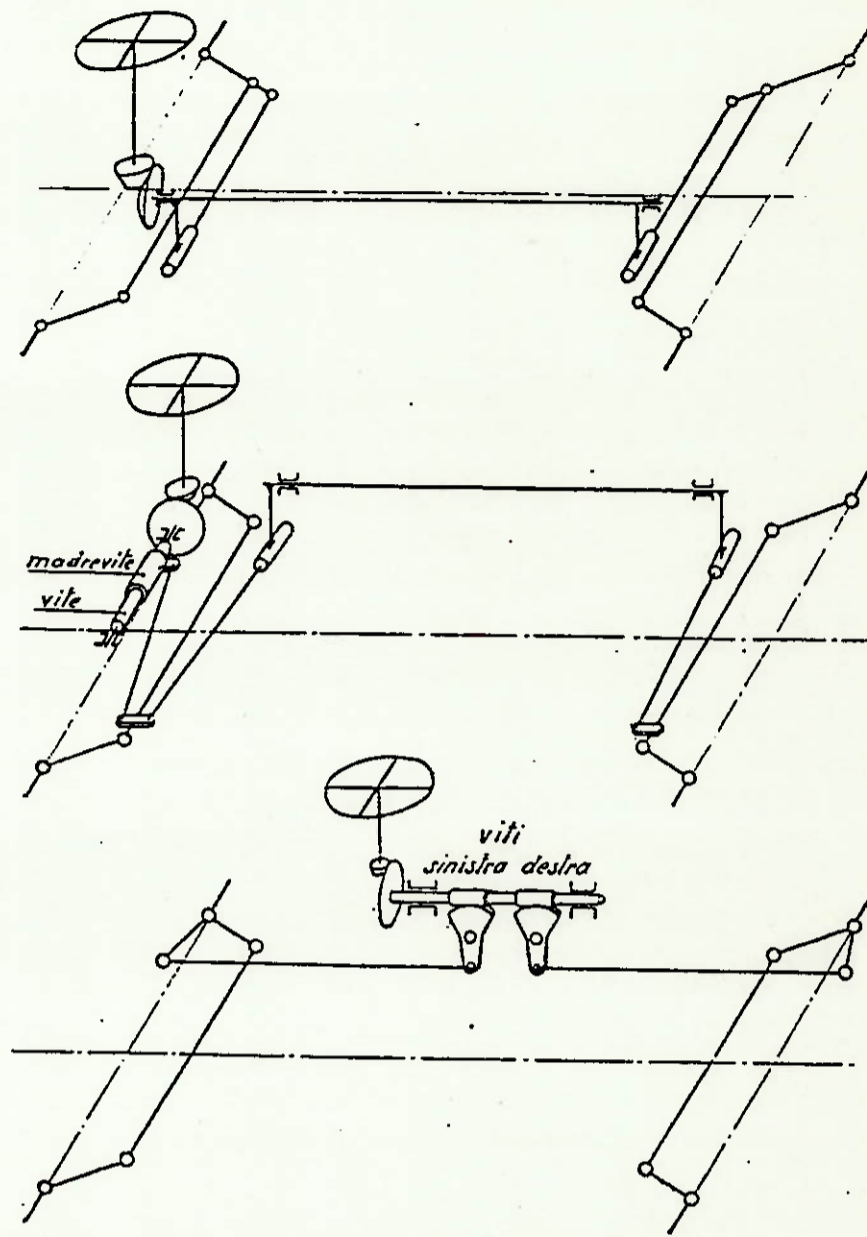
3.2 Soluções Possíveis para a Simultaneidade de esterçamento - dos dois eixos (Duplicador).

3.2.1

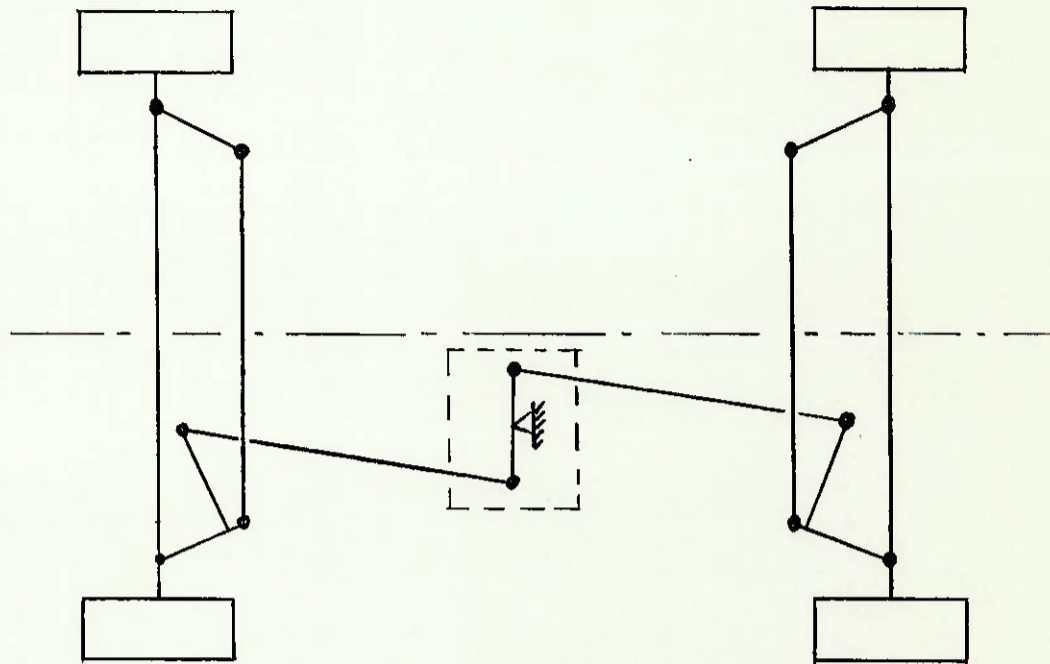


Solução utilizando barras articuladas com as barras de direção localizadas para o lado interno do veículo. Este é um sistema anti-fase com duplicador, ou seja, os ângulos de esterçamento das rodas dianteiras são iguais as das traseiras.

Algumas possíveis variações p/ sistemas utilizando-se de barras articuladas são mostrados abaixo. Figs. 10,11,12.

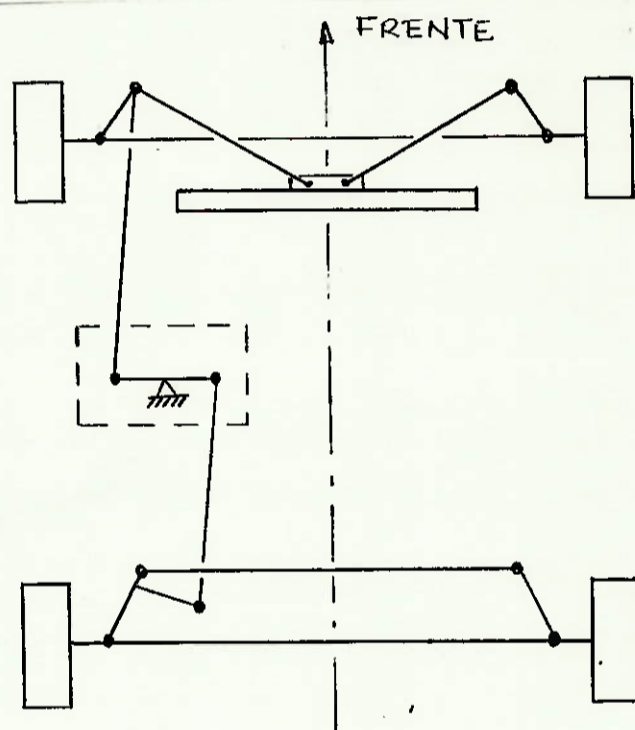


3.2.2



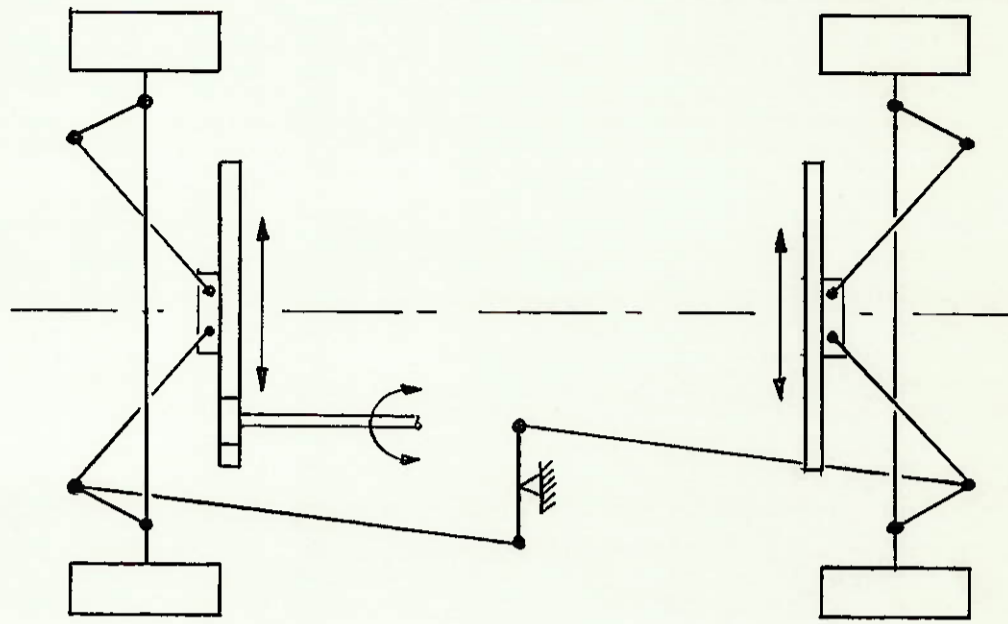
Neste caso o duplicador anti-fase não é ligado com a caixa de direção (ou braço Pitman), as barras longas são ligadas entre si pelo duplicador.

3.2.3



Varição do item 3.2.2; o mecanismo de esterço das rodas dianteiras é do tipo pinhão e cremalheira.

3.2.4

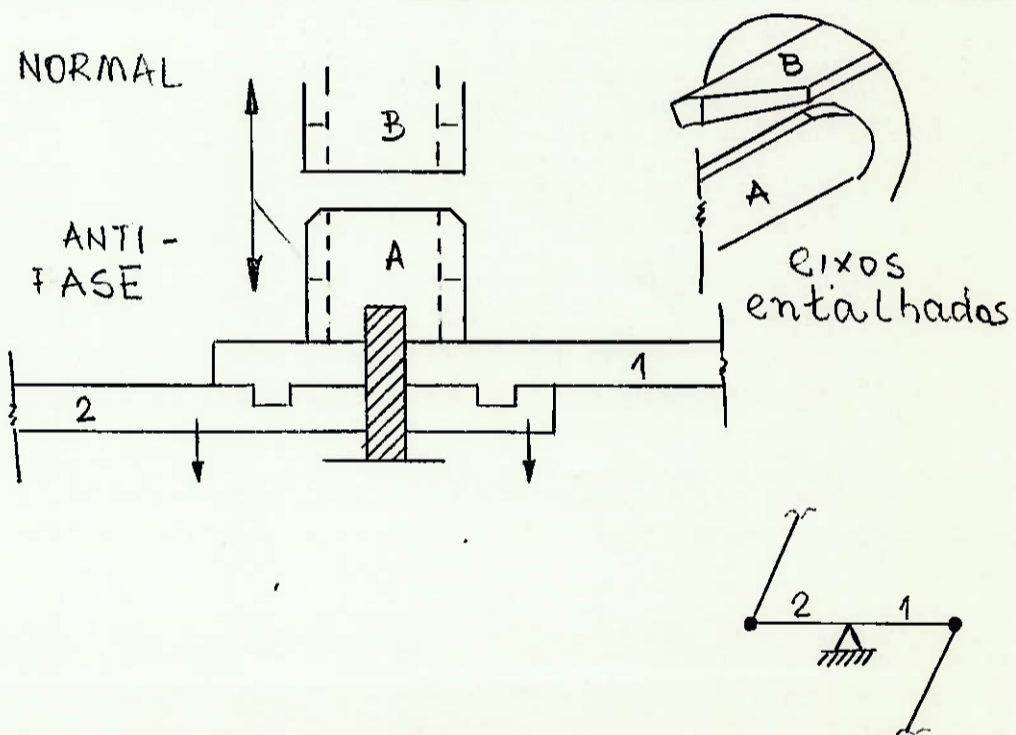


3.3 Soluções Possíveis para a Caixa Modo Direcional

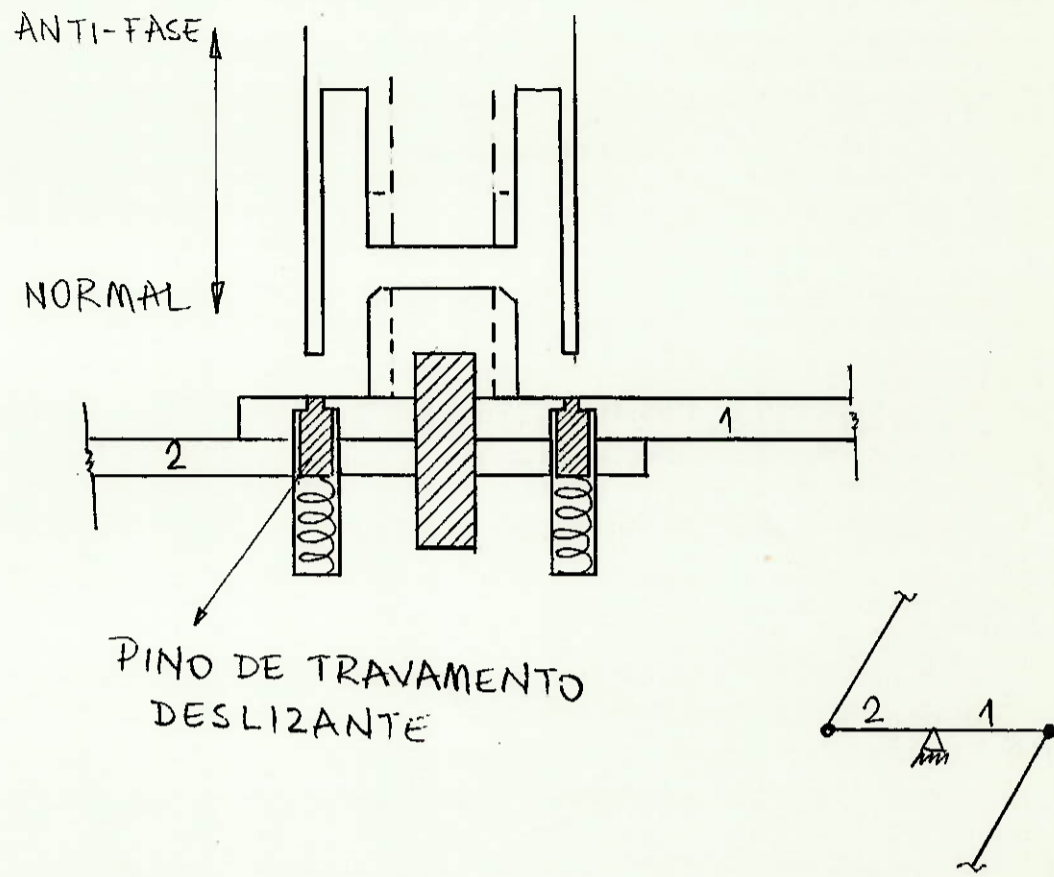
Esta caixa tem por finalidade comutar o direcionamento modo normal (somente o eixo dianteiro) para modo anti - fase e vice - versa.

A comutação só poderá ocorrer quando todas as rodas es tiverem alinhadas ao longo do eixo longitudinal do veículo.

3.3.1



3.3.2



4. VIABILIDADE FÍSICA

4.1 Mecanismo de Esterçamento das Rodas

4.1.1 Sistema de 4 Barras Articuladas (Four - bar - linkage)

Basicamente são constituídos por barras e articulações

- Barras: tubos de aço, com rosca interna em sua extremidade.

Fig. 15.

- Articulações: pares cinemáticos giratórios (1 grau de liberdade). Podem ser articulações onde as barras são terminais unidas por pinos cilíndricos ou por pinos esféricos. Fig 16 e 17.



FIG. 15

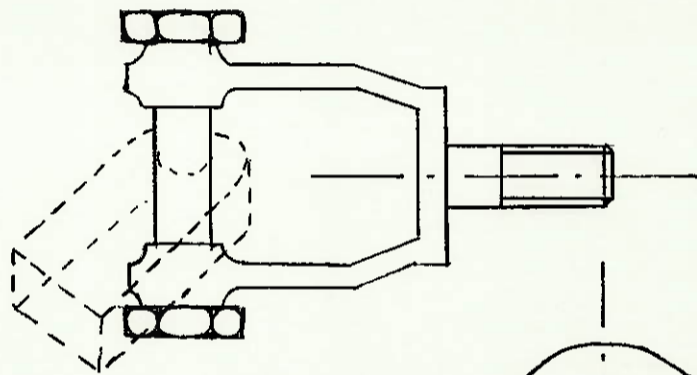


FIG. 16

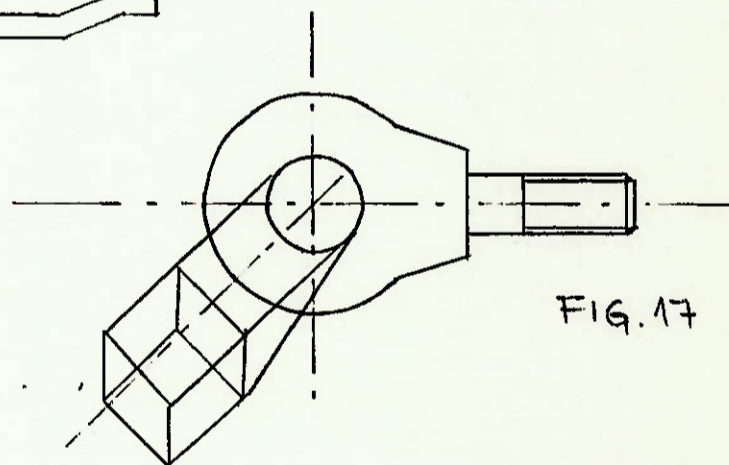


FIG. 17

Braçadeiras: Constituída por parte envolvente, parafusos e porcas, permite através do abraçamento assegurar a fixação da união entre a barra e a articulação. - Fig. 18

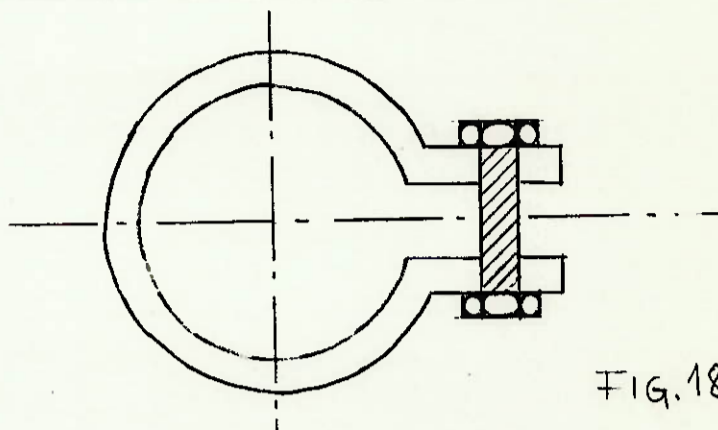


FIG. 18

Este tipo de sistema, devido a união por meio de roscas entre barra e articulação, permite a regulagem da convergência das rodas (variação dos ângulos toe-in e toe-out) através da variação do comprimento da barra de direção.

A ligação entre a roda e o braço da direção se faz através de munhões ou juntas homocinéticas.

Munhões: componentes alojados nas extremidades do eixo que em conjunto com os pinos-mestre e rolamentos permitem o direcionamento das rodas. Fig. 19

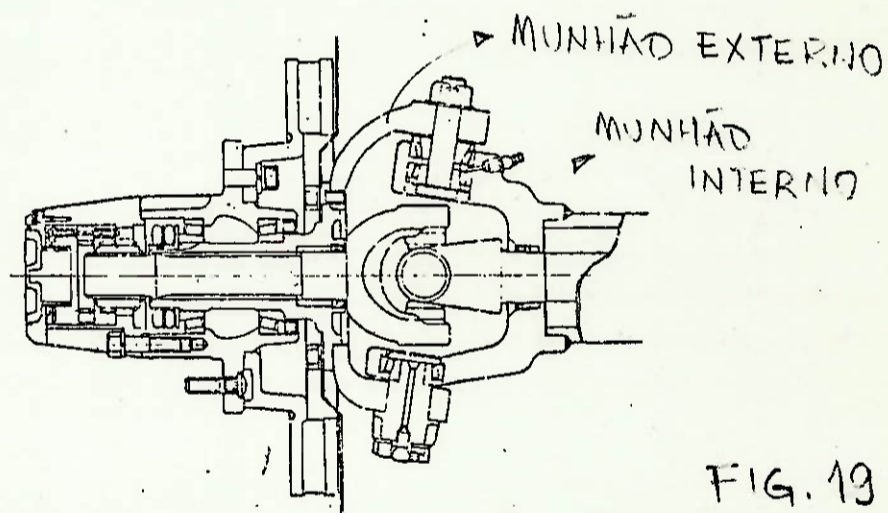
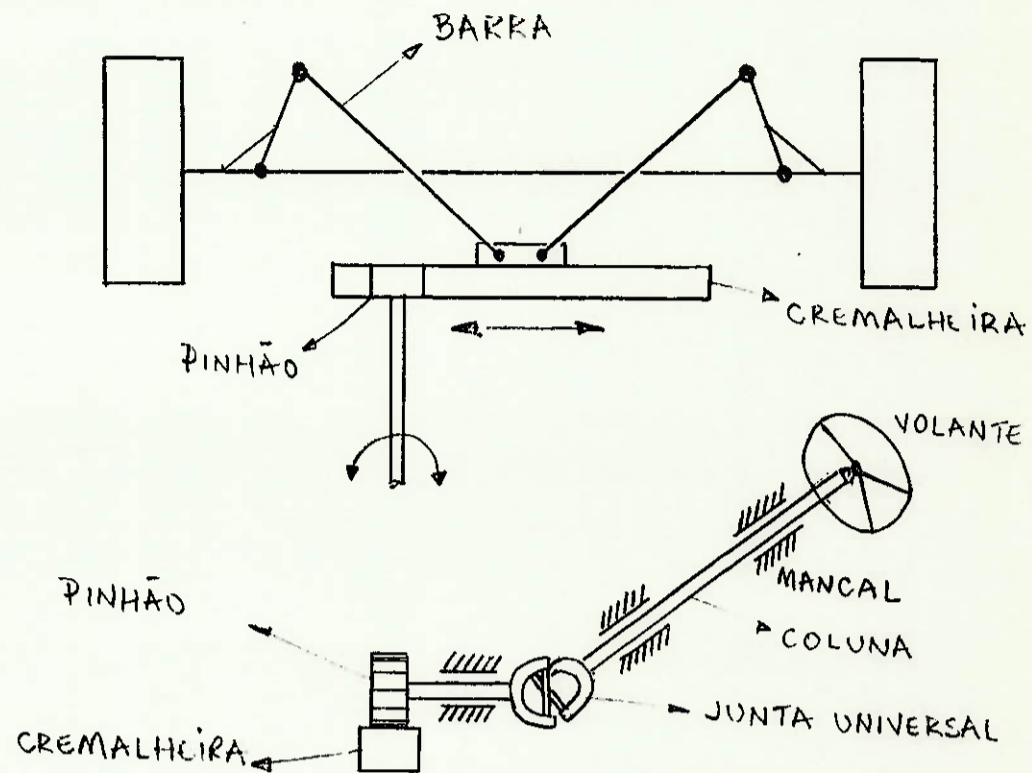


FIG. 19

4.1.2 Sistema Pinhão - Cremalheira



Pinhão: normalmente é dentes retos

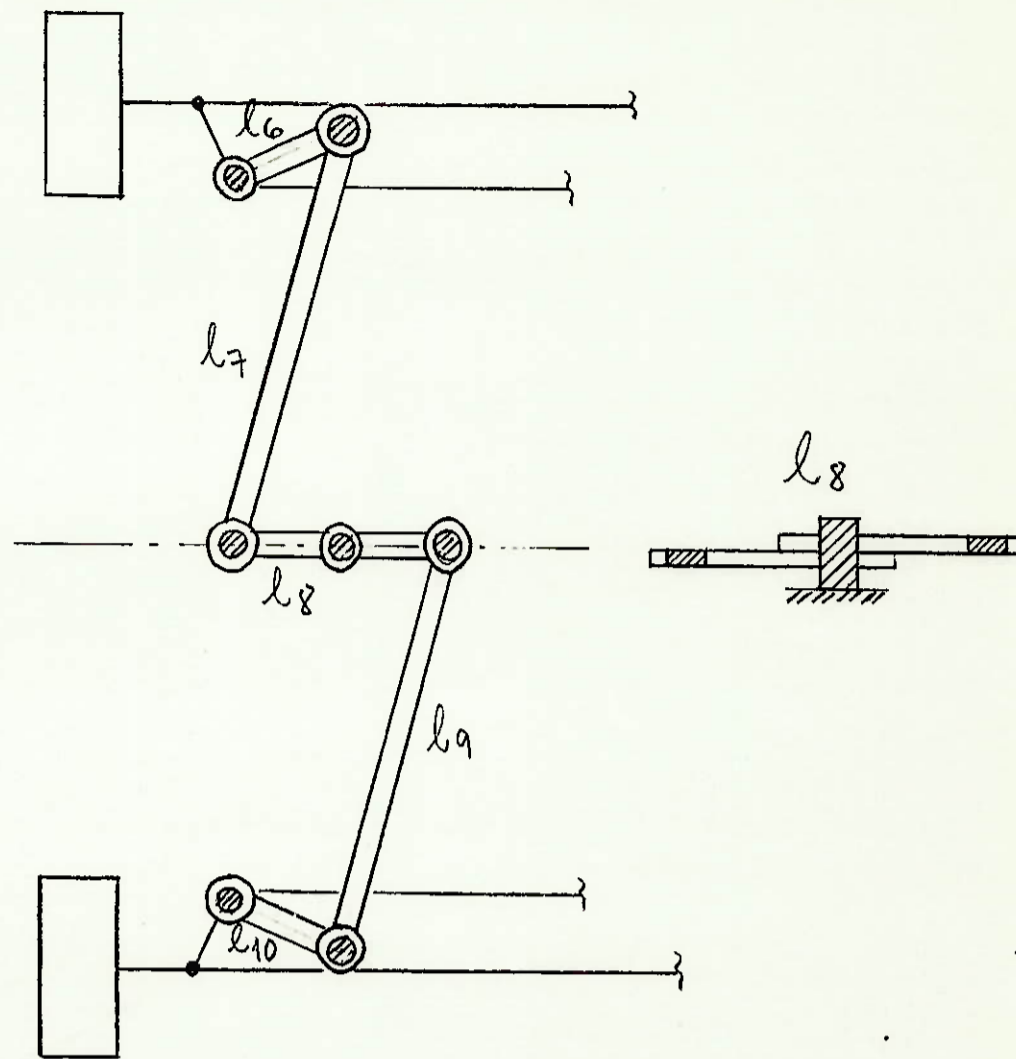
Cremalheira: barra móvel com apenas um setor (na sua extremidade) com dentes

Barras: as duas barras são articuladas entre si e fixas pela articulação (por pinos cilíndricos) à cremalheira.

4.2 Mecanismo para a Simultaneidade de Esterçamento para os -
Dois Eixos

Basicamente são constituídos por 2 sistemas quadriláteros, com uma barra comum. As barras permitem ajustes de seus comprimentos através de uniões roscadas entre as barras e as articulações.

A barra comum é articulada em seu centro e fixa ao -
chassi do veículo.



5. VALOR ECONÔMICO

A característica do mecanismo é a manobrabilidade. Consciente dessa condição, a empresa fabricante deverá considerar para análise a relação custo/benefício. O benefício é essencialmente técnico, e praticamente todos os tipos de mecanismo satisfazem os requisitos funcionais e operacionais.

O fator diferenciador portanto será o custo

5.1 Estima de Custos para o Mecanismo de Esterçamento das Rodas

itens	Solução proposta		
	3.1.1	3.1.2	3.1.3
barras	512,28	$\frac{4}{3} \times 512,28$	$\frac{5}{3} \times 512,28$
terminais ou articulações	2 x 30,09	5 x 30,09	8 x 30,09
munhões	141,41x152,05	144,41+152,05	141,41+152,05
caixa direção	2. 199,39	2.199,39	2.199,39
juntas universais	-	-	-
barra cremalheira	-	-	1500,00
pinhão	-	-	200,00
peças complementares	5,00	5,00	5,00
mão-de-obra	500,00	650,00	750,00
TOTAL	3.570,3	3.981,3	4.342,3

Valores em Cz\$

5.2 Estima de Custos para a Simultaneidade de Esterçamento nos
Dois Eixos

peças	solução			
	3.2.1	3.2.2	3.2.3	3.2.4
barras	2 x 512 3 x 200	2 x 512 3 x 200	2 x 512 3 x 200	2 x 512 3 x 200
articulações	6 x 30	5 x 30	5 x 30	3 x 30
mão-de-obra	500	450	500	600
TOTAL	2.304,00	2.274,00	2.279,00	2.214,00

Obs,: O número entre parênteses refere-se a quantidade de peças.

A mão de obra empregada compreende 3 fatores:

- Tempo de fabricação
- Tempo de montagem
- Tempo de regulagem

Os valores atribuídos a cada peça tem como fonte o Deptº de Custos da Engesa S.A.

5.3 Conclusão

a) Obtém-se as duas melhores soluções sob o ponto de vista do valor econômico para o mecanismo de esterçamento das rodas:

- mecanismo simples de 4 barras articuladas (solução 3.1.1);
- mecanismo pinhão - cremalheira (solução 3.1.4)

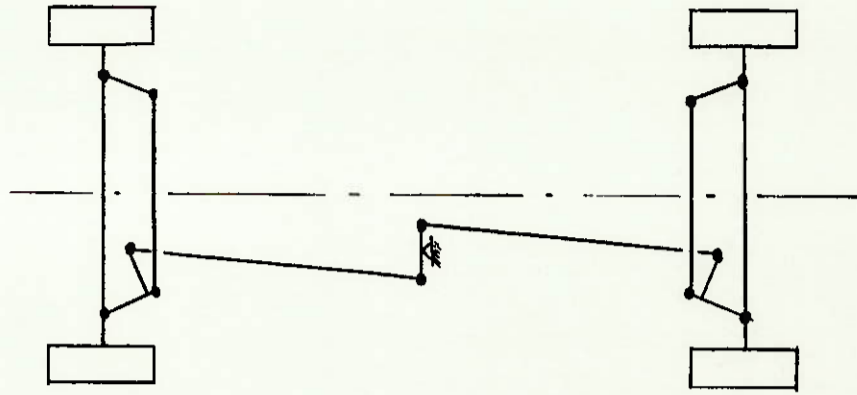
- b) O estudo econômico relativo ao mecanismo para a simultaneidade de esterçamento revelou-se pouco significativo; praticamente todas as soluções tem igual valor econômico, com - preferências para as últimas propostas.

PROJETO BÁSICO - PB

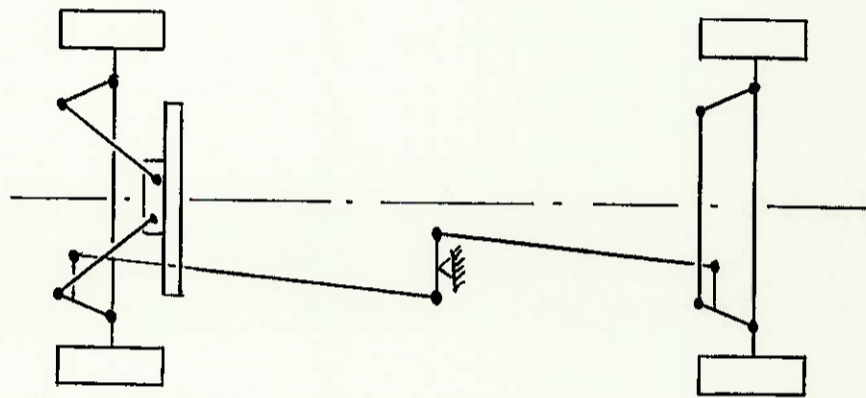
1. ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

A combinação das soluções do estudo de viabilidade - nos fornece:

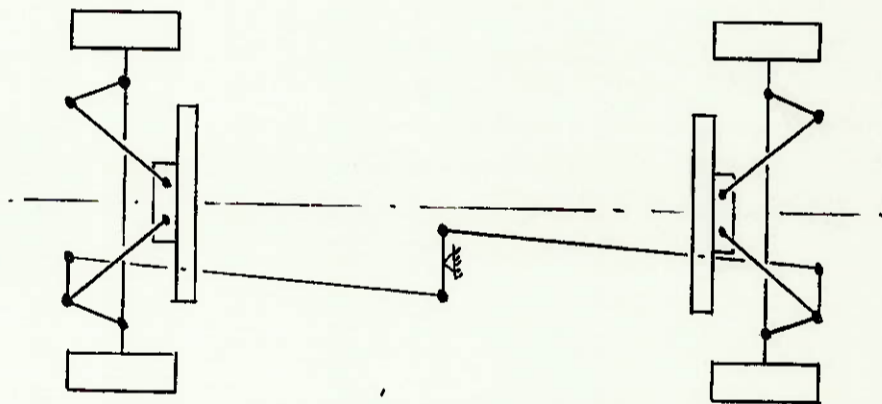
1ª solução: (3.2.2)



2ª solução: (3.2.3)



3ª solução: (3.2.4)



- Matriz de Avaliação

Categorias de fatores e os seus respectivos pesos são:

- funcionalidade = 50%
- operacionalidade = 50%

Em cada categoria tem-se diversos fatores com pesos - respectivos:

a) funcionalidade

- manobrabilidade (EV 2.1.1) - 30%
- precisão (EV 2.1.3) - 20%

b) operacionalidade

- durabilidade (EV 2.3.1) - 35%
- confiabilidade (EV 2.3.2) - 15%

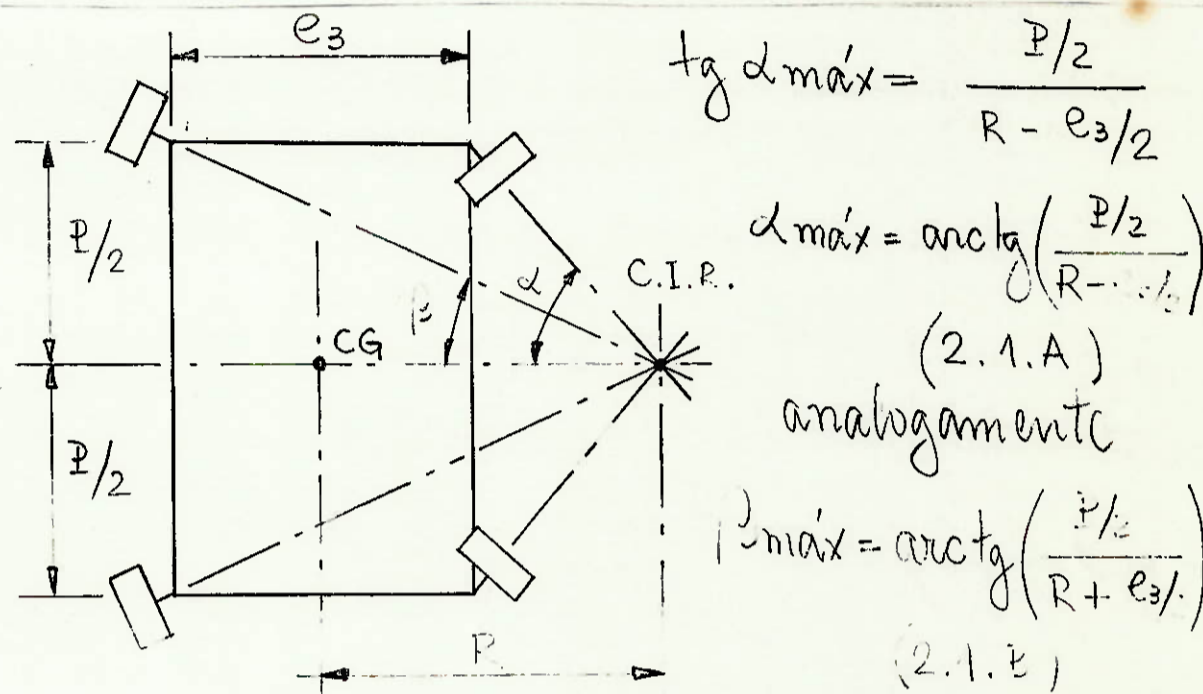
Categoria	fator	pesos	1º	2º	3º
Funcional	manobr.	30%	8	8	8
	precisão	20%	6	7	8
operacional	durab.	35%	9	8	7
	conf.	15%	8	8	8
TOTAL PONDERADO			7,95	7,80	7,65

2. MODELAGEM MATEMÁTICA

O mecanismo de direção será analisado com base:

- possibilidade de efetuar curvas com o menor raio de giro;
- geometria e precisão de direção;
- capacidade de resistir aos esforços de esterçamento;

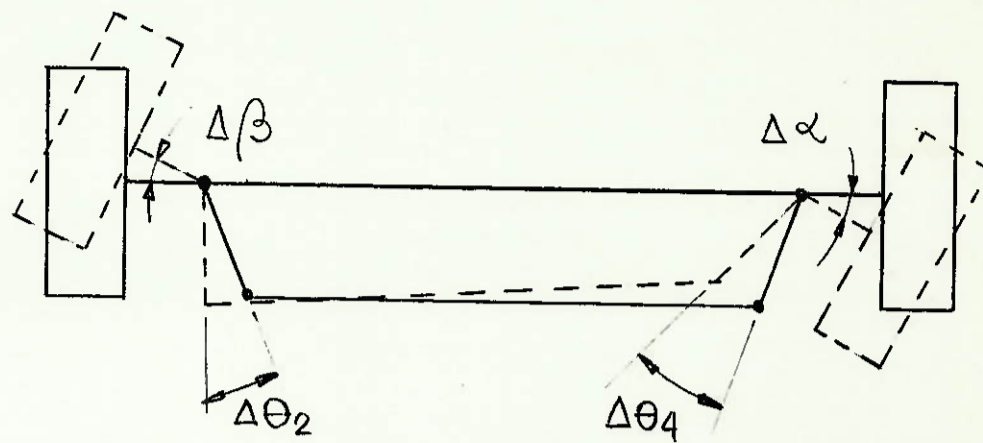
a) Raio de Giro (R):



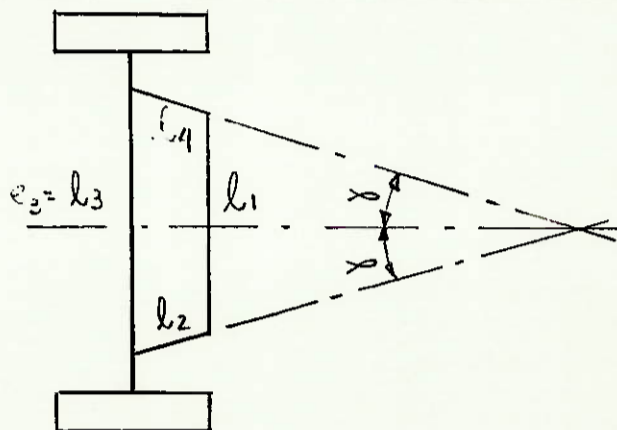
b) Geometria e precisão:

Em referência a fig. 1 temos:

$$\operatorname{cotg} \beta - \operatorname{cotg} \alpha = \frac{e_3}{P/2} \quad (1.1)$$



geométricamente temos: $\Delta\alpha = \Delta\theta_4$
 $\Delta\beta = \Delta\theta_2$

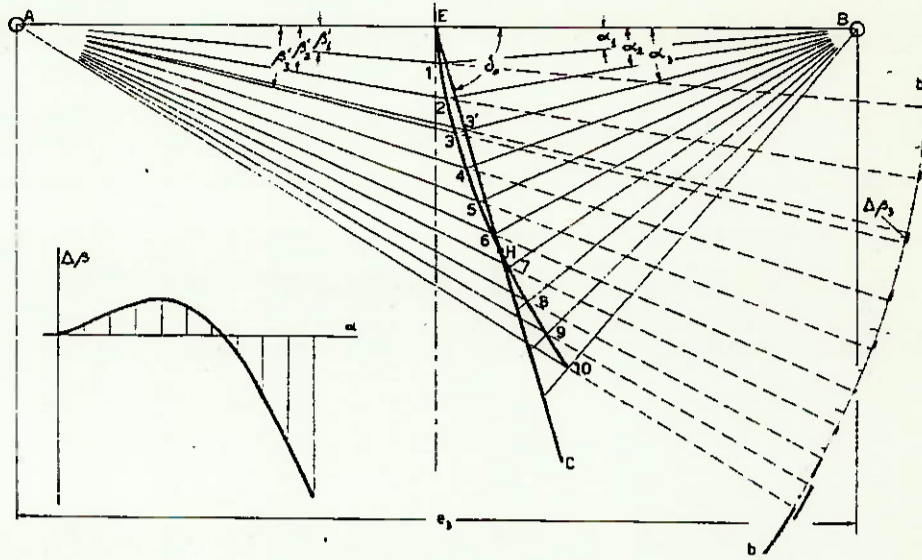


onde: $\theta_4 = f(\theta_2)$
 (mecanismo de 4 barras articulado; veja anexo 1)

Segundo Pollone (2), l_2, l_4 devem estar compreendidos entre $\frac{e_3}{6}$ e $\frac{e_3}{10}$; o ângulo γ deve ser $\gamma = \text{arc tg } \frac{e_3}{P}$ para mecanismo de direção com um só quadrilátero; $\gamma = \text{arc tg } \frac{e_3}{2P}$ para mecanismos com dois quadriláteros.

Procede-se por sucessivas tentativas a determinação do valor do ângulo γ que satisfaça com razoável aproximação a relação entre ângulos α e β .

A verificação gráfica entre o ângulo de esterçamento externo real (β') e o teórico (β) para um mesmo ângulo (α) interno é o diagrama de Ackermann - Jeantand.



No diagrama, quão mais próximo a curva 1,2,3,...,10 .. da reta \overline{EC} ou quão menor o erro $\Delta\beta = \beta' - \beta$ mais preciso é o mecanismo.

O ângulo γ influencia o diagrama de tal forma que: aumentando γ , o ponto H se distancia de E e o traço EH da curva 1,2,... se aproxima da reta \overline{EC} .

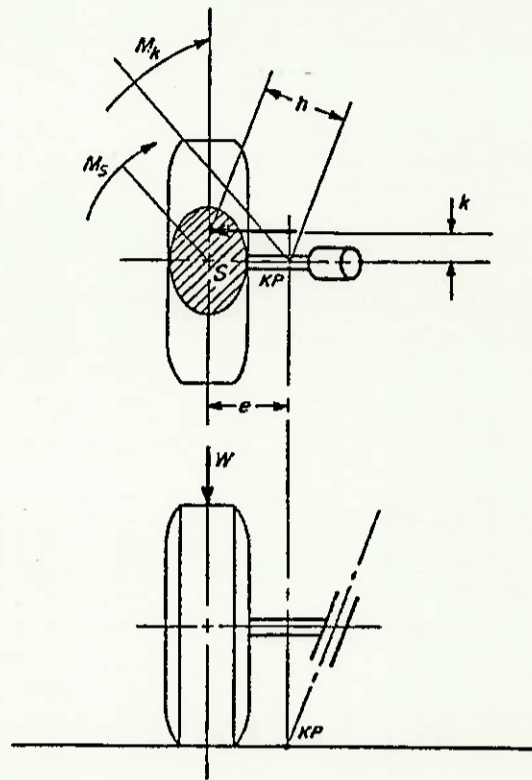
É evidente que o ângulo de esterçamento máximo é pouco empregado, e o é utilizado em baixa velocidade, portanto é de pouca importância nessa situação o erro $\Delta\beta$. É interessante que o erro $\Delta\beta$ seja mínimo para ângulos de esterçamentos pequenos ou médios, quando corresponde a uma curva percorrida normalmente em alta velocidade.

Faz-se então que o intervalo do traço EH seja aquele dos ângulos empregados mais frequentemente. Normalmente o ângulo EBH é a metade do ângulo máximo de esterçamento: $EBH = 0,5 \alpha$ máx.

c) Esforços de esterçamento

Segundo Tabarek '(1) podemos calcular os esforços que ocorrem no mecanismo de direção sob consideração do veículo estacionado, e então calculamos o torque necessário para girar a

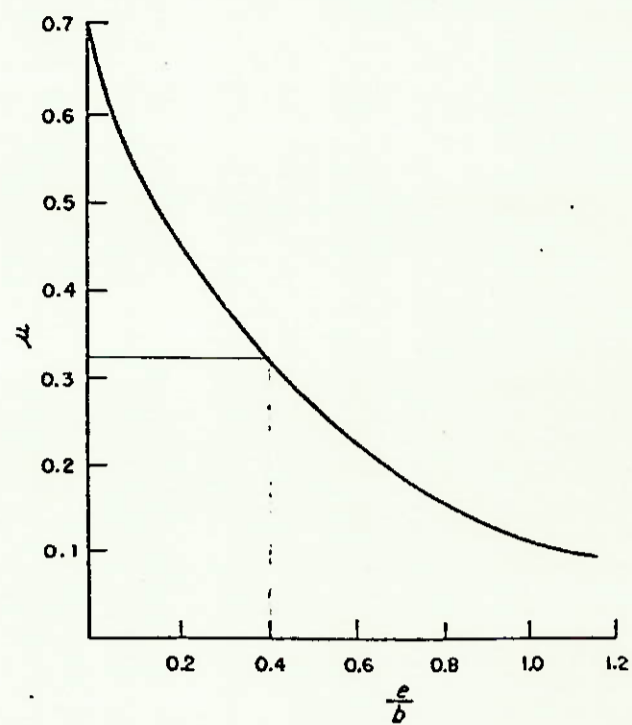
roda ao redor do centro de rotação, que é a hipotética intersecção da inclinação do pino mestre com o chão (distância "e" ou "off-set"). Veja anexo 1. Nesse centro, quando do giro da roda, combina o escorregamento e o rolamento do pneu. A componente de rolagem aumenta com o valor de e.



O toque necessário será:

$$M = \mu \cdot w \cdot h \quad (2.2)$$

onde: w é o peso sobre o eixo direcional; μ é o coeficiente de atrito e é função da distância "e" e do tamanho do pneu : - (largura b). Veja o gráfico.



Da projeção da superfície de contacto do pneu no chão obtém-se o raio polar de geração (K) e com a distância "e" obtemos o traço efetivo do torque (h):

$$h = \sqrt{e^2 + K^2} \quad (2.3)$$

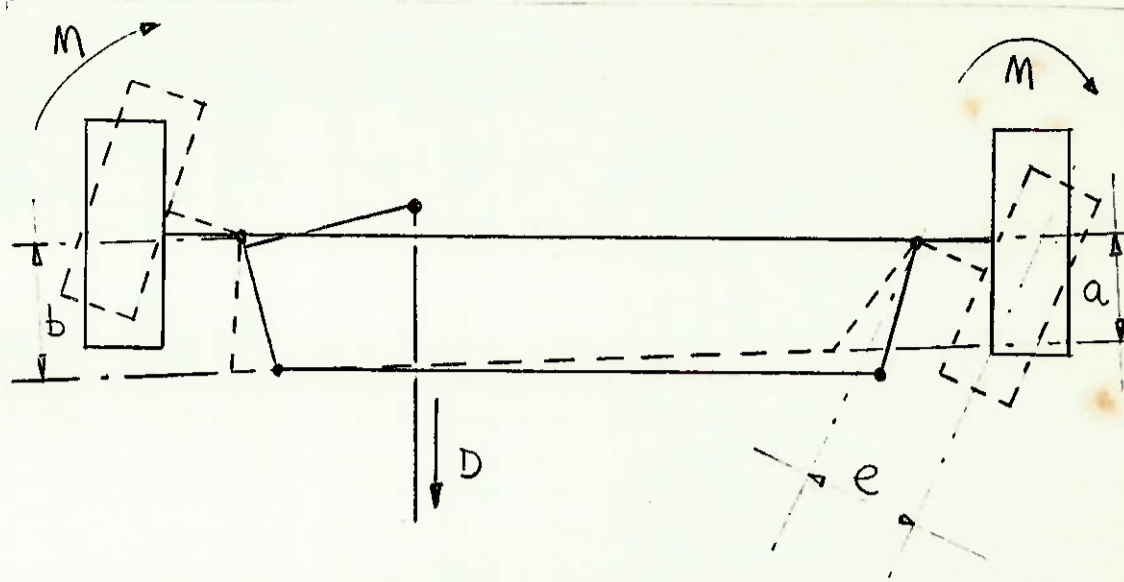
O valor K pode ser obtido da seguinte relação:

$$K^2 = \frac{I_o}{A} \approx \frac{b^2}{8} \quad (2.4)$$

onde: A = área da projeção

I_o = momentos polar de inércia da área

b = largura nominal do pneu



Da figura acima podemos calcular o valor da força D necessária para o giro das rodas:

$$D = \frac{\sum M_i}{d} \left(1 + \frac{b}{a}\right) \quad (2.5)$$

Pode-se também calcular a força necessária que motorista aplica no volante para girar as rodas (F):

$$F = \frac{2 \cdot M_V}{d} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (2.6)$$

$$\text{onde: } M_V = D \cdot P \quad (2.7)$$

P = comprimento de alavanca do braço Pitman

d = diâmetro do volante da direção

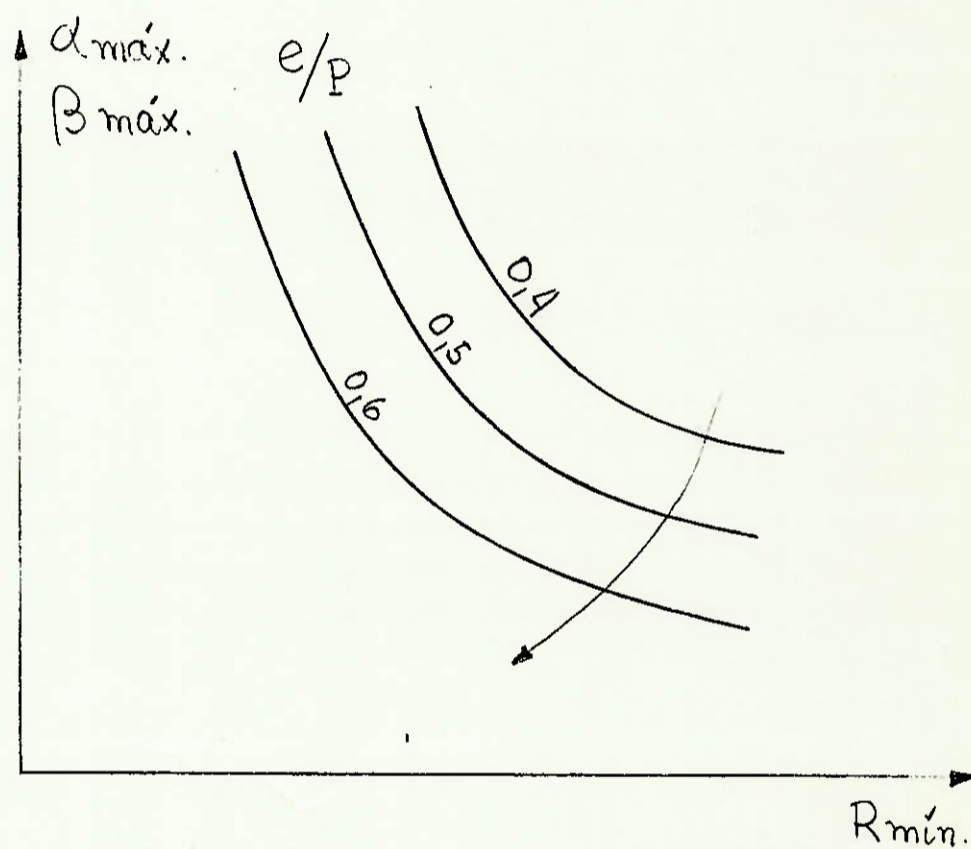
η = rendimento da caixa de direção

3. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Essa análise tem por finalidade verificar a influência dos parâmetros do projeto (dimensões) com base na modelagem matemática.

Varia-se os parâmetros e compara-se variáveis de entrada e saída.

Da equação (2.1.A) obtêm-se ângulos de esterçamentos máximos em função do raio de giro, distância entre os eixos e distância entre as articulações. Desta relação funcional podemos afirmar que: para um raio mínimo de giro, a medida que o quociente e/P diminui, aumenta os ângulos de esterço, com isso significa que quanto maior a distância entre os eixos menor a sensibilidade do sistema de direção. Veja gráfico



Da aplicação das especificações técnicas (EV 1.2)
 $R < 5,0 \text{ m}$, $p = 2950 \text{ mm}$, $e = 1332 \text{ mm}$ na equação (2.1) obtemos:

$$\alpha_{\text{m\acute{a}x}} = \text{arc tg} \left[\frac{2950/2}{5000 - 1332/2} \right] = 18,795^\circ$$

$$\beta_{\text{m\acute{a}x}} = \text{arc tg} \left[\frac{2950/2}{5000 + 1332/2} \right] = 14,592^\circ$$

ou seja, o ângulo máximo de esterçamento externo e interno é da ordem de 15° e 19° respectivamente. Portanto a precisão do sistema deverá ser boa para ângulos externos e internos de até $7,0^\circ$ e $9,0^\circ$ respectivamente.

Os parâmetros envolvidos são as relações de comprimentos das barras l_1/l_4 ; l_1/l_2 ; l_1/l_3 na qual l_3 é uma variável independente, sendo portanto fixa (de acordo com o EV - Especificações Técnicas).

Através da variação dessas relações obtém-se para ângulos de estreçamentos internos (α) os ângulos externos (β'). A comparação é realizada para os ângulos teóricos externos (β) da equação (1.1). Quanto mais próximo β' de β , maior é a precisão - (EV 2.1.2) do mecanismo de direção.

Em anexo estão as listagens de um programa em BASIC - que compara β' com β em função de l_1 , l_2 , l_3 , l_4 .

LIST

```

100 REM NDIREC
105 DIM A(15),B(15),C(15),D(15),
    E(15),F(15)
107 R = 1
109 INPUT "P=";P
110 INPUT "R1=";R1
120 INPUT "R2=";R2
130 INPUT "R3=";R3
140 INPUT "R4=";R4
150 INPUT "T=";T
155 INPUT "TF=";TF
156 FOR W = T TO TF STEP 1
157 A(R) = W
159 T2 = W * 3.141592 / 180
160 X = R1 * SIN (T2)
165 Y = 2 * R1 * R4 * COS (T2)
170 Z = SQR (R1 * R1 + R4 * R4 -
    Y)
180 L = X / Z
190 PP = ATN (L / SQR (1 - L *
    L))
200 K = R1 * R1 - R2 * R2 + R3 *
    R3 + R4 * R4 - 2 * R1 * R4 *
    COS (T2)
210 M = Z * 2 * R3
220 N = K / M
230 SP = ATN ( SQR (1 - N * N) /
    N)
240 T4 = ABS (PP + SP)
250 TT = T4 * 180 / 3.141592
255 B(R) = TT
257 R = R + 1
258 NEXT W
259 M = 1
261 FOR A = 1 TO R - 1
262 AE = A * 3.141592 / 180
264 X = (1 / TAN (AE)) - (R2 / P
    )
266 Y = ATN (X)
300 Z = 1.570796 - Y
310 B = Z * 180 / 3.141592
320 E(M) = B
330 M = M + 1
340 NEXT A
350 FOR P = 1 TO R - 2
360 C(P) = A(P + 1) - A(1)
370 D(P) = B(P + 1) - B(1)
380 F(P) = D(P) - E(P)
390 PRINT "ALFA=";C(P);" "; "BETA
    " =";D(P);" "; "BETA=";E(P)
395 PRINT "DELTA BETA=";F(P)
397 PRINT
400 NEXT P
410 END

```

JRURUN
P=1475
R1=150
R2=1332
R3=150
R4=1210
T=113.9956
TF=121.9956
ALFA=1 BETA'=.992991507 BETA=1.0159932
DELTA BETA=-.0230016913

ALFA=2 BETA'=1.97214949 BETA=2.06504994
DELTA BETA=-.0929004438

ALFA=3 BETA'=2.93772939 BETA=3.1487224
DELTA BETA=-.21099301

ALFA=4 BETA'=3.88996071 BETA=4.26863132
DELTA BETA=-.378670612

ALFA=5 BETA'=4.82904852 BETA=5.42644233
DELTA BETA=-.597393811

ALFA=6 BETA'=5.75517595 BETA=6.6238594
DELTA BETA=-.868683444

ALFA=7 BETA'=6.66850487 BETA=7.86261648
DELTA BETA=-1.19411162

ALFA=8 BETA'=7.5691782 BETA=9.14446661
DELTA BETA=-1.57528841

JRUN
P=1475
R1=150
R2=1332
R3=150
R4=1230
T=109.8768741
TF=117.8768741
ALFA=1 BETA'=.994206429 BETA=1.0159932
DELTA BETA=-.0217867699

ALFA=2 BETA'=1.97695011 BETA=2.06504994
DELTA BETA=-.0880998261

ALFA=3 BETA'=2.94840291 BETA=3.1487224
DELTA BETA=-.200319487

ALFA=4 BETA'=3.90871719 BETA=4.26863132
DELTA BETA=-.359914133

ALFA=5 BETA'=4.85802669 BETA=5.42644233
DELTA BETA=-.568415642

ALFA=6 BETA'=5.79644847 BETA=6.6238594
DELTA BETA=-.827410923

ALFA=7 BETA'=6.72408343 BETA=7.86261648
DELTA BETA=-1.13853306

ALFA=8 BETA'=7.64101735 BETA=9.14446661
DELTA BETA=-1.50344926

JRUN
P=1475
R1=160
R2=1332
R3=160
R4=1210
T=112.4111321
TF=120.4111321
ALFA=1 BETA'=.9935036 BETA=1.0159932
DELTA BETA=-.022489598

ALFA=2 BETA'=1.97417149 BETA=2.06504994
DELTA BETA=-.0908784457

ALFA=3 BETA'=2.94222242 BETA=3.1487224
DELTA BETA=-.206499982

ALFA=4 BETA'=3.89785197 BETA=4.26863132
DELTA BETA=-.370779345

ALFA=5 BETA'=4.84123445 BETA=5.42644233
DELTA BETA=-.58520788

ALFA=6 BETA'=5.77252421 BETA=6.6238594
DELTA BETA=-.851335185

ALFA=7 BETA'=6.69185695 BETA=7.86261648
DELTA BETA=-1.17075953

ALFA=8 BETA'=7.60874161 BETA=9.14446661
DELTA BETA=-1.53572499

JRUN
P=1475
R1=150
R2=1332
R3=150
R4=1240
T=107.8584627
TF=115.8584627
ALFA=1 BETA'=.994791865 BETA=1.0159932
DELTA BETA=-.021201333

ALFA=2 BETA'=1.97926757 BETA=2.06504994
DELTA BETA=-.0857823678

ALFA=3 BETA'=2.95356408 BETA=3.1487224
DELTA BETA=-.19515832

ALFA=4 BETA'=3.91780186 BETA=4.26863132
DELTA BETA=-.350829462

ALFA=5 BETA'=4.87208506 BETA=5.42644233
DELTA BETA=-.55435726

ALFA=6 BETA'=5.81650338 BETA=6.6238594
DELTA BETA=-.807356017

ALFA=7 BETA'=6.75113217 BETA=7.86261648
DELTA BETA=-1.11148432

ALFA=8 BETA'=7.67603374 BETA=9.14446661
DELTA BETA=-1.46843287

4. ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE

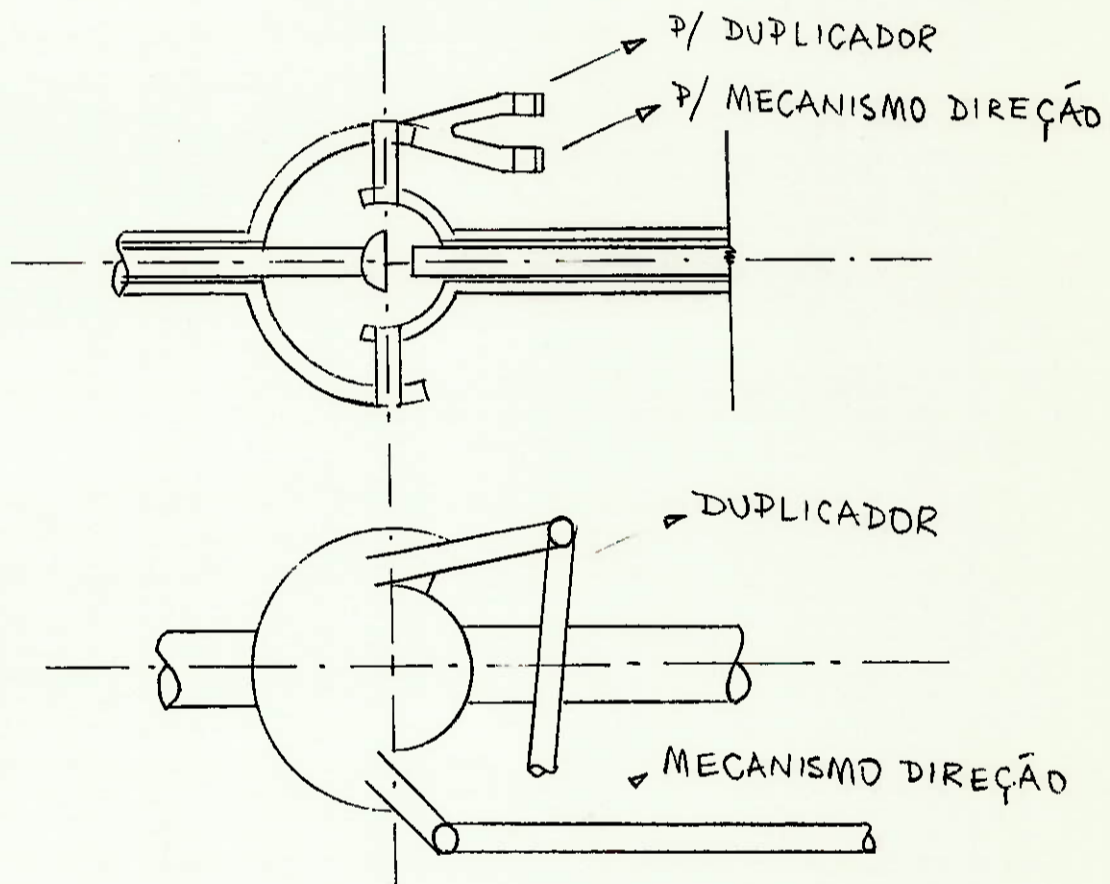
O sistema direcional é composto pelo sub-sistemas:

- a) mecanismo de esterçamento
- b) mecanismo duplicador

Ambos devem possuir compatibilidade tanto física como funcional.

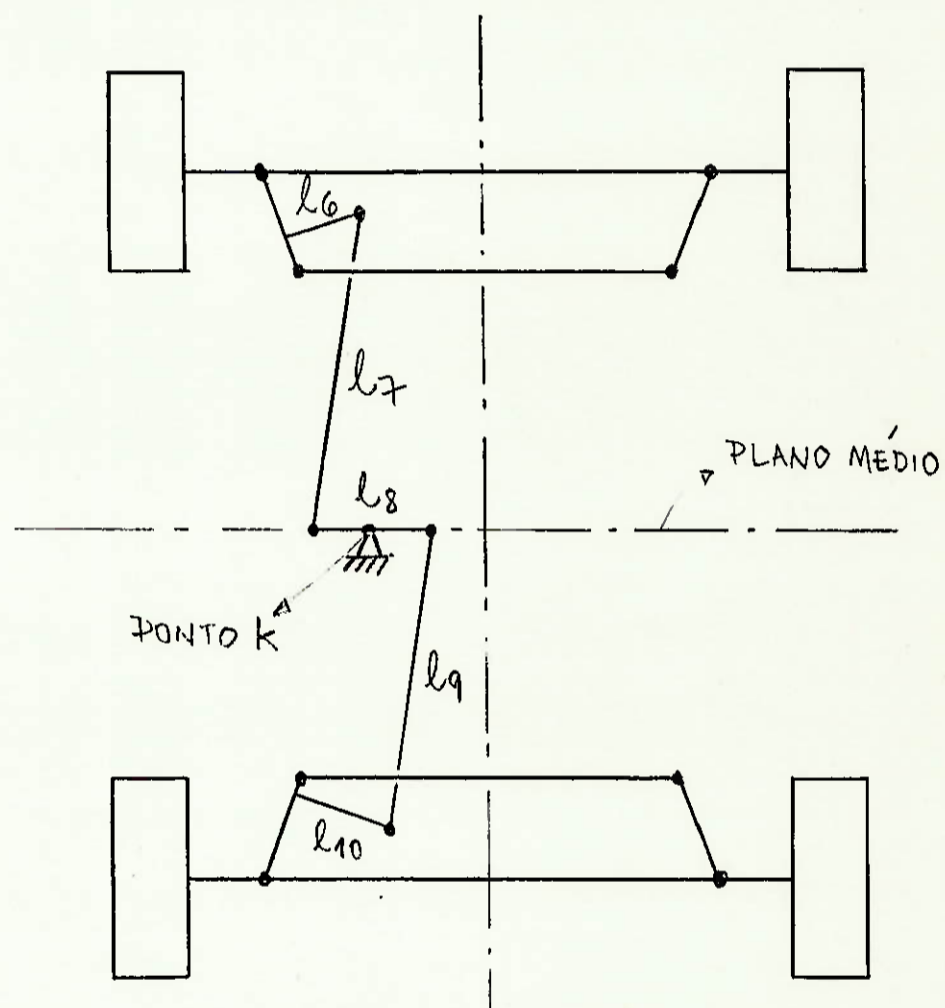
Fisicamente é necessário que não haja interferência entre os barramentos dos dois mecanismos acima, sendo portanto, necessário o trabalho em planos diferentes.

A ligação física dos sub-sistemas é o munhão, que deve ser provido por 2 barras a ele engastadas, uma para cada sub-sistema



Funcionalmente o que se deseja, quando o sistema estiver ativado (em anti-fase), é que os ângulos de esterçamentos do eixo traseiro sejam iguais aos do eixo dianteiro. É importante a relação funcional (relação dos comprimentos das barras) do sistema duplicador

Caso as relações l_7/l_9 e l_6/l_{10} não sejam unitárias, o ponto K não estará no plano médio dos eixos dianteiro e traseiro. Será necessário a determinação das relações dos comprimentos, de tal forma que seja satisfeita a relação $\gamma = f(\theta)$ e $\theta = g(\gamma')$ onde $\gamma = \gamma'$. Pode-se obter por Freudenstein (veja as equações no anexo) uma solução com 3 pontos de precisão.



5. ANÁLISE DE ESTABILIDADE

A estabilidade no desempenho deverá considerar os seguintes itens:

- a) ângulos de esterçamento máximo ($\alpha_{\max}/\beta_{\max}$) para o raio de giro mínimo
- b) estabilidade do veículo em curvas no modo direcional anti-fase.
- c) comportamento do sistema direcional para vários tipos de pavimentos.

De acordo com as equações (2.1.A e 2.1.B) obtêm-se os ângulos α_{\max} e β_{\max} teóricos. Porém os ângulos reais podem diferir, pois todo sistema mecânico é suscetível às folgas (neste caso há folgas nas articulações). O procedimento prático adotado é medir esses ângulos no protótipo (através da comparação entre um plano de referência fixo paralelo ao plano longitudinal do veículo com outro plano vertical da roda) e então compará-los aos teóricos. Poderemos então ter uma avaliação correta do raio mínimo de giro.

A estabilidade do veículo no modo normal diferirá do modo anti-fase. O objetivo é determinar o comportamento em curvas. Será necessário saber qual a velocidade máxima permitível para que o veículo em uma curva uniforme (raio de curvatura constante) não sofrerá tombamento ou derrapagem. Logicamente esta análise somente será possível se soubermos algumas características físicas do veículo tais como peso total, aerodinâmica, tipo dos pneus. Veja anexo 4.

A análise do comportamento do sistema direcional face ao tipo (asfalto, lama, areia, terra) e às irregularidades (buracos, lombadas) do pavimento deverá estabelecer os parâmetros geométricos (forma e tamanho das barras) para os quais as solicitações (esforços e vibrações) impostas sejam alternadas

BIBLIOGRAFIA

- 1 - Madureira, Omar Moore de - Notas de Aula e Apostilas do Curso PMC-516 e PMC-421
- 2 - Pollone, Giuseppe - Construzioni Automobilistiche/II Veicolo; Liberia Editrice Universitaria Levrotto Bella, Torino.
- 3 - Taborek, J. - Mechanics of Vehicles
- 4 - Arias-Paz, M. - Manual de Automóveis
- 5 - Shigley, J.E. & Uicker, Jr., J.J. - Theory of Machines and Mechanisms - Mc Grw-Hill International Book Company.
- 6 - Baránov, G.G. - Curso de la Teoría de Mecanismos y Máqui nas - Editorial Mir, Mosc.
- 7 - Motor Trend - November 1985 - pages 137/138 - "Four Wheel Steering".

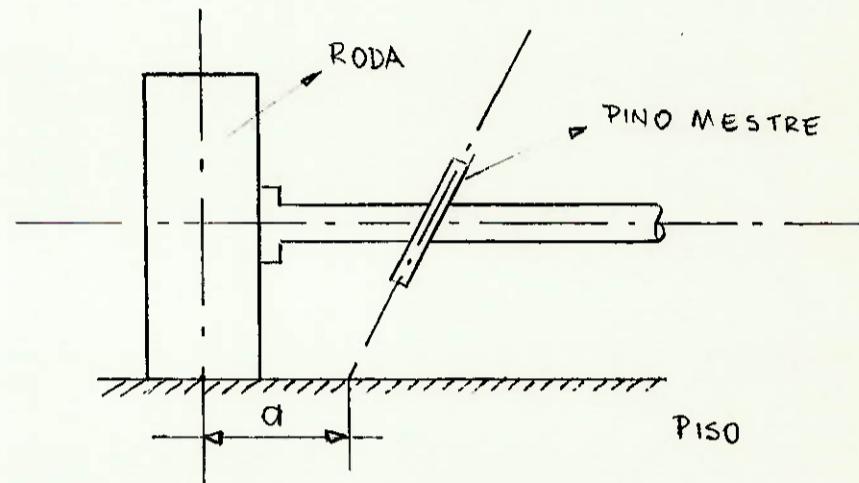
A N E X O S

ANEXO 1. INCLINAÇÃO TRANSVERSAL DO PINO MESTRE
(Ângulo do pino mestre)

A inclinação do pino mestre determina:

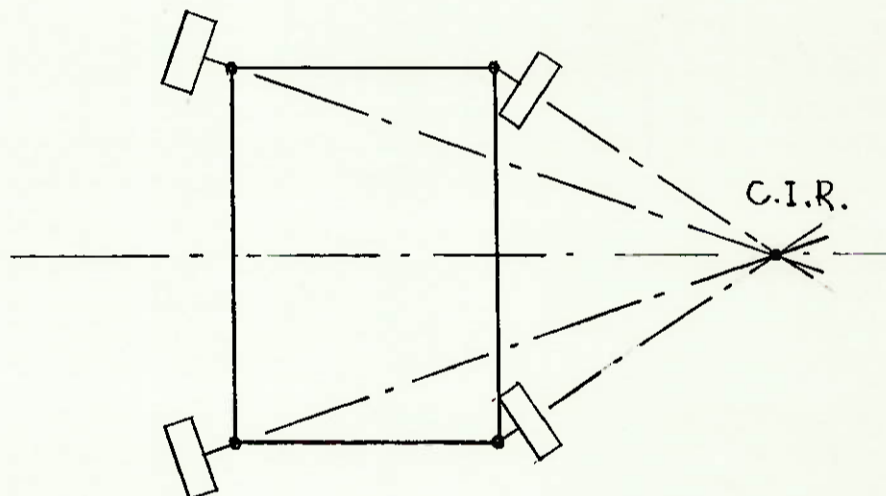
- aumento da estabilização das rodas
- aumento da resistência ao giro, dificultando o manejo do veículo (dirigibilidade)

a = braço de rodagem ou "off-set"

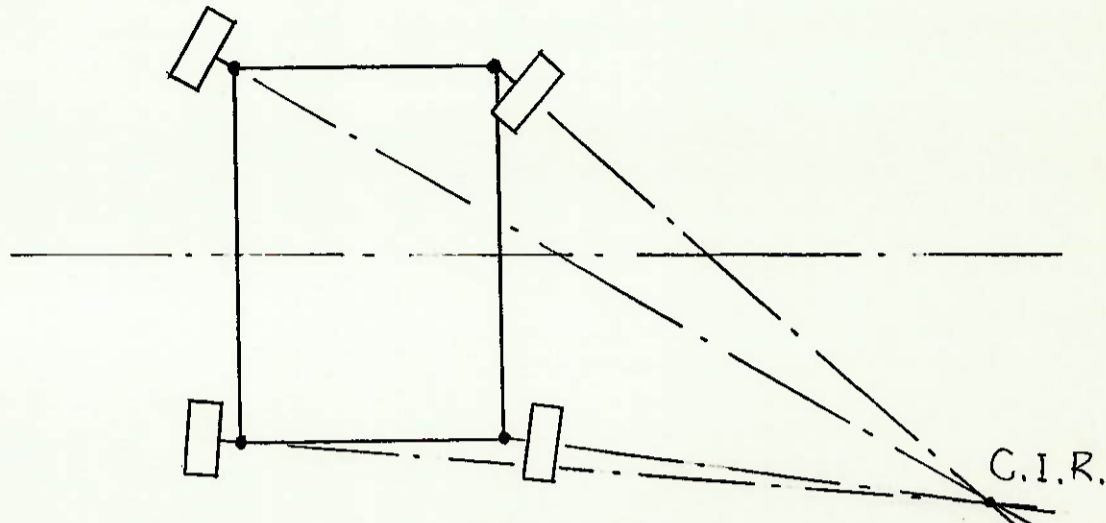


ANEXO 2. SISTEMAS DE ESTERÇAMENTO

Sistema anti - fase: as rodas traseiras são esterçadas em direção oposta às rodas dianteiras.



Sistema em fase: as rodas traseiras são esterçadas na mesma direção das dianteiras



Obs.: Os sistemas direcionais, dianteiro e traseiro não possuem necessariamente a mesma função de transferência:

seja: $\alpha = f(\beta)$ no eixo dianteiro

e $\alpha = g(\beta)$ no eixo traseiro

então $f \neq g$ para sistemas em fase e $f = g$ para sistemas - em anti - fase.

ANEXO 3. CONSIDERAÇÕES SOBRE DIRECIONAMENTO E A INFLUÊNCIA DOS PNEUS

Os pneus de borracha possuem mecanismos de adesão ao solo particulares. A área de contato, nesse caso, se torna relativamente grande.

Em uma roda rígida a força de atrito F_a , pela Lei de Coulomb, assume a seguinte forma:

$$F_a = \mu \cdot W$$

isto é, a força de atrito é proporcional ao peso ou força normal ao movimento de translação, de uma constante μ , o coeficiente de atrito.

O coeficiente de atrito pode assumir duas formas dife-

rentes:

μ_o - coeficiente de atrito de rolamento e

μ_e - coeficiente de atrito de escorregamento

Do equilíbrio de forças na figura 1, tem-se: -
 $P_{\max} \leq \mu_o \cdot W$, ou seja, o movimento de rolamento de uma roda existe enquanto a força de tração P permanecer menor que a força de atrito de rolamento. A principal distinção entre rolamento e escorregamento de uma roda está na sua utilização efetiva das forças de atrito ao solo e portanto, sendo os coeficientes de atrito de rolamento maiores que os de escorregamento, permitem que forças maiores sejam transmitidas por uma roda em rolamento do que por uma escorregando. Observe-se ser este fato muito importante durante uma ação dos freios em um veículo automotor ou durante uma derrapagem: a roda em rolamento pode manter a sua direção de viagem enquanto uma roda escorregando é direcionalmente instável.

Para os pneus, que são rodas elásticas, a força de atrito de rolamento atinge um máximo não para o estado teórico - requerido de rolamento puro mas para o de parcial escorregamento.

Define-se, então, deslize (s) como:

$$s = \frac{V - \omega \cdot r}{V} \times 100$$

onde v é a velocidade de translação e $\omega \cdot r$ é a velocidade da roda.

O raio periférico r é assumido ser o raio do pneu carregado com carga estática nominal, o que permite valores de cálculo acumulados. No entanto o raio real de rolamento será maior devido à força centrífuga, especialmente em velocidades altas e com pneus de baixa pressão.

O deslizamento pode assumir duas formas diferentes:

- a. quando a roda é "arrastada" pelo solo (por exemplo, numa frenagem) e a velocidade de translação é maior que a de rotação ($V > \omega \cdot r$);
- b. quando a roda está girando sem a progressão translatória equivalente ($V < \omega \cdot r$), como na aceleração numa pista escorregadia.

Pela figura 2 nota-se que a distribuição de pressão tende para a direção do movimento e que, após a passagem da parte contraída do pneu pela área de contato ao solo, ocorre uma expansão devido às forças elásticas atuantes. Esta expansão, um escorregamento deformativo, resulta de um retardamento de velocidade de translação contra a velocidade devido à rotação. Contrário, pois, ao comportamento da roda rígida, onde o maior atrito de rolamento é atingido quando o escorregamento é nulo, a máxima força transferível através de um pneu é obtida com deslizamento entre 10 e 20%.

Se por ação de forças externas laterais (vide figura 3) a direção real do movimento ou da viagem é forçada a se desviar da direção de rolamento, o pneu opõe tais forças com uma reação de atrito ou de deriva. A força de deriva é função do ângulo de deriva (ângulo entre o vetor velocidade do centro da roda e o plano de rotação da mesma) e sofre os efeitos de fatores como a pressão dos pneus, a carga radial, tamanho e forma dos pneus, etc.

A consequência deste fenômeno de relação entre a força e ângulo de deriva é que o curso de um veículo ao executar uma curva deve ser diferente da trajetória teórica de rolamento pelo valor do ângulo de deriva requerido para criar a força de deriva necessária. Este é o motivo pelo qual as rodas de direção são giradas para o centro do veículo de um pequeno ângulo (chamado ângulo de autocompensação ou "toe-in") com o objetivo de absorverem forças laterais e choques sem se desviar do curso reto (vide figura 4).

Com o ponto de ação hipotético da força de deriva lo-

calizando-se atrás do centro projetado da roda tem relação à direção do movimento), esta exerce um torque horizontal sobre o pneu que tende a descrever o ângulo de deriva existente pelo alinhamento das direções de rolamento e movimento real. De acordo com o mostrado na figura 3, o torque pode ser calculado por: $T = F_D \cdot C$. Este efeito particular da força de deriva é conhecido como torque de auto alinhamento.

Da origem física das forças de deriva pode-se deduzir os fatores que influenciam a sua magnitude. O comportamento dos pneus quanto à deriva é representados normalmente por curvas características como as mostradas da força de deriva em função de:

- a. ângulo de deriva (gráficos 1,2) - a função é linear até o ângulo de 5°. A força de deriva, então, diminui o seu crescimento em relação ao ângulo de deriva até o pneu começar a derrapar e a força atinge o seu máximo. Para comparar o comportamento de deriva de diferentes pneus define-se a capacidade de deriva como a força por grau de ângulo de deriva. - Tal capacidade para um pneu de automóvel de passageiros médio é de cerca de 670, N/grau (68, Kgf/grau);
- b. carga radial (gráficos 2 e 3) - tendo a força de deriva caráter de atrito, é proporcional ao peso radial atuando na roda, conforme mostram os gráficos. Pelo gráfico 5 define-se o coeficiente de deriva como a capacidade de deriva definida em (a.) por unidade de carga vertical. Este fator é usado como uma média real da inter-relação entre carga e habilidade de deriva. A forma da curva indica que a capacidade de deriva relativa diminui com altas cargas ou, em outras palavras, quanto mais carga um pneu carrega, menos efetivo é em suportar forças laterais;
- c. ângulo de "camber" (gráfico 5) - é o ângulo entre a vertical e o plano de rotação da roda (figura 5). A direção de movimento da roda com "camber" desvia-se da sua trajetória de rolamento, criando um ângulo de deriva e, conseqüentemente,

uma força de deriva. Esta nova força será somada ou subtraída à original devido à força centrífuga dependendo do ângulo de "camber" ser positivo ou negativo. No entanto para ângulos de inclinação da roda de cerca de 1° , a força de deriva criada é muito pequena;

- d. pressão dos pneus (gráfico 6) - o aumento na rigidez das paredes laterais dos pneus resulta no aumento da força de deriva;
- e. tamanho do pneu - pneus menores possuem habilidade de deriva relativamente maiores que pneus de maior tamanho. Este é um dos motivos por se preferir banda dupla de rodagem - com pneus pequenos ao invés de banda simples com pneus grandes.

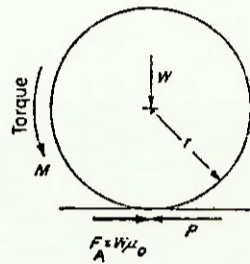


Fig.1 - Força Trativa (P) e de Atrito (F_a) numa roda rígida.

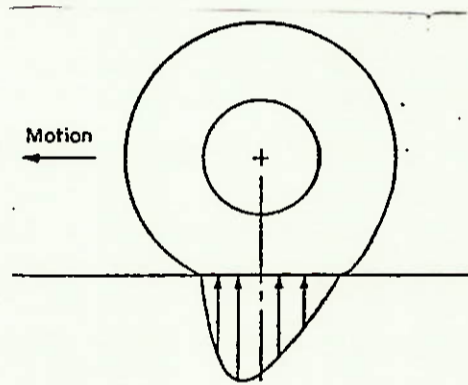


Fig.2 - Distribuição de Pressões (assimétrica) em pneu de borracha rolando em piso rígido.

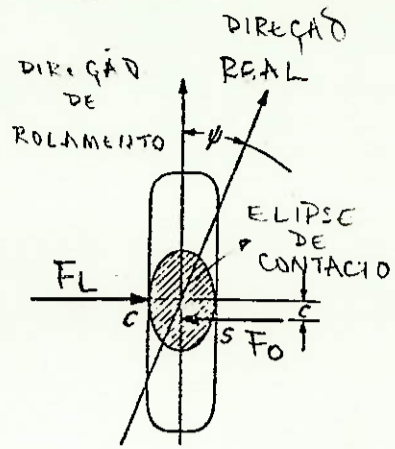


Fig.3 - Força lateral (F_L), força de deriva (F_D) e ângulo de deriva (ψ) atuando num pneu.

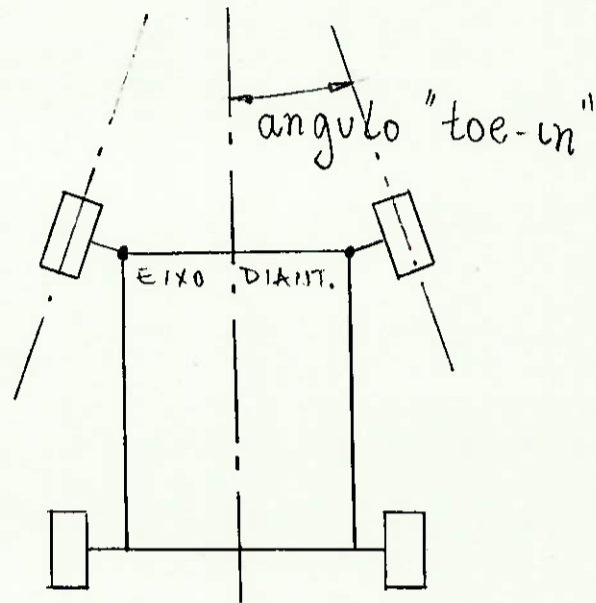


Fig.4 - Ângulo "Toe-in" (Visão Ampliada)

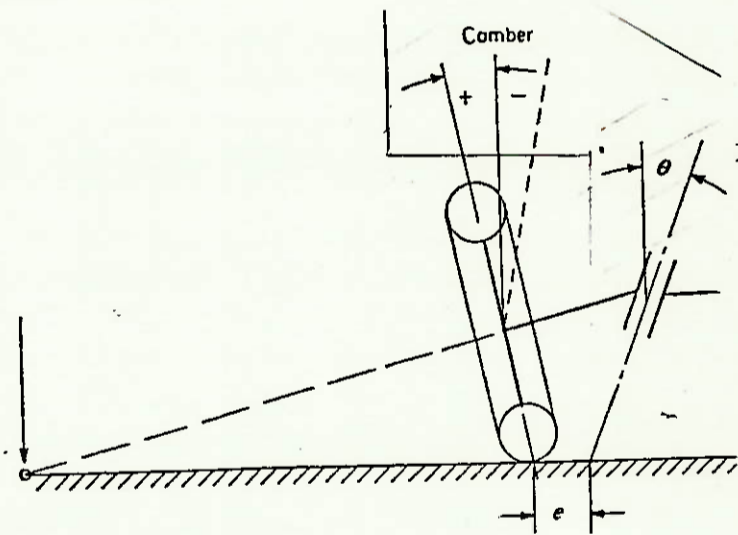


Fig.5 - Ângulo Camber (Visão Ampliada)

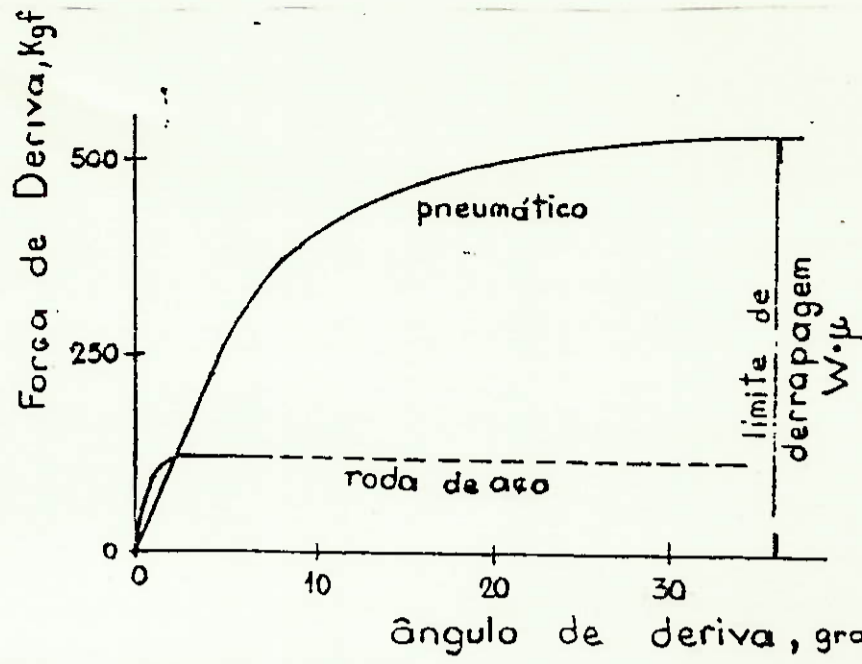


Gráfico 1 - Força de Deriva como uma Função do Ângulo de Deriva para Pneus e Rodas de Aço. A Força atinge o Valor Máximo $W \cdot \mu$ quando se inicia a derrapagem.

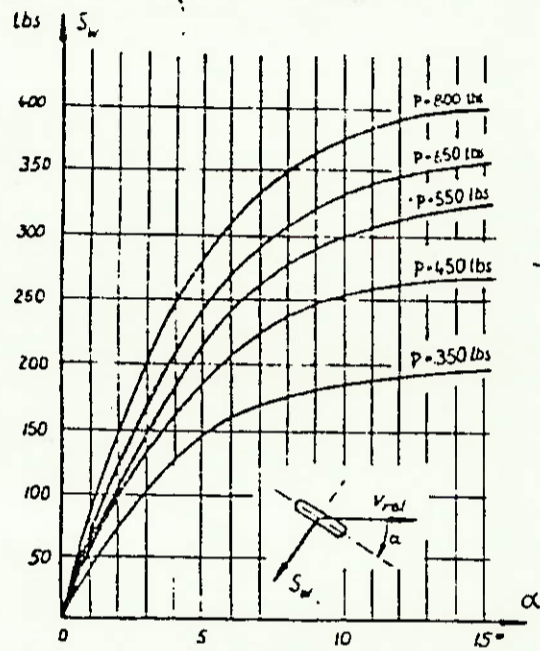
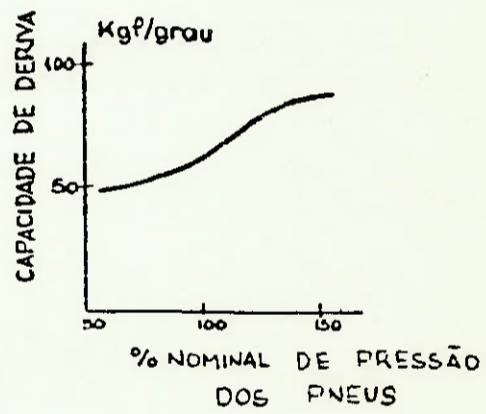


Gráfico 2 - Força de Deriva em função do Ângulo de Deriva para várias Cargas da Roda.

Gráfico 3 - Força de Deriva em função da pressão dos pneus.



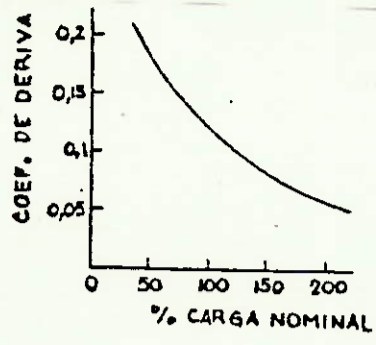


Gráfico 4 - Coeficientes de Deriva como Função da Carga Radial.

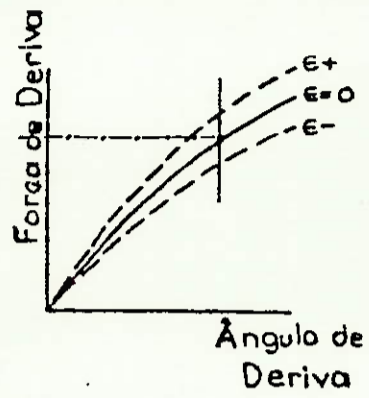


Gráfico 5 - Variação da Força de Deriva em Função do Ângulo de "camber" ou de Inclinação da Roda.

ANEXO 4 - CONSIDERAÇÕES SOBRE GEOMETRIA DE DIREÇÃO E O ÂNGULO DE DERIVA ("SLIP ANGLE").

A geometria de Ackermann supõe que o centro da curva descrita pelo veículo se localize no ponto de intersecção das perpendiculares no plano das rodas dianteiras e traseiras. Em realidade esta condição raramente acontece, as perpendiculares não se interseccionam em um ponto comum. Faz-se então a partir da geometria de Ackermann uma estimativa da posição do centro de viragem que nunca coincide com os valores determinados experimentalmente. O inconveniente em Ackermann é ignorar a existência do ângulo de deriva ("slip angle") que é a principal fonte de forças laterais que controlam o movimento do veículo durante a viragem, portanto a geometria de direção real do veículo difere consideravelmente daquela obtida por Ackermann.

Em viragem uniforme, o centro real da curva localiza-se sempre à frente do centro de Ackermann.

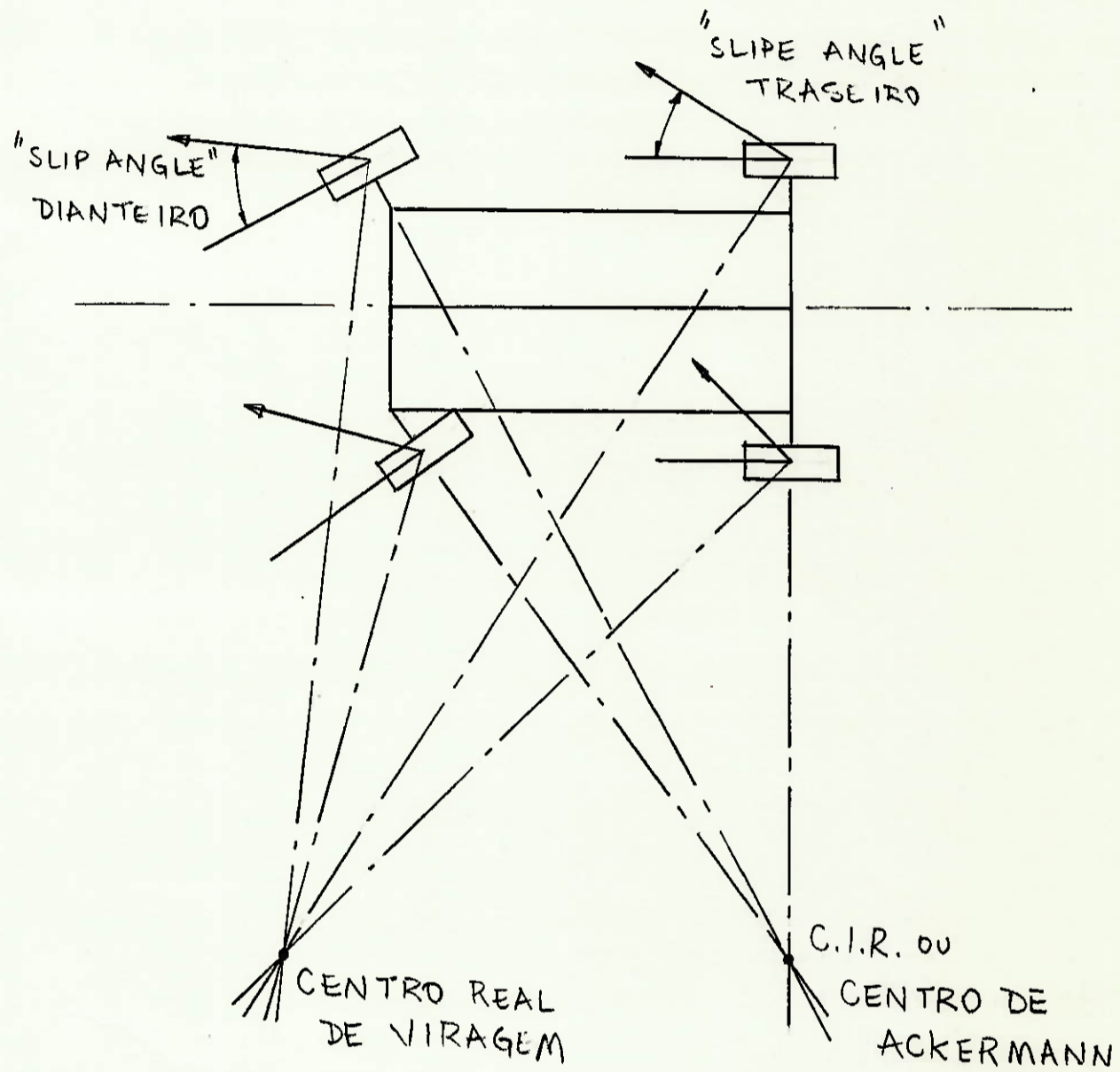
O deslocamento do centro de viragem para a frente em relação ao centro de Ackermann é controlado pelo "slip angle", e portanto para a frente do centro de viragem, aumentam com o aumento da aceleração lateral. Em viragens severas, com grandes acelerações laterais, o centro de viragem localiza-se à frente do eixo dianteiro.

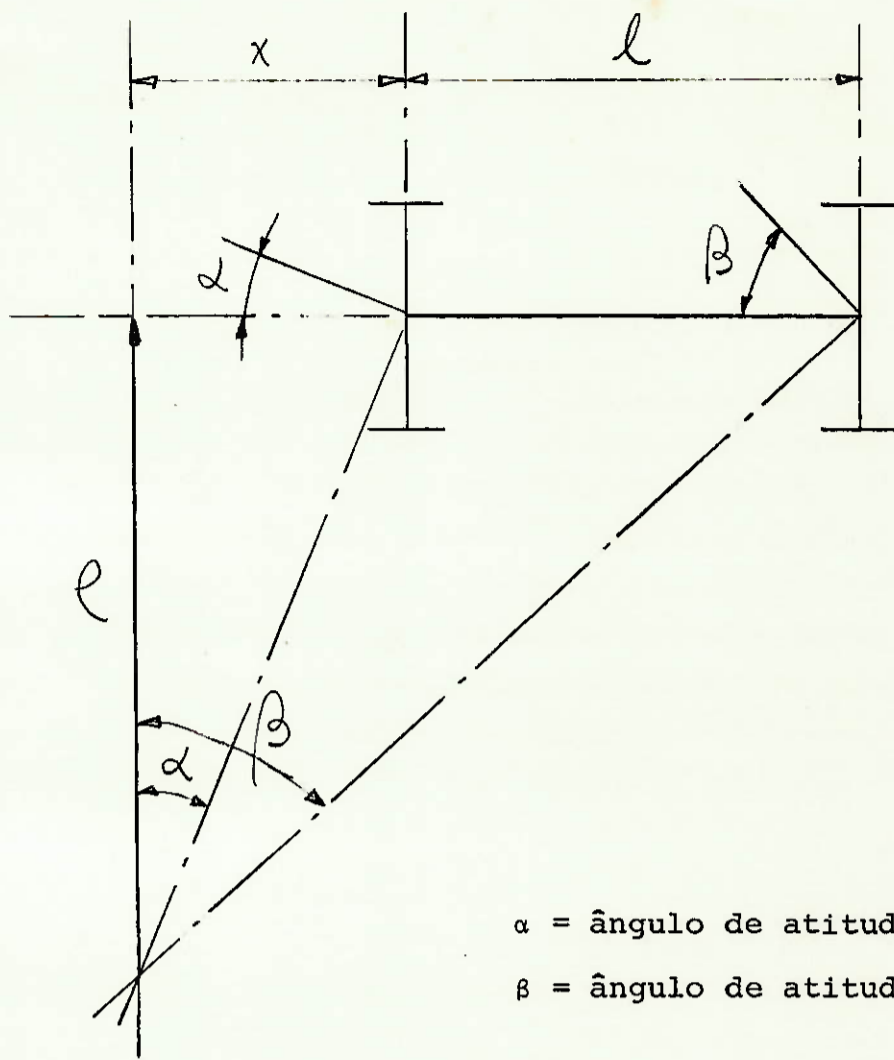
Em viragem uniforme o centro de viragem e o centro momentâneo coincidem. Portanto a posição instantânea do centro de viragem pode ser determinada como sendo a intersecção das perpendiculares aos vetores velocidades em cada roda.

Nas viragens o raio da curva é normalmente maior que a distância entre rodas, portanto, para considerações práticas os ângulos de atitude para as rodas internas e externas são iguais; em assim sendo pode-se substituir os ângulos de atitude para as rodas externas e internas por ângulos de atitude nos centros dos eixos dianteiro e traseiro. A posição do centro instantâneo de viragem pode ser então determinada através de uma simples relação geométrica: o raio de viragem é igual à

distância entre os ângulos de atitude traseiro e dianteiro expresso em radianos.

Em uma viragem uniforme os "slip angle", dianteiro e traseiro permanecem constantes, portanto o ângulo de atitude do veículo também é constante. Então a velocidade de "escorregamento" em uma viragem uniforme é igual a zero, conseqüentemente a velocidade angular é igual à velocidade de guinagem; - pode-se pois calcular o raio da curva dividindo a velocidade do veículo pela velocidade de guinagem.





α = ângulo de atitude dianteiro

β = ângulo de atitude traseiro

$$x = \rho \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$x + l = \rho \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$\rho = \frac{l}{\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha} \quad \begin{array}{l} \beta \text{ e } \alpha \text{ são muito} \\ \text{pequenos} \end{array} \quad \begin{array}{l} \operatorname{tg} \beta \cong \beta \\ \operatorname{tg} \alpha \cong \alpha \end{array}$$

$$\rho \cong \frac{l}{\beta - \alpha} \quad \text{logo } x \cong \frac{l \cdot \alpha}{\beta - \alpha}$$

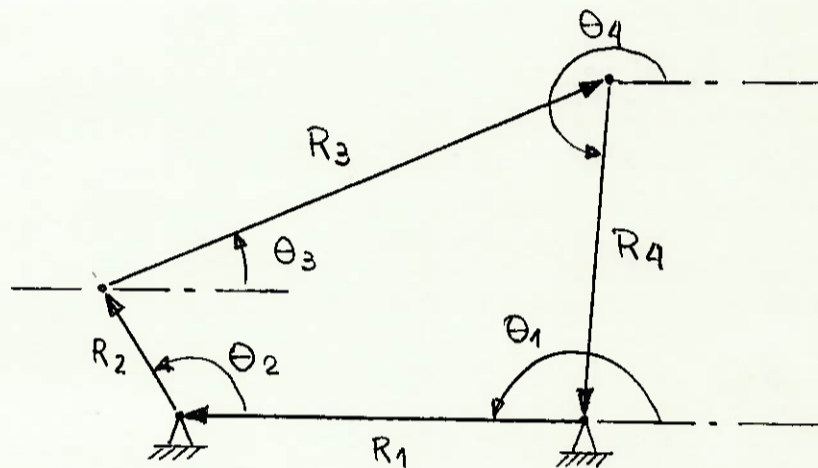
Equação de Freudenstein
(para obter somente 3 posições precisas)

$$\begin{cases} k_1 \cos \psi_1 + k_2 \cos \phi_1 + k_3 = \cos (\psi_1 - \phi_1) \\ k_1 \cos \psi_2 + k_2 \cos \phi_2 + k_3 = \cos (\psi_2 - \phi_2) \\ k_1 \cos \psi_3 + k_2 \cos \phi_3 + k_3 = \cos (\psi_3 - \phi_3) \end{cases}$$

3 equações

3 incógnitas (k_1, k_2, k_3)

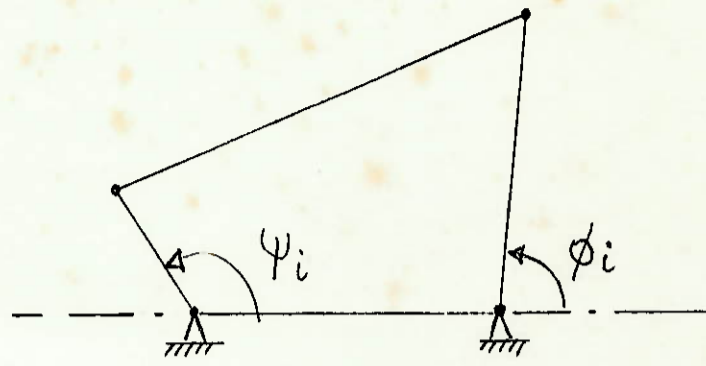
$$k_1 = \frac{R_1}{R_4} \quad k_2 = \frac{R_1}{R_2} \quad k_3 = \frac{R_3^2 - R_1^2 - R_2^2 - R_4^2}{2 R_2 R_4}$$



obs.: Dado R_i , os outros $R_j \neq i$ ficam implicitamente determinados

$$\theta_2 = \psi_i$$

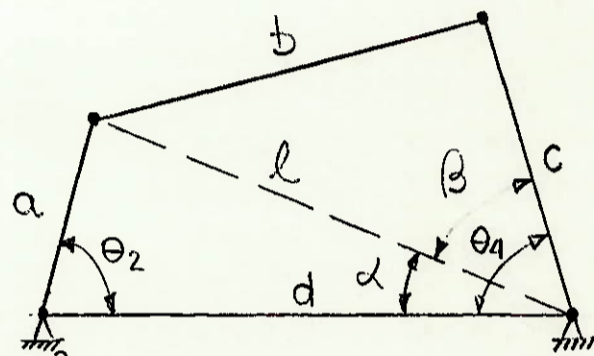
$$\theta_4 - 180^\circ = \phi_i$$



Modelagem matemática do mecanismo de 4 barras articuladas

Objetivo do estudo:

obeter $\theta_4 = f(\theta_2)$ dadas as dimensões das barras (a,b,c,d)



$$l^2 = a^2 + d^2 - 2ad \cos \theta_2;$$

$$\frac{l}{\sin \theta_2} = \frac{a}{\sin \alpha} \rightarrow \alpha = \arcsin \left[\frac{a}{l} \cdot \sin \theta_2 \right]$$

$$b^2 = c^2 + l^2 - 2cl \cos \beta \rightarrow \beta = \arccos \left[\frac{c^2 + l^2 - b^2}{2cl} \right]$$

$$\theta_4 = \alpha + \beta$$

$$\theta_4 = \text{arc sen} \left[\frac{a \dots \text{sen } \theta_2 \dots}{\sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos \theta_2}} \right] +$$

$$+ \text{arc cos} \left[\frac{a^2 - b^2 + c^2 + a^2 - 2ad \cos \theta_4}{2c \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos \theta_2}} \right]$$

podemos obter também

$$\Delta \theta_4 = g (\Delta \theta_2)$$

$$\text{onde : } \theta_4 = \theta_4' - \theta_4'$$

$$\theta_2 = \theta_2' - \theta_2'$$