UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE DESEMPENHO DE AUTOVEÍCULOS RODOVIÁRIOS CONSIDERANDO O PASSEIO DO CENTRO DE GRAVIDADE E RESTRIÇÕES IMPOSTAS PELO BINÔMIO PNEUMÁTICO x PAVIMENTO.

ANTONIO CARLOS CANALE

EESC - USP
Biblioteca
CAMPUS DE S. CARLOS

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

DEDALUS - Acervo - EESC
31100017515

ORIENTADOR : Prof. Dr. ROSALVO TIAGO RUFFINO

São Carlos

1991

Dedico este trabalho :

À Lauralice, pelo amor, incentivo e compreensão.

Aos meus pais, Liberato e Rosa, pelo apoio e solidariedade.

Às minhas filhas, Amanda e Sara, pelo carinho e amor.

AGRADECIMENTOS

- Ao Prof. Dr. Rosalvo Tiago Ruffino, pela orientação e pela oportunidade de realizar este trabalho.

- Ao Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, pela orientação, solicitude e amizade.

- Ao Prof. Davilson Lucato, pelas valiosas sugestões e críticas na elaboração do trabalho.

- Ao Prof. Dr. Mário Franceschini, pela revisão da linguagem e pelo incentivo demonstrado ao longo desta jornada.

- Á Sra. Neuza Celere, pela excelente orientação na organização bibliográfica.

- Aos colegas do Laboratório de Aeronaves, pelo incentivo e amizade.

- Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, que com dedicação na realização de suas funções, contribuíram para a concretização deste trabalho.

- Agradeço à General Motors do Brasil, pelo auxílio na aquisição dos dados experimentais solicitados.

ÍNDICE

PROPOSIÇÃO 1

INTRODUÇÃO 2

CAPÍTULO 1: ESTUDO DO MOVIMENTO E FORÇAS QUE AGEM NUM PNEUMÁTICO 6

1.1 - Considerações iniciais 6

1.2 - Características de um pneumático 6

1.3 - O movimento de rolamento e escorregamento dos pneumáticos 9

1.4 - Definição das forças que atuam num pneumático 20

1.5 - O pneumático com esforços conjugados no plano da roda e no plano lateral 25

1.6 - A roda no veículo 32

CAPÍTULO 2: FORÇAS QUE AGEM NUM AUTOVEÍCULO EM MOVIMENTO . 39

2.1 - Força devido à inclinação da pista (Rg) 39

2.2 - Força de resistência ao rolamento (Rr) 39

2.3 - Força de resistência do ar (Ra) 40

2.4 - Forças de inércia 44

2.5 - Resistência da transmissão 44

2.6 - Considerações finais 45

CAPÍTULO 3: ESTUDO DO POSICIONAMENTO DO CENTRO DE GRAVIDADE DO VEÍCULO 47

.longitudinal 57

.lateral 60

.altura 66

CAPÍTULO 4: ESTUDO DA FREAGEM COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO CENTRO DE GRAVIDADE 83

4.1 - Princípios e requisitos básicos para o sistema de freagem de um autoveículo 83

4.2 - O estudo do desempenho da freagem do veículo-exemplo como função do passeio do centro de gravidade 109

4.2.1 - Estudo dos pesos dinâmicos e forças de freagem nos eixos e nas rodas do veículo como função do passeio do c.g. 113

4.2.2 - Estudo do desempenho do processo de freagem com sistema de balanceamento fixo 145

4.2.3 - Sistemas automáticos de freagem com balanceamento contínuo e sistema anti-bloqueio das rodas 195

CAPÍTULO 5: VEÍCULO ACELERADO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO c.g. COM RESTRIÇÕES IMPOSTAS PELO BINÔMIO PNEUMÁTICO x PAVIMENTO 218

5.1 - Definição das características gerais do veículo-exemplo 218

5.2 - Elaboração dos diagramas de rendimento do veículo/exemplo em movimento não acelerado 223

5.3 - Obtenção da aceleração líqüida e tempo de retomada do veículo/exemplo 228

CAPÍTULO 6: DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES FINAIS 269

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 274

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA 284

ANEXO 287

N O T A Ç Ã O - N O M E N C L A T U R A - U N I D A D E

ABS - sistema anti-bloqueio das rodas.

Autoprin - programa computacional para o estudo do desempenho de autoveículos terrestres.

Oxyz - sistema de coordenadas retangular fixo no veículo,

A - área frontal do veículo,

a - aceleração [m/seg^2]; fator de proporcionalidade entre a força lateral gerada e o ângulo de escorregamento [kgf/° ou N/°],

amed - aceleração medida [m/seg^2],

α - inclinação da pista [°],

B - força de frenagem [kgf ou N],

B_f - força de frenagem no eixo dianteiro [kgf ou N],

Bfd 1.0 - força de frenagem no eixo dianteiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

Bfd 0.5 - força de frenagem no eixo dianteiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão de 0,5 [kgf ou N],

Bfdnot - força de frenagem no eixo traseiro , com c.g. na fronteira esquerda, com coef. adesão unitário, fora do balanceamento ótimo [kgf ou N],

Bfe 1.0 - força de frenagem no eixo dianteiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

Bfe 0.5 - força de frenagem no eixo dianteiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão de 0,5 [kgf

ou N],

Bfenot - força de frenagem no eixo dianteiro, com c.g. na fronteira esquerda, com coef. adesão unitário, fora do balanceamento ótimo [kgf ou N],

B_r - força de frenagem no eixo traseiro [kgf ou N],

Brd 1.0 - força de frenagem no eixo traseiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

Brd 0.5 - força de frenagem no eixo traseiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão de 0,5 [kgf ou N],

Bre 1.0 - força de frenagem no eixo traseiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

Bre 0.5 - força de frenagem no eixo traseiro com o c.g. do veículo sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando com coeficiente de adesão de 0,5 [kgf ou N],

b - desaceleração [m/seg^2],

bmaxdir - desaceleração máxima com c.g. do veículo sobre a fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal [m/seg^2],

bmaxesq - desaceleração máxima com c.g. do veículo sobre a fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal [m/seg^2],

bmaxideal - desaceleração máxima no balanceamento ótimo [m/seg^2],

C_a - coeficiente adimensional de resistência do ar,

calculado c/r - desaceleração obtida teoricamente com restrição do binômio pneumático x pavimento,

c.g. - centro de gravidade,

c/r - com restrição do binômio pneumático x pavimento,

desac. fronte - desaceleração durante frenagem com c.g. sobre a fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal [m/seg^2],

desac. frontd - desaceleração durante frenagem com c.g. sobre a fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal [m/seg^2],

desac.80/20 - desaceleração com o balanceamento 80% / 20% [m/seg^2],

desac.85/15 - desaceleração com o balanceamento 85% / 15% [m/seg^2],

desac. max.- desaceleração no balanceamento ótimo das forças de frenagem [m/seg^2],

desac. medida - desaceleração medida em testes de estrada [m/seg^2],

dif - relação de transmissão do diferencial,

esp.d - espaço percorrido durante frenagem com c.g. sobre a fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal [m],

esp.e - espaço percorrido durante frenagem com c.g. sobre a fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal [m],

esp.med - espaço medido em testes de estrada [m],

esp.min - espaço mínimo percorrido durante frenagem com balanceamento ótimo [m],

F - força de adesãoo da roda com o pavimento [kgf ou N],

F_{RS} - Força que a roda exerce no solo [kgf ou N],

f - coeficiente de resistência ao rolamento,

funcotf - função aproximadora média,

f_o - coeficiente de resistência ao rolamento que considera a pressão interna do pneumático,

$f_=$ - coeficiente de resistência ao rolamento que considera a pressão interna do pneumático,

G - inclinação da pista em porcentagem [%],

η - eficiência do sistema de transmissão do movimento do eixo do motor ao eixo das rodas motoras,

ψ - ângulo de escorregamento do pneumático [°],

γ_b - fator que considera a inércia dos elementos em rotação do veículo ligados às rodas,

H - altura do c.g. com relação ao solo [m],

H^* - altura do c.g. do veículo carregado com relação ao solo [m],

Hq - altura da carga colocada no veículo ao solo [m],

h - altura do c.g. com relação ao solo [m],

I - momento de inércia [m.kgf.seg^2],

K - coeficiente de força lateral [ ] e raio de giração [m],

L - distância entre eixos [m],

Lq - distância da carga colocada no veículo ao eixo dianteiro [m],

Lf^* - distância do c.g. do veículo carregado ao eixo dianteiro [m],

Lf_{om} - distância do c.g. do veículo na condição de peso em ordem de marcha, ao eixo dianteiro [m],

lf - distância do c.g. ao eixo dianteiro do veículo [m],

lr - distância do c.g. ao eixo traseiro do veículo [m],

M - torque de tração ou de frenagem na roda [mkgf ou Nm],

M_{db} - torque do motor durante frenagem do veículo [mkgf ou Nm],

M_i - torque de inércia proveniente da desaceleração dos elementos em rotação ligados às rodas [mkgf ou Nm],

M_t - torque de resistência devido aos atritos do sistema de transmissão [mkgf ou Nm],

m - massa [$kgf.seg^2.m^{-1}$]

medido 4 Rodas - desaceleração medida em testes de estrada pela revista 4 Rodas [m/seg^2],

μ - coeficiente de adesão,

μ_f - coeficiente de adesão utilizado pelo eixo dianteiro,

μ_o - coeficiente de adesão máximo,

μ_r - coeficiente de adesão utilizado pelo eixo traseiro,

μ_s - coeficiente de atrito no escorregamento,

P_i - peso da carga colocada na estação i [kgf ou N],

per.ef.max% - perda de eficiência percentual máxima durante a frenagem [%],

per.ef.min% - perda de eficiência percentual mínima durante a frenagem [%],

pesomed - peso medido [kgf ou N],

Q - carga colocada no veículo [kgf ou N],

θ - ângulo de inclinação da pista [°],

R_a - força de resistência do ar [kgf ou N],

R_g - força de resistência devido à inclinação da pista [kgf ou N],

R_r - força de resistência ao rolamento [kgf ou N],

R_{rf} - força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro [kgf ou N],

R_{rr} - força de resistência ao rolamento no eixo traseiro [kgf ou N],

R_i - força de inércia [kgf ou N],

r - raio da roda [m],

r_d - raio dinâmico do pneumático [m],

ρ - densidade do ar [kgf/m^3] ou [N/m^3],

S - força lateral [kgf ou N] e distância entre eixos do veículo [m],

Sq - distância da carga colocada no veículo às rodas do lado esquerdo [m],

S_1 - distância do c.g. às rodas do lado esquerdo do veículo [m],

S_2 - distância do c.g. às rodas do lado direito do veículo [m],

S_1^* - distância do c.g. do veículo carregado às rodas do lado esquerdo [m],

s/r - sem restrição dos pneumáticos,

T - força de tração [kgf ou N],

ufd - coeficiente de adesão do eixo dianteiro com o c.g. sobre a fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal,

ufe - coeficiente de adesão do eixo dianteiro com o c.g. sobre a fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal,

umax - coeficiente de adesão disponível máximo,

urd - coeficiente de adesão do eixo traseiro com o c.g. sobre a fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal,

ure - coeficiente de adesão do eixo traseiro com o c.g. sobre a fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal,

u0fdt - coeficiente de adesão no eixo dianteiro com o c.g. sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal,

u0fet - coeficiente de adesão no eixo dianteiro com o c.g. sobre a fonteira esquerda do passeio na longitudinal,

u0rdt - coeficiente de adesão no eixo traseiro com o c.g. sobre a

fronteira direita do passeio na longitudinal,

uÔret - coeficiente de adesão no eixo traseiro com o c.g. sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal,

V_{RS} - velocidade da roda com relação ao solo [m/seg ou km/h],

V_i - velocidade inicial de frenagem do veículo [km/h ou m/seg],

V_r - velocidade do veículo com relação ao ar local [km/h ou m/seg],

v - velocidade [km/h ou m/seg],

var.ef.pcg.max% - perda de eficiência percentual máxima devido ao passeio do c.g. do veículo [%],

W - peso do veículo [kgf ou N],

$w_{bf_{roda}}$ - peso dinâmico em uma roda do eixo dianteiro [kgf ou N],

$w_{br_{roda}}$ - peso dinâmico em uma roda do eixo traseiro [kgf ou N],

W_{df} - peso dinâmico no eixo dianteiro [kgf ou N],

wdf front dir. - peso dinâmico no eixo dianteiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal [kgf ou N],

wdf front. esq. - peso dinâmico no eixo dianteiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal [kgf ou N],

wdfd 1.0 - peso dinâmico no eixo dianteiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, freando ou tracionando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

wdfd 0.0 - peso dinâmico no eixo dianteiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, freando apenas com a ação da força de resistência ao rolamento [kgf ou N],

wdfe 1.0 - peso dinâmico no eixo dianteiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando ou tracionando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

wdfe 0.0 - peso dinâmico no eixo dianteiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando apenas com a ação da força de resistência ao rolamento [kgf ou N],

wdfnotdt - peso dinâmico no eixo dianteiro, com c.g. sobre fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão unitário [kgf ou N],

wdfnotd0 - peso dinâmico no eixo dianteiro, com c.g. sobre fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão = 0 [kgf ou N],

wdfnotet - peso dinâmico no eixo dianteiro, com c.g. sobre fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão unitário [kgf ou N],

wdfnote0 - peso dinâmico no eixo dianteiro, com c.g. sobre fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão = 0 [kgf ou N],

W_{dr} - peso dinâmico no eixo traseiro [kgf ou N],

wdr front. dir. - peso dinâmico no eixo traseiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal [kgf ou N],

wdr front. esq. - peso dinâmico no eixo traseiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal [kgf ou N],

wdrd 1.0 - peso dinâmico no eixo traseiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, tracionando ou freando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

wdrd 0.0 - peso dinâmico no eixo traseiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira direita do passeio na longitudinal, freando apenas com a ação da força de resistência ao rolamento [kgf ou N],

wdre 1.0 - peso dinâmico no eixo traseiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando ou tracionando com coeficiente de adesão unitário [kgf ou N],

wdre 0.0 - peso dinâmico no eixo traseiro com o c.g. do veículo posicionado sobre a fronteira esquerda do passeio na longitudinal, freando apenas com a ação da força de resistência ao rolamento [kgf ou N],

wdrnotet - peso dinâmico no eixo traseiro , com c.g. sobre fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão unitário [kgf ou N],

wdrnote0 - peso dinâmico no eixo traseiro , com c.g. sobre fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão = 0 [kgf ou N],

wdrnotdt - peso dinâmico no eixo traseiro , com c.g. sobre

fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão unitário [kgf ou N],

wdrnotd0 - peso dinâmico no eixo traseiro , com c.g. sobre fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal, fora do balanceamento ótimo, freando com coef. adesão = 0 [kgf ou N],

W_{om} - peso em ordem de marcha [kgf ou N],

W_{op} - peso operacional [kgf ou N],

W_{tm} - peso total máximo [kgf ou N],

W_{4f} - peso dinâmico no eixo dianteiro com o veículo sendo tracionado nos dois eixos [kgf ou N],

W_{4r} - peso dinâmico no eixo traseiro com o veículo sendo tracionado nos dois eixos [kgf ou N],

ω - velocidade angular [rad/seg],

ξ - relação de transmissão,

%pesotfd - peso dinâmico e força de frenagem percentuais no eixo dianteiro, fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal [%],

%pesotfe - peso dinâmico e força de frenagem percentuais no eixo dianteiro, fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal [%],

% wdf - peso dinâmico percentual no eixo dianteiro [%],

%wdfdot - peso dinâmico percentual no eixo dianteiro, na tração ou frenagem, com balanceamento ótimo, com c.g. na fronteira direita [%],

%wdfeot - peso dinâmico percentual no eixo dianteiro, na tração ou frenagem, com balanceamento ótimo e c.g. na fronteira

esquerda [%],

% wdr - peso dinâmico percentual no eixo traseiro [%],

%wdrdot - peso dinâmico percentual no eixo traseiro , na tração ou frenagem, com balanceamento ótimo, com c.g. na fronteira direita [%],

%wdreot - peso dinâmico percentual no eixo traseiro , na tração ou frenagem, com balanceamento ótimo e c.g. na fronteira esquerda [%],

RESUMO

Este trabalho aplica um procedimento para a análise do desempenho de um autoveículo rodoviário (Kadett GS 2.0 da General Motors do Brasil), em aceleração e desaceleração (freagem), considerando o "passeio do centro de gravidade" e as "restrições impostas pelo binômio pneumático × pavimento".

A dinâmica do processo de frenagem do veículo/exemplo é estudada, obtendo-se a desaceleração e o espaço percorrido, como função do "passeio do centro de gravidade" e das " restrições impostas pelo pneumático × pavimento". Comparações teórico-experimentais são realizadas.

Para o controle do processo de frenagem do veículo/exemplo, obtém-se uma "função-transferência" que muda continuamente o balanceamento das forças de frenagem nos eixos, utilizando-se, para isto, de sinais oriundos de um acelerômetro e de um sensor de peso instalados no veículo. Esta função otimiza o processo de frenagem para qualquer carregamento permissível do veículo e em qualquer nível de desaceleração (qualquer tipo de piso).

Deste veículo obtêm-se os diagramas de rendimento, aceleração líqüida para cada marcha engrenada, e, posteriormente, o "tempo de aceleração" e "retomada de velocidade", como função do "passeio do centro de gravidade" e das "restrições impostas pelo pneumático × pavimento". Comparações teórico-experimentais são também realizadas.

Em todos os casos, foram obtidos bons resultados na comparação teórico-experimental, validando o modelo matemático elaborado e o procedimento de análise.

ABSTRACT

This work applies a proceedure for the analysis of the performance of a road vehicle, (General Motors do Brazil, Kadett GS 2.0), in acceleration and deceleration (braking), which takes into consideration the centre of gravity envelope and the restrictions imposed by the tyre/surface relationship.

A study is made of the dynamic braking process of the vehicle/example, and the deceleration and distance covered are obtained as a functions of the c.g. position and the tyre/surface relationship. Comparisons are made between theory and experiment.

A transfer function is obtained for the control of the braking process of the vehicle/example, that continually changes the balance of the braking forces on the axles, through the use of signals transmitted from an accelerometer (g - meter) and a sensor giving the installed weight of the vehicle. This function optimizes the braking process for any permissible vehicle load and deceleration level, for any type of surface.

The performance diagrams, the acceleration in each gear, and, following these the acceleration time and time-to-return-to-normal-speed are obtained as functions of the position of the c.g. and the restrictions imposed by the tyre/surface relationship. Comparisons of theory with practice are also made.

In all cases, comparisons between theory and practice give good results, validating the mathematical model and the analysis proceedure.

P R O P O S I Ç Ã O

PROPOSIÇÃO

O presente trabalho se propõe a:

- Elaborar um modelo matemático para o estudo do desempenho de autoveículos terrestres quando em movimento acelerado ou desacelerado, utilizando-se da técnica do "passeio do c.g.", freqüentemente encontrada no projeto de aeronaves e veículos espaciais.

- Utilizar este modelo matemático na elaboração de um "software" com saída gráfica, de fácil utilização com os recursos computacionais normalmente encontrados na Indústria Nacional, para:

. previsão e análise de desempenho,

. verificação de aspectos e requisitos de segurança em veículos modificados, dando subsídios para a sua homologação,

. pesquisa e desenvolvimento de novos produtos e sistemas empregados em veículos automotores, como automóveis, caminhões, tratores, etc.

- Aplicar o modelo matemático e o "software" desenvolvido em um automóvel/exemplo (Kadett GS 2.0), com a confrontação teórico/experimental dos resultados obtidos.

- Sugerir a inclusão de teste de freagem nos veículos automotores em situações de carregamento, obtidas com o auxílio do passeio do c.g., que ,teoricamente, o levam a ter desempenho inferior aos obtidos sob carga total e/ou vazio, situações estas indicadas para testes de pista, conforme legislação vigente.

I N T R O D U Ç Ã O

INTRODUÇÃO

A partir da definição das "características fundamentais do veículo" como função da sua missão, aspectos técnicos, financeiros e mercadológicos,[1] o projeto pode se basear em dois métodos:

a) métodos teóricos e/ou empíricos e

b) métodos experimentais através de modelos e de testes em estrada realizados em protótipos e/ou já no veículo final.

Os métodos experimentais possuem a grande vantagem de possibilitar uma previsão (através de modelos), ou a obtenção (nos protótipos e no veículo final), do desempenho geral, dos aspectos de segurança e das qualidades de uso nas mais variadas e importantes condições operacionais do veículo. A sua grande desvantagem se encontra geralmente no alto custo financeiro e no tempo necessário para os ensaios. Técnicas e equipamentos especiais de medidas são necessários e também infra-estrutura, mão-de-obra treinada e qualificada, altos recursos financeiros e muitas vezes tempo insuficiente dentro do prazo para lançamento do produto final no mercado consumidor. Por estas razões, os métodos teóricos e empíricos devem ser largamente utilizados na estratégia de projeto do veículo.

Através dos métodos empíricos, pode ser acessada a experiência proveniente do projeto e fabricação de veículos

---

[1] características fundamentais: termo utilizado por Schirm O. no projeto da Brasília/Volkswagen.

automotores neste século, e também experiência acumulada pela própria empresa que os projeta.

Os métodos teóricos, obtidos com a elaboração de modelos matemáticos confiáveis, podem ser usados para analisar e prever o comportamento e desempenho do veículo nas mais diversas condições operacionais. Estes modelos tornam-se válidos e confiáveis com a confrontação teórico/experimental dos resultados obtidos e constituem acervo tecnológico da empresa. A larga utilização dos métodos teóricos aumenta a confiabilidade do projeto e a possibilidade de se obter o sucesso do empreendimento.

Através das análises realizadas pelos métodos teóricos, as condições operacionais e testes de segurança prioritários, onde o veículo apresenta menor desempenho dentro do seu espectro de uso, podem ser determinados, reduzindo os custos da fase experimental.

Esta otimização da fase experimental pode viabilizar a sua execução em veículos de baixa produção, ou mesmo em exemplares únicos, dando informações necessárias e confiáveis para os órgãos de homologação, responsáveis pela manutenção e aprimoramento da "segurança veicular"[2] no país.

Um dos objetivos deste trabalho é desenvolver um modelo matemático com a elaboração de um "software" para sua solução, viabilizando a sua utilização em larga escala nas diversas fases de projeto ou verificação de um autoveículo.

O "software" a ser desenvolvido será de fácil compreensão e uso, auto-explicativo, com resultados apresentados graficamente,

---

[2] segurança veicular: níveis de segurança na utilização do veículo

dando uma visualização abrangente das características do veículo, com qualquer carregamento permitido pelo seu fabricante.

Isto será obtido com a definição do "passeio do c.g",[3] técnica esta descrita e utilizada no capítulo 3 deste trabalho.

O desempenho geral de um autoveículo depende da iteração do pneumático x pavimento. O capítulo (1) mostra e revê os movimentos característicos e as forças atuantes na superfície de contato pneumático x pavimento, que determinam muitos dos seus limites de desempenho, qualidades de uso, manobrabilidade e estabilidade.

O balanceamento das forças que atuam num autoveículo em movimento sobre um pavimento, é fundamental para o estudo dinâmico e de desempenho do veículo. A descrição destas forças, bem como sua quantificação, são apresentadas no decorrer do capítulo 2 deste trabalho.

O capítulo 4 apresenta, com subsídios obtidos dos capítulos anteriores, um estudo do processo de freagem, como função do passeio do c.g., do Kadett GS 2.0, da General Motors do Brasil, tomado como veículo/exemplo.

Finalmente, no capítulo 5, o desempenho em aceleração positiva e na retomada de velocidade para o veículo/exemplo é obtido e apresentado, como função do passeio do c.g.. Nestes →

---

[3] passeio do centro de gravidade: região espacial (lugar geométrico), onde o centro de gravidade do veículo carregado poderá se encontrar dentro das inúmeras possibilidades de carregamentos permitidas pelo seu fabricante.

→ resultados são consideradas as restrições impostas pela força máxima suportada pelo binômio pneumático x pavimento, conhecidas a partir de agora, como restrições impostas pelo pneumático x pavimento.

CAPÍTULO 1

ESTUDO DO MOVIMENTO E FORÇAS QUE AGEM NUM PNEUMÁTICO

1- ESTUDO DO MOVIMENTO E FORÇAS QUE AGEM NUM PNEUMÁTICO

1.1 - Considerações iniciais

"Forças de tração nos veículos de transporte primitivos, como a carroça, eram externamente aplicadas. Nos veículos rebocados, a roda servia admiravelmente ao propósito fundamental: dar suporte à estrutura do corpo e reduzir o coeficiente de atrito ao movimento, tornando-o mais fácil".

Nos veículos autopropelidos, necessita-se de certas características adicionais no rolamento das rodas. É preciso transformar um torque originado dentro do veículo, em uma força de tração e, ao mesmo tempo, resistir às grandes forças laterais, permitindo o controle direcional efetivo do veículo de dentro do mesmo, o que se consegue com um alto coeficiente de atrito estático (coeficiente de adesão) entre o solo e a roda" (4).

1.2 - Características de um pneumático

O pneumático é um vaso estrutural (toroidal), que retém um volume de ar sob pressão, para suportar as cargas impostas pelo veículo. GOUGH (78), mostra as estruturas típicas dos pneumáticos e suas principais características.

A iteração entre o pneumático e o solo pode ocorrer das seguintes formas:

a) A rigidez estrutural do pneumático é muito maior que a resistência do solo (pavimento). O projetista pode então assumir que a roda é rígida no estudo dos seus movimentos. O solo poderá apresentar deformações elástica e/ou plástica. A deformação

plástica é caracterizada por sulcos permanentes no solo. Neste caso, a energia para a deformação do solo é predominante, geralmente interferindo significativamente no estudo dos movimentos do veículo. A fig. (1.1) mostra a roda rígida em movimento sobre o pavimento.

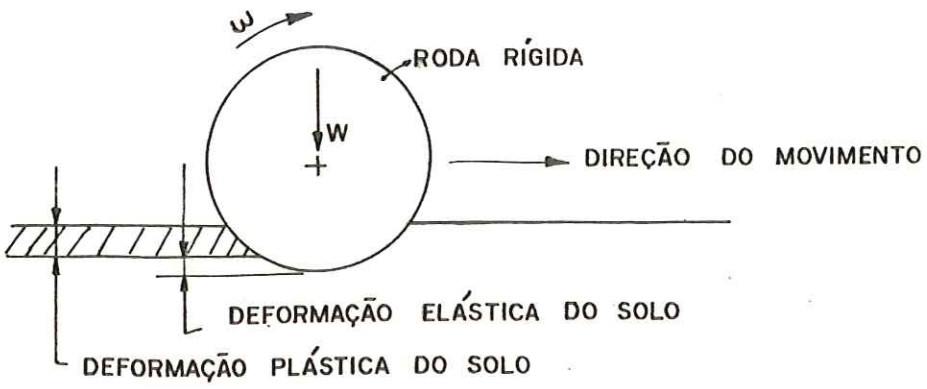


Fig. (1.1) - roda rígida x solo elástico e plástico

b) A rigidez estrutural do pneumático é muito menor que a resistência do solo. O projetista pode então assumir o solo como rígido, no estudo do movimento da roda sobre ele. A roda elástica apresentará deformações cuja energia envolvida é predominante, geralmente interferindo significativamente no estudo dos movimentos do veículo. A fig. (1.2) mostra a roda elástica em movimento sobre um solo rígido.

c) Combinação dos dois casos anteriores, onde as energias envolvidas no processo de deformação elástica do pneumático e deformações elástica e/ou plástica do pavimento interferem significativamente no estudo dos movimentos do veículo. A →

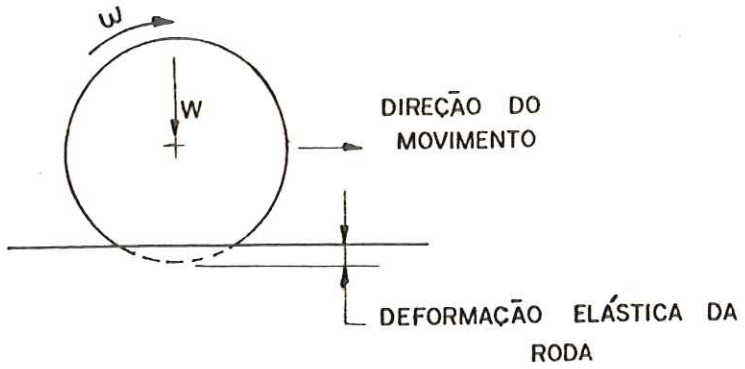


fig. (1.2) - roda elástica x solo rígido.

→ fig. (1.3) mostra a roda elástica em movimento sobre um solo que apresenta deformações elástica e plástica.

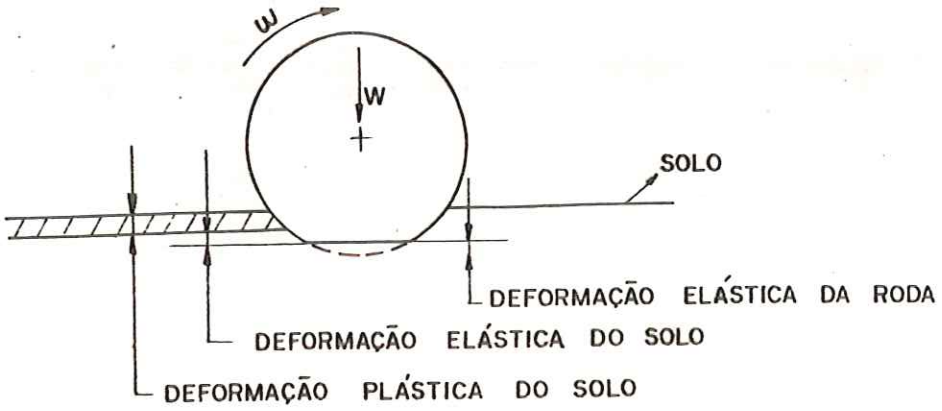


fig. (1.3) - roda elástica x solo elástico e plástico.

d) Quando as deformações que ocorrem na roda e no pavimento não interferem significativamente no estudo dos movimentos do veículo, o projetista pode assumir ambos, solo e roda, como rígidos.

PLACKETT (42) faz um revisão histórica de vários métodos para estimar a intensidade da força de resistência ao rolamento da roda e dos níveis de força de tração e lateral em pneumáticos sobre solos de baixa rigidez, caso usualmente encontrado no estudo de veículos "fora de estrada" (off-road), que se enquadra geralmente no ítem c).

Neste texto, vai-se ater, nos próximos capítulos, a pneumáticos que se movimentam sobre pavimentos de faces duras, como asfalto e concreto. O pneumático sobre pavimento de face dura apresenta uma área comum de contato, como mostra a fig. (1.4), e sua elasticidade é fator importante em muitas de suas propriedades, que serão apresentadas neste capítulo.

A distância entre o centro de giro da roda e o pavimento, observada na fig. (1.4) (r_d), caracteriza o "raio dinâmico do pneumático", indicado pelo seu fabricante e utilizado no estudo de desempenho do veículo.

1.3 - O movimento de rolamento e escorregamento dos pneumáticos

CANALE (4) apresenta a distribuição típica de pressão nas fibras da banda de rodagem de um pneumático em movimento de rotação sobre um pavimento, para diferentes tipos de →

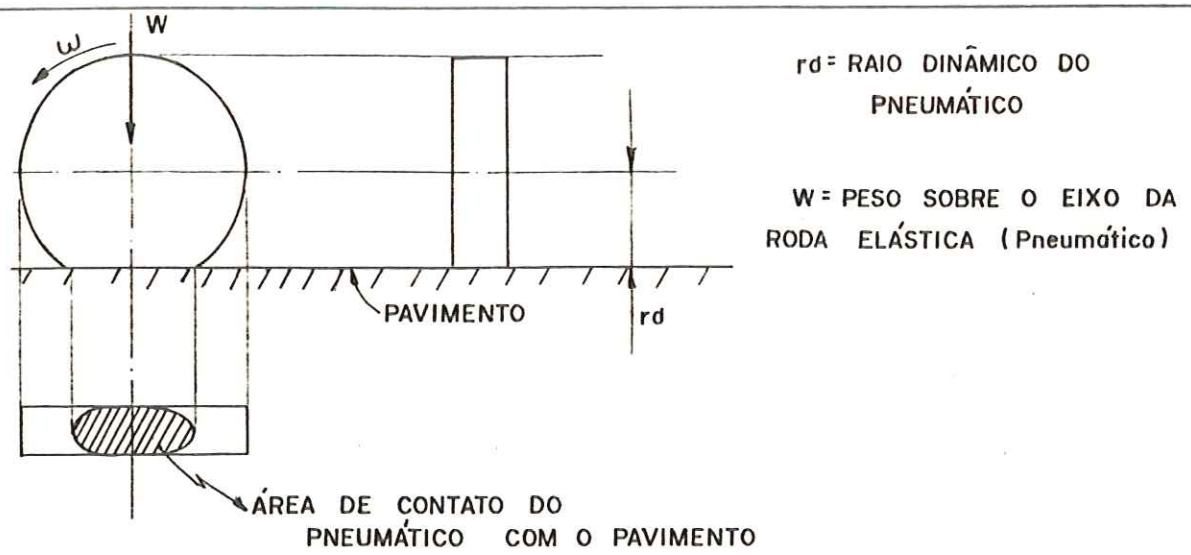


fig. (1.4) – área comum de contato pavimento x pneumático
FIG. DA REFERÊNCIA (4)

obs: pneumático de uso aeronáutico: forma da área de contato próxima de uma elípse (76),

pneumático de uso automotivo: forma da área de contato próxima de um retângulo (76).

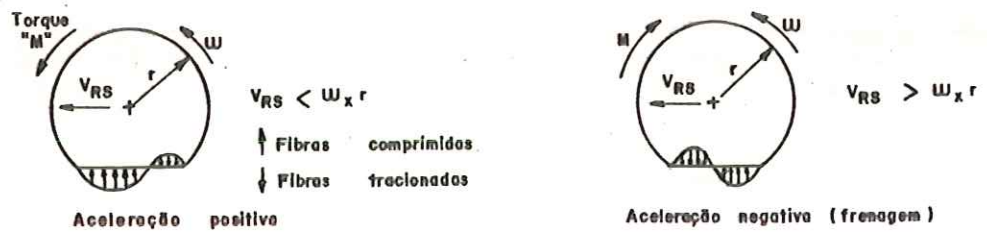


fig. (1.5) – distribuição de pressão na área de contato.
FIG. DA REFERÊNCIA (4)

→ carregamentos, conforme esquematizado na fig. (1.5).

A roda elástica, com velocidade relativa ao solo V_{RS}, pode estar sendo tracionada ou freada conforme fig. (1.5). Quando as

fibras comprimidas da banda de rodagem do pneumático se expandem sobre o pavimento, ocorre um escorregamento parcial que é adicionado ao movimento progressivo de rolamento da roda sobre o solo. Verifica-se experimentalmente que o escorregamento parcial cresce com o aumento da carga aplicada sobre a roda, a qual é transmitida ao pavimento pela área comum de contato. Esta carga transmitida apresenta experimentalmente um valor máximo, acima do qual, a roda elástica deixa rapidamente o movimento progressivo de rolamento, sobre o pavimento, para um escorregamento total. O bloqueio total do pneumático, quando freado ($\omega = 0$), é um exemplo típico do escorregamento total da roda sobre o pavimento.

Das afirmações acima, pode-se concluir que toda a força transmitida ao solo por uma roda elástica, resulta num escorregamento parcial dela e vice-versa. Verifica-se experimentalmente que a máxima transferência de carga para o solo se faz ,quando a percentagem do escorregamento com relação ao rolamento é de 10% a 20% (4).

A experimentação indica também que a capacidade do pneumático de suportar cargas aplicadas sobre ele, através da área comum de contato com o pavimento, é função da carga radial W, aplicada no seu eixo de rotação, mostrada na fig. (1.4). A relação entre a força transmitida pelo pneumático ao pavimento pela força normal (radial) aplicada no seu eixo de rotação, é chamada "coeficiente de adesão μ", quando a roda estiver no rolamento, e, "coeficiente de atrito dinâmico ou ao escorregamento μ_s", quando a roda estiver no escorregamento total.

A fig. (1.6), originada nos estudos realizados por TABOREK (7), mostra um gráfico típico do coeficiente de adesão de um pneumático como função do escorregamento parcial.

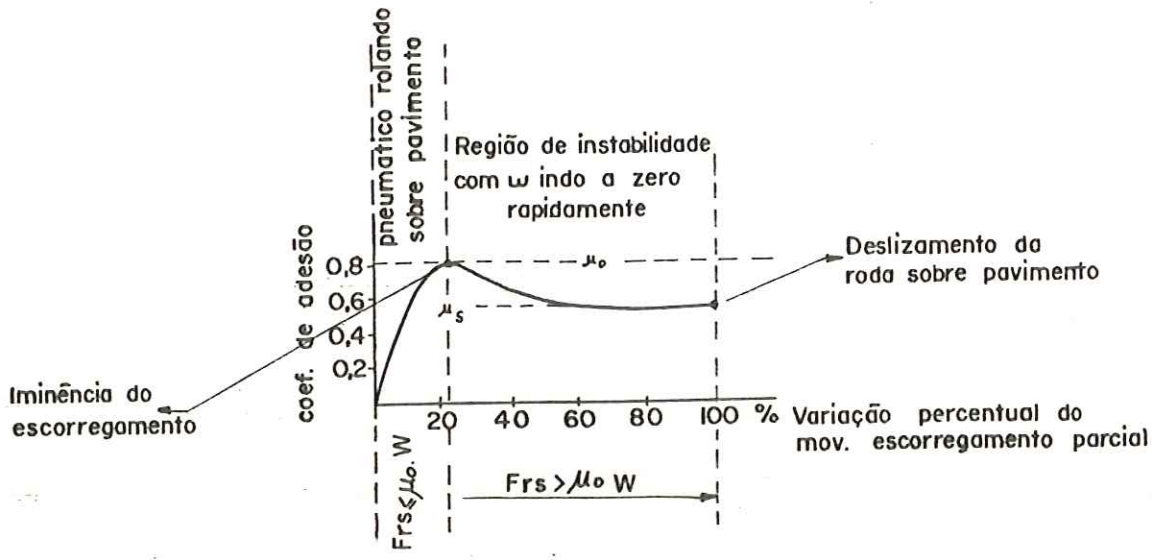


fig. (1.6) - coef. de adesão x escorregamento parcial de uma roda elástica

FIG. DA REFERENCIA (7)

A carga máxima suportada pela roda sobre o pavimento coloca o pneumático na iminência do escorregamento, utilizando todo o coeficiente de adesão disponível "μ_o", determinado pelas superfícies em contato. Este valor máximo μ_o será utilizado nos estudos posteriores de aceleração e desaceleração do veículo/exemplo.

Solicitações de carga na roda, acima de um valor máximo suportado pelas superfícies em contato, $F_{RS} > \mu_o.W$ conforme fig. (1.6), levarão a roda rapidamente para o escorregamento total, tendo μ_s como coeficiente de atrito entre as superfícies que deslizam.

O coeficiente máximo de adesão do pneumático versus pavimento estabelecerá os limites de desempenho do veículo em operação.

Valores práticos do coeficiente de adesão, necessários para o estudo dos movimentos dos autoveículos, são difíceis de ser obtidos, devido às muitas variáveis envolvidas no processo, que por sua vêz, são difíceis de ser controladas individualmente. Os principais fatores que influem no coeficiente de adesão são:

a) materiais em contato: borracha x asfalto, concreto, terra, lama, pedriscos, neve, gelo, etc.;

b) condições das faces em contato: limpas, com poeira, barro, óleo, úmida, com lâmina de água, etc;

c) classificação de serviço do pneumático: uso em auto-estrada (highway service), fora de estrada, uso misto, etc;

d) características construtivas do pneumático: forma da banda de rodagem, pressão nominal interna, elasticidade da borracha da banda de rodagem, rigidez da carcaça, elementos de reforço estrutural e suas direções (longitudinal, radial e cruzada), etc;

e) velocidade relativa pneumático x pavimento.

CANALE (4) apresenta uma tabela com valores médios de μ_o e

μ_s para diferentes tipos de materiais em contato e certas condições destas faces normalmente encontradas em uso, tabela esta reproduzida a seguir:

TABELA DA REFERENCIA (4)

FACES DE BORRACHA COM	μ_o	μ_s
Asfalto ou concreto (seco)	0,8 - 0,9	0,75
Concreto (molhado)	0,8	0,7
Asfalto (molhado)	0,5 - 0,7	0,4 - 0,6
Pedriscos	0,6	0,5
Estrada de terra (seca)	0,70	0,65
Estrada de terra (molhada)	0,55	0,4 - 0,5
Neve	0,20	0,15
Gelo	0,01	0,07

Tabela (1.1) - Valores médios dos coeficientes μ_o e μ_s

Esta tabela mostra e enfatiza a grande variação dos coeficientes máximos de adesão "μ_o" para diversos materiais em contato e condições destas faces, que normalmente são encontradas na operação de veículos automotores.

Curvas típicas do coeficiente de adesão para diversos materiais em contato, que foram obtidas em ensaios de freagem,

podem ser observadas nos estudos de INGRAM (14), mostrados na fig. (1.7).

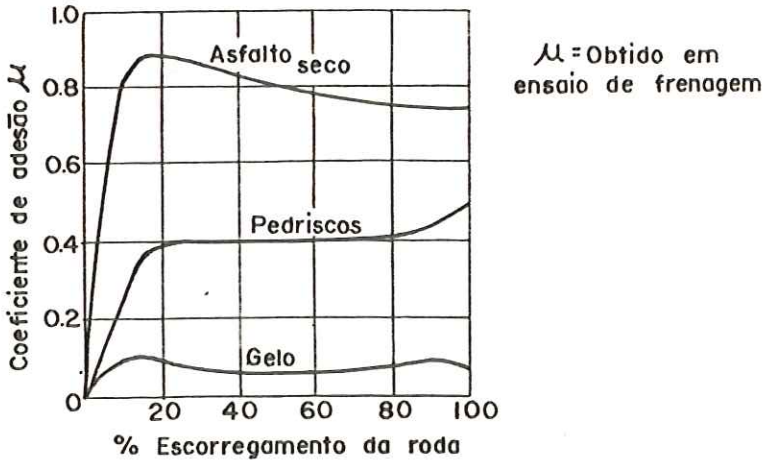


fig. (1.7) - Coef. de adesão x escorregamento parcial para asfalto, pedriscos e gelo.

FIGURA DA REFERENCIA (14)

O gráfico acima mostra, para o asfalto (tarmac), uma relação próxima da linear entre o coeficiente de adesão e o escorregamento parcial da roda, na faixa de μ, variando entre zero e próximo do máximo (0,9). Este gráfico explica também a grande dificuldade de se controlar um veículo em movimento sobre o gelo, devido ao baixo coeficiente de adesão disponível, ocorrendo com muita freqüência o escorregamento total da roda sobre a pista.

Valores do coeficiente de adesão de pico (μ_o) e do coeficiente de atrito no escorregamento (μ_s) são mostrados a seguir, obtidos em ensaios de freagem por WILLIAMS (10), em pista molhada, como função da velocidade do veículo, para pneumáticos de diferentes classificações de uso em dois

pavimentos distintos: asfalto molhado (fig. (1.8.a)) e pedrisco molhado (fig. (1.8.b)).

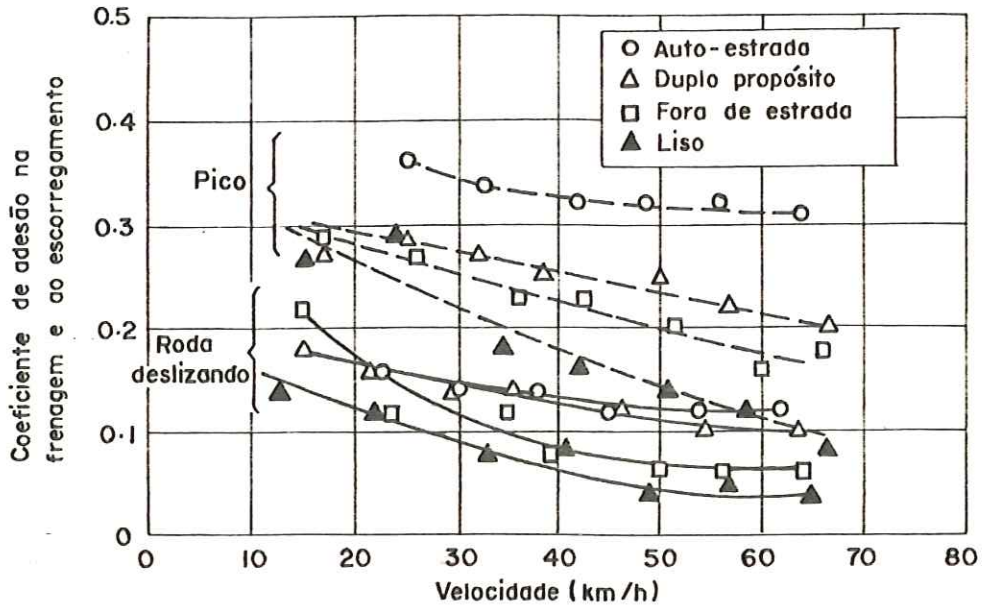


Fig. (1.8.a) - Coeficiente de adesão x velocidade do veículo (asfalto molhado)

FIG. DA REFERENCIA (10)

Observa-se nas figs. (1.8.a e 1.8.b) a tendência da diminuição do coeficiente de adesão de pico e do coeficiente de atrito no escorregamento com o aumento da velocidade do veículo. O pneumático para uso em "auto-estrada" apresenta os maiores coeficientes de adesão de pico comparado com os demais.

Observações práticas indicam que pneumáticos, utilizados em veículos de transporte de carga (veículos comerciais), fornecem coeficientes de adesão de pico menores do que os obtidos em pneumáticos de uso exclusivo em automóveis, especialmente em estradas de faces lisas e molhadas (9). De pneumáticos em uso

FIG. DA REFERENCIA (10)

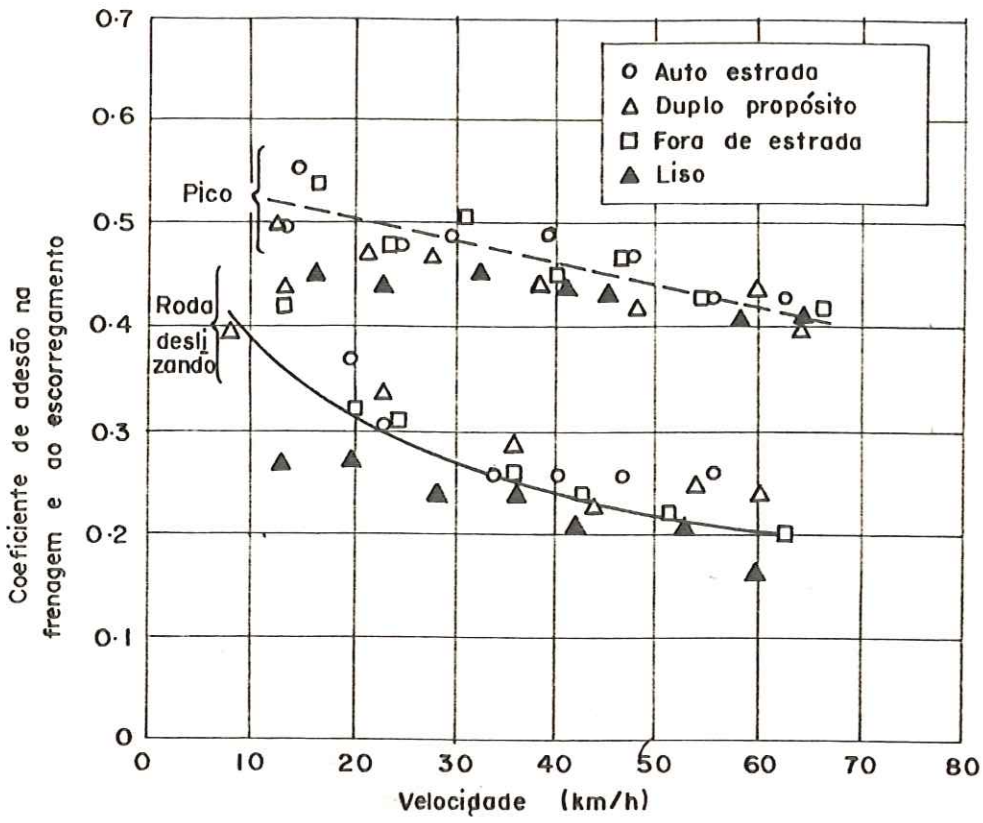


Fig. (1.8.b)- Coef. adesão x veloc. veículo (pedrisco molhado)

nos veículos comerciais esperam-se, em primeira instância, boas propriedades no que se refere ao desgaste em temperaturas operacionais normalmente mais altas, o que muitas vezes inibe o uso de materiais especiais na banda de rodagem, que apresentam melhores coeficientes de adesão. Este é um fator menos sensível nos automóveis, o que permite uma maior liberdade no uso destes materiais especiais. Ensaios de freagem em pista molhada, realizados por WILLIAMS (10), comparam gráficamente, fig. (1.9), valores dos coeficientes de adesão de pico, como função da velocidade do veículo, obtidos para pneumático de uso exclusivo em automóveis e de uso comercial, classificação: auto-estrada.

FIG. DA REFERENCIA (10)

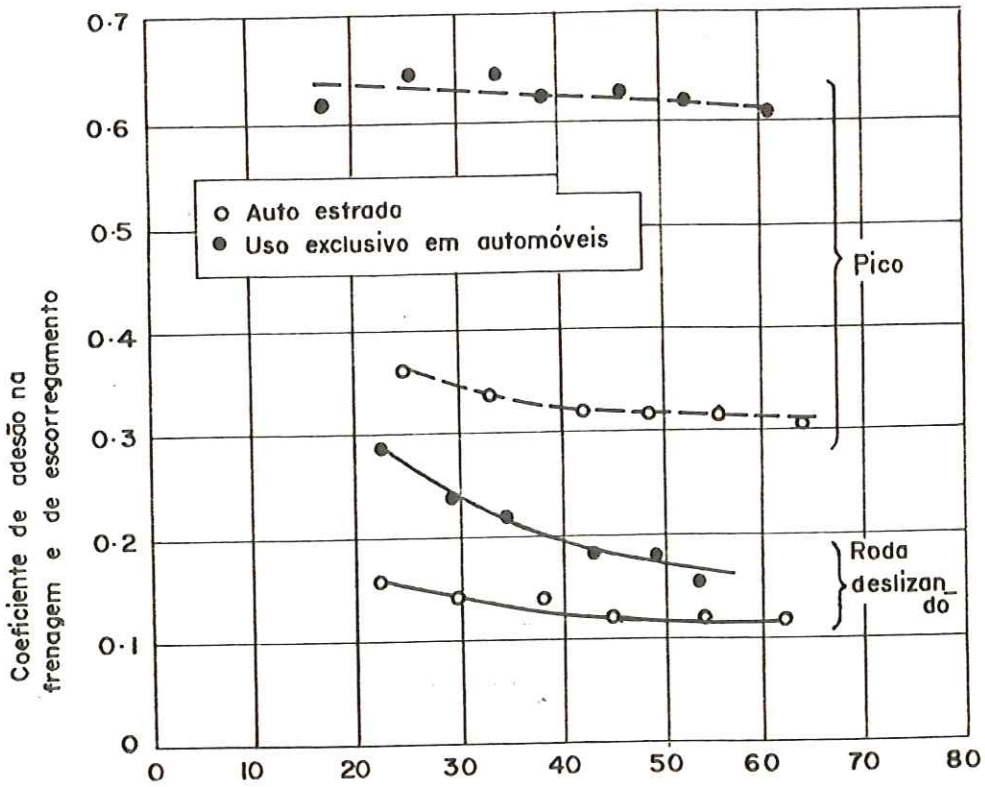


Fig. (1.9) - Coef. de adesão de pico x veloc. do veículo.

FIG. DA REFERENCIA (2)

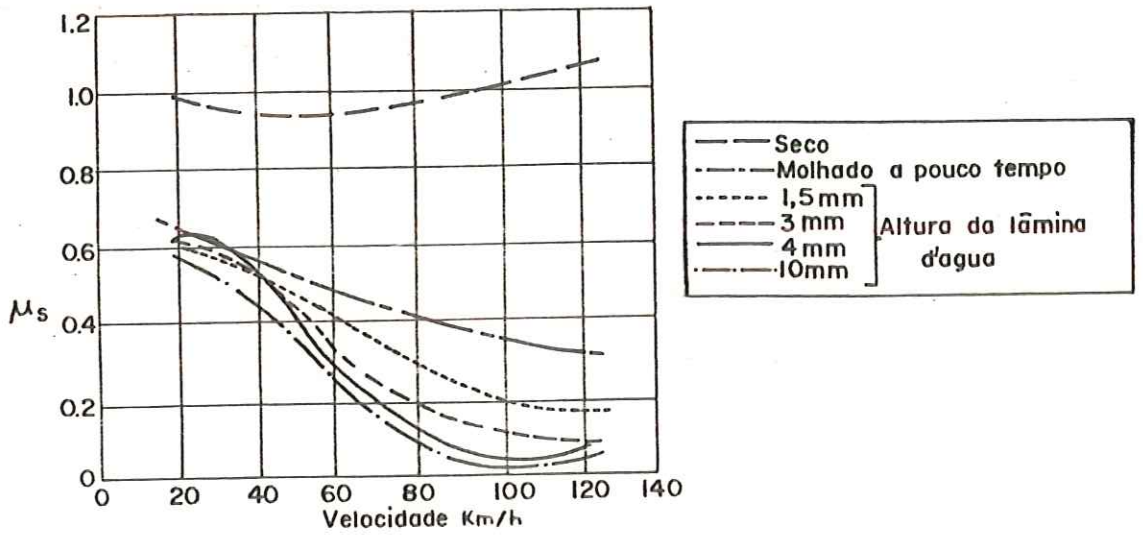


Fig. (1.10) - Coef. de atrito no escorregamento x veloc. veic.

Estudos e ensaios realizados, por NEWCOMB (2), mostram, na fig. (1.10) da página anterior, como função da velocidade do veículo, intensa variação do coeficiente de atrito no escorregamento (μ_s) com a altura da lâmina de água sobre uma pista de concreto.

As figs. anteriores e, em especial, as figuras (1.8.a) e (1.8.b) mostram variações grandes nos coeficientes de adesão de pico e de escorregamento, com os diversos fatores que ocorrem usualmente com os veículos automotores em operação. O coeficiente de adesão de pico poderá variar desde o seu valor máximo (próximo de 1 em pista de asfalto/concreto em boas condições), até próximo de zero com o veículo em pista molhada com lâmina de água (aquaplanagem).[4] Esta larga variação terá influência decisiva no desempenho do veículo, principalmente nos aspectos de manobrabilidade, estabilidade e no processo de freagem. Cabe aos engenheiros projetistas considerar cuidadosamente este importante fato, utilizando os recursos necessários e disponíveis, bem como otimizando as muitas variáveis do veículo, para obter, tanto quanto possível, obstinadamente, os melhores níveis de segurança, fator reconhecido atualmente como "fundamental", na operação destes veículos. Esta variação será considerada nos estudos posteriores de aceleração e desaceleração do veículo/exemplo

---

[4]Clark (76) mostra o contato típico entre o pneumático e o pavimento molhado (com lâmina d'água), até a ocorrência do fenômeno da aquaplanagem.

realizados nos capítulos posteriores deste trabalho.

O movimento de rolamento de uma roda pode ocorrer somente no "plano da roda", definido na fig. (1.11).

O sistema de coordenadas Oxyz, adotado nesta figura, é fixo na roda e se move com ela.

1.4 - Definição das forças que atuam num pneumático

A força de tração T' é gerada no motor do veículo e transmitida à roda geralmente por um trem de engrenagens. A força de freagem B' é gerada normalmente no atrito entre as guarnições e discos e/ou tambores do freio.

Observa-se na prática que, se perturbações externas aplicadas à roda forçarem a direção do movimento a divergir do plano de rolamento da roda, caracterizando o ângulo ψ de escorregamento, como mostra a fig. (1.11), o pneumático reagirá com uma força lateral de atrito S'.

Uma vista de planta da roda em movimento é mostrada na fig. (1.12), com estas forças indicadas.

Num movimento circular uniforme, o ângulo de escorregamento ψ deve gerar a força lateral S que, em módulo, deve ser igual à força centrífuga do movimento circular. A estabilidade e manobrabilidade do veículo é função da capacidade e habilidade→

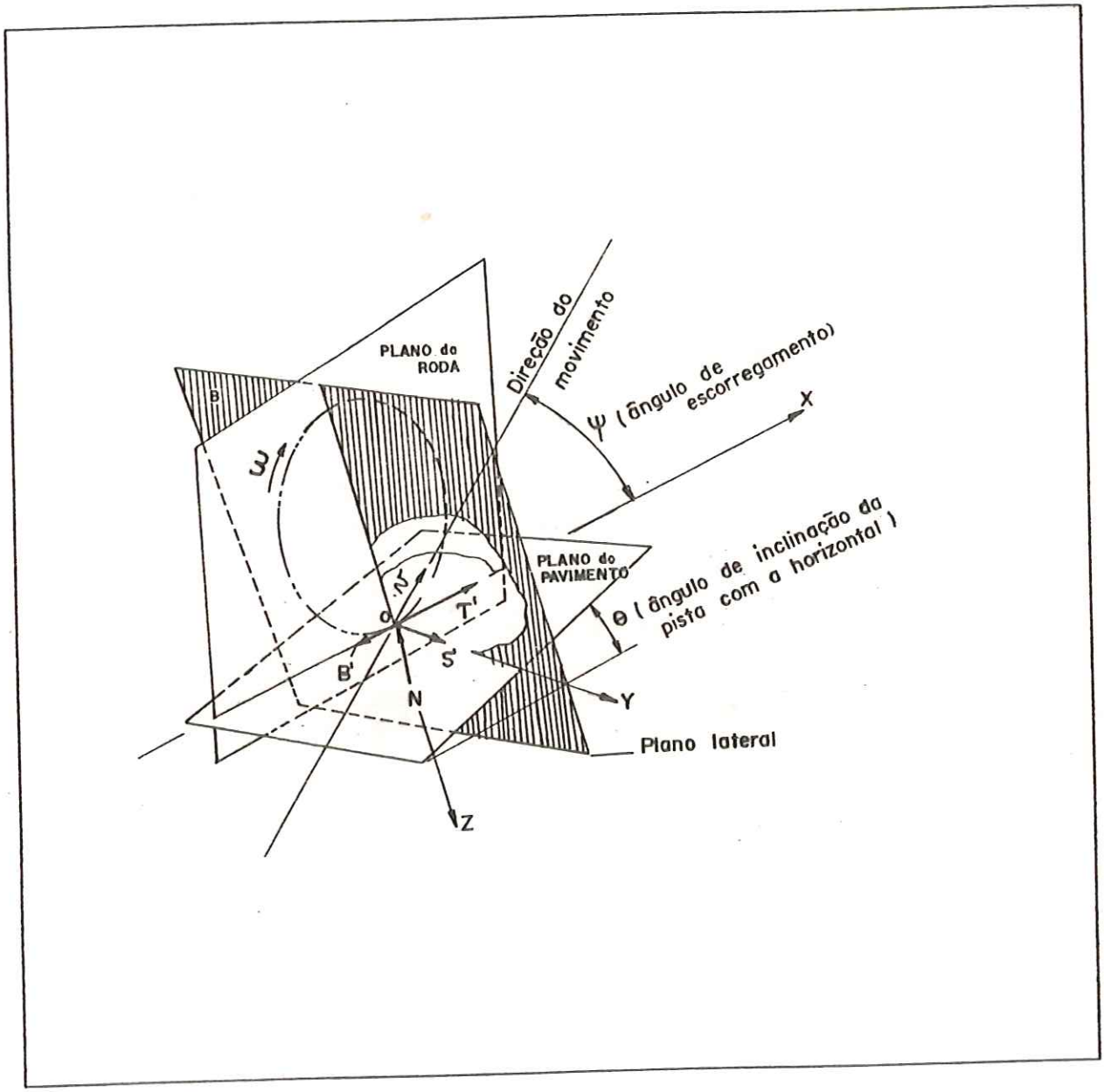


fig. (1.11) - Planos que orientam a roda com relação ao solo.

→ dos pneumáticos de gerar forças laterais.

INGRAM (14) apresenta um gráfico típico, fig. (1.13),

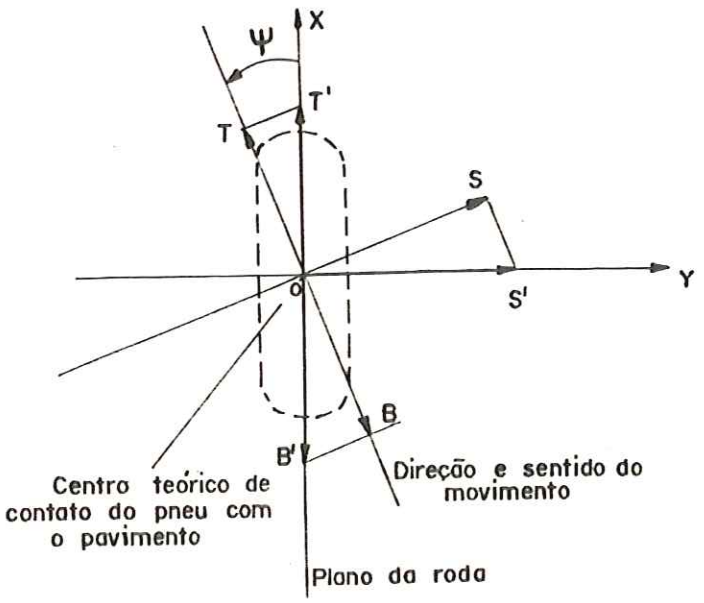


fig. (1.12) - Vista de planta da roda em movimento.

FIG. DA REFERENCIA (14)

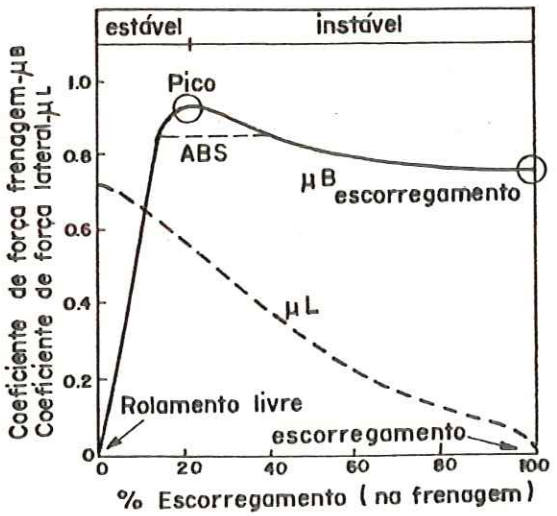


fig. (1.13) - relação típica entre o coef. de adesão e escorregamento parcial de um pneumático.

relacionando o coeficiente de adesão numa freagem e o coeficiente de força lateral como função do escorregamento parcial da roda. Define-se coeficiente de força lateral a relação entre a força lateral gerada para um dado ângulo de escorregamento por unidade de carga radial.

Um fato importante que pode ser observado na fig. (1.13): com a roda bloqueada, isto é, com escorregamento de 100% sobre o pavimento, a força lateral disponível é zero, o que tem fortes implicações durante a freagem de um veículo. O travamento das rodas faz com que elas percam a capacidade de suportar esforços laterais (forças centrífugas originadas nas manobras), acarretando a perda do controle e da estabilidade do veículo, situação esta extremamente perigosa para o operador ou passageiros do veículo.

Os principais fatores que influem na capacidade do pneumático de suportar esforços laterais são:

a) carga radial;

b) ângulo de escorregamento;

c) pressão interna dos pneumáticos;

d) velocidade e

e) classificação quanto ao seu uso.

Ensaios de estrada, realizados por WILLIAMS (10), mostram, fig. (1.14), variações entre a força lateral gerada por unidade de carga radial e o ângulo de escorregamento ψ, para pneumáticos de diferentes classificações de uso. Os ensaios foram realizados em pista de asfalto molhado para três velocidades diferentes do veículo.

FIG. DA REFERENCIA (10)

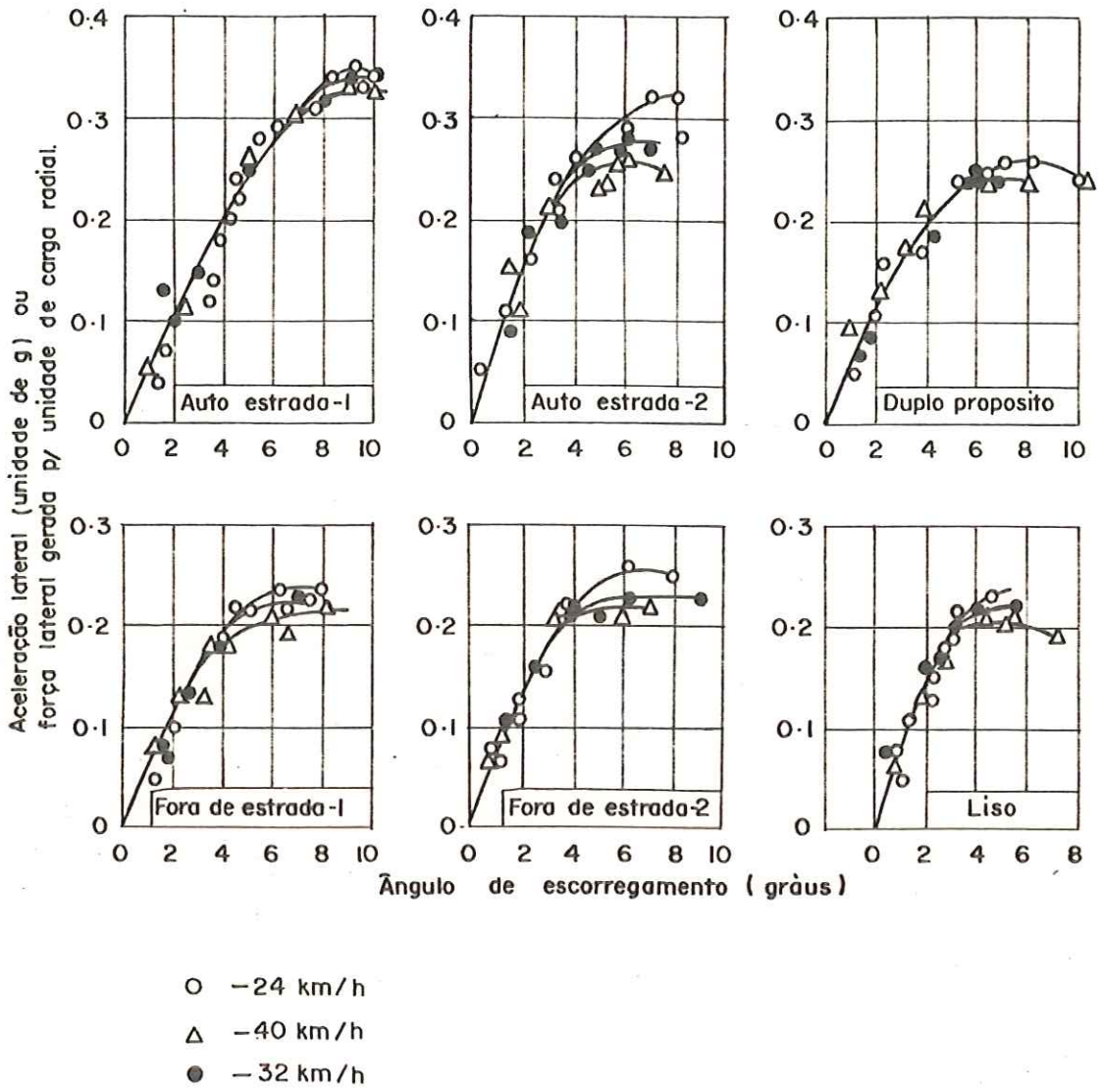


fig. (1.14) - Aceleração lateral x ângulo de escorregamento.

Estudos realizados por WILLIAMS (10), fig. (1.15), mostram a tendência de diminuição da força lateral por unidade de carga radial com o aumento da velocidade. Faz uma comparação gráfica para três tipos diferentes de pneumáticos em três carregamentos diferentes.

A capacidade de suportar esforços laterais é crescente com o aumento da pressão interna do pneumático, até valores um pouco acima de sua pressão nominal. A partir daí, há uma tendência crescente de diminuição desta capacidade, chamando ainda a atenção para o fato de que pressões internas, acima da nominal do pneumático, podem causar danos à sua integridade estrutural.

DUDZINSKI, (48) e (49), apresenta uma revisão da literatura sobre forças geradas nas rodas esterçadas na sua interação com solos de faces duras e moles e suas principais variáveis, necessárias no estudo dos movimentos dos autoveículos com rodas.

1.5 - O pneumático com esforços conjugados no plano da roda e no plano lateral

A força longitudinal, na direção de x, fig. (1.12), é a soma da força de freagem B' e a força de resistência ao rolamento da roda Rr. Isto implica que:

$$X = -(B' + Rr) \qquad (1)$$

Quando o veículo estiver tracionado, com um torque gerado no motor e levado à roda por um sistema de transmissão de movimento, a expressão (1) será:

$$X = T' - Rr \qquad (2)$$

FIG. DA REFERENCIA (10)

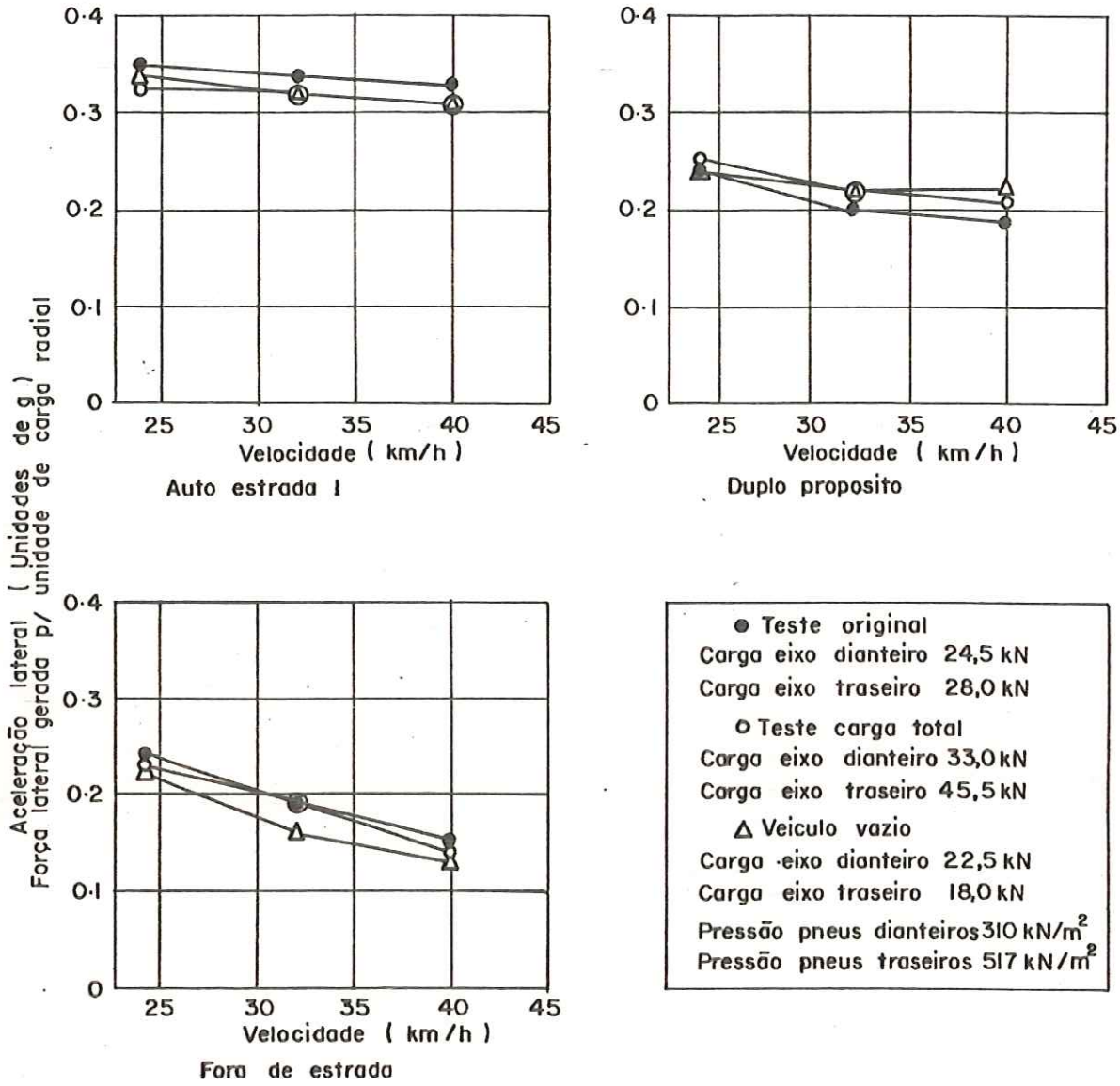


Fig. (1.15) - Aceleração lateral x velocidade do veículo.

A força de resistência ao rolamento, sempre contrária ao sentido do movimento, traduz a energia de movimento perdida pelo veículo, na sua transformação em energia térmica, gerada pelo escorregamento parcial dos pneumáticos sobre o pavimento e pelo atrito interno dos materiais em deformação cíclica dos pneumáticos e deformações elásticas e/ou plásticas do pavimento. Esta força atua em todos os instantes desde o início do movimento, sendo sempre indesejada pelos projetistas.

Em um veículo, a força de resistência ao rolamento é a soma das parcelas que ocorrem em cada uma de suas rodas.

A relação entre a força de resistência ao rolamento e a carga radial sobre o eixo da roda é chamada "coeficiente de resistência ao rolamento f", o que implica:

$$Rr = f \cdot W \qquad (3)$$

No contato de pneumáticos com pavimentos de face dura (asfalto e concreto), vários são os fatores que influenciam no coeficiente de resistência ao rolamento, dentre os quais se destacam:

a) velocidade e

b) pressão interna do pneumático.

TABOREK (43) desenvolveu no "Institute of Technology in Stuttgart", uma expressão empírica para o cálculo de "f", como função da velocidade e da pressão interna do pneumático, para pista de concreto ou asfalto, reproduzida a seguir:

$$f = f_o + 3{,}24\ f_s\ (v/100)^{2,5} \qquad (4)$$

onde, v = velocidade em mi/hr (milhas por hora),

f_o e f_s são coeficientes que consideram o efeito da pressão →

→ interna dos pneumáticos obtidos na fig. (1.16)

FIG. DA REFERENCIA (49)

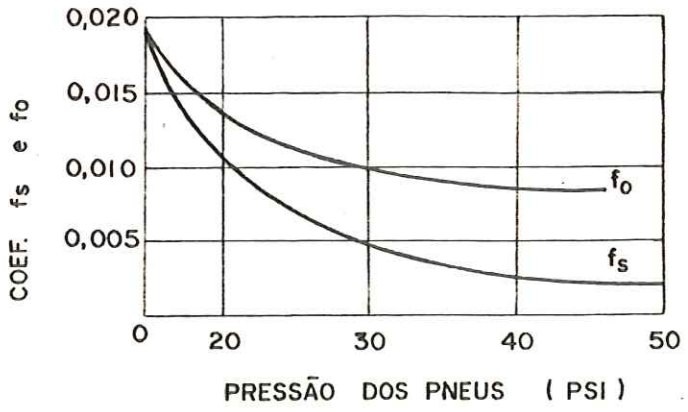


fig. (1.16) - coeficientes fo e fs

PLACKETT (42) faz uma revisão histórica dos vários trabalhos realizados para o cálculo da força de resistência ao rolamento para solos moles e soltos.

No estudo dos movimentos de veículos automotivos sobre pavimentos duros, são assumidas geralmente as seguintes hipóteses: (44, 46)

a) a força lateral gerada é proporcional à carga vertical (radial) e pode, portanto, ser escrita com um coeficiente de força lateral "K". Isto implica em:

$$S = K \cdot W \qquad (5)$$

A fig. (1.15) mostra, conforme hipótese assumida acima, que o coeficiente "K" varia pouco com a carga radial, podendo-se assumí-lo como uma constante.

b) O coeficiente de força lateral "K" é linearmente proporcional ao ângulo de escorregamento para ângulos pequenos. Os gráficos apresentados na fig. (1.14) mostram esta tendência. Para ângulos de escorregamento ψ maiores, funções mais complicadas deverão ser utilizadas, o que, no estudo de estabilidade e controle, introduz não linearidades nas equações de movimento, dificultando a solução e a análise delas.

c) As forças de freagem e de tração na roda não têm efeito prático significativo sobre a força lateral gerada, até ocorrer o escorregamento da roda, quando ela se reduz a zero. Pode-se assumir, então, que a força lateral gerada é função do ângulo de escorregamento e da carga radial sobre o eixo da roda.

Para solos moles, a força lateral varia de forma exponencial com o ângulo de escorregamento, como mostram os estudos desenvolvidos por CROLLA (45).

Ainda para solos moles, a intensidade da força de freagem ou tração influencia de modo significativo a força lateral disponível. Para estes casos, um método aproximado para se determinar a força lateral disponível, para um dado ângulo de escorregamento, quando o pneumático é submetido a forças de tração ou freagem, é desenvolvido por ELLIS (56).

A força total resultante num pneumático sob freagem seria então:

$$X = -(B' + f \cdot W) \qquad (6)$$

$$Y = K \cdot W \Rightarrow \qquad (7)$$

$$\Rightarrow Y = a \cdot \psi \cdot W , \qquad (8)$$

onde "a" é o fator de proporcionalidade entre a força lateral gerada e o ângulo de escorregamento.

Em solos firmes, a força de resistência ao rolamento pode ser desprezada na presença da força de freagem ou de tração (72). Com isto, pode-se adotar:

$$X = -B' \tag{9}$$

Dividindo (9) e (8) por W, ter-se-á:

$$X' = -B'' \tag{10}$$

$$Y' = a \cdot \psi \tag{11}$$

A resultante das forças no pneumático, que deverá ter um limite para se garantir o movimento de rolamento, proporcionando estabilidade e dirigibilidade ao veículo, será:

$$R' = (X'^2 + Y'^2)^{0,5} \leq \mu_o \quad \Rightarrow \tag{12}$$

$$\Rightarrow B''^2 + (a \cdot \psi)^2 = \mu_o^2 , \tag{13}$$

com o veículo freando na iminência do escorregamento (máximo desempenho de freagem do veículo).

Assumindo μ', como o coeficiente de adesão utilizado pela força de freagem B', e substituindo em (13), ter-se-á:

$$\mu'^2 + (a \cdot \psi)^2 = \mu_o^2 \tag{14}$$

Toma-se como exemplo o pneumático de uso comercial da fig. (1.14), de classificação auto-estrada 1, sobre pista de asfalto molhada ($\mu_o = 0,3$), e tem-se:

$$\mu'^2 + (0,05)^2 . \psi^2 = 0,3^2 \tag{15}$$

Com a expressão (15) a elípse de carga conjugada do pneumático pode ser obtida, como se mostrada na fig. (1.17).

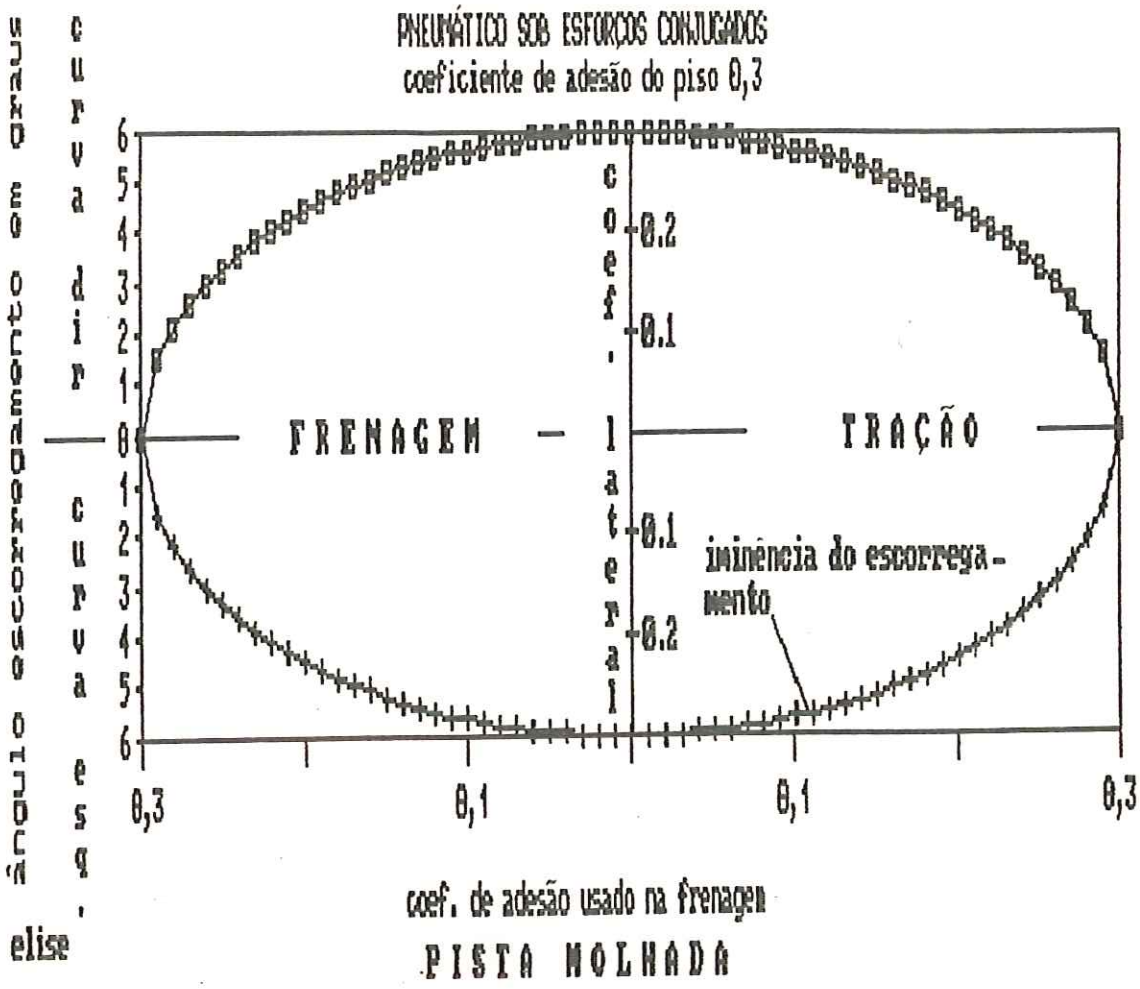


Fig. (1.17) - Coeficiente de adesão disponível durante movimento acelerado ou desacelerado do veículo, conjugado com força lateral

.....

A diminuição da força disponível de freagem/tração, com a presença da força lateral, terá implicação no desempenho do veículo, fato que será comentado posteriormente neste trabalho.

1.6 - A roda no veículo.

O movimento de translação de um veículo implica na rotação das rodas e de todo o sistema interno de geração e transmissão de torque. Acelerar ou desacelerar o veículo implica em acelerar ou desacelerar todas as massas em movimento de rotação das rodas e de todos os componentes mecânicos ligados a elas.

O sistema de freios do veículo deve ter a capacidade de produzir um torque de freagem nas rodas, que as leve na iminência do escorregamento, utilizando, com isto, toda a capacidade de frear do binômio pneumático x pavimento e desacelerar todas as massas em rotação ligadas às rodas.

Por outro lado, o motor e o sistema de transmissão de movimento às rodas devem produzir, nas primeiras marchas engrenadas, torque que acelere o veículo e ao mesmo tempo as massas dos elementos em rotação, utilizando a capacidade do binômio pneumático x pavimento.

Para ilustrar estes aspectos, que serão utilizados posteriormente neste trabalho, vão-se tomar os estudos realizados por FUFAEV (41), que mostra, através de um exemplo simples, as condições para a freagem de uma roda, considerando sua inércia, para que não ocorra o movimento de escorregamento, o que a torna incapaz de suportar esforços laterais. Fufaev obtém as equações de movimento de uma roda elástica, considerada como um disco uniforme de massa "m", raio "r", descendo um plano inclinado α, conforme fig. (1.18), sendo freada por um torque T, gerado no sistema de freio. A força F de adesão da roda com o pavimento é

limitada pelo coeficiente de adesão máximo μ_o, para garantir a existência do movimento de rolamento.

A fig. (1.18) mostra as forças e torques que atuam na roda:

FIG. DA REFERENCIA (41)

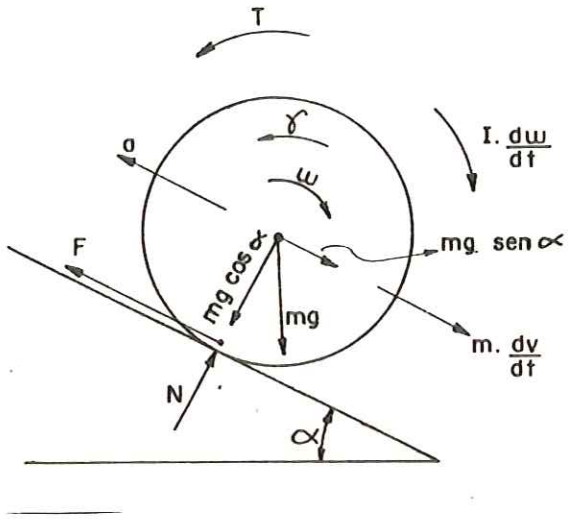


fig. (1.18) - Roda freada descendo um plano inclinado.

Equações de movimento da roda:

$$I \frac{d\omega}{dt} + F \cdot r - T = 0 \qquad (16)$$

$$m \frac{dv}{dt} + m\, g\, \text{sen}\alpha - F = 0 \qquad (17)$$

Com a roda na iminência do escorregamento tem-se:

$$F = m.g.\cos\alpha.\mu_o \tag{18}$$

Se a roda rola sobre o pavimento, pode-se utilizar:

$$v = \omega\, r \quad \Rightarrow \quad \frac{dv}{dt} = r\,\frac{d\omega}{dt} \tag{19}$$

Para uma roda considerada como um disco uniforme, tem-se:

$$I = \frac{1}{2}\, m\, r^2 = m\, k^2, \tag{20}$$

onde k é o raio de giração.

Substituindo (17), (18), (19) e (20) em (16) tem-se:

$$\frac{T^*}{m.g.r} = \mu_o.(1 + \frac{k^2}{r^2}).\cos\alpha - \frac{k^2}{r^2}.\operatorname{sen}\alpha \quad , \tag{21}$$

onde T^* é o torque gerado no freio com a roda na iminência do escorregamento.

Para que a roda esteja realmente desacelerando, a seguinte condição deve ser satisfeita:

$$T > m.g.\operatorname{sen}\alpha \tag{22}$$

De (21) e (22) pode-se concluir que, para frear a roda, sem que haja deslizamento, deve-se satisfazer:

$$\operatorname{sen}\alpha < \frac{T}{m.g.r} < \mu_o\ (1 + \frac{k^2}{r^2}).\cos\alpha - \frac{k^2}{r^2}\operatorname{sen}(\alpha) \tag{23}$$

Para uma pista horizontal ($\alpha = 0$) e, substituindo (20) em (23), tem-se:

$$0 < \frac{T}{m\ g\ r} < \frac{3}{2}\,\mu_o \tag{24}$$

A fig. (1.19) mostra a roda sobre uma pista horizontal na

iminência do escorregamento:

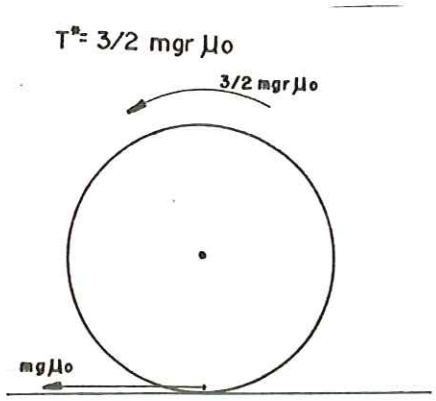


fig. (1.19) - Roda freada na iminência do escorregamento.

O torque de freagem máximo T^* é maior que $(m \times g \times r \times \mu_o)$, porque parte dele é usada para retirar a energia de rotação da roda. O torque T^* deve ser 1/2 maior que o torque produzido pela força de contato máxima roda x pavimento.

A influência percentual do efeito da inércia da roda numa freagem de emergência, em pista horizontal, seria:

$$\frac{\text{torque p/ vencer a inércia da sua massa em rotação}}{\text{torque de freagem aplicado pelo freio do veículo}} = \frac{((1/2)\ m\ g\ r\ \mu_o) \times 100}{m.g.r.\mu_o + (1/2).m.g.r.\mu_o} = 33\%$$

(com $K = (1/2)\ r^2$, conforme eq. (20))

O efeito das inércias das rodas num veículo automotor é diminuído devido a massa do veículo ser geralmente muito maior que a massa das rodas.

Para exemplificar este fato, vai-se assumir:

m^* = massa total do veículo,

I^* = somatória dos momentos de inércia das rodas do veículo.

O torque T^*, para frear o veículo numa pista inclinada, que utiliza toda a capacidade do binômio pavimento x pneumático, é:

$$\frac{T^*}{m^*\ g\ r} = \mu_o \left(\frac{m}{m^*}\ \frac{k^2}{r^2} + 1\right) \cos\alpha - \frac{m}{m^*}\ \frac{k^2}{r^2}\ \text{sen}\alpha \qquad (25)$$

Numa pista horizontal, tem-se:

$$\text{sen}\alpha < \frac{T}{m^*\ g\ r} < \mu_o \left(\frac{m}{m^*}\ \frac{k^2}{r^2} + 1\right) \qquad (26)$$

No caso de um veículo de passageiros ter-se-iam, como referência, os seguintes valores:

Kadett - peso operacional = 1046 kgf,

peso das 4 rodas = 80 kgf (estimativa).

Substituindo estes valores numéricos em (25), e calculada percentualmente a influência da inércia das rodas no torque total de freagem do veículo, ter-se-ia: (pista horizontal)

$$\frac{\text{torque p/ vencer a inércia das 4 rodas do veículo}}{\text{torque de freagem aplicado pelo freio do veículo}} = \frac{((1/2)\ m^{*}\ g\ r\ \mu_o)(m/m^{*}) \times 100}{m^{*}\ g\ r\ \mu_o + (m/m^{*})(1/2)\ m\ g\ r\ \mu_o} =$$

(com $K^2 = (1/2)\ r^2$, conforme eq. (20))

$$= \frac{(\ m\ /\ m^{*}\ ) \times 100}{(\ m\ /\ m^{*}\ ) + 2} = 3{,}7\%$$

Ainda para um autoveículo, se a inércia de todos os elementos, ligados às rodas de tração, for considerada, a influência percentual da inércia dos elementos em rotação aumentará.

TABOREK (47) define um coeficiente "γ_b" que, multiplicado à massa do veículo, considera os efeitos dos elementos, ligados às rodas, em rotação. Este coeficiente depende do tipo do veículo e da marcha engrenada. A tabela (1.2) reproduz os valores médios encontrados por Taborek, que podem ser usados nos estudos preliminares de desempenho de um veículo.

Fator γ_b - valores médios				
Veículo - tipo	marcha alta	seg. marcha	prim. marcha	marcha reduz.
carro passag. (grande)	1,09	1,14	1,30	
carro passag. (pequeno)	1,11	1,20	1,50	2,40
caminhão	1,09	1,20	1,60	2,50

$$\text{onde } \gamma_b = 1 + \left(\frac{\Sigma\ I_\omega}{m\ r^2} + \frac{\Sigma\ I\ .\ \xi^2}{m\ r^2} \right), \qquad (27)$$

com I_ω = inércia das rodas, I momento de inércia dos elementos do do sistema de transmissão referente ao seu eixo de rotação e ξ relação de transmissão dos eixos de rotação destes elementos ao eixo de rotação da roda.

Tabela (1.2) - valores médios para γ_b
TABELA OBTIDA DA REFERENCIA (47)

O fator γ_b, segundo eq. (27), será considerado nos estudos de aceleração e desaceleração do veículo/exemplo, calculado conforme informações fornecidas pelo seu fabricante, através das inércias dos componentes do sistema de transmissão.

KOFFMAN (63) mostra com detalhes o cálculo do fator γ_b e sua influência na aceleração do veículo. Valores médios são fornecidos através de equações empíricas para veículos da época.

CAPÍTULO 2

FORÇAS QUE AGEM NUM AUTOVEÍCULO EM MOVIMENTO

2. FORÇAS QUE AGEM NUM AUTOVEÍCULO EM MOVIMENTO.

As forças que atuam num veículo em movimento e necessárias para o estudo do seu desempenho são:

a)- força devido à inclinação da pista;

b)- força de resistência ao rolamento;

c)- força de resistência do ar;

d)- resistência do sistema de transmissão;

e)- forças de inércia.

A fig. (2.1) mostra as forças que agem no veículo quando desacelerado numa pista inclinada de um ângulo θ.

2.1 - Força devido à inclinação da pista (Rg).

O efeito da inclinação do solo no estudo do desempenho dos autoveículos será considerado através da componente definida pela projeção da força-peso na direção paralela ao solo. Ela será calculada por:

$$Rg = W.\text{sen.}(\theta) \cong (W \times G) / 100, \qquad (28)$$

onde θ é a inclinação da pista com relação à horizontal e G a inclinação medida em percentagem.

2.2 - Força de resistência ao rolamento (Rr).

É sempre contrária à direção do movimento do veículo, tendo sua origem discutida no capítulo (1), pag. (27). Será calculada por:

$$Rr = f \times W \times \text{sen}(\theta) \cong f \times W \quad , \qquad (29)$$

onde "f" é o coeficiente de resistência ao rolamento, calculado

pela eq. (4) do capítulo (1).

2.3 - Força de resistência do ar (Ra).

É uma força na direção do movimento, com sentido sempre contrário, aplicada no centro de pressão da área frontal do veículo, paralela ao solo, calculada por:

$$Ra = 0{,}5 \times \rho \times V_r^2 \times A \times C_a \quad , \qquad (30)$$

onde ρ é a densidade do ar, V_r a velocidade relativa veículo ar, A área frontal (75) e C_a o coeficiente de resistência do ar.

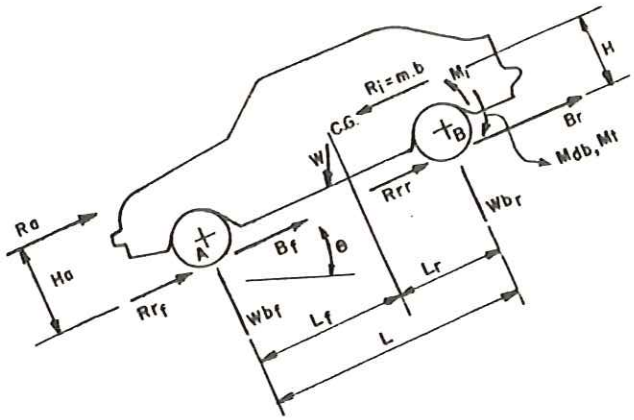
O coeficiente de resistência do ar pode ser obtido por meios teóricos, empíricos ou experimentais.

É possível citar uma série de novos métodos teóricos, dentre os quais se destacam: o dos Elementos Finitos, Elementos de Contorno, Método dos Painéis, etc. (3). Com tais métodos é possível prever a distribuição das forças e torques aerodinâmicos sobre o veículo, tão acuradamente quanto o desejável, dentro dos limites do computador e extensão da validade da teoria aerodinâmica empregada.

O coeficiente de resistência do ar é função dos números de Reynolds e Mach (36) (3).

O escoamento do ar em torno dos autoveículos é essencialmente tridimensional e turbulento, com escoamento por cima, por baixo e pelos lados. Há também escoamento interno, para refrigeração do compartimento do motor e climatização do compartimento dos passageiros. Esta forma de escoamento reduz a influência do número de Reynolds, podendo-se então, para fins

FIG. OBTIDA NA REFERENCIA (4)



R_a - força de resistência do ar.

R_{rf} - força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro.

R_{rr} - força de resistência ao rolamento no eixo traseiro.

$R_r = R_{rf} + R_{rr}$ - força de resist. ao rolamento no veículo.

R_i - força de inércia devido à freagem.

B_f - força de freagem no eixo dianteiro.

B_r - força de freagem no eixo traseiro.

M_i - torque de inércia proveniente da desaceleração dos elementos em rotação ligados às rodas. Será considerado através do fator γ_b.

M_t - torque de resistência devido aos atritos do sistema de transmissão. Será considerado através do fator η de eficiência.

M_{db} - torque de resistência proveniente do motor. Pouco significativo numa frenagem de emergência com o veículo engatado em marchas altas (quarta ou quinta marchas).

θ - ângulo de inclinação da pista.

G - inclinação da pista medido percentualmente.

W_{df} e W_{dr} - pesos dinâmicos nos eixos diant. e tras.

Fig. (2.1) - Forças que agem num veículo quando desacelerado numa pista inclinada.

práticos, considerar o C_a como constante com relação a ele.

O número de Mach considera os efeitos da compressibilidade do ar, tendo também pouca influência prática no estudo do desempenho dos autoveículos, por estes trafegarem com velocidades bem inferiores à do som.

A influência total da força de resistência do ar, durante uma freagem de emergência, é geralmente pequena, principalmente em pisos com alto coeficiente de adesão. Nos estudos do próximo capítulo sobre o processo de freagem em um autoveículo, esta influência será desprezada. A tabela (2.1) mostra esta pequena influência na freagem de emergência do kadett GS 2.0, com variações da velocidade inicial e do coeficiente de adesão disponível μ_o.

A tendência atual da Engenharia Automotiva leva a crer que serão impostos requisitos cada vez mais abrangentes e restritos, no que se refere ao consumo de combustível, emissão de gases, nível de ruído, conforto, segurança, etc. O projeto aerodinâmico poderá contribuir na obtenção destes níveis estabelecidos por novos requisitos, de forma significativa. A concepção da forma da carroçaria e a otimização de detalhes podem reduzir a força de arrasto resultante no veículo, como também mostram os trabalhos realizados por HUCHO et al (3), (73). Isto também diminui o consumo, emissão de gases na atmosfera, etc. (74). As perturbações no movimento, que ocorrem por ação dos torques aerodinâmcos no veículo, poderão ser minimizadas, resultando em mais estabilidade e segurança.

μ_o	V_i	tempo [seg.] £	espaço [m] ££	%
1,0	129 km/h	c/ 3,611	c/ 64,30	1,85
		s/ 3,656	s/ 65,51	
	96 km/h	c/ 2,702	c/ 35,91	1,03
		s/ 2,721	s/ 36,28	
	48 km/h	c/ 1,358	c/ 9,05	0,26
		s/ 1,361	s/ 9,07	
0,8	129 km/h	c/ 4,479	c/ 79,63	2,28
		s/ 4,548	s/ 81,49	
	96 km/h	c/ 3,356	c/ 44,55	1,28
		s/ 3,385	s/ 45,13	
	48 km/h	c/ 1,689	c/ 11,25	0,33
		s/ 1,693	s/ 11,28	
0,6	129 km/h	c/ 5,895	c/ 104,55	2,99
		s/ 6,015	s/ 107,77	
	96 km/h	c/ 4,426	c/ 58,68	1,67
		s/ 4,477	s/ 59,69	
	48 km/h	c/ 2,232	c/ 14,86	0,43
		s/ 2,238	s/ 14,92	

Tabela (2.1) - Variação percentual do espaço e do tempo percorridos, considerando (c/) e sem considerar (s/) a força de resistência do ar, numa freagem de emergência do Kadett GS 2.0

obs: - (£) e (££) valores obtidos com as equações desenvolvidas na ref. (4) pags. 86 a 89, quando se utiliza todo o coeficiente de adesão disponível.

- veículo na condição de peso operacional (1121 kgf),

$g = 9{,}80\ m/seg^2$	$C_a = 0{,}32$	$\gamma_b = 1{,}02$ (veic. deseng.)
$f = 0{,}02$	$A = 1{,}87\ m^2$	$\rho = 1{,}105\ kgf/m^3$

BUCHHEIN (51), prevê que, com a tendência de otimização nos projetos atuais dos carros de passageiros, o veículo do futuro poderá ter 10% menos de peso e de 10% a 20% menos de força de resistência ao rolamento. Entretanto, considera-se factível a redução de 25% a 35% na força aerodinâmica de arrasto. Buchhein afirma que, tomando-se dois carros de passageiros de mesmo peso e tamanho, um com C_a = 0,44 (média atual obtida em túnel de vento da Volkswagen no ensaio de 200 veículos atuais) e outro com C_a = 0,25 (média prevista para veículos do futuro), trafegando ambos numa velocidade média de 89 km/h, gastará o veículo mais eficiente, aerodinamicamente, 28% menos de combustível.

2.4 - Forças de inércia.

Serão consideradas quando o veículo estiver sendo acelerado, desacelerado e em curvas. O torque de inércia nos eixos das rodas provenientes dos componentes em rotação ligados a elas, será considerado através do coeficiente γ_b, nos estudos de desempenho que se farão nos próximos capítulos. Este coeficiente já foi definido anteriormente.

2.5 - Resistência da transmissão.

O fator "η", eficiência da transmissão do movimento do eixo do motor ao eixo das rodas motoras, considera a energia perdida na forma de calor, gerada no atrito dos componentes do sistema de transmissão do veículo. Esta energia será subtraída da líquida fornecida no eixo do motor, resultando na energia líquida disponível no eixo motriz.

2.6 – Considerações finais:

Trabalhos realizados por BIGGS et al. (52), resumidos na tabela (2.2), mostram o consumo percentual médio nos componentes de um veículo típico e de seus parâmetros, obtidos através de modelos matemáticos. Na realização destes trabalhos utilizaram-se dados colhidos com o veículo trafegando 1500 km na cidade de Sydney, na região central, no perímetro urbano e em estradas de alta velocidade. Os parâmetros característicos do veículo típico, usados nos modelos matemáticos para análise de consumo, são resumidos em (52) e descritos com detalhes em (53), para automóveis pequenos, médios e grandes.

TABELA OBTIDA DA REFERENCIA (52)

localizacao (1)	operacao motor (2)	resistencia rolamento (3)	resistencia do ar (4)	inercia (5)	£ (6)	inclinacao do solo (7)
urbano centro	61,5%	16,2%	4,2%	9,2%	8,1%	0,9%
urbano periferia	40,9%	23,9%	17,7%	7,8%	7,4%	2,3%
estrada	19,6%	26,2%	48,2%	2,4%	3,1%	0,5%

(1) – local de uso exclusivo do veículo em teste.
(2) – consumo percentual no motor.
(3) – consumo percentual em todos os atritos de rolamento.
(4) – consumo percentual da resistência do ar.
(5) – consumo percentual das forcas de inercia.
(6) – consumo percentual do aumento da resistencia de atrito do motor durante aceleracoes e uso ineficiente de combustivel durante periodos de alta aceleracao.
(7) – consumo percentual devido a inclinacao do solo.

Tabela (2.2) – consumo percentual médio de combustível nos componentes indicados na tabela. Valores calculados com simulação teórica , utilizando dados e parâmetros, para o modelo matemático, coletados em um veículo de 1200 kgf rodando 1500 km na cidade de Sydney-Austrália.

Através dos resultados obtidos por Biggs et al, resumidos na tabela (2.2), pode ser adotada, com maior propriedade, uma estratégia de alocação de recursos no projeto e otimização de um veículo.

Os veículos, cuja utilização predominante seja em altas velocidades, deverão ser estudados e otimizados preferencialmente nas suas formas aerodinâmicas, reduzindo de maneira mais sensível o seu consumo médio. Esta otimização poderá ainda melhorar aspectos de estabilidade e dirigibilidade, fortemente influenciados pelas forças e torques aerodinâmicos.

Os veículos, cuja missão seja predominantemente urbana, terão estratégias de projeto diferentes, com maior ênfase nos estudos e otimização do motor e na redução dos arrastos de rolamento.

Na elaboração da estratégia de projeto de um autoveículo, muitos outros fatores, além dos citados acima, poderão ser considerados, tais como: estilo, conforto, segurança, manutenção, durabilidade, etc.

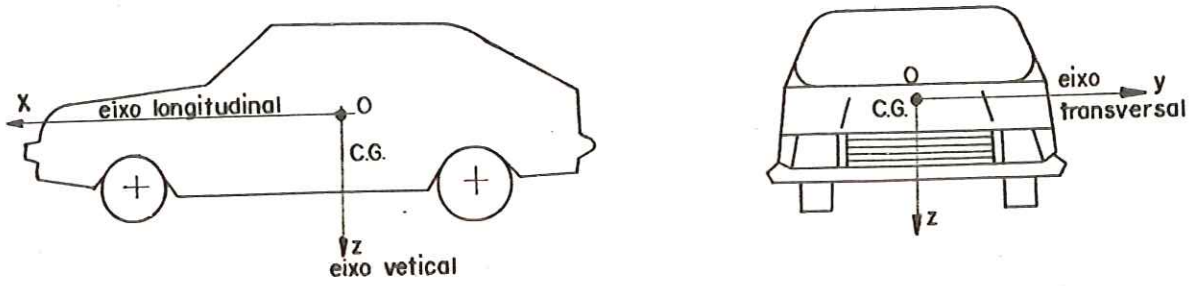
CAPÍTULO 3

ESTUDO DO POSICIONAMENTO DO CENTRO DE GRAVIDADE DO VEÍCULO.

3. ESTUDO DO POSICIONAMENTO DO CENTRO DE GRAVIDADE DO VEÍCULO

O posicionamento do centro de gravidade do veículo é necessário e importante para o estudo dos seus limites de desempenho, condições operacionais, estabilidade, freagem, etc.

O centro de gravidade será posicionado nas direções definidas pelo sistema retangular de coordenadas da fig. (3.1).



O plano Oxz será chamado "plano longitudinal do veículo" e Oxy "plano transversal ou lateral", definindo também as direções de mesmo nome.

Fig. (3.1) - Sistema de coordenadas e direções adotadas.

Nas fases iniciais do projeto de um veículo automotor, quando as suas características fundamentais e as prioridades que

norteiam o projeto foram definidas conforme a sua missão e aspectos mercadológicos, possíveis veículos semelhantes já fabricados ou construídos poderão ser eventualmente encontrados na literatura especializada.

Com isto, a posição do centro de gravidade do veículo em questão poderá ser primariamente estimada, comparando-se com as posições de veículos semelhantes encontrados. Esta primeira estimativa da posição do centro de gravidade do veículo na condição "peso em ordem de marcha"[5] em projeto, poderá ser utilizada em estudos preliminares de desempenho, algumas condições operacionais importantes, aspectos de estabilidade, freagem, etc; com o objetivo de verificar preliminarmente se as →

---

[5] peso do veículo em ordem de marcha - peso do veículo a seco* mais os seguintes elementos:

-líquido de arrefecimento;

-combustível (reservatório abastecido, no mínimo, com 90% da capacidade especificada pelo fabricante);

-roda(s) sobressalente(s);

-extintor de incêndio;

-jogos de peças de reposição normalmente fornecidos pelo fabricante, se houver;

-calços de roda, se houver;

-jogo de ferramentas, se houver (15).

* peso do veículo a seco - peso do veículo com carroçaria e dotado de todos os equipamentos elétricos e auxiliares, necessários para o funcionamento normal do veículo (15).

prioridades estabelecidas no projeto poderão ser conseguidas dentro do desejado.

Numa fase mais adiantada do projeto, onde já se conhecem os principais componentes mecânicos que farão parte do veículo, e suas posições relativas, pode-se estimar a posição do centro de gravidade com maior expectativa de acerto que o método anterior. Para exemplificar tal procedimento, se apresenta a seguir um estudo elaborado por CANALE (54) para a determinação do centro de gravidade no anteprojeto do Jeep VTNE 1/4 ton., que servirá como exemplo:

.....

Jeep VTNE 1/4 ton., exemplo:

Tendo em vista a classe do veículo e com base em valores práticos de veículos existentes desta classe, estabelece-se a distribuição dos pesos para os principais elementos do veículo e suas posições relativas ao eixo dianteiro (na direção de x).

COMPONENTES DO VEÍCULO	ABSCISSA x * mm	PESO kgf **	MOMENTO C/ # RELACAO EIXO DIANT. Kgf.mm
Eixo dianteiro	0	87	-
Eixo traseiro	2.100	75	157.500
Chassi completo	1.150	190	218.500
Motor	200	140	28.000
Carrroçaria completa	1.010	328	331.280
Assento dianteiro (2)	1.500	43	64.500
Assento traseiro (1)	2.400	38	91.200
Bateria (80Ah)	500	18	9.000
Roda e pneu sobressalentes	2.670	22	58.740
Sistema de direção	200	15	3.000
Reservatório de combustível	2.200	7	15.400
Radiador	-300	15	-4.500
T O T A L		## 978	972.620

* distancia do c.g. do componente ao eixo dianteiro do veic. (lf)

** peso do componente (Q)

\# $lf_i \times Q_i$

\#\# peso do veiculo vazio

Verifica-se, então, que o peso do veículo vazio é de:

978 kgf.

A posição do c.g. na direção de x é de:

$$X_{cg_{vazio}} = \left(\sum_{i=1}^{12} (lf_i \times Q_i)\right)/W_{vazio} \rightarrow \qquad (2.1)$$

$$\rightarrow \frac{972,620}{978} = 0,994 \text{ m} \Rightarrow x_{cg_{vazio}} = 0,994 \text{ m}$$

.....

Este mesmo procedimento poderá ser utilizado para se encontrar a posição do centro de gravidade na direção transversal e altura com relação ao solo, através das seguintes expressões:

$$Ycg_{vazio} = \left(\sum_{i=1}^{12} (S1_i \times Q_i)\right)/W_{vazio}$$

$$Hcg_{vazio} = \left(\sum_{i=1}^{12} (H_i \times Q_i)\right)/W_{vazio}$$

$S1_i$ = distância do c.g. do componente à roda do lado esquerdo do eixo dianteiro.

H_i = altura do c.g. do comp. c/ relação ao solo

Ao se ter em mãos um protótipo do veículo projetado, ou quando se estiver analisando um veículo existente e/ou modificado, a posição do centro de gravidade poderá ser determinada com a pesagem do veículo num plano horizontal e com um dos seus eixos elevado. Tal procedimento é apresentado com detalhes nas referências (4) e (55).

A posição do centro de gravidade depende de inúmeras possibilidades de carregamento do veículo. A forma com a qual o veículo é carregado, alterando com isto a posição original do seu centro de gravidade (veículo em ordem de marcha), pode mudar significativamente os seus limites de desempenho, estabilidade, dirigibilidade, etc. Para um estudo abrangente do veículo, faz-se necessário conhecer as possibilidades de carregamento. Estas são delineadas pela missão do veículo, dimensões geométricas, localidade e leis de trânsito que regulamentam a utilização do veículo e limites de pesos indicados pelo seu fabricante.

Uma forma de se visualizar graficamente a influência dos carregamentos na posição do centro de gravidade do veículo, é

montar o DIAGRAMA DO PASSEIO DO CENTRO DE GRAVIDADE, permitindo, com isto, a determinação de condições limitantes ou perigosas numa determinada análise. Esta técnica é largamente utilizada em projetos aeronáuticos, o que garante a utilização segura do equipamento em qualquer das condições de carregamento previstas pelo seu fabricante. Para exemplificar esta técnica, o passeio do centro de gravidade será montado para o veículo "KADETT GS 2.0". É importante de se frisar, neste momento, que as análises deste veículo que, serão desenvolvidas no decorrer deste texto, não terão por finalidade verificar as suas qualidades, conhecidas mundialmente. Apenas a técnica de análise estará em questão. Os parâmetros característicos[6], que serão utilizados nos estudos posteriores, terão valores médios obtidos através de publicações especializadas ou fornecidos pelo fabricante. Os parâmetros característicos do KADETT GS 2.0 são:

- comprimento total de 3,998 m;

- altura total de 1,390 m;

- bitola dianteira 1,406 m; →

---

[6] parâmetros característicos do veículo: são grandezas que interferem significativamente no desempenho, dirigibilidade e estabilidade do veículo em questão. Alguns parâmetros podem ser especificados para cada veículo individualmente, como por exemplo, o coeficiente de arrasto aerodinâmico.

→ - bitola traseira 1,406 m;

- peso em ordem de marcha 1046 kgf (10257 N);

- carga útil máxima[7] 480 kgf (4707 N);

- peso total máximo[8] 1526 kgf (14965 N);

- peso máximo por eixo veicular[9]:

  .dianteiro 830 kgf (8139 N)

  .traseiro 720 kgf (7060 N);

- posição do centro de gravidade na condição peso em ordem de marcha: (obtido através de pesagem de um veículo de linha)

  .distância do c.g. ao eixo dianteiro.....0,950 m; →

---

[7] carga útil máxima - peso total máximo menos peso em ordem de marcha (15)

[8] peso total máximo - peso indicado pelo fabricante para condições específicas de operação, ratificadas pelas autoridades competentes (15).

[9] peso máximo por eixo veicular: peso indicado pelo fabricante em considerações sobre resistência dos materiais, capacidade de carga dos pneus, etc, e fixado pelas autoridades, levando-se em consideração especialmente o tipo de construção das estradas e sua capacidade de suportar cargas (15)

→ .distância do c.g. ao eixo traseiro .....1,570 m;

.distância do c.g. à roda dianteira lado esquerdo ....0,703 m;

.distância do c.g. à roda dianteira lado direito ....0,703 m;

.altura do c.g. com relação ao solo .....0,540 m;

A fig. (3.2) mostra as dimensões básicas do Kadett GS 2.0.

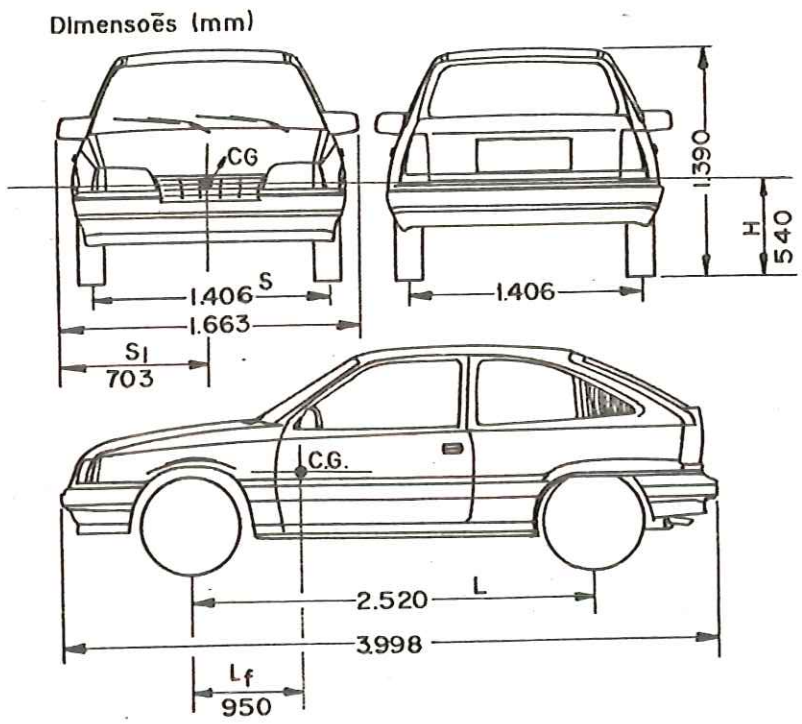


Fig. (3.2) - Dimensões básicas do Kadett GS 2.0

l_f = distância do c.g. ao eixo dianteiro,

l_r = distância do c.g. ao eixo traseiro,

S_1 = distância do c.g. às rodas do lado esquerdo,

S_2 = distância do c.g. às rodas do lado direito,

H = altura com relação ao solo.

Para a obtenção do "passeio do c.g." é necessária a definição dos pontos no veículo, onde poderão ser colocadas cargas. Estes pontos serão chamados "estações".

A fig. (3.3) mostra as distâncias que definem as estações do Kadett GS 2.0.

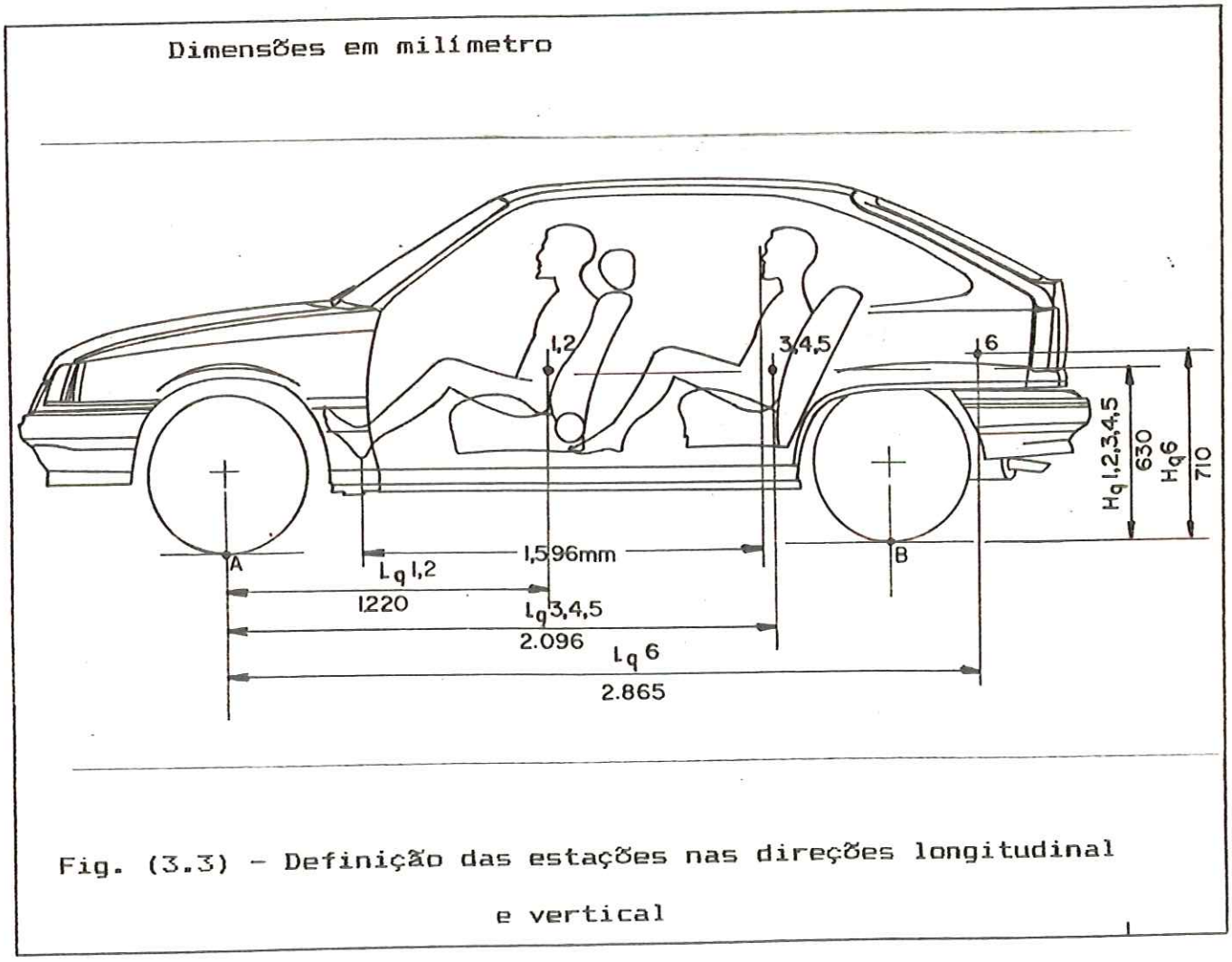


Fig. (3.3) - Definição das estações nas direções longitudinal e vertical

$lq_{1,2}$ = cargas posicionadas nos bancos dianteiros nas estações 1 e 2,

$lq_{3,4,5}$ = cargas posicionadas nos bancos traseiros,

Sq = posicionamento das cargas nos bancos e no porta malas na direção transversal,

Hq = posicionamento das cargas nos bancos e no porta malas na altura com relação ao solo

As estações coincidem com o c.g. das cargas que poderão ser colocadas no veículo. Uma figura semelhante à (3.3) estabelecerá o posicionamento das estações na direção transversal. A tabela (3.1) resume o posicionamento das estações nas três direções.

CARGA	£££££	Lq (m)	Sq (m)	Hq (m)
Motorista	1	1,220	0,400	0,630
Acompanhante	2	1,220	1,006	0,630
pass. bco tras.	3	2,096	0,400	0,630
pass. bco tras.	4	2,096	0,703	0,630
pass. bco tras.	5	2,096	1,006	0,630
bagagem	6	2,865	0,703	0,710

Tabel. (3.1) - Posicionamento das estações

£££££ - número que identifica a estação na fig. (3.3)

Com as estações definidas, o gráfico do passeio do c.g. longitudinal, lateral e altura será elaborado a seguir:

Longitudinal:

Feita a somatória dos torques em torno do ponto "A" da fig. (3.3) com carga Pi aplicada na iésima estação e garantida a condição-limite de "peso máximo no eixo traseiro" de 720 kgf, ter-se-á:

$$(1046 \times 0{,}950) + (P_{1,2} \times 1{,}220) + (P_{3,4,5} \times 2{,}096) + + (P_6 \times 2{,}864) \leq 720 \times 2{,}520 \quad \ldots\ldots \quad (32)$$

obs: $P_{1,2} = (P_1 + P_2)$

Chamando de

$$a = (1046 \times 0{,}950) + (1{,}220 \times P_{1,2}) + (2{,}096 \times P_{3,4,5}) + + (2{,}865 \times P_6) \quad \ldots\ldots \quad (33)$$

e substituindo em (32), ter-se-á:

$$a \leq 1814{,}4 \quad \ldots\ldots \quad (34)$$

O mesmo procedimento pode-se fazer em torno do ponto "B" da fig.(3.3), garantindo-se a condição-limite de "peso máximo no eixo dianteiro" de 830 kgf . Com isto ter-se-á:

$$(1046 \times (2{,}520 \times 0{,}950)) + (P_{1,2} \times (2{,}520 - 1{,}220)) + + (P_{3,4,5} \times (2{,}520 - 2{,}096)) + (P_6 \times (2{,}520 - 2{,}865) \leq 830 \times 2{,}520 \quad \ldots\ldots \quad (35)$$

Substituindo (33) em (35), ter-se-á:

$$(P_{1,2} + P_{3,4,5} + P_6) \times 2{,}520 - a \leq -544{,}32 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow a \geq 544{,}32 + (P_{1,2} + P_{3,4,5} + P_6) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (36)$$

Assegurado que o veículo carregado não tem peso superior ao "peso total máximo", ter-se-á:

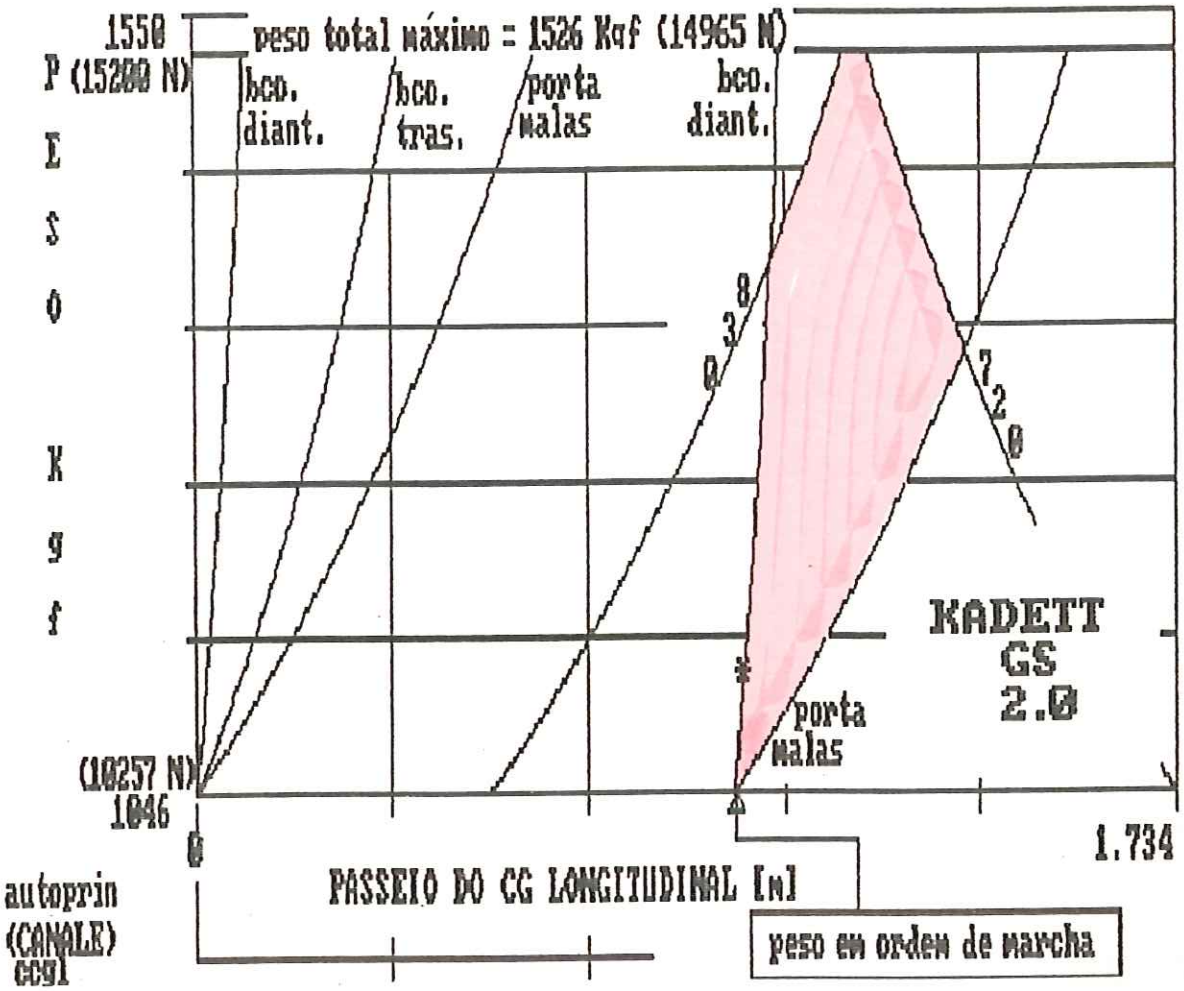
$$0 \leq (P_{1,2} + P_{3,4,5} + P_6) \leq 480 \text{ kgf} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (37)$$

A nova posição do centro de gravidade do veículo com o carregamento $P_{1,2}$, $P_{3,4,5}$ e P_6 será:

$$Lf^{*} = \frac{a}{1046 + (P_{1,2} + P_{3,4,5} + P_6)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (38)$$

expressão obtida nas referências (4, 55)

Com as expressões (34), (36), (37) e (38) pode-se elaborar o "passeio do c.g." do veículo com qualquer carregamento caracterizado por cargas aplicadas nas estações 1,2 ($P_{1,2}$); 3, 4, 5, ($P_{3,4,5}$) e 6 (P_6). O gráfico é apresentado na fig.(3.4) e a região destacada corresponde aos carregamentos permissíveis, conforme indicações do fabricante do veículo.



* peso operacional = peso em ordem de marcha + motorista de 75 Kgf

Fig. (3.4) - Passeio do c.g. na direção longitudinal

▢ - passeio do c.g.

As três primeiras curvas do lado esquerdo do gráfico da fig. (3.4) representam respectivamente a variação da posição do c.g., tomando-se como referência a do "peso em ordem de marcha", quando somente cargas são colocadas no banco dianteiro, no banco traseiro e no porta-malas. Com qualquer carregamento do veículo, a posição do c.g. poderá ser determinada graficamente com uma composição adequada destas três curvas. Isto possibilitaria a elaboração de um ábaco, como os utilizados normalmente na aviação, que poderia acompanhar o veículo, que indicaria e orientaria o seu usuário na forma mais adequada de carregá-lo, conservando o desempenho e as condições de segurança. Isto seria de extrema importância e utilidade em veículos de transporte de cargas.

Qualquer ponto fora da região do gráfico, marcada em amarelo, indicaria um carregamento que violaria as restrições impostas pelo fabricante do veículo, ou uma condição não atingida praticamente com as estações definidas.

Na próxima página, apresenta-se a tabela (3.2), cujos valores numéricos, marcados em amarelo, indicam as fronteiras do passeio do c.g., que serão utilizadas em análises posteriores deste texto.

Lateral:

Para a elaboração do passeio do c.g. na lateral, admite-se que o peso total máximo nas rodas do lado esquerdo do veículo seja metade da soma do peso máximo do eixo dianteiro e traseiro. Isto implica que:

+ = Fronteira esquerda.

● = Fronteira direita.

TABELA - PASSEIO DO CG NA LONGITUDINAL - (3.2)

AUTOPRIN

PESO Kgf	CARGA MAX P1 dist. [m]	CARGA MAX PN dist. [m]	PESO ADM. MAX. DIANT. dist. [m]	PESO ADM. MAX. TRAS. dist. [m]
0.	+ 0.950	● 0.950	0.520	1.735
25.	+ 0.956	● 0.995	0.568	1.694
51.	+ 0.962	● 1.038	0.613	1.655
76.	+ 0.968	● 1.079	0.655	1.617
101.	+ 0.974	● 1.119	0.697	1.582
126.	+ 0.979	● 1.156	0.736	1.548
152.	+ 0.984	● 1.192	0.773	1.515
177.	+ 0.989	● 1.227	0.810	1.484
202.	+ 0.994	● 1.260	0.844	1.454
227.	+ 0.998	● 1.292	0.877	1.425
253.	+ 1.003	● 1.323	0.909	1.397
278.	+ 1.007	● 1.352	0.940	1.371
303.	+ 1.011	1.380	0.970	● 1.345
328.	+ 1.015	1.408	0.998	● 1.320
354.	1.018	1.434	+ 1.026	● 1.296
379.	1.022	1.459	+ 1.052	● 1.273
404.	1.025	1.484	+ 1.078	● 1.251
429.	1.029	1.507	+ 1.102	● 1.230
455.	1.032	1.530	+ 1.126	● 1.209
480.	1.035	1.552	+ 1.149	● 1.189

$$W_{max}S_1 = \frac{Wmax_f + Wmax_r}{2} = \frac{830 + 720}{2} \Rightarrow$$

$$W_{max}S_1 = 775 \text{ kgf } (7600 \text{ N})$$

Por simetria do veículo, assume-se que:

$$W_{max}S_2 = 775 \text{ kgf } (7600 \text{ N})$$

A fig. (3.5) mostra que o veículo, carregado com uma carga Q, poderá ter como limite(s) o "peso máximo nas rodas do lado esquerdo" e/ou "peso máximo nas rodas do lado direito".

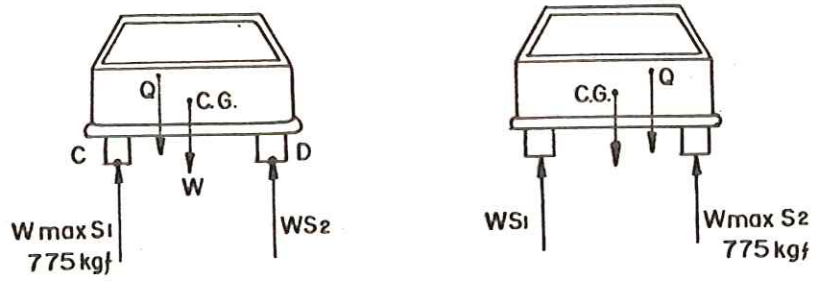


Fig. (3.5) - pesos máximos nas rodas do lado esquerdo e direito.

Sendo desenvolvido o mesmo procedimento utilizado na direção longitudinal na obtenção das equações necessárias para a elaboração do passeio do c.g. na transversal, ter-se-á:

- Feita a somatória dos torques em torno do ponto "C" da fig. (3.5) com cargas aplicadas nas estações e garantinda a condição limite de peso máximo nas rodas do lado direito, ter-se-á:

$$(1046 \times 0{,}703) + (0{,}400 \times P_{1,9}) + (0{,}703 \times P_{4,6}) + (1{,}006 \times P_{2,5}) \leq 775 \times 1{,}406 \quad \ldots\ldots \quad (39)$$

Chamando de

$$a = (1046 \times 0{,}703) + (0{,}400 \times P_{1,9}) + (0{,}703 \times P_{4,6}) + (1{,}006 \times P_{2,4}) \quad \ldots\ldots \quad (40)$$

e substituindo (40) em (39), ter-se-à:

$$a \leq 1089{,}6 \quad \ldots\ldots \quad (41)$$

- Garantida a condição-limite de peso máximo nas rodas do lado esquerdo, ter-se-à:

$$(1046 \times 0{,}703) + (P_{1,9} \times (1{,}406 - 0{,}400)) + (P_{4,6} \times (1{,}406 - 0{,}703)) + (P_{2,5} \times (1{,}406 - 1{,}006)) \leq 1089{,}6 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (P_{1,9} + P_{4,6} + P_{2,5}) \times 1{,}406 - a \leq -381{,}0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow a \geq 381{,}0 + (P_{1,9} + P_{4,6} + P_{2,5}) \times 1{,}406 \quad \ldots\ldots \quad (42)$$

- Com a garantia de que o peso do veículo carregado não ultrapasse o peso total máximo, ter-se-á:

$$0 \leq (P_{1,9} + P_{4,6} + P_{2,5}) \leq 480 \text{ kgf} \quad \ldots\ldots \quad (43)$$

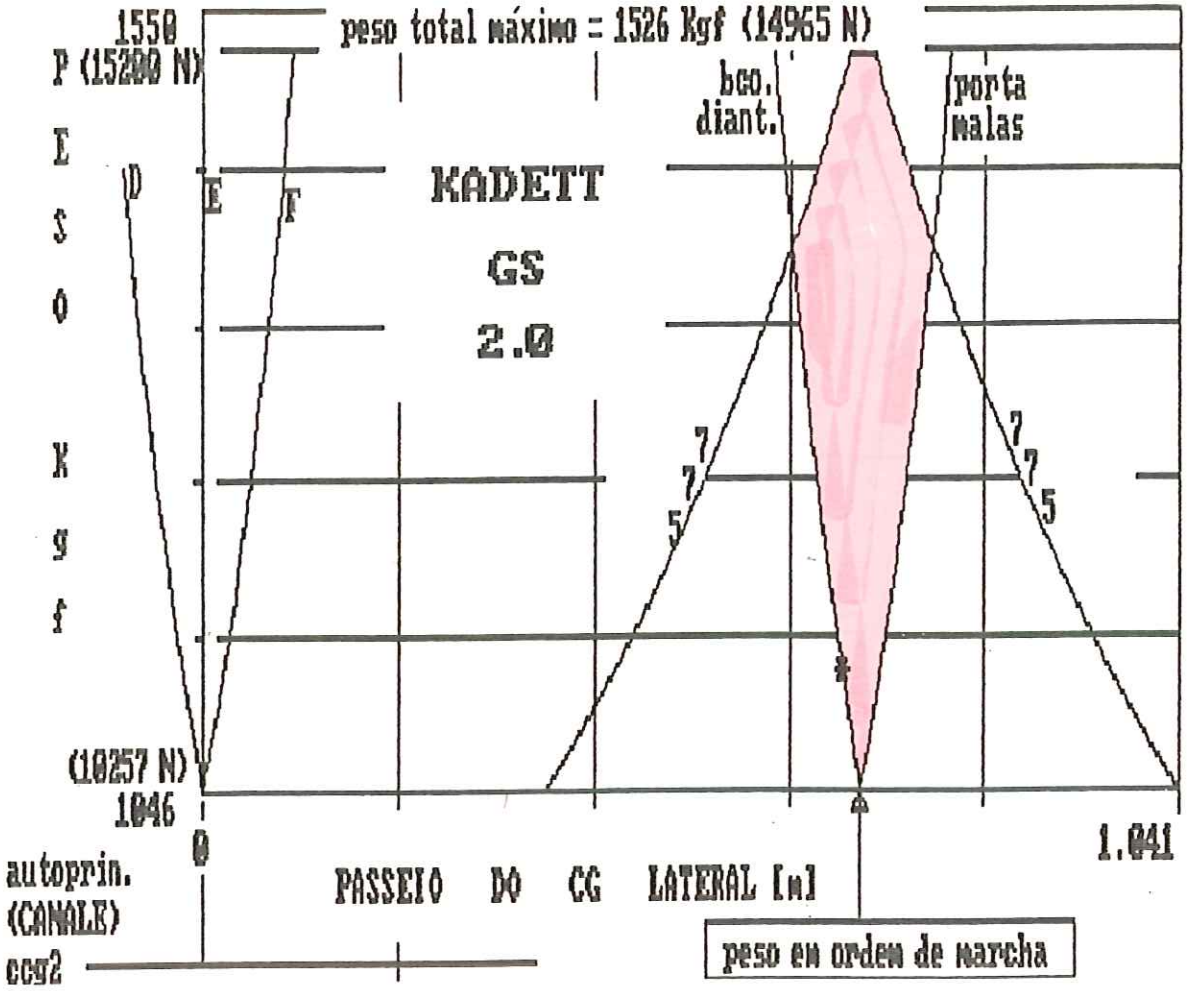
- a nova posição do c.g. na direção transversal do veículo com o carregamento $P_{1,3} + P_{4,6} + P_{2,5}$ será:

$$S1^{*} = \frac{a}{1046 + (P_{1,3} + P_{4,6} + P_{2,5})} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

expressão obtida nas referências (4, 55)

Com as expressões (41), (42), (43) e (44) pode-se elaborar o "passeio do c.g." do veículo com qualquer carregamento caracterizado por cargas aplicadas nas estações 1 a 6. O gráfico, que corresponde ao passeio do c.g. na transversal, é apresentado na fig. (3.6) (próxima página), e a região, destacada em amarelo, corresponde aos permissíveis carregamentos, conforme as indicações do fabricante do veículo.

As três primeiras curvas do lado esquerdo da fig. (3.6) indicadas por "D", "E" e "F" representam respectivamente a variação da posição do c.g., tomando-se como referência a do "peso em ordem de marcha", quando somente cargas são colocadas nas estações (1,3), (4,6) e (2,5). Com qualquer carregamento do veículo, a posição do c.g. poderá ser determinada graficamente com uma composição adequada destas três curvas de modo semelhante ao c.g. na longitudinal. Isto também possibilitaria a elaboração de um ábaco com a finalidade de orientar o usuário na forma de carregar o veículo. O passeio do c.g. na transversal é fundamental no estudo da estabilidade lateral de veículos em curvas principalmente os de transporte de cargas.



* peso operacional = peso em ordem de marcha + motorista de 75 Kgf.

Fig. (3.6) - Passeio do c.g. na direção lateral

▭ - passeio do c.g.

Na próxima página é apresentada a tabela (3.3), onde os valores numéricos, destacados em amarelo, indicam as fronteiras do passeio do c.g., que serão utilizadas nas análises posteriores de desempenho do veículo.

Altura:

Para a elaboração do passeio do c.g. na vertical, utilizou-se a seguinte expressão matemática:

$$H^{*} = \frac{\left(W_{op} \times H_{op}\right) + \left(P_{1,2,3,4,5} \times H_{1,2,3,4,5}\right) + \left(P_{6} \times H_{6}\right)}{W_{op} + \left(P_{1,2,3,4,5} + P_{6}\right)} \Rightarrow$$

$$H^{*} = \frac{(1046 \times 0{,}630) + \left(P_{1,2,3,4,5} \times 0{,}630\right) + \left(P_{6} \times 0{,}710\right)}{1046 + \left(P_{1,2,3,4,5} + P_{6}\right)} \quad (45)^{*}$$

* expressão obtida com detalhes nas refs. (4, 55)

Para garantir o peso total máximo do veículo, ter-se-á:

$$0 \leq 1046 + P_{1,2,3,4,5} \times P_{6} \leq 1526 \text{ kgf} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (46)$$

Com as expressões (45) e (46) pode-se elaborar o gráfico que mostra o passeio do c.g. na vertical. Ele é apresentado na fig. (3.7) e a região destacada corresponde aos carregamentos permissíveis conforme as especificações do fabricante do veículo.

As curvas indicadas como "A" e "B" representam respectivamente a variação da posição do c.g., tomando-se como referência a do "peso em ordem de marcha", quando somente cargas

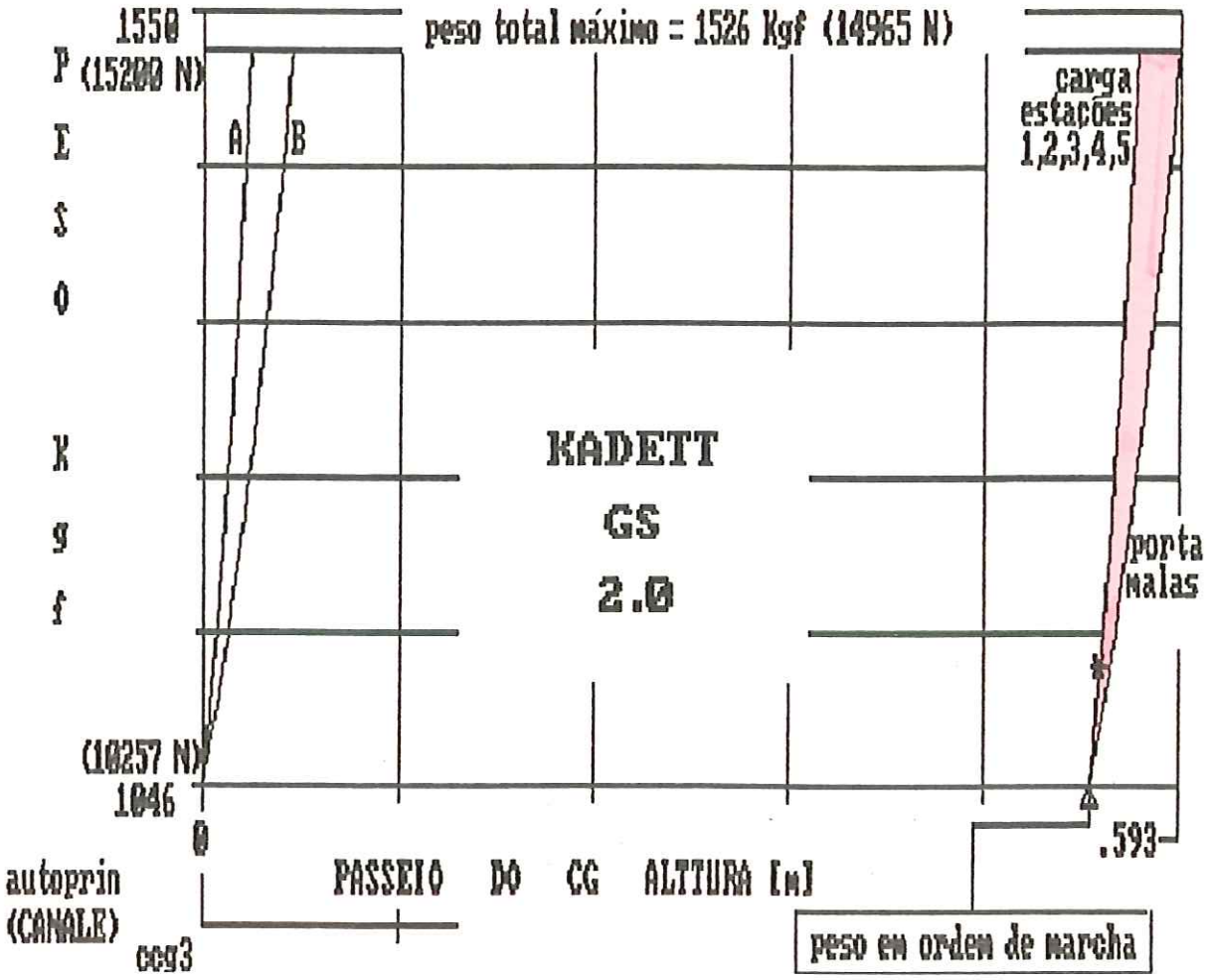
+ = Fronteira esquerda.

● = Fronteira direita.

TABELA - PASSEIO DO CG NA TRANSVERSAL - (3·3)

AUTOPRIN

PESO Kgf	CARGA MAX P1 dist. [m]	CARGA MAX PN dist. [m]	PESO ADM. MAX. DIANT. dist. [m]	PESO ADM. MAX. TRAS. dist. [m]
0.	+ 0.703	● 0.703	0.364	1.042
25.	+ 0.696	● 0.710	0.389	1.017
51.	+ 0.689	● 0.717	0.412	0.994
76.	+ 0.683	● 0.723	0.435	0.971
101.	+ 0.676	● 0.730	0.456	0.950
126.	+ 0.670	● 0.736	0.477	0.929
152.	+ 0.665	● 0.741	0.496	0.910
177.	+ 0.659	● 0.747	0.515	0.891
202.	+ 0.654	● 0.752	0.533	0.873
227.	+ 0.649	● 0.757	0.550	0.856
253.	+ 0.644	● 0.762	0.567	0.839
278.	+ 0.639	● 0.767	0.583	0.823
303.	+ 0.635	● 0.771	0.598	0.808
328.	+ 0.631	● 0.775	0.613	0.793
354.	0.626	0.780	+ 0.628	● 0.778
379.	0.622	0.784	+ 0.641	● 0.765
404.	0.619	0.787	+ 0.655	● 0.751
429.	0.615	0.791	+ 0.667	● 0.739
455.	0.611	0.795	+ 0.680	● 0.726
480.	0.608	0.798	+ 0.692	● 0.714



* peso operacional = peso em ordem de marcha + motorista de 75 Kgf.

Fig. (3.7) - Passeio do c.g. na vertical

▢ - passeio do c.g.

são aplicadas nas estações 1, 2, 3, 4, 5 e 6. Na próxima página é apresentada a tabela (3.4), onde os valores numéricos pintados em amarelo representam as fronteiras do passeio do c.g. na direção vertical.

Após a elaboração do passeio do c.g. nas três direções, é apresentada a seguir a tab. (3.5), que representa a variação percentual do passeio do c.g., como função da carga útil do veículo.

Algumas observações importantes poderão ser feitas neste momento:

a) - Um grande passeio percentual do c.g., como função da carga útil, indica geralmente uma liberdade maior, para o usuário, de carregar o veículo. Uma gama maior de carregamentos diferentes são possíveis e permissíveis neste caso. Em contrapartida, um grande passeio do c.g. pode implicar em modificações sensíveis de desempenho do veículo, de suas características de estabilidade, controle e em condições operacionais. Isto implica num esforço maior do projetista para garantir as condições de desempenho, estabilidade, controlabilidade, segurança, etc., em todas as suas condições possíveis e permissíveis de uso.

b) - O passeio do c.g. nas direções longitudinal e vertical é fundamental para o estudo do desempenho do veículo, quando →

+ = Fronteira esquerda.

● = Fronteira direita.

TABELA - PASSEIO DO CG NA ALTTURA - (3.4)

AUTOPRIN

PESO Kgf	CARGA MAX P1 dist. [m]	CARGA MAX PN dist. [m]
0.	+ 0.540	● 0.540
25.	+ 0.542	● 0.544
51.	+ 0.544	● 0.548
76.	+ 0.546	● 0.551
101.	+ 0.548	● 0.555
126.	+ 0.550	● 0.558
152.	+ 0.551	● 0.562
177.	+ 0.553	● 0.565
202.	+ 0.555	● 0.568
227.	+ 0.556	● 0.570
253.	+ 0.558	● 0.573
278.	+ 0.559	● 0.576
303.	+ 0.560	● 0.578
328.	+ 0.562	● 0.581
354.	+ 0.563	● 0.583
379.	+ 0.564	● 0.585
404.	+ 0.565	● 0.587
429.	+ 0.566	● 0.589
455.	+ 0.567	● 0.592
480.	+ 0.568	● 0.593

CARGA ÚTIL kgf	passeio c.g. longit. %	passeio c.g. transvers. %	passeio c.g. altura %
0,	0,0	0,0	0,0
25,	4,1	2,0	0,4
51,	8,0	4,0	0,7
76,	11,7	5,7	0,9
101,	15,3	7,7	1,3
126,	18,6	9,4	1,5
152,	21,9	10,8	2,0
177,	25,0	12,5	2,2
202,	28,0	13,9	2,4
227,	30,9	15,4	2,6
253,	33,7	16,8	2,8
278,	36,3	18,2	3,1
303,	35,1	19,3	3,3
328,	32,1	20,5	3,5
354,	28,4	21,3	3,7
379,	23,3	17,6	3,9
404,	18,2	13,6	4,1
429,	13,5	10,2	4,3
455,	8,7	6,5	4,6
480,	4,2	3,1	4,9

@ peso em ordem de marcha

* $\frac{X_{cg_e} - X_{cg_d}}{X_{cg_e}}$ | ** $\frac{Y_{cg_e} - Y_{cg_d}}{Y_{cg_e}}$ | *** $\frac{H_{cg_e} - H_{cg_d}}{H_{cg_e}}$

Tabela (3.5) - Variação percentual do passeio do c.g.

→ acelerado positiva ou negativamente. O passeio do c.g. na vertical e na transversal é fundamental no estudo da estabilidade do veículo em curvas.

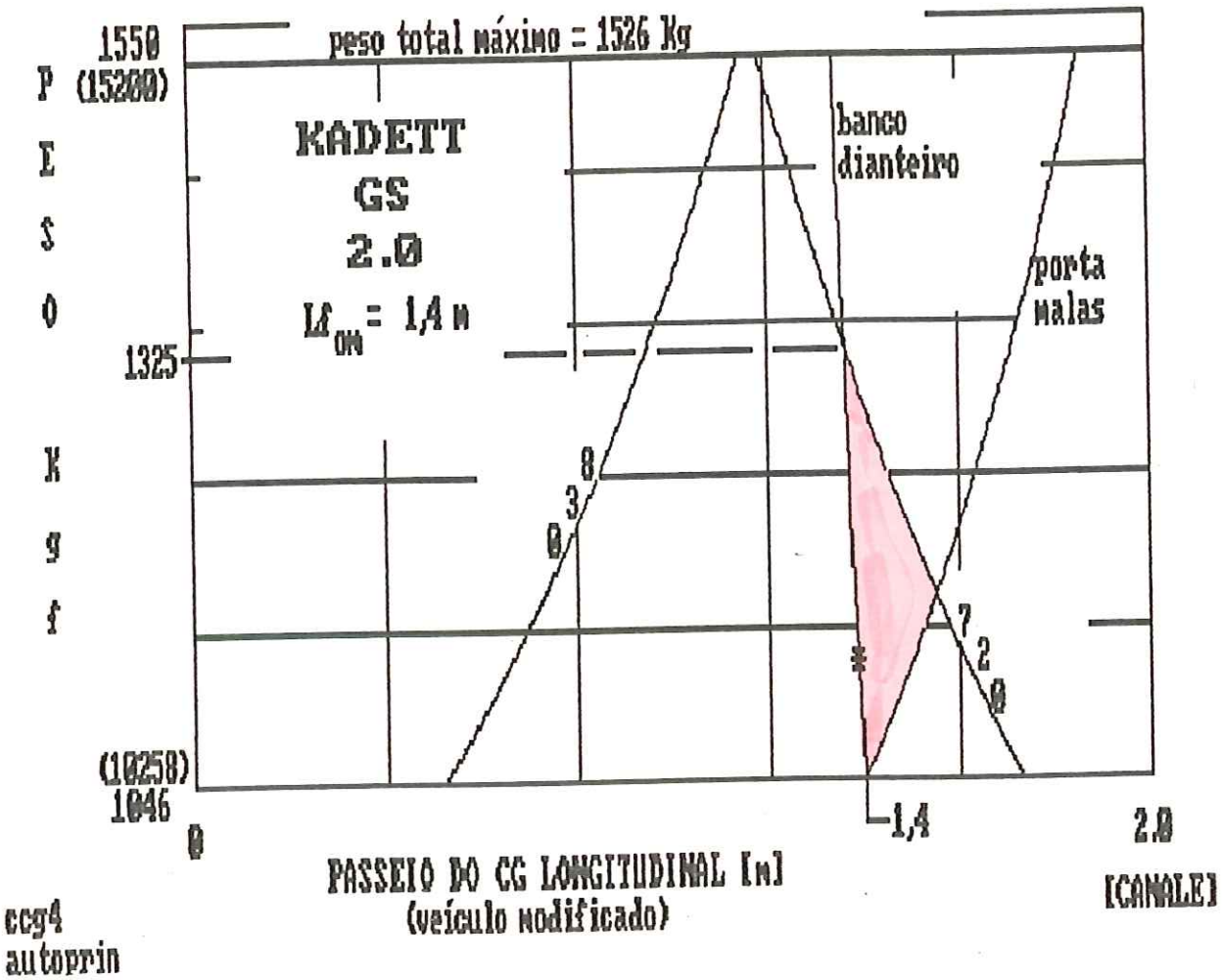
c) - É prática corriqueira na atualidade a modificação de veículos de linha existentes no mercado, por outras empresas ou pelo próprio usuário. Nestes casos, é necessário um estudo do passeio do c.g. do veículo modificado para garantir o seu uso com segurança, mesmo que as modificações não alterem o seu peso em ordem de marcha, mas modifiquem a posição do c.g. em pelo menos uma das três direções.

Para exemplificar a importância desta afirmação, vai-se supor o seguinte caso:

c-1) Modificações no Kadett 2.0 foram realizadas alterando a posição do c.g. na condição "peso em ordem de marcha" para Lf_{om} = 1,400 m. Não foram realizadas modificações que alterassem o peso máximo por eixo veicular. Com isto, ter-se-á:

- peso máximo no eixo dianteiro ..... 830 kgf;
- peso máximo no eixo traseiro ..... 720 kgf;
- peso total máximo ..... 1526 kgf.

O gráfico do passeio do c.g. na direção longitudinal, nesta nova condição, é apresentado na fig. (3.8)



- passeio do c.g.

Fig. (3.8) - Passeio do c.g. na longitudinal do veículo modificado.

Do gráfico da fig. (3.8) pode-se concluir que o "peso total máximo" deve ser reduzido para 1325 kgf. A carga útil nestas circunstâncias deverá ser reduzida de 480 kgf para 280 kgf.

Com esta posição do c.g. na longitudinal e com a consequente necessidade de reduzir a carga útil para 280 kgf, o eixo dianteiro será subutilizado, enquanto o traseiro terá sua capacidade de carga largamente utilizada. Isto indica uma má distribuição de cargas nos eixos devido á modificação da posição do c.g. do veículo. Nestas circunstâncias, para se restaurar a carga útil de 480 kgf, modificações deverão ser realizadas nos eixos, principalmente no traseiro.

Observa-se também, com o auxílio da tabela (3.6), apresentada a seguir, que o passeio percentual do c.g. do veículo modificado foi reduzido, quando comparado com o do veículo original, da tabela (3.5).

O exemplo da fig. (3.8) mostra claramente a necessidade da elaboração do passeio do c.g. do veículo, sempre que alguma modificação seja realizada.

d) - Os gráficos apresentados nas figs. (3.4, 3.6 e 3.7), que correspondem respectivamente ao passeio do c.g. na longitudinal, lateral e altura, foram elaborados com as restrições de peso máximo por eixo veicular e peso total →

CARGA ÚTIL kgf	passeio c.g. longit. %	CARGA ÚTIL kgf	passeio c.g. longit. %
0,	0,0	253,	2,3
25,	2,8	278,	0,6
51,	5,4	303,	não permis.*
76,	7,9	328,	não permis.
101,	10,4	354,	não permis.
126,	11,9	379,	não permis.
152,	9,9	404,	não permis.
177,	7,9	429,	não permis.
202,	5,9	455,	não permis.
227,	4,1	480,	não permis.

* carga não permissível

Tab. (3.6) - Passeio percentual do c.g. do veículo modificado

---

→ máximo do veículo. Caso necessário, outras restrições poderão ser incluídas, considerando-se outros aspectos, tais como: restrições de caráter estrutural, de estabilidade, de manobrabilidade, de desempenho (principalmente dos freios), etc. Todos estes ítens são muito importantes, principalmente em veículos automotores de transporte de carga. Para exemplificar, considera-se hipotéticamente que, além das restrições de carregamento do Kadett já incluídas, o peso máximo colocado no porta-malas seja de 150 kgf,

especificado por questões de resistência estrutural.

Além das expressões matemáticas utilizadas para a elaboração do passeio do c.g. na direção longitudinal já apresentadas, uma nova condição deverá então ser incluida, e é indicada a seguir:

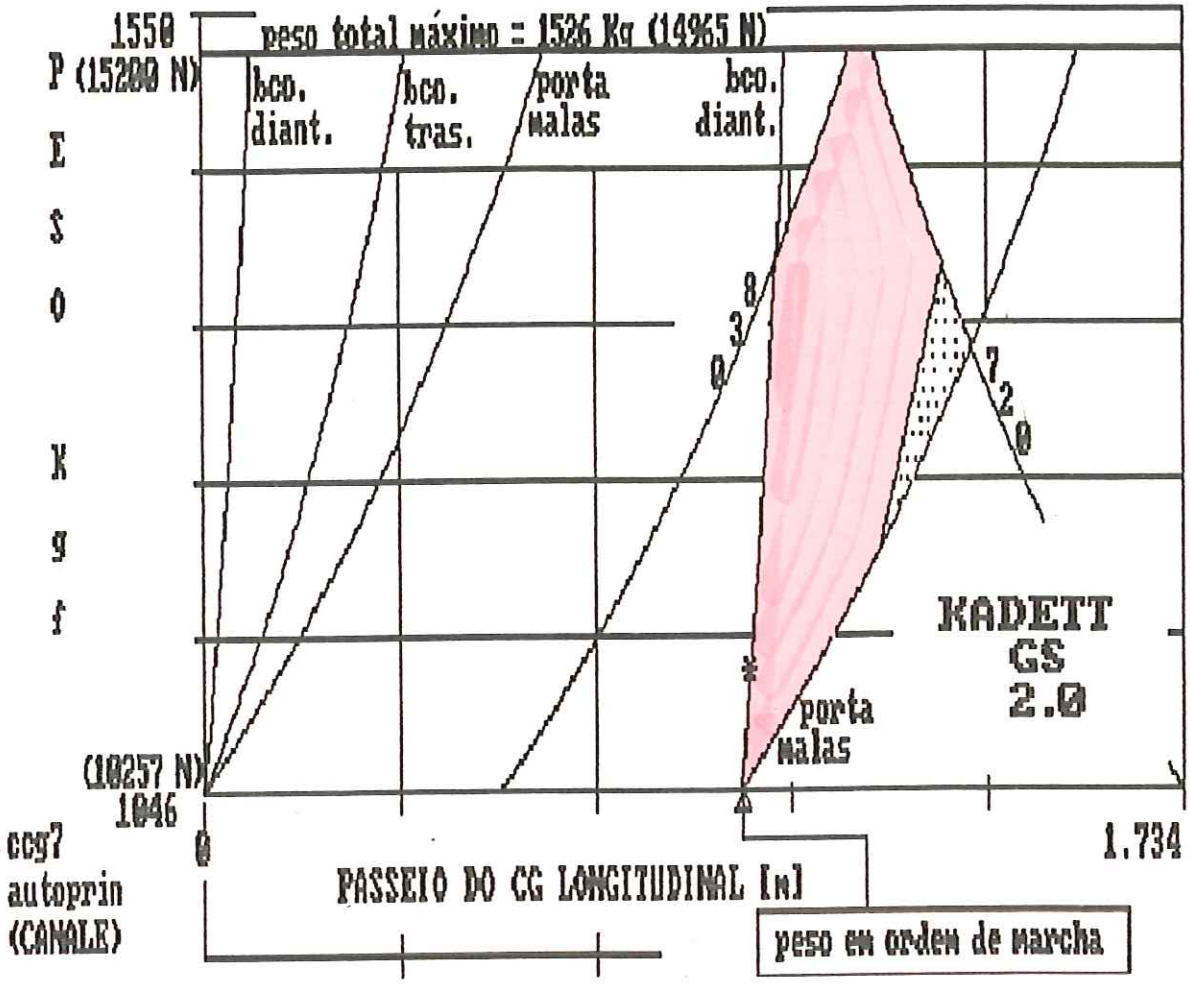
$$Lf^{*} = \frac{a}{1046 + (P_{1,2} + P_{3,4,5} + 150)} \quad \text{onde} \qquad (47)$$

$$a = (1046 \times 0{,}950) + (1{,}220 \times P_{1,2}) + (2{,}096 \times P_{3,4,5}) + + (2{,}865 \times 150) \, , \qquad (48)$$

O gráfico do passeio do c.g. na direção longitudinal, com esta nova restrição, é apresentado na fig. (3.9).

Comparadas as figs. (3.9) e (3.4), pode-se observar que a restrição de carga máxima no porta-malas de 150 kgf subtraiu a área pontilhada indicada na fig. (3.9).

A fronteira direita do passeio do c.g., com esta nova restrição, é apresentada também na tabela (3.7) obtida através das expressões (47 e 48). →



- passeio do c.g.

Fig. (3.9) - Passeio do c.g. na longitudinal com restrição de carga no porta-malas.

CARGA ÚTIL ££ kgf	PESO TOTAL £ kgf	a *	Lf* (m) @
150,	1.196,	1.423,	1,19
177,	1.223,	1.480,	1,21
202,	1.248,	1.532,	1,23
227,	1.273,	1.584,	1,25
253,	1.299,	1.639,	1,26
278,	1.324,	1.692,	1,28
303,	1.349,	1.744,	1,29
328,	1.374,	1.796,	1,31
354,	1.400,	1.851,	1,32

$*\cdot a = (1046 \times 0{,}95) + (2{,}096 \times (Q_{util} - 150) + (2{,}865 \times 150)$

$@\cdot Lf^{*} = \dfrac{a}{1046 + Q_{util}}$ (fronteira direita da nova restrição)

$\pounds\pounds\cdot Q_{util}$ (carga útil) - distribuída entre o porta-malas e o banco traseiro.

$\pounds\cdot$Peso total $= W_{om} + Q_{util}$

Tabela (3.7) - Fronteira direita do passeio do c.g. com restrição de 150 kgf no porta-malas.

→ Os gráficos das figs. (3.4, 3.6 e 3.7), que correspondem ao passeio do c.g. nas direções longitudinal, lateral e altura, estabelecem uma região espacial, onde o c.g. pode se encontrar sem ultrapassar as condições permissíveis impostas pelas restrições de cargas máximas nos eixos e peso máximo total. Isto caracteriza

o que vamos chamar de passeio do c.g. permissível do veículo.

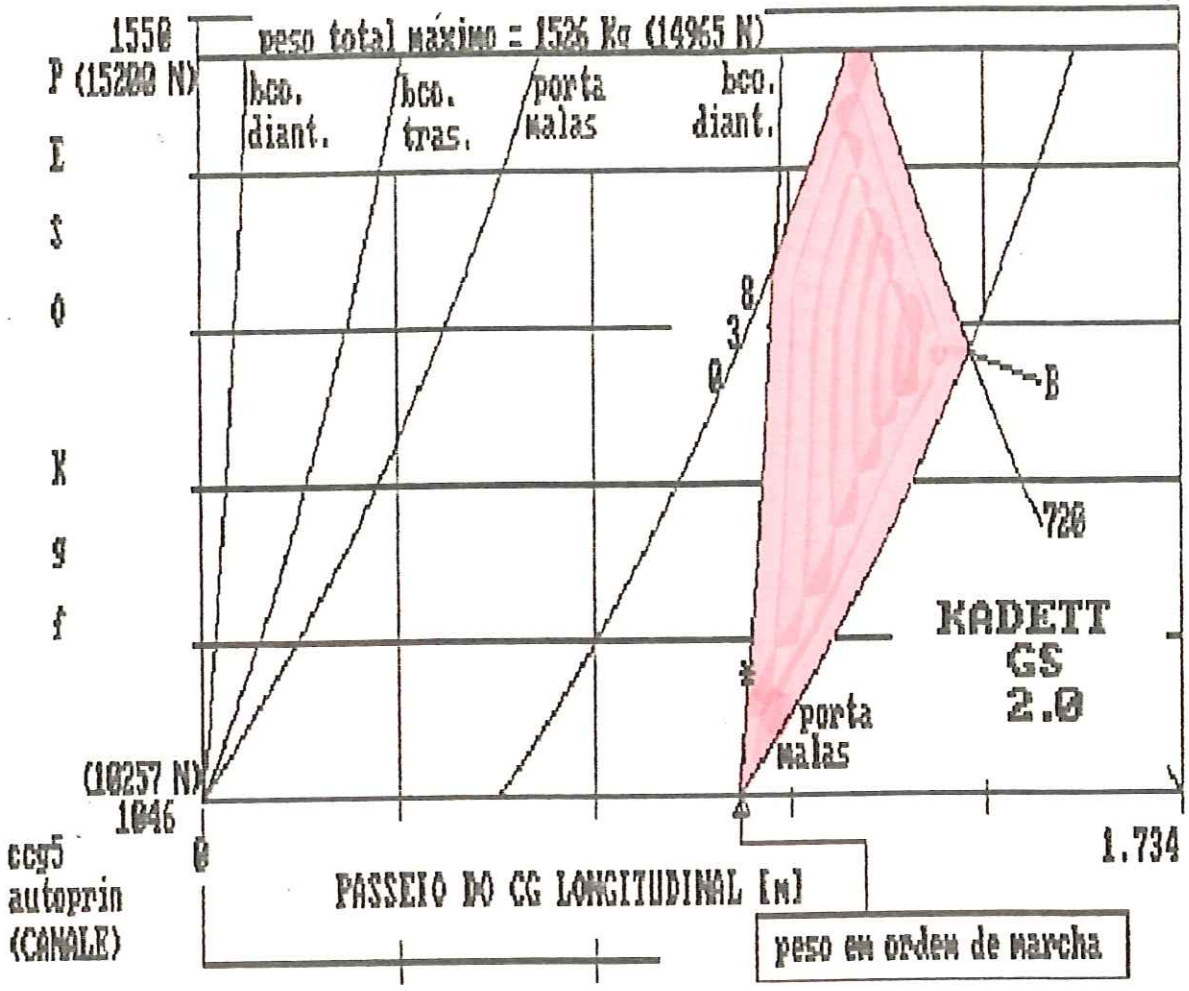
Alguns pontos que pertencem ao passeio permissível do c.g., determinados por carregamentos que não transgridam as restrições já conhecidas, são praticamente impossíveis de ocorrer com o uso normal do veículo, ou muito improváveis. Como exemplo, pode-se citar:

a) O próprio peso em ordem de marcha, indicado na fig. (3.10). Esta é a condição de veículo vazio, sem a presença do motorista, o que caracteriza uma condição de uso praticamente impossível de ocorrer.

b) O ponto B, indicado na fig. (3.10), corresponde à condição de carregamento, onde somente carga de 290 kgf é colocada no porta-malas, sem a presença do motorista, o que caracteriza também uma condição de uso praticamente impossível de ocorrer.

Para que os estudos subseqüentes, dependentes do passeio do c.g. do veículo, como os de desempenho, estabilidade, freagem, etc., sejam mais realísticos, estas condições de carga permissíveis, mas impossíveis praticamente de ocorrer, devem ser subtraídas, caracterizando o que se poderia chamar de "passeio do c.g. possível e permissível do veículo", ou ainda "passeio do c.g. real do veículo".

Para corrigir a fronteira direita do passeio do c.g. permissível da fig. (3.4), pode-se assumir como muito improvável o peso do motorista ser menor do que 45 kgf. Admitindo-se então a presença de um motorista de 45 kgf e uma carga variável no porta-malas, a nova fronteira direita do passeio do c.g. seria a



- passeio do c.g.

Fig. (3.10) - Passeio do c.g. na longitudinal

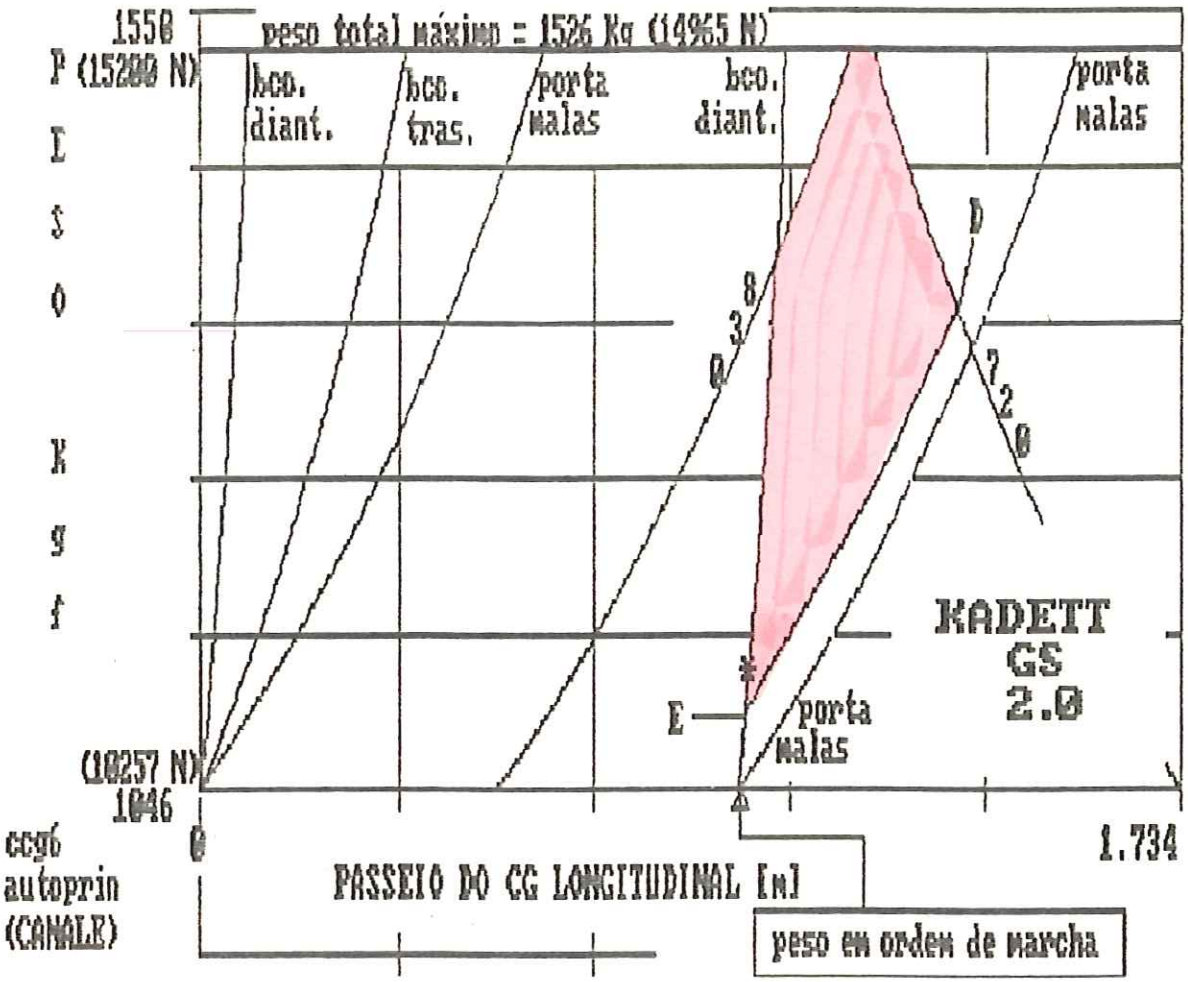
indicada na fig. (3.11).

Outras correções poderiam ser realizadas no passeio do c.g. indicado nas figs. (3.4, 3.6 e 3.7), considerando-se carregamentos muito improváveis, reduzindo-se com isto a região espacial que caracterizaria o "passeio do c.g. real do veículo", que, usado nos estudos posteriores, daria uma visão global de como o veículo responderia em uso geral, permitindo ao projetista a possibilidade de técnicas de otimização durante o projeto, ajustes nos protótipos e nos veículos em linha de produção.

No decorrer deste trabalho, utilizar-se-á o passeio do c.g. permissível do veículo. A obtenção do passeio do c.g. real envolveria a adoção de hipóteses e estudos estatísticos, característicos de cada classe de veículos, o que se distanciaria dos objetivos deste trabalho. Ainda assim, algumas observações sobre este fato poderão ser realizadas no decorrer deste texto.

O ponto D, mostrado na fig. (3.11), indica a posição longitudinal do c. g. do veículo com um carregamento composto por uma carga no porta-malas, com a presença de um motorista de 45 kgf, o que leva o eixo traseiro a ter sobre si o peso máximo permissível de 720 kgf.

O ponto E, mostrado também na fig. (3.11), mostra a condição de peso operacional do veículo com um motorista de 45 kgf.



- passeio do c.g.

Fig. (3.11) - Passeio do c.g. com motorista de 45 Kgf no banco dianteiro.

CAPÍTULO 4

ESTUDO DA FREAGEM COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO C.G.

4. ESTUDO DA FREAGEM COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO c.g.

4.1 Princípios e requisitos básicos para o sistema de freagem de um autoveículo.

Os princípios básicos que um "sistema de freagem"[10] de um veículo automotor deve proporcionar são muito evidentes, mas, muitas vezes, difíceis de ser obtidos na prática. O sistema deve ser capaz de reduzir a velocidade do veículo de forma segura dentro do menor espaço e tempo possíveis[11], determinados pelo contato do pneumático com o pavimento e pela própria dinâmica do veículo. Durante a freagem o veículo deve conservar a dirigibilidade[12] e estabilidade[13] com qualquer tipo de carregamento permitido pelo seu fabricante. O sistema deve artificialmente proporcionar as condições ótimas de frenagem[14] ou proporcionar sensibilidade adequada ao motorista para que as consiga. A resposta do sistema deve ter repetibilidade, ser contínua e →

---

[10] sistema de frenagem - são todos os componentes e subsistemas responsáveis em proporcionar ao motorista a capacidade e habilidade de reduzir a velocidade de forma segura, controlada, e mantendo a estabilidade do veículo.

[11] os termos grifados no texto correspondem aos princípios básicos e requisitos do sistema de frenagem de um autoveículo.

[12] dirigibilidade ou manobrabilidade - definidos no anexo 1

[13] estabilidade - definida no anexo 1.

[14] condições ótimas de frenagem - serão definidas com detalhes durante o desenvolvimento deste texto.

uniforme em cada ciclo, permitindo a otimização das ações do piloto pelo processo de uso-aprendizagem.

O processo de freagem de um veículo automotor pode ser representado por um sistema de controle de malha fechada, onde o piloto humano é um de seus componentes. Para o estudo teórico deste sistema complexo, é necessário se tenha a "função-transferência", que constitui um conjunto de respostas possíveis do piloto humano. Esta função-transferência pode ser obtida através de simuladores, com grande número de medidas das respostas humanas, para excitações visuais de largo espectro, ou em condições reais de tráfego.

A fig. (4.1) mostra o simulador de base móvel e excitações visuais do Laboratório de Controle Automático da Universidade de Tóquio, controlado por três computadores que proporcionam movimentos de giros de arfagem, guinada, rolamento e movimentos de translação na vertical (50).

Estudos realizados na engenharia aeronáutica (36, 37) sobre as características do ser humano, como elemento de um sistema de controle de malha fechada, mostraram duas quantidades que descrevem a característica humana. A primeira é parte da resposta linearmente correlacionada com a função-excitação. Ela caracteriza as ações do homem sob funções descrevendo entradas lineares ou quase lineares. A segunda é uma parte da resposta que não é linearmente correlacionada com a função-excitação, chamada residual. Com isto, o piloto humano é representado por uma função linear, mais uma parte não linear, a qual introduz dificuldades adicionais no projeto, análise e previsão de resposta de todo o

→ sistema de malha fechada.

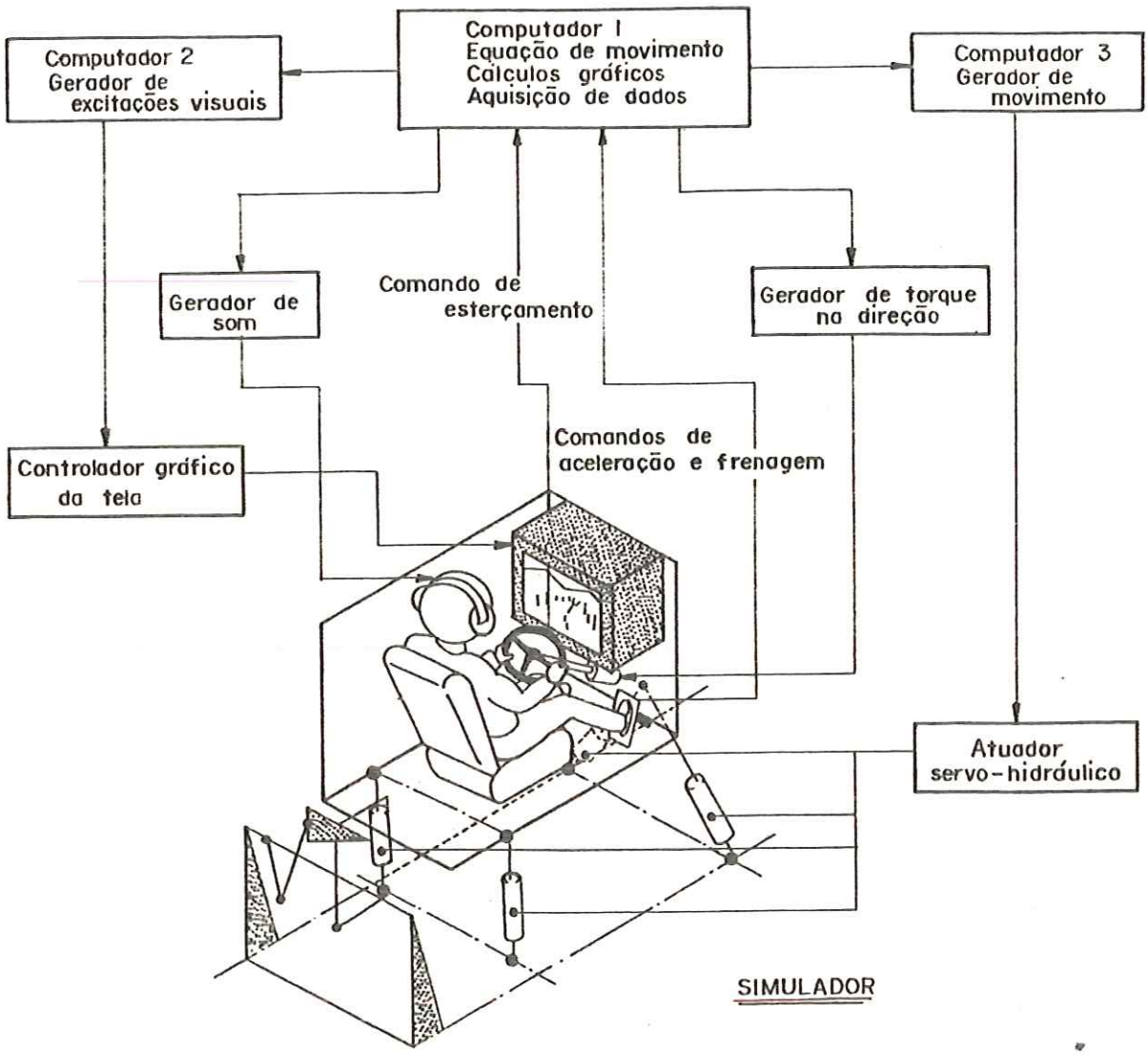


Fig. (4.1) - Simulador de base móvel / excitações visuais
FIG. OBTIDA DA REFERENCIA (50)

O piloto humano tem a habilidade, através do aprendizado na utilização do sistema, de gerar combinações de adiantamento/atraso, atraso/adiantamento, atraso, adiantamento ou puro ganho na sua resposta, conforme seja apropriado ao sistema completo.

A equalização dos seus parâmetros e ganhos, ajustando-os e consequentemente otimizando a resposta de todo o sistema, é realizada por um mecanismo intrínseco do homem ainda não conhecido. Esta capacidade do ser humano é tanto maior quanto maior a "repetibilidade" e "previsibilidade" de atuação do sistema de freagem do veículo, o que torna este ítem de muita importância, com o consequente objetivo de obtê-lo durante o projeto destes sistemas. Isto afetará o desempenho e consequentemente a segurança de utilização do veículo.

Um diagrama de blocos de um sistema automático de freagem típico é mostrado na fig.(4.2).

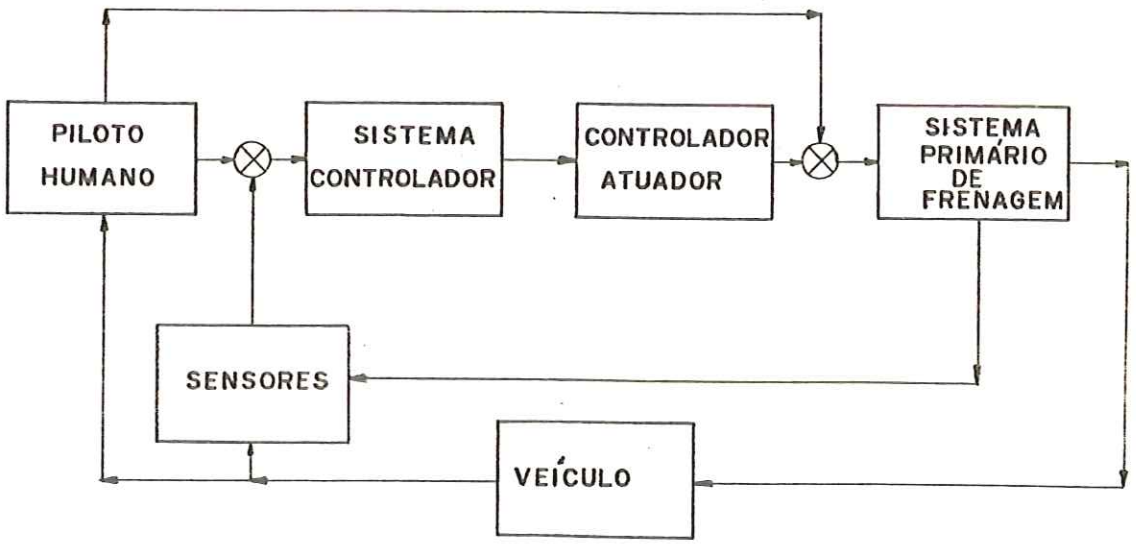


Fig. (4.2)- Diagrama de bloco de sistema automático de frenagem

O sistema primário de freagem consiste de todo o subsistema que opera freando o veículo, quando o sistema automático está inoperante. Ele compreende os atuadores que proporcionarão o torque de freagem do veículo. Até a década de 1960, os carros de passageiros e veículos leves de transporte de carga usavam freios a tambor nas quatro rodas com guarnições do tipo orgânico. Na década de 1960 e início de 1970, houve a transição, nos Estados Unidos da América, para o sistema que utiliza freio a disco no eixo dianteiro e a tambor no traseiro (38). Atualmente, veículos de alto desempenho, utilizam somente freios a disco.

Hoje em dia, existem basicamente dois tipos de freio de veículo automotor: a disco e a tambor, com diferentes tamanhos e formas dependendo das suas aplicações. Os discos são geralmente fabricados em ligas especiais de aço, e em aplicações especiais de materiais compostos de alta resistência mecânica. As guarnições dos freios são fabricadas de resinas fenólicas ou borracha (matriz), elementos que reforçam a resistência mecânica e ao calor, tais como: fibras de asbestos, fibras de vidro, fios de aço, etc.

O próprio problema do projeto de um sistema de controle automático de freagem resolve-se dentre as construções mecânicas possíveis que são capazes de frear o veículo. Este processo pode ser grandemente simplificado, quando os movimentos do veículo puderem ser representados por um modelo matemático. Este modelo pode ser obtido através das forças e torques aplicados no veículo e suas reações inerciais de acordo com a lei de Newton. Destas equações escritas de forma conveniente, poder-se-á obter a função

transferência do veículo, que representa suas reações quando perturbado através do acionamento dos freios.

São necessárias também as funções-transferências dos sensores necessários para o controle do processo de freagem. Os sensores normalmente utilizados são: acelerômetros, medidores de velocidade linear e angular, termômetros, medidores de pressão, de peso, etc.

O sistema controlador é o cérebro do sistema automático. Recebe informações dos sensores (resposta do veículo, posições e velocidade de elementos do sistema primário de freagem) e das ações do piloto humano, processando os sinais e produzindo um sinal de resposta que será utilizado no "controlador atuador".

O "controlador atuador" controlará os atuadores do sistema primário de freagem, produzindo também o controle do torque de freagem.

O sistema de freio não deve sofrer significativa perda de eficiência com a temperatura, umidade, água, poeira e desgaste de seus componentes. Deve requerer pouca manutenção e ajustes para o seu funcionamento normal. Durante a freagem o sistema não deve interferir de forma significativa na eficiência de outros sistemas utilizados no veículo. O tempo de resposta do sistema deve ser tão pequeno quanto possível (1, 2).

O sistema de freagem deve proporcionar a sensação de segurança e conforto ao motorista, através de uma desaceleração uniforme para um dado esforço no pedal. A desaceleração deve aumentar de forma regular e gradual com o aumento do esforço no

pedal. No Brasil, o esforço no pedal como função da desaceleração obtida no veículo deve satisfazer os níveis indicados na Resolução 463/73 (13) e normas NBR (6097) (16), NBR (6096) (17), NBR (6095) (18).

O freio de um autoveículo é essencialmente um meio para a transformação da energia cinética e potencial em calor nos componentes que geram por atrito o torque de freagem. Este calor gerado é dissipado por condução, radiação e convecção forçada do ar atmosférico (ou fluído refrigerante), nos vários componentes do sistema. Parte desta energia é absorvida ainda pelo motor, pneumáticos, pavimento, atrito entre componentes móveis do sistema de transmissão, pela força de resistência do ar e processos químicos, metalúrgicos e de desgaste na interface dos elementos que se atritam. Observa-se que a convecção forçada é fator importante no mecanismo de dissipação térmica dos sistemas de freios geralmente utilizados nos veículos automotores.

A intensidade do torque de freagem gerado nos elementos que se atritam é fortemente dependente da temperatura destes componentes. Esta dependência é traduzida pelo coeficiente de atrito entre as superfícies, que decresce fortemente após um determinado limite de temperatura de operação, que normalmente é utilizado como um dos parâmetros de projeto do sistema. Temperaturas elevadas podem ainda comprometer a estrutura do material de fricção e/ou sofrer desgaste acentuado.

JACKO (70) estudou o desgaste induzido por altas temperaturas de operação dos materiais de fricção usados normalmente nos freios automotivos, através de uma seqüência de

testes de "fade". A seqüência consistiu de uma série de 6, 8, 10, 14, 17 e 24 freagens de 97 km/h a zero, a uma desaceleração de 4,6 m/seg^2. A temperatura inicial do freio foi de 66°C. O ciclo de parada era de 35 seg. de início a início. A temperatura máxima observada para cada seqüência de teste de "fade" foi obtida, o desgaste da superfície das pastilhas interna e externa do freio a disco, medido, e a profundidade da camada da pastilha, afetada pela temperatura, sofrendo alterações físico-químicas, obtida por microscopia. Cada seqüência de teste de "fade" era seguida por uma sequência de teste de recuperação, de assentamento e de eficiência.

A fig. (4.3) reproduz graficamente os resultados obtidos, mostrando a variação exponencial típica do desgaste dos materiais de fricção sob altas temperaturas, obtidas na seqüência dos testes de "fade".

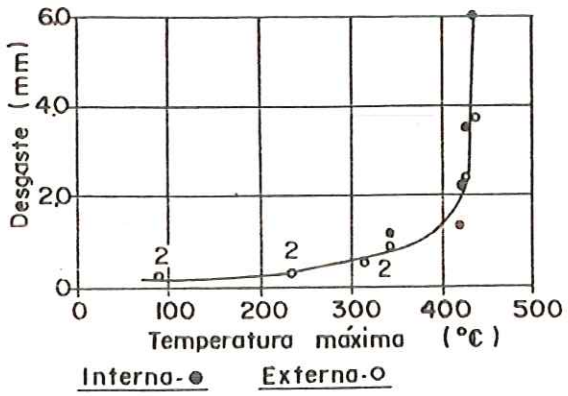


Fig. (4.3) - Desgaste de material de fricção típico sob altas temperaturas de operação.

FIG. OBTIDA DA REFERENCIA (70)

A fig. (4.4) mostra a espessura da camada do material de fricção que foi afetada pela temperatura máxima, observada nos testes de "fade".

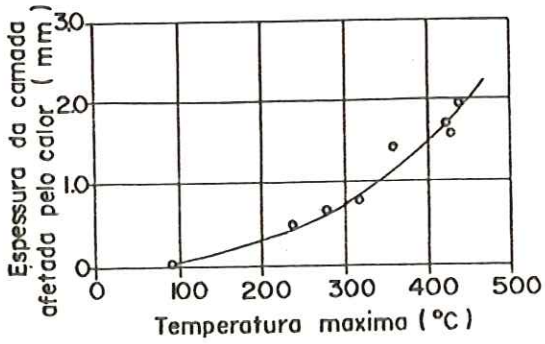


Fig. (4.4)- Espessura da camada do material de fricção solicitada em altas temperaturas em operação.
FIG. OBTIDA DA REFERÊNCIA (70)

A vida útil de utilização das guarnições de freio, determinadas pelo desgaste principalmente em altas temperaturas, é, então, outro parâmetro importante de projeto do sistema.

Os materiais de fricção para guarnições do freio são elementos de vital importância no desempenho de freagem do veículo, representando ítem fundamental para o uso do veículo com segurança. As formulações das guarnições dos freios têm sido modificadas e evoluídas no tempo e, algumas vezes, de maneira compulsória, com o estabelecimento de novos limites de desempenho

(requisitos) por órgãos governamentais com o intuito de melhorar o desempenho do sistema de freagem dos veículos visando à maior segurança de uso. JACKO et al. (38) mostram a evolução dos materiais de fricção durante a década de 1970 e início da de 1980. No Brasil, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) prescreve métodos de ensaios para materiais de fricção do freio de veículos rodoviários, industriais e similares nos seguintes ítens:

a)- densidade relativa (20);

b)- dureza "Shore D" (22); estabilidade de raio, dilatação e crescimento (23) ;

c)- compressibilidade (24).

A normalização dos métodos de ensaios destes ítens é um meio de verificação da consistência da formulação e do processamento de fabricação de materiais de fricção das guarnições do freio. As faixas de variações dos resultados obtidos nos ensaios destes ítens, dependem da formulação e do processamento dos materiais de fricção, ficando para o próprio fabricante a indicação dos intervalos de variação e dos níveis de aceitação com a aprovação dos órgãos governamentais. Estes ítens não demonstram as qualidades e características operacionais dos materiais de fricção em questão.

d)- Características de atrito e desgaste (19) e cisalhamento da aderência (21).

O método de ensaio para verificação da resistência ao cisalhamento da aderência entre a sapata e a guarnição do freio, é realizado à temperatura ambiente (23 ± 5)° C, em alta

temperatura (220 ± 5)° C e com a guarnição submetida à ação de fluídos como: névoa salina (conforme NBR 8094), solução aquosa de cloreto de cálcio a 20%, água, líquido para freio (conforme NBR 9292) e óleo hipóide.

O cisalhamento pode ocorrer em sete planos possíveis entre o material de fricção e a sapata, como mostra a fig. (4.5).

Um exemplo típico das características de atrito, obtidas em ensaio, é mostrada na fig. (4.6).

e)- Resistência interna ao cisalhamento do material de fricção (25).

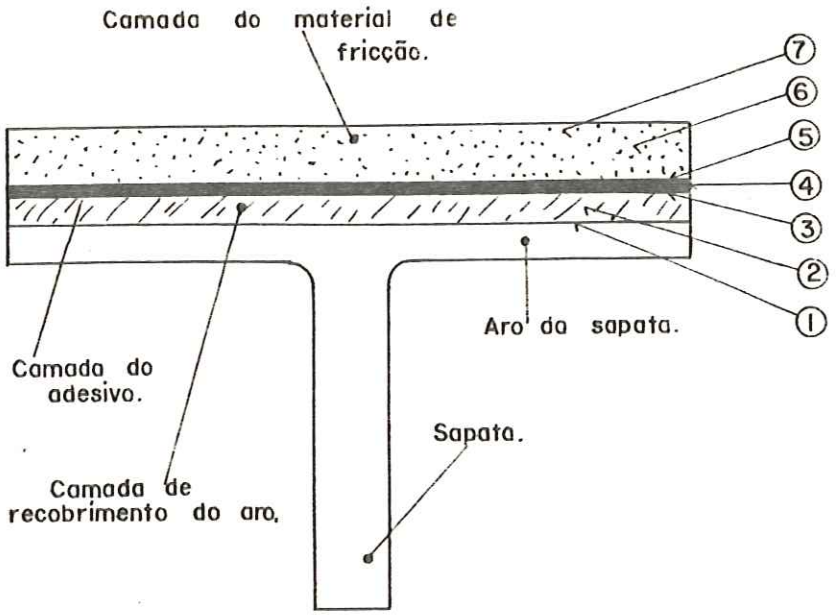
Os resultados obtidos, através deste método de ensaio, podem ser utilizados também como meio de verificação da consistência da formulação e processamento de fabricação do material de fricção.

Outro ítem de extrema importância no desempenho do processo de freagem de um veículo automotor é o "líquido para freios hidráulicos"[15]. Os requisitos das características de líquidos para freios hidráulicos são indicados na NBR 9292 (28), para freios destinados ao uso em condições de operação a temperaturas não inferiores a -10° C para o tipo "A" e a -40° C para o tipo "B". A Norma NBR 9576 (29) prescreve o método de ensaio para a determinação das características "exigíveis" para líquidos dos tipos "A" e "B" para freios hidráulicos. A observância irrestrita pelos fabricantes de todos os requisitos obrigatórios para os →

---

[15] líquido destinado a transmitir pressões em circuítos de freios hidráulicos (28).

FIG. OBTIDA DA REFERENCIA (21)



7 - Rompimento interno do material de fricção

6 - Rompimento na região interna inferior do mat. de fricção

5 - Rompimento de adesão entre material de fricção e adesivo

4 - Rompimento de coesão interna à camada de adesivo

3 - Rompimento de adesão entre o adesivo e o recobrimento do aro da sapata

2 - Rompimento de coesão interna à camada do recobrimento do aro da sapata.

1 - Rompimento de adesão entre o aro da sapata e o seu recobrimento ou entre o aro da sapata e o adesivo, quando o recobrimento não for usado.

Fig. (4.5) - Planos possíveis de cisalhamento entre o material de fricção e a sapata.

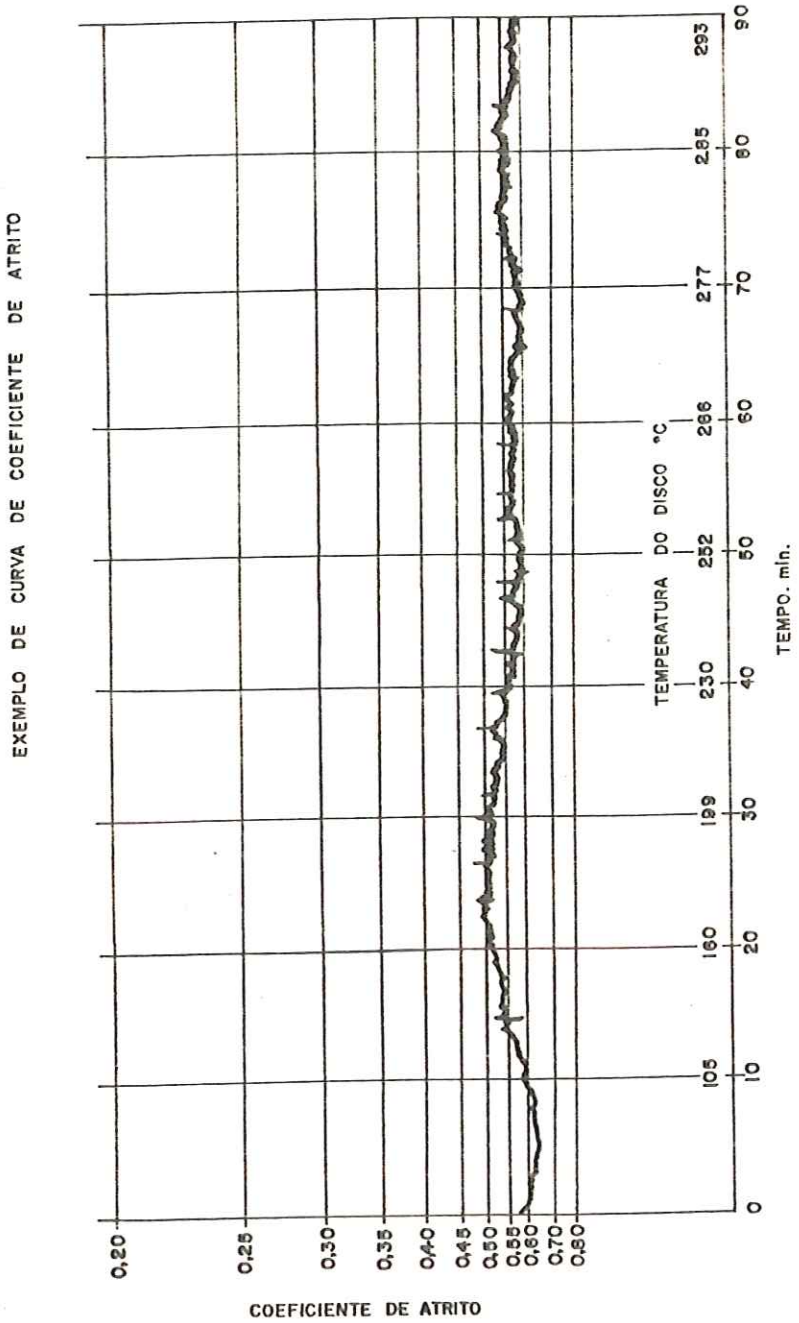


Fig. (4.6)- Exemplo típico das características de atrito obtidas em ensaio de guarnições de freio

FIG. OBTIDA DA REFERENCIA (19)

líquidos dos freios hidráulicos, é fator de grande importância no uso seguro do veículo. Através dos resultados destes ensaios, aplicados periodicamente, pode-se verificar a consistência da formulação e o processamento de fabricação.

Os requisitos mínimos exigidos para o cilindro mestre, elemento de vital importância no circuito de freagem, são indicados na NBR 9294 (30), para circuitos hidráulicos, simples ou duplos, usados em veículos rodoviários automotores. A NBR 9298 (31) prescreve o método de ensaio para verificação das condições mínimas exigidas pela NBR 9294.

A NBR 9495 (32) prescreve o método de ensaio para a verificação das características de desempenho do servo-acionador do freio de circuito hidráulico, atuando mecanicamente, auxiliado por depressão, em veículos rodoviários automotores. A NBR 9991 (33) estabelece método de ensaio para a verificação de durabilidade e armazenamento deste elemento largamente utilizado em freios na atualidade.

Coifas de borracha para cilíndros da roda de freios hidráulicos são especificadas, com os seus requisitos mínimos, na NBR 9989 (34). O método de ensaio para verificação destes requisitos mínimos é estabelecido na NBR 9990 (35).

Os resultados obtidos através dos ensaios normalizados do cilindro mestre, servo-acionador e coifas de borracha, podem também ser usados para o controle de qualidade do processo de fabricação. Estes elementos são ítens do sistema de freagem intimamente relacionados com a segurança do processo de freagem de um autoveículo. Isto mostra, sem dúvida alguma, que a

observância irrestrita e o controle dos fabricantes proporcionarão níveis mais elevados de segurança veicular, com a conseqüente redução do número de acidentes e de sua gravidade.

Para manter a temperatura de funcionamento do freio dentro de um limite, com o intuito de garantir o seu desempenho, o projetista deve visar a obter uma adequada transferência de calor do sistema para o meio ambiente através da convecção forçada do fluído refrigerante (ar). A transferência de calor é função da quantidade e qualidade da área externa dos componentes exposta ao fluído refrigerante, diferença de temperatura entre eles e velocidade e turbulência do fluxo do ar. Nestes aspectos, a forma aerodinâmica do veículo assume particular importância (3). Durante freagens de emergência, a energia em forma de calor dissipada para o meio ambiente é pequena, devido ao pequeno intervalo de tempo que geralmente ocorre nestes casos. Com isto, os discos do freio deverão ter "capacidade térmica suficiente" para absorver toda a energia gerada sem ultrapassar a temperatura-limite de projeto já definida neste texto. Esta capacidade térmica é função basicamente da quantidade de material dos discos (massa), do calor específico do material que os compõe e da variação de temperatura disponível (temperatura-limite de projeto do freio menos a temperatura do início do processo de freagem de emergência dos discos). O calor gerado no atrito do material de fricção com o tambor pode, por condução, aumentar perigosamente a temperatura de trabalho do pneumático. Requisitos quanto a este aspecto são indicados na NBR 9712 (26). Os conceitos básicos e as

principais expressões matemáticas relacionadas ao estudo térmico de regime do sistema de freio são desenvolvidas em (5), (6) e (79).

Através de investigações de acidentes com veículos rodoviários em vários países do mundo, é geralmente aceito que aproximadamente 90% de todos os acidentes são causados por "erro(s) humano(s)". O fato de a falha humana ser preponderante nos acidentes, não significa que, com o uso cada vez mais intensivo de sistemas de freagem mais confiáveis e eficientes, o número total de acidentes não possa ser reduzido, bem como sua gravidade. Isto foi observado no passado e, mais recentemente no Brasil, com a utilização de circuítos hidráulicos duplos no sistema de freagem, diminuindo a possibilidade de falha total do sistema, quando o veículo fica sem freio (14).

Atualmente, sistemas automáticos anti-bloqueio das rodas estão sendo desenvolvidos e utilizados no mundo. Estes sistemas restringem as ações danosas e perigosas do piloto humano e das variações das características do pavimento, principalmente durante uma freagem de emergência. Com a adição de subsistemas, conjuntos e componentes no sistema de freio original, para aumento de segurança, ao mesmo tempo crescem as possibilidades de se desenvolverem falhas. Este conflito fundamental entre complexidade e confiança é agravado por altos custos financeiros de manutenção, mão-de-obra não qualificada para ela, falta de informações básicas para o usuário do veículo sobre o funcionamento do sistema, inexistência de plano de manutenção preventiva e de correção, indicado pelo fabricante; fatos

corriqueiros que poderão prejudicar irremediavelmente a utilização destes sistemas, principalmente no Brasil.

O gráfico da fig. (4.7) mostra a relação entre confiança e complexidade do sistema. O gráfico tem por finalidade básica mostrar a tendência e a relação exponencial entre as variáveis.

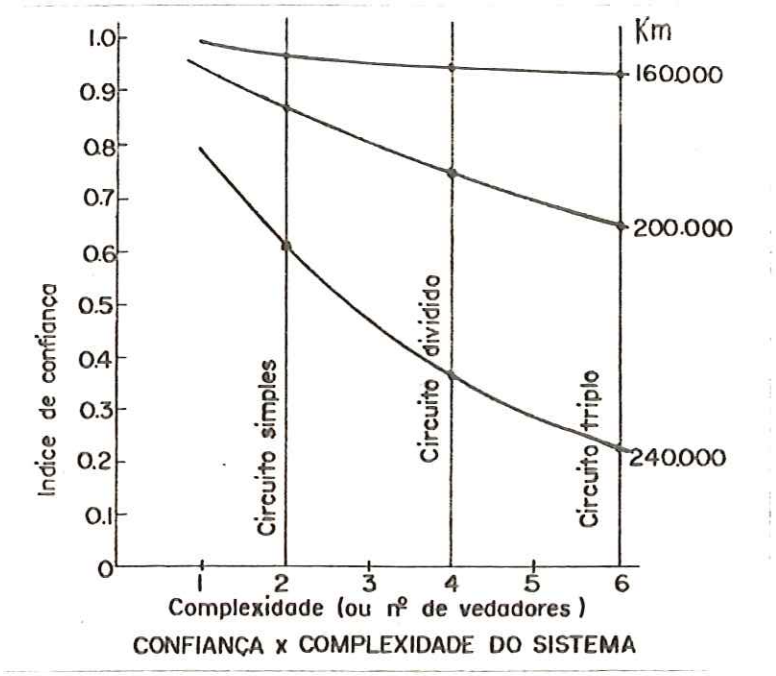


Fig. (4.7) - Confiança x complexidade do sistema de freios.

FIG. OBTIDA DA REFERENCIA (14)

No projeto dos sistemas automáticos de freagem, uma atenção especial deve ser dada para que se obtenham baixos custos de

manutenção, que a tornará mais freqüente e efetiva, contribuindo decisivamente para aumentar os níveis de segurança na utilização do veículo. Apesar destes sistemas serem complexos comparados com o original, ênfase especial, durante esses projetos, deve ser dada para a simplicidade de manutenção. As indústrias automobilísticas devem proporcionar recursos para a obtenção de mão de obra qualificada para reparos e manutenção preventiva destes sistemas, através de incentivos e oportunidades de treinamento dos mecânicos, principalmente aqueles que trabalham fora das revendedoras autorizadas, que, no Brasil, executam estes serviços em grande número.

Muitos países e organizações internacionais prescrevem Requisitos Legais Mínimos de Desempenho para os sistemas de freio de serviço[16], de estacionamento[17] e de emergência[18].

---

[16] freio de serviço: freio normal de uso do veículo , cujo desempenho em estrada, para automóveis, camionetas de uso misto deles derivadas, é determinado pela norma NBR 6095 (18).

[17] freio de estacionamento : sistema de freio exclusivamente mecânico, que deve manter o veículo parado em determinadas condições indicadas pela NBR 6097 (16).

[18] freio de emergência: parte restante de um freio hidráulico de serviço avariado, cujo desempenho em estrada é prescrito pela norma NBR 6096 (17).

EESC - USP Biblioteca SÃO CARLOS

Infelizmente os níveis de requisitos são muitos e variados. Enquanto alguns estabelecem vários requisitos com níveis atualizados, segundo o desenvolvimento técnológico no Mundo, outros nada ou pouco exigem, estabelecendo requisitos não perfeitamente definidos, algumas vezes insuficientes e até incompatíveis.

Nos Estados Unidos da América, os primeiros "Standards Vehicle Motor Federal" foram estabelecidos em 1968, baseados nos padrões de desempenho e métodos de testes da "Society of Automotive Engineers" (SAE). A ênfase especial em segurança veicular[19] originou-se nos E.U.A. em 1965 com a publicação do livro "Unsafety at any Speed" de Ralph Nader.

Ainda em 1967, o programa "Experimental Safety Vehicle" foi elaborado pelo "Department of Transportation", o qual determinava como "Princípio Fundamental: a Segurança Veicular" no projeto de veículos novos. Este programa, também com as investigações realizadas na Alemanha, Japão, Itália, França e Suécia, objetivava proporcionar um grande avanço na segurança veicular, propondo a utilização, em anos posteriores, de novas resoluções com requisitos e normas.

O governo sueco demonstrou grande interesse em "Segurança Veicular", publicando em 1969 "Safety Standard F-18", que se tornou regulamentação obrigatória para modelos fabricados a →

---

[19] segurança veicular: níveis de segurança de utilização do veículo em estradas.

partir de 1972. Esta regulamentação já estabelecia requisitos para a prevenção do bloqueio prematuro das rodas do eixo traseiro, e mencionava a possibilidade de adoção, por volta de 1975 de requisitos para prevenir o travamento prematuro nas 4 rodas.

Em 1971 foi aprovada pelo "Brussel Parliament" regulamentação para freagem de veículos automotores, que seria de uso obrigatório em toda a Comunidade Econômica Européia em prazo de 18 meses (14). Um resumo dos principais requisitos utilizados em 1973 na Comunidade Econômica Européia, Estados Unidos da América e em 1977 na Suécia, é apresentado em anexo 1.

No Brasil a Resolução 463 de 1973 do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) estabeleceu requisitos de segurança para veículos automores de fabricação nacional (13).

Com o processo normal de desenvolvimento da Indústria Automobilística, estas regulamentações, requisitos, normas, são modificados para acolher novos desenvolvimentos tecnológicos, aprimorar conceitos, redações, etc. No Brasil, as Resoluções 477/74, 483/74, 486/74, 490/75, 501/76 e 521/77 do CONTRAN introduziram modificações na Resolução 463/73.

O interesse governamental através de apoio e prestígio às instituições e órgãos constituídos para a segurança veicular, é fator relevante para se obter desempenho e avanços necessários

para o setor.

Estas instituições devem elaborar e prescrever requisitos adequados ao desenvolvimento tecnológico e às realidades regionais, estabelecer requisitos para ensaios e novos projetos, inspecionar periodicamente os veículos fabricados e em uso, com o intuito de verificar se eles satisfazem os requisitos impostos por lei. Além disso, devem promover criteriosa investigação de acidentes para revelar suas causas, provendo dados estatísticos confiáveis para propostas de mudanças ou novos requisitos e normas.

Nos Estados Unidos da América, a ação dos órgãos governamentais como o "Department of Transportation" (desempenho do veículo), o "Occupational Safety and Health Administration" (nas práticas do trabalho de fabricação) e o "Environmental Protection Agency" (nas práticas do trabalho de fabricação e proteção do meio ambiente) tem contribuído e balizado o desenvolvimento dos produtos da indústria automobilística.

Os primeiros freios a disco, utilizados nos Estados Unidos da América na década de 1960, eram relativamente grandes, pesados e as temperaturas de freagem baixas. Com a necessária otimização deste sistema, diminuindo suas dimensões e peso, as temperaturas de operação aumentaram, culminando com a promulgação em 1975 da "Federal Motor Vehicle Safety Standard 105", que exigia uma maior estabilidade no esforço de freagem nos pedais, após o sistema ter sido solicitado repetidas vezes a altas temperaturas. Uma

regulamentação da "Occupactional Safety and Health Administration" de 1972 reduzia os índices de concentração de fibras de asbestos nas áreas industriais e já indicava a disposição de eliminação de tais componentes, na formulação de guarnições de freios do futuro. Outras regulamentações posteriores foram introduzidas, com o intuito de diminuir a emissão de partículas e gases venenosos no processo de combustão e diminuição do consumo por distância percorrida. Toda esta preocupação dos orgãos governamentais, mostrada acima, com a modificação e introdução de novos requisitos, contribui decisivamente para o desenvolvimento e controle dos produtos da indústria automobilística, com o conseqüente aumento nos níveis de segurança de utilização desses produtos.

Toda esta dinâmica e procedimentos são utilizados freqüentemente na indústria aeronáutica, tendo-lhe garantido os melhores índices mundiais de segurança no transporte de cargas e passageiros.

No Brasil, a resolução nº 463/73 do Conselho Nacional de Trânsito, modificada pelas resoluções 477/74, 483/74, 490/75, 501/76 e 521/77 (13), estabelece que a eficiência do conjunto do sistema de freio de serviço não deve ser inferior à descrita no documento "Requisitos de desempenho do freio hidráulico de serviço"[20], no que se refere à força no pedal pela desaceleração

---

[20] documento da própria Resolução 463/73.

→ mínima exigida, como se indica a seguir:

TABELA OBTIDA DA REFERENCIA (19)

Velocidade inicial de freagem (km/h)	Variação admitida para a força no pedal (kgf)	Desaceleração do veículo durante uma freagem total (m/seg $)^2$
48	6,75 a 45,0	6,1
96	6,75 a 54,0	6,1
128	9,0 a 67,5	6,1

O ensaio do veículo, para verificação dos requisitos do freio de serviço, deverá ser realizado conforme documento "Método de ensaio do sistema de freio em estrada"[21], que estabelece a capacidade de desempenho do sistema de freio com referência a:

-desaceleração em m/seg^2 em relação à força aplicada ao pedal em função da velocidade do veículo, temperatura dos freios e de sua utilização;

-características das guarnições e

-características dos tambores ou discos.

Os métodos de ensaio dos sistemas de freio de serviço, freio de estacionamento e freio de emergência, são descritos nas normas NBR 6095 (18), NBR 6097 (16) e NBR 6096 (17) respectivamente, para automóveis e camionetas de uso misto deles derivadas.

---

[21] documento da própria Resolução 463/73

O nível mínimo de desaceleração de 6,1 m/seg^2 e força máxima no pedal de 54 kgf, quando o veículo sofre uma freagem total com velocidade inicial de 96 km/h, indicados na Resolução 463, são os mesmos requisitos legais exigidos no Estados Unidos da América no ano de 1973, como se pode ver no anexo 1.

A resolução 463 estabelece também que, durante o ensaio do veículo, as cargas máximas admissíveis por eixo veicular, recomendadas pelo fabricante , devem ser mantidas.

Seguindo o que estabelece esta Resolução, o ensaio de desempenho do freio deve ser realizado com o veículo na seguinte condição de carga: peso máximo indicado no eixo dianteiro e peso máximo total indicado do veículo, e, posteriormente, com o veículo na seguinte condição de carga: peso máximo indicado no eixo traseiro e peso máximo total indicado do veículo.

Atualmente no Brasil, a grande maioria dos veículos automotores utilizam o sistema de freio que estabelece uma relação fixa entre o torque de freagem no eixo dianteiro pelo torque de freagem no eixo traseiro. Podem ser acrescidas a este sistema válvulas, acionadas por níveis de peso, pressão, desaceleração, (40), que, durante uma freagem severa do veículo, alteram esta relação ou, simplesmente, diminuem o torque num dos eixos, geralmente o traseiro, para se evitar o indesejável bloqueio prematuro das rodas, com a consequente perda da estabilidade e/ou dirigibilidade.

A relação entre o torque de freagem nos eixos é fator relevante no desempenho de freagem do veículo. A calibração do freio deve ser realizada, tendo em vista diversos fatores, tais como: missão do veículo, carregamentos permissíveis, dados estatísticos sobre as condições de uso, etc. Um estudo criterioso neste sentido poderá estatisticamente melhorar as condições de freagem do veículo com a consequente melhora nas condições de segurança.

O freio poderá ser calibrado, otimizando as condições de freagem, com o peso do veículo especificado pela Resolução 463/73. O freio calibrado desta forma poderá levar o veículo, nos ensaios de estrada, a satisfazer os requisitos mínimos exigidos por lei. Porém, os resultados obtidos nestes ensaios, não garantirão que o veículo satisfaça o desempenho mínimo exigido, com um outro carregamento e peso dentro das restrições indicadas pelo seu fabricante. A definição de peso para ensaio de eficiência do freio contida na Resolução 463, se mostra insuficiente para garantir os requisitos mínimos de freagem, em qualquer condição operacional prevista como possível pelo fabricante do veículo. Isto pode tornar legal o uso de veículos notadamente inseguros, no que se refere ao desempenho de freagem.

Para garantir, como ítem fundamental de projeto de veículos automotores, a "segurança veicular", o veículo em questão deve satisfazer os requisitos mínimos exigidos por lei, em qualquer condição operacional indicada como possível pelo seu

fabricante. Por outro lado, o fabricante do veículo deve oferecer ao usuário informações enfáticas, precisas e claras, bem como métodos simples de verificação, para que ele não transgrida as restrições de carregamento do veículo, e, também, de como fazê-lo de forma mais adequada. É importante que se frise que a violação destas restrições pelo usuário do veículo, torna-lo-á legalmente responsável por qualquer acidente que advenha deste fato.

Os infinitos carregamentos do veículo, que satisfazem as restrições impostas pelo seu fabricante, delimitam uma região no espaço, onde o centro de gravidade do veículo carregado poderá estar. Esta região caracteriza o conhecido passeio do c.g.. Todos os limites de desempenho do veículo, inclusive os de freagem, devem ser estudados, tendo como base esta região espacial (passeio do c.g.). Durante a freagem o veículo deve satisfazer os requisitos legais mínimos, em qualquer dos infinitos carregamentos, que leve o c.g. a se situar dentro desta fronteira. Esta técnica de projeto é freqüentemente usada nos projetos aeronáuticos, garantindo o uso com altos níveis de segurança dos aviões.

Nos ítens que serão desenvolvidos neste texto a seguir, o desempenho e a calibração das forças de freagem nos eixos do Kadett GS 2.0 serão discutidos, a partir do passeio do c.g. determinado no capítulo 3, e outros aspectos abordados anteriormente serão mostrados com maior clareza.

4.2 O Estudo do desempenho da freagem do veículo/exemplo como função do passeio do centro de gravidade.

O processo de freagem de um veículo automotor é complexo, dependente da própria dinâmica do veículo, e de fatores ligados à geração interna do torque de freagem e às condições do contato do pneumático com o pavimento, traduzidas estas pelo coeficiente de atrito estático ou coeficiente de adesão. Estes fatores foram discutidos nos capítulos anteriores, enquanto que a dinâmica do veículo é dependente do passeio do c.g..

A condição de máximo desempenho do "sistema de freio" de um autoveículo é conseguida somente quando a distribuição das forças de freagens nos eixos, dianteiro e traseiro, tiver a mesma proporção dos respectivos "pesos dinâmicos"[22]. Esta condição caracteriza o que vamos chamar de "balanceamento ótimo das forças de freagem". Satisfeita esta condição numa freagem de emergência, todos os pneumáticos nos eixos do veículo poderão utilizar simultaneamente a sua máxima capacidade. Ela é determinada pelo coeficiente de adesão máximo e pela carga normal sobre o eixo da roda, como se viu em capítulo anterior. Se esta condição não for satisfeita, poderá ocorrer primeiramente o →

---

[22] peso dinâmico: pesos nos eixos do veículo quando num movimento acelerado. Numa aceleração negativa (desaceleração), como a que ocorre numa frenagem, o peso estático no eixo dianteiro é acrescido devido ao efeito da força de inércia aplicada no c.g. do veículo. A mesma quantia é subtraída do eixo traseiro.

escorregamento das rodas de um dos eixos. Se ocorrer o travamento das rodas do eixo dianteiro, a força de atrito gerada independerá da orientação delas com o solo, e, conseqüentemente, não poderão mais ser utilizadas para controlar e direcionar o veículo. A roda, solicitada acima de sua capacidade máxima, escorrega sobre o pavimento, perdendo a capacidade de suportar esforços laterais, que controlam e governam o veículo, fato este visto em capítulo anterior. Se ocorrer o travamento do eixo traseiro, NEWCOMB (1) mostra, no subtítulo "Directional Stability", que o veículo desenvolverá um movimento indesejável de rotação em torno do seu centro de gravidade.

Com a força excessiva do motorista no pedal do freio, poderá ocorrer o travamento das rodas nos eixos do veículo e, conseqüentemente, perda da estabilidade e dirigibilidade, conjugadas com um movimento de rotação em torno do c.g. do veículo, dependendo de qual dos eixos inicia o processo de deslizamento primeiro no tempo.

Todas estas hipóteses são extremamente perigosas aos ocupantes do veículo, sem considerar ainda que, com o deslizamento da roda, a sua eficiência em produzir força de freagem diminui, com μ_o indo a μ_s, conforme discussão realizada em capítulo anterior. Como consequência disto, haverá aumento do espaço necessário percorrido durante a freagem.

Fatos semelhantes ocorrem com veículos de transporte de cargas ("trailer-tractor"), originando movimentos indesejáveis conhecidos como "jackknife", definidos com detalhes por FANCHER e DORION (57) e (58) respectivamente.

Em todas estas circunstâncias, o piloto para readquirir o controle direcional do veículo, deverá aliviar a pressão exercida no pedal do freio, o que para um motorista leigo no assunto é atitude contrária à sua reação instintiva.

Há controvérsias de qual dos eixos, dianteiro ou traseiro, em escorregamento, é mais perigoso. Um piloto experiente, segundo NEWCOMB (1), poderá readquirir o controle do veículo, com as rodas do eixo traseiro escorregando, aliviando a pressão no pedal do freio, desde que o veículo não tenha girado mais do que 20° em torno do seu centro de gravidade. Um motorista muito experiente poderá readquirir o controle do veículo, após uma revolução em torno do c.g.. Esta situação poderá ser extremamente perigosa no perímetro urbano ou em estradas de movimento intenso.

O travamento do eixo dianteiro provocará a perda direcional do veículo, impedindo que o piloto execute alguma manobra evasiva do obstáculo que originou a freagem de emergência.

Segundo NEWCOMB (1), a opinião de maior consenso na Europa parece ser a de que o escorregamento do eixo traseiro é mais perigoso; na América esta opinião é mais dividida.

ALMEIDA (11) e BURCKHARDT (12) mostram, através de diagramas, a relação entre o peso dinâmico nos eixos e o balanceamento das forças de freagem, permitindo a investigação do desempenho do processo de freagem de veículos automotores, com sistemas de freios de diferentes tipos. Estes diagramas são elaborados em posições discretas do centro de gravidade consideradas de importância. Estes trabalhos mostram, ainda, que

a eficiência do processo de freagem de um veículo automotor aumenta com a utilização de sistemas, que variam o balanceamento das forças de freagem nos eixos de forma a torná-lo próximo da relação dos pesos dinâmicos nos eixos. Estes sistemas têm a finalidade de otimizar as condições de freagem do veículo, tornando-a mais eficiente e segura. Veículos que utilizam sistemas de freios com balanceamento fixo e único são atualmente mais comuns no Brasil. Os veículos de concepção mais moderna utilizam este sistema simples, com a adição de válvulas, que alteram de forma discreta o balanceamento das forças de freagem ou, simplesmente, em altas desacelerações, diminuem a pressão da linha hidráulica do eixo traseiro para evitar o seu travamento prematuro, utilizando o conceito de que o travamento das rodas do eixo traseiro é a condição de maior risco. Mais recentemente esta programada a utilização dos sistemas automáticos anti-bloqueio das rodas (ABS) e, no futuro, de sistemas que proporcionem balanceamento variável conforme a capacidade do binômio pneumático x pavimento.

No projeto de veículos automotores, pode-se adotar a estratégia de considerar e incorporar nos estudos a possibilidade de instalação imediata ou no futuro, pelo seu fabricante ou pelo usuário, de sistemas de tração e de freagem de alto desempenho. Estes sistemas colocam o veículo próximo do balanceamento ótimo numa aceleração positiva ou negativa, em qualquer condição permissível de uso. Esta possibilidade leva às maiores solicitações de cargas nos eixos e nas rodas, que, obtidas, podem ser utilizadas como parâmetros-limites de projeto

de diversos sistemas e componentes do próprio veículo.

Caso esta estratégia não seja adotada, os parâmetros-limites de projeto devem ser determinados com sistemas instalados bem definidos; informe-se ainda ao usuário que a instalação de sistemas, de melhor desempenho que os originais, poderá levar outros sistemas e/ou componentes do veículo a ser solicitados acima de suas especificações originais de projeto.

Em vista do que foi dito, e para exemplificar, será desenvolvido, neste capítulo, um método alternativo de análise de desempenho durante uma aceleração positiva ou negativa com o uso do passeio do c.g.. No ítem 4.2.1 serão obtidos alguns parâmetros-limites de projeto de veículos que possuam sistemas de alto desempenho, utilizando todo o coeficiente de adesão disponível. No ítem 4.2.2 será estudado o processo de freagem com sistemas de balanceamento único. No ítem 4.2.3 far-se-á um estudo do desempenho do processo de freagem com balanceamento variável, possível com o uso de sistemas automáticos, que proporcionam alto desempenho. Este estudo gerará alguns subsídios para o projeto e otimização destes sistemas.

4.2.1 Estudo dos pesos dinâmicos e forças de freagem nos eixos e nas rodas do veículo como função do passeio do c.g..

A condição ótima de freagem é obtida pela seguinte expressão matemática conforme CANALE (4):

$$\frac{B_4 f}{B_4 r} = \frac{W_{bf} 4}{W_{br} 4} = \frac{L_r + (H \times (\mu_o + f))}{L_f - (H \times (\mu_o + f))} \qquad (49)$$

O gráfico da fig. (4.8), obtido com auxílio da eq. (49), mostra a variação do peso dinâmico no eixo dianteiro e traseiro, na condição de balanceamento ótimo, para qualquer carregamento permissível do veículo, durante uma freagem de emergência com coeficiente de adesão $\mu_o = 1$, coeficiente este determinado pelo binômio pneumático x pavimento, que corresponde a uma pista de asfalto ou concreto em ótimas condições de uso. A desaceleração do veículo, determinada por estas condições, é de 9,44 m/seg^2, obtida através da eq. (50) reproduzida a seguir, conforme CANALE (4).

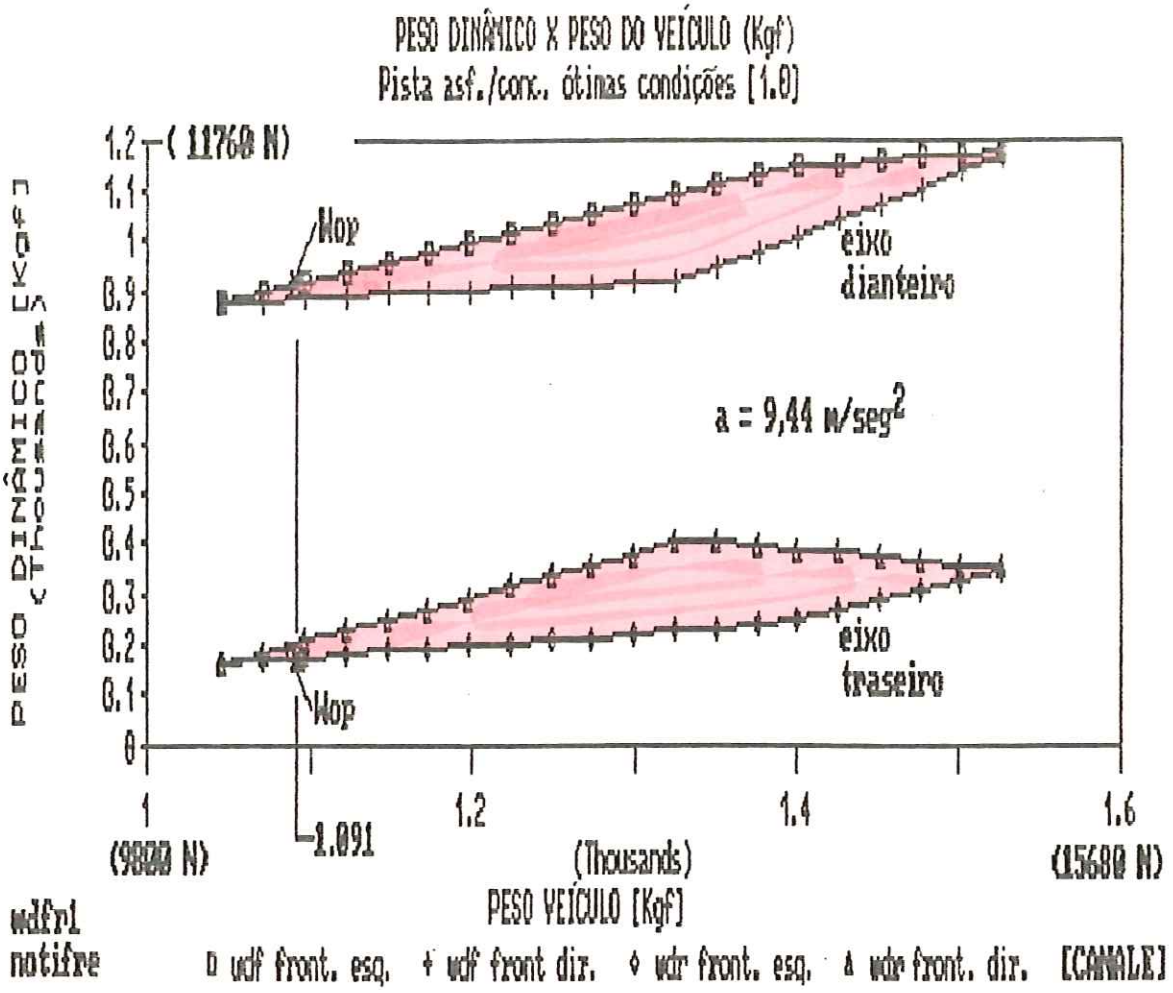
$$b_{max} = \frac{b}{\gamma_b} \times (\mu_o + f - sen(\pm\theta) + R_a/W), \qquad (50)$$

com os seguintes valores:

- $\pm\theta = 0$ para pista horizontal;

- $f = 0{,}02$ valor médio obtido com a eq. (4) do capítulo 1;

- $\gamma_b = 1{,}06$ fator que considera o efeito da inércia dos elementos em rotação no veículo já definido anteriormente neste texto. O valor numérico deste fator foi obtido através dos dados de retomada de velocidade do Kadett GS 2.0, em quinta marcha, de 40 km/h à 100 km/h, da ref. (59) e das curvas de



- Variação do peso dinâmico nos eixos conforme passeio do c.g. nas direções longitudinal (fig. (3.4) e tabela (3.2)) e na altura (fig. (3.7) e tabela (3.4)).

obs: f = 0,02 (valor médio obtido com eq. (4), capítulo 1)

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

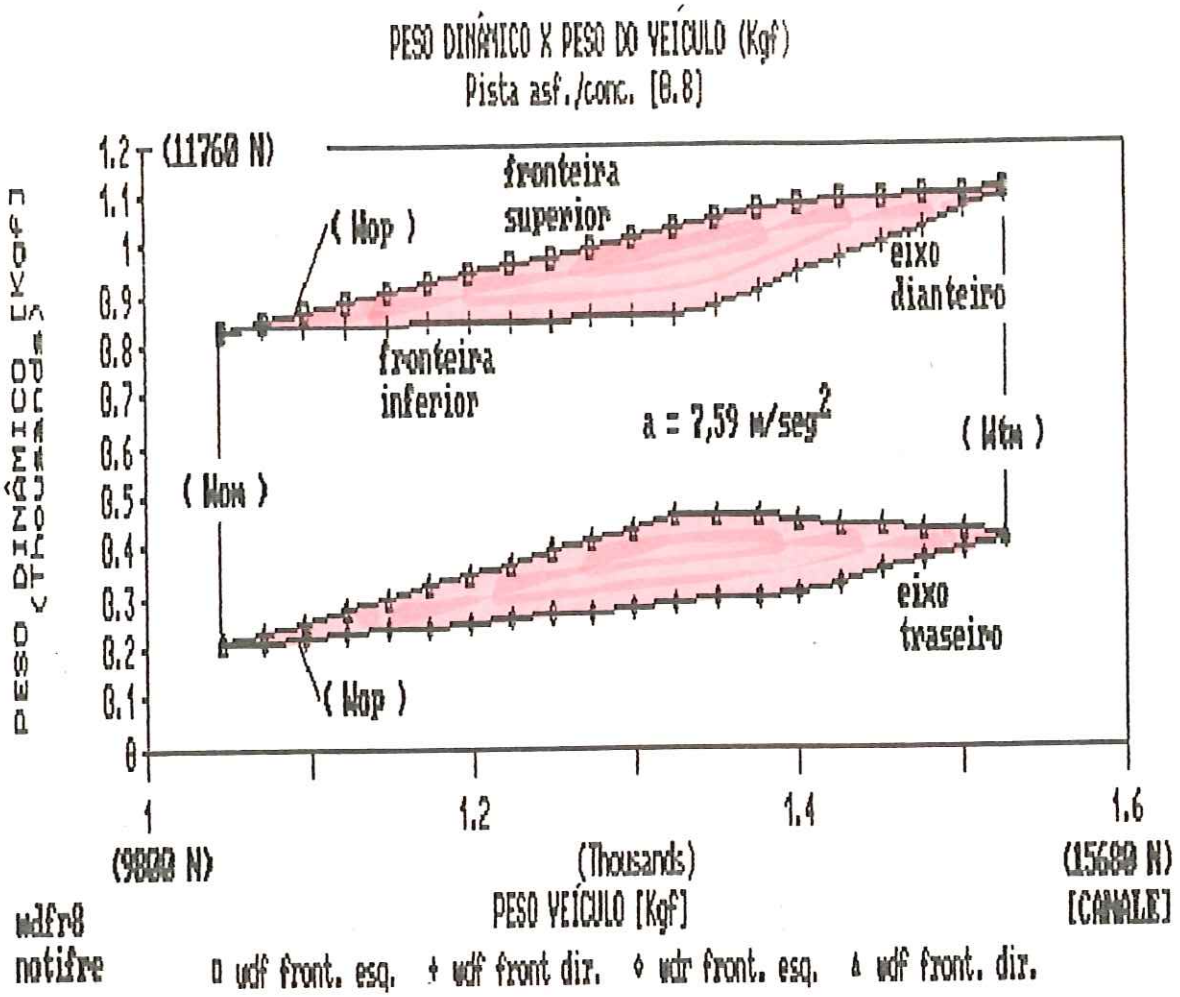
Fig. (4.8) - Peso dinâmico no eixo traseiro e dianteiro numa freagem de emergência com μ_o = 1, no balanceamento ótimo como função do passeio do c.g.

rendimento do motor Chevrolet 2.0L a álcool (60);

- $g = 9{,}80665\ m/seg^2$ aceleração da gravidade ao nível do mar;
- $R_a = 0$ (força de resisténcia do ar desprezada, conforme discussão anterior e tabela (2.1)).

Uma análise abrangente das condições de freagem de um veículo deve considerar variações do coeficiente de adesão μ_o, dentro do intervalo de 1,0 a próximo de zero, por razões já referidas no capítulo 1, pag. (19). Em vista disto, as figs. de (4.8) a (4.13) mostram as variações dos pesos dinâmicos nos eixos, como função do passeio do c.g. do veículo, para coeficientes de adesão variando dentro deste intervalo. Estas figuras mostram que para desacelerações crescentes, a transferência de peso do eixo traseiro para o dianteiro é também crescente. As figs. (4.14) e (4.15) mostram as variações dos pesos dinâmicos no eixo dianteiro e traseiro respectivamente, durante uma freagem para qualquer carregamento permissível do veículo e em qualquer pavimento.

Para o Kadett em particular, pode-se observar, na fig. (4.14), que o peso dinâmico máximo no eixo dianteiro é de aproximadamente 1200 kgf (1181 kgf). Ele ocorrerá com o veículo carregado na condição de "peso total máximo (1526 kgf)" e com o "peso estático máximo no eixo dianteiro de (830 kgf). Ainda na fig. (4.14), pode-se observar que o peso dinâmico mínimo no eixo dianteiro é de 617 kgf, não ocorrendo nem no Wom nem no Wtm, mas num peso do veículo entre eles. Da fig. (4.15) pode-se observar que o peso dinâmico máximo é de 708 kgf e o peso dinâmico mínimo de 160 kgf, ambos do eixo traseiro. pag. 124 =>

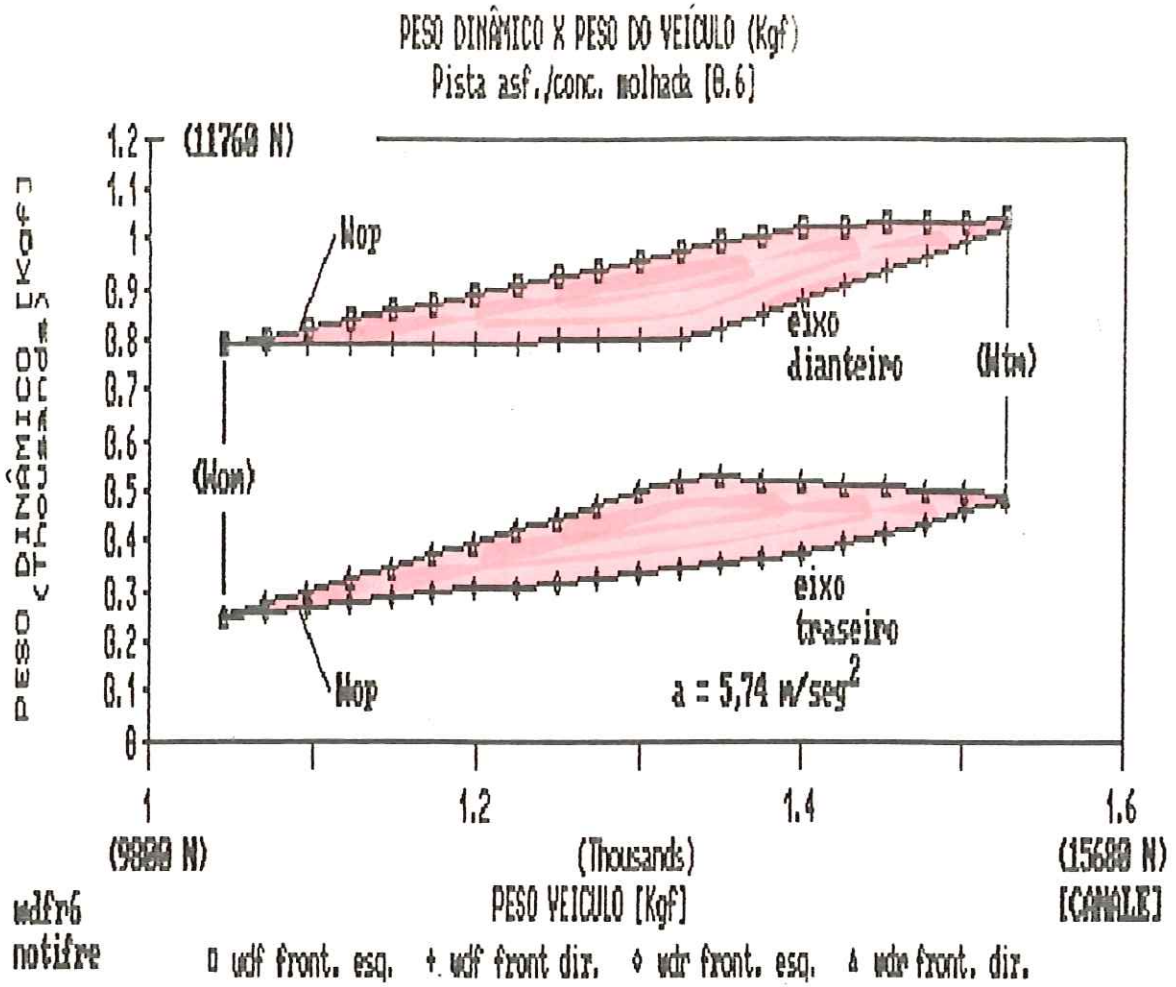


- Variação do peso dinâmico nos eixos, como função do passeio do c.g. nas direções longitudinal e altura.

obs: - Fronteira superior obtida da eq. (49) com a fronteira esquerda do passeio do c.g. na longitudinal e altura.

- Fronteira inferior obtida da eq. (49) com a fronteira direita do passeio do c.g. na longitudinal e altura.

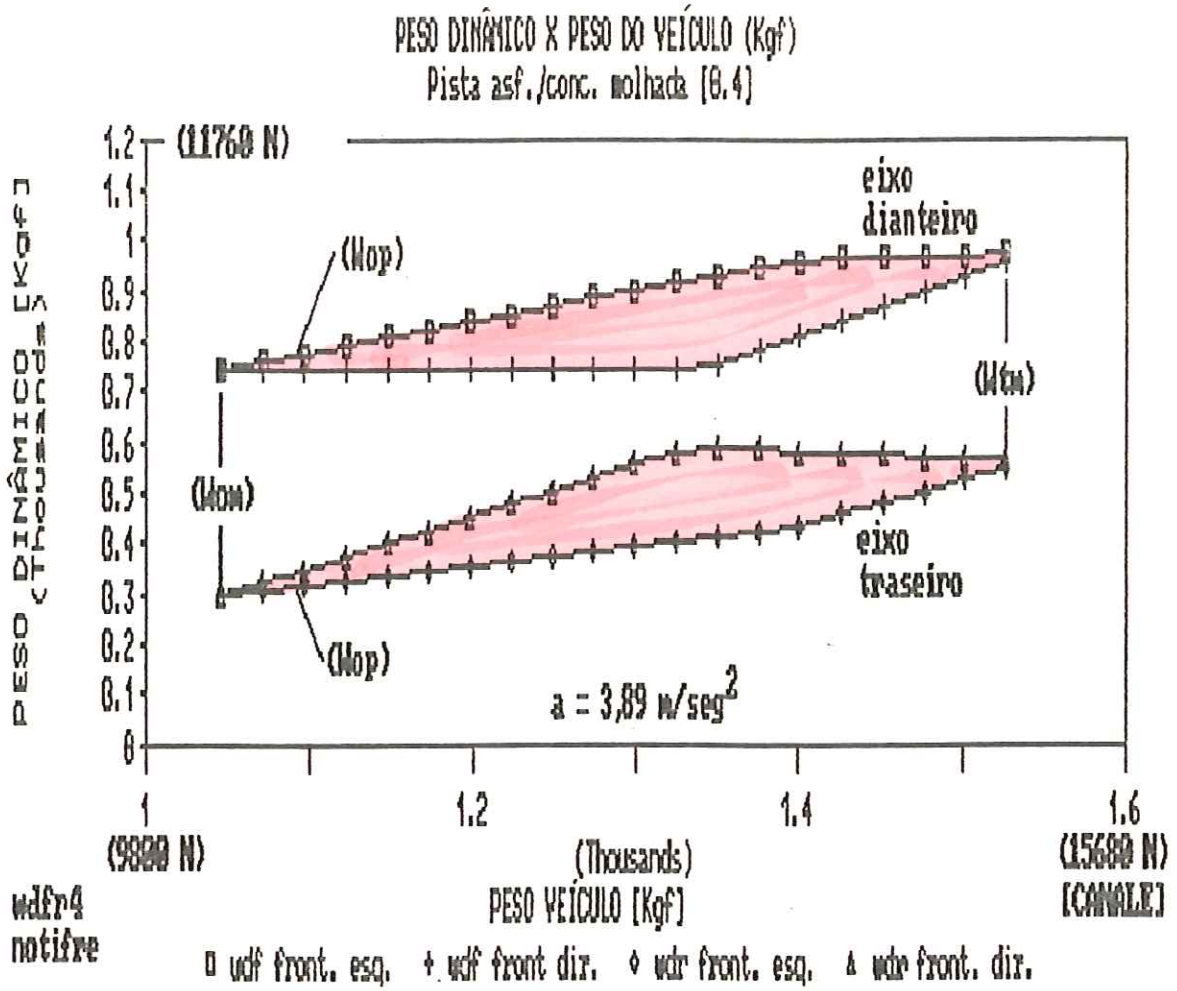
Fig. (4.9) - Peso dinâmico no eixo traseiro e dianteiro numa freagem de emergência com μ_o = 0,8 no balanceamento ótimo, como função do passeio do c.g.



▭ - Variação do peso dinâmico nos eixos conforme passeio do c.g. na longitudinal e altura.

obs: - Os pontos contidos na região destacada, em amarelo, estão relacionados com pontos internos ao passeio do c.g. na longitudinal e na altura e, portanto, correspondendo a um carregamento permissível do veículo.

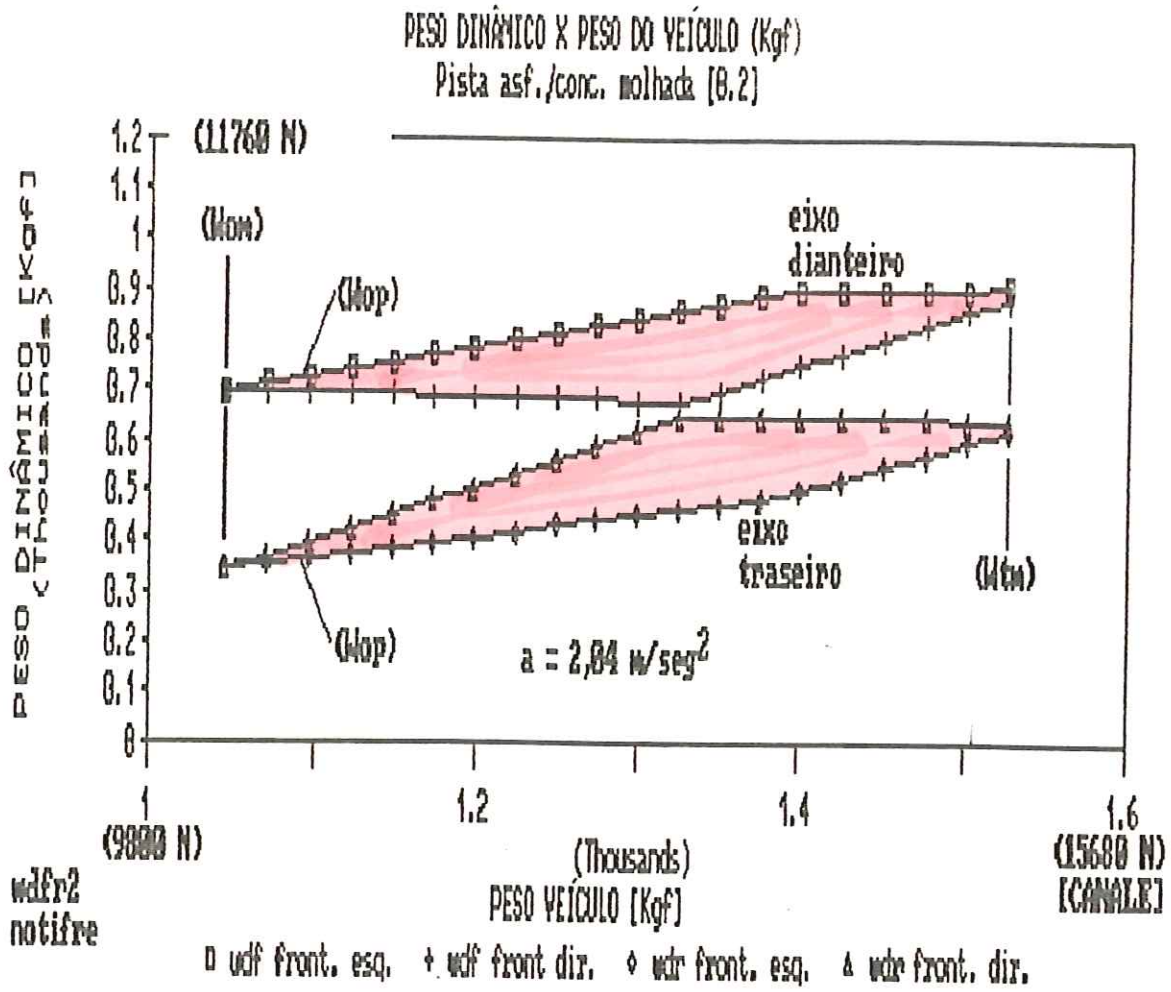
Fig. (4.10) - Peso dinâmico no eixo traseiro e dianteiro numa freagem de emergência com μ_o = 0,6 no balanceamento ótimo, como função do passeio do c.g.



▭ - Variação do peso dinâmico nos eixos como função do passeio do c.g. na longitudinal e altura.

obs: - A desaceleração de 3,89 m/seg^2 é obtida em qualquer carregamento permissível do veículo. Isto ocorre, neste gráfico, por se encontrar o veículo nas condições de balanceamento ótimo, traduzidas acima através do peso dinâmico nos eixos.

Fig. (4.11) - Peso dinâmico no eixo traseiro e dianteiro numa freagem de emergência com μ_o = 0,4 no balanceamento ótimo ,como função do passeio do c.g.



- Variação do peso dinâmico nos eixos como função do passeio do c.g. na longitudinal e altura.

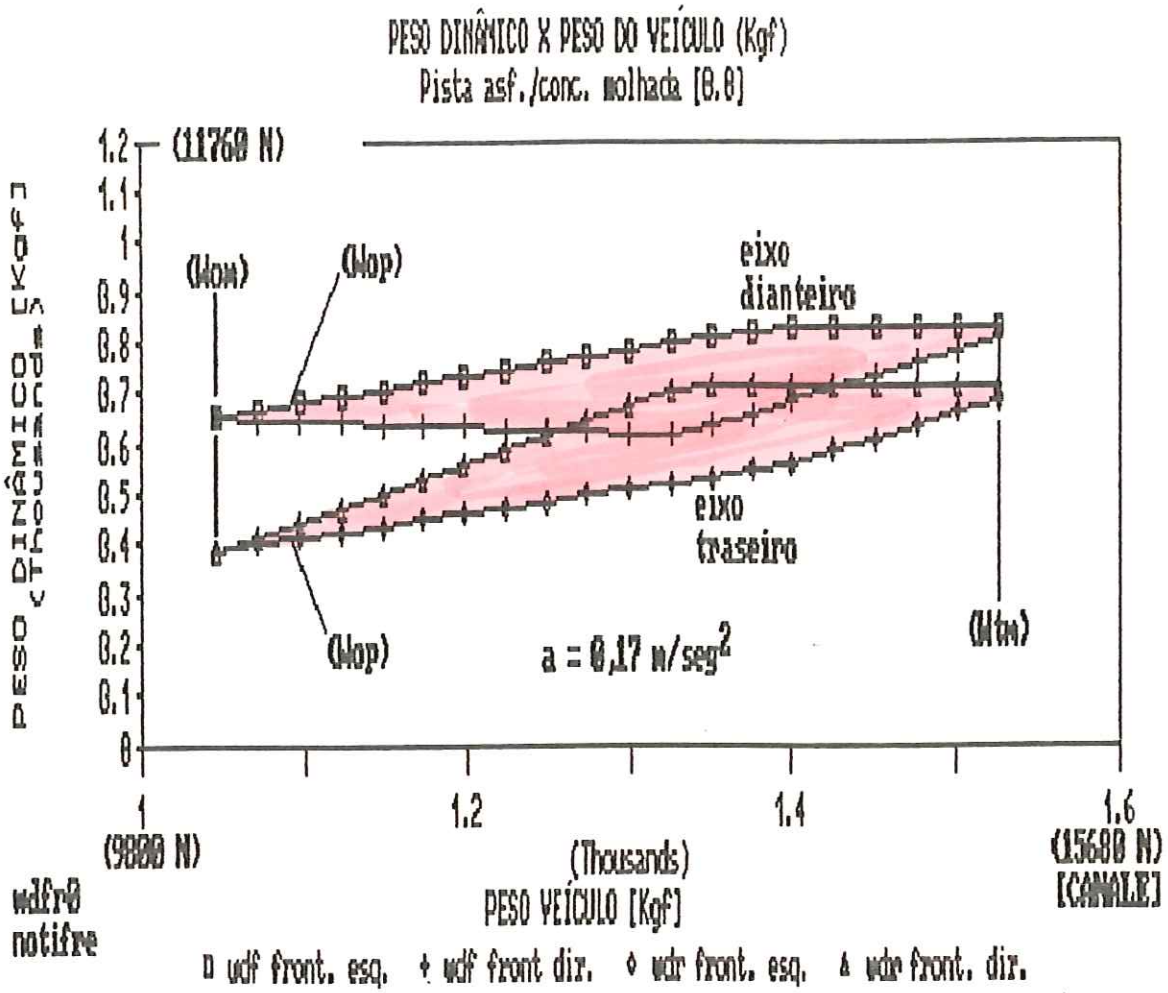
obs: Wtm = peso total máximo do veículo (1526 Kgf),

Wom = peso em ordem de marcha do veículo (1046 Kgf),

f = 0,02 (valor médio obtido através da eq. (4) cap. 1).

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf.)

Fig. (4.12) - Peso dinâmico no eixo traseiro e dianteiro numa freagem de emergência com μ_o = 0,2 no balanceamento ótimo, como função do passeio do c.g.

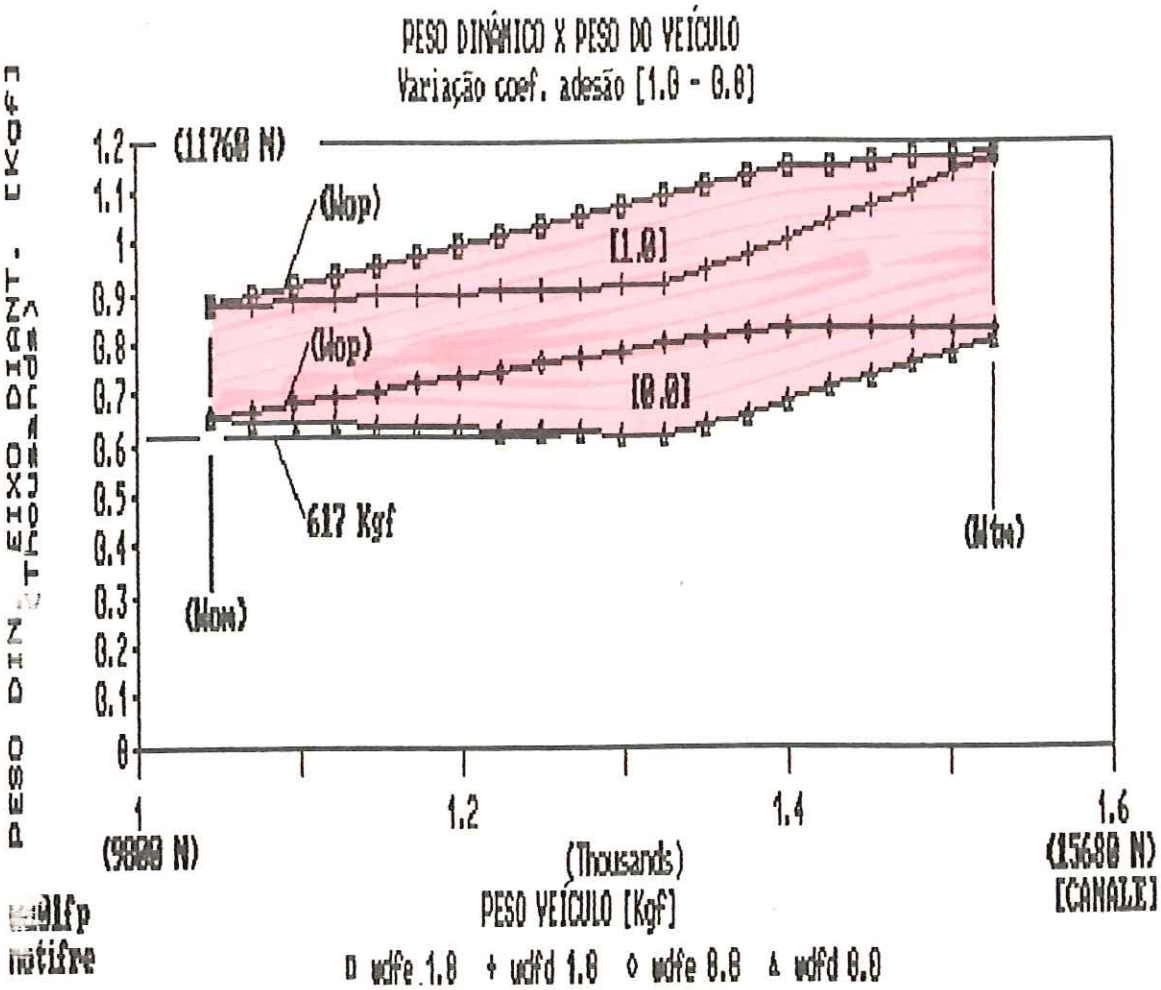


▭ - Variação do peso dinâmico nos eixos como função do passeio do c.g. na longitudinal e altura.

obs: - O gráfico acima (μ_o = 0) corresponde ao veículo que se desacelera apenas com a força de resistência ao rolamento sem acionamento do freio.

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf.)

Fig. (4.13) - Peso dinâmico no eixo traseiro e dianteiro numa freagem de emergência com μ_o = 0,0 no balanceamento ótimo, como função do passeio do c.g..



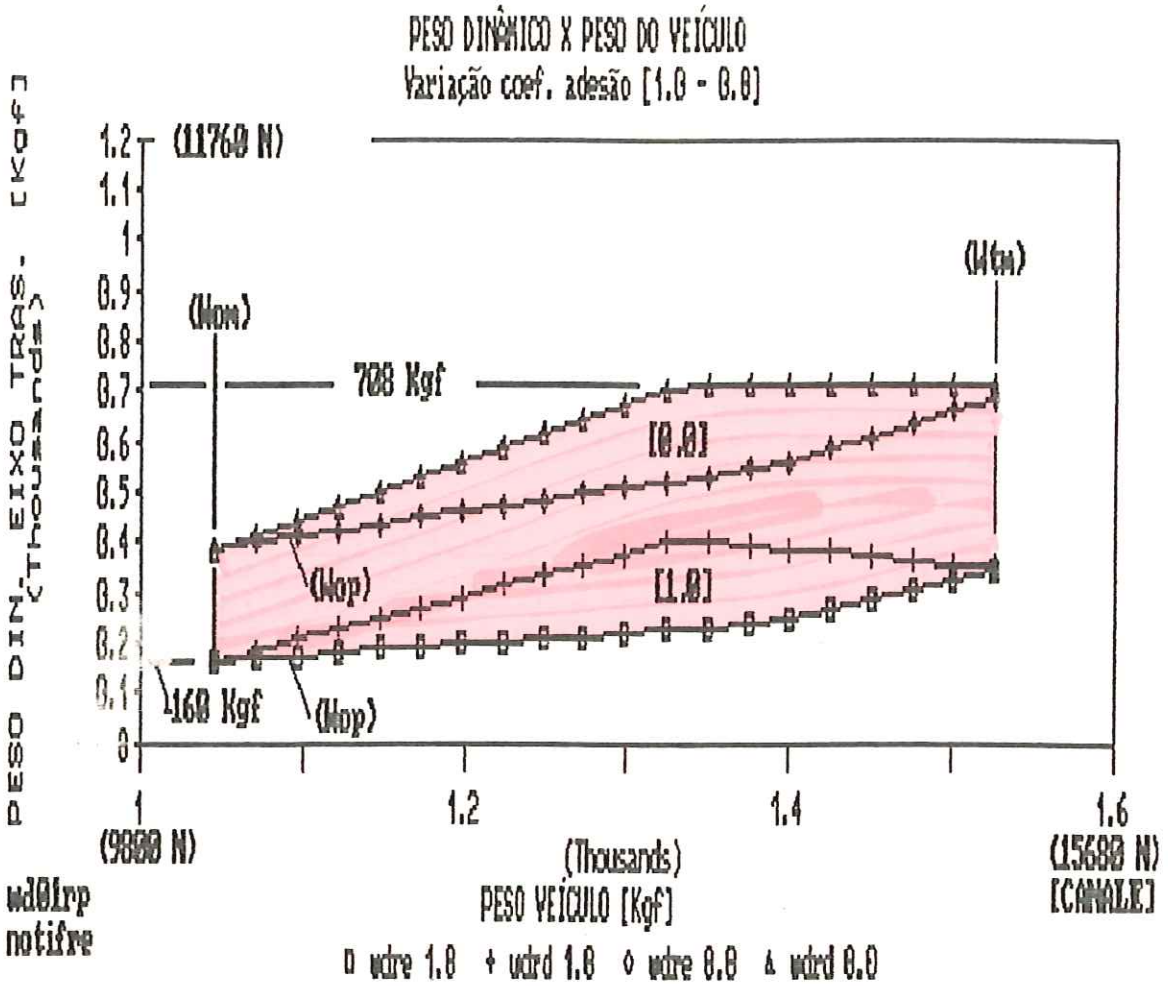
▭ - Variação do peso dinâmico no eixo dianteiro em qualquer pavimento e sob qualquer carregamento permissível.

obs: Wtm = peso total máximo do veículo (1526 Kgf),

f = 0,02 (valor médio obtido através da eq. (4), cap. 1),

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

Fig. (4.14) - Peso dinâmico no eixo dianteiro do veículo numa freagem de emergência, função do passeio do c.g., em qualquer piso: ($0,0 \leq \mu_o \leq 1,0$).



▭ - Variação do peso dinâmico no eixo traseiro em qualquer pavimento e sob qualquer carregamento permissível.

obs: Wtm = peso total máximo do veículo (1526 Kgf),

Wom = peso em ordem de marcha do veículo (1046 Kgf),

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

Fig. (4.15) - Peso dinâmico no eixo traseiro do veículo numa freagem de emergência, função do passeio do c.g., em qualquer piso: ($0,0 \leq \mu_o \leq 1,0$).

A variação do peso dinâmico nos eixos, com a determinação de seus valores-limites, como realizado no parágrafo anterior, durante uma freagem e, também, durante uma aceleração positiva, são informações úteis e importantes durante diversas fases do projeto do veículo, tais como:

- cálculo da resistência da estrutura da carroçaria;
- cálculo dos eixos;
- cálculo dos elementos da suspensão;
- escolha ou projeto dos pneumáticos;
- etc.

O peso dinâmico nos eixos do veículo, durante uma aceleração positiva, pode ser obtido através da eq. (51), para veículos com sistema de tração nos dois eixos e de alto desempenho, ou pela eq. (52), para veículos de tração dianteira como o Kadett. Estas equações, apresentadas a seguir, foram obtidas da ref. (4), onde são discutidas em detalhes.

$$W_{4f} = \frac{W}{L} \times (L_r - H \times (\mu_o - f)) \qquad (51.a)$$

$$W_{4r} = W - W_{4f} \qquad (51.b)$$

tracao 4 x 4, usando todo o coef. adesao disponivel.

$$W_{df} = \frac{W \times (L_r + (f \times H))}{L + (\mu_o \times H)} \qquad (52.a)$$

$$W_{dr} = W - W_{df} \qquad (52.b)$$

tracao dianteira.

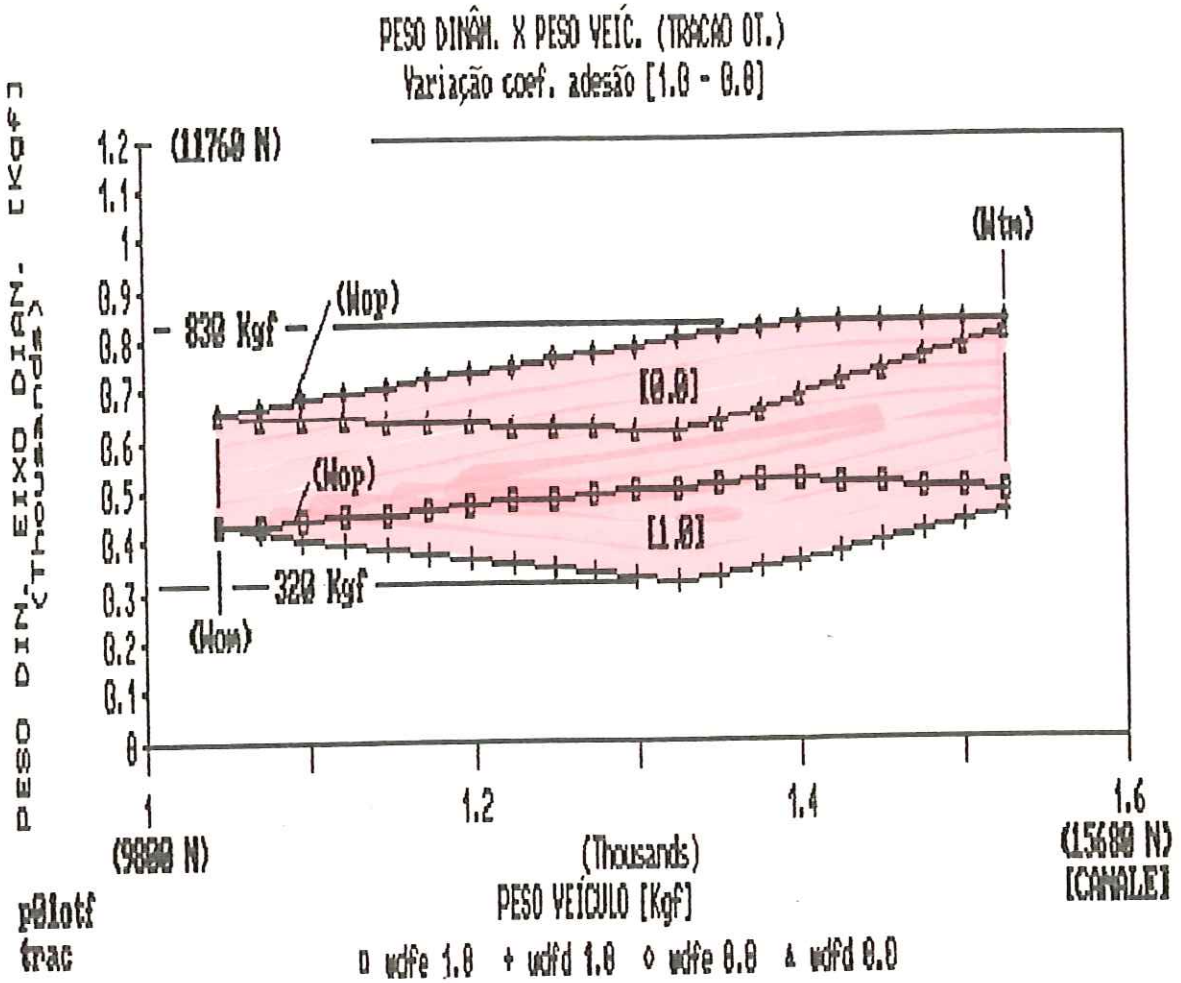
As figs. (4.16) e (4.17) mostram, respectivamente, as

variações do peso dinâmico no eixo dianteiro e traseiro, obtidas com a eq. (51), em qualquer pavimento e sob qualquer carregamento permissível, para veículos com tração nos dois eixos de alto desempenho. Da fig. (4.16) pode-se observar que o peso dinâmico máximo no eixo dianteiro é de 830 kgf e o peso dinâmico mínimo de 320 kgf. Da fig. (4.17) pode-se observar que o peso dinâmico no eixo traseiro é de 1070 kgf e o peso dinâmico mínimo de 390 kgf.

As figs. (4.18) e (4.19) mostram, respectivamente, as variações do peso dinâmico no eixo dianteiro e traseiro, obtidas com a eq. (52), em qualquer pavimento e sob qualquer carregamento permissível, para veículos com tração no eixo dianteiro. Da fig. (4.18) pode-se observar que, para o Kadett, o peso dinâmico máximo no eixo dianteiro é de 830 kgf e o peso dinâmico mínimo de 500 kgf. Da fig. (4.19) pode-se observar que o peso dinâmico máximo no eixo traseiro é de 870 kgf e o peso dinâmico mínimo de 390 kgf.

Os gráficos das figs. (4.20) e (4.21) estabelecem a variação total do peso dinâmico no eixo dianteiro e traseiro do veículo em qualquer pavimento, sob qualquer carregamento permissível, em freagem ou aceleração positiva, com sistema de tração nos dois eixos de alto desempenho. Os limites dos pesos dinâmicos são apresentados nos próprios gráficos.

Os gráficos das figs. (4.22) e (4.23) estabelecem a variação do peso dinâmico total nos eixos dianteiro e traseiro do Kadett em qualquer pavimento, sob qualquer carregamento, em freagem ou aceleração positiva, com sistema de tração dianteira. Os limites dos pesos dinâmicos são apresentados nos próprios gráficos. pag. 134 →

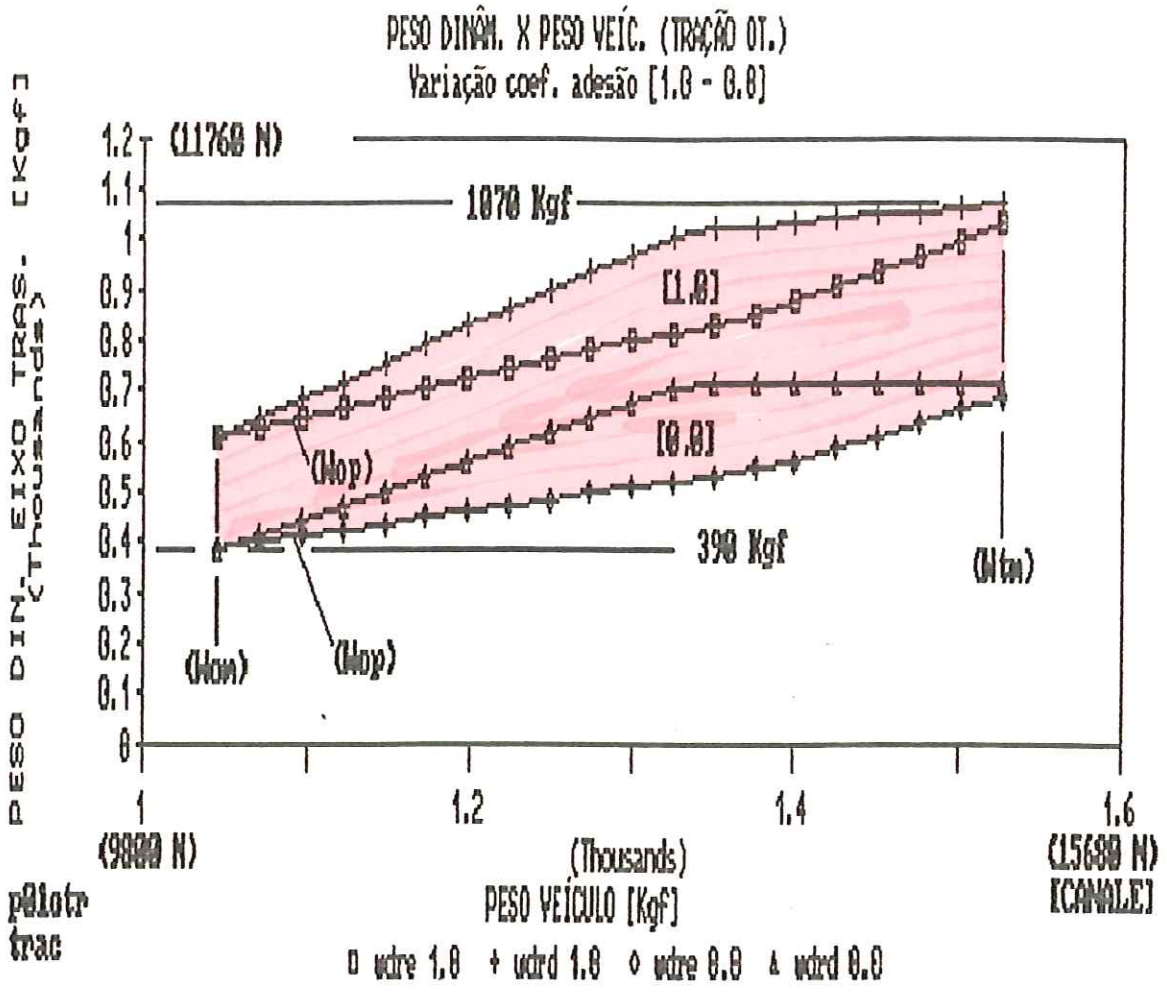


▭ - Variação do peso dinâmico no eixo dianteiro em qualquer pavimento e sob qualquer carregamento permissível.

obs: Sistema de tração 4 x 4 (tração nos dois eixos) e distribuição ótima das forças de tração,

f = 0,02 (valor médio obtido através da eq. (4), cap. 1)

Fig. (4.16) Peso dinâmico no eixo dianteiro do veículo numa aceleração positiva, usando toda a capacidade dos pneumáticos, como função do passeio do c.g., em qualquer pavimento.

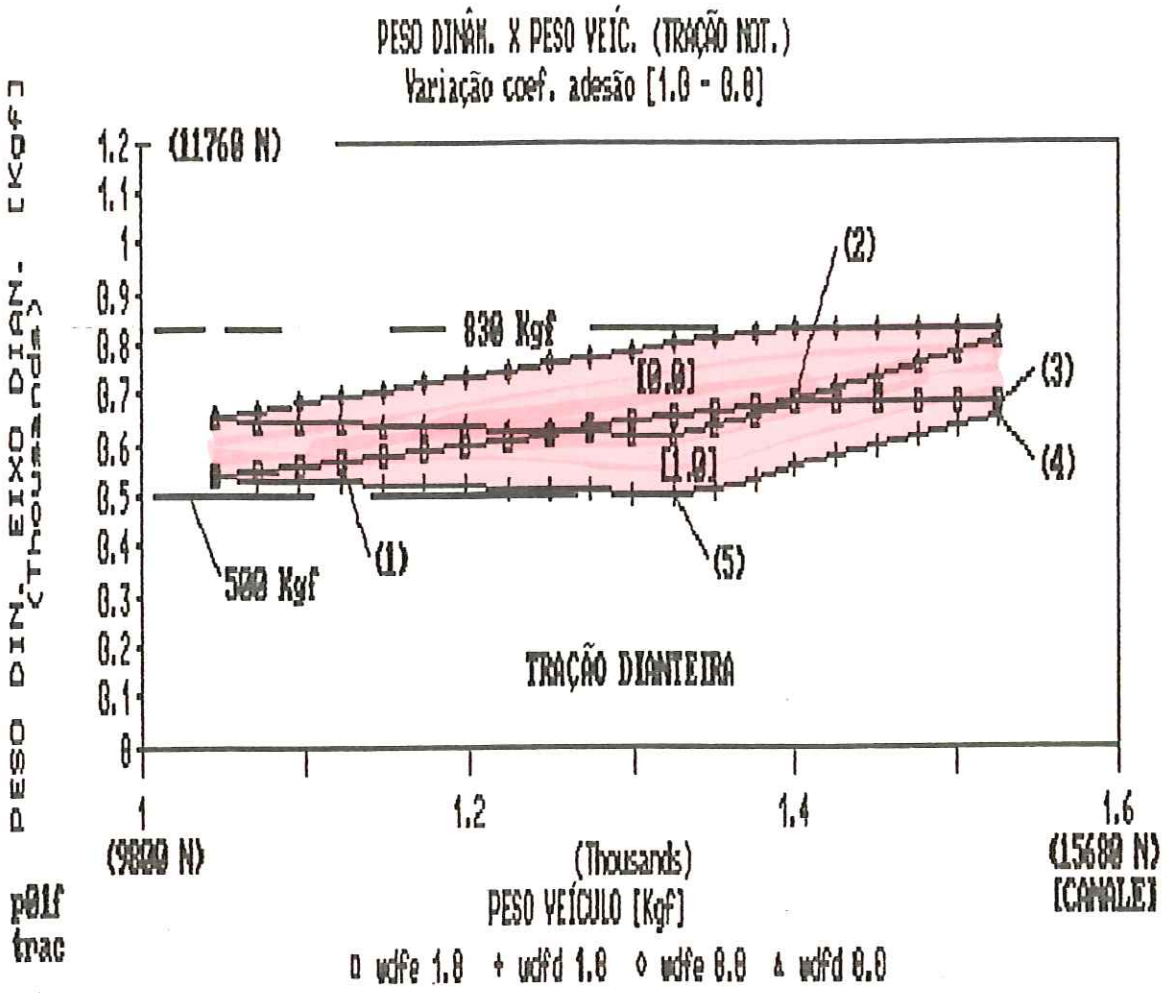


▭ - Variação do peso dinâmico no eixo traseiro em qualquer pavimento e sob qualquer carregamento permissível.

obs: Sistema de tração 4 x 4 (tração nos dois eixos) e distribuição ótima das forças de tração.

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

Fig. (4.17) Peso dinâmico no eixo traseiro do veículo numa aceleração positiva, usando toda a capacidade dos pneumáticos, como função do passeio do c.g., em qualquer pavimento.



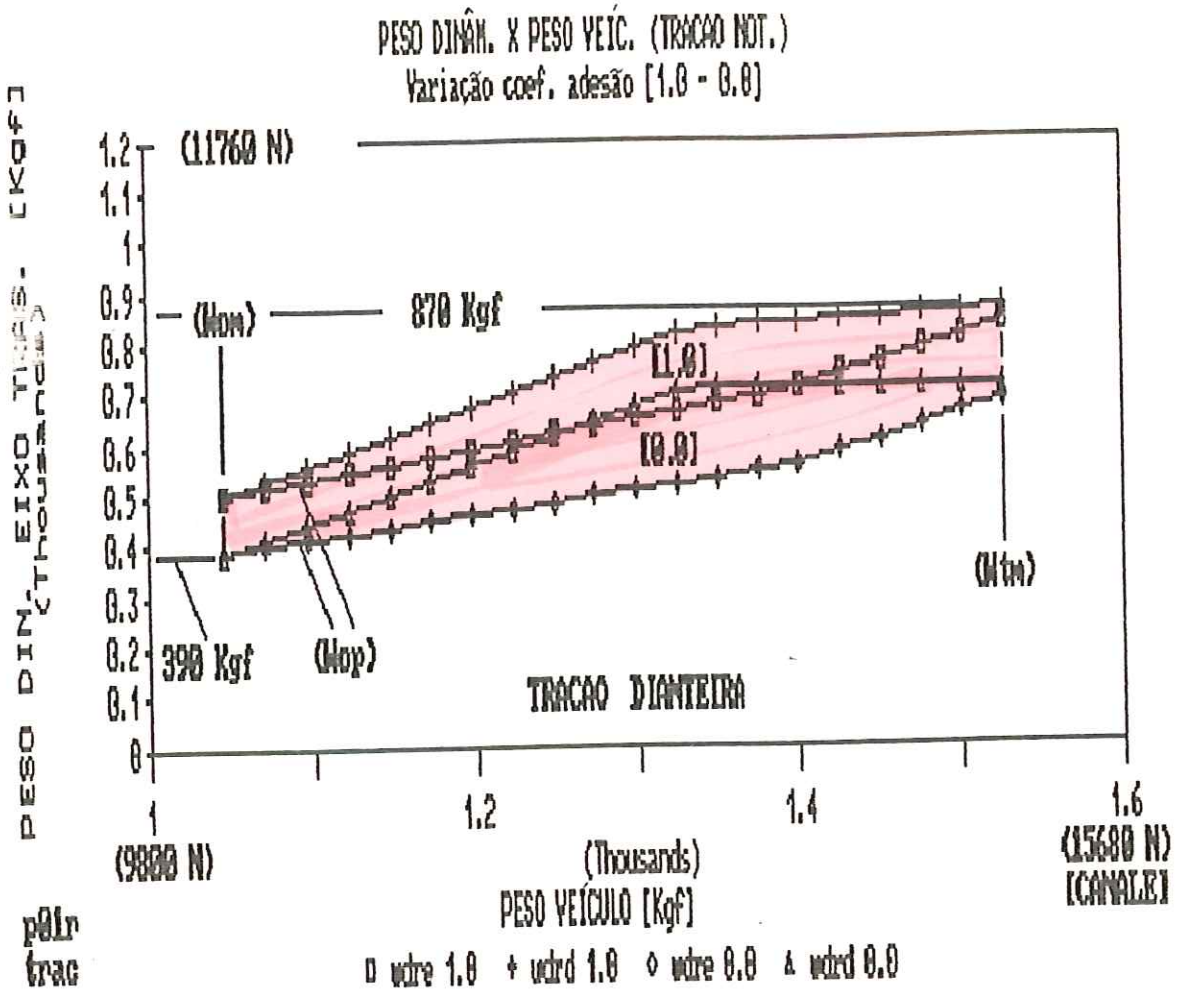
- Variação do peso dinâmico no eixo dianteiro em qualquer pavimento e sob qualquer carregamento permissível.

obs: Sistema de tração no eixo dianteiro (Kadett GS 2.0)

(tração NOT indicada no gráfico)

f = 0,02 (valor médio obtido através da eq. (4), cap. 1)

Fig. (4.18) Peso dinâmico no eixo dianteiro do veículo numa aceleração positiva, com tração dianteira, função do passeio do c.g., em qualquer pavimento.



▭ - Variação do peso dinâmico no eixo traseiro em qualquer e sob qualquer carregamento.

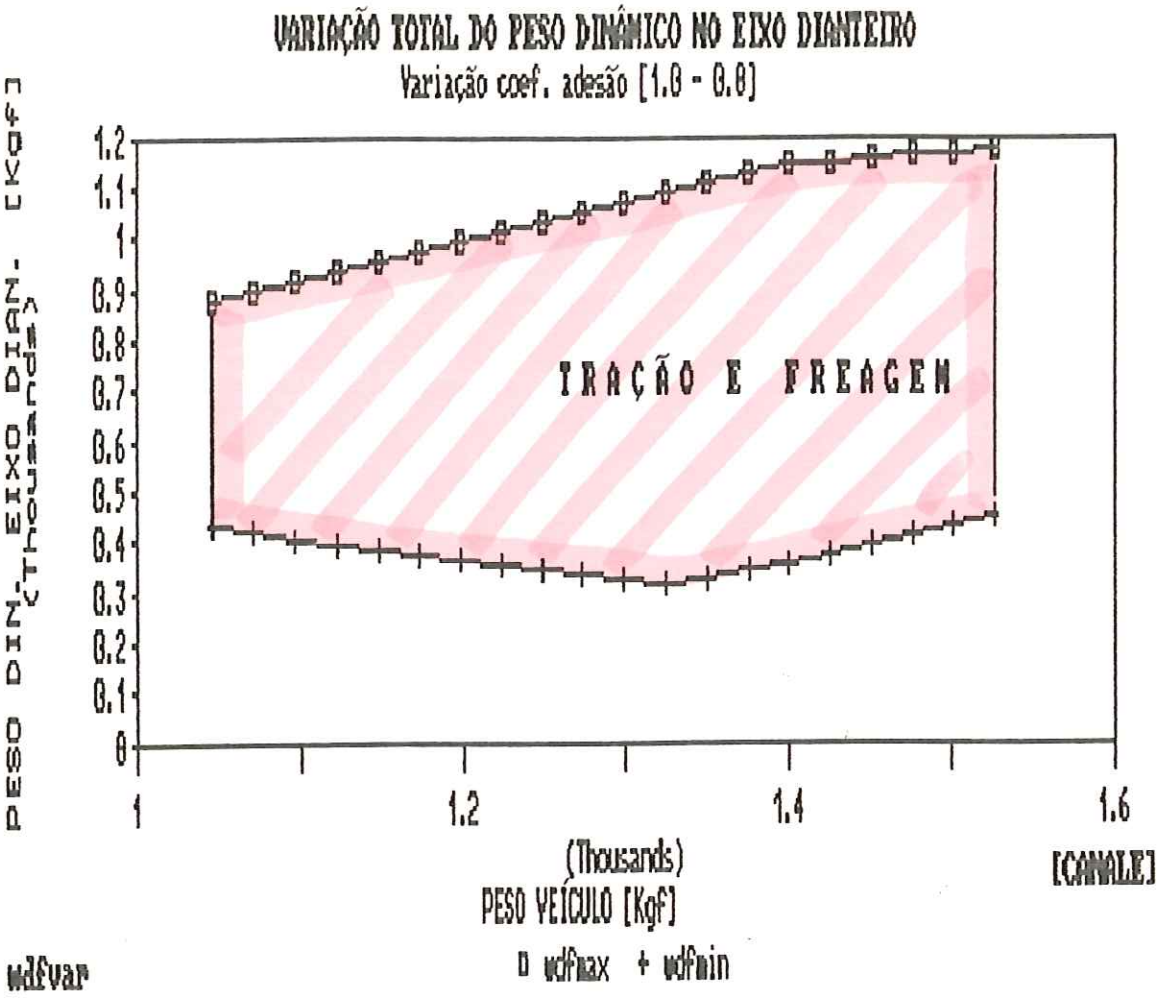
obs: Wtm = peso total máximo do veículo (1526 Kgf),

Wom = peso em ordem de marcha do veículo (1046 Kgf),

Tração dianteira (tração NOT do gráfico),

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

Fig. (4.19) Peso dinâmico no eixo traseiro do veículo numa aceleração positiva, com tração dianteira, função do passeio do c.g., em qualquer pavimento.



- Variação total do peso dinâmico no eixo dianteiro.

obs: Variação máxima do peso dinâmico: 320 Kgf a 1181 Kgf,

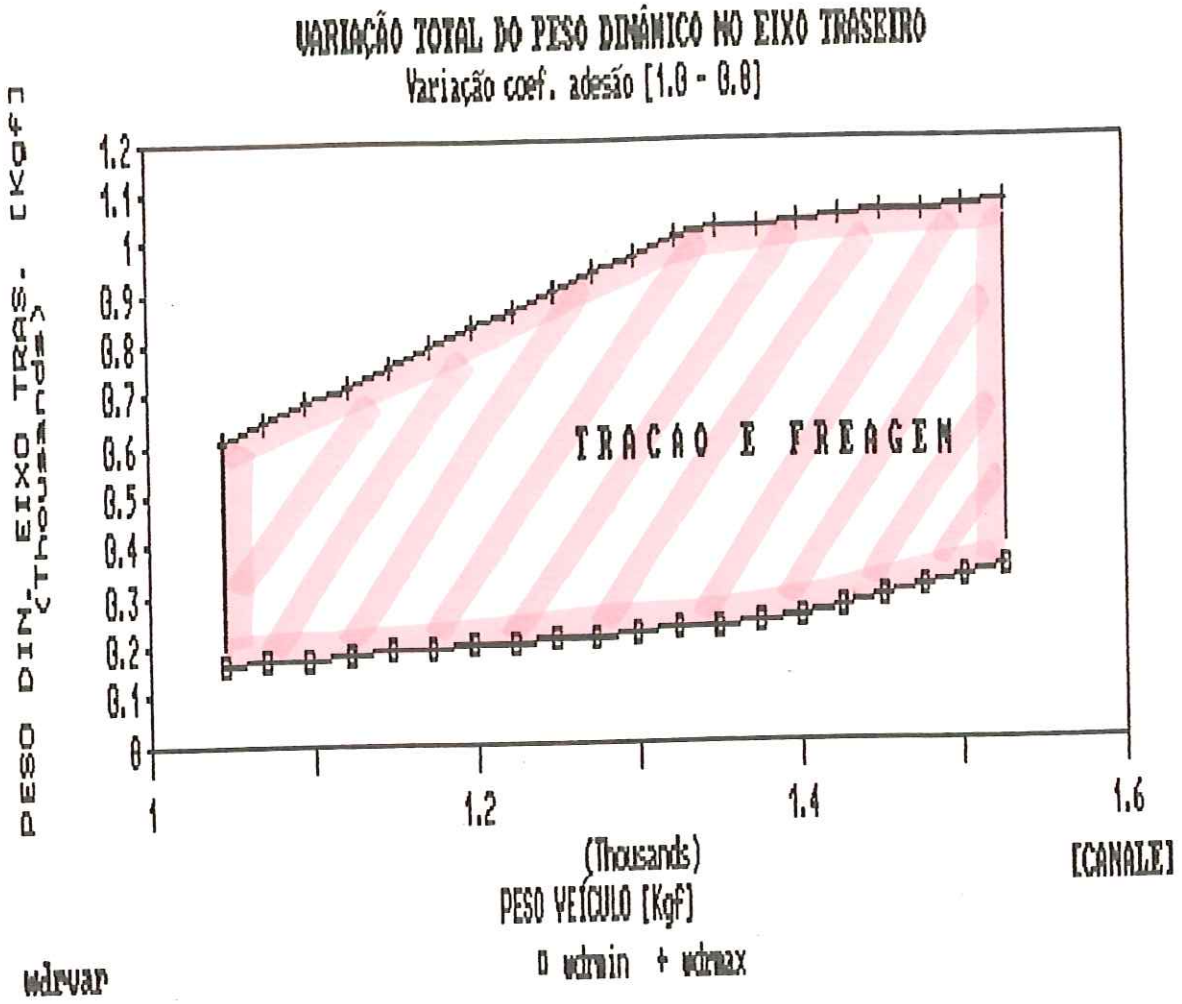
Peso estático máximo no eixo dianteiro = 830 Kgf,

100 % - 830 Kgf £ = 142 % onde

=>

£ - 1181 Kgf £ é o fator de amplificação dinâmica.

Fig. (4.20) - Variação do peso dinâmico no eixo dianteiro em qualquer pavimento, sob qualquer carregamento permissível, em freagem ou aceleração positiva, com sistema de tração nos dois eixos de alto desempenho.



▭ - Variação total do peso dinâmico no eixo traseiro.

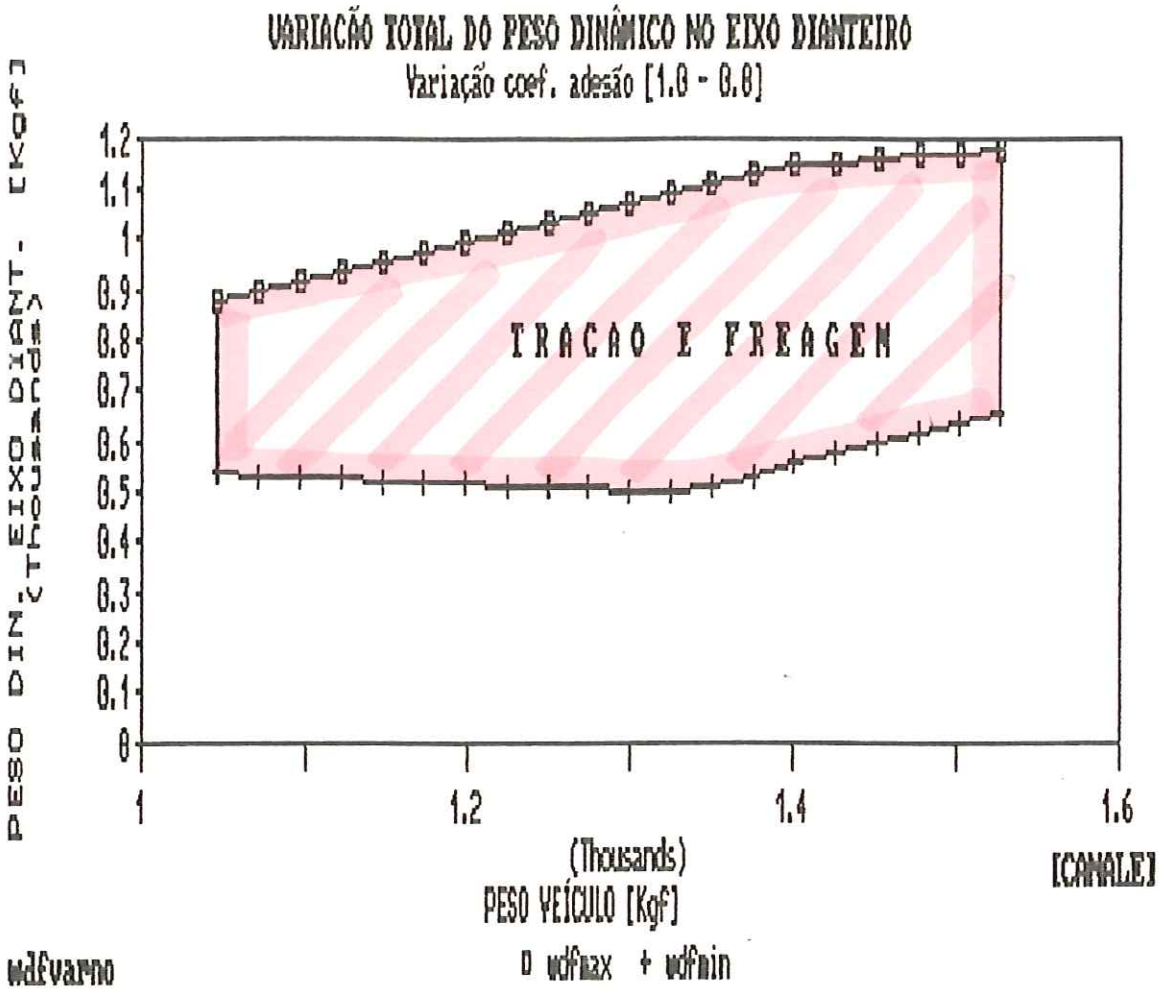
obs: Variação máxima do peso dinâmico: 160 Kgf a 1070 Kgf,

Peso estático máximo no eixo traseiro = 720 Kgf,

100 % - 720 Kgf => £ = 149 % onde

£ - 1070 Kgf £ é o fator de amplificação dinâmica.

Fig. (4.21) - Variação do peso dinâmico no eixo traseiro em qualquer pavimento, sob qualquer carregamento permissível, em freagem ou aceleração positiva, com sistema de tração nos dois eixos de alto desempenho.



- Variação total do peso dinâmico no eixo dianteiro.

obs: Variação máxima do peso dinâmico: 500 Kgf a 1181 Kgf,

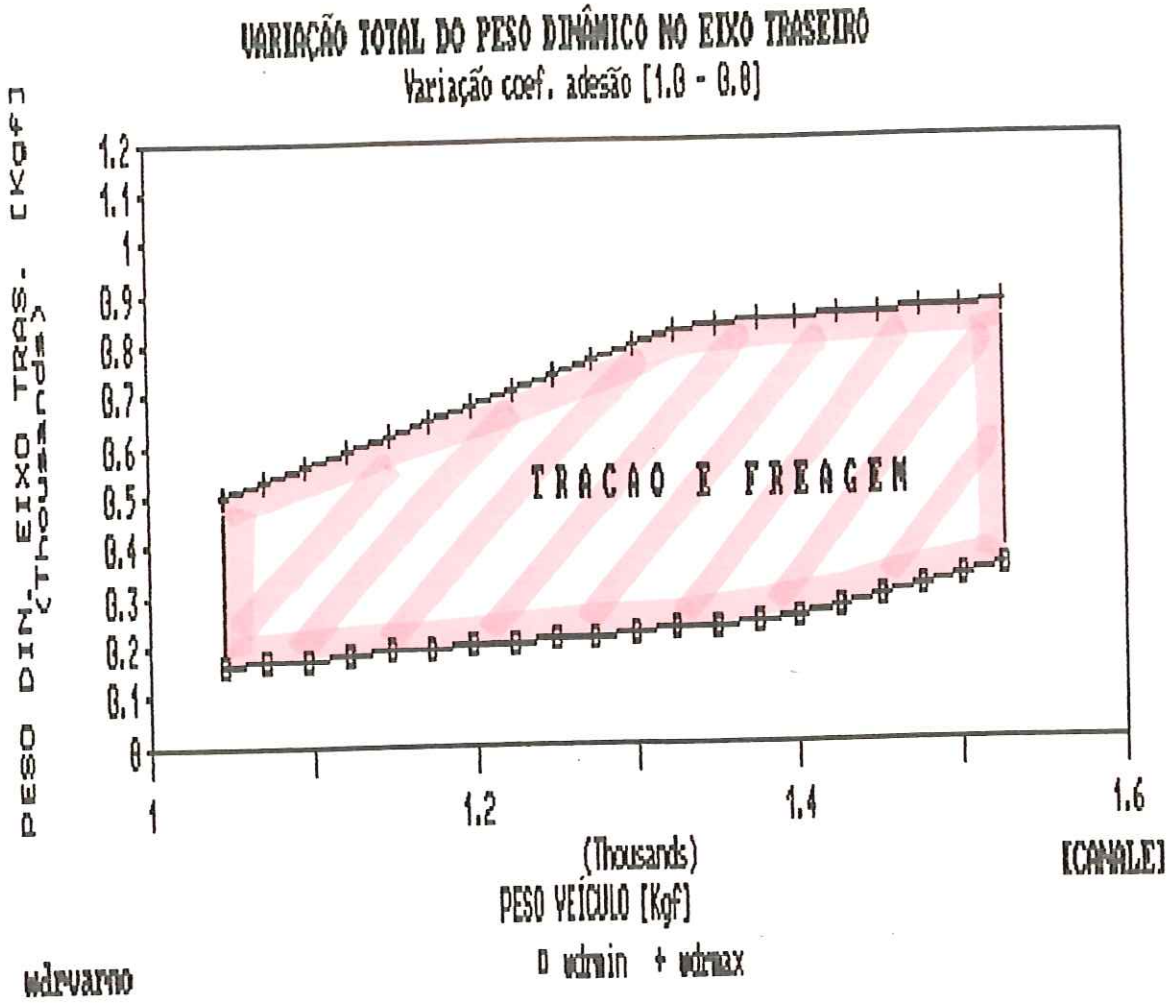
Peso estático máximo no eixo dianteiro = 830 Kgf,

100 % - 830 Kgf £ = 142 % onde

=>

£ - 1181 Kgf £ é o fator de amplificação dinâmica.

Fig. (4.22) - Variação do peso dinâmico no eixo dianteiro em qualquer pavimento, sob qualquer carregamento permissível, em freagem ou aceleração positiva, com sistema de tração no eixo dianteiro.



▭ - Variação total do peso dinâmico no eixo traseiro.

obs: Variação máxima do peso dinâmico: 160 Kgf a 867 Kgf,

Peso estático máximo no eixo traseiro = 720 Kgf,

100 % - 720 Kgf
£ - 867 Kgf
=>
£ = 120 % onde
£ é o fator de amplificação dinâmica.

Fig. (4.23) - Variação do peso dinâmico no eixo traseiro em qualquer pavimento, sob qualquer carregamento permissível, em freagem ou aceleração positiva, com sistema de tração no eixo dianteiro.

Nos próprios gráficos das figs. (4.20) a (4.23), são apresentados e definidos os "fatores de amplificação dinâmica" dos pesos estáticos máximos nos eixos". Este fator mede a amplificação do peso máximo por eixo veicular, devido à dinâmica do próprio movimento do veículo.

A seguir são resumidos e apresentados os limites de peso dinâmico nos eixos do veículo:

a) Tração dianteira e sistema de freios de alto desempenho:

eixo traseiro: peso máximo 867 kgf (≅ 870 kgf)

peso mínimo 160 kgf.

eixo dianteiro: peso máximo 1181 kgf (≅ 1200 kgf)

peso mínimo 500 kgf.

Se o c.g. do veículo estiver no plano longitudinal de simetria (S1 = 0,703 m para o Kadett), os pesos nos eixos serão divididos igualmente pelas duas rodas. Isto implica que, as rodas no eixo dianteiro teriam, cada uma, aproximadamente 600 kgf de carga normal ao pavimento. Caso isto não ocorra, as rodas de um mesmo eixo terão, sobre si, pesos dinâmicos diferentes. O passeio do c.g. na direção transversal terá, neste último caso, grande importância. A fig. (4.24) mostra o peso dinâmico máximo sobre as rodas do eixo dianteiro, como função do peso do veículo. Tomou-se para a elaboração deste gráfico a fronteira esquerda ou direita do passeio do c.g. na transversal, por serem simétricas, e a fronteira superior do peso dinâmico no eixo dianteiro da fig. (4.20), condições estas de maior carga sobre o eixo dianteiro. Com isto, e com a eq. (53) apresentada a seguir, o peso dinâmico

máximo sobre as rodas do eixo dianteiro foi calculado como função do peso do veículo.

$$W_{bf_{roda}} = \frac{\text{peso do veículo} \times S_2}{L} \text{, onde} \qquad (53)$$

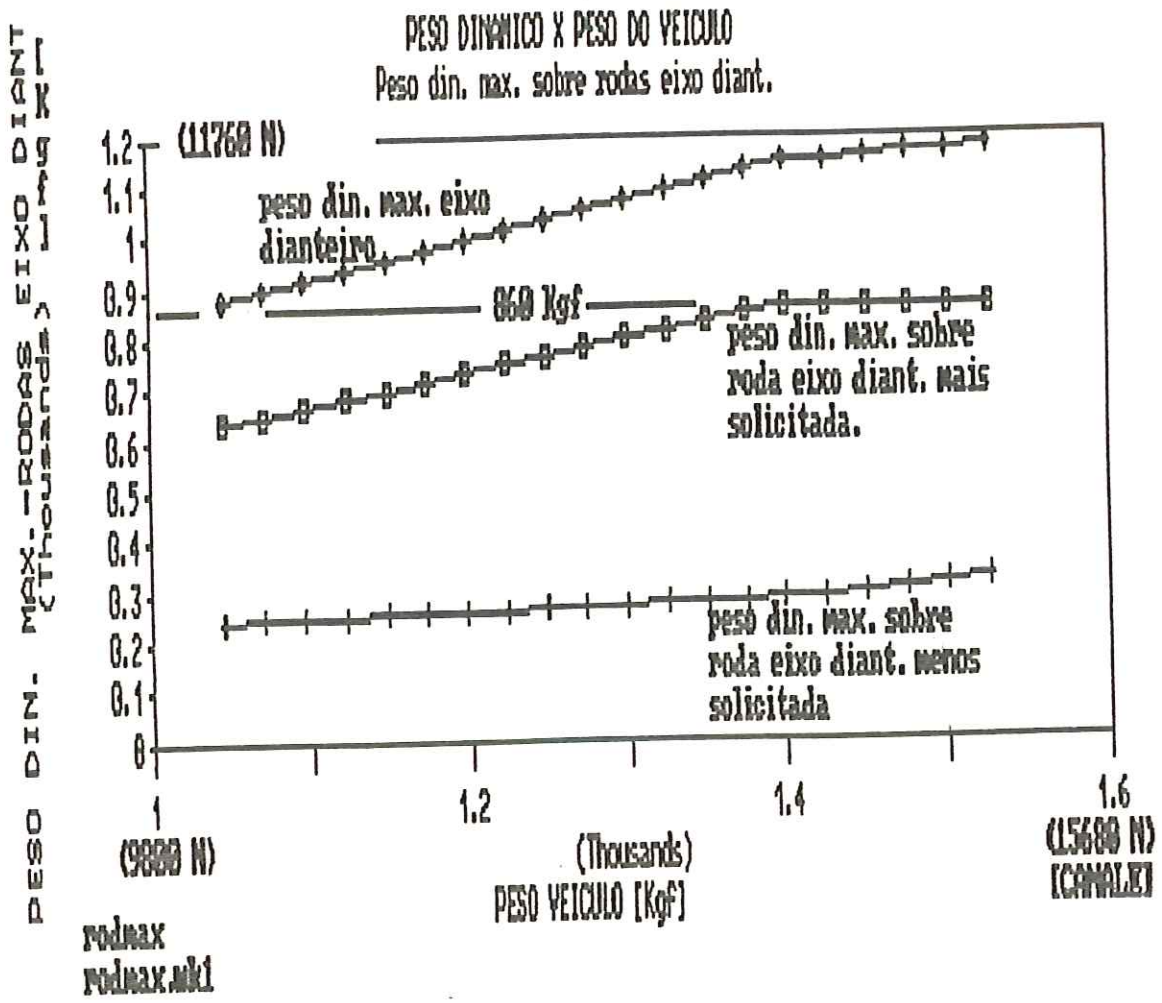
$$S_2 = L - S_1 \text{, com} \qquad (54)$$

S_1 sendo a fronteira esquerda do passeio do c.g. na transversal obtida da tabela (3.3).

Observando a fig. (4.24), pode-se concluir que o peso dinâmico máximo na roda do eixo dianteiro, em qualquer uma delas, é de 860 kgf em qualquer condição de uso do veículo. O mesmo procedimento poderá ser repetido para as rodas do eixo traseiro, tomando-se, para isto, a fronteira esquerda ou direita do passeio do c.g. na transversal, por serem simétricas, e a fronteira superior do peso dinâmico no eixo traseiro da fig. (4.21), condições estas de maior carga sobre o eixo traseiro, resultando no gráfico da fig. (4.25).

Observando a fig. (4.25), pode-se concluir que o peso dinâmico máximo sobre a roda do eixo traseiro é de 770 kgf em qualquer condição de uso do veículo.

A fig. (4.26) mostra a variação individual do peso dinâmico máximo nas rodas do eixo traseiro, para veículo com tração dianteira, como o Kadett. Desta figura pode-se observar que o peso dinâmico máximo, em cada roda do eixo traseiro, é de 632 kgf. Para a elaboração deste gráfico utilizou-se do passeio do c.g. no plano lateral e da fronteira superior do gráfico da fig. (4.23),→



obs: .veículo com sistema de tração nas quatro rodas de alto desempenho,

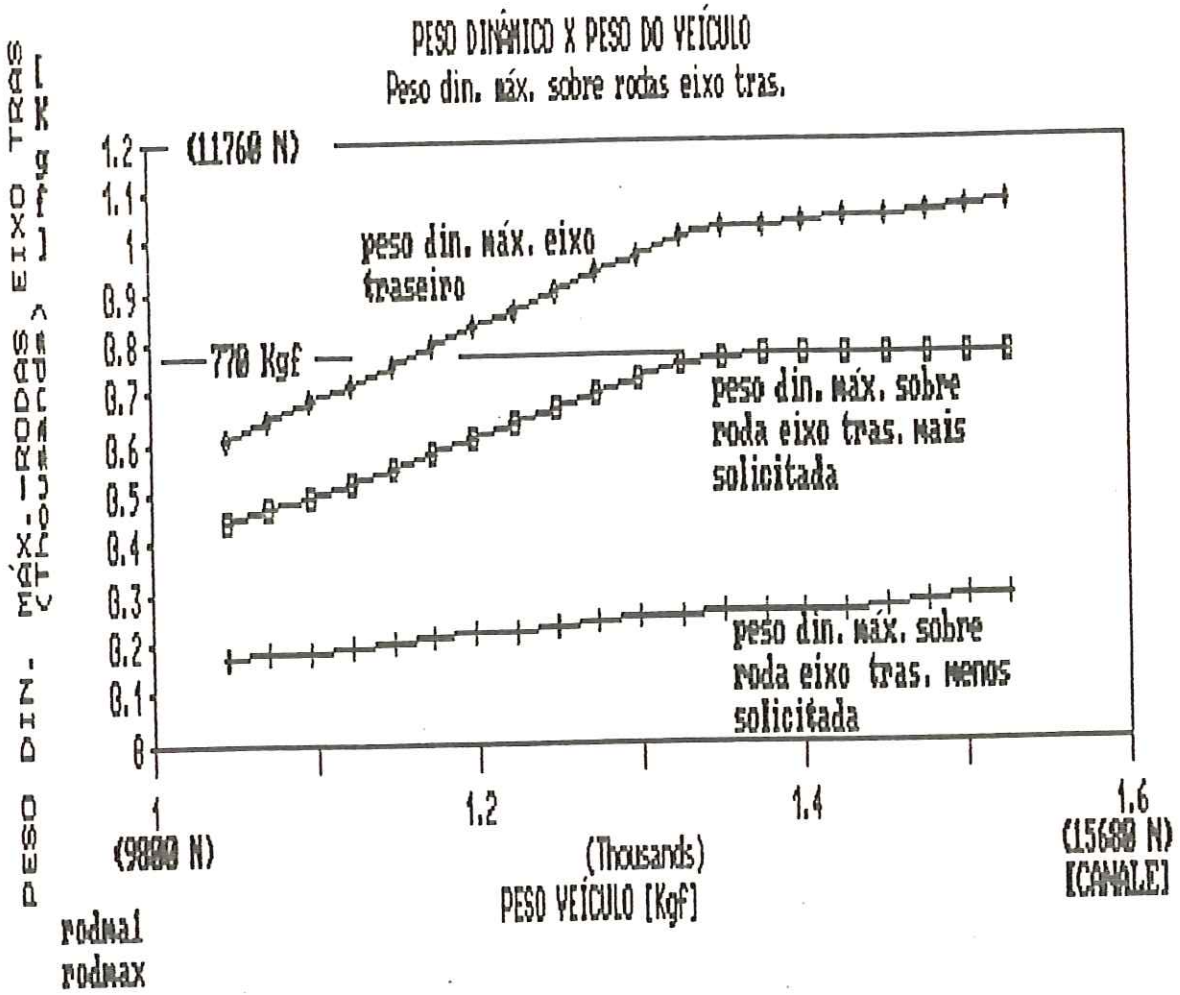
.peso estático máximo no eixo dianteiro 830 Kgf,

.peso estático máximo em cada roda 415 Kgf,

.peso dinâmico máximo em cada roda 860 Kgf,

.fator de amplificação dinâmica 2,072 ou 107%.

Fig. (4.24) - Peso dinâmico máximo sobre as rodas do eixo dianteiro, considerando o posicionamento assimétrico do c.g. com relação ao plano longitudinal de simetria do veículo.



obs:.veículo com sistema de tração nas quatro rodas de alto desempenho,

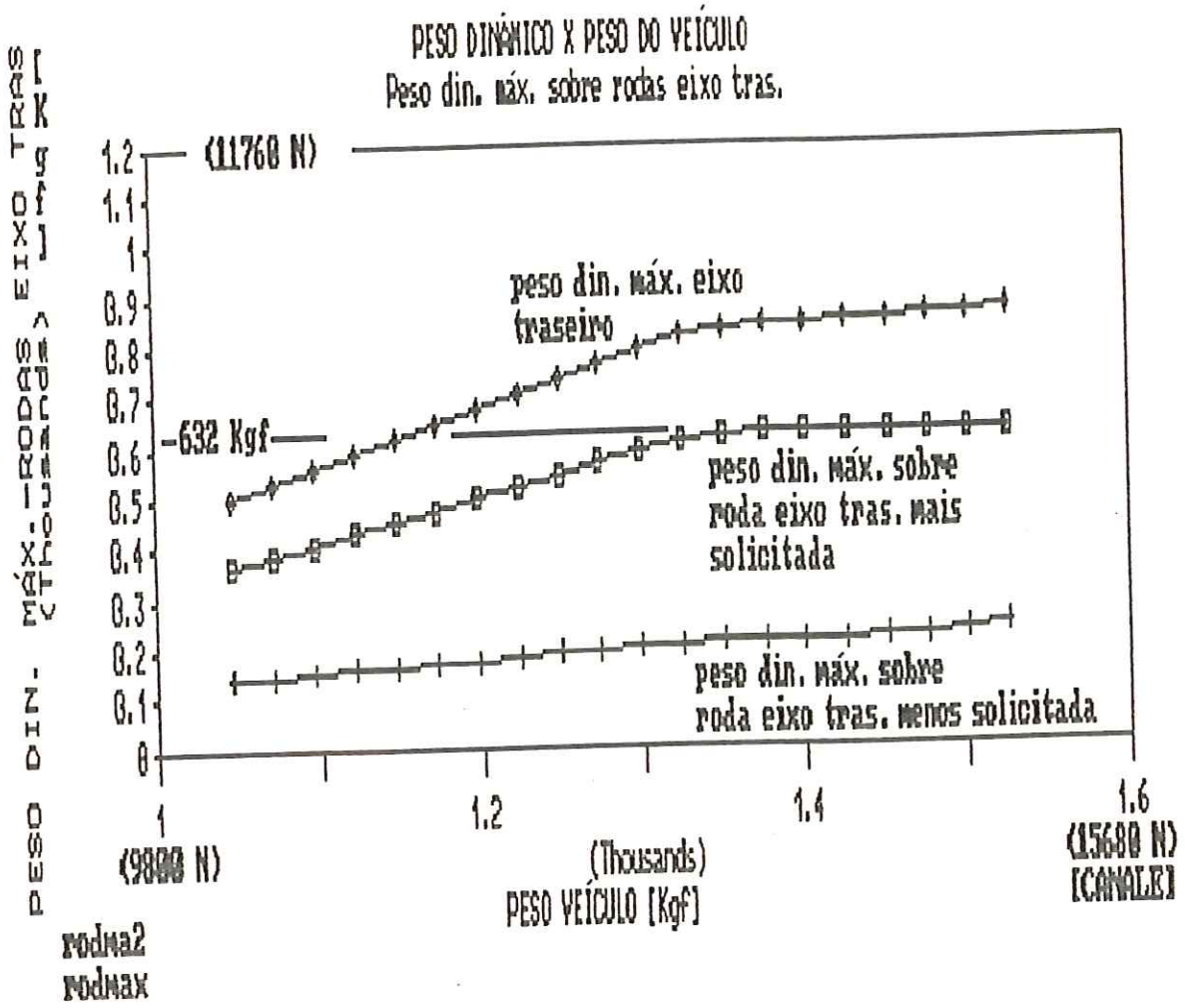
.peso estático máximo no eixo traseiro 720 Kgf,

.peso estático máximo em cada roda 360 Kgf,

.peso dinâmico máximo em cada roda 770 Kgf,

.fator de amplificação dinâmica 2,14 ou 114%.

Fig. (4.25) - Peso dinâmico máximo sobre as rodas do eixo traseiro, considerando o posicionamento assimétrico do c.g. com relação ao plano longitudinal de simetria do veículo.



. obs:.veículo com sistema de tração dianteira e sistema de freio de alto desempenho (Kadett GS 2.0)

.peso estático máximo no eixo traseiro 720 Kgf

.peso estático máximo em cada roda 360 Kgf

.peso dinâmico máximo em cada roda 632 Kgf

.fator de amplificação dinâmica 1.76 ou 76%

Fig. (4.26) - Peso dinâmico máximo sobre as rodas do eixo traseiro, considerando o posicionamento assimétrico do c.g. com relação ao plano longitudinal de simetria do veículo.

→que representa o peso dinâmico máximo no eixo traseiro do veículo em estudo.

Em resumo, para os casos estudados: tração dianteira e tração de alto desempenho nos dois eixos, ambas com sistema de freio de alto desempenho, ter-se-á:

.peso dinâmico máximo no eixo dianteiro ..... 1181 kgf, para ambos os casos,

.peso dinâmico máximo individual das rodas do eixo dianteiro ..... 860 kgf, para ambos os casos,

.peso dinâmico máximo no eixo traseiro:

- tração dianteira ..... 870 kgf,
- tração nos dois eixos de alto desempenho ... 1070 kgf,

.peso dinâmico máximo individual das rodas do eixo traseiro:

- tração dianteira ..... 770 kgf,
- tração nos dois eixos de alto desempenho ... 632 kgf.

Estas informações resumidas são também úteis ao engenheiro nas diversas fases do projeto e desenvolvimento do veículo.

Os limites de pesos dinâmicos nas rodas foram obtidos com o veículo num movimento de trajetória retilínea. Em curvas, devido à força centrífuga, um peso dinâmico extra é acrescentado ou retirado de cada roda individualmente. Nestas circunstâncias, a capacidade de frear de cada roda diminui com a presença da força lateral, como foi mostrado na fig. (1.17) do capítulo 1. FERNANDES (61) desenvolve um procedimento gráfico para a obtenção das forças nos eixos e nas rodas individualmente, durante um

movimento circular (em curvas), de um veículo de transporte de cargas articulado, sendo desacelerado (freado) ou acelerado (tracionado), para uma posição discreta do seu centro de gravidade. Este procedimento é de uso geral, podendo ser aplicado em veículos de qualquer configuração.

As figuras (4.27) e (4.28) mostram, respectivamente, a variação da força de freagem em cada eixo, sob qualquer condição permissível de uso do veículo. Os gráficos destas figuras foram obtidos com o auxílio das figs. (4.14) e (4.15), respectivamente, e através das equações (55) e (56) mostradas a seguir:

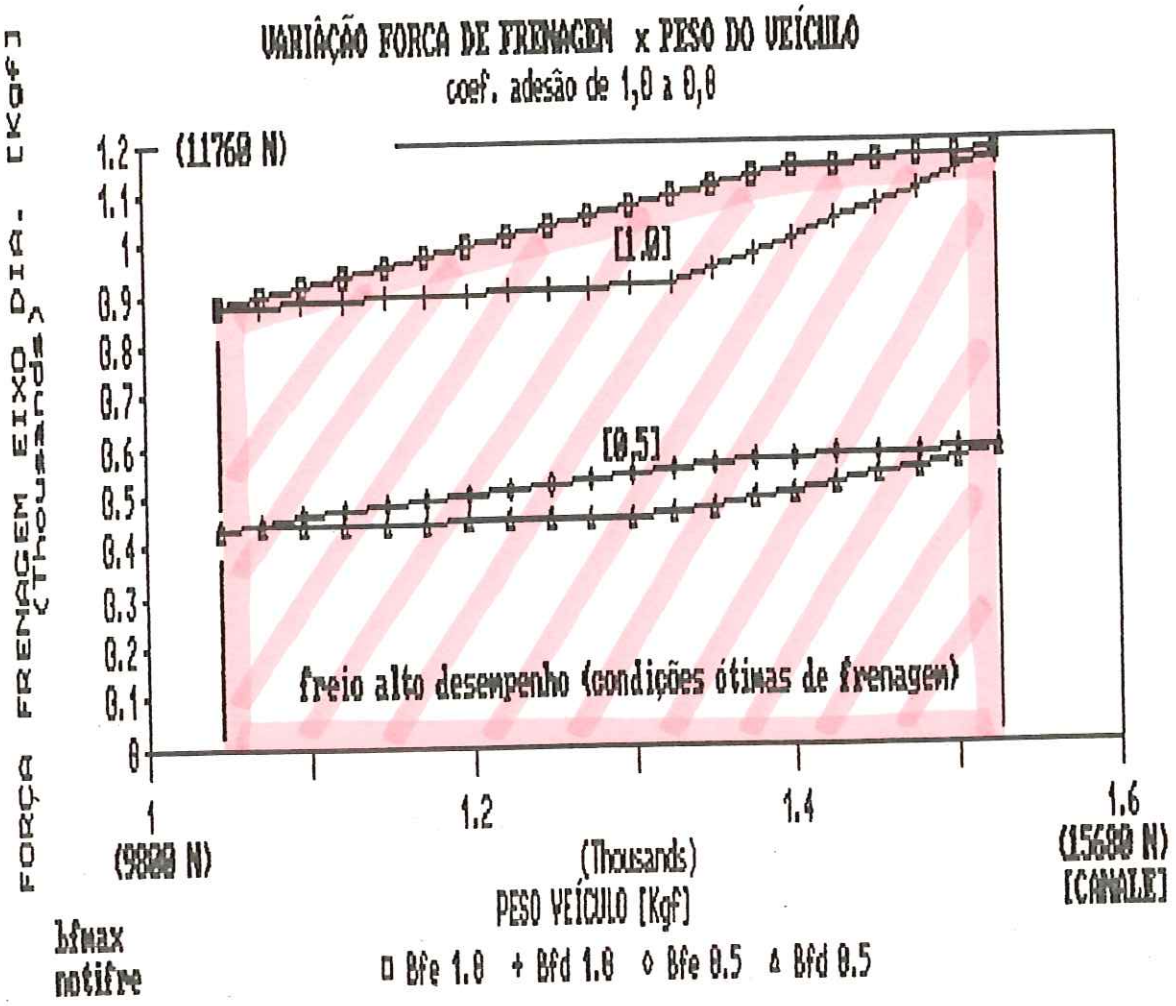
$$B_f = W_{df} \times \mu_o \qquad (55)$$

$$B_r = W_{df} \times \mu_o \qquad (56)$$

Observando a fig. (4.27), pode-se concluir que 1181 kgf é a força de freagem máxima necessária no eixo dianteiro e que deverá ser, como limite inferior, produzida pelo freio do veículo.

Da fig. (4.28) pode-se concluir que 400 kgf é a força de freagem máxima necessária no eixo traseiro e que deverá ser, como limite inferior, também produzida pelo freio do veículo. É interessante notar que a força de freagem máxima no eixo traseiro ocorre dentro do intervalo de peso do veículo definido por W_{om} e W_{tm}.

Estes valores limites podem ser tomados como parâmetros de projeto ou como um requisito preliminar na escolha de um sistema de freio para o veículo. →



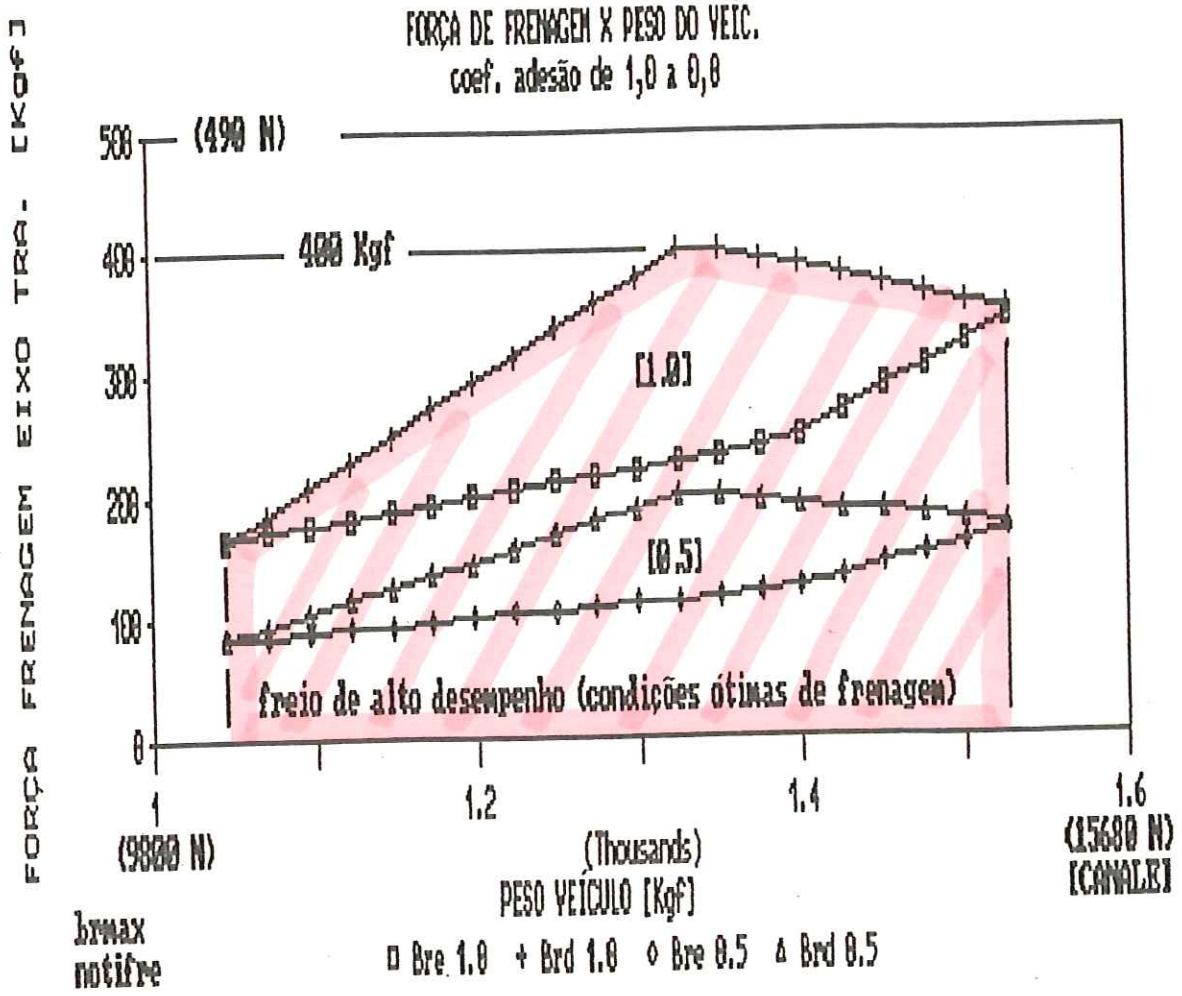
. obs: veículo com sistema de freio de alto desempenho.

. [1,0] variação da força de freagem no eixo dianteiro com $\mu_o = 1$,

. [0,5] variação da força de freagem no eixo dianteiro com $\mu_o = 0,5$,

. A variação total da força de freagem no eixo dianteiro é destacada em amarelo no gráfico.

Fig. (4.27) - Variação da força de freagem no eixo dianteiro sob qualquer condição de uso permissível do veículo.



. obs: veículo com sistema de freio de alto desempenho.

. [1,0] variação da força de freagem no eixo traseiro com $\mu_o = 1$,

. [0,5] variação da força de freagem no eixo traseiro com $\mu_o = 0,5$,

. A variação total da força de freagem no eixo traseiro é destacada, em amarelo, no gráfico.

Fig. (4.28) - Variação da força de freagem no eixo traseiro sob qualquer condição de uso permissível do veículo.

O posicionamento assimétrico do centro de gravidade, com relação ao plano longitudinal de simetria, implicará em capacidades máximas diferentes das rodas de um mesmo eixo de suportar, sem deslizamento, os torques de freagem gerados no sistema de freios do veículo. A capacidade máxima, em cada roda, pode ser obtida diretamente com a multiplicação do coeficiente de adesão máximo $\mu_o = 1$, pelo peso dinâmico máximo, mostrado nas figs. (4.24 a 4.26). Durante uma freagem de emergência, com o c.g. fora do plano longitudinal de simetria do veículo, poderá ocorrer o travamento prematuro de uma das rodas de um mesmo eixo, devido à distribuição assimétrica do peso dinâmico nelas. Isto poderá ser minimizado com a utilização de sistemas automáticos anti-bloqueio das rodas, conhecidos como ABS, que geralmente atuam no circuito hidráulico, diminuindo a pressão do fluido de freio na linha correspondente à roda que se encontra na iminência do deslizamento. Esta capacidade assimétrica de suportar torques de freagem das rodas de um mesmo eixo, ocorrerá também quando em movimento circular (manobras), ou com a variação individual do coeficiente de adesão máximo, devido à não homogeneidade do pavimento ou de sua superfície. Em todas estas circunstâncias, o ABS se mostra como um sistema que pode aumentar a eficiência do processo de freamento do veículo, tornando-o ainda mais seguro, evitando o deslizamento prematuro de uma ou de algumas rodas do veículo.

Uma outra forma de se visualizar o balanceamento ótimo das forças de freagem nos eixos do veículo, é através do gráfico da

fig. (4.29). Este gráfico é obtido do da fig. (4.8), tornando a variável do eixo vertical uma porcentagem do peso do veículo. Este gráfico mostra a distribuição percentual ótima das forças de freagem nos eixos do veículo (balanceamento percentual ótimo), quando freado numa situação de emergência em pista de asfalto/concreto em ótimas condições de uso ($\mu_o = 1$).

As figs (4.29 a 4.34) mostram a variação do balanceamento ótimo percentual das forças de freagem, como função do passeio permissível do c.g. do veículo, para diversos níveis do coeficiente de adesão máximo disponível, que podem ocorrer numa freagem de emergência em uso normal.

Os gráficos das figs. (4.35) e (4.36) mostram a variação total do balanceamento percentual ótimo nos eixos dianteiro e traseiro respectivamente, em qualquer condição permissível de uso do veículo e para qualquer pavimento. Observando estas figuras, pode-se concluir que para este veículo em particular, sistemas automáticos com balanceamento variável, que pretendam controlar eficientemente o processo de freagem do veículo, devem ter a capacidade de variar, de forma eficiente, o balanceamento dentro do intervalo (85% - 47%) no eixo dianteiro e seu complementar (15% - 53%) no eixo traseiro. Na condição de peso operacional, a relação de balanceamento ótimo seria de 85% da força de freagem aplicada no eixo dianteiro e, o restante, no eixo traseiro.

Os gráficos das figs. (4.29 a 4.34) podem ser utilizados pelo projetista na escolha adequada do balanceamento das forças de freagem de um veículo, segundo as características do sistema

a ser instalado, missão do veículo, propriedades particulares dos pavimentos das regiões de uso provável, etc.

4.2.2 - Estudo do desempenho do processo de freagem com sistema de balanceamento fixo.

A fig. (4.37) mostra o balanceamento ótimo da força de freagem distibuída nos eixos como função do passeio do c.g. do veículo, freando em pista com coeficiente de adesão máximo disponível unitário. É mostrado também o balanceamento fixo e único 80% / 20%, que será utilizado como exemplo nas análises que se seguirão.

Os carregamentos permissíveis no veículo que posicionam o c.g., em pontos pertencentes aos traços horizontais que representam o balanceamento 80% / 20% da fig. (4.37), levam o veículo à condição de máxima eficiência numa freagem de emergência. Nestas circunstâncias, ocorre o balanceamento ótimo, com uma desaceleração de 9,43 m/seg^2.

Os carregamentos permissíveis do veículo que posicionam o c.g. em pontos representados na fig. (4.37), e contidos na área destacada em amarelo, possuem balanceamentos ótimos, distintos do fixado (80% / 20%). Nestas circunstâncias, ocorrerá o travamento prematuro das rodas do eixo traseiro. Para que isto não ocorra, e para se obter a máxima eficiência na desaceleração do veículo, o pedal do freio deverá ser aliviado para que se tenha , nas rodas traseiras, o coeficiente de adesão máximo disponível unitário. Isto leva as rodas do eixo dianteiro a serem subutilizadas, apresentando coeficientes de adesão reais inferiores ao

máximo disponível. Fato semelhante ocorre com os pontos contidos na área, em vermelho, do gráfico da fig. (4.37). Nestas circunstâncias, ocorrerá o travamento prematuro das rodas do eixo dianteiro.

As variações dos coeficientes de adesão, utilizados nos eixos dianteiro e traseiro, nas duas situações de carregamentos reportadas no parágrafo anterior, são mostradas nas figs. (4.38.a) e (4.38.b), como função do passeio do c.g..

A fig. (4.38.a) mostra o coeficiente de adesão unitário e máximo, que ocorre no eixo traseiro, e a variação do coeficiente de adesão utilizado no eixo dianteiro, com posições do c.g. do veículo carregado contidas na área, marcada em amarelo, do gráfico da fig. (4.37). O referido gráfico foi obtido com o auxílio das seguintes expressões matemáticas, utilizadas no cálculo do coeficiente de adesão do eixo dianteiro:

$$\mu_r = 1$$

$$\mu_f = \frac{B_f}{B_r} \times \frac{\mu_o \times W_{br}}{(W - W_{br})} \quad , \quad \text{com} \tag{57}$$

$$W_{br} = \frac{(L_f \times W) - (H \times f \times W)}{L \times (1 + ((H/L) \times \mu_o) + ((H/L) \times (B_f/B_r) \times \mu_o))} \tag{58}$$

A fig. (4.38.b) mostra o coeficiente de adesão unitário e máximo, que ocorre no eixo dianteiro, e a variação do coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro, com posições do c.g. do veículo carregado contidas na área, marcada em vermelho, da fig. (4.37). O referido gráfico foi obtido com o auxílio das seguintes

expressões matemáticas, utilizadas no cálculo do coeficiente de adesão do eixo traseiro:

$\mu_f = 1$

$$\mu_r = \frac{B_r}{B_f} \times \frac{\mu_o \times W_{bf}}{(W - W_{bf})} \quad , \quad \text{com} \tag{59}$$

$$W_{bf} = \frac{(L_r \times W) + (H \times f \times W)}{L \times (1 - ((H/L) \times \mu_o) + ((H/L) \times (B_r/B_f) \times \mu_o))} \tag{60}$$

A fig. (4.39) mostra a desaceleração máxima do veículo, sem travamento das rodas dos seus eixos, para qualquer carregamento permissível, com o balanceamento 80% / 20% fixo e com coeficiente de adesão disponível máximo unitário. Este gráfico foi obtido do gráfico da fig. (4.38), com o auxílio das eqs. (61) e (62) apresentadas a seguir, para o cálculo da desaceleração nestas circunstâncias:

. para coef. de adesão máximo no eixo dianteiro $\mu_f = 1 \Rightarrow$

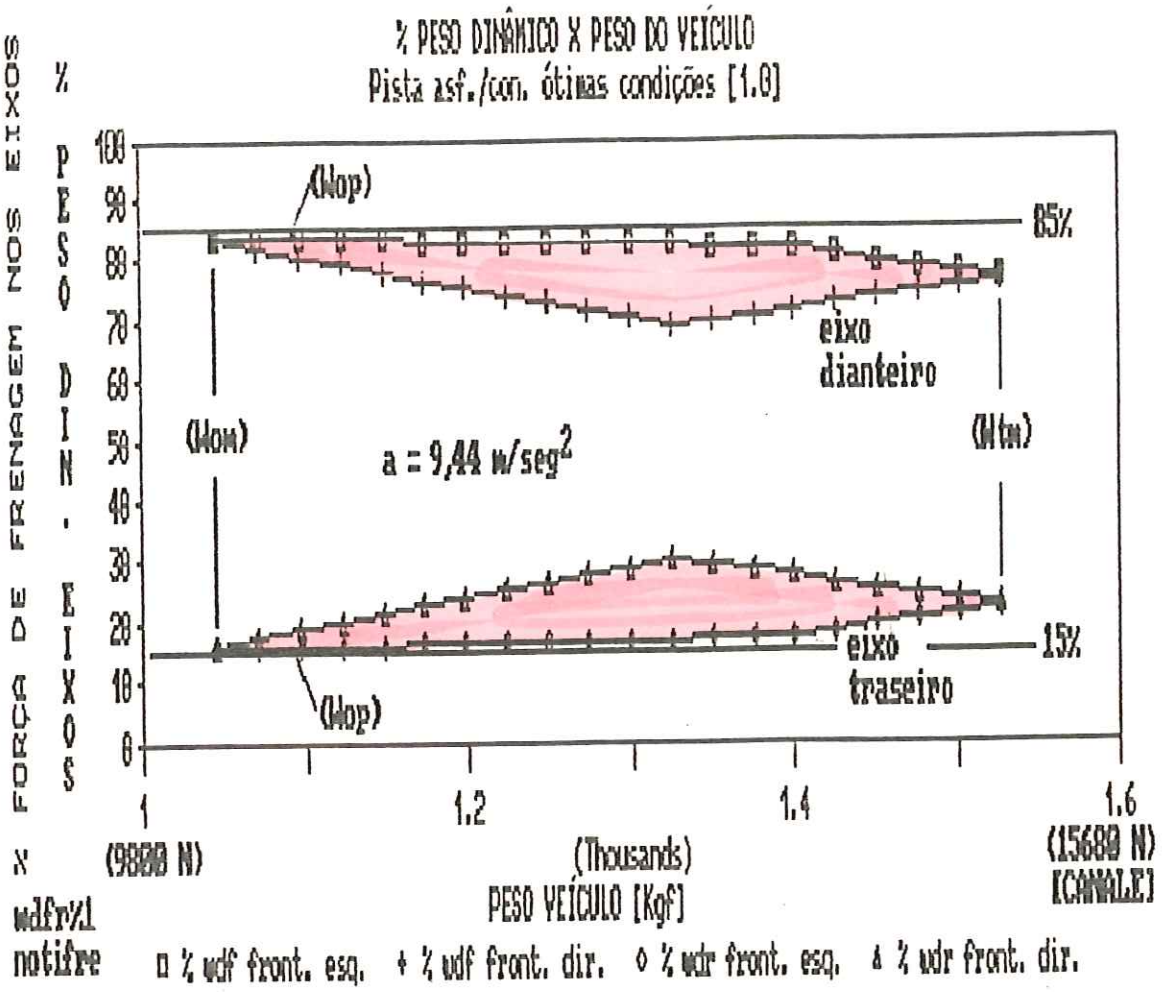
$$b_{max} = (g/\gamma_b) \times ((\mu_o \times (Wbf/W)) + (\mu_r \times ((W - W_{bf})/W)) + f) \tag{61}$$

. para coef. de adesão máximo no eixo traseiro $\mu_r = 1 \Rightarrow$

$$b_{max} = (g/\gamma_b) \times ((\mu_o \times (Wbr/W)) + (\mu_f \times ((W - W_{br})/W)) + f), \tag{62}$$

com W_{bf} calculado através da eq. (60) e W_{br} eq. (58).

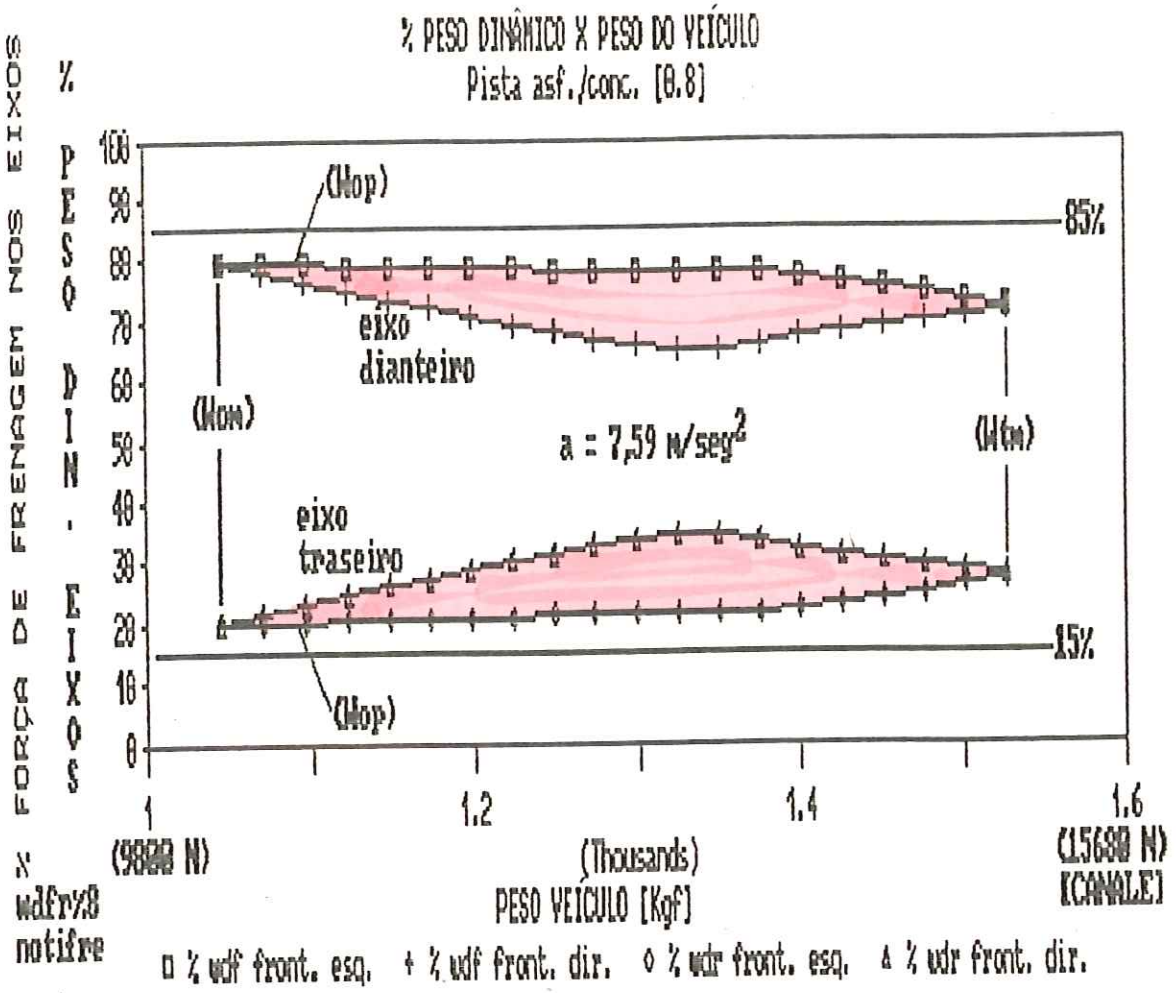
pag. 160 →



- Variação percentual do peso dinâmico nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

- Variação percentual da força de freagem nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

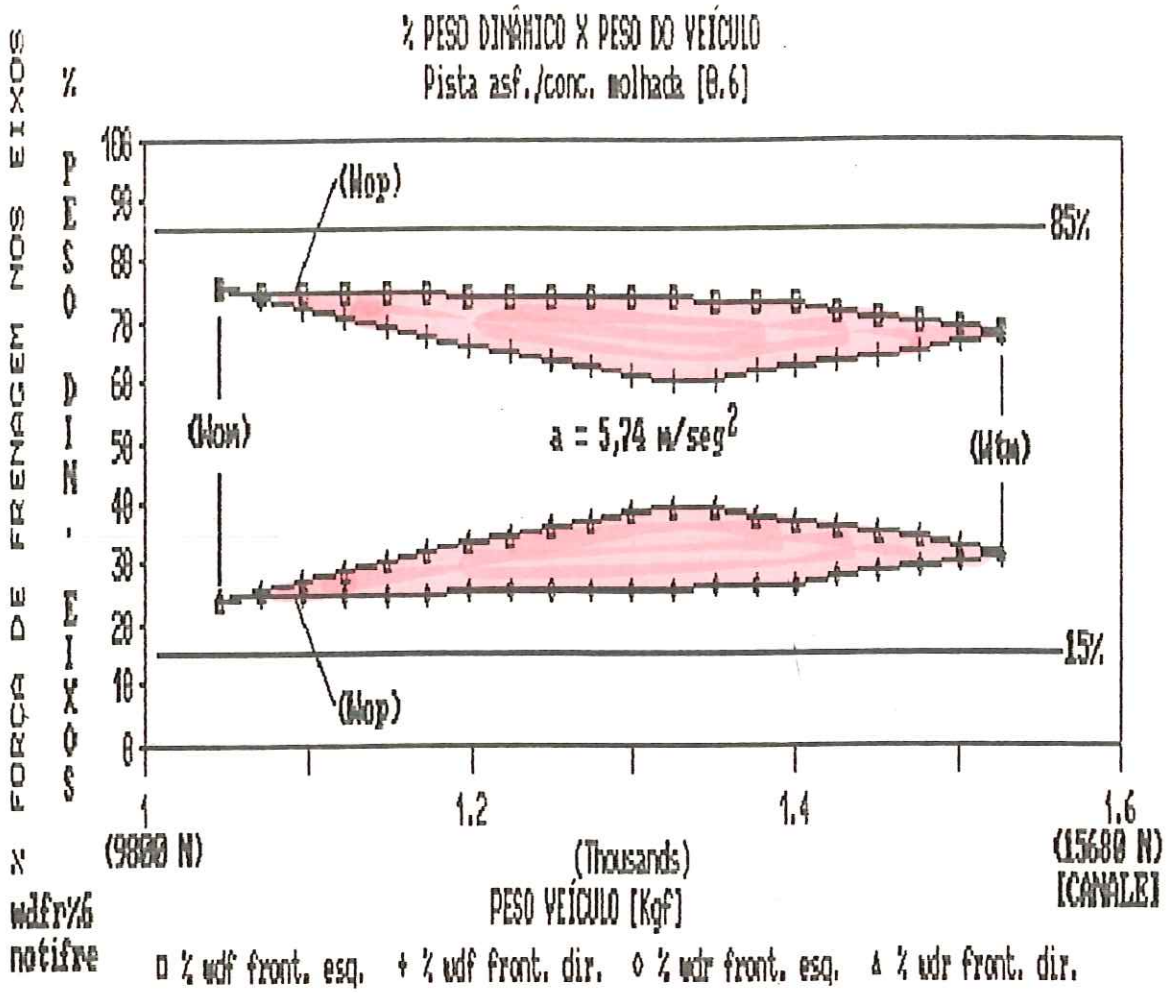
Fig. (4.29) - Distribuição percentual nos eixos do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, com coeficiente de adesão disponível unitário, no balanceamento ótimo e como função do passeio do c.g.



- Variação percentual do peso dinâmico nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

- Variação percentual da força de freagem nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

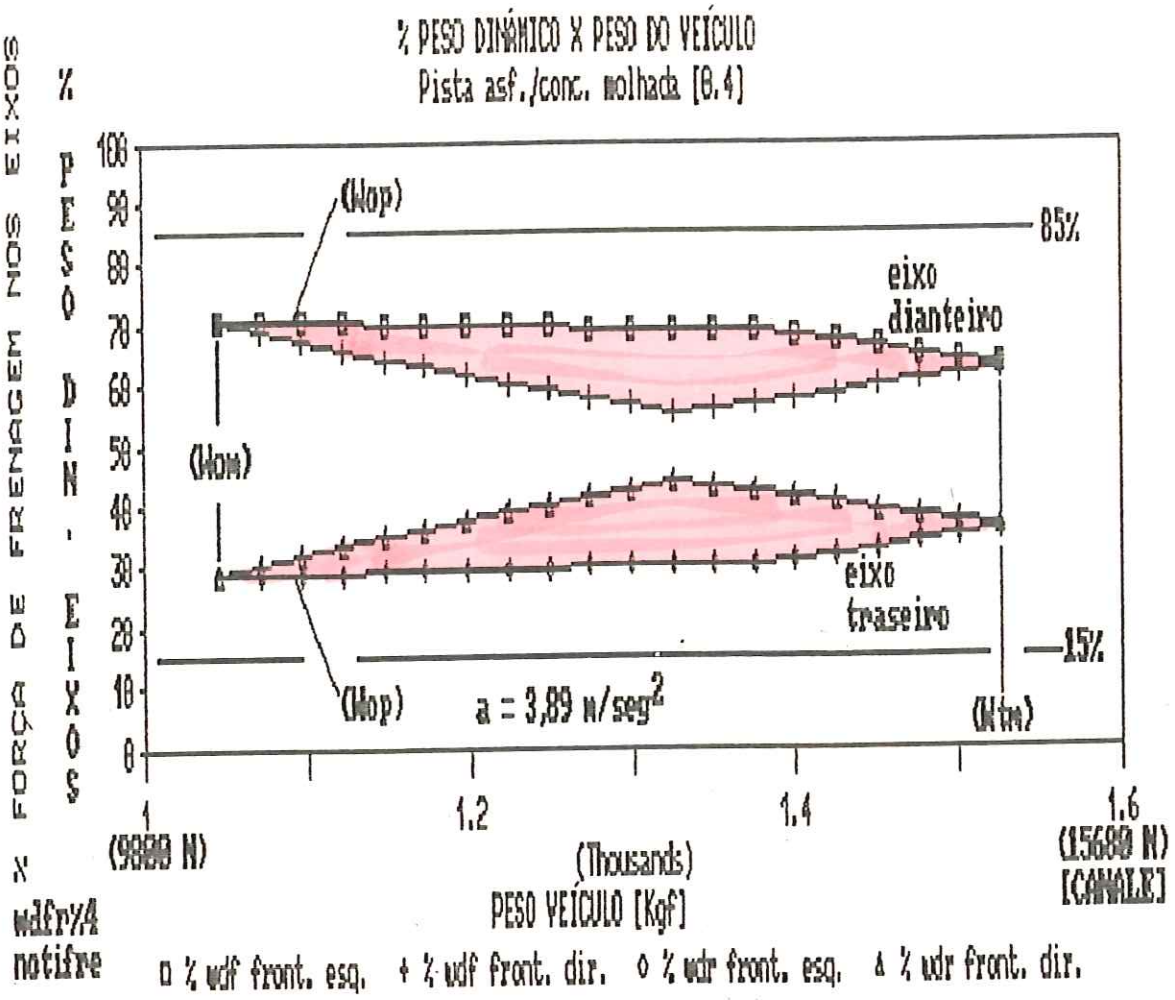
Fig. (4.30) - Distribuição percentual nos eixos do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, com coeficiente de adesão disponível μ_o= 0,8 , no balanceamento ótimo e como função do passeio do c.g.



- Variação percentual do peso dinâmico nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

- Variação percentual da força de freagem nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

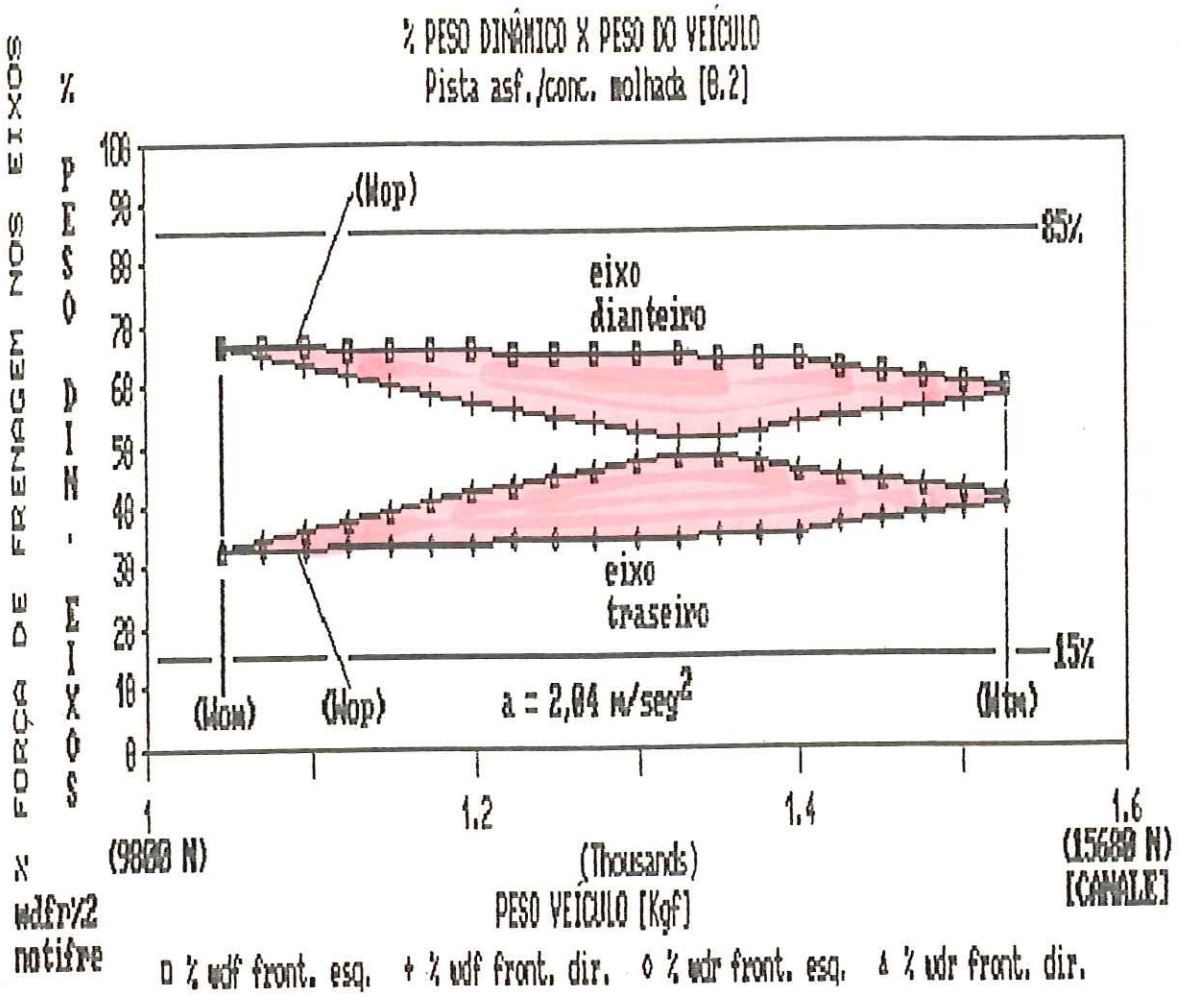
Fig. (4.31) - Distribuição percentual nos eixos do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, com coeficiente de adesão disponível μ_o = 0,6, no balanceamento ótimo e como função do passeio do c.g.



- Variação percentual do peso dinâmico nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

- Variação percentual da força de freagem nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

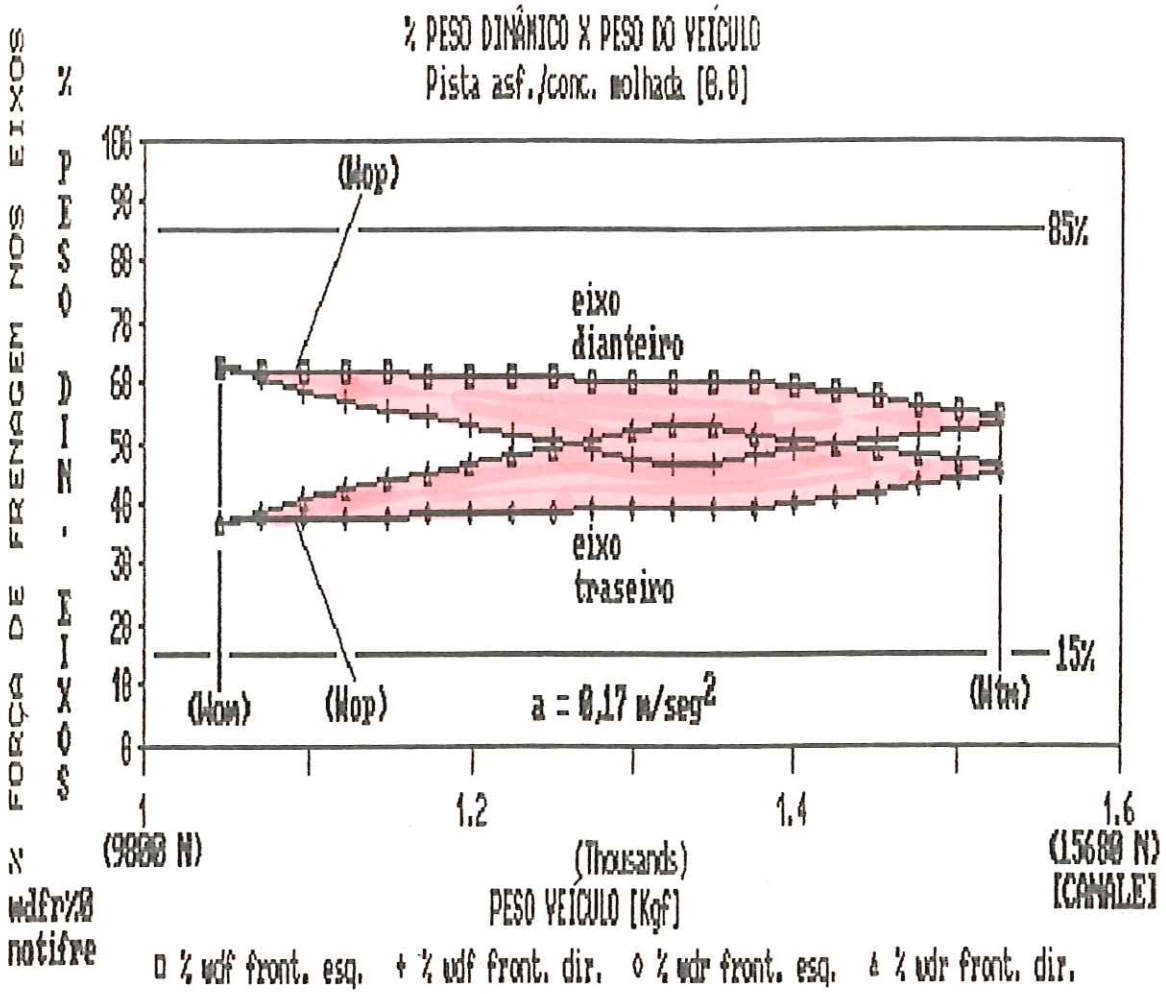
Fig. (4.32) - Distribuição percentual nos eixos do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, com coeficiente de adesão disponível μ_o = 0,4, no balanceamento ótimo e como função do passeio do c.g.



- Variação percentual do peso dinâmico nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

- Variação percentual da força de freagem nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

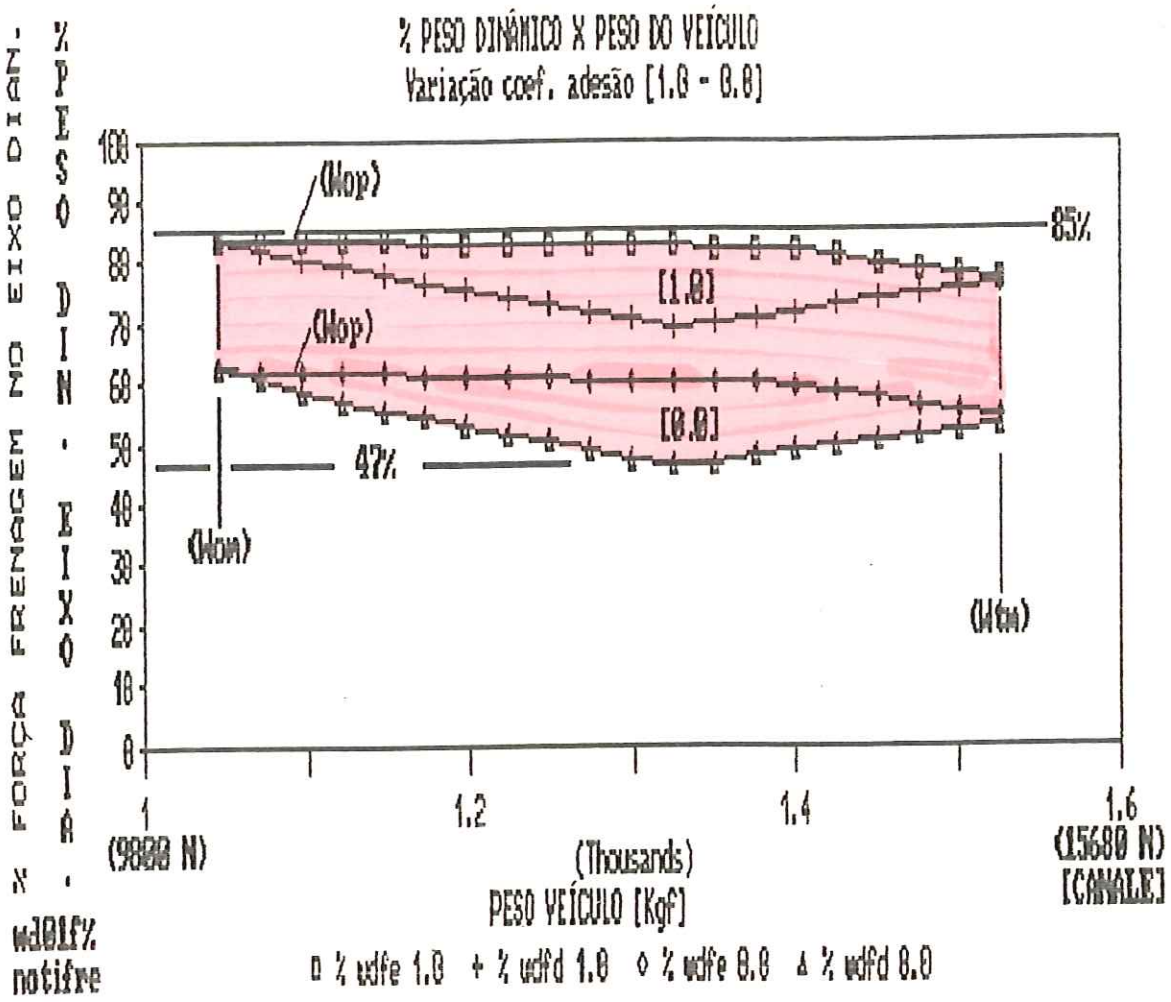
Fig. (4.33) - Distribuição percentual nos eixos do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, com coeficiente de adesão disponível μ_o = 0,2, no balanceamento ótimo e como função do passeio do c.g.



- Variação percentual do peso dinâmico nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

- Variação percentual da força de freagem nos eixos do veículo, função passeio do c.g..

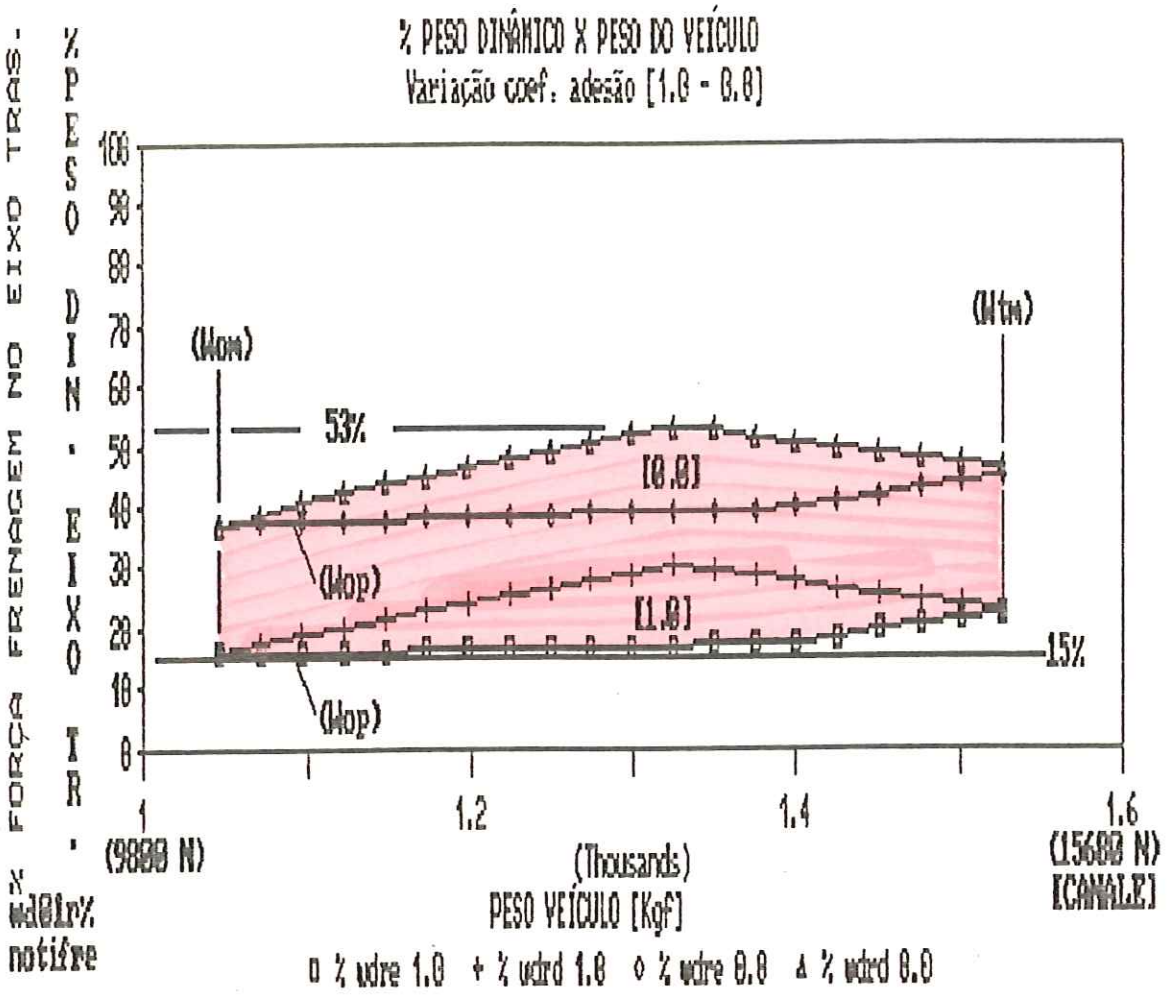
Fig. (4.34) - Distribuição percentual nos eixos do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, com coeficiente de adesão disponível μ_o = 0,0, no balanceamento ótimo e como função do passeio do c.g.



- Variação percentual total da força de freagem e do peso dinâmico no eixo dianteiro, como função do passeio do c.g..

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

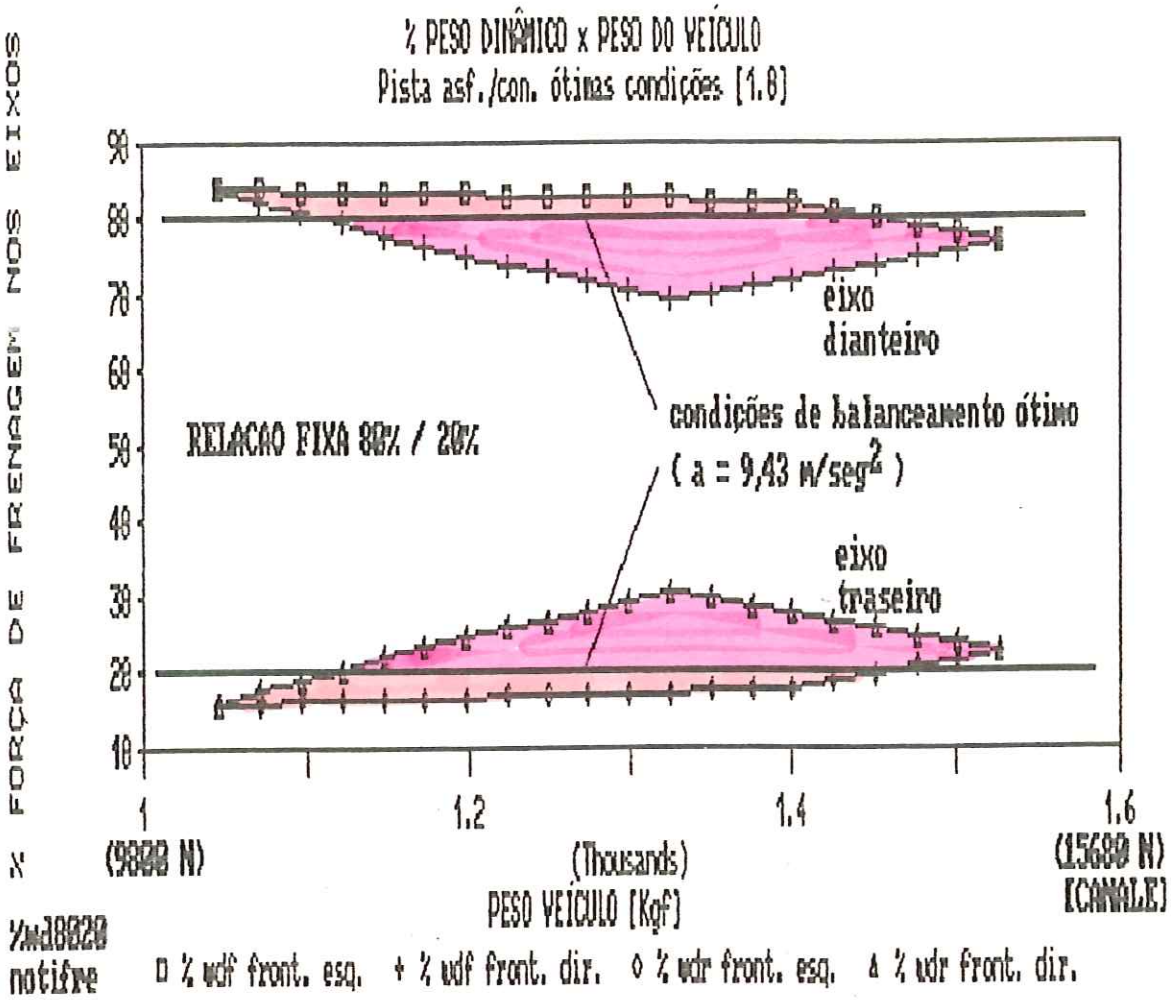
Fig. (4.35) - Distribuição percentual no eixo dianteiro do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, no balanceamento ótimo, como função do passeio do c.g., em qualquer piso: ($0,0 \leq \mu_o \leq 1,0$)



- Variação percentual total da força de freagem e do peso dinâmico no eixo traseiro , como função do passeio do c.g..

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

Fig. (4.36) - Distribuição percentual no eixo traseiro do veículo do peso dinâmico e da força de freagem, em situação de emergência, no balanceamento ótimo, como função do passeio do c.g., em qualquer piso: ($0,0 \leq \mu_o \leq 1,0$)



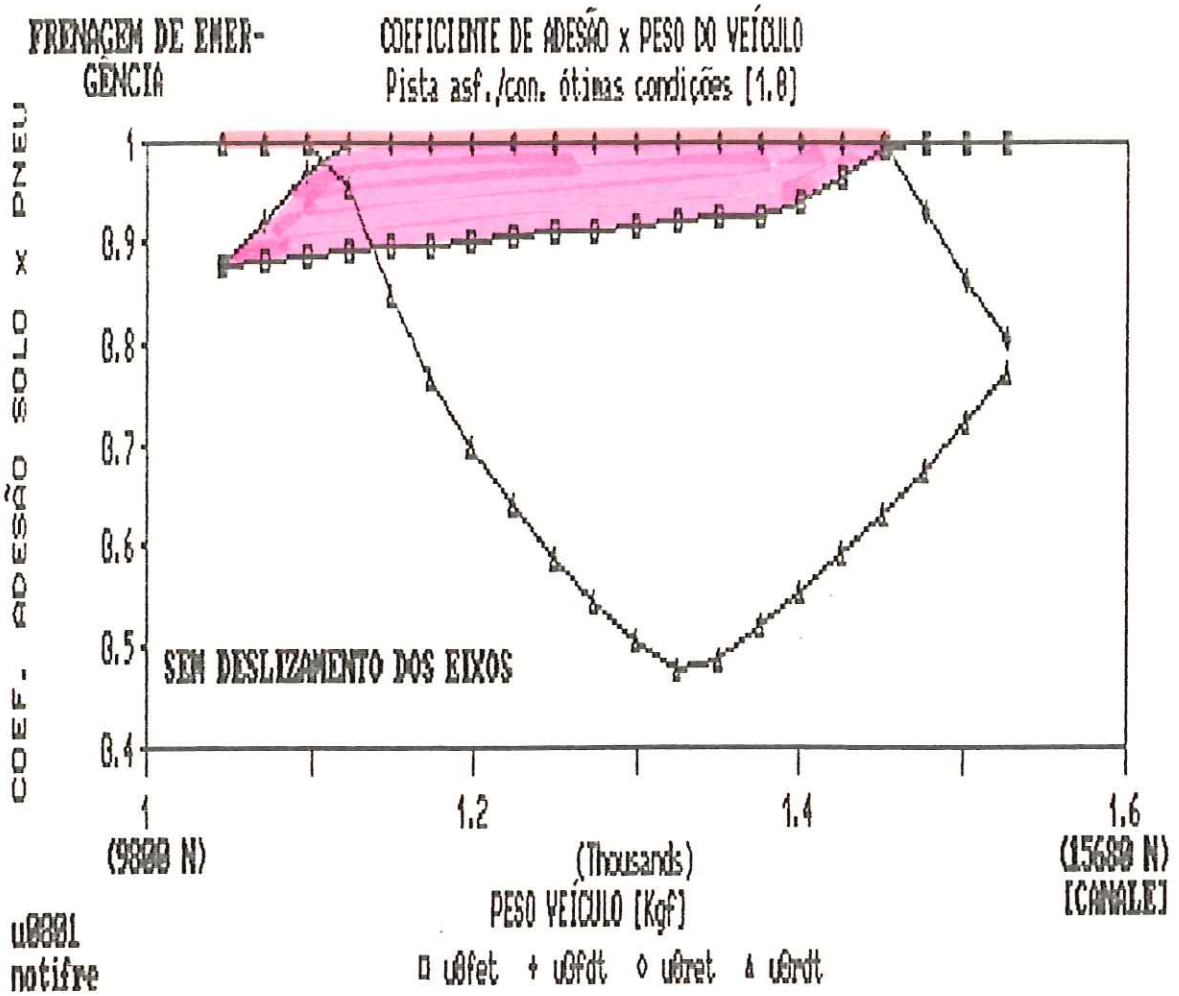
- ESCORREGAMENTO PREMATURO DO EIXO TRASEIRO.

- ESCORREGAMENTO PREMATURO DO EIXO DIANTEIRO.

obs:. A relação 80% / 20% deve ser proporcionada pelo sistema de freio do veículo.

. Com a relação 80% / 20% fixada, escorregamento prematuro do eixo diant. ou do tras. poderá ocorrer, dependendo do carregamento do veículo.

Fig. (4.37) - Força de freagem percentual nos eixos do veículo. função passeio do c.g., nas condições de balanceamento ótimo. O desempenho do veículo com 80% / 20% será estudado no decorrer deste texto.

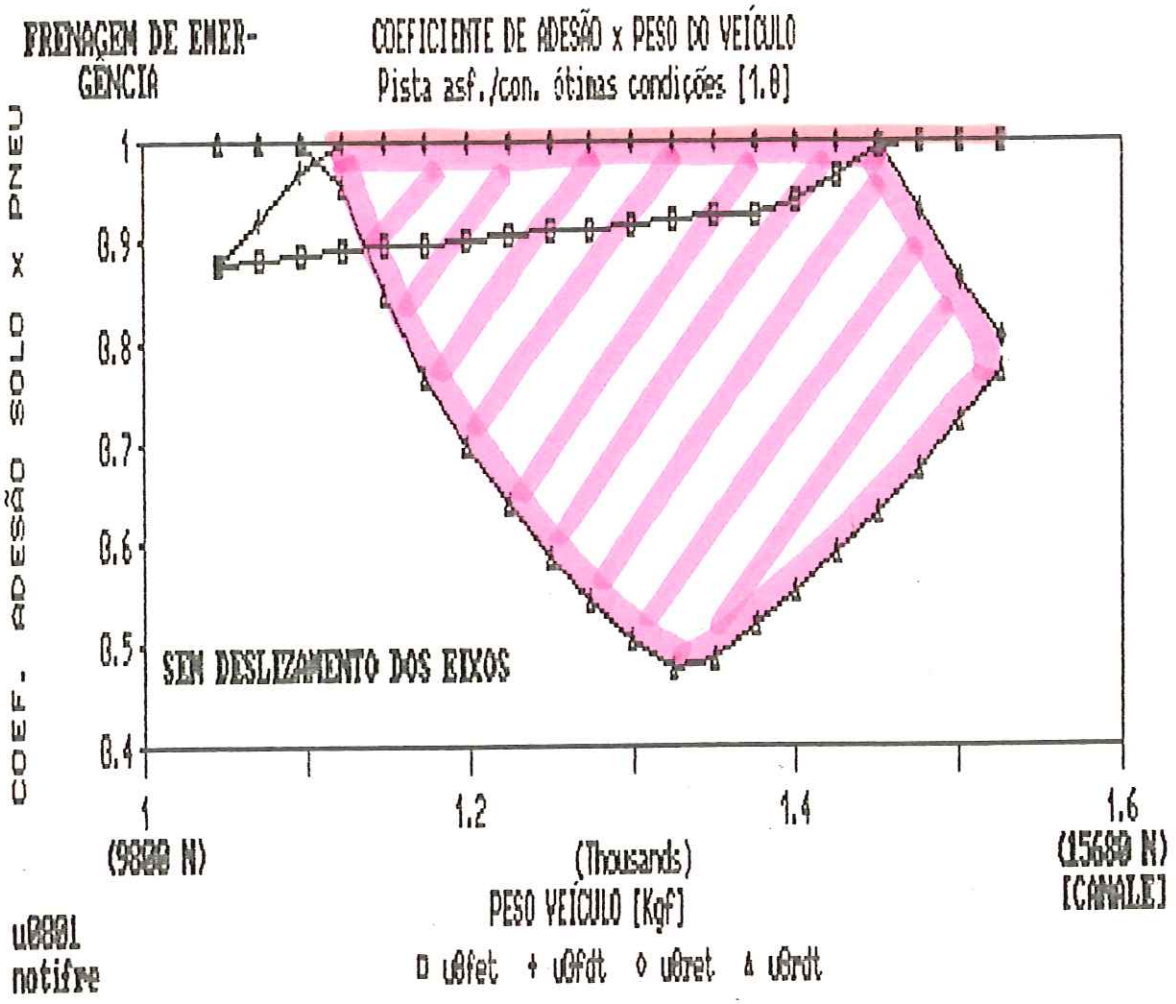


- Coeficiente de adesão no eixo traseiro (1,0).

- Variação do coeficiente de adesão no eixo dianteiro.

obs: A região destacada em amarelo mostra a variação total do coeficiente de adesão utilizável no eixo dianteiro, com o traseiro no máximo (μ_r = 1,0), como função do passeio do passeio do c.g. do veículo.

Fig. (4.38.a) - Coeficiente de adesão no eixo dianteiro, durante freagens de emergência, com o balanceamento 80% / 20%, sem deslizamento das rodas dos eixos.

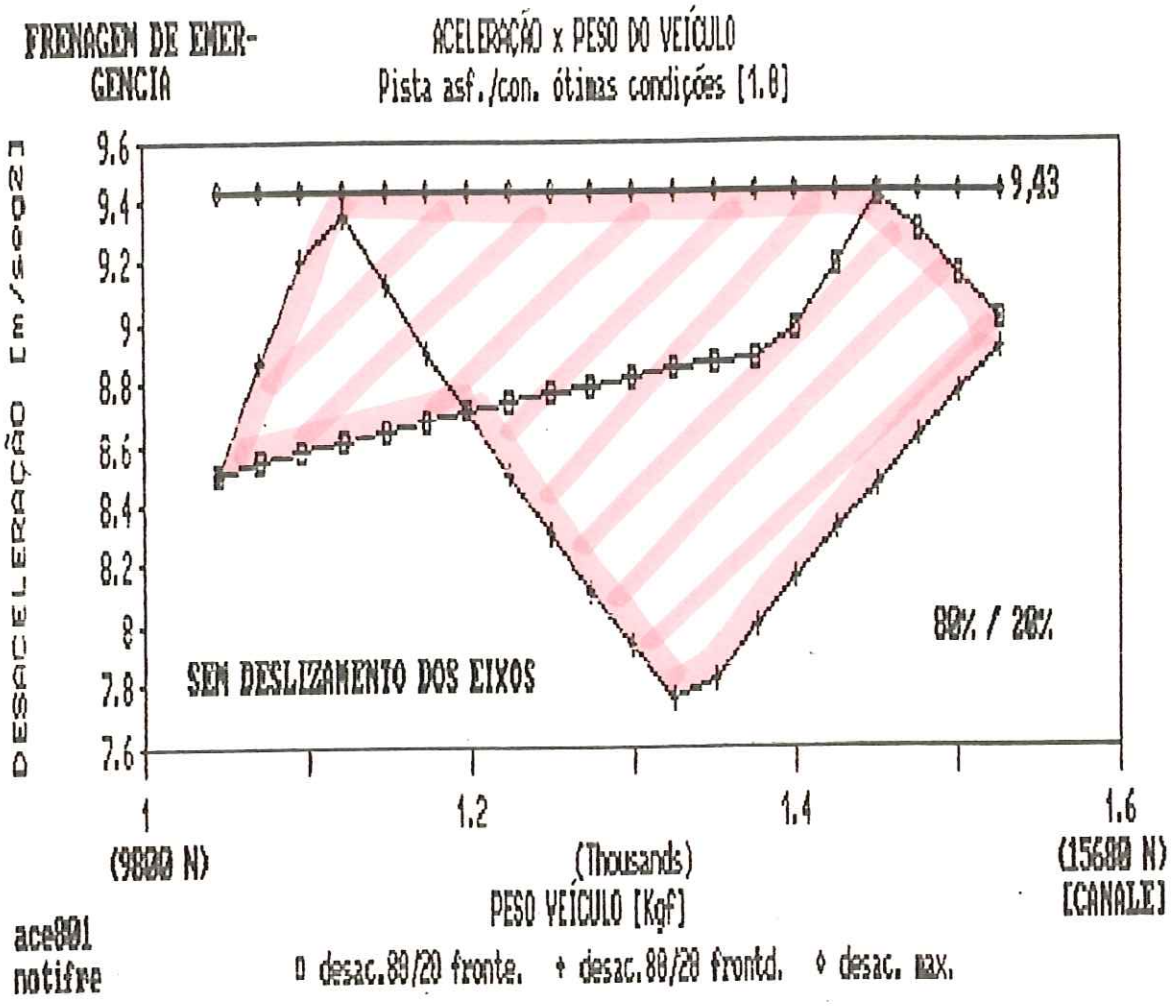


- Variação do coeficiente de adesão no eixo traseiro.

- Coeficiente de adesão no eixo dianteiro (1,0).

obs: A região destacada em vermelho mostra a variação total do coeficiente de adesão utilizável no eixo traseiro, com o dianteiro no máximo (μ_f = 1,0), como função do passeio do passeio do c.g. do veículo.

Fig. (4.38.b) - Coeficiente de adesão no eixo traseiro, durante freagens de emergência, com o balanceamento 80% / 20%, sem deslizamento das rodas dos eixos.



▭ - Variação da desaceleração máxima, função passeio do c.g., com balanceamento 80% / 20%.

obs:. 9,43 m/seg^2 - desaceleração máxima obtida nas condições de balanceamento ótimo da força de freagem.

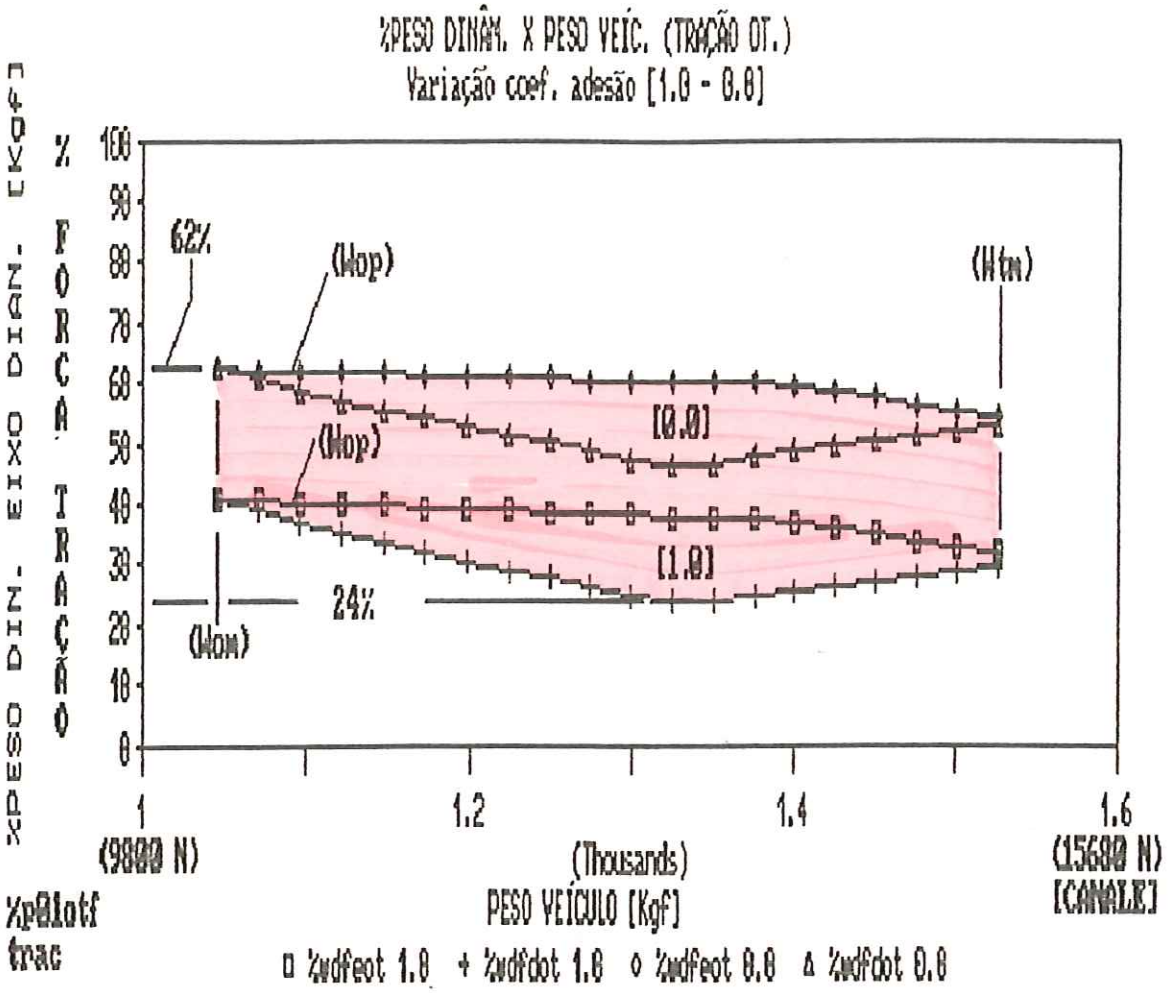
Fig. (4.39) - Desaceleração máxima do veículo, sem escorregamento das rodas, em qualquer carregamento permissível, com balanceamento 80% / 20% fixo e com coeficiente de adesão disponível unitário.

O Kadett utiliza um balanceamento fixo de 85%/15% (68), condição esta representada nas figs. (4.29 a 4.34), com um traço na horizontal.

Da fig. (4.35) pode-se concluir que numa freagem de emergência, em qualquer condição de uso permissível do veículo, e em qualquer pavimento, as rodas do eixo dianteiro poderão deslizar primeiramente que as do eixo traseiro. A escolha do balanceamento 85% / 15% se fundamentou na crença de que o escorregamento prematuro do eixo dianteiro é menos perigoso.

Condições operacionais do veículo, contidas na região marcada em amarelo dos gráficos das figs. (4.35) e (4.36), que se afastam do balanceamento fixado (85% / 15%), terão desacelerações menores numa freagem de emergência, sem ocorrer deslizamento de suas rodas. Veículos, que apresentam um grande passeio do c.g., e que utilizam balanceamento fixo e único, poderão apresentar em uso grandes variações de desempenho durante uma freagem de emergência.

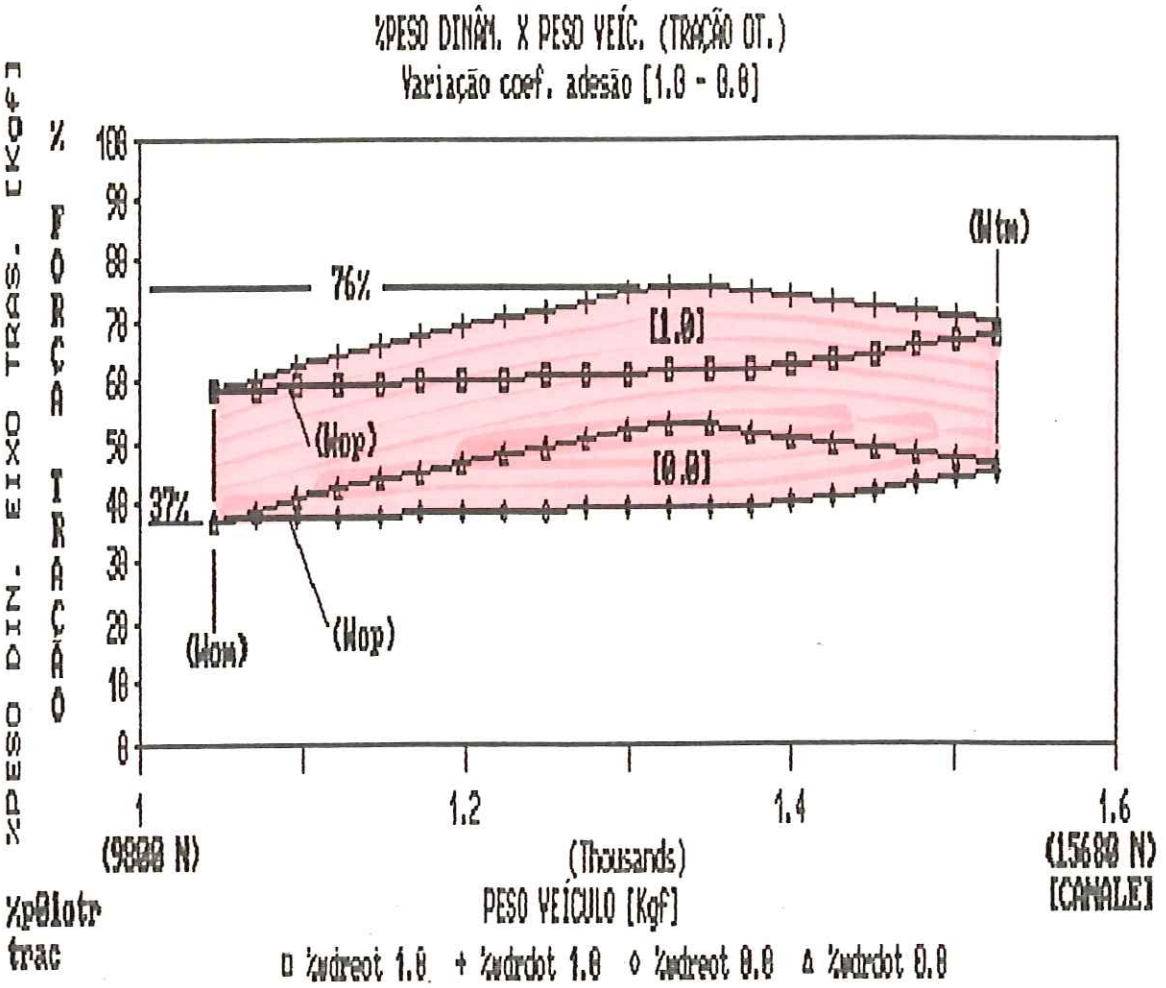
Os gráficos das figs. (4.40) e (4.41) podem ser utilizados pelo engenheiro no projeto e otimização de sistemas de tração. Eles apresentam o balanceamento ótimo das forças de tração nos eixos, como função do passeio do c.g. do veículo. Pode-se obter também parâmetros-limites utilizados em diversas fases do projeto destes sistemas, ou como requisitos preliminares na especificação e instalação de sistemas já existentes. Muitas observações, que constaram deste texto, realizadas para o processo



- Variação percentual do peso dinâmico e da força de tração no eixo dianteiro, no balanceamento ótimo, para qualquer nível de coeficiente de adesão.

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

Fig. (4.40) Peso dinâmico percentual no eixo dianteiro do veículo numa aceleração positiva, usando toda a capacidade dos pneumáticos, como função do passeio do c.g., em qualquer pavimento.



- Variação percentual do peso dinâmico e da força de tração no eixo traseiro , no balanceamento ótimo, para qualquer nível de coeficiente de adesão.

Wop = peso operacional (peso em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf).

Fig. (4.41) Peso dinâmico percentual no eixo traseiro do veículo numa aceleração positiva, usando toda a capacidade dos pneumáticos, como função do passeio do c.g., em qualquer pavimento.

de freagem do veículo, podem ser traduzidas para o processo de tracionamento, com muitas semelhanças. Isto ocorre porque o processo de adesão dos pneumáticos com o pavimento e a dinâmica do próprio veículo são também semelhantes.

Considerando o balanceamento fixo 85% / 15% para o Kadett, as desacelerações máximas, sem que haja escorregamento dos eixos, e como função do passeio do c.g. do veículo, foram obtidas de forma análoga ao gráfico da fig. (4.39), e apresentadas nos gráficos das figs. (4.42 a 4.46). Isto para coeficientes de adesão disponíveis, variando dentro do intervalo de 1,0 a 0,2. Para estas mesmas condições-limites de freagem do veículo, foram obtidos e apresentados nas figs. (4.47 a 4.51), os gráficos que mostram, de forma análoga aos das figs. (4.38.a e 4.38.b), a variação dos coeficientes de adesão utilizados no eixo dianteiro e traseiro , todos como função do passeio do c.g. do veículo.

Nos próprios gráficos das figs. (4.42 a 4.46) são calculados os "índices de perda de eficiência" do processo de freagem de emergência do veículo, com balanceamento 85% / 15%, sem escorregamento dos seus eixos e como função do passeio do c.g..

O índice "x" indica a maior perda percentual de eficiência no processo de freagem de emergência do veículo, em um determinado pavimento e sem escorregamento dos eixos. É interessante notar que este nível mínimo de desaceleração ocorre num peso intermediário entre o mínimo (peso em ordem de marcha), e o máximo (peso total máximo). O índice "y" indica, ao contrário do anterior, a menor perda percentual de eficiência, ocorrendo na condição de peso em ordem de marcha para este

veículo em particular. O índice "z" mostra a variação entre os índices "x" e "y", representando praticamente a perda de eficiência máxima, devido ao passeio do c.g..

Estes índices são calculados e obtidos para diversos tipos de pavimentos (diversos níveis para o coeficiente de adesão máximo disponível), e resumidos graficamente na fig. (4.52). A área deste gráfico, indicada em amarelo, representa a perda de eficiência, devido ao passeio do c.g., no processo de freagem de emergência do veículo.

Pode-se observar nos gráficos das figs. (4.42 a 4.46), que são praticamente idênticas as desacelerações máximas com o veículo na condição de peso em ordem de marcha e peso operacional.

A variação do peso dinâmico, nos eixos dianteiro e traseiro do veículo, é mostrada, respectivamente, nas figs. (4.53.a e 4.53.b), para qualquer pavimento, como função do passeio do c.g. e com balanceamento 85% / 15%. Estes gráficos são semelhantes aos das figs. (4.14) e (4.15), obtidos através das eqs. (58) e (60).

Nos próprios gráficos das figs. (4.53.a e b), os valores-limites de peso dinâmico são comparados com o veículo freando nas seguintes condições: balanceamento ótimo (figs. (4.14 e 4.15)), e balanceamento 85%/15%.

As forças de freagem, distribuídas nos eixos do veículo, são mostradas nas figs. (4.54.a e b), em qualquer pavimento, como função do passeio do c.g. e com balanceamento 85% / 15%. Estas forças são calculadas, utilizando-se o peso dinâmico dos gráficos

anteriores, multiplicados pelos coeficientes de adesão, utilizados nos eixos dianteiro e traseiro, obtidos através das (eqs. (57) e (59)) respectivamente.

Nos próprios gráficos das figs. (4.54.a e b), os valores-limites da força de freagem são comparados com o veículo freando nas seguintes condições: balanceamento ótimo e 85% / 15%.

Os limites de pesos dinâmicos e forças de freagem nos eixos do veículo, obtidos dos gráficos das figs. (4.53 e 4.54)), com o balanceamento de 85% / 15%, podem ser utilizados nas diversas fases do projeto de elementos ou sistemas do próprio veículo, como já mencionado anteriormente.

A desaceleração obtida numa freagem de um autoveículo pode ter interpretações e definições diferentes.

INGRAM et al (14) apresentam um gráfico típico do processo de freagem, desde o instante do sinal de parada, até a imobilização total do veículo. Este gráfico é apresentado na fig. (4.55) na página 184.

Na França, o processo de freagem é analisado desde o "sinal de parada", 1 da fig. (4.55), até 6, imobilização total do veículo. A "desaceleração máxima" é geralmente o valor mais utilizado para caracterizar o processo de freagem; equivalente ao "fully developed retardation" contido nas resoluções sueca e "brake effort" alemãs.

A desaceleração média está baseada na distância percorrida durante a freagem. Esta distância é geralmente obtida do instante de acionamento do pedal do freio 2, ou do início efetivo da desaceleração 3, até a imobilização total do

veículo. A desaceleração média não pode ser medida diretamente nos ensaios de estrada, e geralmente não é utilizada.

INGRAM at al (14) concluem, através de ensaios de estrada, que normalmente a desaceleração máxima se encontra entre 20% a 25% acima da desaceleração média.

Devido às várias definições e interpretações sobre a desaceleração, é aceito como mais correto o uso da distância percorrida para a análise de desempenho e fatores de segurança do processo de freagem de um autoveículo.

A desaceleração máxima, indicada nos gráficos das figs. (4.39) e figs. (4.42 a 4.46), é a que poderá ser obtida durante uma freagem de emergência, com um determinado coeficiente de adesão disponível. Seu valor máximo coincide com o "máximo" da fig. (4.55), e tem espectro de ação, por definição, indicado na fig. (4.55) com o título: "desaceleração teórica".

Com a desaceleração teórica máxima e seu espectro de ação definidos, o espaço percorrido foi obtido e apresentado nas figs. (4.56.a) e (4.56.b), com μ_o = 1,0 e 0,9 , respectivamente.

O espaço percorrido, mostrado graficamente na fig. (4.56.a), foi obtido com o veículo freando de uma velocidade inicial de 100 km/h até parada total, como função do passeio do c.g., com balanceamento 85% / 15% e coeficiente de adesão disponível

unitário. Na fig. (4.56.b) este espaço é mostrado agora com coeficiente de adesão disponível de 0,9.

O coeficiente de adesão real, de uma pista de asfalto, em boas condições de uso, deve normalmente se encontrar entre 1,0 e 0,9, intervalo este abrangido pelas figs. (4.56.a) e (4.56.b) no cálculo do espaço percorrido.

Como o espectro de ação da desaceleração teórica difere da real, como mostra a fig. (4.55), espera-se um espaço percorrido teórico um pouco menor que o real.

O espaço percorrido, na condição de peso operacional[23], foi comparado graficamente nas figs. (4.56.a) e (4.56.b), com o obtido em testes de estrada apresentados nas referências (59) e (69).

Observando o gráfico da fig. (4.56.a), pode-se notar que 53,9 m é o espaço percorrido com o veículo carregado de maneira menos favorável para o processo de freagem. Esta situação ocorre num peso intermediário entre o mínimo (peso em ordem de marcha) e o máximo (peso total máximo).

Observam-se, em ensaios de estrada, variações do balanceamento das forças de freagem com a mudança no peso do →

---

[23] veículo na condição de peso em ordem de marcha + motorista de 75 Kgf.

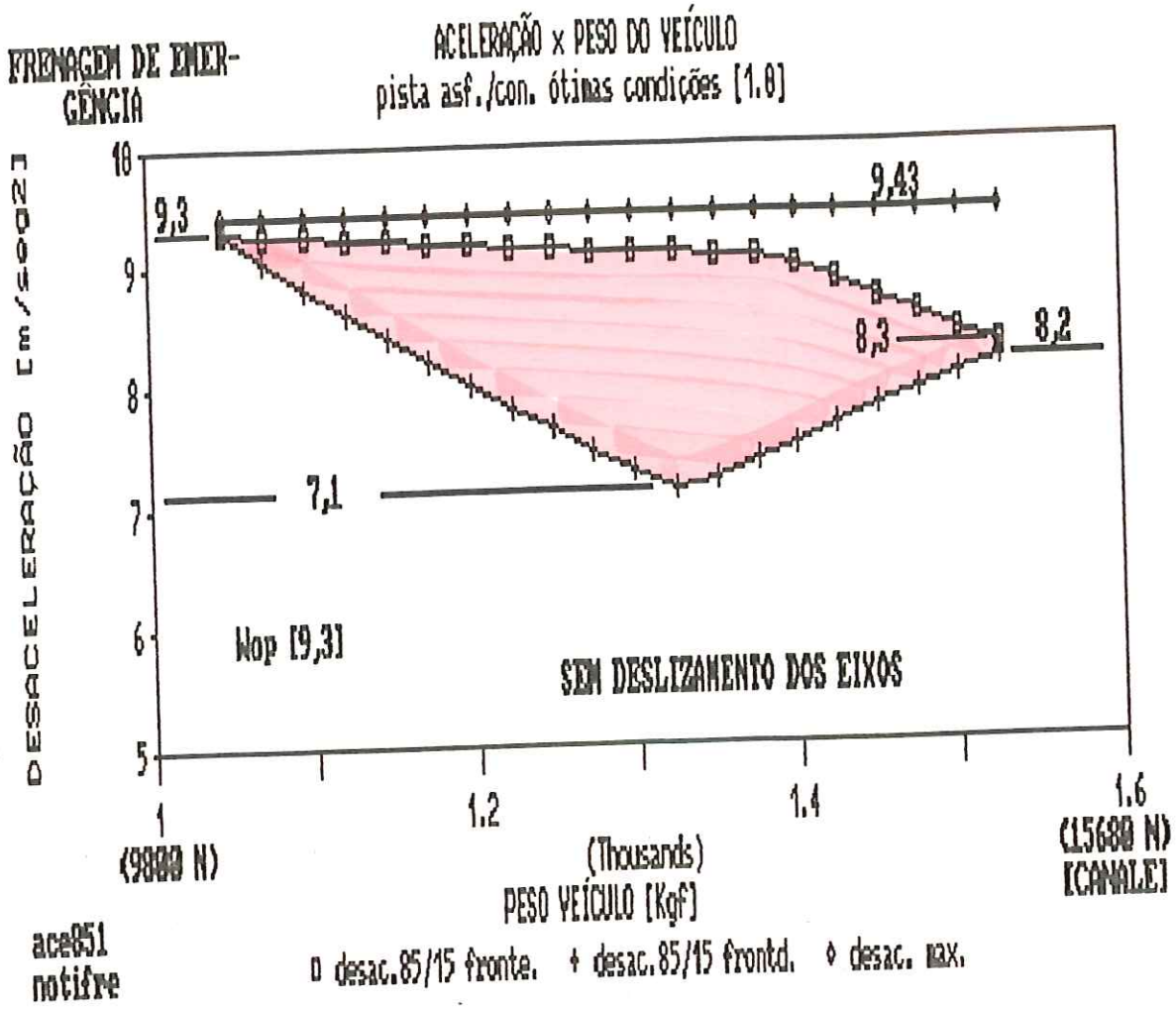
→ veículo e variação na velocidade inicial (64). Testes de freagem em estradas, realizados com o Kadett GS 2.0 (64), mostraram balanceamento de 90,69% / 9,31% com velocidade inicial de 96 km/h, e 80,48% / 19,52% a 129 km/h, ambos com o veículo carregado na condição "peso total máximo". Com o veículo na condição de peso operacional, obteve-se 88,67% / 11,33% com velocidade inicial de 96 km/h, e 84,00% / 16,00% a 129 km/h. Todos estes valores práticos diferem do 85% / 15% de projeto.

A fim de que se tornem mais precisos os resultados teóricos obtidos de espaço percorrido e desaceleração, os gráficos apresentados nas figs. (4.57 a 4.64), incorporam nos seus cálculos o balanceamento variável com o peso do veículo e com a velocidade inicial de freagem. Adotou-se uma variação linear, do balanceamento com o peso do veículo, dentro do intervalo determinado pelos valores limites citados acima.

Como o coeficiente de adesão durante o processo de freagem varia com a velocidade (77), comentado no capítulo 1, tomou-se, nos gráficos das figs. (4.57 a 4.60), μ_o variando entre [1,0 e 0,9], com o veículo freando de uma velocidade inicial de 96 km/h; e, nos gráficos das figs. (4.61 a 4.64), μ_o variando entre [0,9 e 0,8], com V_i de 129 km/h.

O espaço percorrido e a desaceleração de pico, obtidos de testes de freagem em estradas (64), são apresentados nos próprios gráficos das figs. (4.57 a 4.64), para fins comparativos.

pág. 195



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COM BALANCEMENTO 85% / 15%, FUNÇÃO PASSEIO DO C.G..

9,43 - 100%

7,15 - x

$$\Rightarrow x = \frac{7,15 \times 100}{9,43} \Rightarrow x = 75,8\%$$ (eficiência na pior condição)

9,43 - 100%

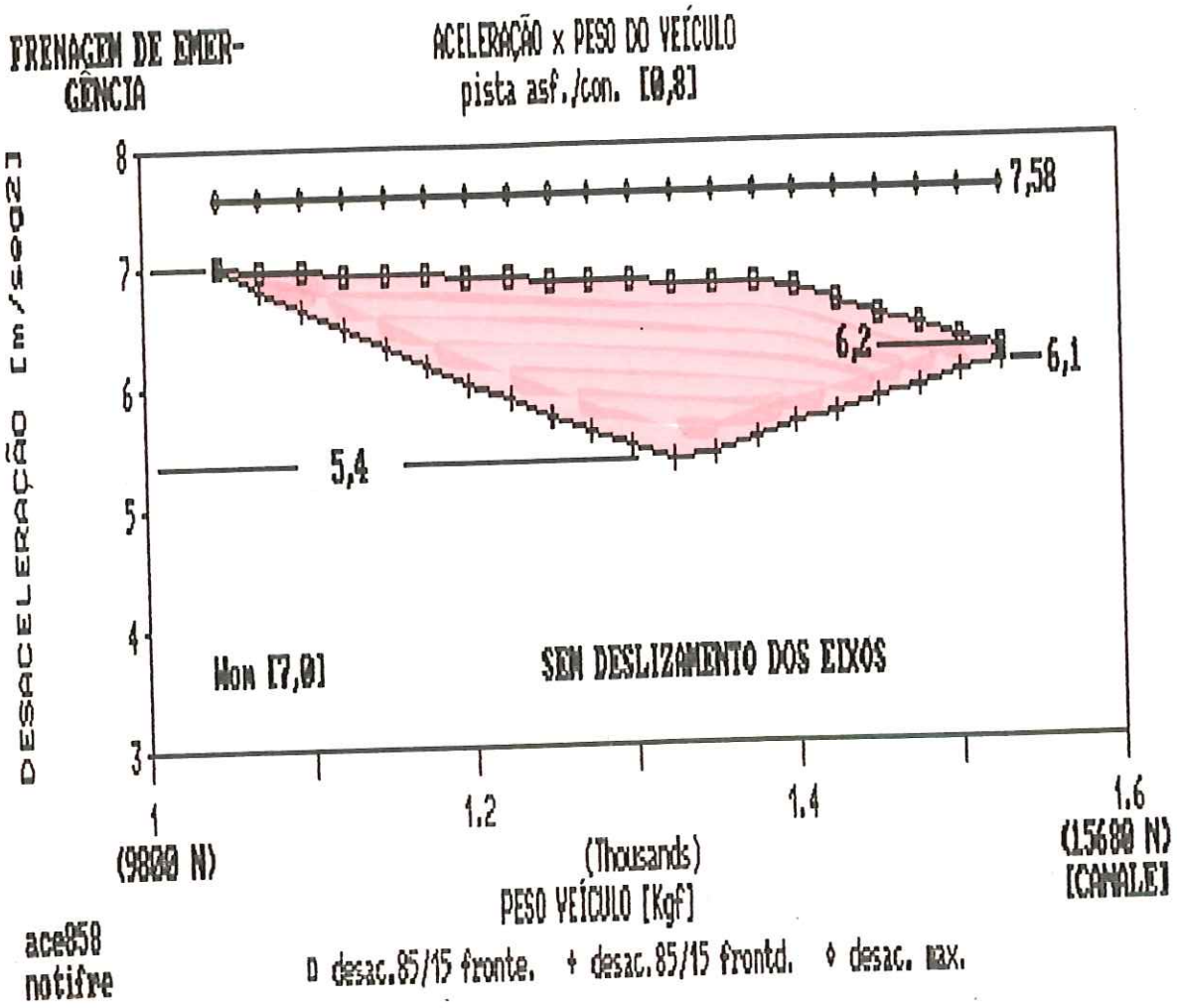
9,31 - y

$$\Rightarrow y = \frac{9,31 \times 100}{9,43} \Rightarrow y = 98,7\%$$ (eficiência na melhor condição)

Variação da eficiência devido ao passeio do c.g. (z):

$z = y - x \Rightarrow z = 98,7\% - 75,8\% \Rightarrow z = 22,9\%$.

Fig. (4.42) - Desaceleração máxima com balanceamento 85% / 15%, sem escorregamento das rodas dos eixos, como função do passeio do c.g..



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COM BALANCEMENTO 85% / 15%, FUNÇÃO PASSEIO DO C.G..

7.58 - 100%

5,41 - x

$$\Rightarrow x = \frac{5.41 \times 100}{7,58} \Rightarrow x = 71,4\%$$ (eficiência na pior condição)

7,58 - 100%

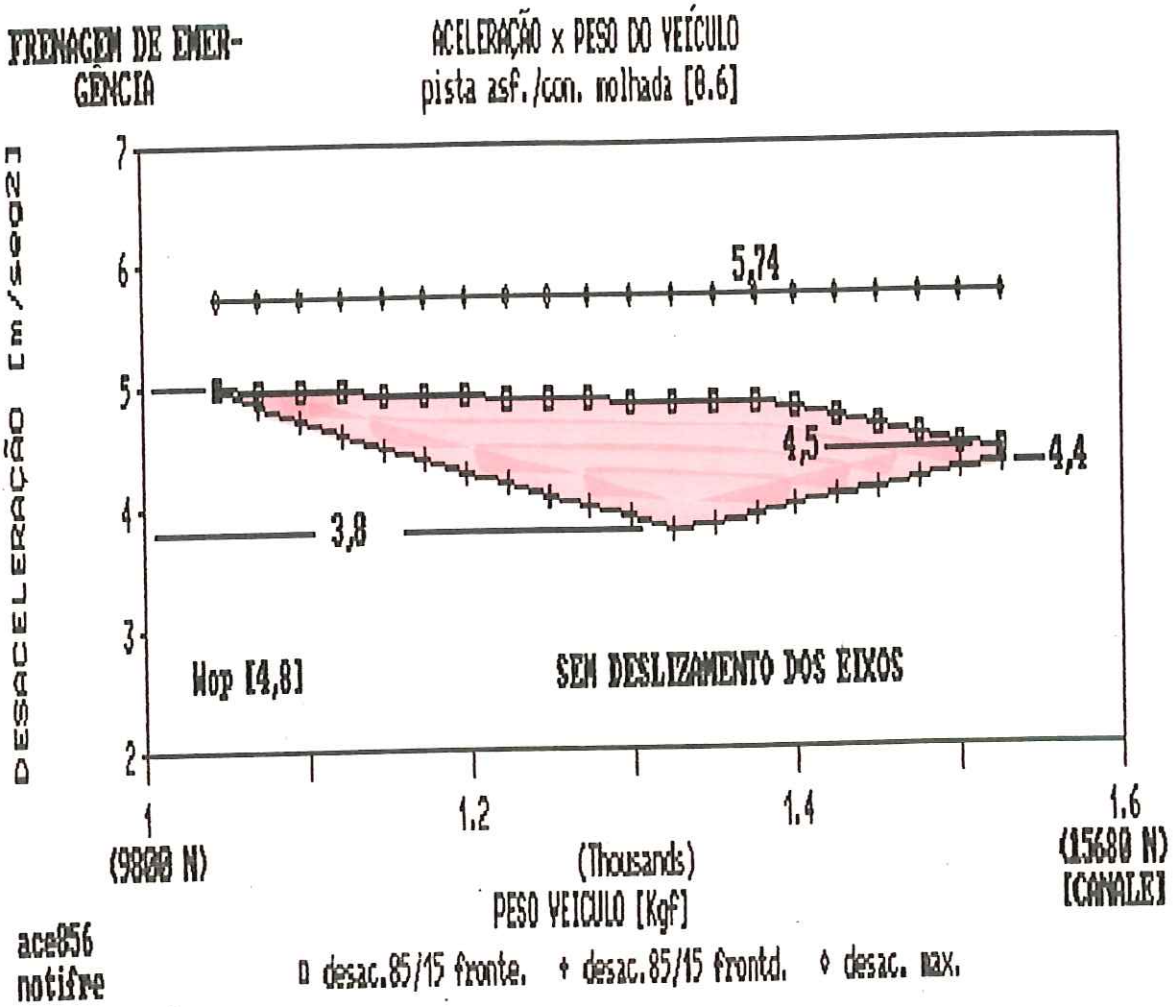
7,03 - y

$$\Rightarrow y = \frac{9.31 \times 100}{9,43} \Rightarrow y = 92,7\%$$ (eficiência na melhor condição)

Variação da eficiência devido ao passeio do c.g. (z):

$z = y - x \Rightarrow z = 92,7\% - 71,4\% \Rightarrow z = 21,3\%$.

Fig. (4.43) - Desaceleração máxima com balanceamento 85% / 15%, sem escorregamento das rodas dos eixos, como função do passeio do c.g. (coef. adesão disponível de 0,8)



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COM BALANCEMENTO 85% / 15%, FUNÇÃO PASSEIO DO C.G..

5,74 - 100%

3,83 - x

$$\Rightarrow x = \frac{3,83 \times 100}{5,74} \Rightarrow x = 66,7\%$$ (eficiência na pior condição)

5,74 - 100%

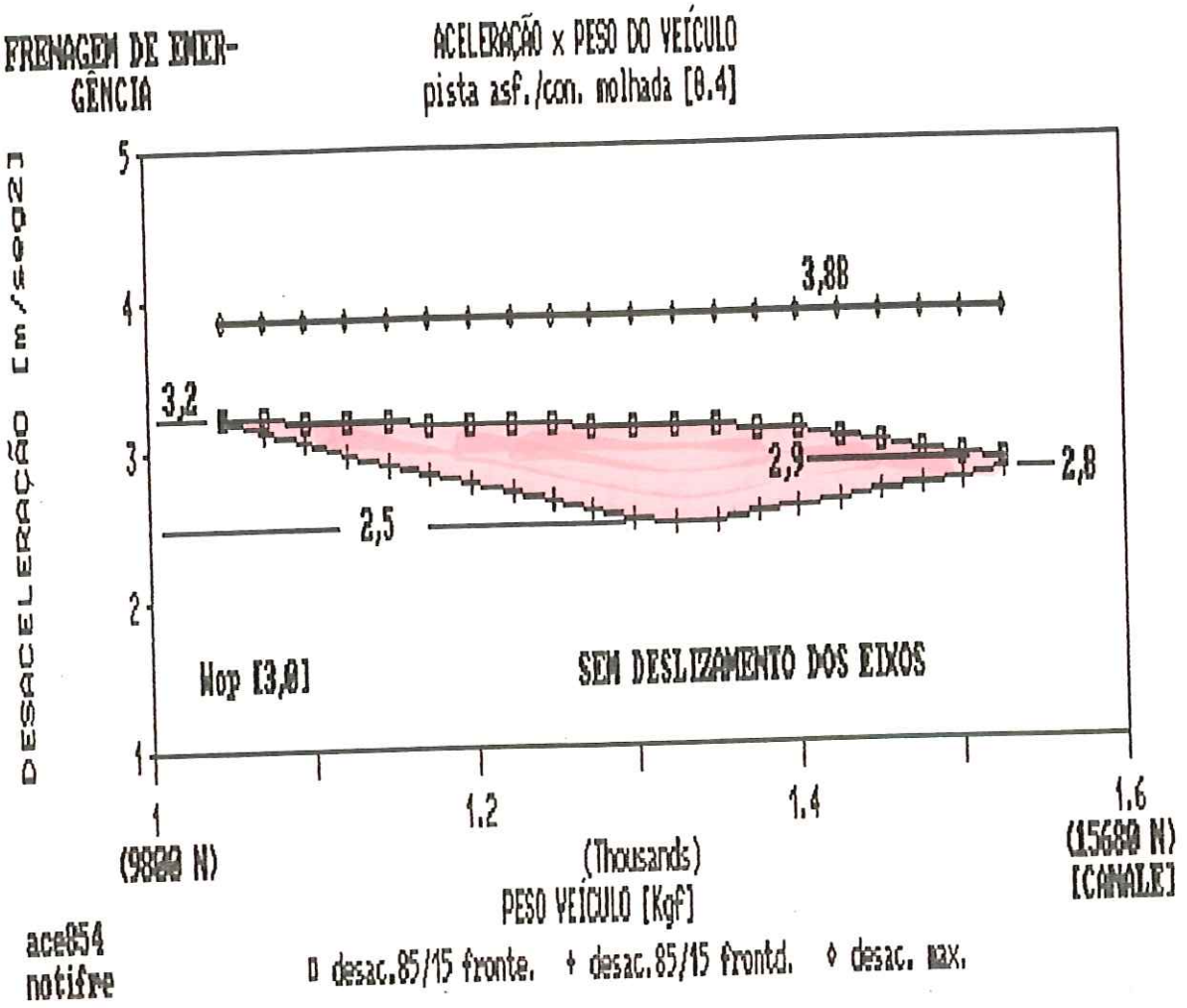
5,01 - y

$$\Rightarrow y = \frac{5,01 \times 100}{5,74} \Rightarrow y = 87,3\%$$ (eficiência na melhor condição)

Variação da eficiência devido ao passeio do c.g. (z):

$z = y - x \Rightarrow z = 87,3\% - 66,7\% \Rightarrow z = 20,6\%$.

Fig. (4.44) - Desaceleração máxima com balanceamento 85% / 15%, sem escorregamento das rodas dos eixos, como função do passeio do c.g. (coef. de adesão disponível de 0,6).



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COM BALANCEMENTO 85% / 15%, FUNÇÃO PASSEIO DO C.G..

3,88 - 100%

2,47 - x

$$\Rightarrow x = \frac{2,47 \times 100}{3,88} \Rightarrow x = 63,7\%$$ (eficiência na pior condição)

3,88 - 100%

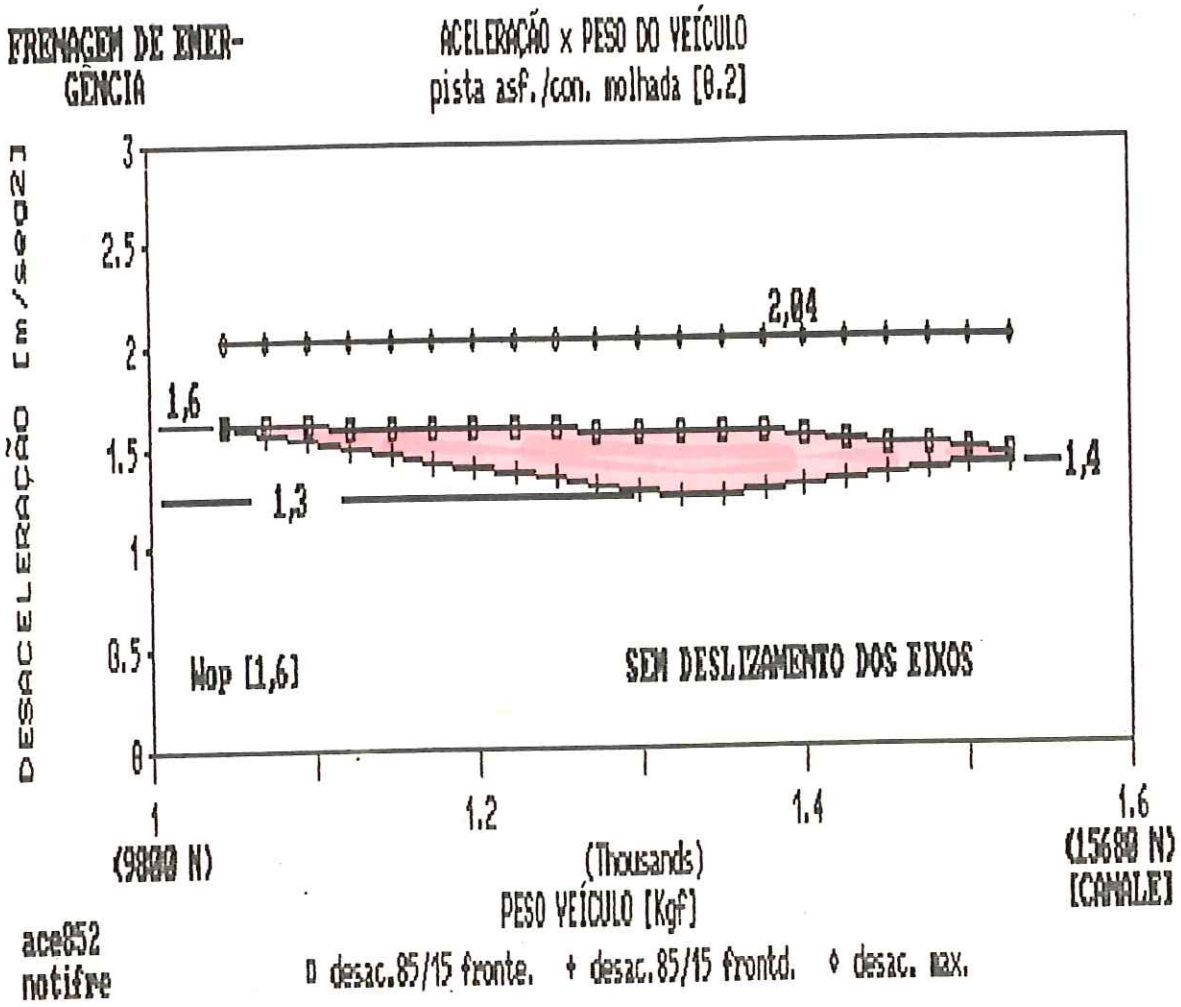
3,22 - y

$$\Rightarrow y = \frac{3,22 \times 100}{3,88} \Rightarrow y = 83,0\%$$ (eficiência na melhor condição)

Variação da eficiência devido ao passeio do c.g. (z):

$z = y - x \Rightarrow z = 83,0\% - 63,7\% \Rightarrow z = 19,3\%$.

Fig. (4.45) - Desaceleração máxima com balanceamento 85% / 15%, sem escorregamento das rodas dos eixos, como função do passeio do c.g. (coef. de adesão disponível de 0,4).



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COM BALANCEMENTO 85% / 15%, FUNÇÃO PASSEIO DO C.G..

2,04 - 100%

1,26 - x

$$\Rightarrow x = \frac{1,26 \times 100}{2,04} \Rightarrow x = 61,8\%$$ (eficiência na pior condição)

2,04 - 100%

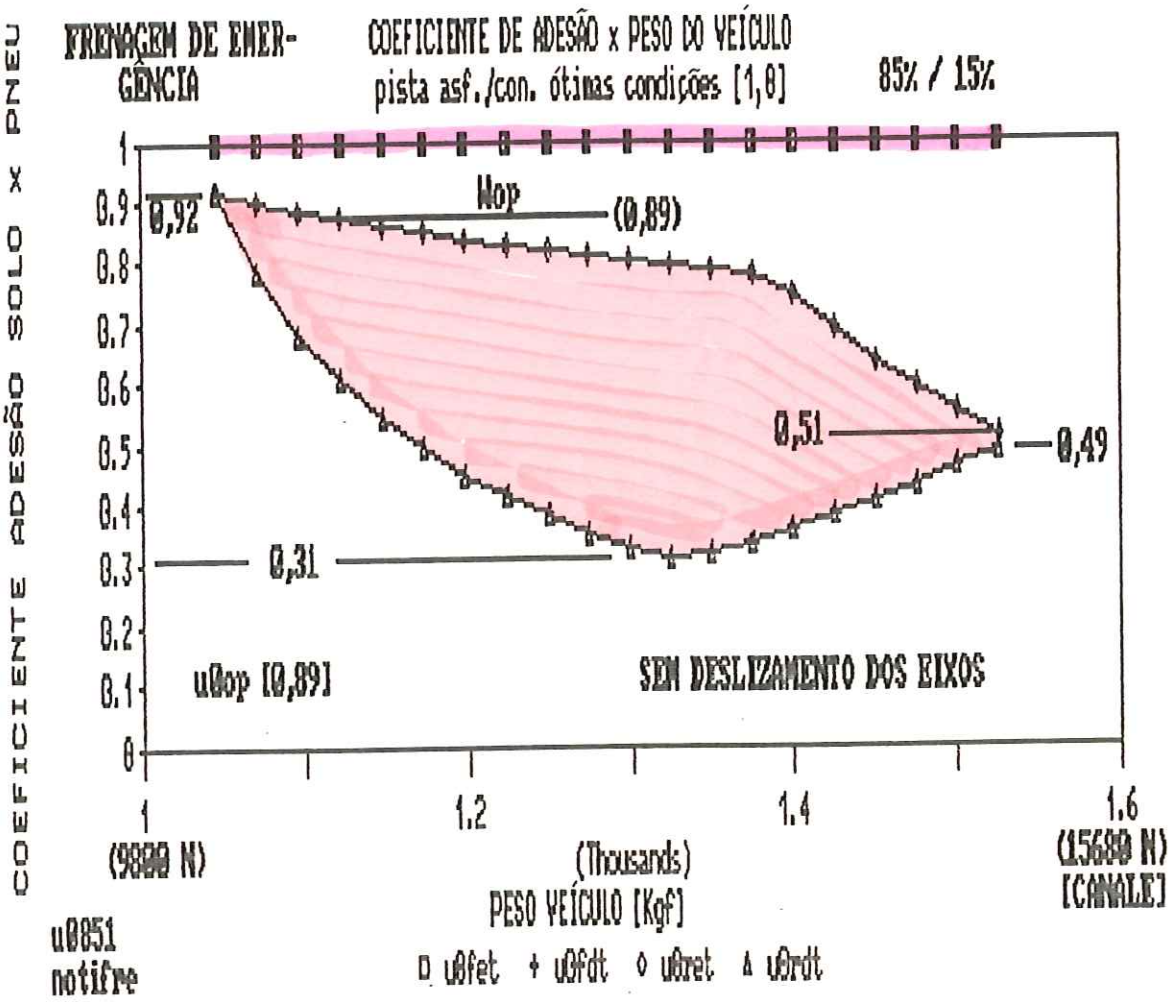
1,62 - y

$$\Rightarrow y = \frac{1,62 \times 100}{2,04} \Rightarrow y = 79,4\%$$ (eficiência na melhor condição)

Variação da eficiência devido ao passeio do c.g. (z):

$z = y - x \Rightarrow z = 79,4\% - 61,8\% \Rightarrow z = 17,6\%$.

Fig. (4.46) - Desaceleração máxima com balanceamento 85% / 15%, sem escorregamento das rodas dos eixos, como função do passeio do c.g. (coef. de adesão disponível de 0,2).



- Coeficiente de adesão no eixo dianteiro.

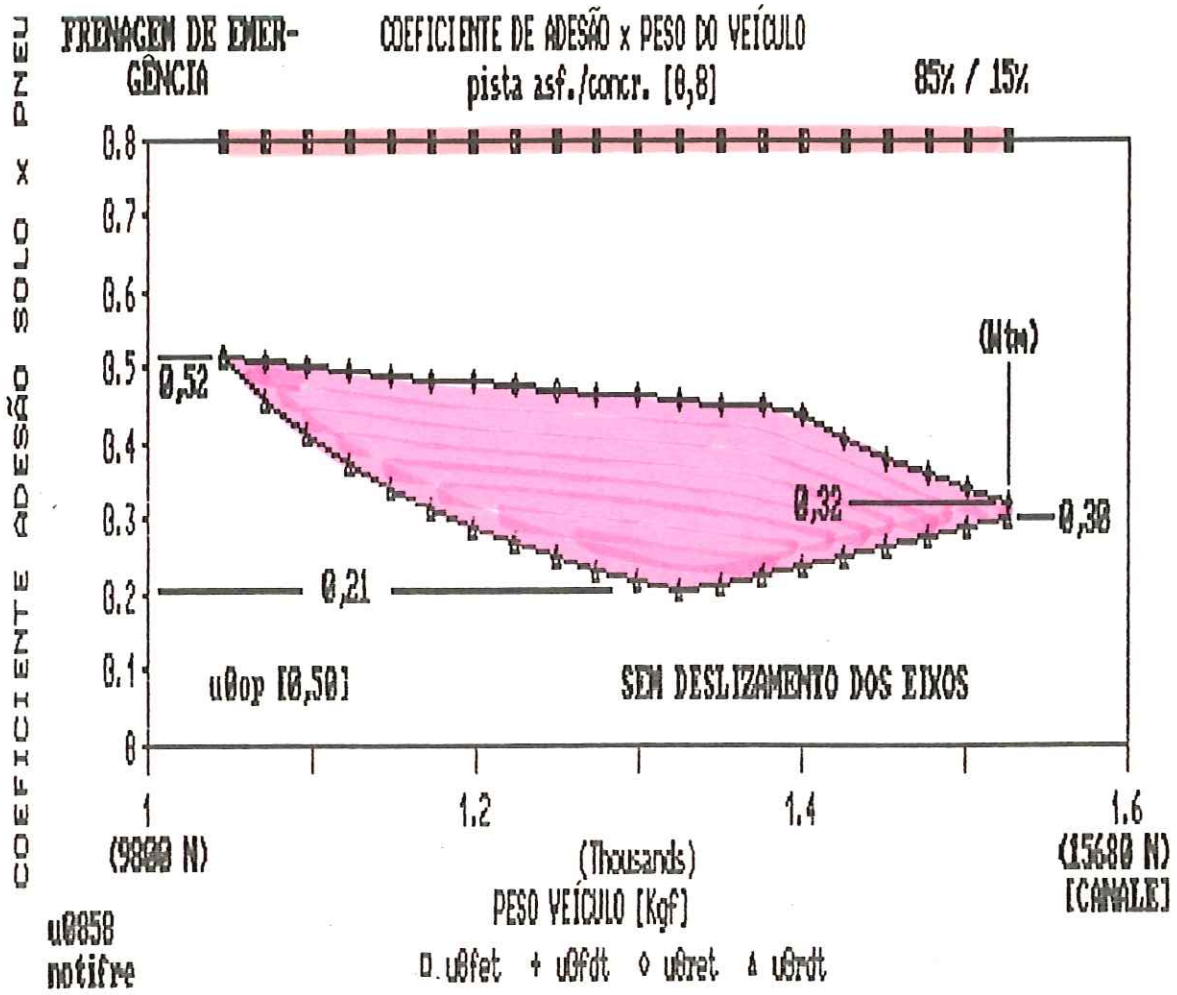
- Variação do coef. de adesão no eixo traseiro.

exemplo- Veículo freando em emergência na condição de peso operacional, indicada no gráfico:

.coeficiente de adesão utilizado no eixo dianteiro = 1,0

.coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro = 0,89

Fig. (4.47) - Coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro, com o dianteiro no máximo (μ_{of} = 1,0), como função do passeio do c.g.



- Coeficiente de adesão no eixo dianteiro.

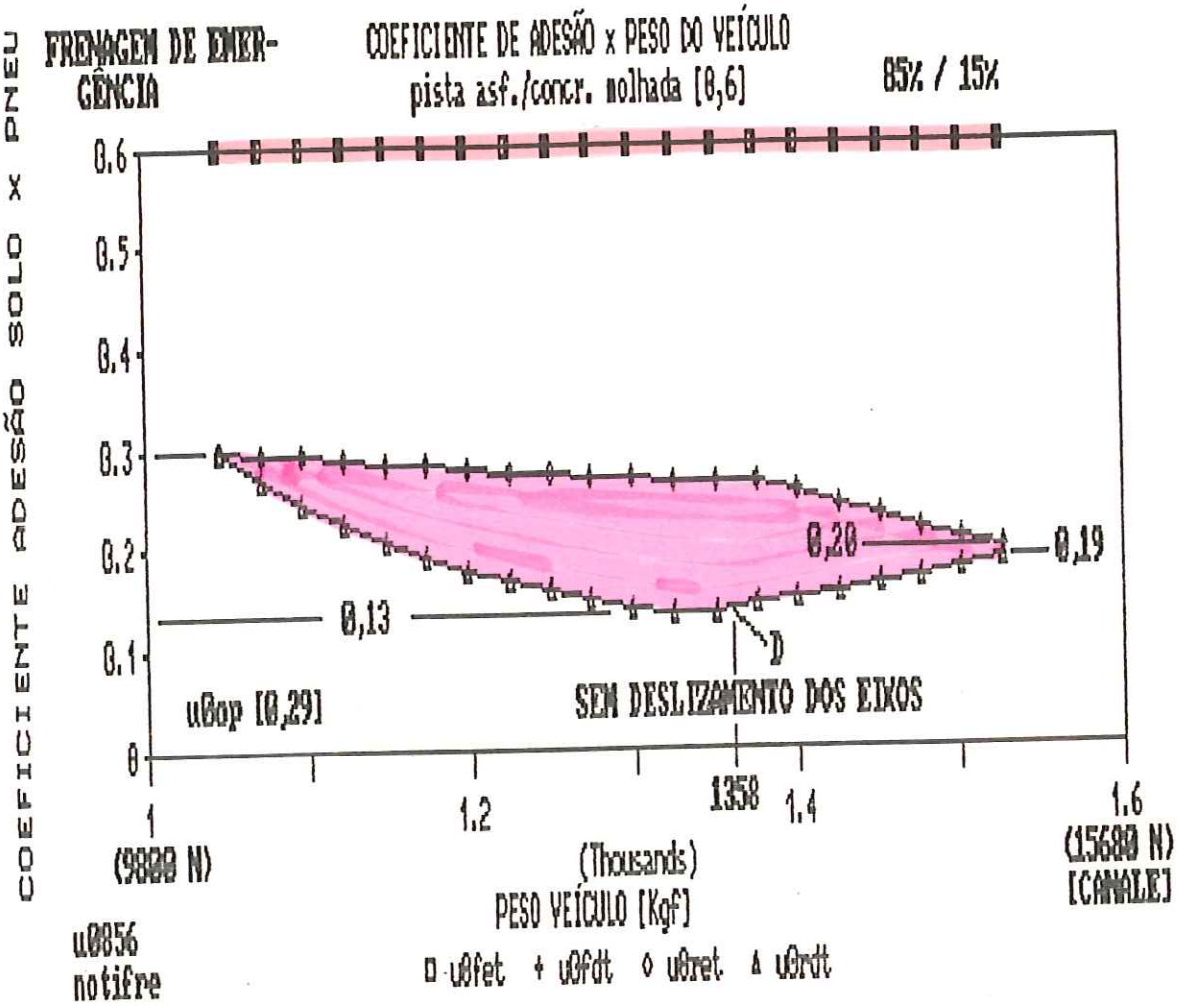
- Variação do coef. de adesão no eixo traseiro.

exemplo- Veículo freando em emergência na condição de peso total máximo. indicada no gráfico:

.coeficiente de adesão utilizado no eixo dianteiro = 0,8

.coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro = 0,32

Fig. (4.48) - Coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro, com o dianteiro no máximo (μ_{of} = 0,8), como função do passeio do c.g.



▭ - Coeficiente de adesão no eixo dianteiro.

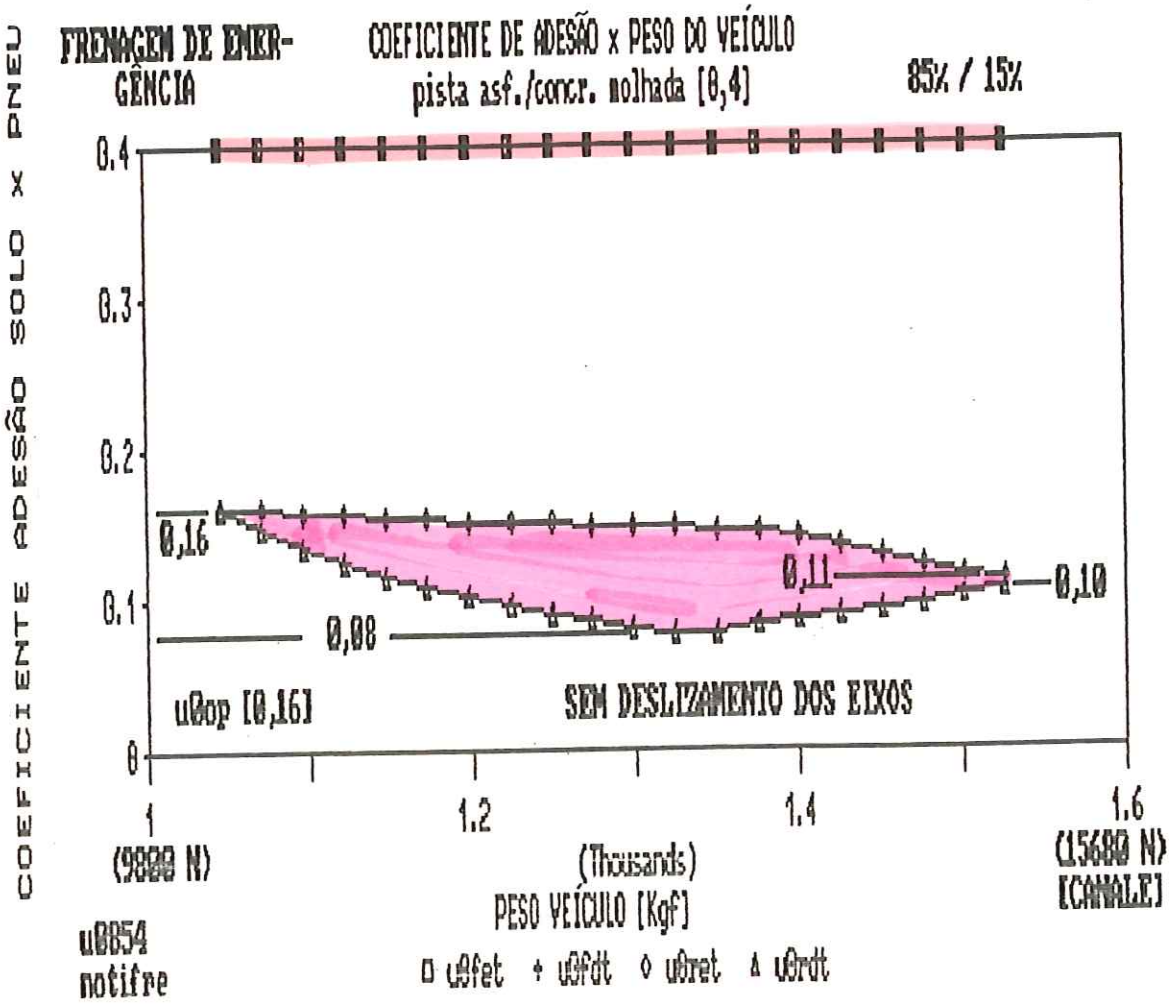
▭ - Variação do coef. de adesão no eixo traseiro.

exemplo- Veículo freando em emergência com o seguinte carregamento: motorista de 45 Kgf + 267 Kgf no porta-malas, (ponto D do gráfico acima e da fig. (3.11))

.coeficiente de adesão utilizado no eixo dianteiro = 0,6

.coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro = 0,14

Fig. (4.49) - Coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro, com o dianteiro no máximo (μ_{of} = 0,6), como função do passeio do c.g.

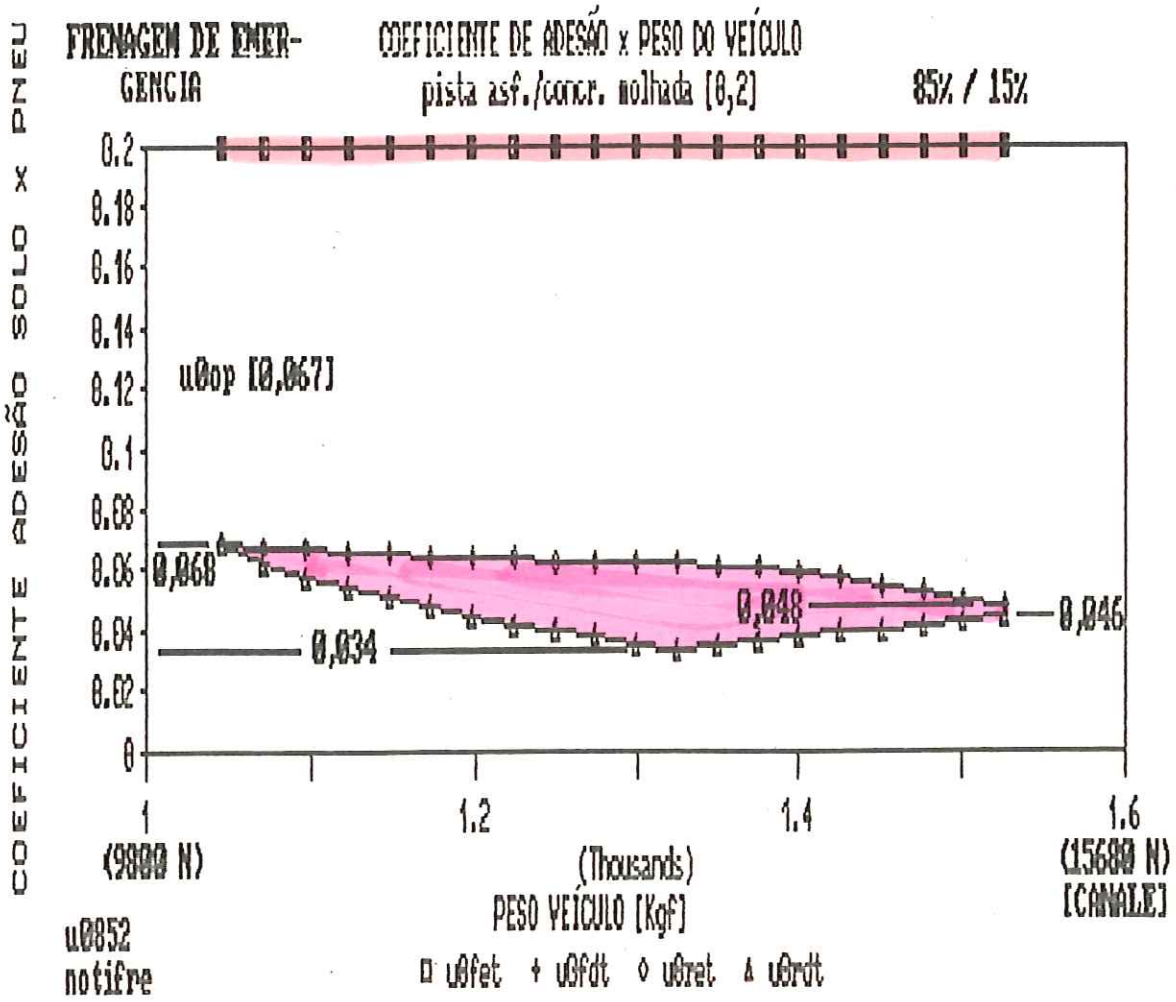


- Coeficiente de adesão no eixo dianteiro.

- Variação do coef. de adesão no eixo traseiro.

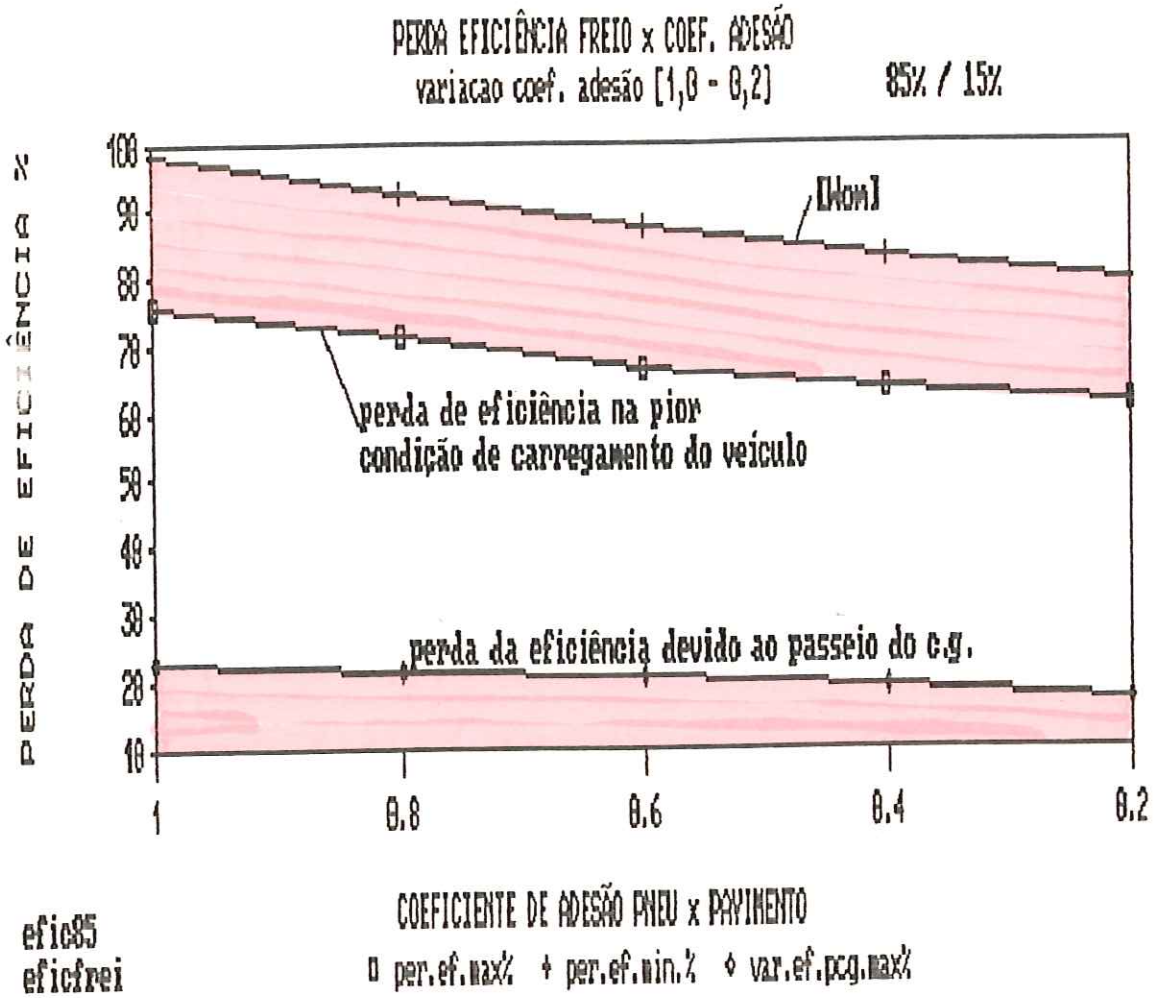
obs.: μ_{oop} = coeficiente de adesão no eixo traseiro, com o veículo na condição de peso operacional (motorista de 75 Kgf + veículo em ordem de marcha).

Fig. (4.50) - Coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro, com o dianteiro no máximo (μ_{of} = 0,4), como função do passeio do c.g.



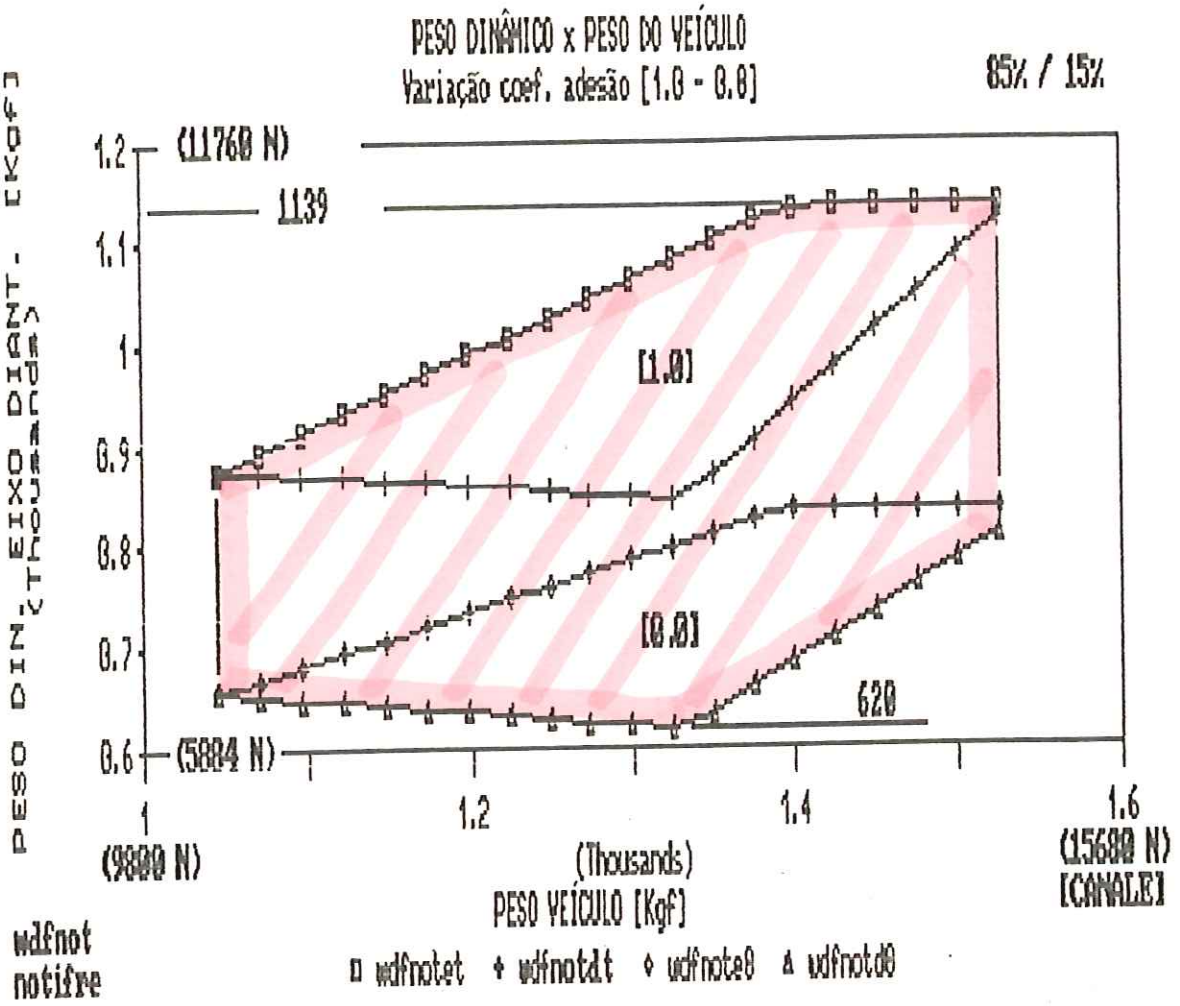
- Coeficiente de adesão no eixo dianteiro.
- Variação do coef. de adesão no eixo traseiro.

Fig. (4.51) - Coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro, com o dianteiro no máximo (μ_{of} = 0,2), como função do passeio do c.g.



- Perda de eficiência devido ao passeio do centro de gravidade do veículo.

Fig. (4.52) - Perda de eficiência do processo de freagem do veículo, com balanceamento 85% / 15%, como função do coeficiente de adesão disponível.



obs:

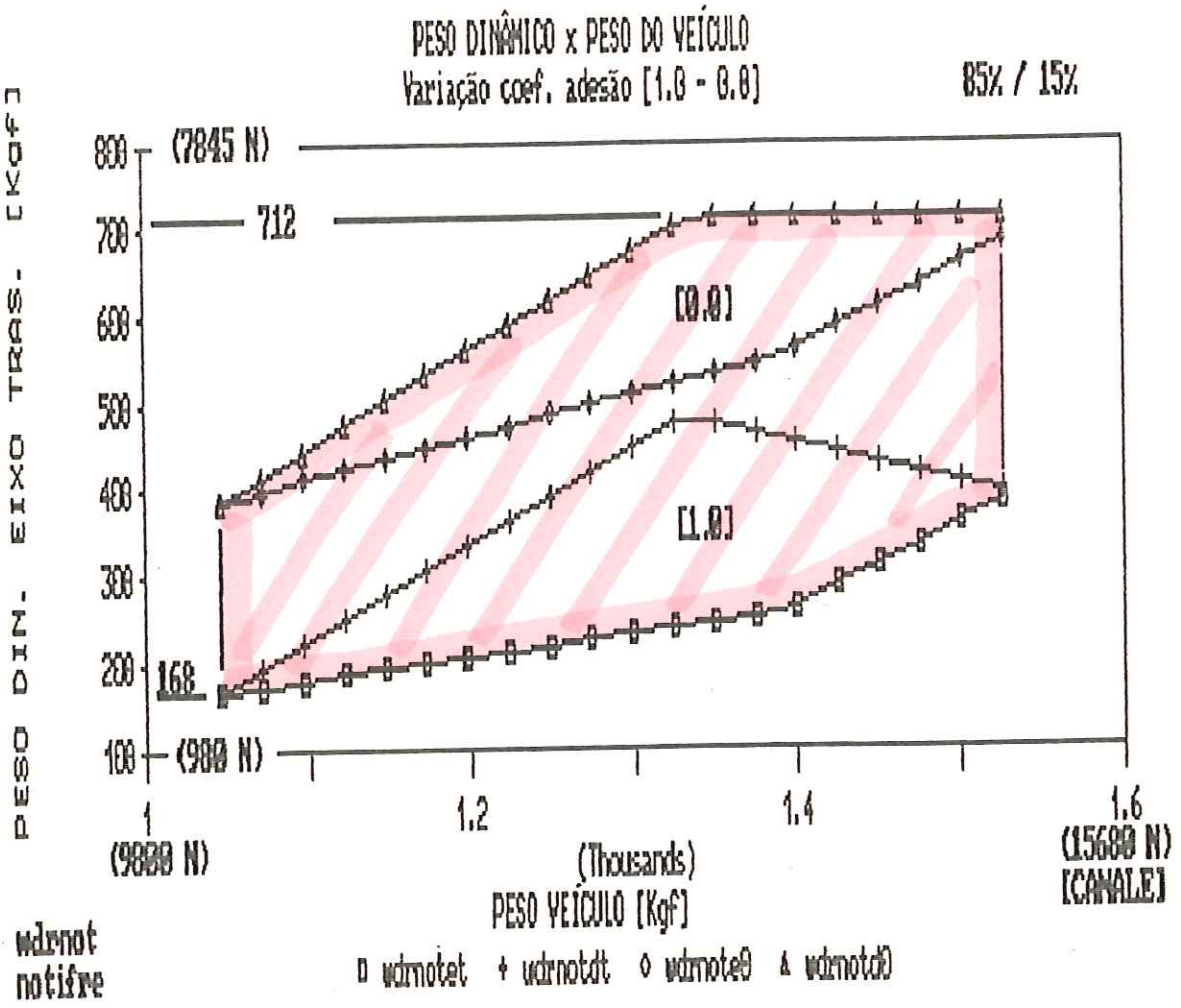
- ▭ – Variação do peso dinâmico para qualquer pavimento.
- peso dinâmico máximo no eixo dianteiro 1139 Kgf (11170 N).
- peso dinâmico mínimo no eixo dianteiro 620 Kgf (6080 N).

Comparação:

Wd no balanc. ótimo	85% / 15%
1171 – 617 [Kgf]	1139 – 620 [Kgf]
obtido da fig. (4.14)	obtido gráfico acima

Wd – peso dinâmico.

Fig. (4.53.a) – Variação do peso dinâmico no eixo dianteiro do veículo durante freagens de emergência para qualquer pavimento $[0 \leq \mu_o \leq 1,0]$.



: ▭ - Variação do peso dinâmico para qualquer pavimento.

.peso dinâmico máximo no eixo traseiro 712 Kgf (6982 N).

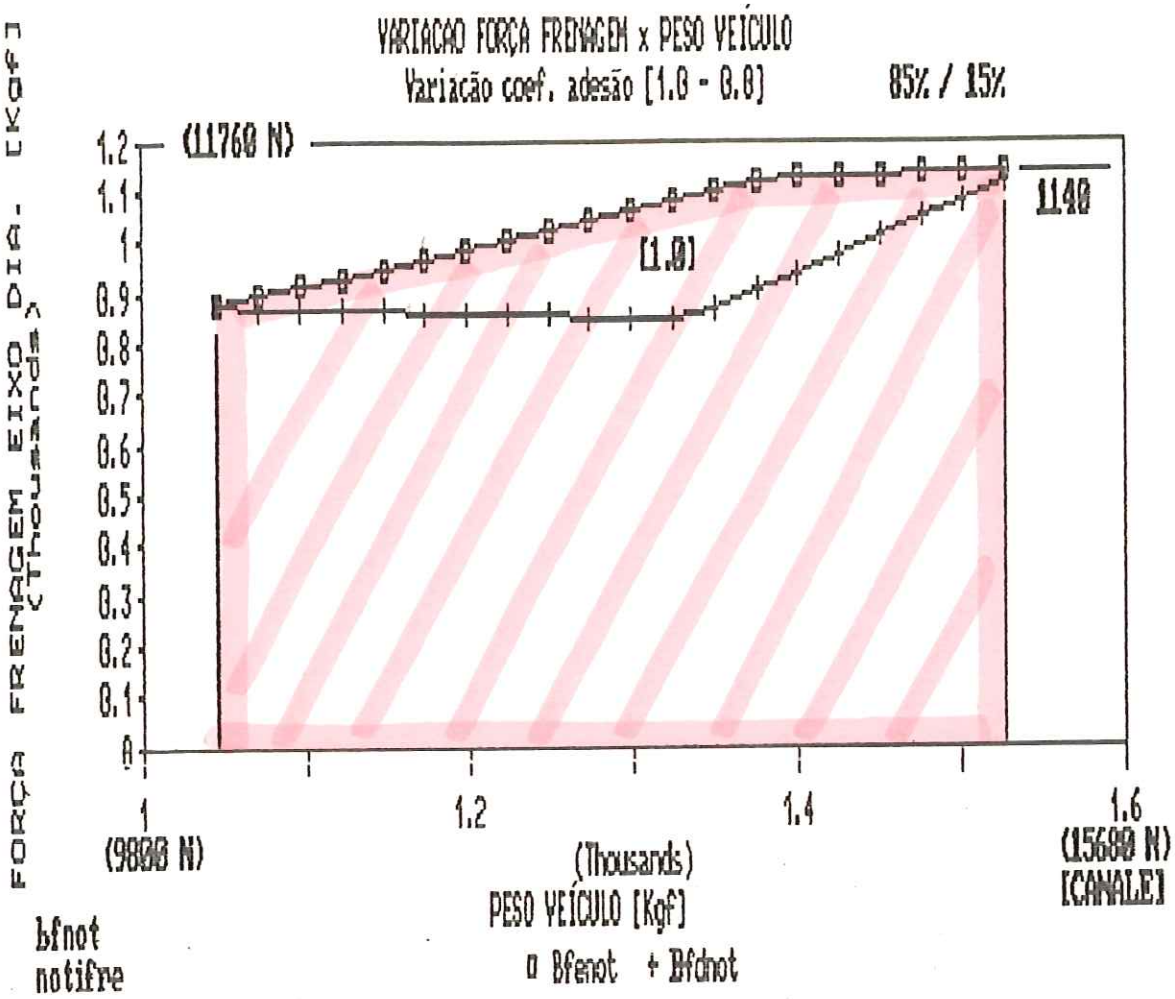
.peso dinâmico mínimo no eixo traseiro 168 Kgf (1648 N).

obs: Comparação:

Wd no balanc. ótimo	85% / 15%
708 - 160 [Kgf]	712 - 168 [Kgf]
obtido da fig. (4.15)	obtido gráfico acima

Wd - peso dinâmico

Fig. (4.53.b) - Variação do peso dinâmico no eixo traseiro do veículo durante freagens de emergência para qualquer pavimento [$0 \leq \mu_o \leq 1,0$].



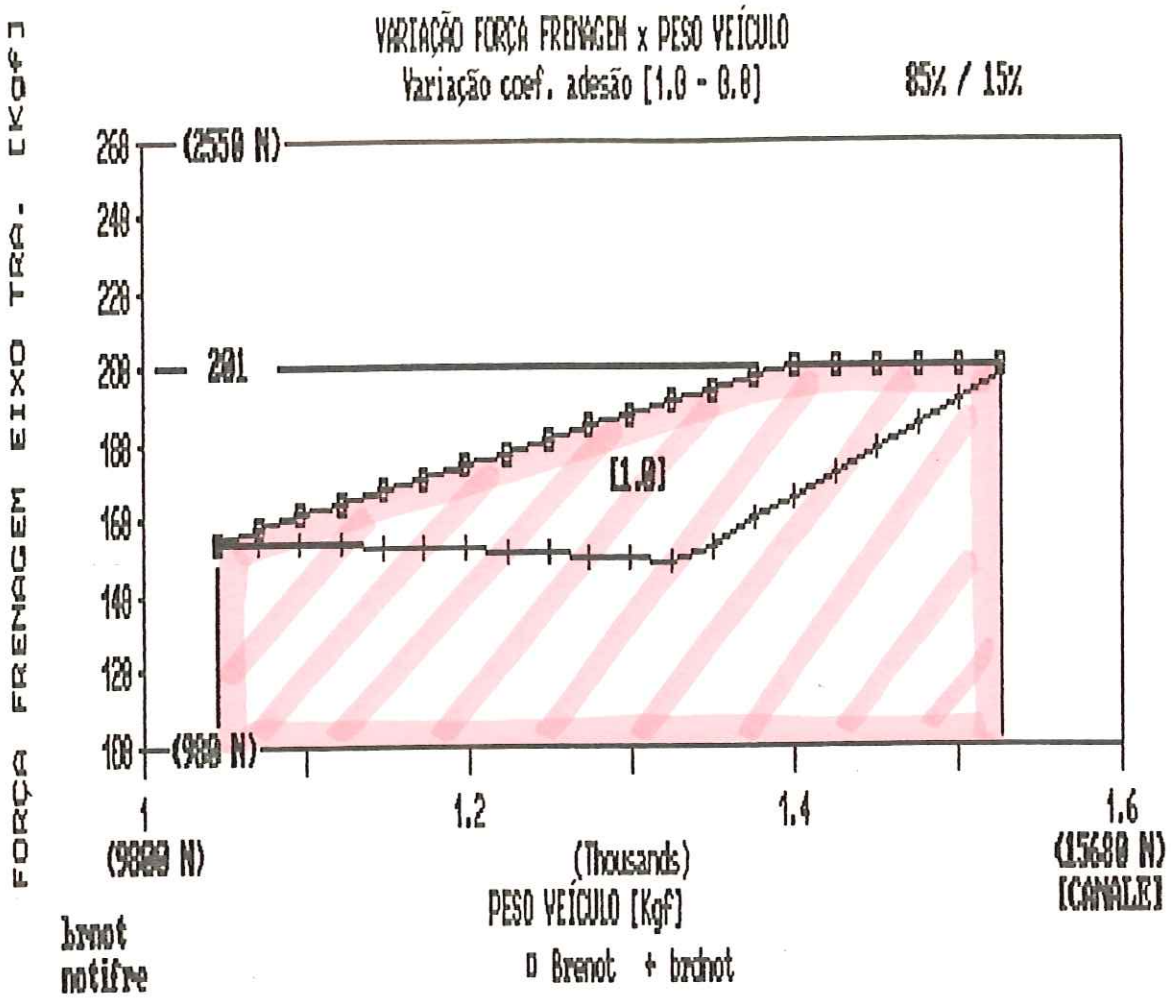
- Variação da força de freagem para qualquer pavimento.

. força de freagem máxima no eixo dianteiro 1140 Kgf.

obs : Comparação:

Força de freagem no balanceamento ótimo 1181 Kgf (obtido fig. 4.27)	85% / 15% 1140 Kgf obtido do gráfico acima

Fig. (4.54.a) - Variação da força de freagem no eixo dianteiro sob qualquer condição de uso do veículo.



▭ - Variação da força de freagem para qualquer pavimento.

. força de freagem máxima no eixo traseiro 201 Kgf.

obs : Comparação:

Força de freagem no balanceamento ótimo 400 Kgf (obtida da fig. (4.28))	85% / 15% 201 Kgf obtida do gráfico acima

Fig. (4.54.b) - Variação da força de freagem no eixo traseiro sob qualquer condição de uso do veículo.

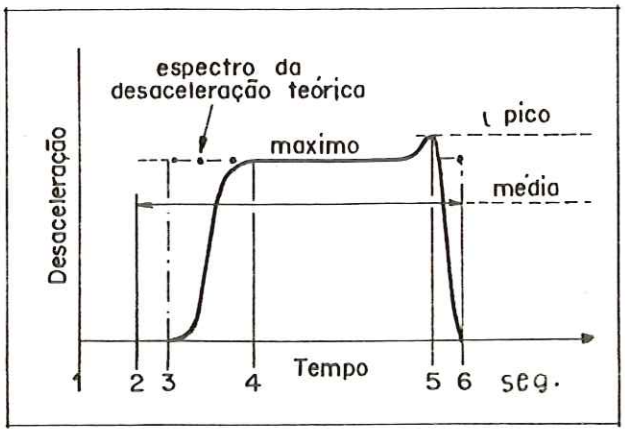
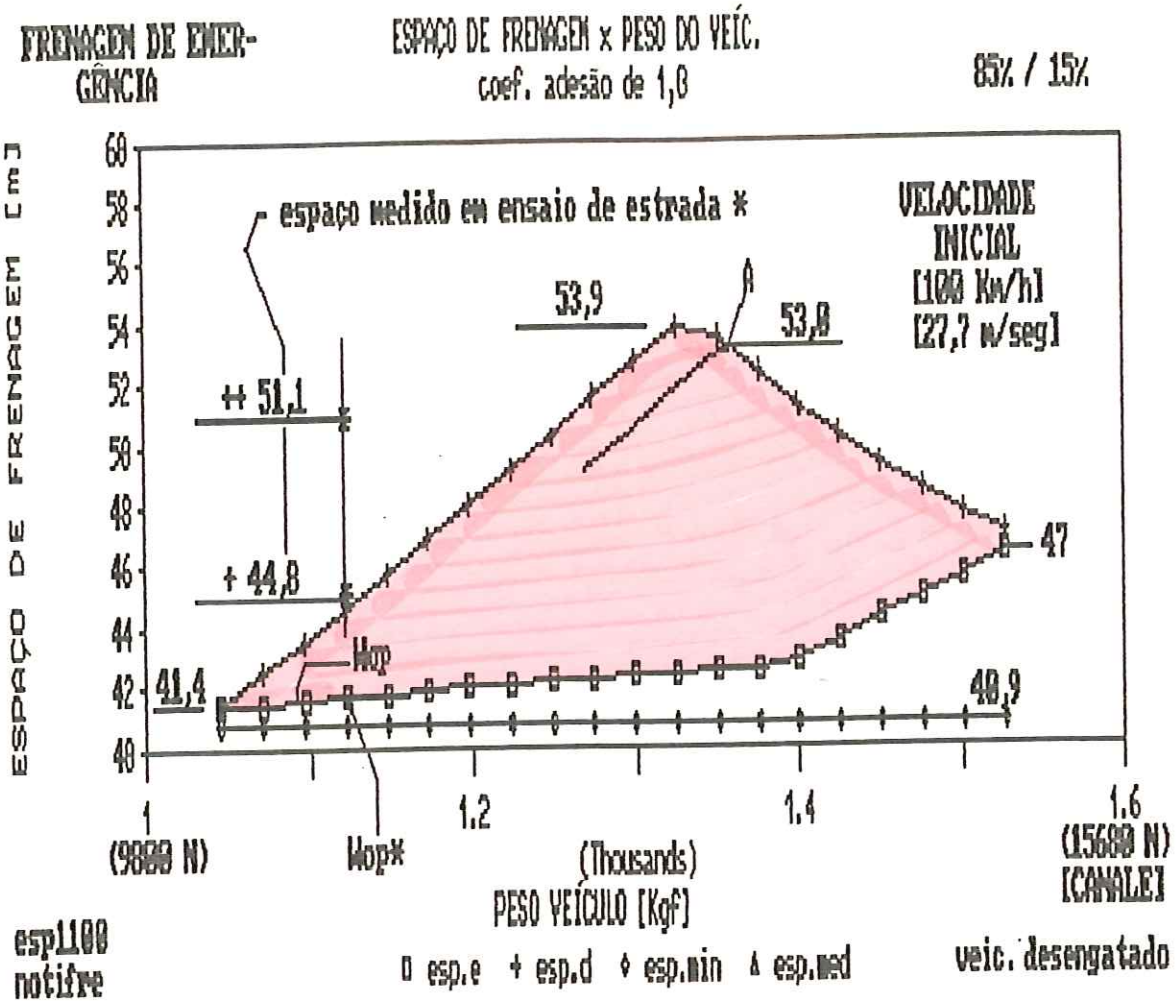


FIG. OBTIDA DA REFERENCIA (14)

Fig. (4.55) - Gráfico típico do processo de freagem de um autoveículo ao longo do tempo.

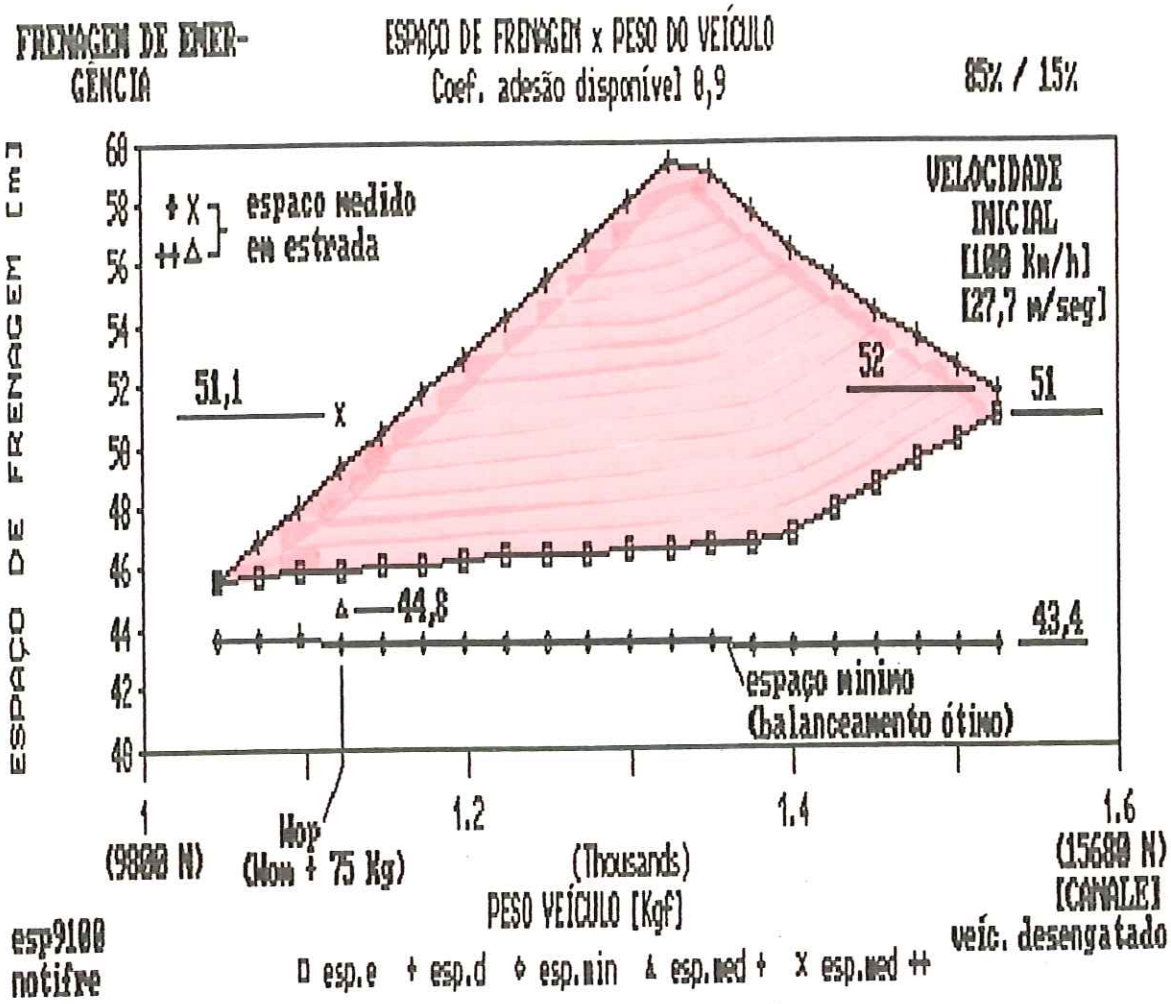


▭ - variação espaço de frenagem devido passeio do c.g.

.A - veículo em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf + peso
. máximo permissível no porta-malas.
.A - espaço mínimo de freagem sem escorregamento dos eixos
. = 53,0 m.

obs: ++ Quatro Rodas (59)
.+ Quatro Rodas (69)
.Wop - veículo em ordem de marcha + motorista de 45 Kgf.
.Wop* - veículo em ordem de marcha + motorista de 75 Kgf.
.Espaço mínimo para frear o veículo utilizando toda a capa-
. cidade do binômio pneumático x pavimento (veículo com sis-
. tema de freio na condição de balanceamento ótimo) = 40,9 m.
.Frenagem total de emergência de 100 Km/h a zero.
.Pista de asfalto/concreto em ótimas condições de uso.
.

Fig. (4.56.a) Espaço mínimo percorrido durante freagens de emer-
.gência, função passeio do c.g., com balanceamento 85% / 15%
.numa pista com coeficiente de adesão máximo = 1,0.



▭ - variação espaço de freagem devido passeio do c.g..

. gamab variável (veículo desengatado).

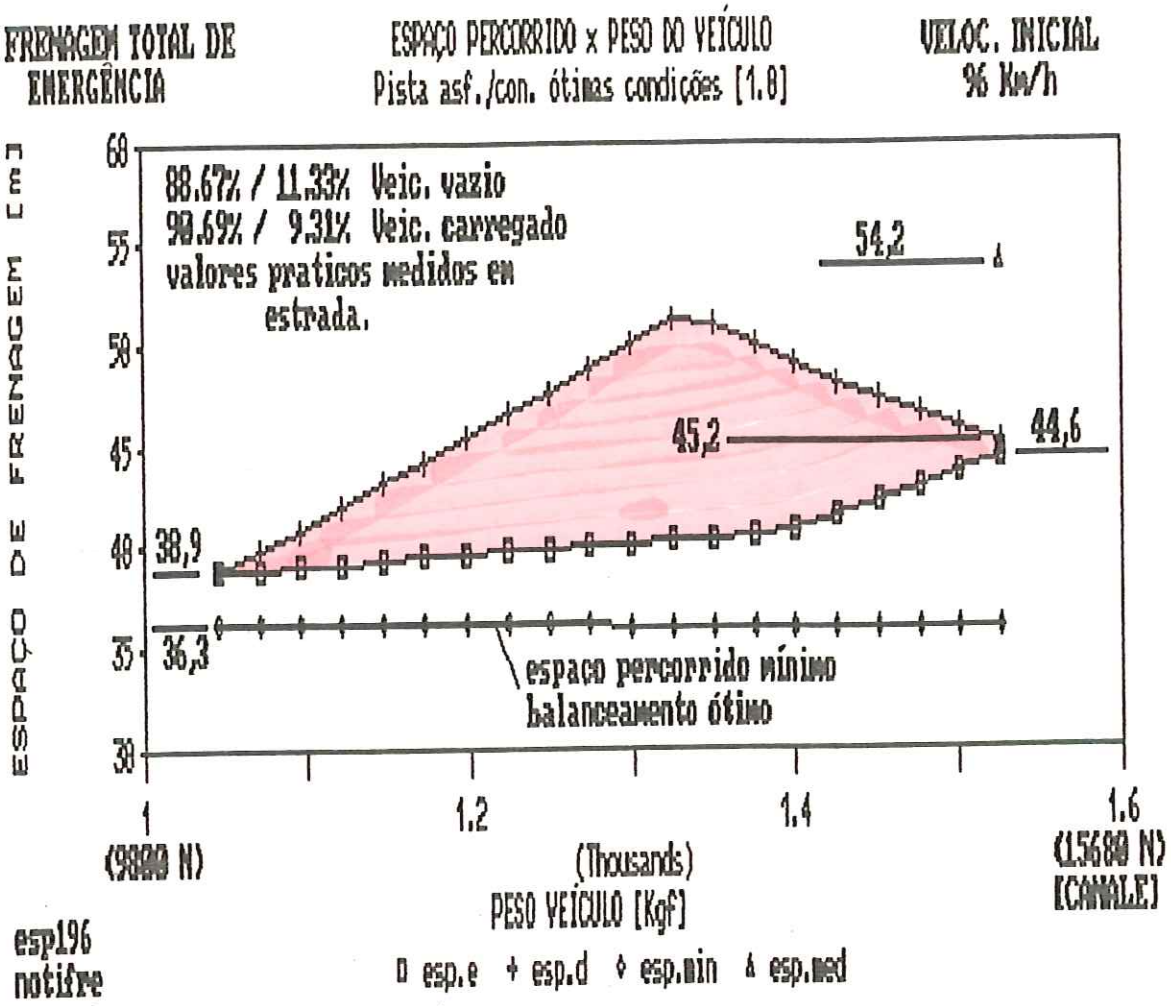
obs:

.Espaço mínimo para frear o veículo utilizando toda a capa-
. cidade do binômio pneumático x pavimento (veículo com sis-
. tema de freio na condição de balanceamento ótimo) = 43,4 m
.Freagem total de emergência de 100 Km/h a zero.
.Pista de asfalto/concreto em boas condições de uso.
.Wop - veículo em ordem de marcha + motorista de 75 Kgf.
.++ Quatro Rodas (69).
.+ Quatro Rodas (59).
.

Fig. (4.56.b) Espaço mínimo percorrido durante freagens de emer-

.gência, função passeio do c.g., com balanceamento 85% / 15%

.numa pista com coeficiente de adesão máximo = 0,9.

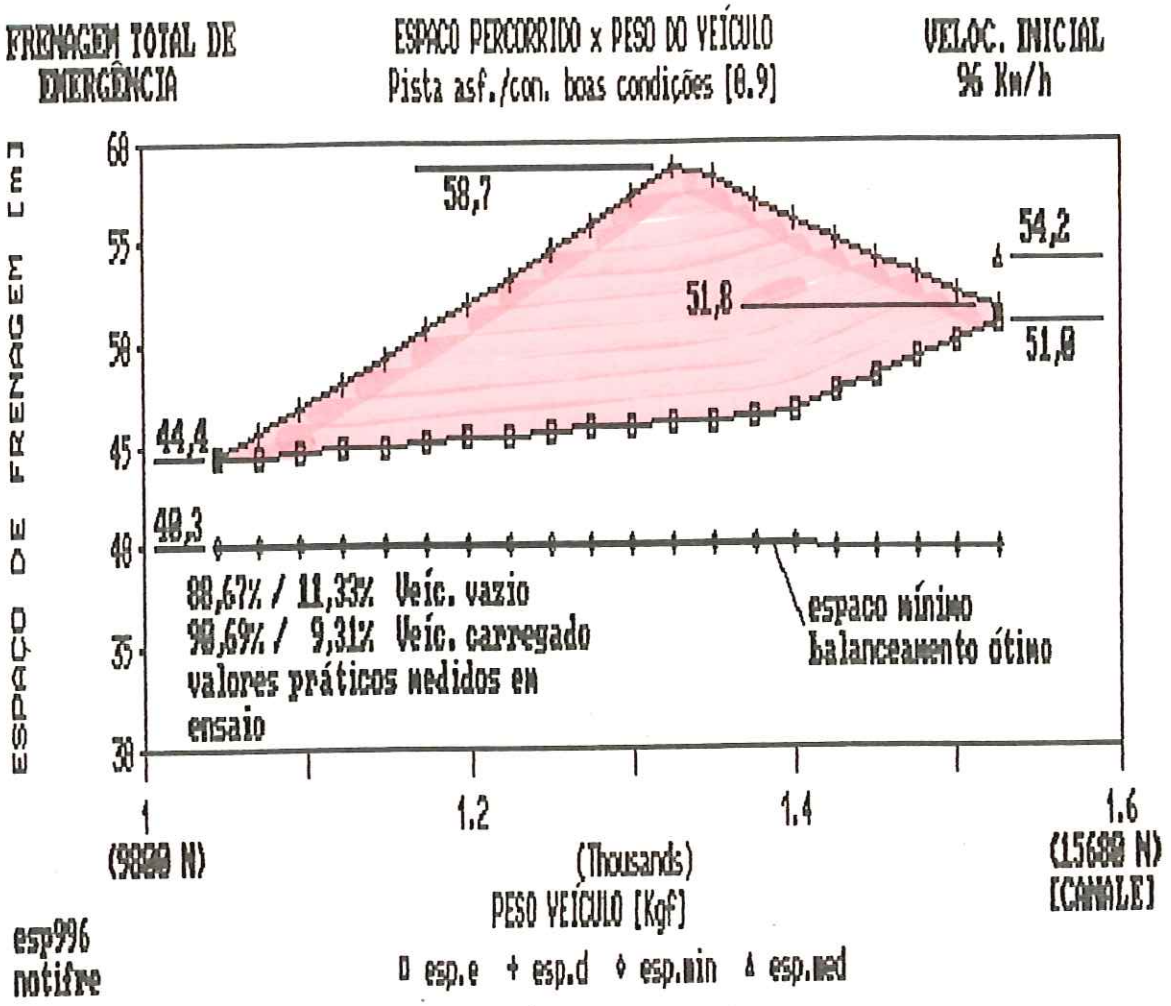


- Variação do espaço percorrido devido ao passeio do c.g.

obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

- balanceamento variável [88,67% / 11,33% - 90,69% / 9,31%].
- esp.med (do gráfico) - espaço medido em testes de estrada (64).
- veículo desengatado.

Fig. (4.57) - Espaço mínimo percorrido durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de adesão disponível unitário.



. ▭ - Variação do espaço percorrido devido ao passeio do c.g.

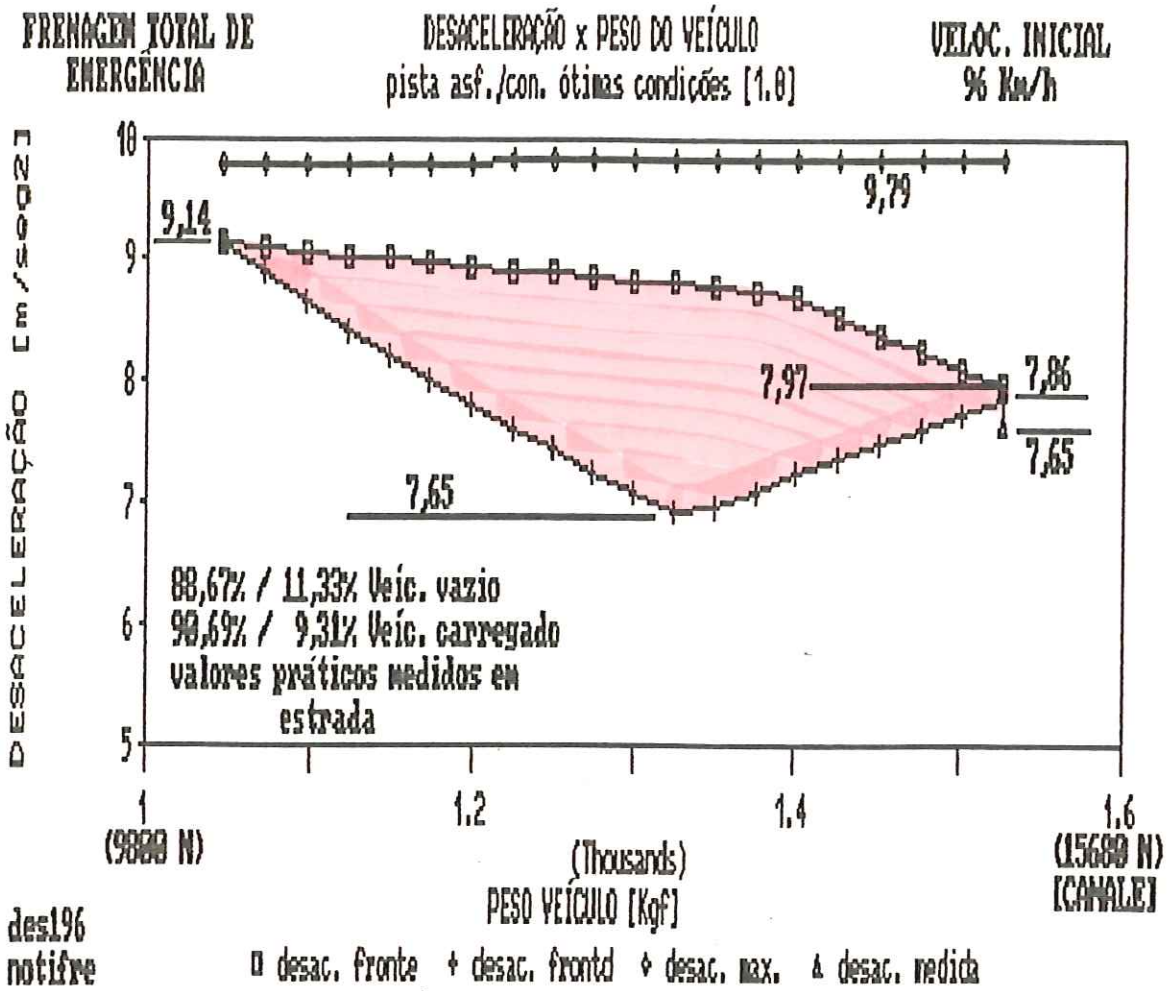
.obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

- balanceamento variável [88,67% / 11,33% - 90,69% / 9,31%].

- esp.med (do gráfico) - espaço medido em testes de estrada (64).

- veículo desengatado.

Fig. (4.58) - Espaço mínimo percorrido durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de adesão disponível de 0,9.



. ▭ - Variação da desaceleração devido ao passeio do c.g.

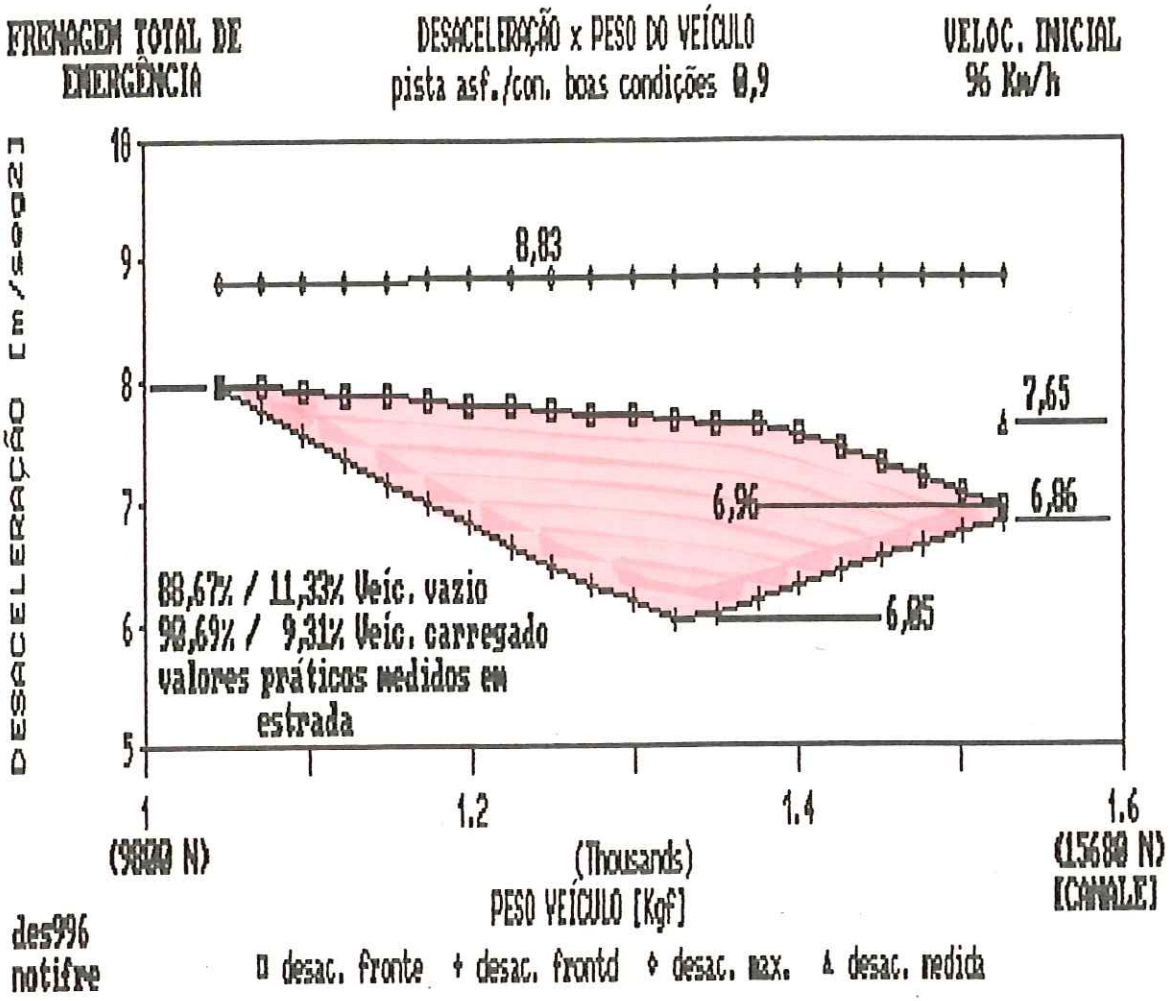
.obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

. - balanceamento variável [88,67% / 11,33% - 90,69% / 9,31%].

. - desac. medida (do gráfico acima) - desaceleração de pico medida em testes de estrada (64).

. - veículo desengatado.

. Fig. (4.59) - Desaceleração teórica obtida durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de adesão disponível unitário.



. ▭ - Variação da desaceleração devido ao passeio do c.g.

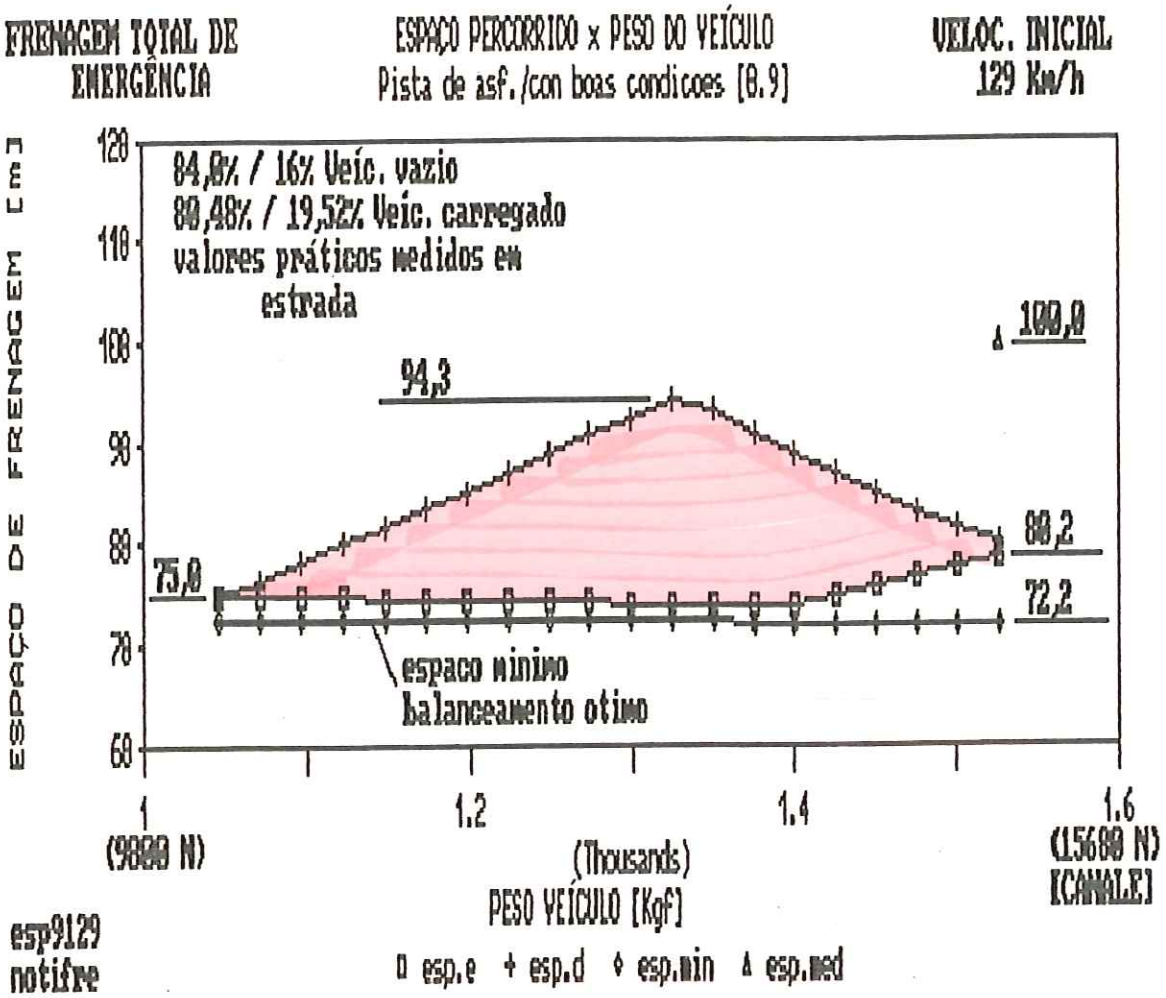
.obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

- balanceamento variável [88,67% / 11,33% - 90,69% / 9,31%].

- desac. medida (do gráfico acima) - desaceleração de pico medida em testes de estrada (64).

- veículo desengatado.

Fig. (4.60) - Desaceleração teórica obtida durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de 0,9.



. ▭ - Variação do espaço percorrido devido ao passeio do c.g.

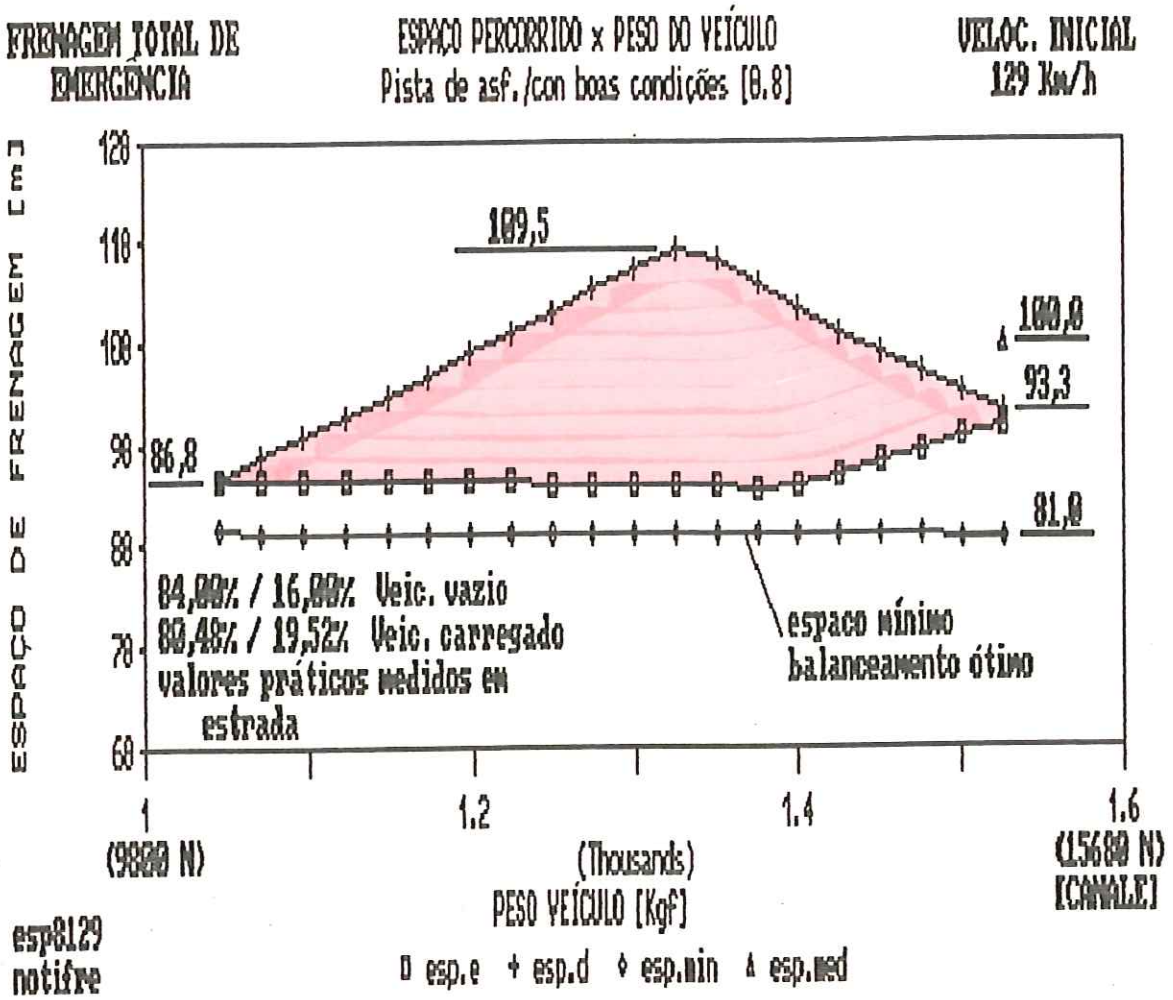
.obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

- balanceamento variável [84,00%/16,00% - 80,48%/19,52%].

- esp.med (do gráfico) - espaço medido em testes de estrada (64).

- veículo desengatado.

Fig. (4.61) - Espaço mínimo percorrido durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de adesão disponível de 0,9.



. ▭ - Variação do espaço percorrido devido ao passeio do c.g.

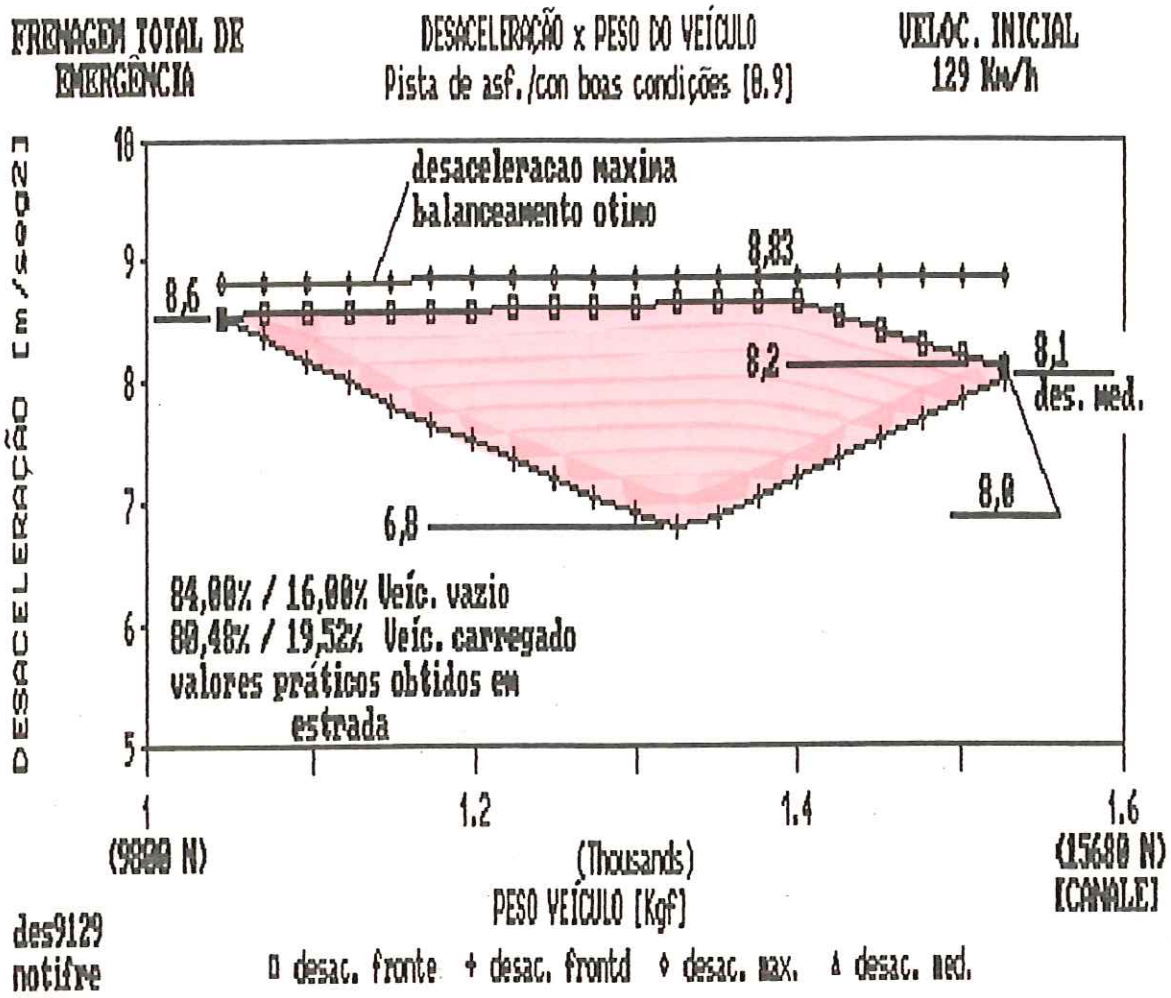
.obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

- balanceamento variável [84,00%/16,00% - 80,48%/19,52%].

- esp.med (do gráfico) - espaço medido em testes de estrada (64).

- veículo desengatado.

Fig. (4.62) - Espaço mínimo percorrido durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de adesão disponível de 0,8.



. ▭ - Variação da desaceleração devido ao passeio do c.g.

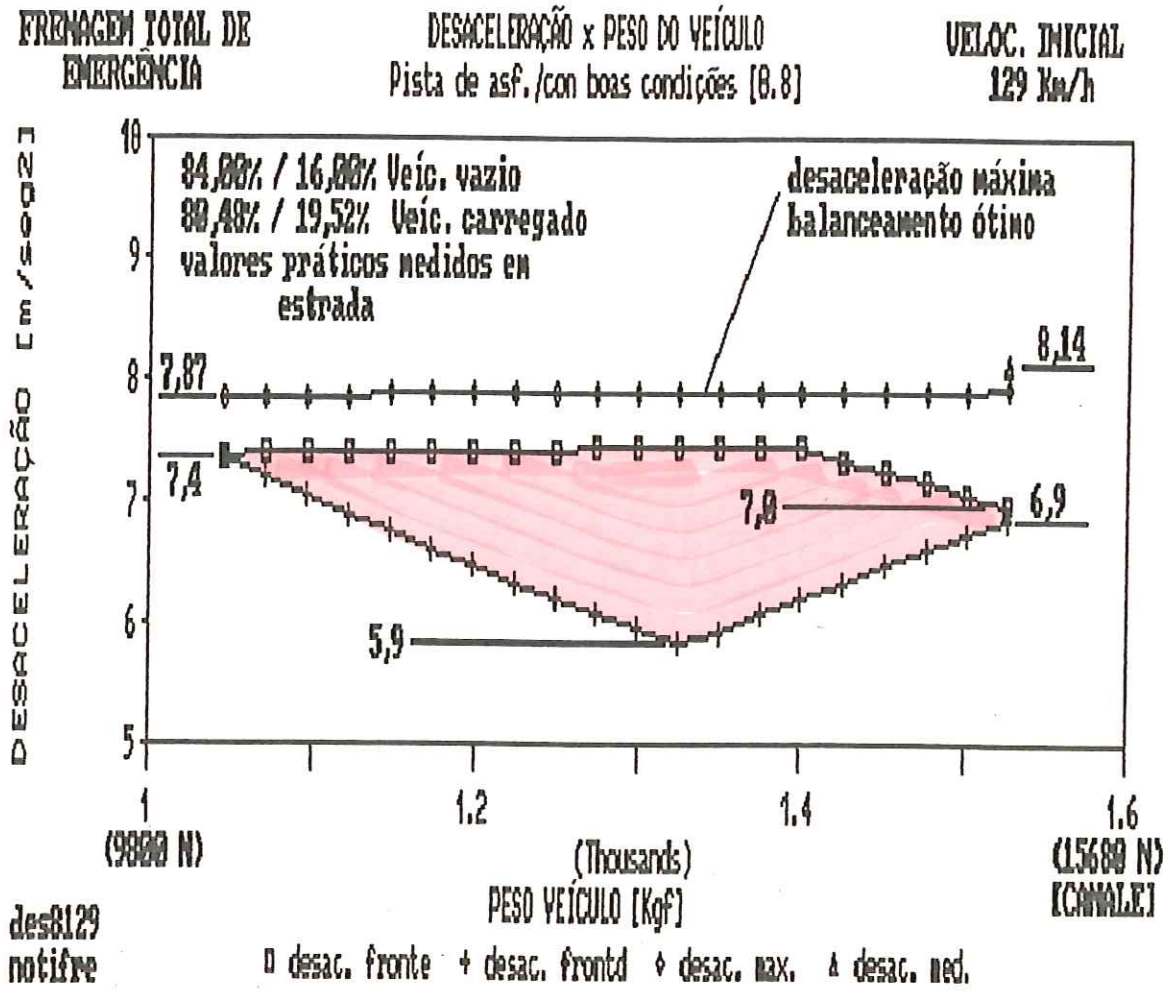
.obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

. - balanceamento variável [84,00%/16,00% - 80,48%/19,52%].

. - desac. medida (do gráfico acima) - desaceleração de pico medida em testes de estrada (64).

. - veículo desengatado.

. Fig. (4.63) - Desaceleração teórica obtida durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de 0,9.



. ▭ - Variação da desaceleração devido ao passeio do c.g.

.obs: - γ_b variável com o peso [1,022 a 1,015] (65).

. - balanceamento variável [84,00%/16,00% - 80,48%/19,52%].

. - desac. medida (do gráfico acima) - desaceleração de pico medida em testes de estrada (64).

. - veículo desengatado.

. Fig. (4.64) - Desaceleração teórica obtida durante freagens de emergência, função passeio do c.g., com balanceamento variável conforme intervalo descrito acima, numa pista com coeficiente de 0,8.

4.2.3 Sistemas automáticos de freagem com balanceamento contínuo e sistemas anti-bloqueio das rodas.

A fig. (1.13) mostra que a roda bloqueada perde a capacidade de manobrar e estabilizar o veículo. Os sistemas conhecidos como "ABS" têm por finalidade evitar o bloqueio através do monitoramento da rotação da(s) roda(s). Este sistema entra em operação, quando a roda freada utiliza alto coeficiente de adesão, próximo do nível de bloqueio, como indicado na fig. (1.13).

A fig. (4.65) mostra um gráfico típico de desaceleração de um autoveículo (66) com e sem atuação do "ABS".

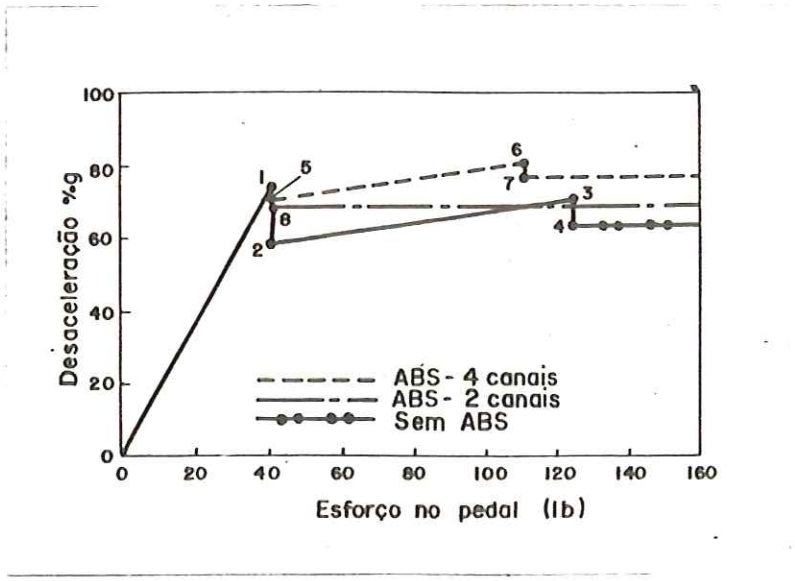


Fig. (4.65) - Gráfico típico experimental da desaceleração de um autoveículo com e sem atuação do ABS.

FIG. OBTIDA DA REFERENCIA (66)

O sistema de duplo canal tem ciclo de operação típico, indicado no gráfico com os números (0 - 1 - 8). De 0 a 1, a desaceleração cresce linearmente com o aumento do esforço no pedal do freio. Em 1, na iminência do bloqueio das rodas do eixo dianteiro, entra em operação o ABS. A partir deste instante, o sistema controla as rodas do veículo diagonalmente, reduzindo o nível de desaceleração para 8. Este nível é levemente inferior ao 5, obtido com a operação do ABS de 4 canais que, neste instante, não controla as rodas do eixo traseiro.

O sistema de 4 canais tem ciclo de operação indicado por (0 - 1 - 5 - 6 - 7). No ponto 1 o sistema entra em operação, como o anterior, controlando as rodas do eixo dianteiro, reduzindo, assim, o nível de desaceleração para 5. Se o esforço no pedal do freio for ainda crescente, um aumento do coeficiente de adesão utilizado no eixo traseiro, ocorrerá até o ponto 6. Neste instante, o sistema passa a controlar também as rodas traseiras, reduzindo o nível de desaceleração para 7. A partir daí, o nível de desaceleração ficará constante, mesmo com o aumento do esforço no pedal do freio.

O ciclo de freagem do veículo sem ABS é mostrado com os números (0 - 1 - 2 - 3 - 4). No ponto 1 ocorre o escorregamento das rodas do eixo dianteiro, o que reduz o nível da desaceleração para o ponto 2. Com o aumento do esforço no pedal, ocorrerá posteriormente o bloqueio das rodas do eixo traseiro, indicado no ponto 3. Isto reduz a desaceleração para o nível 4, permanecendo, a partir daí, constante.

Os sistemas anti-bloqueio das rodas se mostram extremamente

eficientes em freagens de emergência sobre pista molhada, que apresenta baixo coeficiente de adesão disponível (66). Nestas circunstâncias, é difícil o controle do processo de freagem pelo motorista, para que não aconteça o bloqueio das rodas.

O desempenho decrescente do processo de freagem de um autoveículo é geralmente obtido na seguinte ordem (66):

1) com ABS 4 canais;

2) com sistema que proporciona alto coeficiente de adesão utilizado pelas rodas do eixo dianteiro;

3) com ABS 2 canais;

4) com todas as rodas bloqueadas e

5) com as rodas do eixo dianteiro bloqueadas.

Esta seqüência pode mudar com o ítem 2) superando em desempenho o ítem 1), ocorrendo geralmente quando a freagem se dá próxima do balanceamento ótimo. Isto mostra que a utilização de sistemas automáticos de balanceamento variável, que otimiza as condições de freagem em qualquer nível de desaceleração, pode proporcionar ótimos resultados comparados com outros sistemas disponíveis.

O uso de sistemas automáticos de balanceamento variável, conjugado com os ABS, pode aumentar o desempenho do conjunto e simplificar o próprio projeto do ABS, tornando-o mais confiável, eficiente e seguro.

A utilização do balanceamento variável, em freagens normais, otimiza os esforços nos pneumáticos e nos componentes do sistema de freio, reduzindo eventuais desgastes concentrados,

concentrações de esforços, etc, aumentando a vida útil de todo o sistema.

Há uma infinidade de possibilidades e de maneiras de se controlar o processo de freagem dos autoveículos. Os mais complexos, que trabalham com muitas variáveis, são geralmente caros, de menor confiabilidade e apresentam maiores dificuldades de manutenção preventiva e de reparos (fatores comentados com detalhes no capítulo 4). Mas, ao mesmo tempo, podem apresentar bons resultados práticos. Sistemas mais simples geralmente apresentam resultados menos interessantes que os anteriores, mas com menos problemas de manutenção, confiabilidade e menores custos financeiros. Estas situações são conflitantes e devem ser consideradas pelo projetista na especificação do sistema a ser utilizado. Para isto, são muitas vezes necessários estudos técnicos, financeiros, mercadológicos, etc.

O "sistema controlador", mostrado na fig. (4.2), é o cérebro de um sistema automático de freagem. Geralmente um microprocessador faz parte dele e é programado para controlar o processo de freagem, tendo como parâmetros os sinais obtidos por sensores, que medem variáveis de movimento ou as ações do próprio motorista. A função, que estabelece uma relação matemática entre as variáveis de controle e as varíaveis de entrada, é chamada função de transferência, sendo geralmente utilizada para esta programação. O conhecimento da função-transferência do "sistema controlador" e as demais dos outros blocos permite o projeto e a otimização teórica de todo o sistema automático..

O estudo que será desenvolvido a seguir pretende desenvolver

um procedimento para se obter uma função de transferência que, através de sinais obtidos por um acelerômetro linear e um sensor de peso, otimize as condições de freagem, colocando-as próximas da do "balanceamento ótimo", em qualquer piso e com qualquer carregamento permissível. Para isto, o conceito de passeio do centro de gravidade será utilizado durante todo o procedimento.

A fig. (4.66) mostra a variação percentual da distribuição ótima da força de freagem nos eixos do veículo, para pista com coeficiente de adesão unitário, durante freagens de emergência.

Para a otimização das condições de freagem, adotar-se-á uma "função aproximadora média" entre as fronteiras do passeio do c.g., mostrada também na fig. (4.66). Com a função definida desta maneira, o bloqueio prematuro das rodas do eixo dianteiro ou do eixo traseiro poderá ocorrer em freagens de emergência, conforme carregamento do veículo. Outras funções podem ser adotadas, como a que coincide com a fronteira superior do gráfico da fig. (4.66), que estabelece bloqueio prematuro das rodas do eixo dianteiro com relação às do eixo traseiro.

Carregamentos que posicionam o c.g. sobre a "função aproximadora média" levam ao balanceamento ótimo e à desaceleração máxima em freagens de emergência. A desaceleração, como função do passeio do c.g., e da função aproximadora média, é mostrada na fig. (4.68). A fig. (4.67) mostra a variação percentual da força de freagem nos eixos, como função da desaceleração máxima obtida com o coeficiente de adesão disponível, variando entre 1,0 e 0,0. Este gráfico relaciona o balanceamento das forças de freagem com a desaceleração

instantânea e o peso do veículo. Isto permite obter-se uma função de transferência, relacionando o balanceamento das forças de freagem com a desaceleração instantânea e com o peso, que podem ser obtidos através de sensores instalados no veículo.

A utilização de "funções de transferências" lineares facilita em muito o projeto do próprio sistema automático. Em vista disto, a função aproximadora média, do gráfico (4.66), será aproximada por duas funções lineares, como mostra a fig. (4.69). A variação entre a função aproximadora média e esta última, chamada apenas de função aproximadora, é mostrada também na fig. (4.69). A fig. (4.70), similar à fig. (4.67), mostra através da função aproximadora adotada, o balanceamento das forças de freagem como função do peso e da desaceleração instantânea do veículo. Esta função relaciona o balanceamento (variável de controle), com a desaceleração e o peso do veículo (variáveis de entrada), obtendo-se para este veículo/exemplo, a seguinte função de transferência:

$$\%F = -0{,}002925 \times (pesomed - 1046) + 2{,}3163 \times amed + 62{,}301$$

para $1046 \leq pesomed \leq 1298$ e

$$\%F = 2{,}3163 \times amed + 54{,}911$$

para $1298 \leq pesomed \leq 1526$ kgf (63)

As variações entre a função aproximadora média e a função aproximadora (eq. (63)) para coeficientes de adesão disponíveis, variando entre 0,8 e 0,2, são mostradas nas figs. (4.71 a 4.74).

EESC - USP Biblioteca

Com o balanceamento calculado através da eq. (63), o desempenho da freagem pode ser estudado, utilizando-se de procedimento semelhante desenvolvido nos ítens anteriores.

O gráfico da fig. (4.75) mostra o coeficiente de adesão utilizado no eixo dianteiro e no eixo traseiro, quando o veículo é freado com 7,8 m/seg^2, como função do passeio do c.g.; os coeficientes de adesão nos eixos são calculados com o balanceamento variável conforme eq. (63) através das eqs. (57 a 60). O veículo se encontra numa pista com coeficiente de adesão disponível unitário, indicado como um valor máximo (umax) na fig. (4.75). Este gráfico mostra que:

a) veículo na condição de peso em ordem de marcha (Wom), desacelerando a 7,8 m/seg^2, utiliza nos eixos:

- coef. adesão eixo dianteiro = 0,83,
- coef. adesão eixo traseiro = 0,78;

b) veículo na condição de peso operacional (Wop), desacelerando a 7,8 m/seg^2, utiliza nos eixos:

- coef. adesão eixo dianteiro = 0,82,
- coef. adesão eixo traseiro = 0,85;

c) veículo na condição de peso total máximo (Wtm), desacelerando a 7,8 m/seg^2, utiliza nos eixos:

. fronteira esquerda do passeio do c.g.

- coef. adesão eixo dianteiro = 0,82,
- coef. adesão eixo traseiro = 0,78;

. fronteira direita do passeio do c.g.

- coef. adesão eixo dianteiro = 0,83,
- coef. adesão eixo traseiro = 0,81;

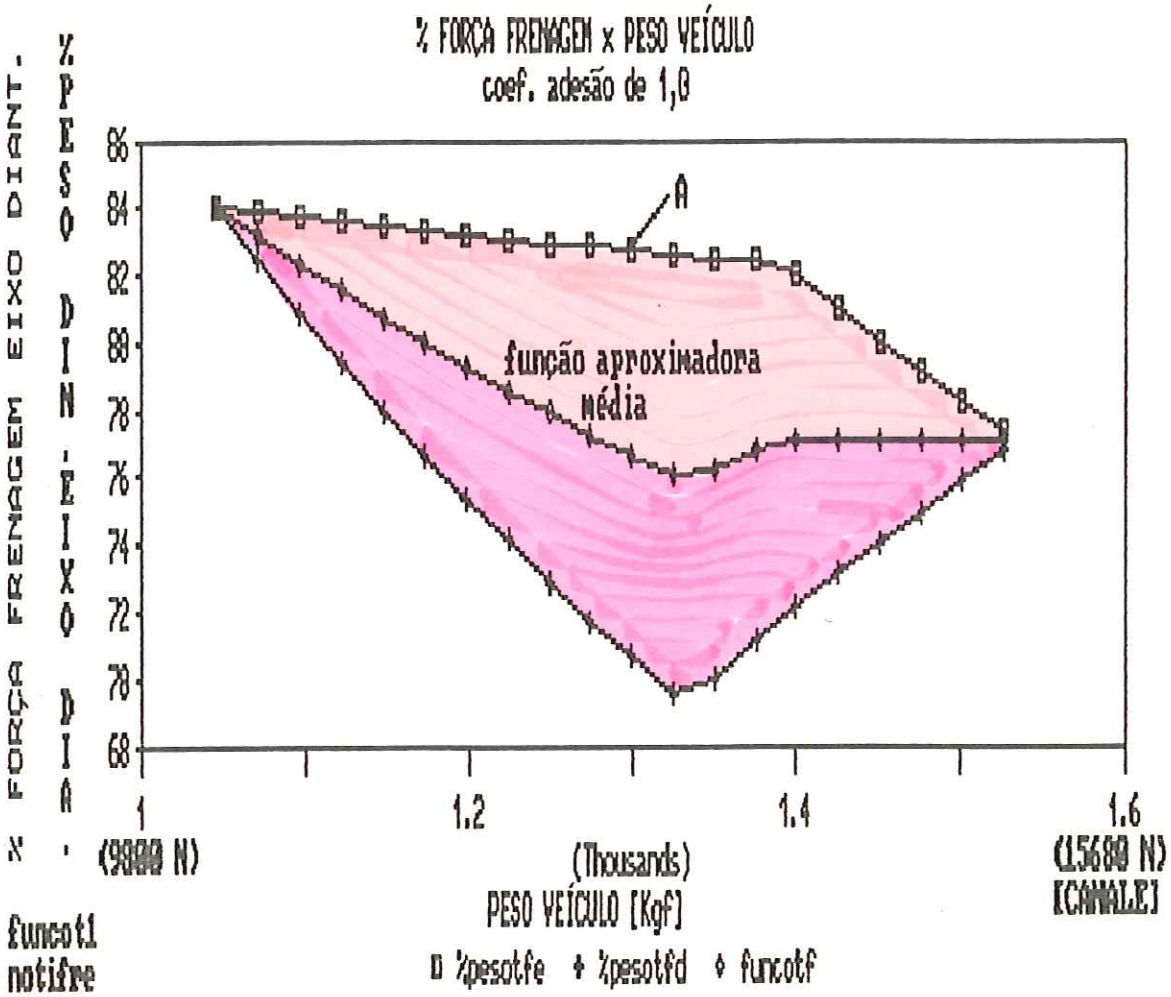
d) veículo com 1298 kgf, com carregamento apenas no banco dianteiro, situação esta indicada na fig. (4.66) como "A", desacelerando com 7,8 m/seg^2, utiliza nos eixos:

- coef. adesão eixo dianteiro = 0,77,
- coef. adesão eixo traseiro = 1,0.

. Nesta última situação de carregamento, o eixo traseiro utiliza toda a capacidade do binômio pneumático x pavimento, estando na iminência do bloqueio das rodas. Este carregamento leva o veículo, dentre as inúmeras possibilidades contidas no passseio do c.g., a bloquear primeiramente as rodas de um dos eixos do veículo.

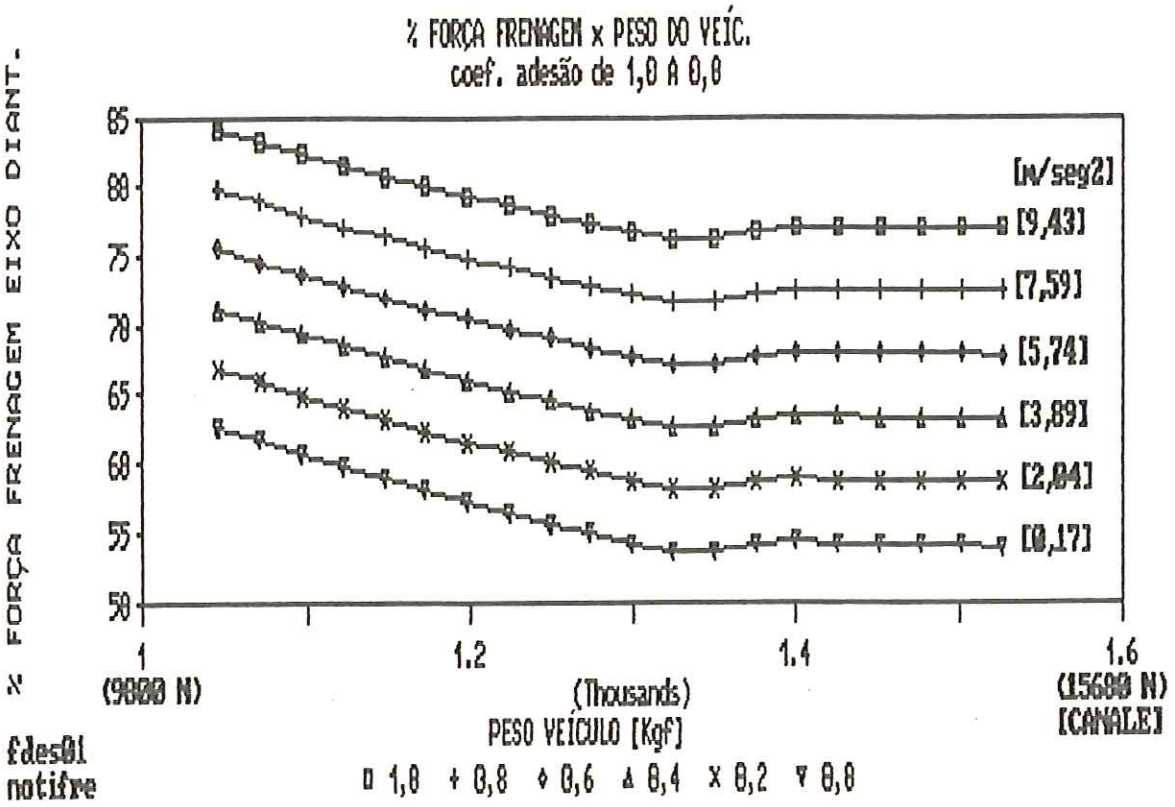
Os gráficos das figs. (4.76 a 4.79) são semelhantes ao da fig. (4.75), para níveis diferentes de desaceleração do veículo. Com os resultados obtidos e calculados nos próprios gráficos, elaborou-se o da fig. (4.80), semelhante ao da (4.52), que mostra a eficiência do processo de freagem do veículo, como função do passeio do c.g., com o balanceamento calculado com a eq. (63). Para isto, a desaceleração instantânea e o peso devem ser medidos com sensores instalados no próprio veículo.

pág. 218 →



- Escorregamento prematuro do eixo traseiro,
- escorregamento prematuro do eixo dianteiro.

Fig. (4.66) - Definição da função aproximadora média.



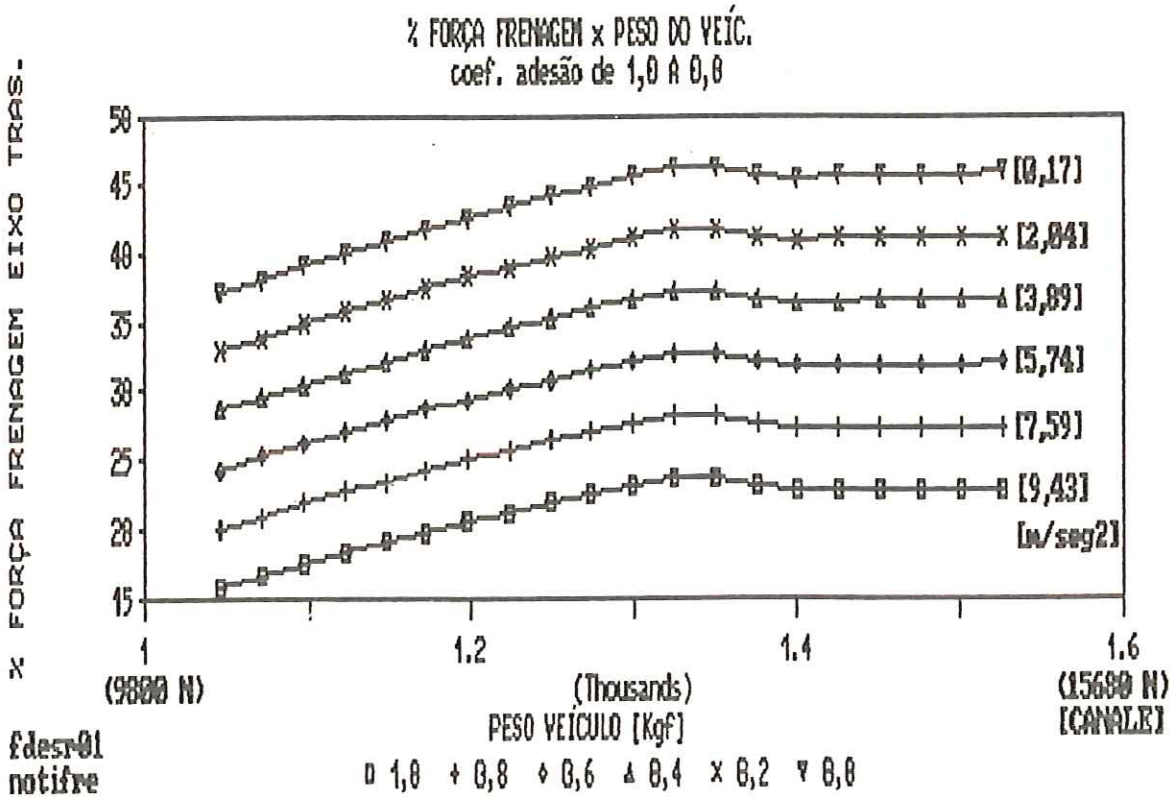
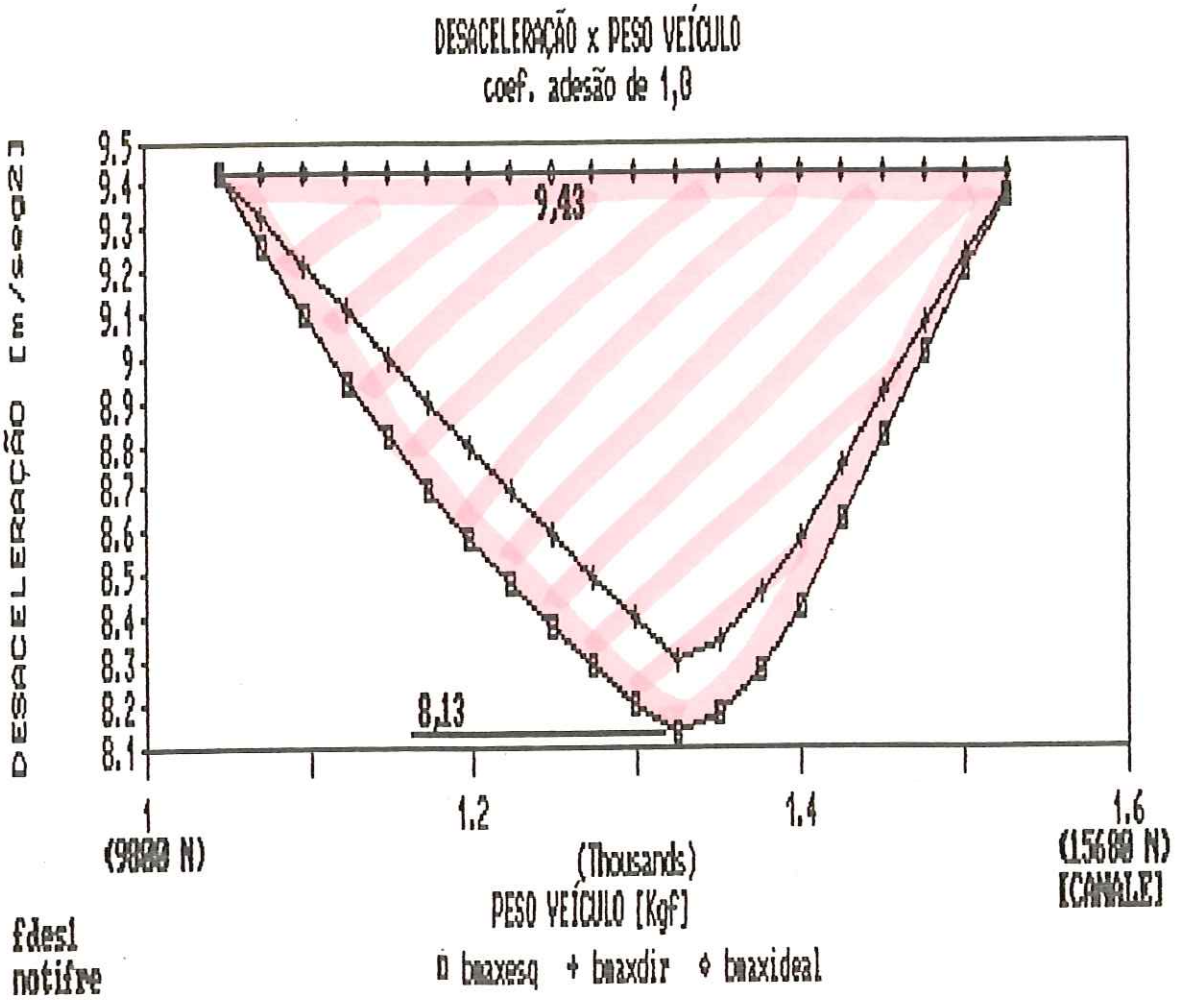
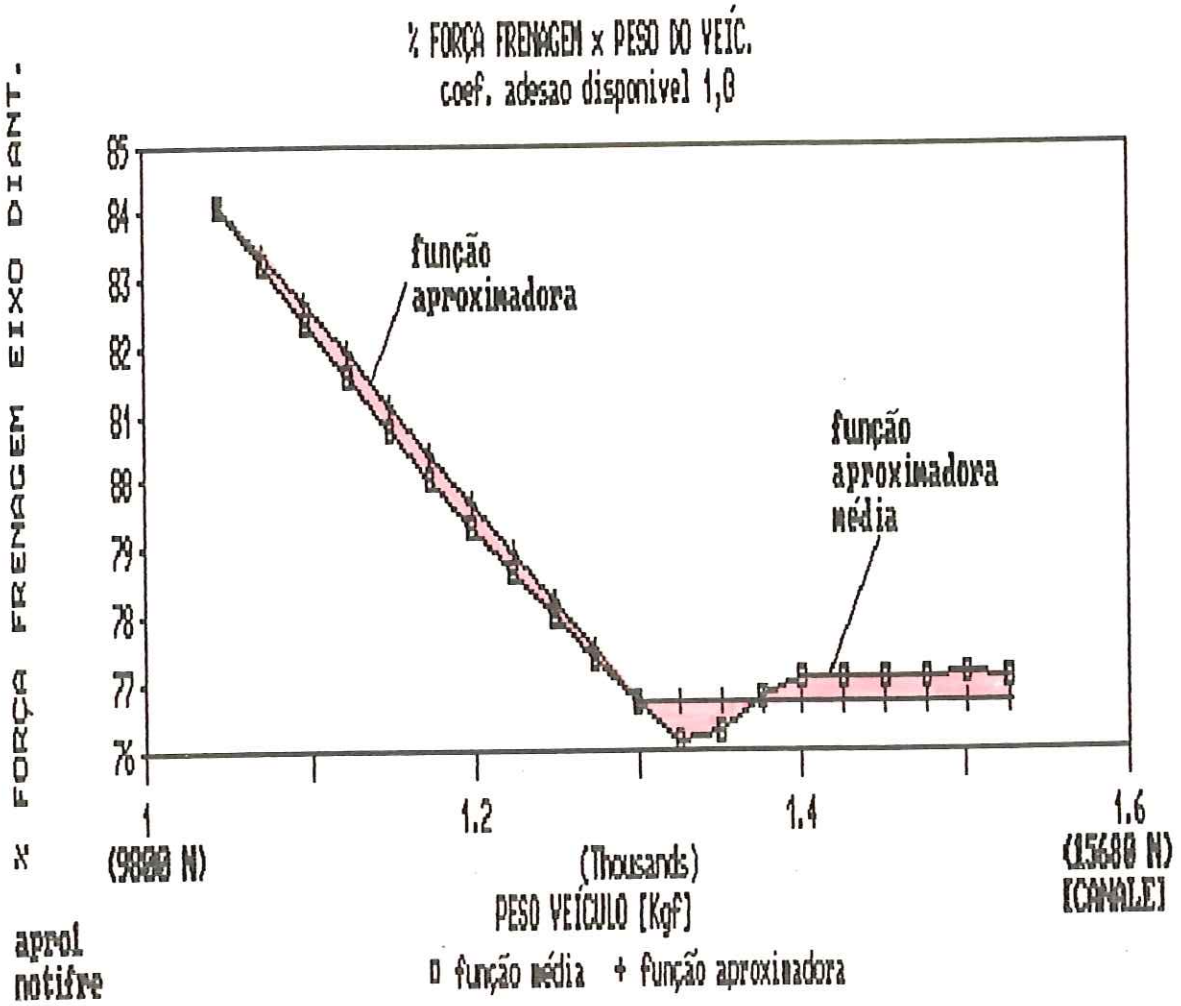


Fig. (4.67) - Função aproximadora dependente da desaceleração.



] - Variação da desaceleração máxima com o balanceamento fixado pela "função aproximadora média", como função do passeio do c.g. do veículo.

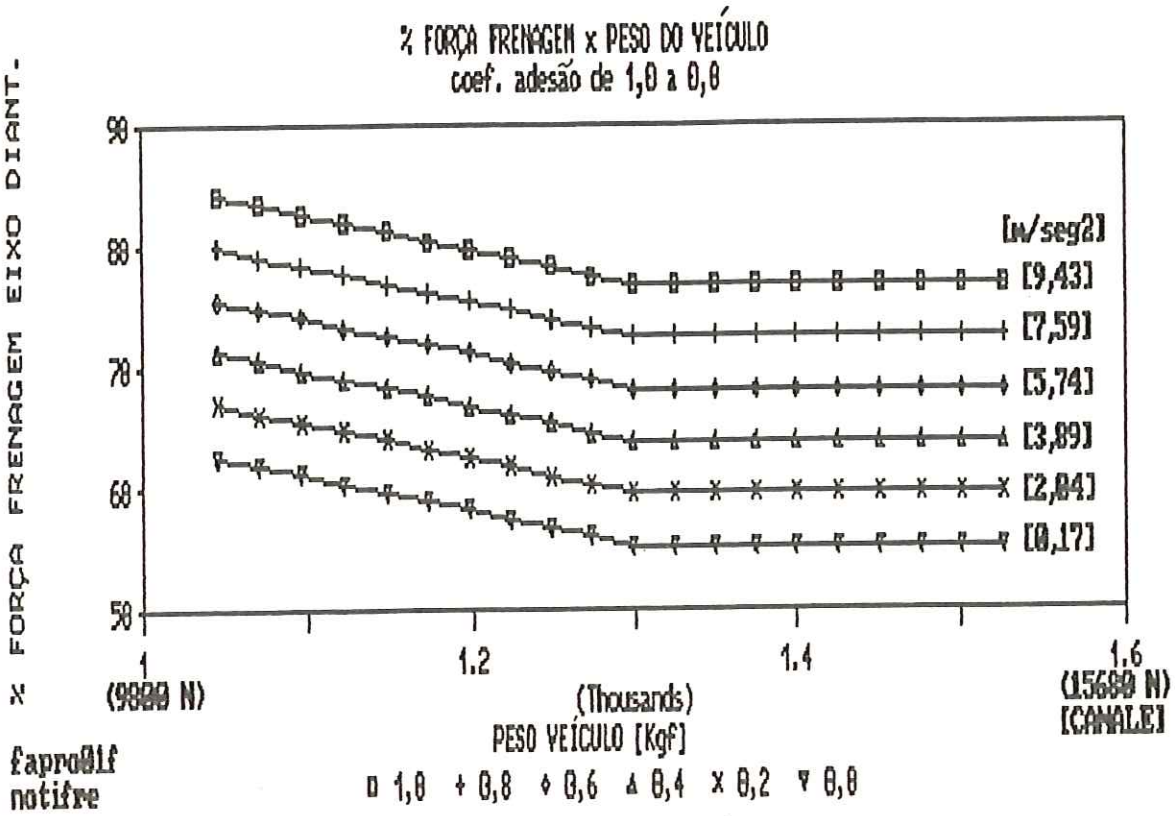
Fig. (4.68) - Desaceleração do veículo numa freagem de emergêngencia, com coeficiente de adesão disponível unitário.



aprol notifre

- Variação entre a "função aproximadora" e a "função aproximadora média".

Fig. (4.69) - Variação entre a "função aproximadora média" e a "função aproximadora" para coeficiente de adesão unitário



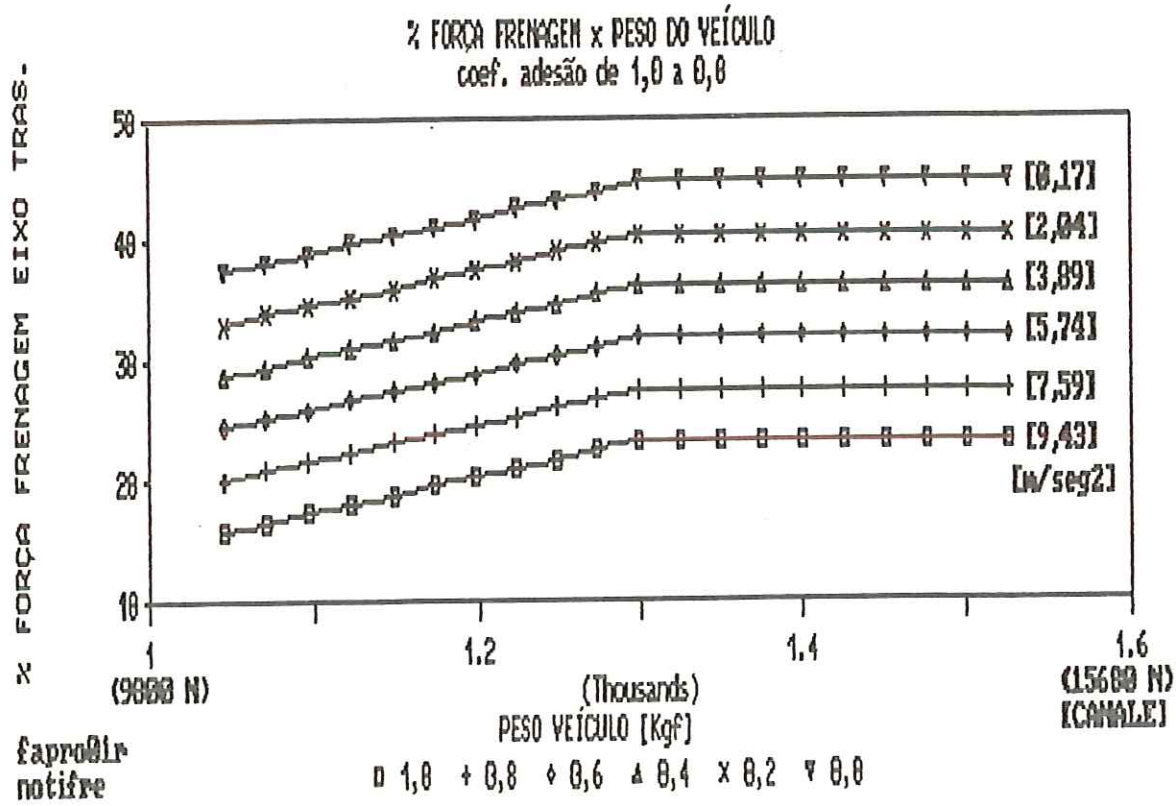
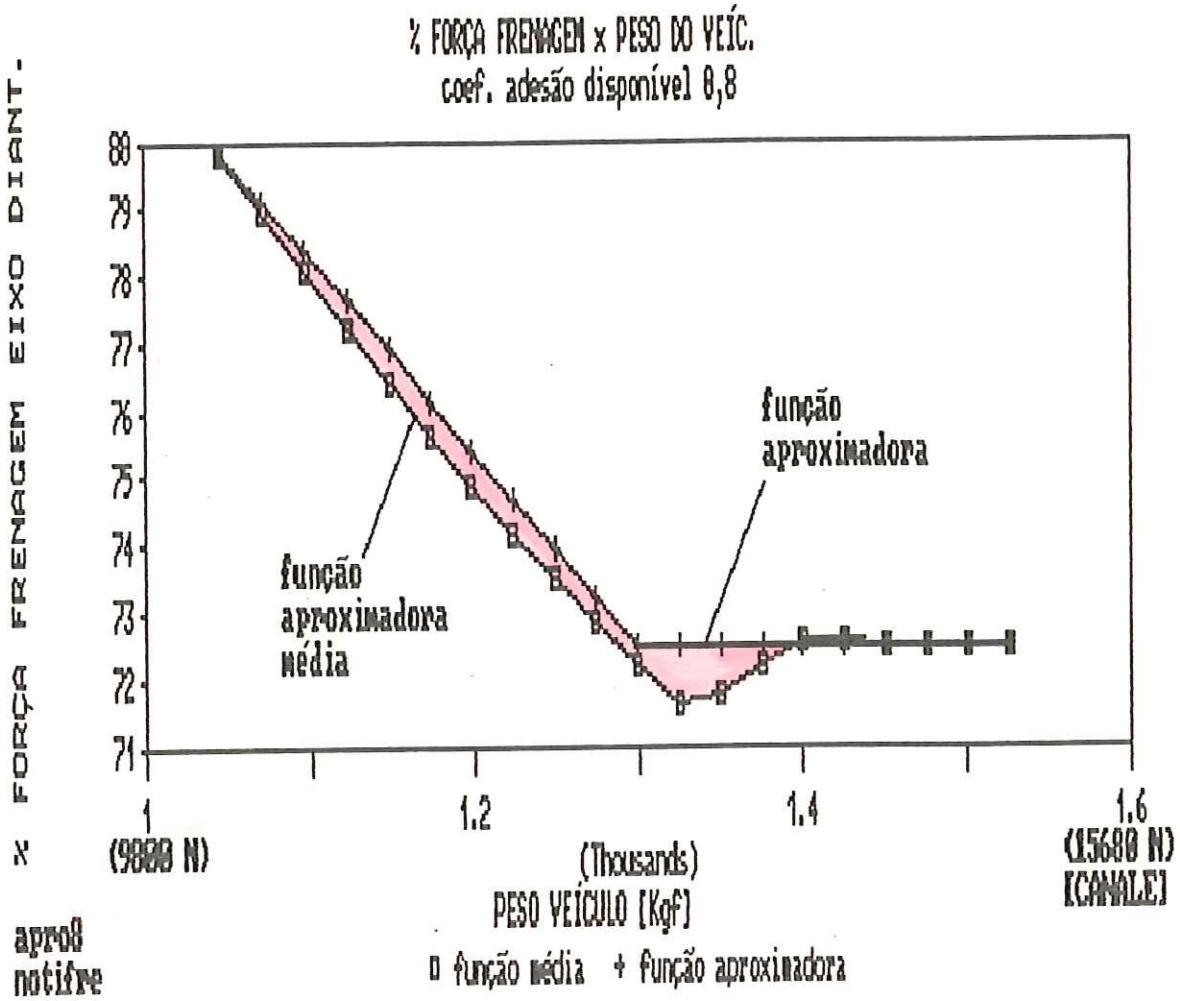
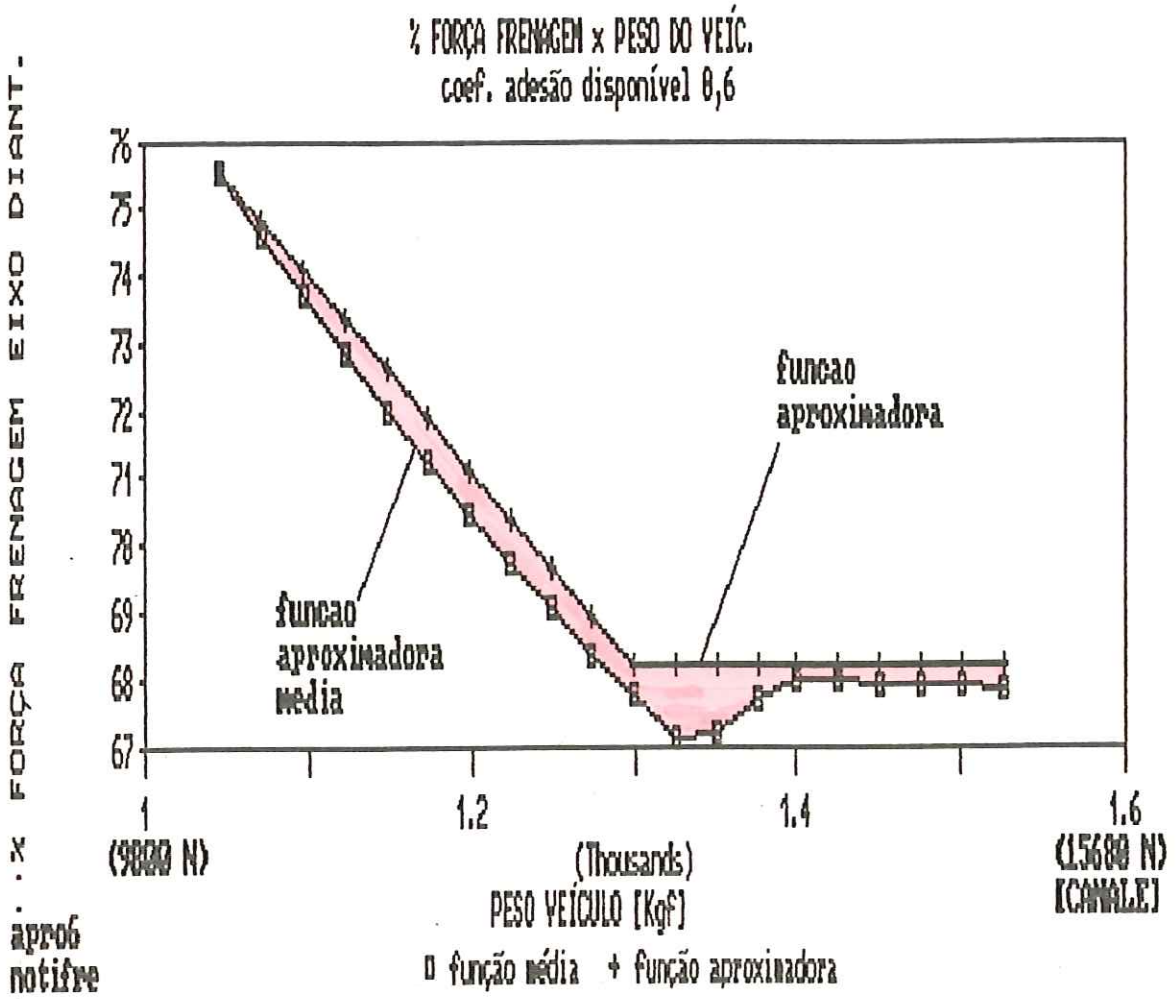


Fig. (4.70) - Força percentual nos eixos do veículo, para níveis variáveis de desaceleração, definida pela função aproximadora.



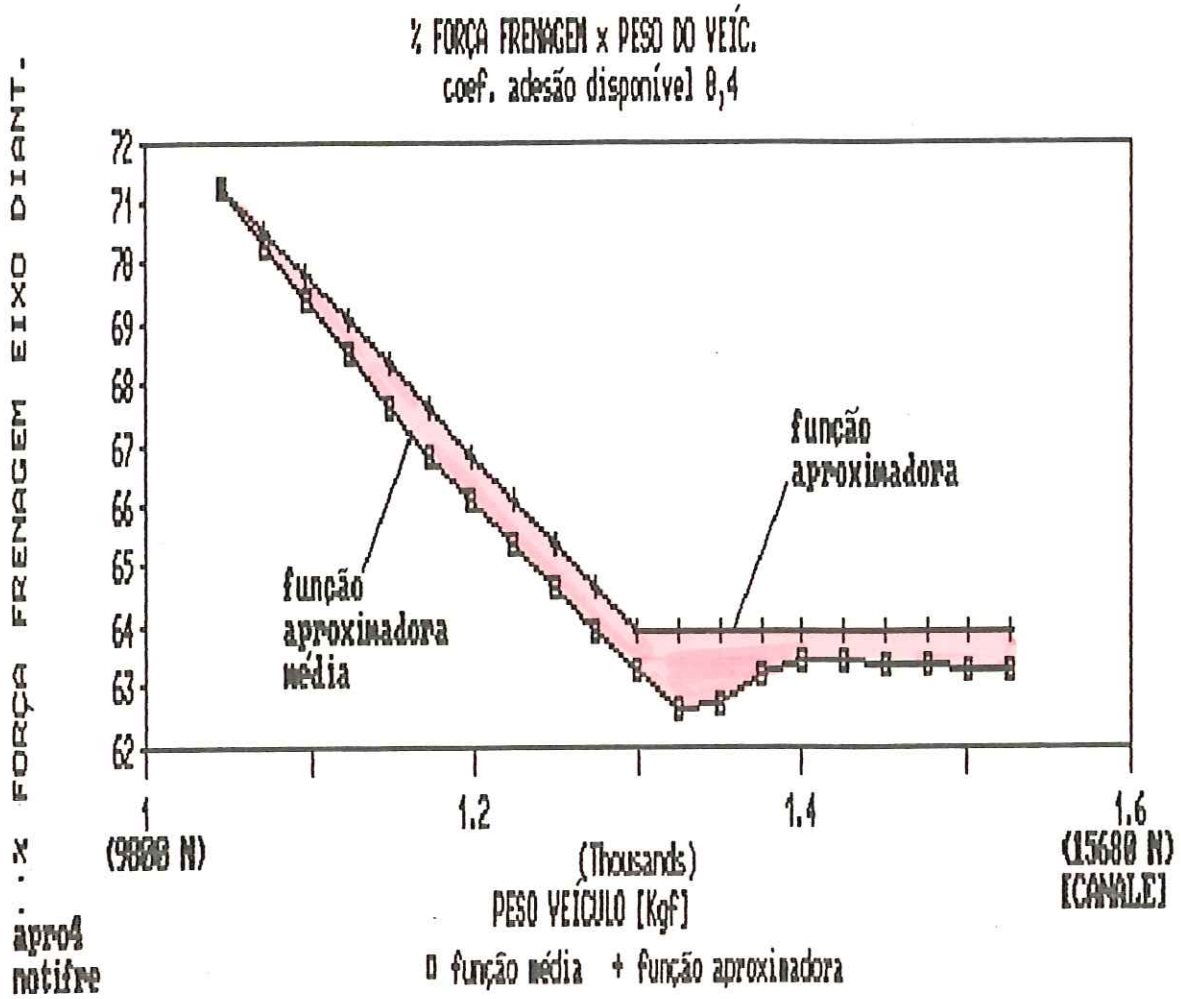
Variação entre a "função aproximadora" e a "função aproximadora média".

Fig. (4.71) - Variação entre a "função aproximadora média" e a "função aproximadora" para coeficiente de adesão disponível de 0,8.



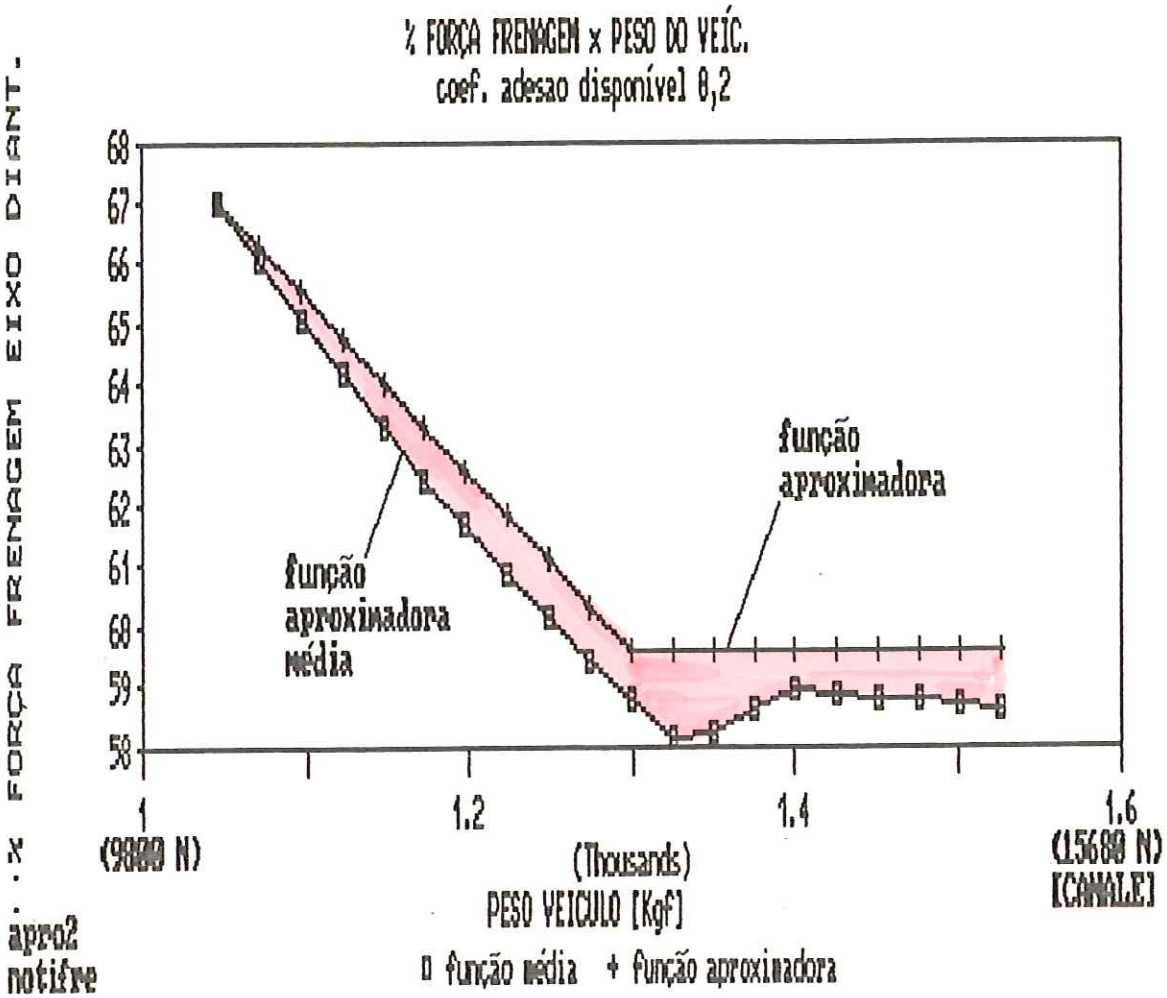
Variação entre a "função aproximadora" e a "função aproximadora média".

Fig. (4.72) - Variação entre a "função aproximadora média" e a "função aproximadora" para coeficiente de adesão disponível de 0,6.



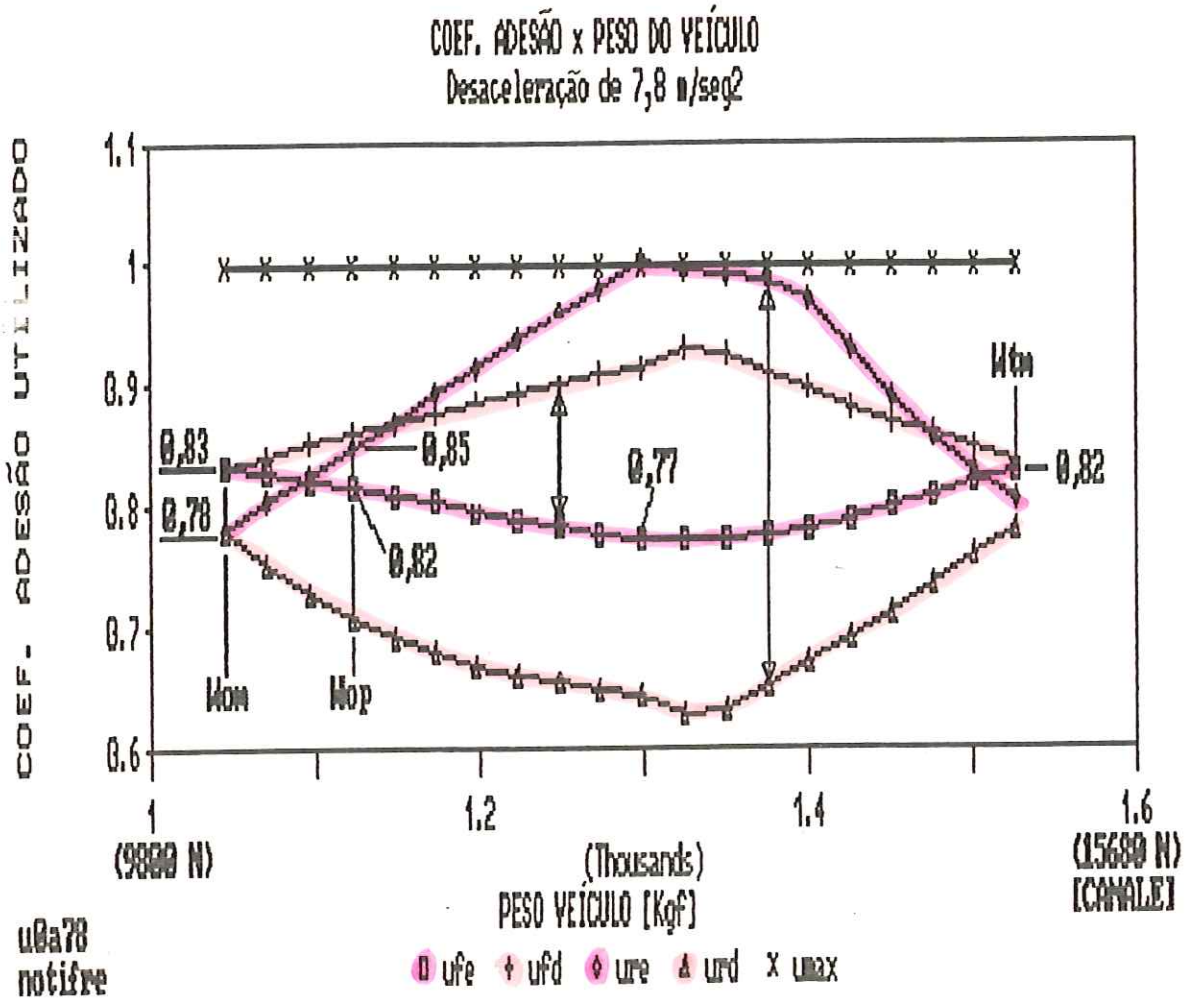
Variação entre a "função aproximadora" e a "função aproximadora média".

Fig. (4.73) - Variação entre a "função aproximadora média" e a "função aproximadora" para coeficiente de adesão disponível de 0,4.



Variação entre a "função aproximadora" e a "função aproximadora média".

Fig. (4.74) - Variação entre a "função aproximadora média" e a "função aproximadora" para coeficiente de adesão disponível de 0,2.



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO C.G. E DA "FUNÇÃO APROXIMADORA" UTILIZADA NO BALANCEAMENTO DAS FORÇAS DE FREAGEM NOS EIXOS.

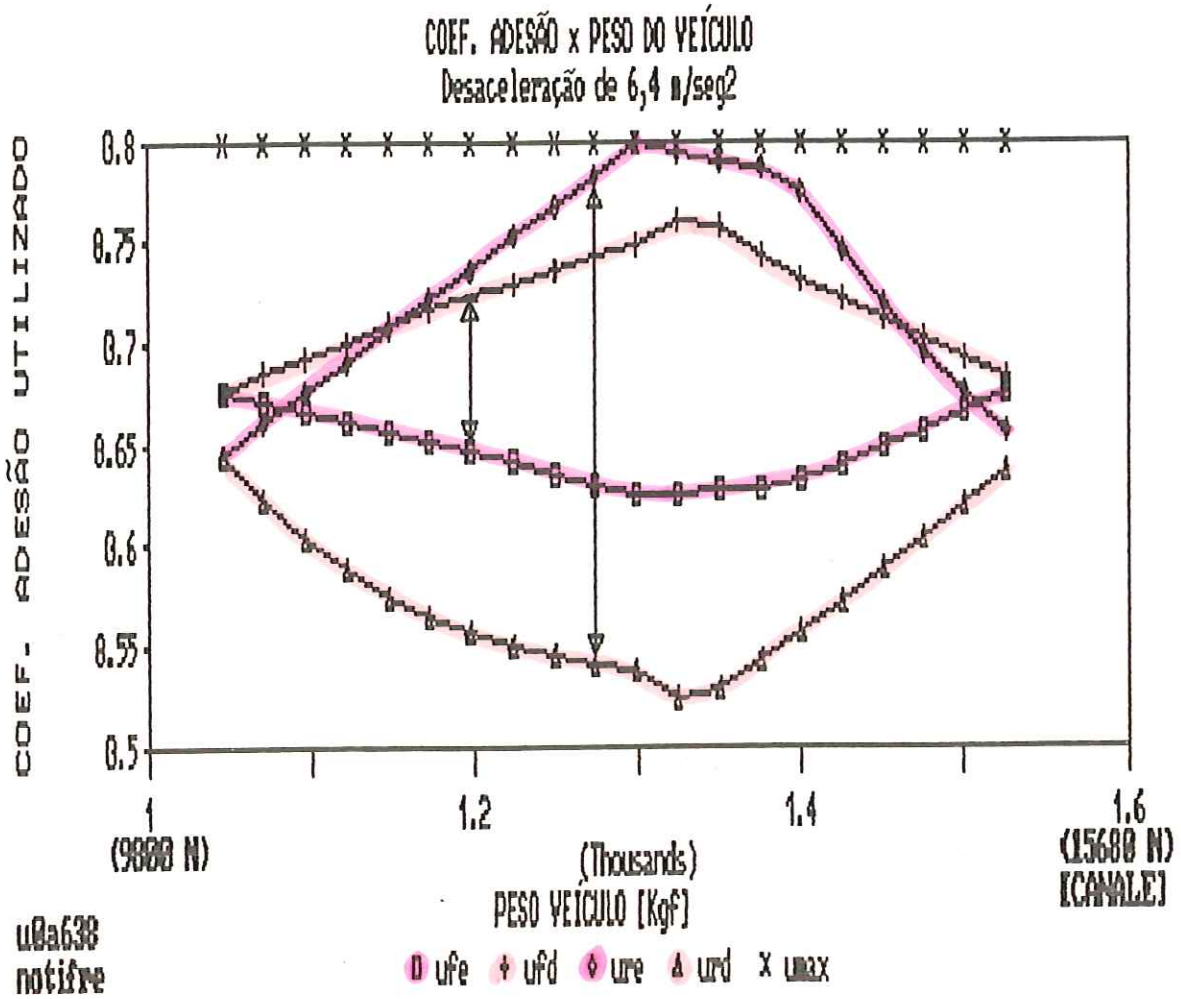
$9{,}43\ m/seg^2$ - 100%
$7{,}80\ m/seg^2$ - x => x = 82,7%

$9{,}43\ m/seg^2$ - 100%
$9{,}43\ m/seg^2$ - y => y = 100,0%

z = y - x => z = 100,0% - 82,7% => z = 17,3%

[1] - variação do coeficiente de adesão devido ao passeio do c.g..

Fig. (4.75) - Coeficiente de adesão utilizado nos eixos do veículo, quando freado a $7{,}8\ m/seg^2$, com o balanceamento fixado pela função aproximadora.



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO C.G. E DA "FUNÇÃO APROXIMADORA" UTILIZADA NO BALANCEAMENTO DAS FORÇAS DE FREAGEM NOS EIXOS.

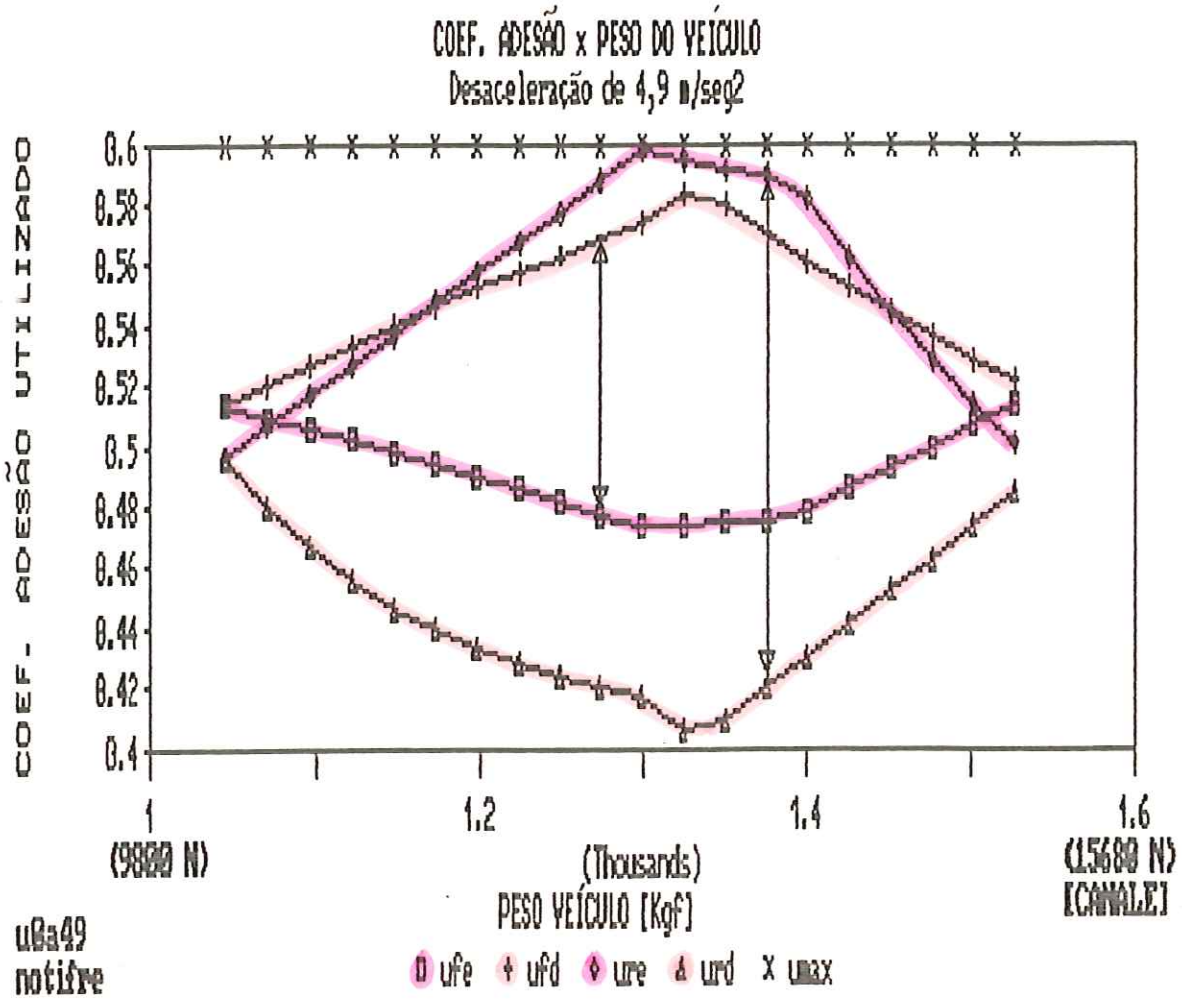
$7,58\ m/seg^2$ - 100%
$6,38\ m/seg^2$ - x => x = 84,2%

$7,58\ m/seg^2$ - 100%
$7,58\ m/seg^2$ - y => y = 100,0%

z = y - x => z = 100,0% - 84,2% => z = 15,8%

[1] - variação do coeficiente de adesão devido ao passeio do c.g..

Fig. (4.76) - Coeficiente de adesão utilizado nos eixos do veículo, quando freado a $6,4\ m/seg^2$, com o balanceamento fixado pela função aproximadora.



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO C.G. E DA "FUNÇÃO APROXIMADORA" UTILIZADA NO BALANCEAMENTO DAS FORÇAS DE FREAGEM NOS EIXOS.

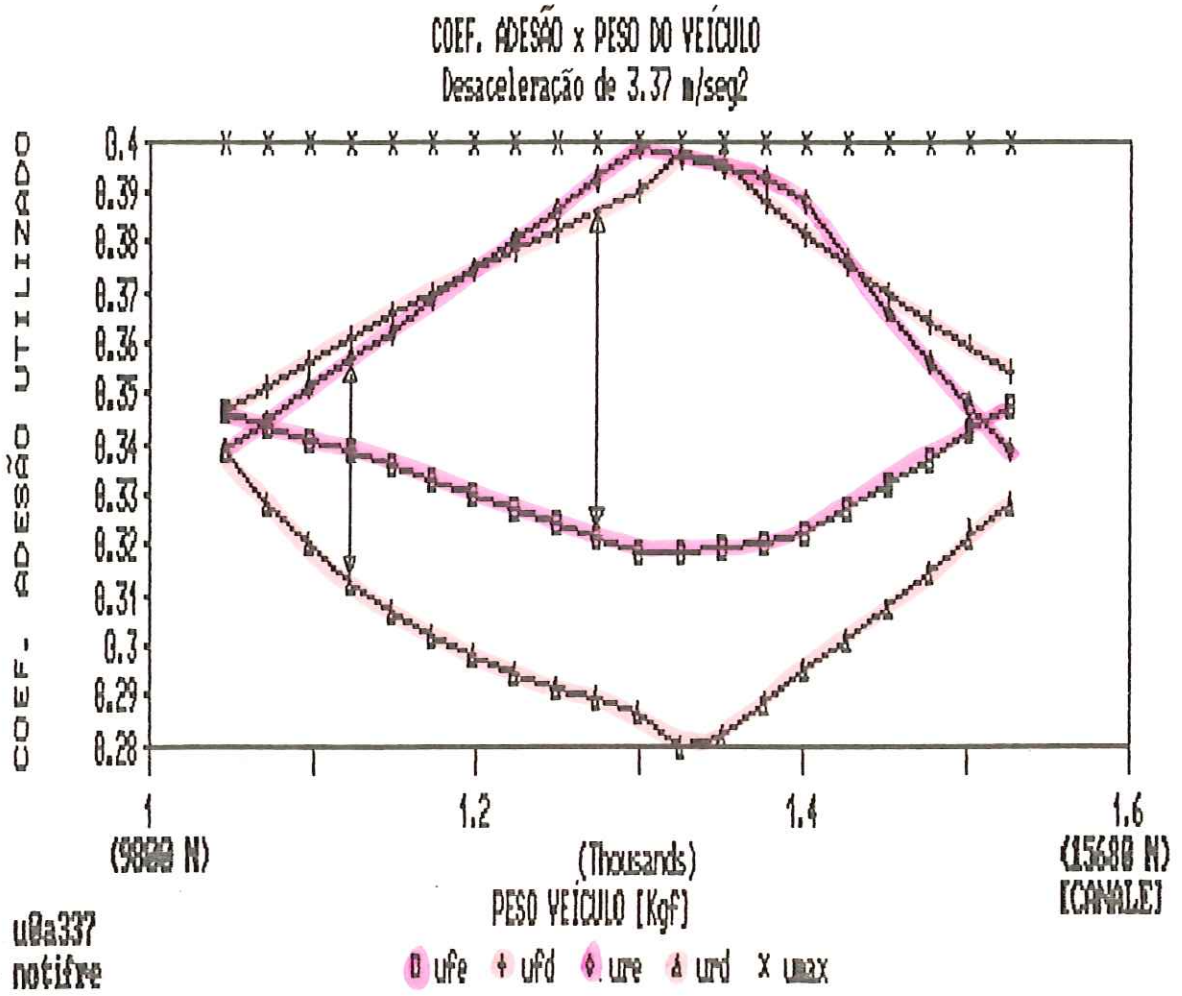
5,74 m/seg^2 - 100%
4,90 m/seg^2 - x => x = 85,4%

5,74 m/seg^2 - 100%
5,74 m/seg^2 - y => y = 100,0%

z = y - x => z = 100,0% - 85,4% => z = 14,6%

[I] - variação do coeficiente de adesão devido ao passeio do c.g..

Fig. (4.77) - Coeficiente de adesão utilizado nos eixos do veículo, quando freado a 4,9 m/seg^2, com balanceamento fixado pela função aproximadora.



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO C.G. E DA "FUNÇÃO APROXIMADORA" UTILIZADA NO BALANCEAMENTO DAS FORÇAS DE FREAGEM NOS EIXOS.

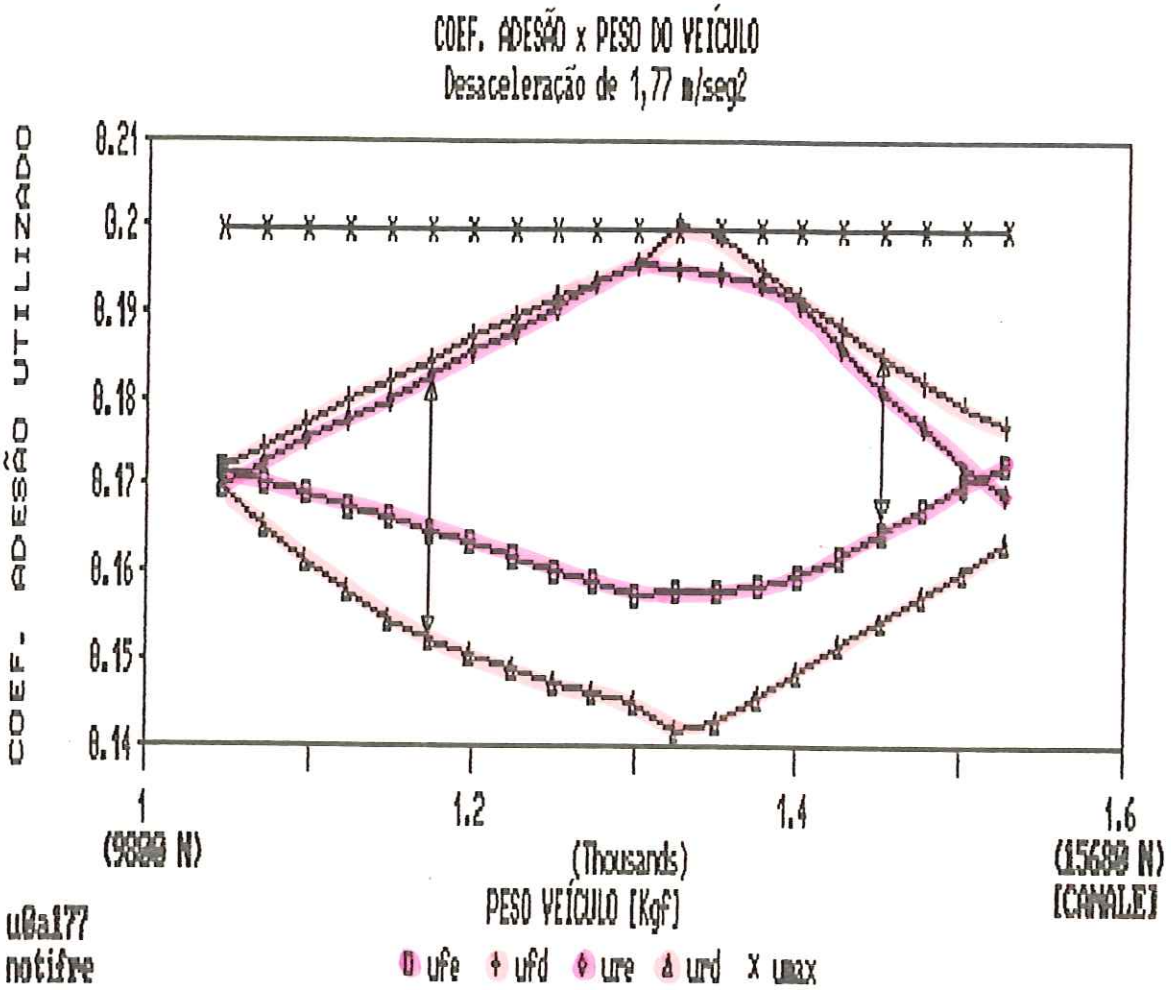
3,88 m/seg^2 - 100%
3,37 m/seg^2 - x => x = 86,9%

3,88 m/seg^2 - 100%
3,88 m/seg^2 - y => y = 100,0%

z = y - x => z = 100,0% - 86,9% => z = 13,1%

[I] - variação do coeficiente de adesão devido ao passeio do c.g..

Fig. (4.78) - Coeficiente de adesão utilizado nos eixos do veículo, quando freado a 3,37 m/seg^2, com balanceamento fixado pela função aproximadora.



VARIAÇÃO PERCENTUAL DA PERDA DE EFICIÊNCIA DO FREIO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO C.G. E DA "FUNÇÃO APROXIMADORA" UTILIZADA NO BALANCEAMENTO DAS FORÇAS DE FREAGEM NOS EIXOS.

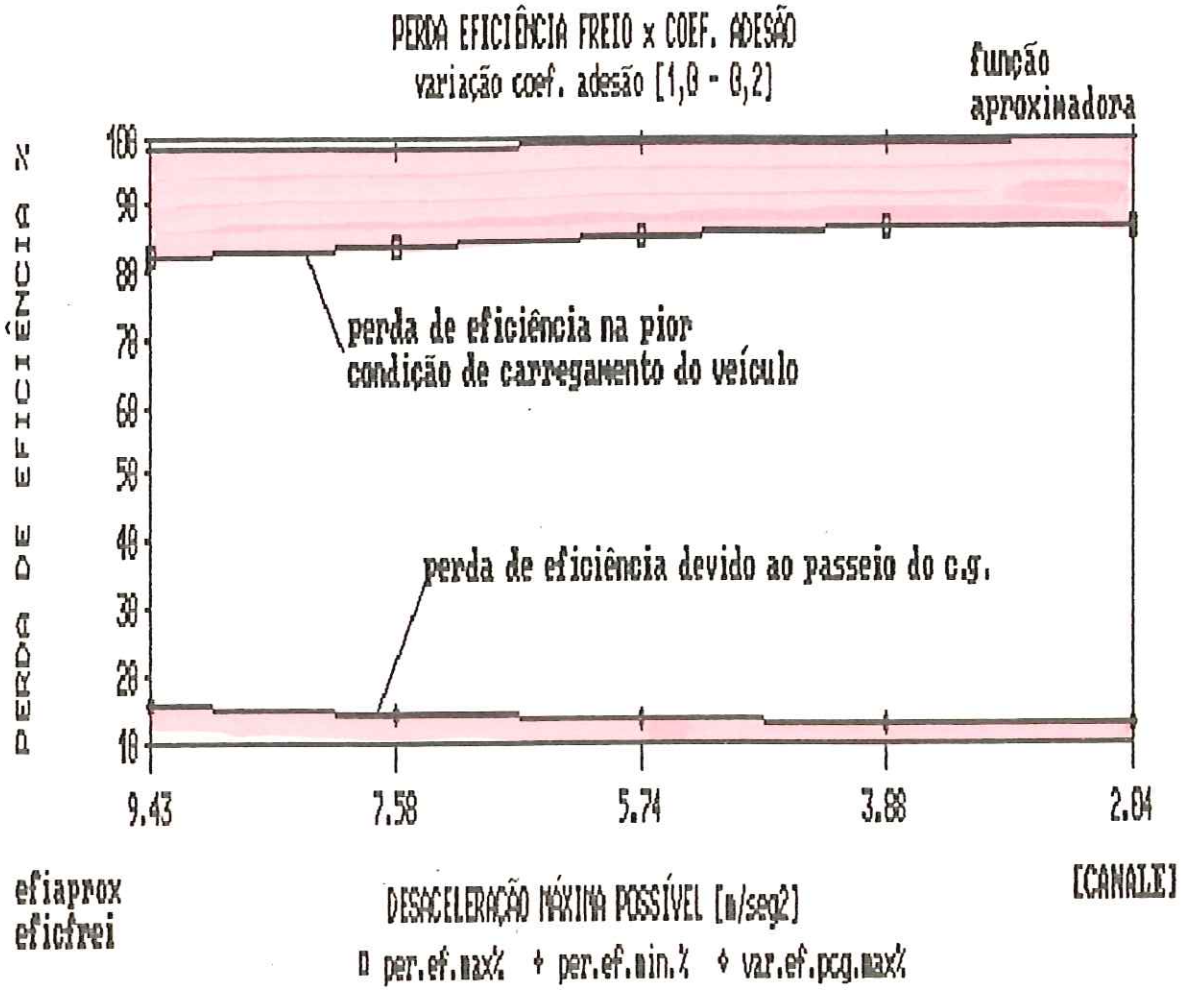
$2,04\ m/seg^2$ - 100%
$1,77\ m/seg^2$ - x => x = 87,2%

$2,04\ m/seg^2$ - 100%
$2,04\ m/seg^2$ - y => y = 100,0%

z = y - x => z = 100,0% - 87,2% => z = 12,8%

[I] - variação do coeficiente de adesão devido ao passeio do c.g..

Fig. (4.79) - Coeficiente de adesão utilizado nos eixos do veículo, quando freado a $1,77\ m/seg^2$, com balanceamento fixado pela função aproximadora.



- perda de eficiência devido ao passeio do c.g.

Fig. (4.80) - Perda de eficiência do processo de freagem do veículo, com balanceamento fixado pela função aproximadora, como função do coeficiente de adesão disponível.

CAPÍTULO 5

O VEÍCULO ACELERADO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO C. G. COM RESTRIÇÕES IMPOSTAS PELO BINÔMIO PNEUMÁTICO x PAVIMENTO.

5- O VEÍCULO ACELERADO COMO FUNÇÃO DO PASSEIO DO c.g. E COM RESTRIÇÕES IMPOSTAS PELO BINÔMIO PNEUMÁTICO x PAVIMENTO.

A aceleração e retomada de velocidade são ítens importantes de desempenho dos autoveículos. São largamente utilizados na comparação entre veículos de mesma categoria, principalmente automóveis e veículos de transporte de cargas leves. Estes ítens têm papel importante no projeto e na estratégia de "marketing" destes produtos.

São muitos os fatores característicos do veículo que influem significativente na aceleração e retomada de velocidade. É importante ter no projeto modelos matemáticos confiáveis para a otimização de todos os principais fatores, que interferem na aceleração e retomada de velocidade.

O presente capítulo desenvolve um modelo matemático e um procedimento, considerando o passeio do c.g., para análise de desempenho em aceleração e retomada de velocidade. Eles serão aplicados num veículo/exemplo (Kadett GS 2.0) com uma comparação teórico/experimental dos resultados obtidos.

5.1 - Definição das características gerais do veículo/exemplo:

. coeficiente de resistência do ar $C_a = 0.32^{(*)}$,

. área frontal $A = 1,87\ m^2$ $^{(*)}$,

. relações de marcha $^{(*)}$

primeira 3,55 : 1, terceira 1,48 : 1,

segunda 2,16 : 1, quarta 1,12 : 1, quinta 0,89 : 1

. redução intermediária dif = 3,94 : 1,

. pneus - 185/60 HR 14 com raio dinâmico $r_d = 0,287$ mm $^{(*)}$.

obs: (*) - dados obtidos através do fabricante do veículo.

. fator γ_b que leva em consideração a inércia das rodas e dos elementos do sistema de transmissão em rotação ligados a elas:

γ_{b1} = 1,40 (primeira marcha);
γ_{b2} = 1,18;
γ_{b3} = 1,11;
γ_{b4} = 1,09;
γ_{b5} = 1,07 e
γ_b = 1,02 (veículo desengatado).

dados obtidos conforme informações do fabricante do veículo e eq. (27).

. motor- dianteiro, transversal, 4 cilindros em linha, comando de válvulas no cabeçote, alimentação por carburador de corpo duplo, álcool 96 GL, diâmetro do curso 86,0 x 86,0 mm, cilindrada de 1988 cm^3, taxa de compressão 12,0 : 1, potência máxima 110 cv (81 kW) NBR 5484 a 5600 rpm, torque máximo 17,3 mkgf (170 Nm) NBR 5484 a 3000 rpm.

A tabela (5.1) apresenta a potência efetiva[24] e torque do motor para o Kadett 2.0 AH "91", conforme a NBR 5484, fornecidos pelo fabricante.

As figs. (5.1) e (5.2) mostram respectivamente os gráficos de torque e potência efetiva pela rotação do motor em rpm.

Os resultados em testes de estrada do veículo/exemplo foram obtidos nas cidades de Indaiatuba e Limeira, no Estado de São Paulo. Para a comparação teórico/experimental destes resultados, obtidos em aceleração e retomada de velocidade, o torque e a →

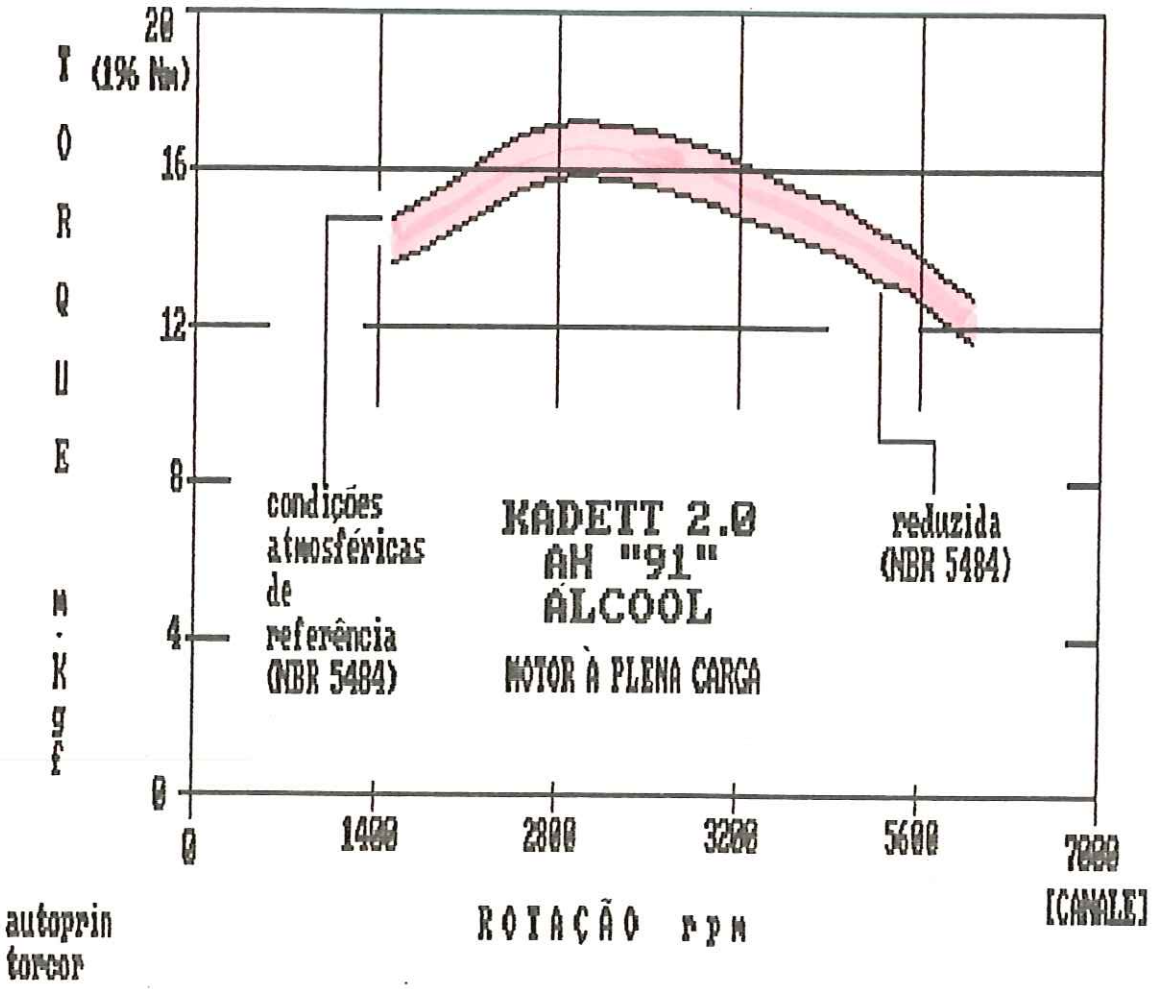
---

[24]Potência efetiva: potência disponível do motor para a produção de trabalho útil.

DADOS DO MOTOR SOB PLENA CARGA

RPM	FREQ.ANG. RAD/SEG	POT.MOTOR CV	TORQUE KGF.M
1500	157.08	31.30	14.80
1750	183.26	38.20	15.30
2000	209.44	45.20	15.80
2250	235.62	52.20	16.40
2500	261.80	59.20	16.90
2750	287.98	66.20	17.10
3000	314.16	73.20	17.30
3250	340.34	78.80	17.10
3500	366.52	84.50	17.00
3750	392.70	89.00	16.80
4000	418.88	93.60	16.50
4250	445.06	98.10	16.10
4500	471.24	102.20	15.80
4750	497.42	104.80	15.40
5000	523.60	107.50	15.10
5250	549.78	109.00	14.50
5500	575.96	110.00	14.10
5750	602.14	109.00	13.40
6000	628.32	108.70	12.70

TABELA (5.1) - KADETT 2.0 AH "91" (NBR 5484)

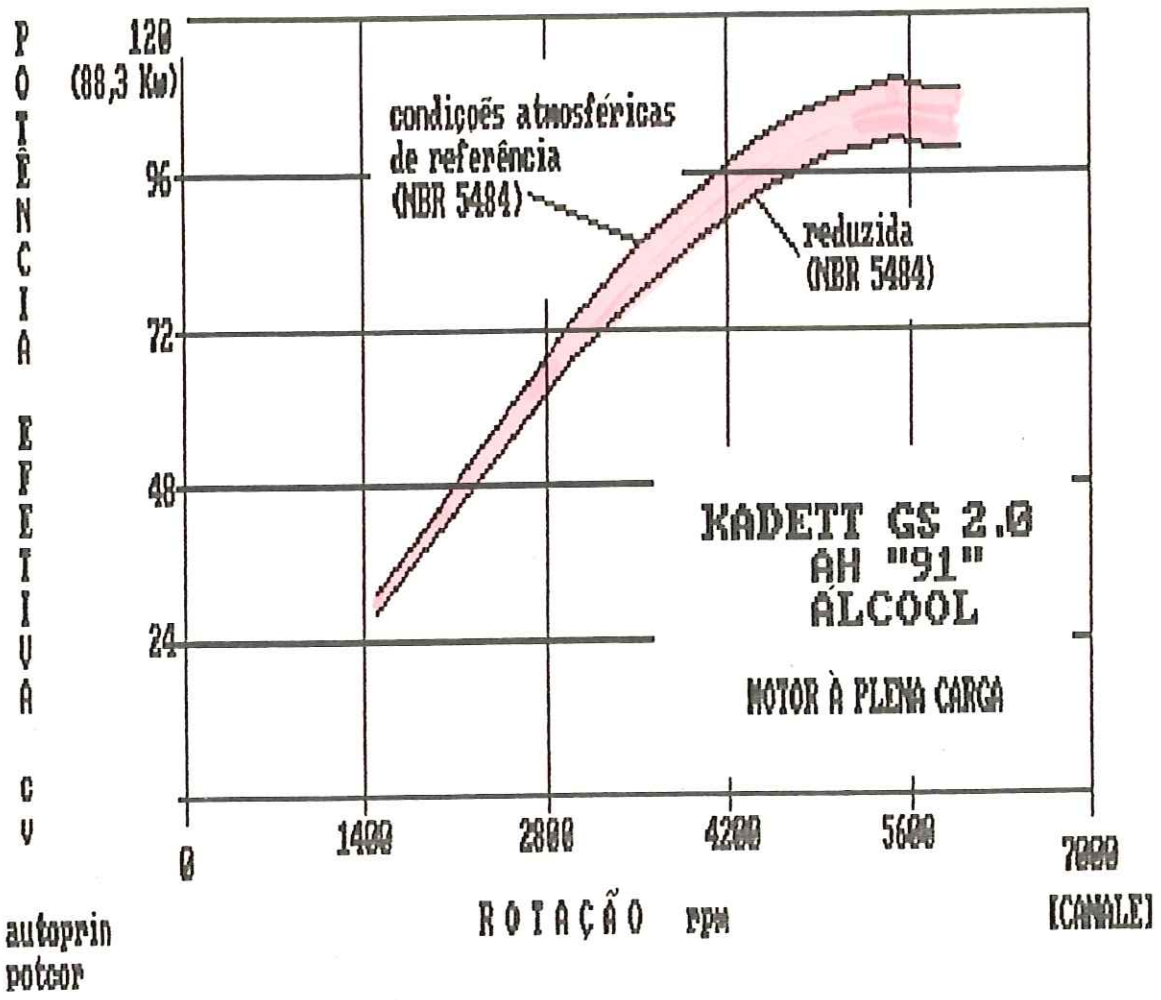


.
.obs:. redução da curva de torque segundo NBR 5484 (27).
.
.
. . fator de redução 0,917.
.
.
.
.
.

fig. (5.1)- Torque motor x rotação, nas condições atmosféricas de referência segundo NBR 5484, e nas condições atmosféricas do teste de estrada realizado no veículo.

.

▢ - redução do torque



.obs:. redução da curva de potência segundo NBR 5484 (27).

. fator de redução 0,917.

.Fig. (5.2) - Potência efetiva x rotação do motor, nas condições atmosféricas de referência segundo NBR 5484, e nas condições atmosféricas do teste de estrada realizado no veículo.

. - redução da potência.

→potência efetiva do motor foram reduzidos[25] das condições atmosféricas de referência (NBR 5484), para as condições atmosféricas médias de ensaio das cidades citadas anteriormente. Para esta redução utilizou-se a expressão matemática de correção desenvolvida na NBR 5484, com as seguintes condições atmosféricas médias de ensaio do veículo adotadas:

- pressão atmosférica total 706 mm Hg;
- temperatura ambiente 21° C;
- pressão de vapor 5,595 mm Hg;
- temperatura de bulbo úmido 11,25° C;
- densidade do ar 1,105 kgf/m^3 e
- aceleração da gravidade 9,80 m/seg^2.

As figs. (5.1) e (5.2) apresentam as curvas de torque e potência efetiva reduzidas para as condições de ensaio do veículo. A tabela (5.2) apresenta os valores numéricos de torque e potência efetiva reduzidos. Estas curvas reduzidas serão utilizadas no estudo do desempenho na aceleração e retomada de velocidade do veículo/exemplo.

. eficiência do sistema de transmissão de movimento do eixo do motor às rodas motoras do veículo η = 0,90 (indicado pelo fabricante do veículo).

5.2 - Elaboração dos diagramas de rendimento do veículo em movimento não acelerado (condições de regime).

Com os dados característicos necessários do veículo →

---

[25]reduzido: refere-se aos resultados reais de desempenho do motor nas condições de ensaio do veículo (62)

DADOS DO MOTOR SOB PLENA CARGA

RPM	FREQ.ANG. RAD/SEG	POT.MOTOR CV	TORQUE KGF.M
1500	157.08	28.72	13.58
1750	183.26	35.05	14.04
2000	209.44	41.48	14.50
2250	235.62	47.90	15.05
2500	261.80	54.32	15.51
2750	287.98	60.75	15.69
3000	314.16	67.17	15.87
3250	340.34	72.31	15.69
3500	366.52	77.54	15.60
3750	392.70	81.67	15.42
4000	418.88	85.89	15.14
4250	445.06	90.02	14.77
4500	471.24	93.78	14.50
4750	497.42	96.17	14.13
5000	523.60	98.64	13.86
5250	549.78	100.02	13.31
5500	575.96	100.94	12.94
5750	602.14	100.02	12.30
6000	628.32	99.75	11.65

TABELA (5.2) - KADETT 2.0 AH "91" (NBR 5484)

Dados corrigidos segundo NBR 5484

Fator de correção 0,917

→ definidos e as curvas de torque e potência efetiva reduzidas, elaborou-se os diagramas de rendimento: FORÇA DE TRAÇÃO LIQUIDA E FORÇA DE RESISTÊNCIA TOTAL PELA VELOCIDADE DO VEÍCULO, apresentados nas figs. (5.3.a e b). A força de resistência total ao avanço do veículo é a soma da força de resistência ao rolamento (eq. (29) do capítulo 2 e eq. (4) do capítulo 1, com fo = 0,012 e f_B = 0,005 obtidos do gráfico da fig. (1.16)), da força de resistência do ar (eq. (30) do capítulo 2) e força de resistência devido à inclinação da pista (eq. (28) do capítulo (2)). A potência líquida, que impulsiona o veículo, é obtida com a multiplicação do fator η (rendimento do sistema de transmissão), pela potência efetiva disponível no eixo de saída do motor em plena carga.

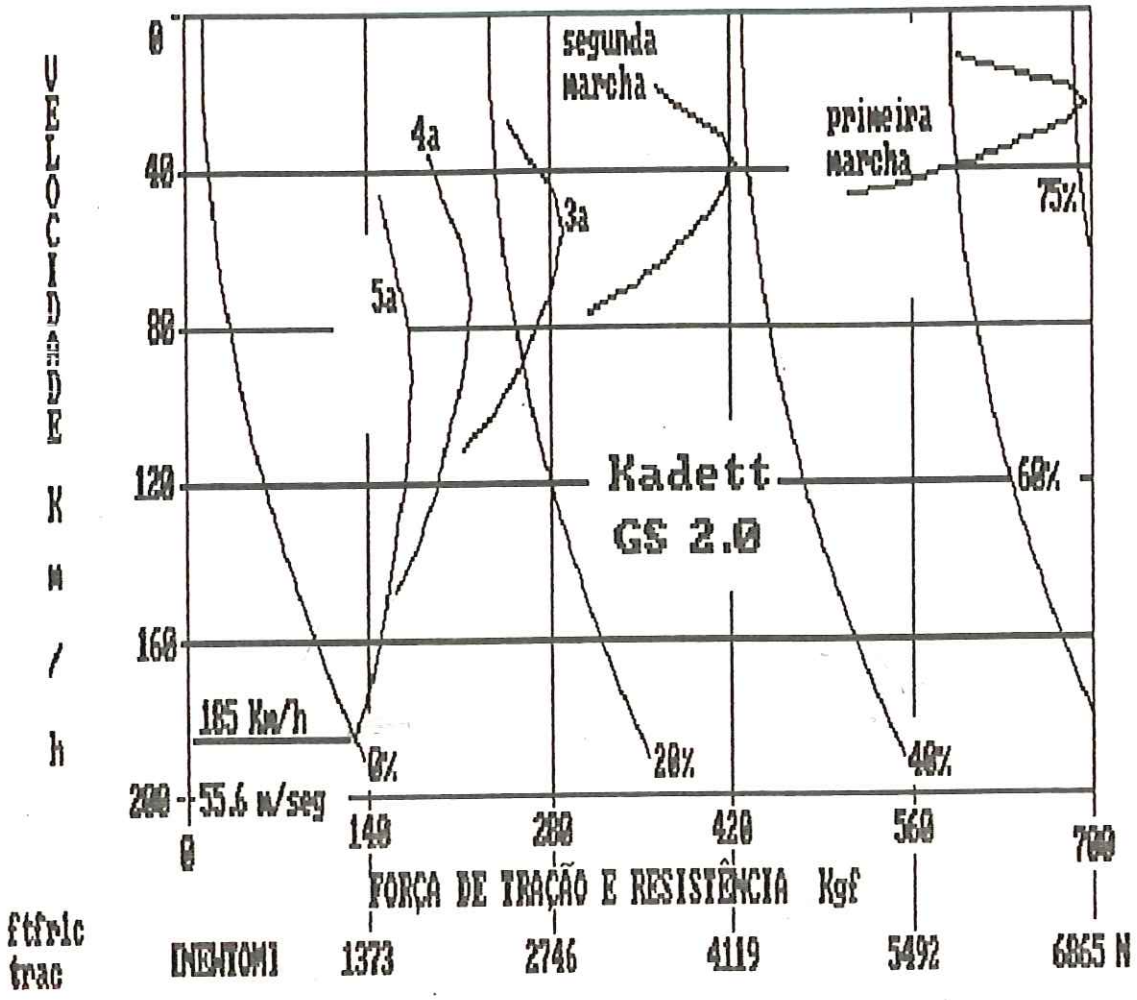
Do diagrama de desempenho da fig. (5.3.b), obtido com o veículo carregado pesando 1207 kgf, pode-se observar que a velocidade máxima é de 183 km/h, numa pista horizontal. A velocidade média obtida em testes de estrada, nesta condição de peso, foi de 186 km/h (67). A tabela (5.3) mostra a variação teórico/experimental percentual das velocidades obtidas. →

Velocidade máxima teórica	Velocidade obtida teste de pista	Diferença porcentual
183 km/h (1207 kgf)	186 km/h*	1,6%
185 km/h (Wop)**	–	–

Tabela (5.3) – Comparação teórico/experimental da velocidade máxima. Veículo carregado para ensaio de estrada com 1207 kgf.

obs: * Teste de velocidade máxima realizado pela General Motors na pista de Indaiatuba, S.P. (67).

** valor obtido da fig. (5.3.a).



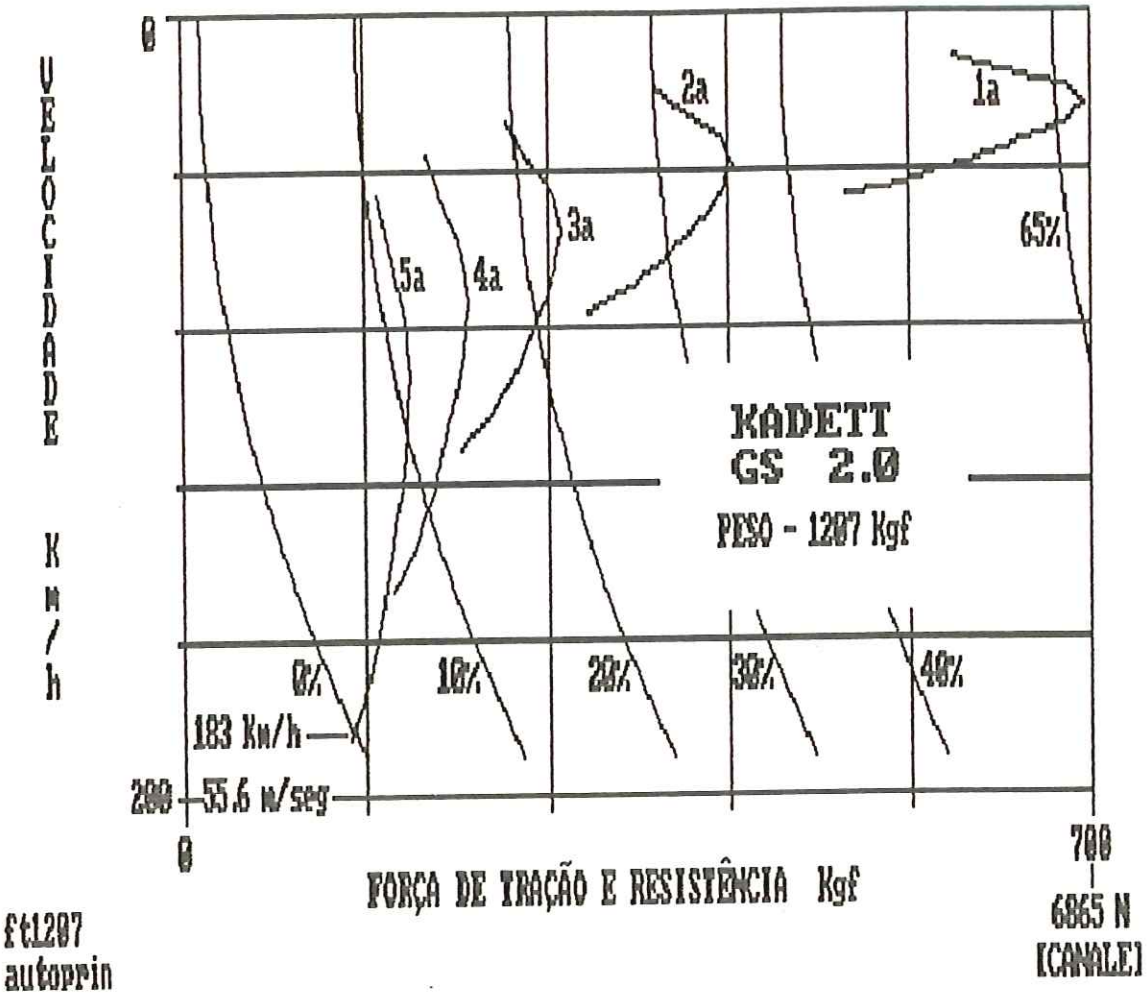
. MOTOR À PLENA CARGA.

.

obs: 1a, 2a, 3a, 4a, 5a - força de tração líquida das rodas motoras no solo, nestas marchas engrenadas.
0% - força de resistência total numa pista horizontal.
20% - força de resistência total numa pista com 20% de inclinação.
75% - inclinação percentual máxima que o veículo pode vencer.
185 Km/h - velocidade máxima do veículo onde a força de tração líquida se iguala à força de resistência total.

.

Fig. (5.3.a) - Diagrama de rendimento FORÇA DE TRAÇÃO LÍQUIDA E FORÇA DE RESISTÊNCIA TOTAL x VELOCIDADE DO VEÍCULO, NA CONDIÇÃO DE PESO OPERACIONAL (motorista de 75 Kgf).



. MOTOR À PLENA CARGA.

obs: 1a, 2a, 3a, 4a, 5a - força de tração líquida das rodas motoras no solo, nestas marchas engrenadas.
0% - força de resistência total numa pista horizontal.
20% - força de resistência total numa pista com 20% de inclinação.

183 Km/h - velocidade máxima do veículo onde a força de tração líquida se iguala à força de resistência total.

Fig. (5.3.b) - Diagrama de rendimento FORÇA DE TRAÇÃO LIQUIDA E FORÇA DE RESISTÊNCIA TOTAL x VELOCIDADE DO VEÍCULO, pesando 1207 Kgf, com motorista e instrumentos de medida para o teste de estrada

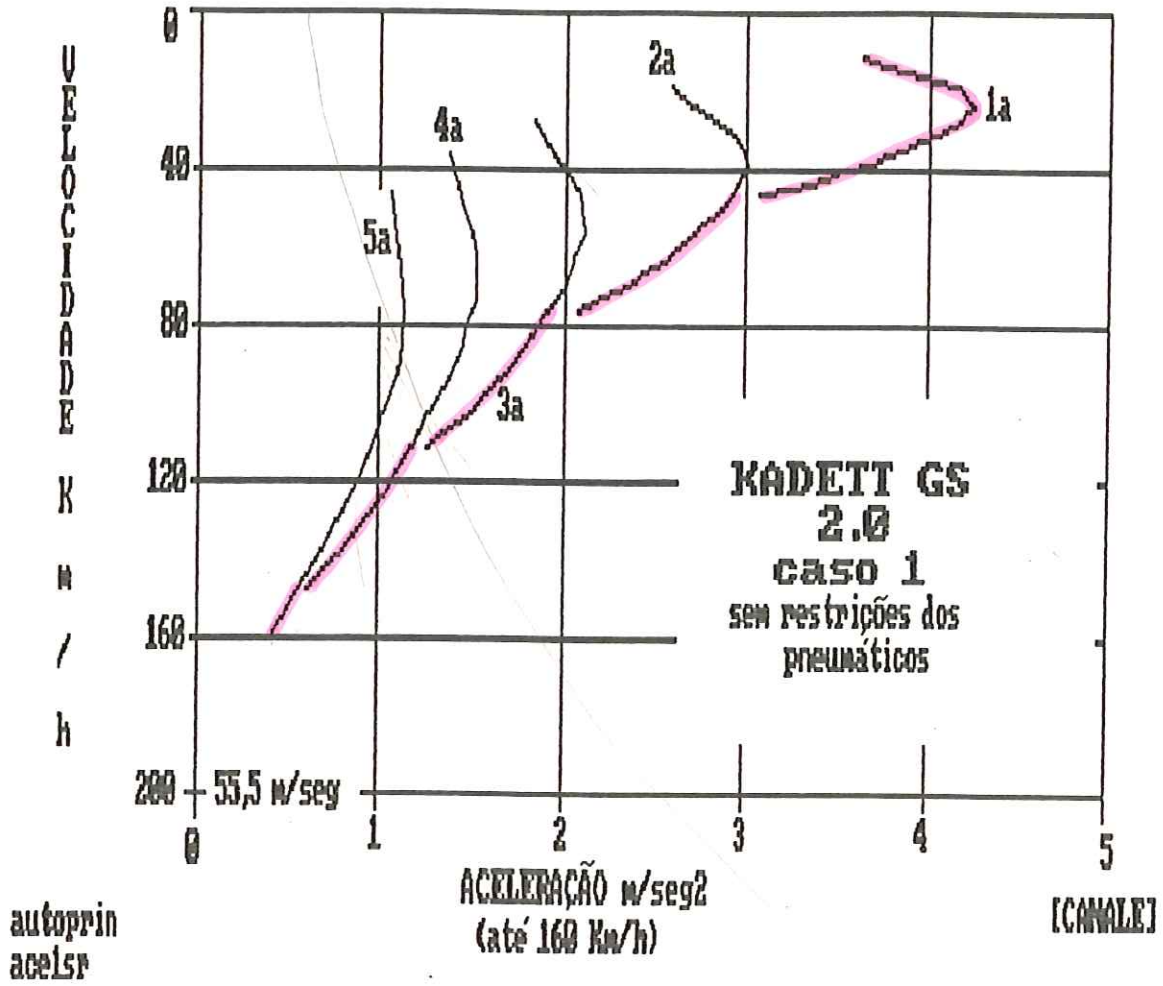
→ Do diagrama da fig. (5.3.a), é possível concluir também que 75% é a rampa máxima que o veículo poderia vencer, sem restrições impostas pelo pneumático x pavimento.

5.3 Obtenção da aceleração líquida e tempo de retomada do veículo/exemplo.

- Com o auxílio dos diagramas de rendimento das figs. (5.3.a e b), a aceleração líquida do veículo pode ser obtida numa pista horizontal, para cada marcha engrenada. Para isto, subtrai-se da "força líquida" a "força total de resistência". A força, resultante desta subtração, acelerará a massa "m" em translação e as massas em rotação dos elementos girantes do "sistema de transmissão". O efeito na aceleração do veículo dos elementos em rotação é considerado através do fator γ_b, definido no capítulo 1. A aceleração líquida com o motor a plena carga e com o veículo na condição de "peso operacional" é apresentada , para cada marcha engrenada, na fig. (5.4), como função da velocidade.

Com a aceleração líquida da fig. (5.4), obteve-se o tempo necessário para acelerar o veículo dentro de um intervalo de velocidade ,que é apresentado nas figs. (5.5 a 5.9), para cada marcha engrenada. As tabelas (5.4 a 5.8) traduzem numericamente as variáveis contidas nos gráficos das figs. (5.5 a 5.9), respectivamente. Destas tabelas e/ou dos gráficos, pode ser obtido o tempo de aceleração e de retomada.

A aceleração líquida, da fig. (5.4), é função do sistema de propulsão e de transmissão instalados no veículo. Se esta aceleração superar a "máxima" suportada pelo binômio pneumático x pavimento, ocorrerá o escorregamento total do pneumático, pag. 240 →



▭ - caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

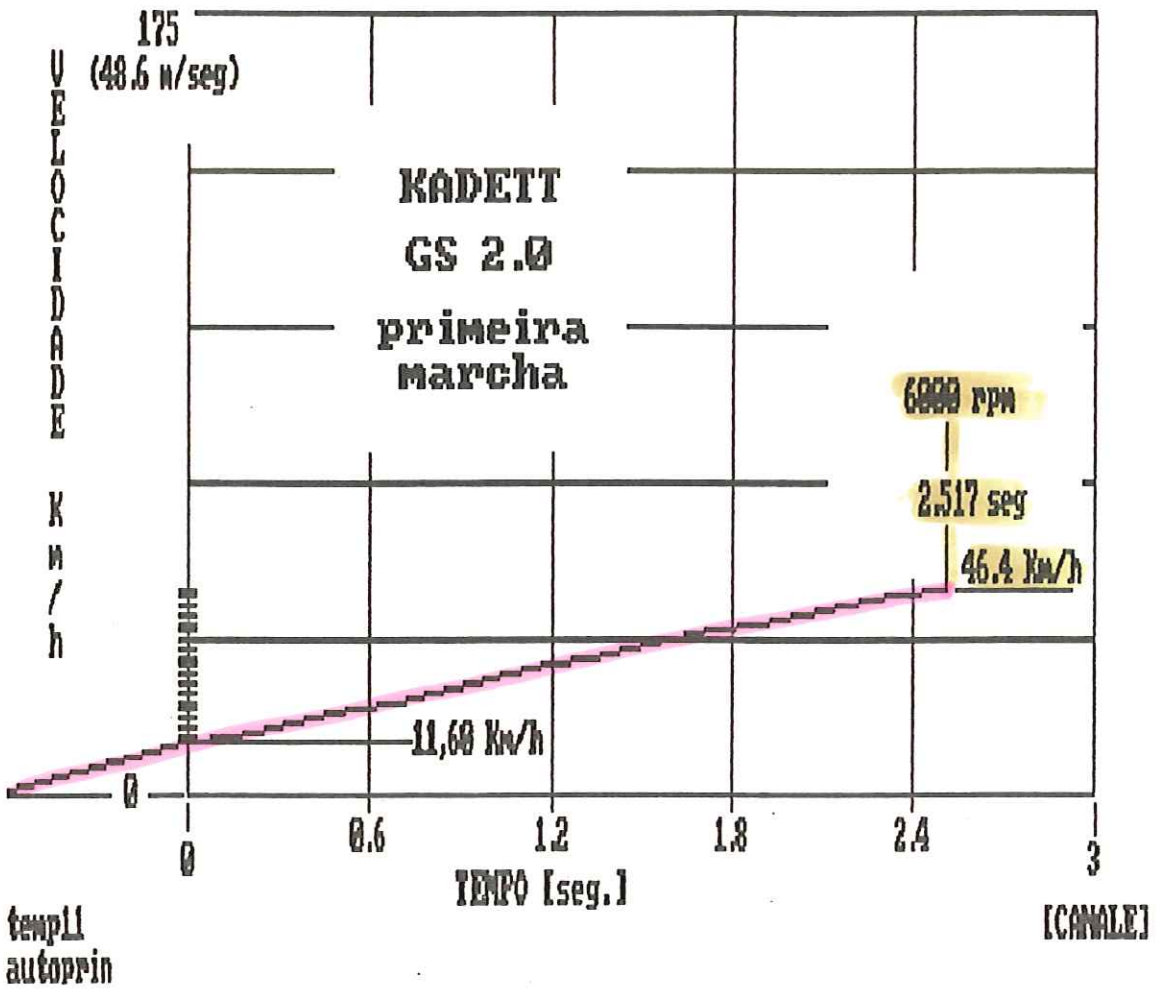
obs.:. M O T O R Ã P L E N A C A R G A

. caso (1) - peso operacional (motorista de 75 Kgf).

. γ_{b1} = 1,40 γ_{b3} = 1,11 γ_{b5} = 1,07

γ_{b2} = 1,18 γ_{b4} = 1,09

Fig. (5.4) - Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, sem restrições do binômio pneumático x pavimento.



. ▭ - Aceleração do veículo,

. ▭ - mudança de marcha.

.obs.:. para o cálculo do tempo de aceleração de 0 Km/h a 11,60 Km/h, fez-se uma extrapolação, indicada no gráfico acima.

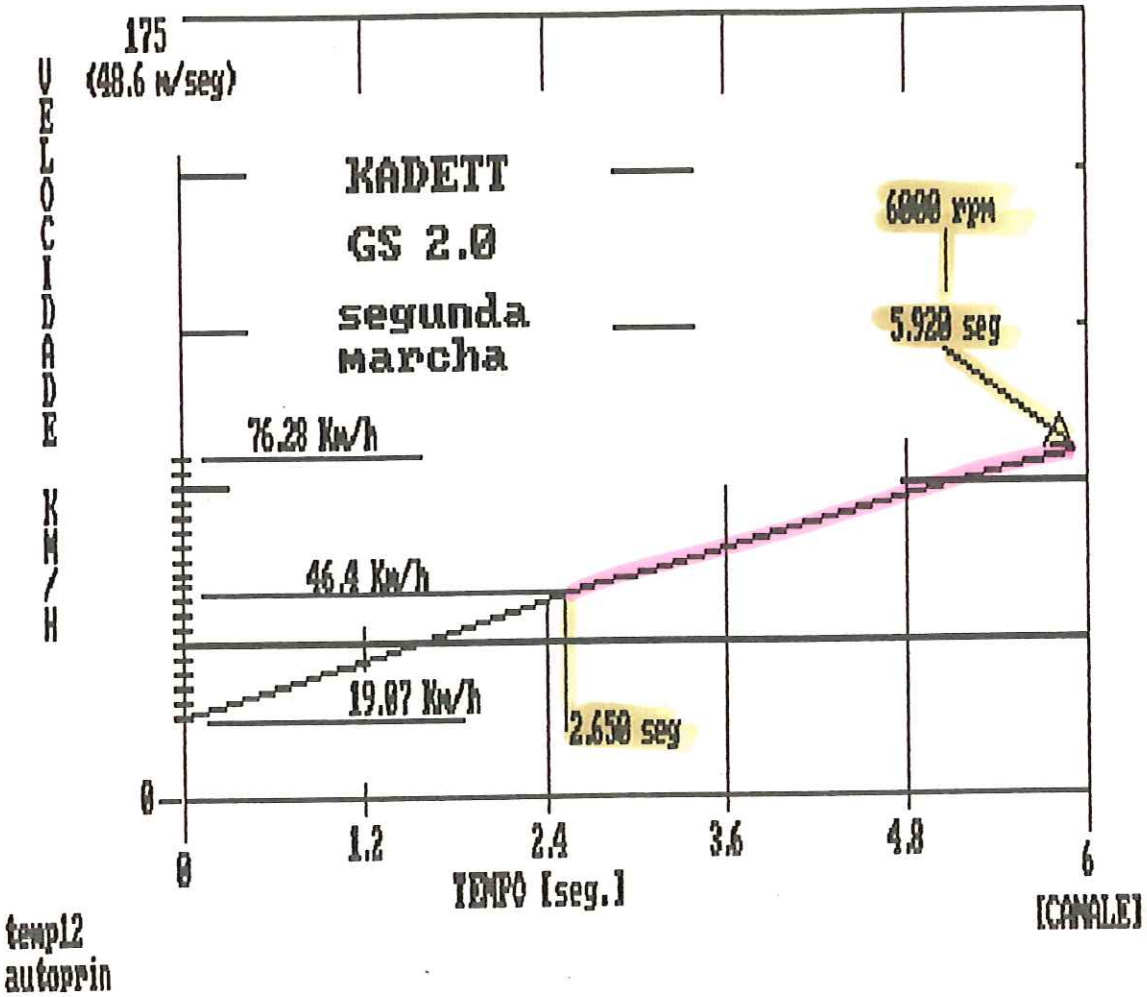
. adotou-se a mudança de marcha a 6000 rpm do motor, durante a aceleração do veículo.

. Fig. (5.5) - Tempo de aceleração do veículo/exemplo em primeira marcha, na condição de carregamento: "peso operacional".

TABELA PRIMEIRA MARCHA
TEMPO DE ACELERACAO EM SEGUNDOS

VELOCIDADE Km/h	VELOCIDADE m/seg	ACELERACAO m/seg2	TEMPO seg.	TEMPO total seg.
11.60	3.22	3.63	0.0000	0.0000
13.54	3.76	3.76	0.1454	0.1454
15.47	4.30	3.88	0.1406	0.2860
17.40	4.83	4.03	0.1358	0.4217
19.34	5.37	4.16	0.1312	0.5529
21.27	5.91	4.21	0.1285	0.6814
23.21	6.45	4.25	0.1270	0.8084
25.14	6.98	4.20	0.1270	0.9355
27.07	7.52	4.18	0.1282	1.0637
29.01	8.06	4.12	0.1295	1.1932
30.94	8.60	4.05	0.1315	1.3247
32.88	9.13	3.94	0.1345	1.4592
34.81	9.67	3.86	0.1376	1.5968
36.74	10.21	3.76	0.1409	1.7377
38.68	10.74	3.68	0.1443	1.8820
40.61	11.28	3.58	0.1490	2.0310
42.55	11.82	3.43	0.1545	2.1855
44.48	12.36	3.25	0.1610	2.3465
46.41	12.89	3.07	0.1702	2.5167

TABELA (5.4) - Tempo de aceleração em primeira marcha, sem restrição do pneumático x pavimento (caso 1)



. ▭ - Aceleração do veículo,

. ▭ - mudança de marcha.

.obs.:. veículo acelerando em segunda marcha de 46,4 Km/h a 76,28 Km/h com o motor a 6000 rpm.

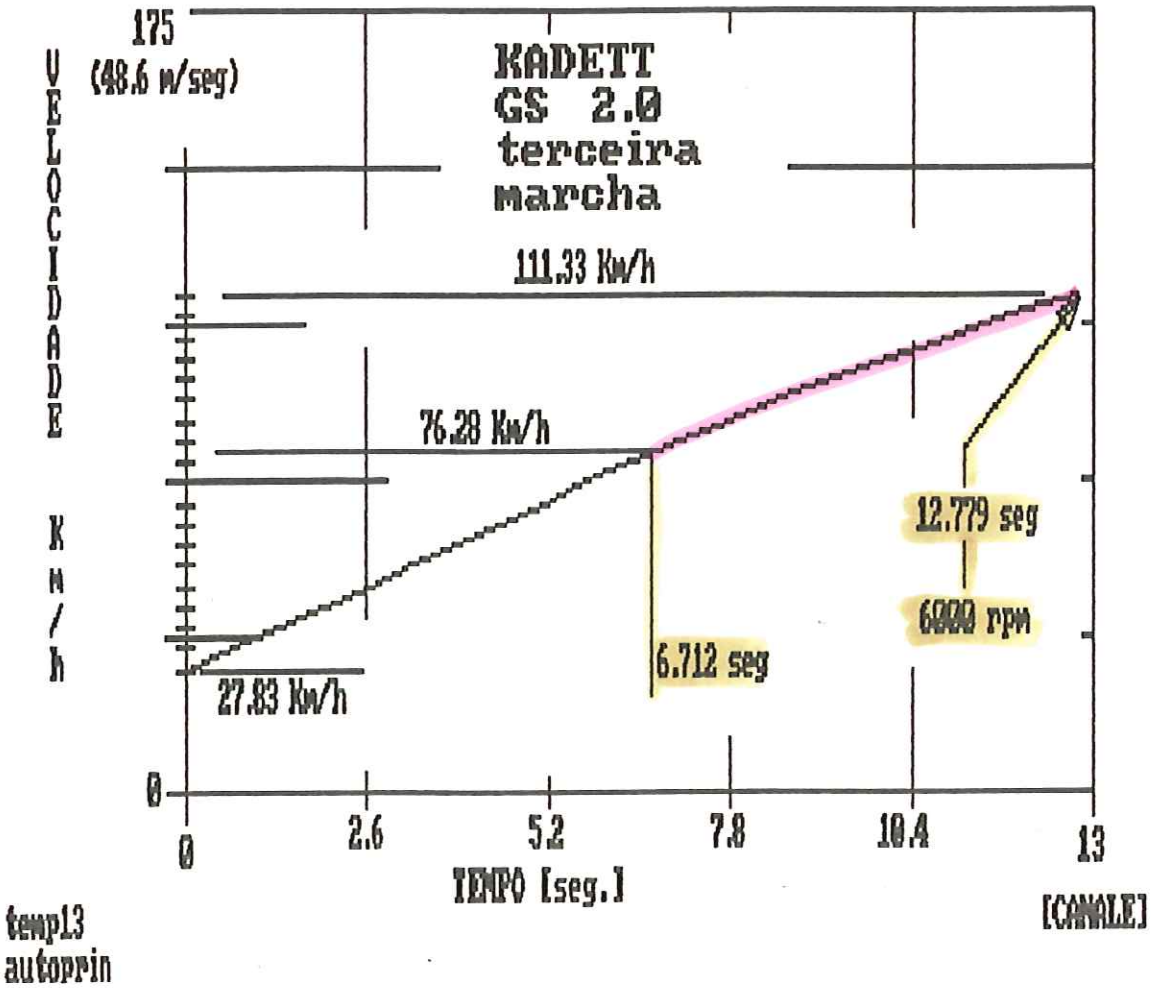
. adotou-se a mudança de marcha a 6000 rpm do motor, durante a aceleração do veículo.

. Fig. (5.6) - Tempo de aceleração do veículo/exemplo em segunda marcha, na condição de carregamento: "peso operacional".

TABELA SEGUNDA MARCHA
TEMPO DE ACELERACAO EM SEGUNDOS

VELOCIDADE Km/h	VELOCIDADE m/seg	ACELERACAO m/seg2	TEMPO seg.	TEMPO total seg.
19.07	5.30	2.58	0.0000	0.0000
22.25	6.18	2.67	0.3368	0.3368
25.43	7.06	2.75	0.3259	0.6627
28.61	7.95	2.86	0.3147	0.9774
31.78	8.83	2.94	0.3043	1.2817
34.96	9.71	2.98	0.2982	1.5799
38.14	10.59	3.01	0.2951	1.8750
41.32	11.48	2.97	0.2957	2.1707
44.50	12.36	2.94	0.2990	2.4697
47.68	13.24	2.90	0.3024	2.7721
50.85	14.13	2.84	0.3080	3.0801
54.03	15.01	2.76	0.3158	3.3958
57.21	15.89	2.69	0.3241	3.7199
60.39	16.77	2.61	0.3329	4.0527
63.57	17.66	2.55	0.3422	4.3949
66.75	18.54	2.43	0.3548	4.7497
69.92	19.42	2.35	0.3697	5.1194
73.10	20.31	2.21	0.3877	5.5072
76.28	21.19	2.07	0.4127	5.9199

TABELA (5.5) - Tempo de aceleração em segunda marcha, sem restrição do pneumático x pavimento (caso 1)



. ▭ - Aceleração do veículo,

. ▭ - mudança de marcha.

.obs.:. veículo acelerando em terceira marcha de 76,28 Km/h a 111,33 Km/h com o motor a 6000 rpm.

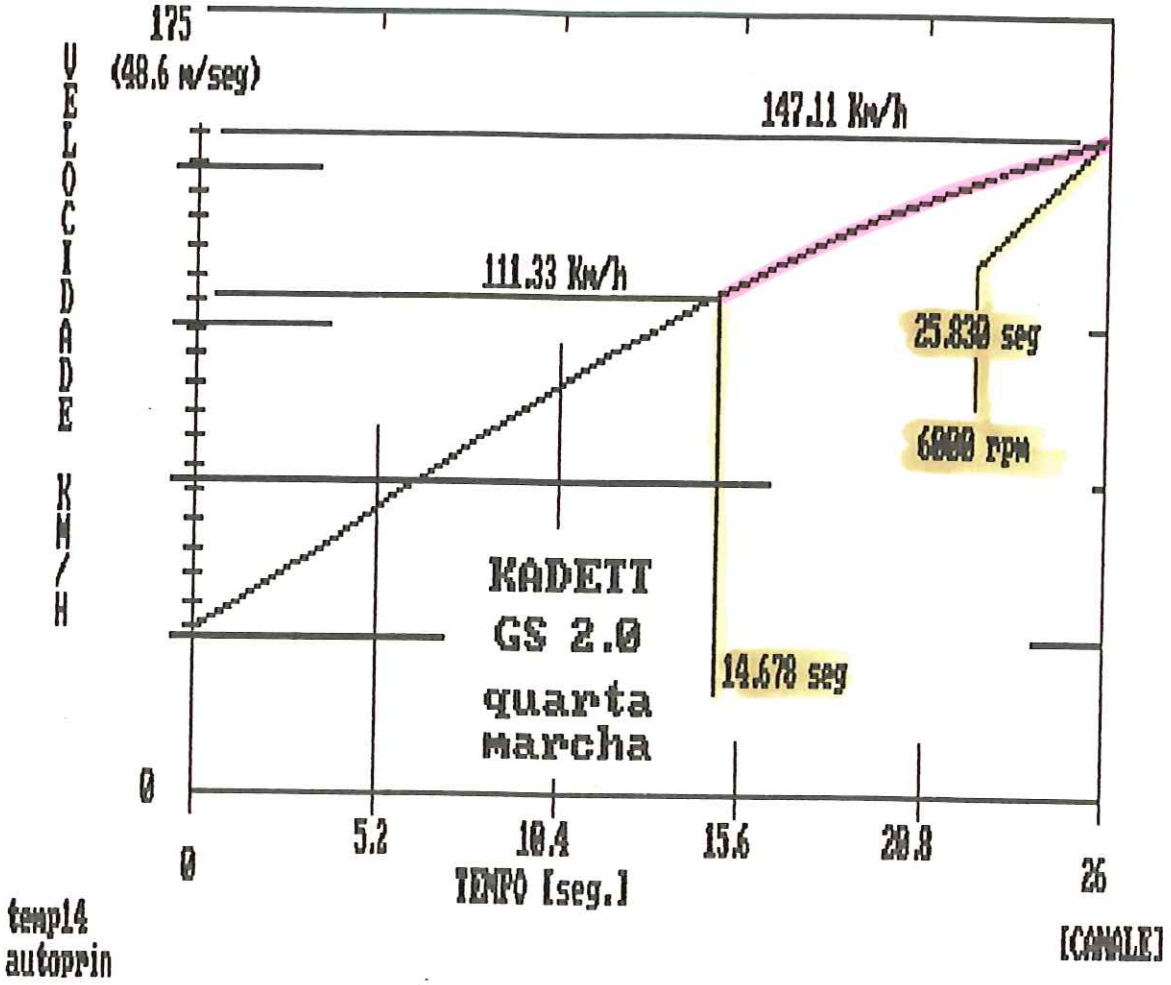
. adotou-se a mudança de marcha a 6000 rpm do motor, durante a aceleração do veículo.

. Fig. (5.7) - Tempo de aceleração do veículo/exemplo em terceira marcha, na condição de carregamento: "peso operacional".

TABELA TERCEIRA MARCHA
TEMPO DE ACELERACAO EM SEGUNDOS

VELOCIDADE Km/h	VELOCIDADE m/seg	ACELERACAO m/seg2	TEMPO seg.	TEMPO total seg.
27.83	7.73	1.83	0.0000	0.0000
32.47	9.02	1.89	0.6921	0.6921
37.11	10.31	1.95	0.6709	1.3630
41.75	11.60	2.02	0.6491	2.0121
46.39	12.89	2.08	0.6290	2.6411
51.03	14.17	2.09	0.6182	3.2593
55.66	15.46	2.11	0.6138	3.8731
60.30	16.75	2.07	0.6176	4.4907
64.94	18.04	2.04	0.6277	5.1184
69.58	19.33	2.00	0.6386	5.7571
74.22	20.62	1.94	0.6547	6.4117
78.86	21.90	1.87	0.6766	7.0883
83.50	23.19	1.81	0.7005	7.7887
88.14	24.48	1.74	0.7266	8.5154
92.77	25.77	1.68	0.7553	9.2707
97.41	27.06	1.57	0.7935	10.0642
102.05	28.35	1.50	0.8398	10.9039
106.69	29.64	1.38	0.8971	11.8010
111.33	30.92	1.26	0.9779	12.7789

TABELA (5.6) - Tempo de aceleração em terceira marcha, sem restrição do pneumático x pavimento (caso 1).



. ▭ - Aceleração do veículo,

. ▭ - mudança de marcha.

.obs.:. veículo acelerando em quarta marcha de 111,33 Km/h a 147,11 Km/h com o motor a 6000 rpm.

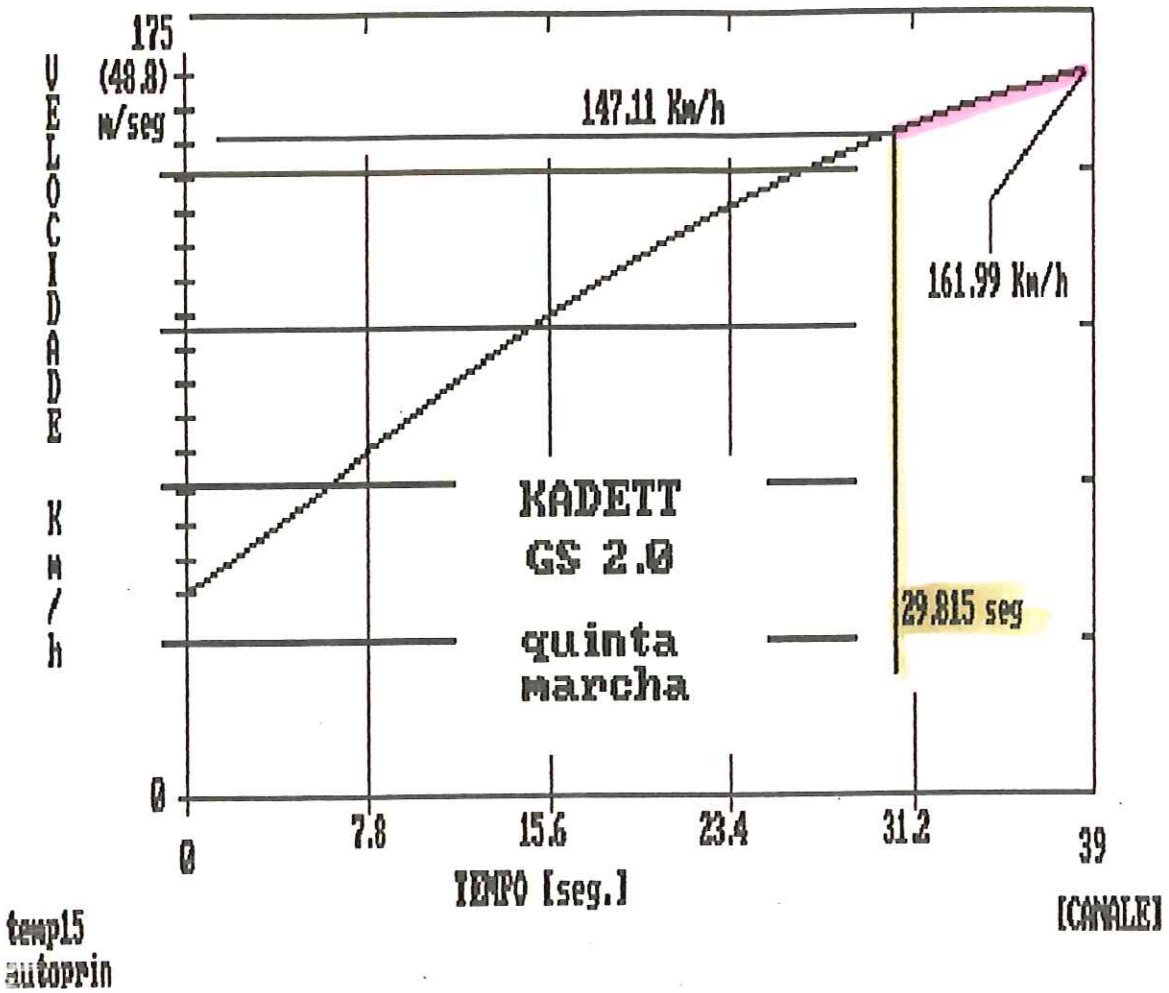
. adotou-se a mudança de marcha a 6000 rpm do motor, durante a aceleração do veículo.

. Fig. (5.8) - Tempo de aceleração do veículo/exemplo em quarta marcha, na condição de carregamento: "peso operacional".

TABELA QUARTA MARCHA
TEMPO DE ACELERACAO EM SEGUNDOS

VELOCIDADE Km/h	VELOCIDADE m/seg	ACELERACAO m/seg2	TEMPO seg.	TEMPO total seg.
36.78	10.22	1.37	0.0000	0.0000
42.91	11.92	1.41	1.2278	1.2278
49.04	13.62	1.44	1.1951	2.4229
55.17	15.32	1.49	1.1617	3.5846
61.30	17.03	1.52	1.1316	4.7162
67.43	18.73	1.52	1.1197	5.8359
73.56	20.43	1.52	1.1198	6.9557
79.69	22.14	1.47	1.1373	8.0930
85.82	23.84	1.44	1.1691	9.2621
91.95	25.54	1.39	1.2046	10.4667
98.08	27.24	1.33	1.2537	11.7204
104.20	28.95	1.25	1.3195	13.0399
110.33	30.65	1.19	1.3950	14.4348
116.46	32.35	1.11	1.4827	15.9176
122.59	34.05	1.04	1.5853	17.5029
128.72	35.76	0.94	1.7257	19.2285
134.85	37.46	0.85	1.9074	21.1359
140.98	39.16	0.73	2.1546	23.2905
147.11	40.86	0.61	2.5388	25.8293

TABELA (5.7) - Tempo de aceleração em quarta marcha, sem restrição do pneumático x pavimento (caso 1).



. ▭ - Aceleração do veículo,

. ▭ - mudança de marcha.

.obs.:. veículo acelerando em quinta marcha de 147,11 Km/h a 161,99 Km/h com o motor a 6000 rpm.

. adotou-se a mudança de marcha a 6000 rpm do motor, durante a aceleração do veículo.

. Fig. (5.9) - Tempo de aceleração do veículo/exemplo em quinta marcha, na condição de carregamento: "peso operacional".

TABELA QUINTA MARCHA
TEMPO DE ACELERACAO EM SEGUNDOS

VELOCIDADE Km/h	VELOCIDADE m/seg	ACELERACAO m/seg2	TEMPO seg.	TEMPO total seg.
46.28	12.86	1.06	0.0000	0.0000
54.00	15.00	1.09	2.0058	2.0058
61.71	17.14	1.10	1.9686	3.9738
69.42	19.28	1.12	1.9319	5.9057
77.14	21.43	1.13	1.9622	7.8679
84.85	23.57	1.12	1.9466	9.7145
92.57	25.71	1.10	1.9385	11.6530
100.28	27.86	1.04	2.0088	13.6617
107.99	30.00	0.99	2.1167	15.7784
115.71	32.14	0.92	2.2457	18.0241
123.42	34.28	0.85	2.4237	20.4477
131.13	36.43	0.76	2.6717	23.1194
138.85	38.57	0.68	2.9907	26.1101
146.56	40.71	0.58	3.4187	29.5288
154.28	42.85	0.49	4.0155	33.5443
161.99	45.00	0.37	5.0184	38.5627

TABELA (5.8) - Tempo de aceleração em quinta marcha, sem restrição do pneumático x pavimento (caso 1).

limitando a aceleração real do veículo. Esta "aceleração máxima" depende basicamente da própria dinâmica do veículo, da posição do centro de gravidade e do coeficiente de adesão disponível. Canale (4) obtém uma expressão matemática que calcula a aceleração máxima, dependente destes fatores citados, para veículo com tração no eixo dianteiro, e transcrita a seguir:

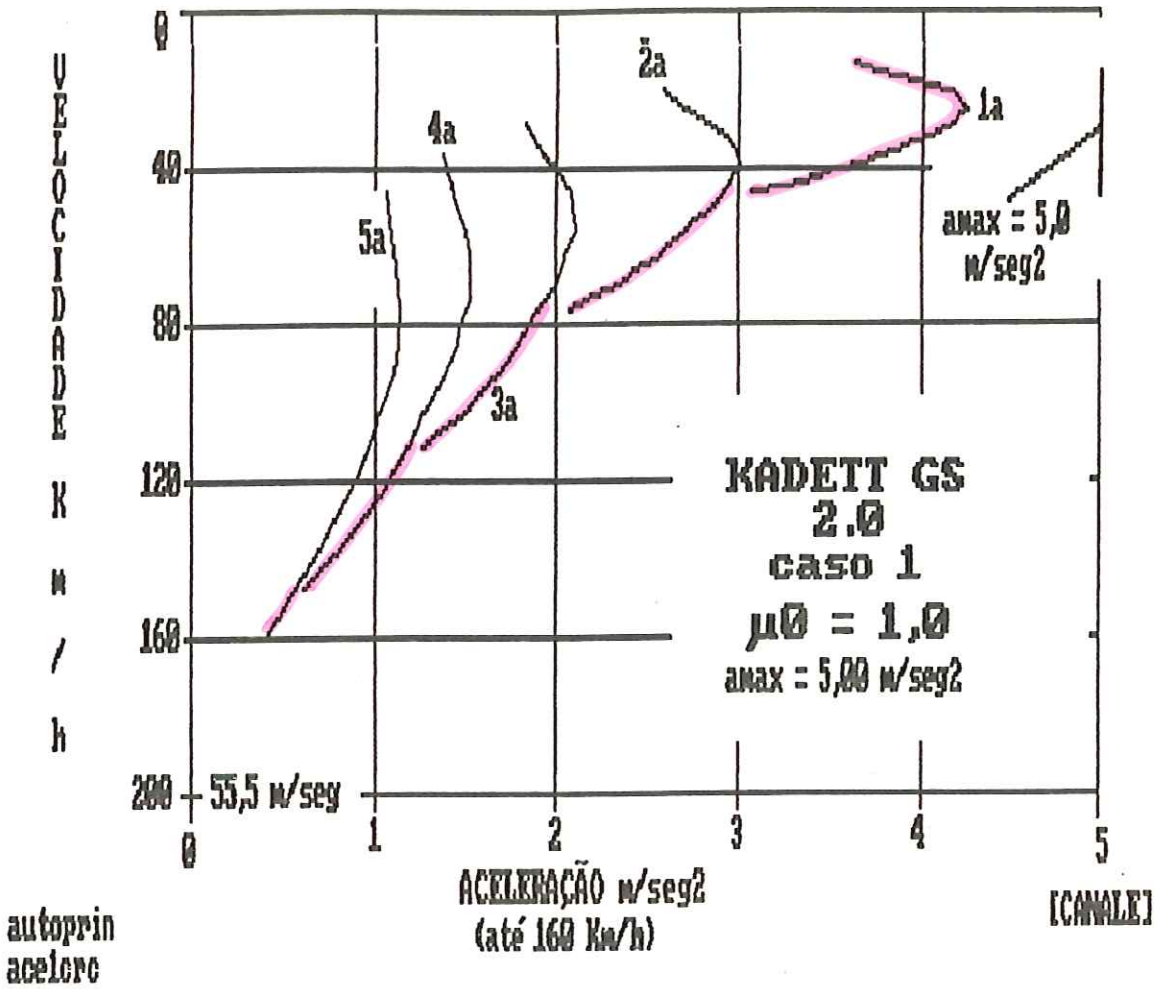
$$a_{max} = g \times (\mu_o \times \omega_f - f - R_a/W) \qquad (64)$$

para pista horizontal onde

$$\omega_f = \frac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)} \qquad (65)$$

No cálculo da aceleração máxima (amax), que o binômio pneumático x pavimento suporta (eq. (64)), não será considerado o fator "f", muito menor do que $\omega_f \times \mu_o$ para o Kadett, e a força de resistência do ar R_a, que na região de atuação da primeira marcha é pequena comparada com o mesmo fator. Tomando o valor médio para f de 0,02 como exemplo, o erro cometido com a hipótese citada acima, fazendo f = 0, seria de aproximadamente 0,2 m/seg^2.

A fig. (5.10) reproduz a fig. (5.4) com a restrição de "aceleração máxima" de 5,00 m/seg^2, calculada com a eq. (64), proveniente da capacidade máxima do binômio pneumático x pavimento, que, neste caso, não restringirá o desempenho do veículo.



$$amax = \omega_f \times \mu_o \times g \qquad \text{onde } \omega_f = \frac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)}$$

▭ - caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

obs.:. M O T O R À P L E N A C A R G A

. caso (1) - peso operacional (motorista de 75 kgf).

. $\gamma_{b1} = 1,40$ $\gamma_{b3} = 1,11$ $\gamma_{b5} = 1,07$

$\gamma_{b2} = 1,18$ $\gamma_{b4} = 1,09$

Fig. (5.10)- Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, com restrições do binômio pneumático x pavimento.

Com as figs. (5.5) a (5.9), ou com as tabelas de (5.4) a 5.8), obteve-se o tempo de aceleração do veículo na condição de peso operacional, sem restrições impostas pelo pneumático x pavimento. O binômio pneumático x pavimento não limita neste caso o desempenho de aceleração do veículo.

De forma análoga ao caso anterior, obteve-se, do veículo/exemplo, o tempo de aceleração, com e sem restrição, estando o veículo pronto para ensaio de pista, pesando 1207 kgf (com a presença do motorista). Da mesma forma que o veículo na condição de peso operacional, o binômio pneumático x pavimento, com coeficiente de adesão disponível unitário, não restringe o desempenho de aceleração do veículo pesando 1207 Kgf.

A tabela (5.9), apresentada a seguir, resume os tempos de aceleração calculados, nas duas condições de peso: operacional e 1207 kgf. Os tempos são também comparados com aqueles obtidos em testes de estrada (refs. (59) e (67) respectivamente). A última coluna da tabela dá a variação percentual entre resultados teóricos e resultados experimentais (ensaios de estrada). As figs. (5.11 e 5.12) traduzem graficamente os resultados da tabela (5.9), comparando os teóricos com os resultados experimentais.

Com o gráfico da fig. (5.9), ou com a tabela (5.8), obteve-se o tempo de retomada de velocidade do veículo engrenado em quinta marcha, na condição de "peso operacional". De maneira análoga, partindo da fig. (5.3.b), obteve-se o tempo de retomada do veículo pesando 1207 kgf, engrenado em quarta e quinta marcha. A tabela (5.10) resume os tempos de retomada teóricos, comparando-os com aqueles obtidos em testes de estrada (59), com

TEMPO DE ACELERAÇÃO - seg -				
COEFICIENTE DE ADESÃO DISPONÍVEL μ_o = 1,0				
0 - 40 km/h	s/r =>	calculado =>	*2,69 / 3,06**	diferença percentual calc. c/r /↓medido
	com => restrição =>	calculado =>	*2,69 / 3,06**	
		medido (Ñ) =>	* 2,54 =>	* 5,6
		medido (ÑÑ) =>	** 2,44 =>	** 20,2
0 - 60 km/h	s/r	calculado	*4,55 / 5,07**	diferença percentual calc. c/r /↓medido
	com restrição	calculado	*4,55 / 5,07**	
		medido (Ñ)	* 4,41	* 3,1
		medido (ÑÑ)	** 4,32	** 14,8
0 - 80 km/h	s/r	calculado	*7,04 / 7,71**	diferença percentual calc. c/r /↓medido
	com restrição	calculado	*7,04 / 7,71**	
		medido (Ñ)	* 7,00	* 0,5
		medido (ÑÑ)	** 6,96	** 9,7
0 - 100 km/h	s/r	calculado	*10,23/11,26**	diferença percentual calc. c/r /↓medido
	com restrição	calculado	*10,23/11,26**	
		medido (Ñ)	* 10,38	* 1,5
		medido (ÑÑ)	** 10,32	** 8,3
0 - 120 km/h	s/r	calculado	*14,71/16,03**	diferença percentual calc. c/r /↓medido
	com restrição	calculado	*14,71/16,03**	
		medido (Ñ)	* 15,08	* 2,5
		medido (ÑÑ)	** 14,79	** 7,7
0 - 140 km/h	s/r	calculado	*20,83/22,66**	diferença percentual calc. c/r /↓medido
	com restrição	calculado	*20,83/22,66**	
		medido (Ñ)	* 22,05	* 5,8
		medido (ÑÑ)	** 21,16	** 6,6

TEMPO DE ACELERAÇÃO - seg -				
COEFICIENTE DE ADESÃO DISPONÍVEL μ_o = 1,0				
0 - 160 km/h	s/r	calculado	* 31,16	diferença percentual calc. c/r / medido
	com restrição	calculado	* 31,16	
		medido (℞)	* 32,28	* 3,6
		medido (℞℞)	-	-

(℞) - Valores medidos em testes de estrada (59), (Quatro Rodas).

(℞℞) - Valores medidos em testes de estrada (67), (General Motors).

s/r - sem restrição do binômio pneumático x pavimento,

c/r - com restrição.

Kadett Gs 2.0 AH "91" .

μ_o = 1,0 (pista de asfalto/concreto em ótimas condições de uso).

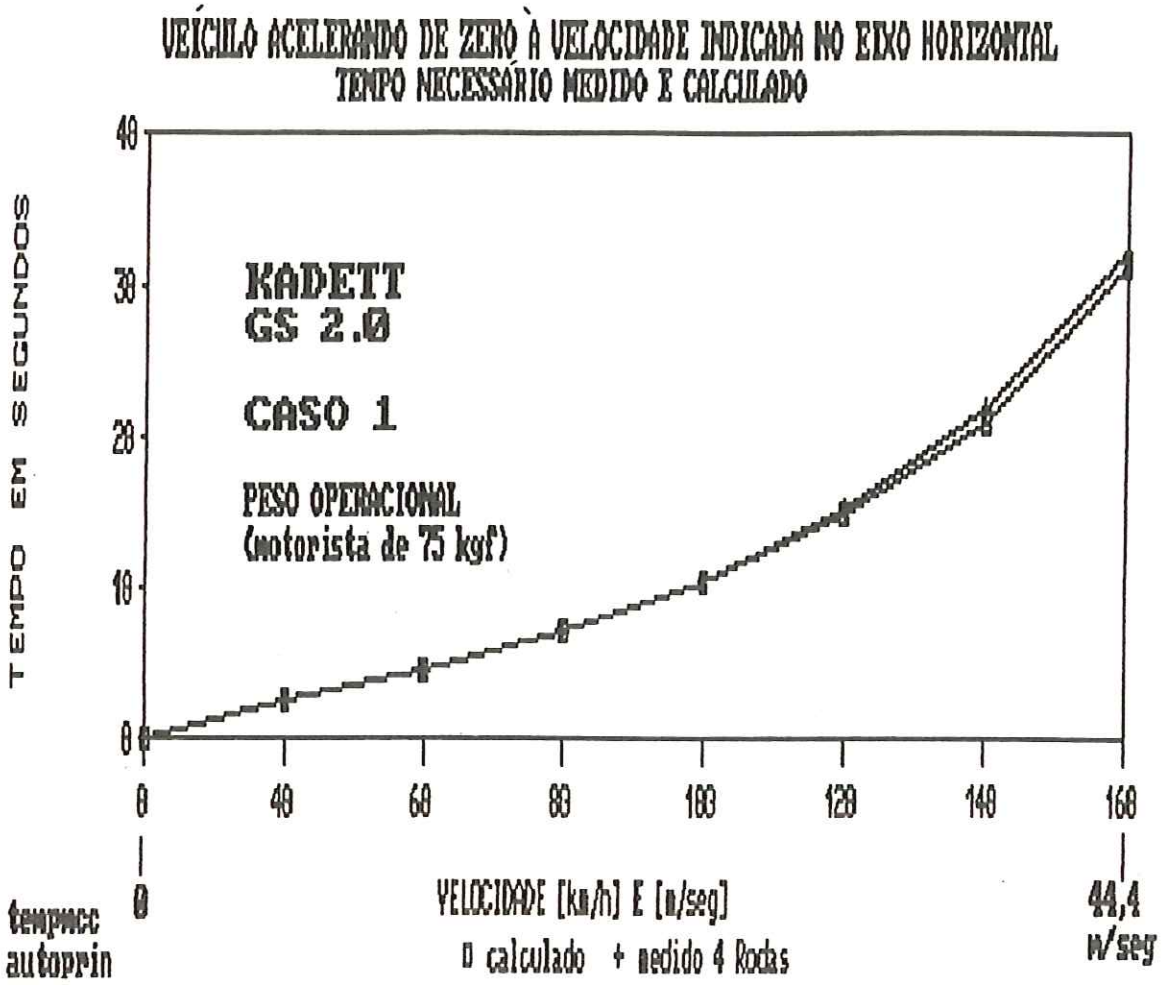
(*) Veículo na condição "peso operacional " (motorista de 75 kg).

Veículo com sistema de tração no eixo dianteiro.

(**) Veículo em teste com peso de 1207 kgf (67).

Tempo calculado em segundos.

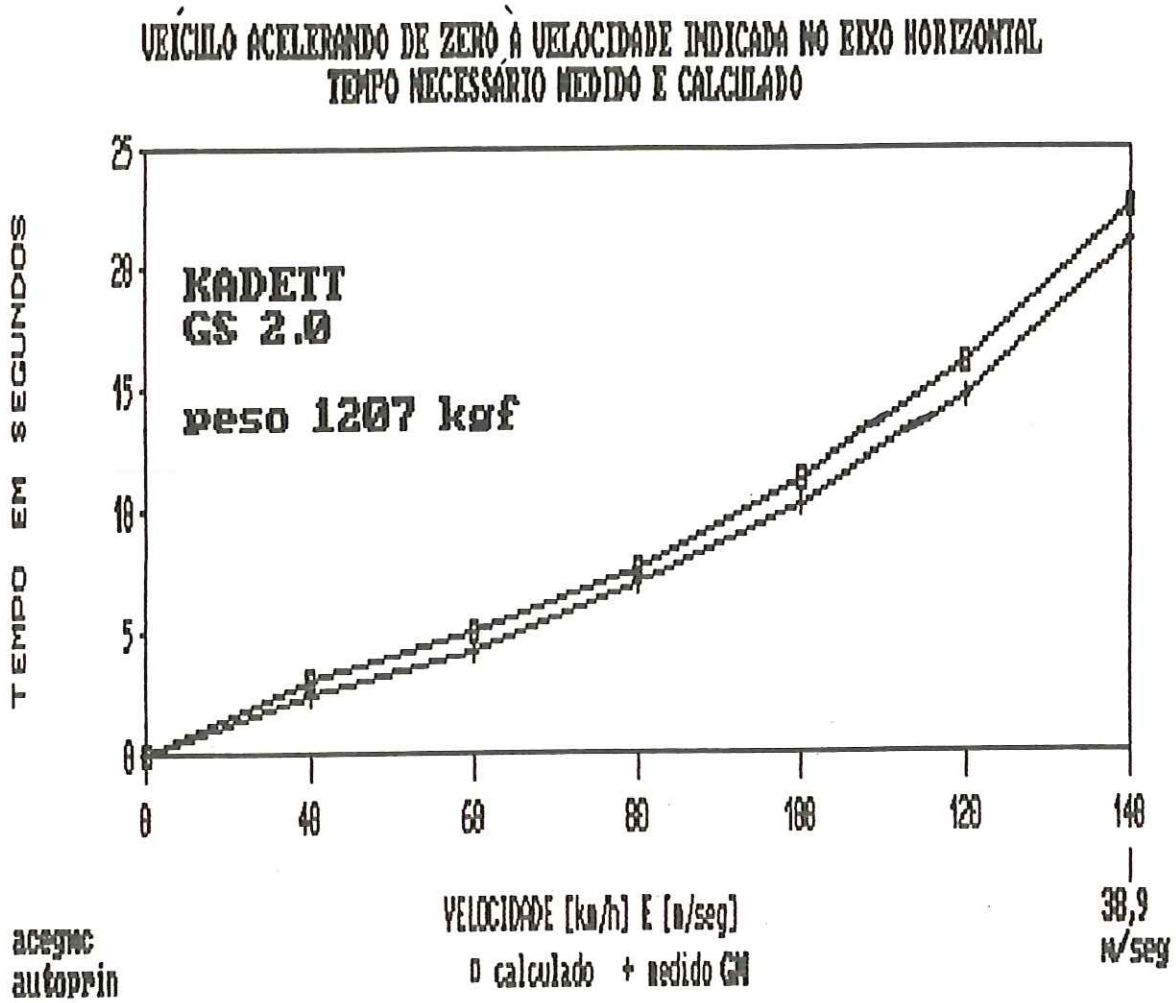
Tabela (5.9) - Comparação teórico/experimental da aceleração do veículo.



.obs: (+) do gráfico: aceleração do veículo, na condição de peso operacional, calculada com coeficiente de adesão disponível unitário, com restrição imposta pelo binômio pneumático x pavimento.

(□) do gráficio: aceleração obtida em teste de estrada (59).

.Fig. (5.11) - Comparação teórico/experimental da aceleração do veículo/exemplo.



.obs: (+) do gráfico: aceleração do veículo, na condição de peso 1.207 kgf, calculada com coeficiente de adesão disponível unitário, com restrição imposta pelo binômio pneumático x pavimento.

(□) do gráficio: aceleração obtida em teste de estrada (67).

.Fig. (5.12) - Comparação teórico/experimental da aceleração do veículo/exemplo.

o veículo na condição de peso operacional. A tabela (5.11), de forma análoga a anterior, resume os tempos de retomada com o veículo pesando 1207 kgf, em quarta marcha engrenada. A tabela (5.12), mostra o mesmo, com o veículo engrenado em quinta marcha.

TEMPO DE RETOMADA - seg -			
intervalo de velocidade	teórico	experimental	variação percentual
40 - 60 km/h	5,12	* 5,27	2,9
40 - 80 km/h	10,10	* 10,22	1,2
40 - 100 km/h	15,17	* 15,37	1,3
40 - 120 km/h	20,95	* 21,19	1,2

* resultados experimetais da ref. (59).

Tabela (5.10) - Comparação teórico/experimental do tempo de retomada, com o veículo na condição de peso operacional (γ_{b5}= 1,07).

TEMPO DE RETOMADA - seg -			
intervalo de velocidade	teórico	experimental	variação percentual
40 - 60 km/h	4,27	♫ 4,49	4,9
40 - 80 km/h	8,37	♫ 8,66	3,3
40 - 100 km/h	12,82	♫ 13,00	1,4
40 - 120 km/h	18,11	♫ 17,89	1,7

♫ resultados experimentais da ref. (67).

Tabela (5.11) - Comparação teórico/experimental do tempo de retomada, com o veículo pesando 1207 kgf. (γ_{b4}= 1,08).

TEMPO DE RETOMADA - seg -			
intervalo de velocidade	teórico	experimental	variação porcentual
80 - 100 km/h	5,75	℞ 6,07	5,3
80 - 120 km/h	12,35	℞ 12,18	1,4

℞ resultados experimetais da ref. (67). Veículo pesando 1207 kgf, com motorista, pronto para teste de pista. Resultados obtidos com o veículo em quinta marcha engrenada. (γ_{b5} = 1,07)

Tabelas (5.12)- Comparação teórico/experimental do tempo de retomada.

Os tempos de retomada de velocidade, resumidos nas tabelas (5.11) e (5.12), foram obtidos das tabelas (5.13) e (5.14) respectivamente.

A fig. (5.13) mostra e compara graficamente os tempos de retomada de velocidade teóricos/experimentais, resumidos na tabela (5.10). A fig. (5.14), faz o mesmo, com os tempos de retomada resumidos na tabela (5.11), com o veículo engrenado em quarta marcha.

TABELA QUARTA MARCHA
TEMPO DE ACELERACAO EM SEGUNDOS

VELOCIDADE Km/h	VELOCIDADE m/seg	ACELERACAO m/seg2	TEMPO seg.	TEMPO total seg.
36.78	10.22	1.27	0.0000	0.0000
42.91	11.92	1.31	1.3181	1.3181
49.04	13.62	1.34	1.2829	2.6010
55.17	15.32	1.39	1.2470	3.8480
61.30	17.03	1.42	1.2146	5.0626
67.43	18.73	1.42	1.1997	6.2623
73.56	20.43	1.42	1.2023	7.4646
79.69	22.14	1.37	1.2216	8.6862
85.82	23.84	1.34	1.2563	9.9425
91.95	25.54	1.29	1.2951	11.2376
98.08	27.24	1.23	1.3488	12.5864
104.20	28.95	1.16	1.4209	14.0073
110.33	30.65	1.10	1.5036	15.5109
116.46	32.35	1.03	1.6002	17.1111
122.59	34.05	0.96	1.7134	18.8245
128.72	35.76	0.86	1.8687	20.6931
134.85	37.46	0.78	2.0706	22.7637
140.98	39.16	0.67	2.3470	25.1107
147.11	40.86	0.56	2.7798	27.8905

5.13 - Tempo de retomada de velocidade em quarta marcha

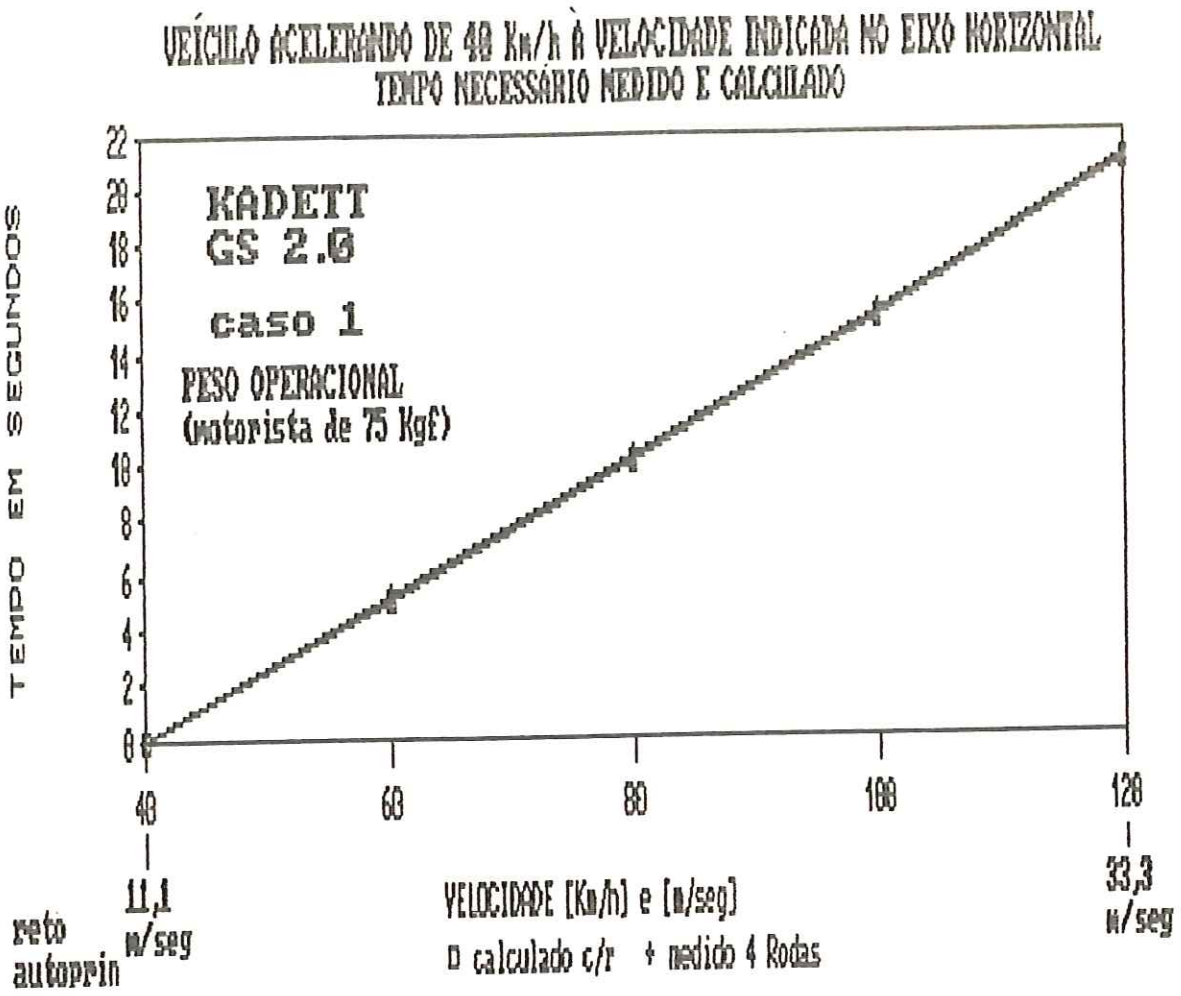
$\gamma b = 1{,}08$, $W = 1.207$ Kgf

TABELA QUINTA MARCHA
TEMPO DE ACELERACAO EM SEGUNDOS

VELOCIDADE Km/h	VELOCIDADE m/seg	ACELERACAO m/seg2	TEMPO seg.	TEMPO total seg.
46.28	12.86	0.97	0.0000	0.0000
54.00	15.00	0.99	2.1776	2.1776
61.71	17.14	1.01	2.1380	4.3156
69.42	19.28	1.03	2.0984	6.4140
77.14	21.43	1.04	2.0666	8.4807
84.85	23.57	1.03	2.0724	10.5530
92.57	25.71	1.01	2.1084	12.6615
100.28	27.86	0.95	2.1870	14.8485
107.99	30.00	0.90	2.3075	17.1559
115.71	32.14	0.84	2.4520	19.6079
123.42	34.28	0.77	2.6520	22.2599
131.13	36.43	0.69	2.9319	25.1918
138.85	38.57	0.61	3.2944	28.4862
146.56	40.71	0.52	3.7856	32.2717
154.28	42.85	0.44	4.4796	36.7513
161.99	45.00	0.32	5.6695	42.4208

5.14 - Tempo de retomada de velocidade em quinta marcha

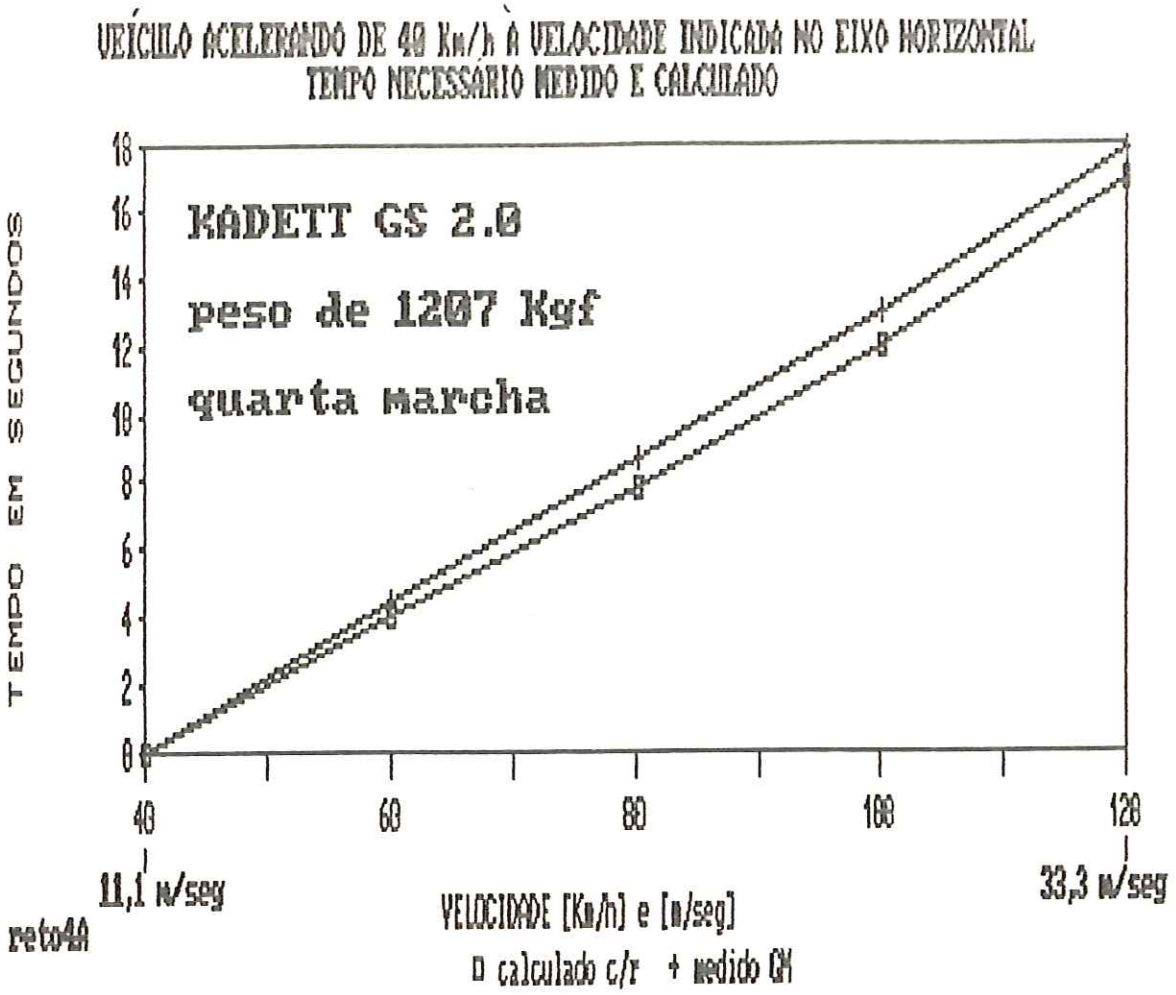
$\gamma_b = 1{,}07$, $W = 1.207$ Kgf



.obs:-(□) tempo de retomada em quinta marcha calculado.

-(+) tempo de retomada obtido em teste de estrada (59).

.Fig. (5.13) - Comparação teórico/experimental da retomada de velocidade do veículo/exemplo, na condição de peso operacional, em quinta marcha engrenada.



.obs:-(□) tempo de retomada calculado em quarta marcha.

-(+) tempo de retomada obtido em teste de estrada (67).

Fig. (5.14) - Comparação teórico/experimental da retomada de velocidade do veículo/exemplo, com peso de 1207 kgf, em em quarta marcha engrenada.

Seguindo o mesmo procedimento executado com o veículo na condição de peso operacional (caso 1), obteve-se a aceleração e o tempo de retomada nos pontos de 2 a 5 indicados na fig. (4.18), que correspondem aos seguintes carregamentos:

caso 2: $W = 1400$ kgf (13720 N),

$l_f = 1{,}026$ m

$l_r = 1{,}494$ m

$H = 0{,}563$ m

$\gamma_{b1} = 1{,}33$

$\gamma_{b2} = 1{,}15$

$\gamma_{b3} = 1{,}10$

$\gamma_{b4} = 1{,}07$

$\gamma_{b5} = 1{,}06$

caso 3: $W = 1526$ kgf (14955 N),

$l_f = 1{,}149$ m

$l_r = 1{,}371$ m

$H = 0{,}568$ m

$\gamma_{b1} = 1{,}30$

$\gamma_{b2} = 1{,}14$

$\gamma_{b3} = 1{,}09$

$\gamma_{b4} = 1{,}07$

$\gamma_{b5} = 1{,}06$

caso 4: $W = 1526$ kgf (14955 N),

$l_f = 1{,}189$ m

$l_r = 1{,}331$ m

$H = 0{,}593$ m

$\gamma_{b1} = 1{,}30$

$\gamma_{b2} = 1{,}14$

$\gamma_{b3} = 1{,}09$

$\gamma_{b4} = 1{,}07$

$\gamma_{b5} = 1{,}06$

caso 5: $W = 1323$ kgf (12965 N),

$l_f = 1{,}352$ m

$l_r = 1{,}168$ m

$H = 0{,}576$ m

$\gamma_{b1} = 1{,}35$

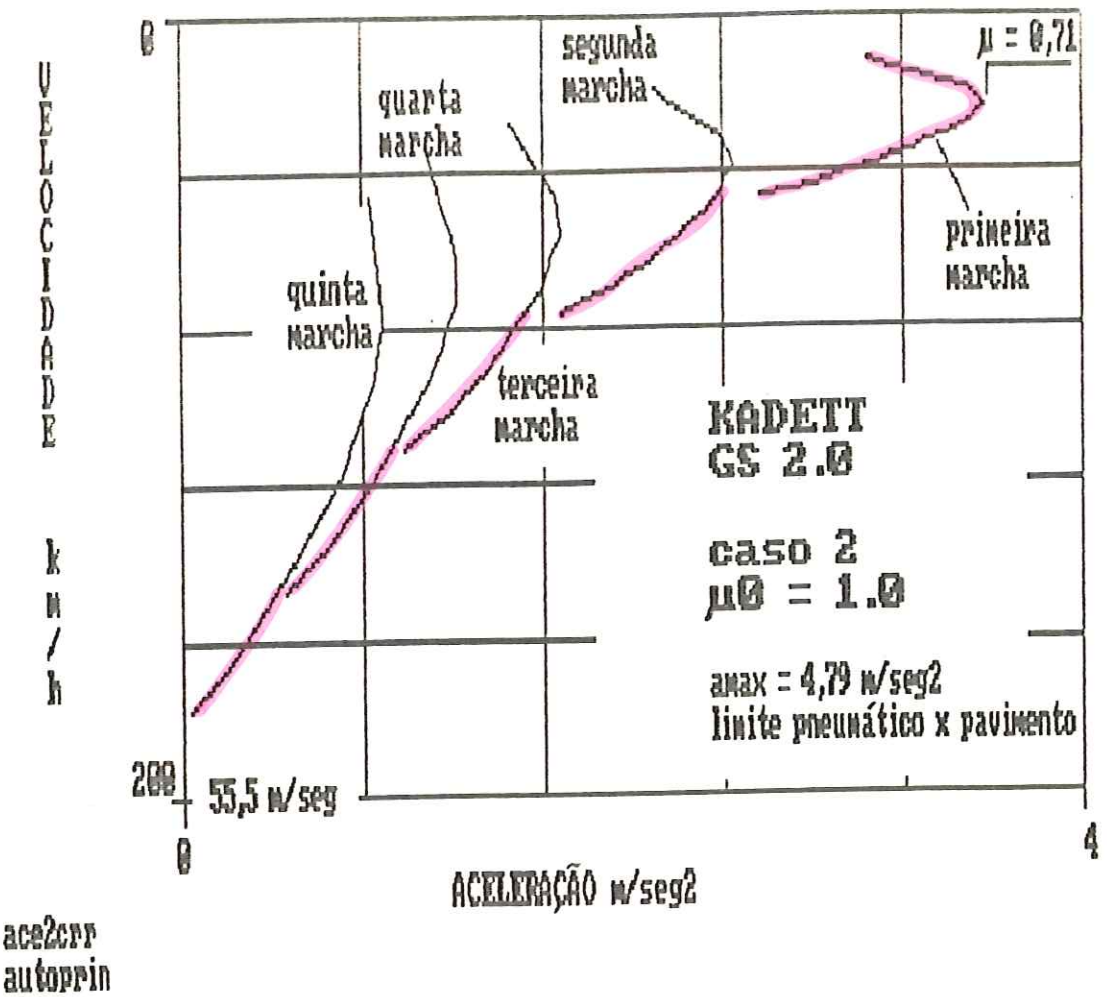
$\gamma_{b2} = 1{,}16$

$\gamma_{b3} = 1{,}10$

$\gamma_{b4} = 1{,}08$

$\gamma_{b5} = 1{,}07$

Podem ser vistas nas figs. (5.15 a 5.18) as acelerações líquidas nos casos de 2 a 5 com as restrições do pneumático x pavimento.



$\mu = (a \times L)/((L_r + (f \times H)) \times g - (a \times H))$

$amax = \omega_f \times \mu_o \times g$ onde $\omega_f = \dfrac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)}$

▭ - caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

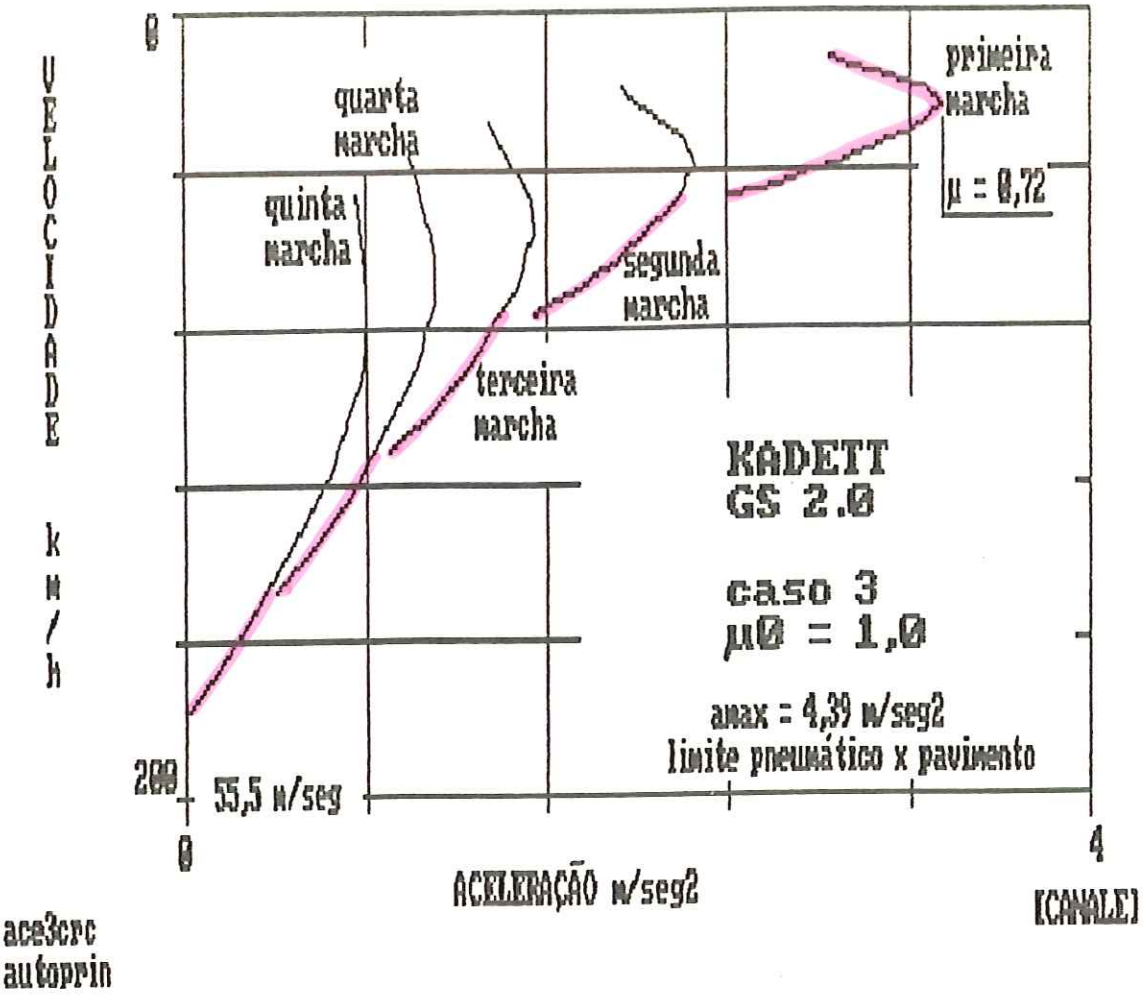
obs.:. M O T O R À P L E N A C A R G A

. caso (2) - 1400 kgf

. $\gamma_{b1} = 1,33$ $\gamma_{b3} = 1,10$ $\gamma_{b5} = 1,06$

$\gamma_{b2} = 1,15$ $\gamma_{b4} = 1,07$

Fig. (5.15)- Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, com restrições do binômio pneumático x pavimento.



$$amax = \omega_f \times \mu_o \times g \quad \text{onde} \quad \omega_f = \frac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)}$$

▭ – caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

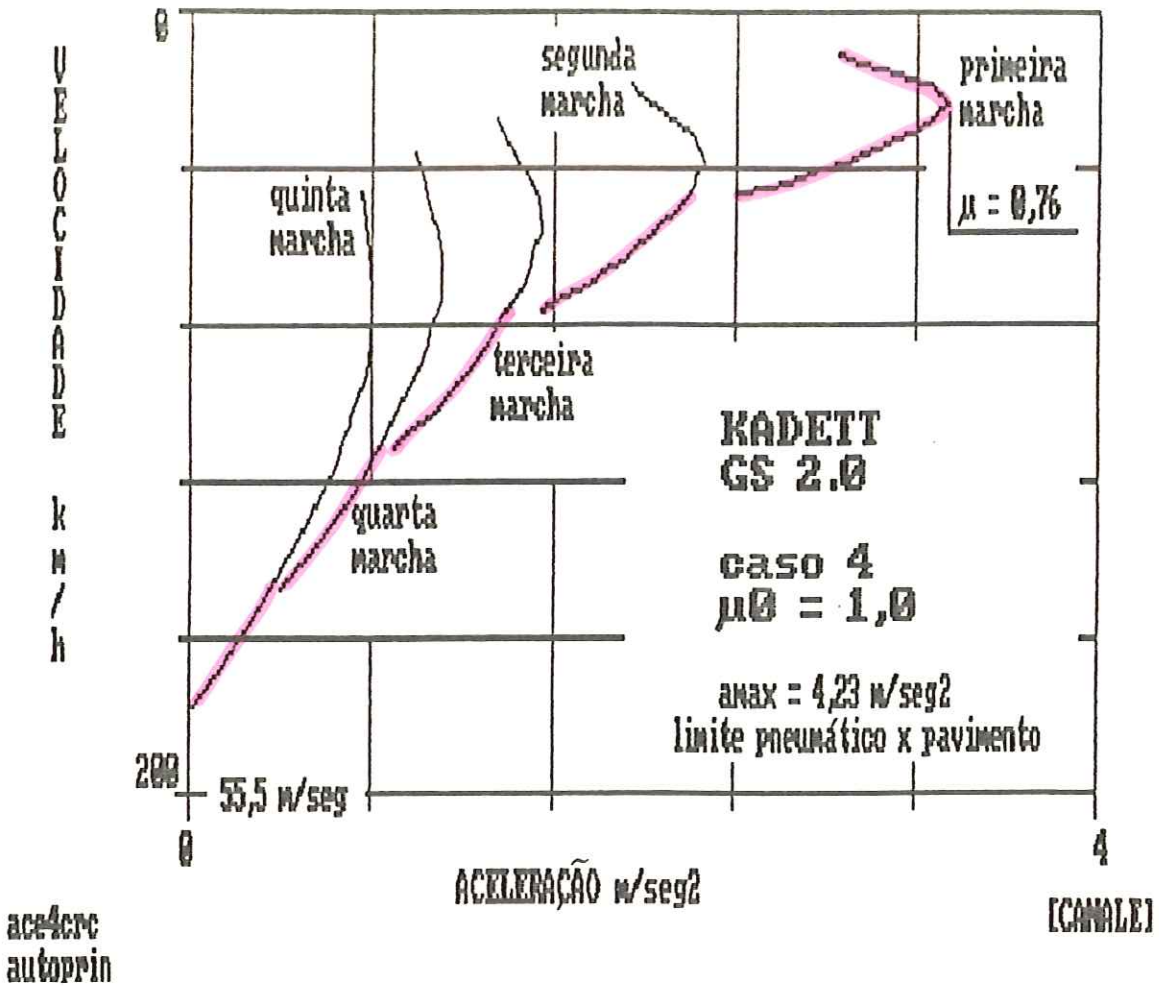
obs.:. M O T O R À P L E N A C A R G A

. caso (3) – 1526 kgf

. $\gamma_{b1} = 1,30$ $\gamma_{b3} = 1,09$ $\gamma_{b5} = 1,06$

$\gamma_{b2} = 1,14$ $\gamma_{b4} = 1,07$

Fig. (5.16)– Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, com restrições do binômio pneumático x pavimento.



$$amax = \omega_f \times \mu_o \times g \quad \text{onde} \quad \omega_f = \frac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)}$$

▢ – caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

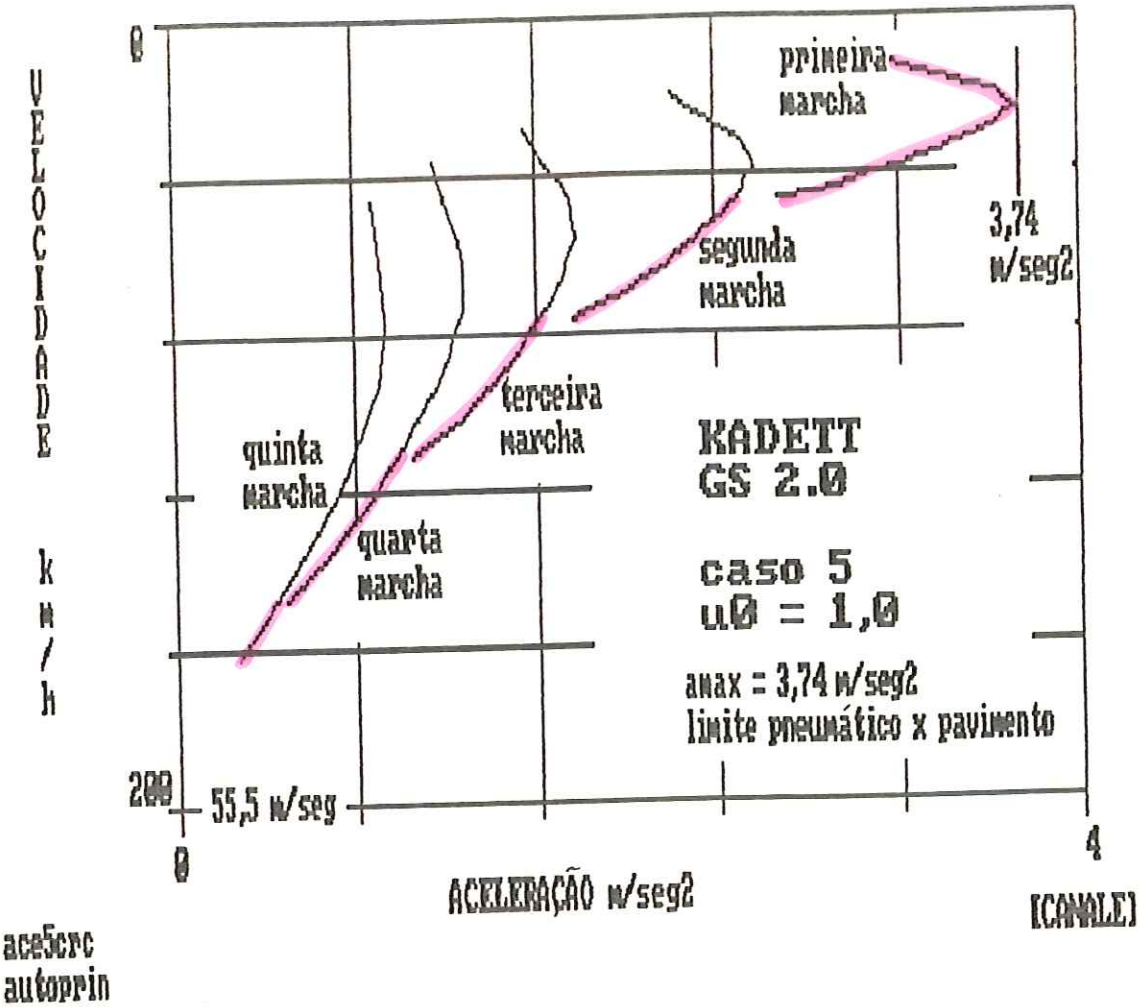
obs.:. M O T O R À P L E N A C A R G A

. caso (4) – 1526 kgf

. $\gamma_{b1} = 1,30$ $\gamma_{b3} = 1,09$ $\gamma_{b5} = 1,06$

$\gamma_{b2} = 1,14$ $\gamma_{b4} = 1,07$

Fig. (5.17)– Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, com restrições do binômio pneumático x pavimento.



$$amax = \omega_f \times \mu_o \times g \quad \text{onde} \quad \omega_f = \frac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)}$$

▭ - caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

obs.:. M O T O R À P L E N A C A R G A

. caso (5) - 1323 kgf

. $\gamma_{b1} = 1,35$ $\gamma_{b3} = 1,10$ $\gamma_{b5} = 1,07$

$\gamma_{b2} = 1,16$ $\gamma_{b4} = 1,08$

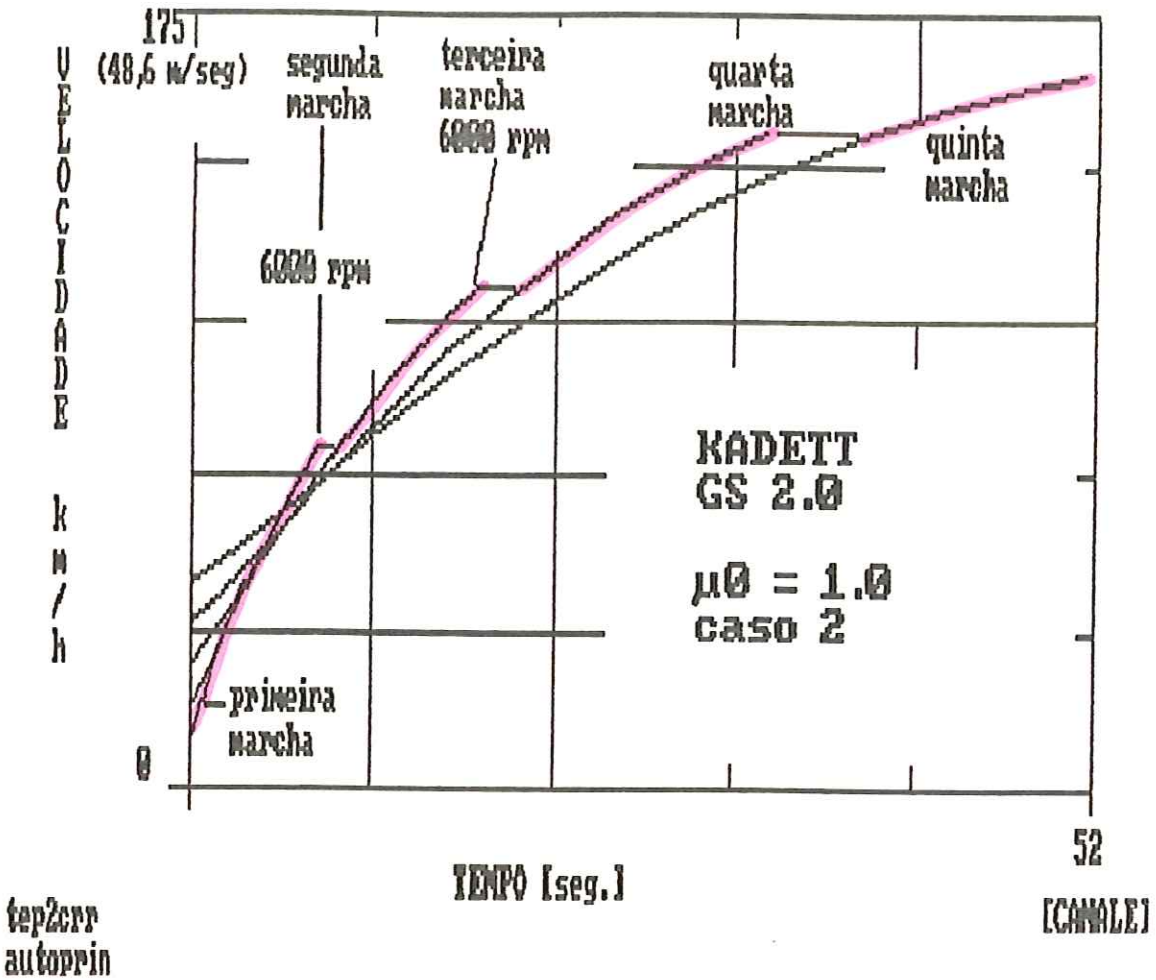
Fig. (5.18)- Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, com restrições do binômio pneumático x pavimento.

As figs. (5.19 a 5.22) mostram o tempo de aceleração e retomada de velocidade do veículo para cada marcha engrenada, com as restrições impostas pelo pneumático x pavimento, se houver.

Os dados obtidos de tempo de aceleração são resumidos na tab. (5.15), com o coeficiente de adesão disponível unitário. A fig. (5.25) mostra graficamente as variáveis contidas na tab. (5.15).

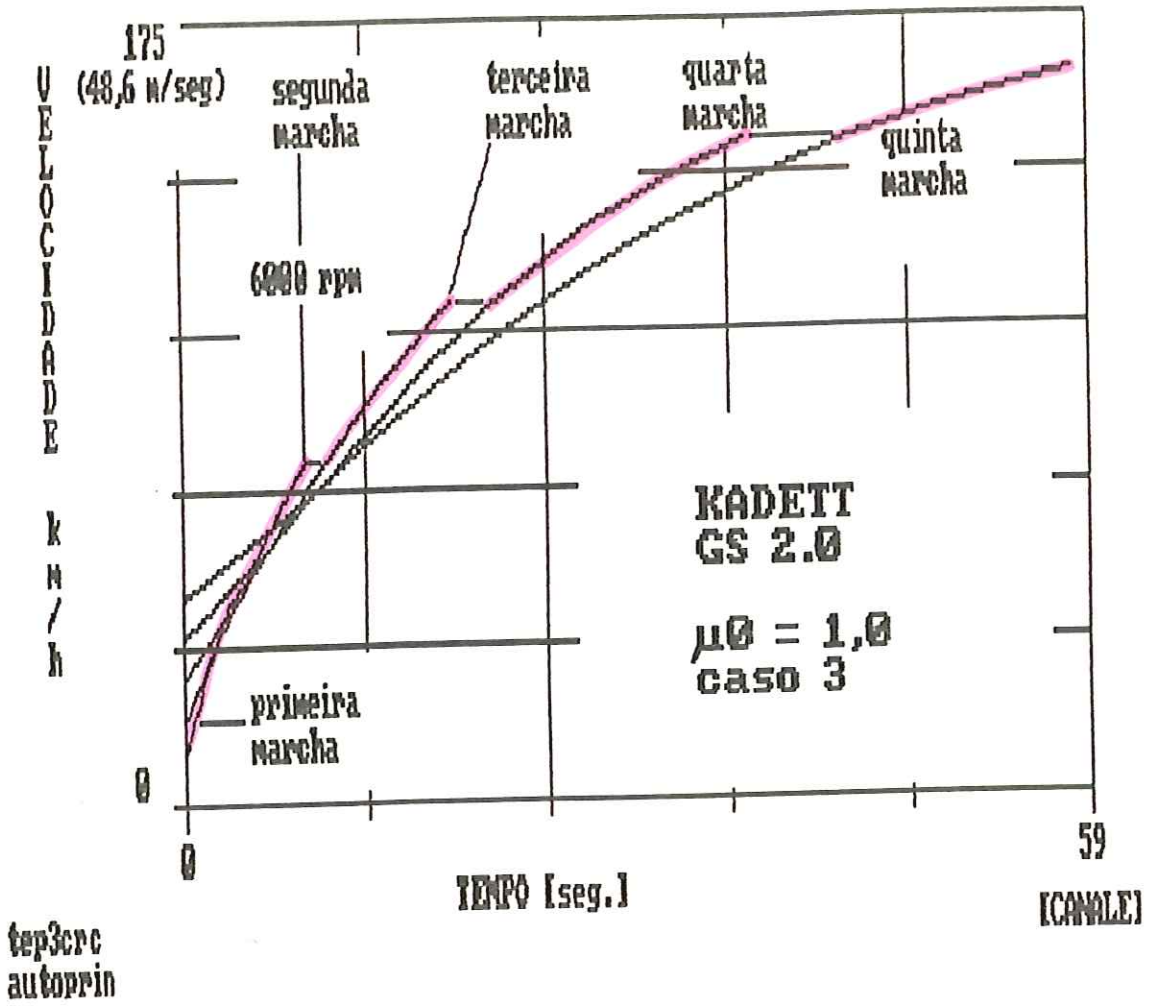
As restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento, aumentam com a diminuição do coeficiente de adesão disponível. Os gráficos das figs. (5.23) e (5.24) mostram estas restrições na aceleração líquida do veículo para níveis de 0,8 e 0,6 de coeficiente de adesão disponível. A tabela (5.15) mostra, ainda, o tempo de aceleração com o veículo na condição de "peso operacional", com o coeficiente de adesão disponível de 1,0, 0,8 e 0,6. O gráfico da fig. (5.26) traz a variação no tempo da aceleração com a variação do coeficiente de adesão disponível (com restrição dos pneumáticos), estando o veículo carregado na condição de peso operacional.

Todo este estudo mostra de forma abrangente e visual, com os muitos gráficos apresentados, o desempenho na aceleração do veículo, com as variáveis envolvidas no processo e com o passeio do c.g.. Este procedimento pode ser usado nas várias fases do projeto e otimização do veículo.



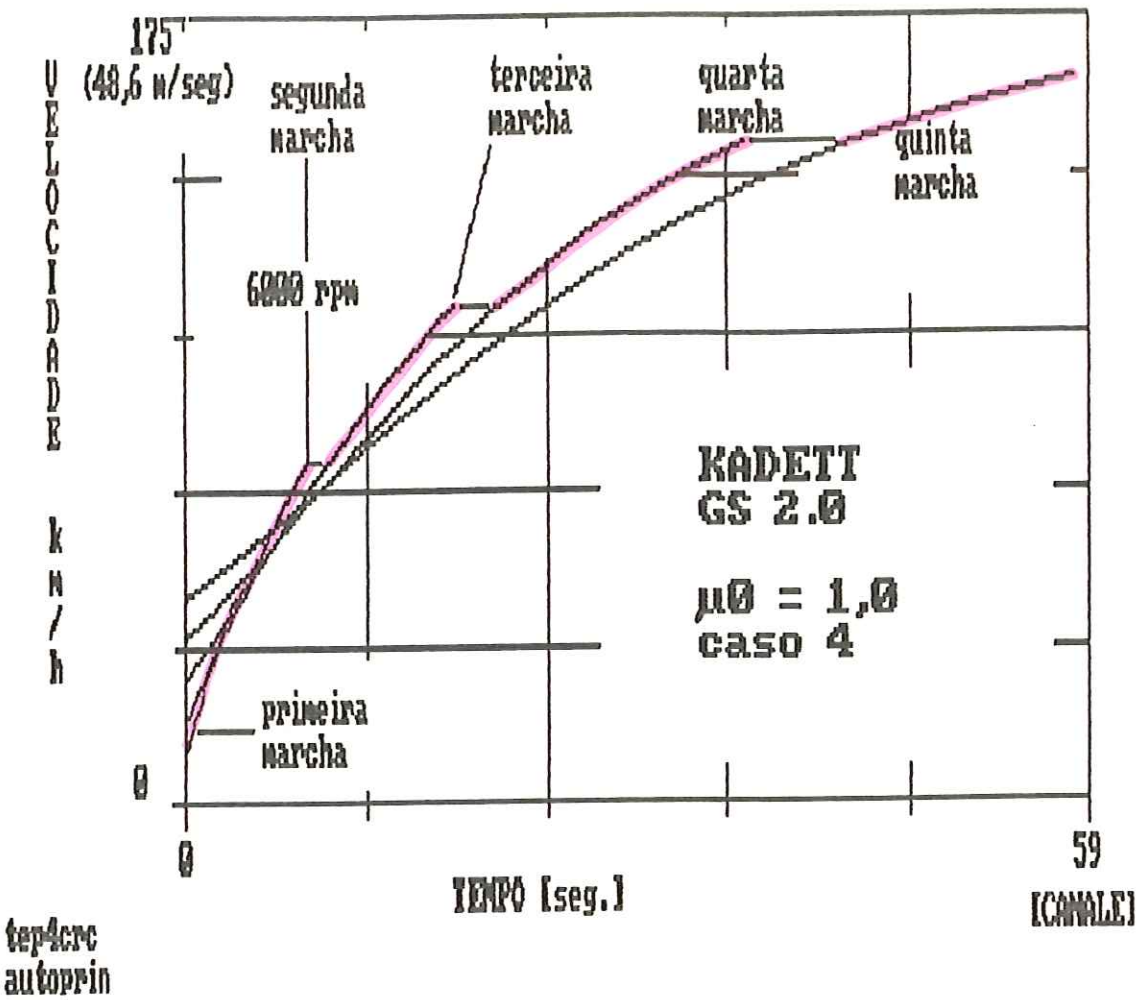
- caminho da aceleração do veículo nas diversas marchas.

Fig. (5.19) - Tempo de aceleração e retomada do veículo nas diversas marchas engrenadas, caso de carregamento (2).



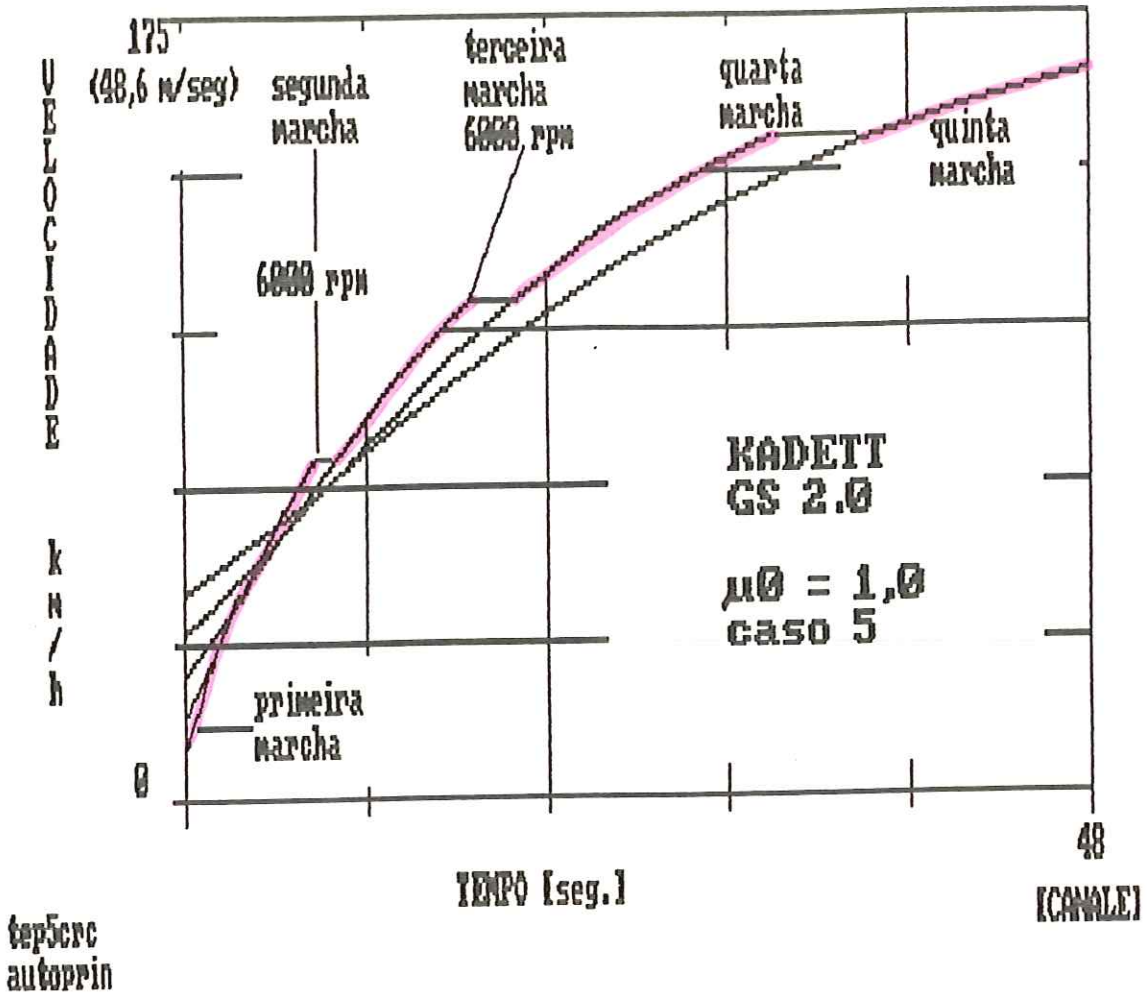
- caminho da aceleração do veículo nas diversas marchas.

Fig. (5.20) - Tempo de aceleração e retomada do veículo nas diversas marchas engrenadas, caso de carregamento (3).



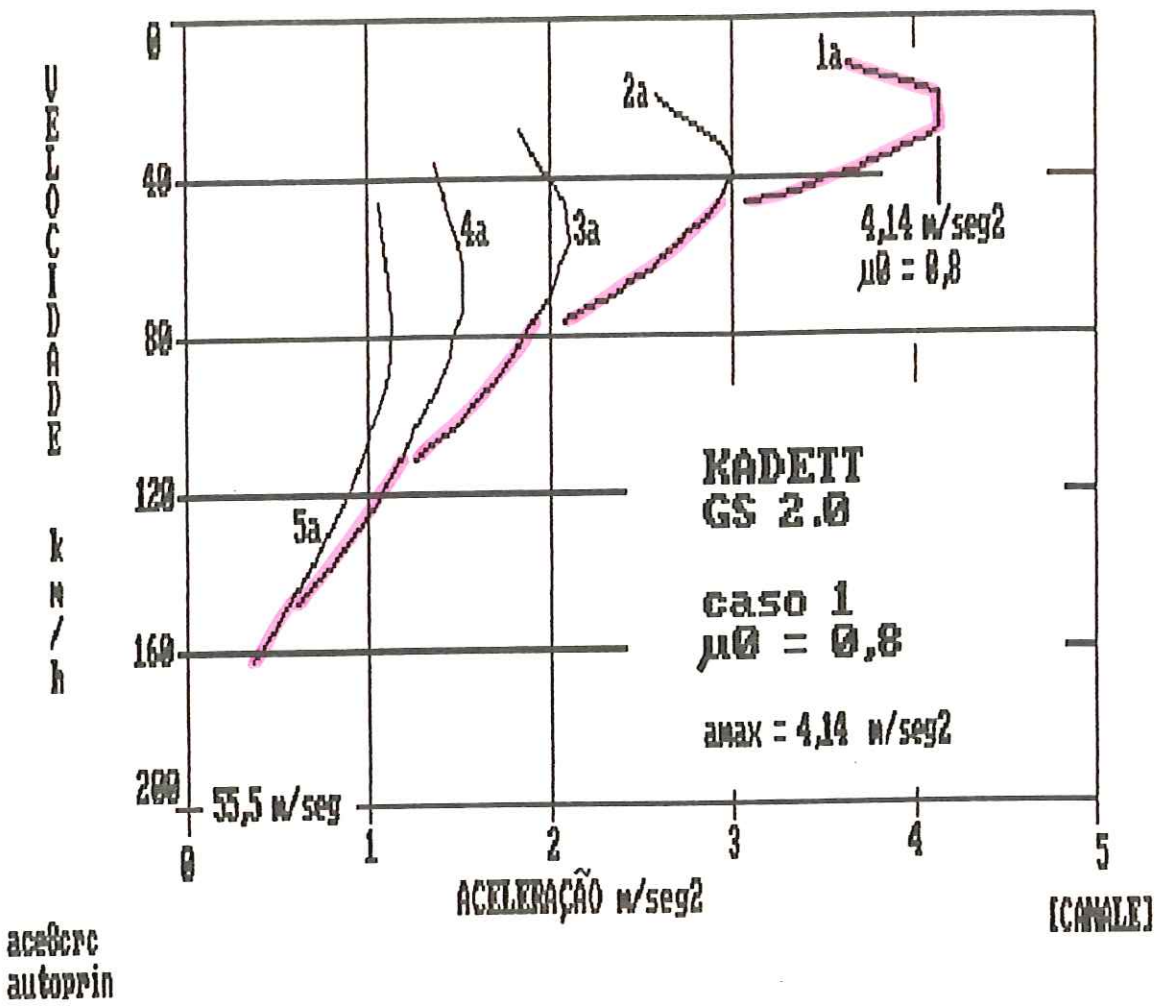
. ▭ - caminho da aceleração do veículo nas diversas marchas.

Fig. (5.21) - Tempo de aceleração e retomada do veículo nas diversas marchas engrenadas, caso de carregamento (4).



- caminho da aceleração do veículo nas diversas marchas.

Fig. (5.22) - Tempo de aceleração e retomada do veículo nas diversas marchas engrenadas, caso de carregamento (5).



$$amax = \omega_f \times \mu_o \times g \quad \text{onde} \quad \omega_f = \frac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)}$$

▭ – caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

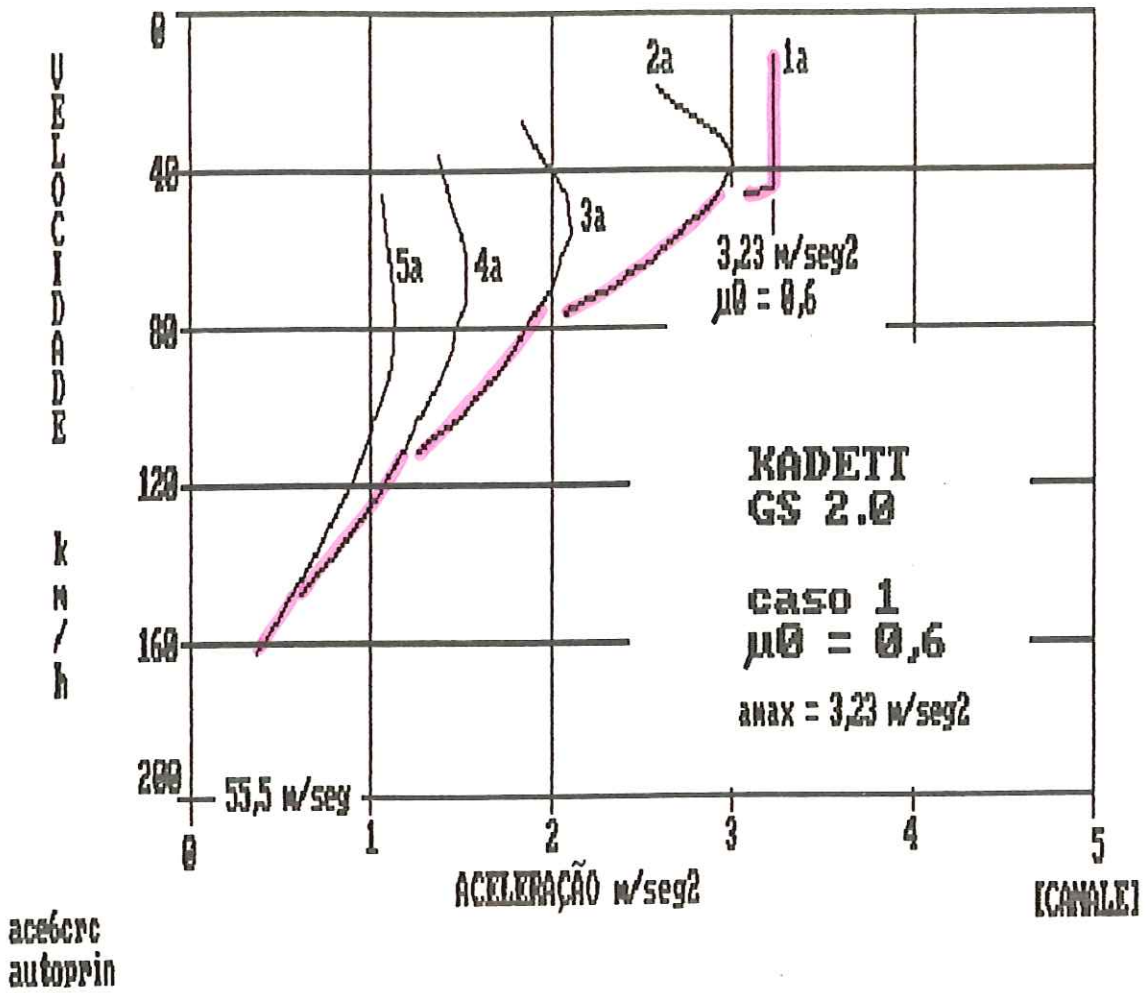
obs.:. M O T O R À P L E N A C A R G A

. caso (1) – peso operacional (motorista de 75 kgf)

. $\gamma_{b1} = 1,40$ $\gamma_{b3} = 1,11$ $\gamma_{b5} = 1,07$

$\gamma_{b2} = 1,18$ $\gamma_{b4} = 1,09$

Fig. (5.23)– Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, com restrições do binômio pneumático × pavimento.



$$amax = \omega_f \times \mu_o \times g \quad \text{onde} \quad \omega_f = \frac{L_r + (f \times H)}{L + (\mu_o \times H)}$$

▭ - caminho de aceleração do veículo nas diversas marchas.

obs.:. M O T O R À P L E N A C A R G A

. caso (1) - peso operacional (motorista de 75 kgf)

. $\gamma_{b1} = 1,40$ $\gamma_{b3} = 1,11$ $\gamma_{b5} = 1,07$

$\gamma_{b2} = 1,18$ $\gamma_{b4} = 1,09$

Fig. (5.24)- Aceleração líquida proporcionada pelo sistema de propulsão e de transmissão, com restrições do binômio pneumático x pavimento.

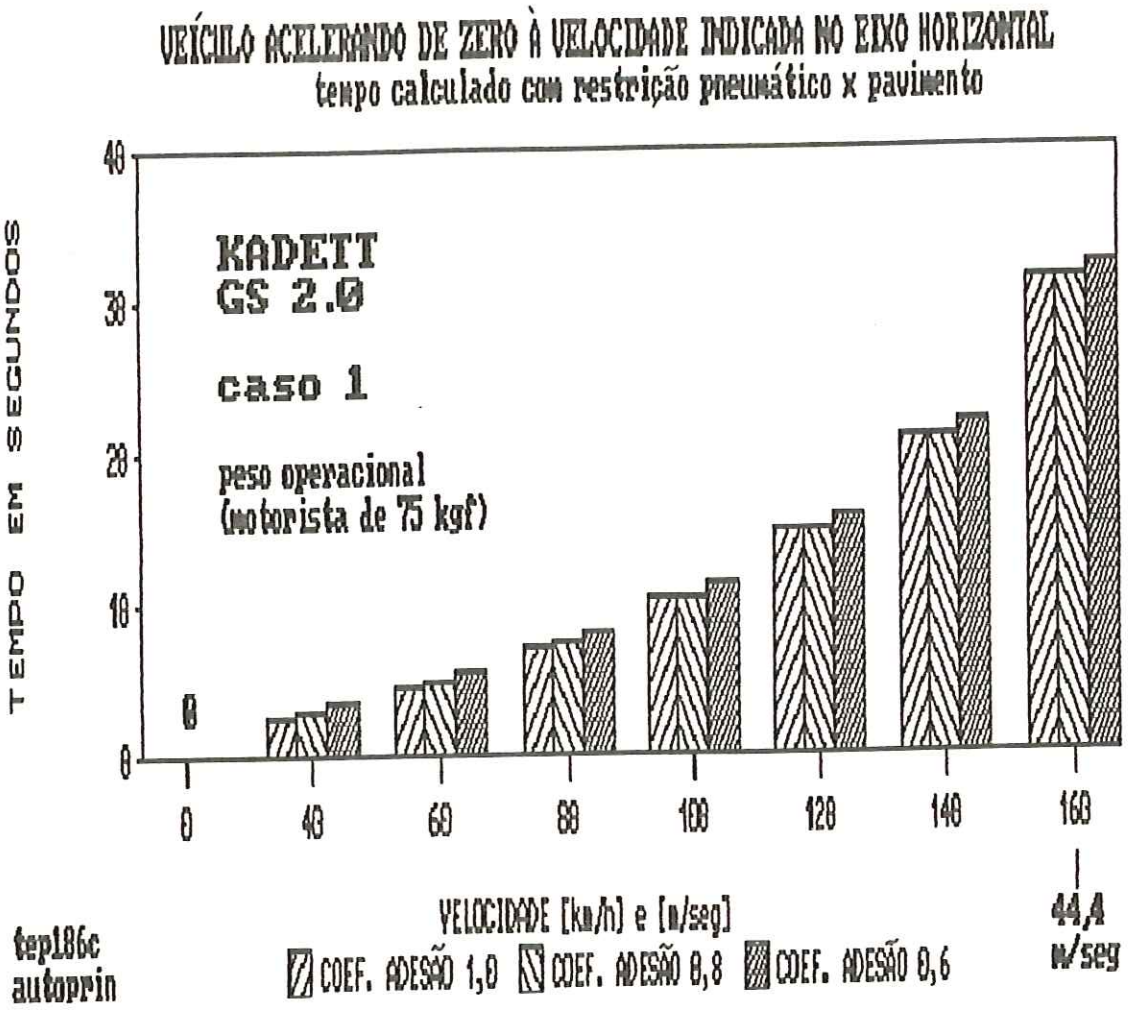


Fig. (5.25) - Tempo de aceleração para coeficientes de adesão disponíveis variando de 1,0; 0,8 e 0,6.

aceleração	μ_α	POSIÇÕES DO CENTRO DE GRAVIDADE caso 1	2 c/r	3 c/r	4 c/r	5 c/r
0 a 40 km/h	1	s/r 2,69*	3,35 seg.	3,66 seg.	3,68 seg.	3,28 seg.
		c/r 2,69*				
	0,8	c/r 2,88*	....	....	....	....
	0,6	c/r 3,44*	....	....	....	....
0 a 60 km/h	1	s/r 4,55*	5,66 seg.	6,16 seg.	6,18 seg.	5,57 seg.
		c/r 4,55*				
	0,8	c/r 4,78*	....	....	....	....
	0,6	c/r 5,38*	....	....	....	....
0 a 80 km/h	1	s/r 7,04*	8,69 seg.	9,46 seg.	9,48 seg.	8,46 seg.
		c/r 7,04*				
	0,8	c/r 7,27*	....	....	....	....
	0,6	c/r 8,12*	....	....	....	....
0 a 100 km/h	1	s/r 10,23*	12,79 seg.	13,98 seg.	14,00 seg.	12,34 seg.
		c/r 10,23*				
	0,8	c/r 10,46*	....	....	....	....
	0,6	c/r 11,31*	....	....	....	....
0 a 120 km/h	1	s/r 14,71*	18,38 seg.	20,16 seg.	20,18 seg.	17,62 seg.
		c/r 14,71*				
	0,8	c/r 14,94*	....	....	....	....
	0,6	c/r 15,79*	....	....	....	....
0 a 140 km/h	1	s/r 20,83*	26,31 seg.	29,11 seg.	29,13 seg.	25,07 seg.
		c/r 20,83*				
	0,8	c/r 21,06*	....	....	....	....
	0,6	c/r 21,91*	....	....	....	....

acele racão	μ_o	POSIÇÕES DO CENTRO DE GRAVIDADE caso 1	2 c/r	3 c/r	4 c/r	5 c/r
0 a 160 km/h	1	s/r 31,16*	40,80 seg.	45,88 seg.	45,90 seg.	38,38 seg.
		c/r 31,16*				
	0,8	c/r 31,39*	....	....	....	....
	0,6	c/r 32,24*	....	....	....	....

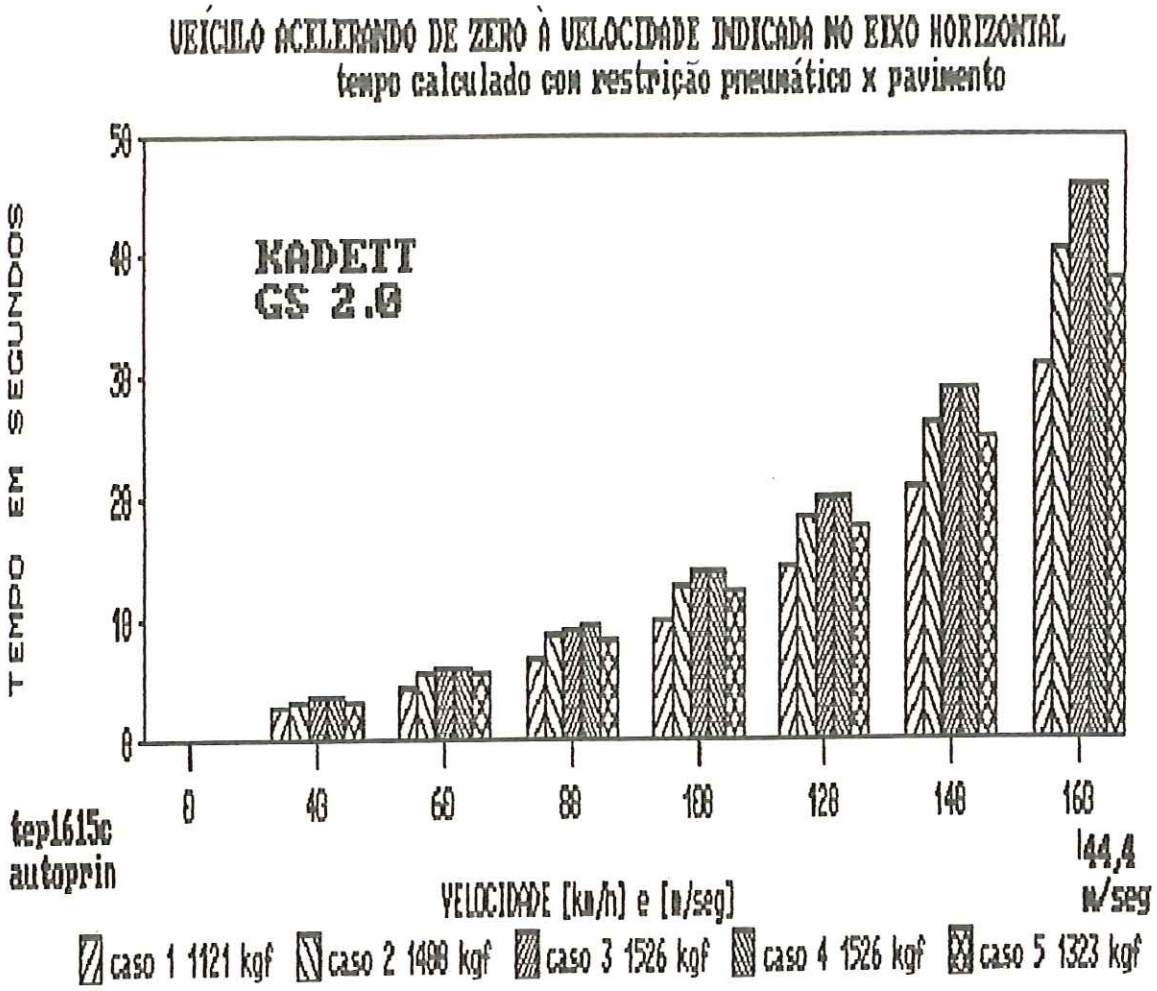
c/r - com restrição do binômio pneumático x pavimento

s/r - sem restrição do binômio pneumático x pavimento

* - tempo em segundos

Casos 1, 2, 3, 4 e 5 conforme fig. (4.18)

Tabela (5.15) - Tempo de aceleração do veículo com μ_o variando de 1,0 a 0,6,nas condições indicadas de 1 a 5 na fig. (4.18).



.obs: caso 1 s/r - tempo de aceleração com o veículo carregado, caso (1), sem restrição do pneumático x pavimento.

caso 1 c/r - tempo de aceleração com o veículo carregado, caso (1), com restrição.

caso 2 c/r - caso (2) com restrição.

.Fig. (5.26) - Tempo de aceleração do veículo com carregamentos do caso 1; 2; 3; 4 e 5, com e sem restrição dos pneumáticos.

6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES FINAIS.

O passeio do centro de gravidade do veículo exemplo (Kadett GS 2.0) foi obtido, no capítulo 3, nas três direções: longitudinal (fig. (3.4)), lateral (fig. (3.6) e altura (fig. (3.7)).

Todas as forças que atuam no veículo acelerado ou desacelerado foram obtidas (capítulos 1 e 2), a partir dos parâmetros característicos do veículo, utilizando-se, para isto, de modelos matemáticos desenvolvidos na literatura especializada.

Desenvolveu-se também um procedimento de análise de desempenho com o passeio do centro de gravidade do veículo, de caráter e aplicação gerais para os autoveículos terrestres.

Com o modelo matemático e com o procedimento desenvolvidos, elaborou-se um conjunto de programas computacionais ("software"), mostrado na fig. (6.1), para o estudo do desempenho de autoveículos terrestres, como função do passeio do c.g.. O "software" consta de diversos subprogramas, controlados por um "programa gerenciador", conforme fig. (6.1), que permite, de forma compacta, abrangente, precisa e rápida, o estudo do desempenho do veículo, nas várias fases do seu projeto, no protótipo, no veículo de linha de produção, no veículo modificado, etc. Permite também estudos paramétricos, acadêmicos, de desenvolvimento de produtos, subsistemas e sistemas para um determinado veículo.

O "software", nomeado Autoprin, utiliza recursos computacionais de otimização, que permitem o seu uso em

microcomputadores de largo uso pelos projetistas nas indústrias nacionais.

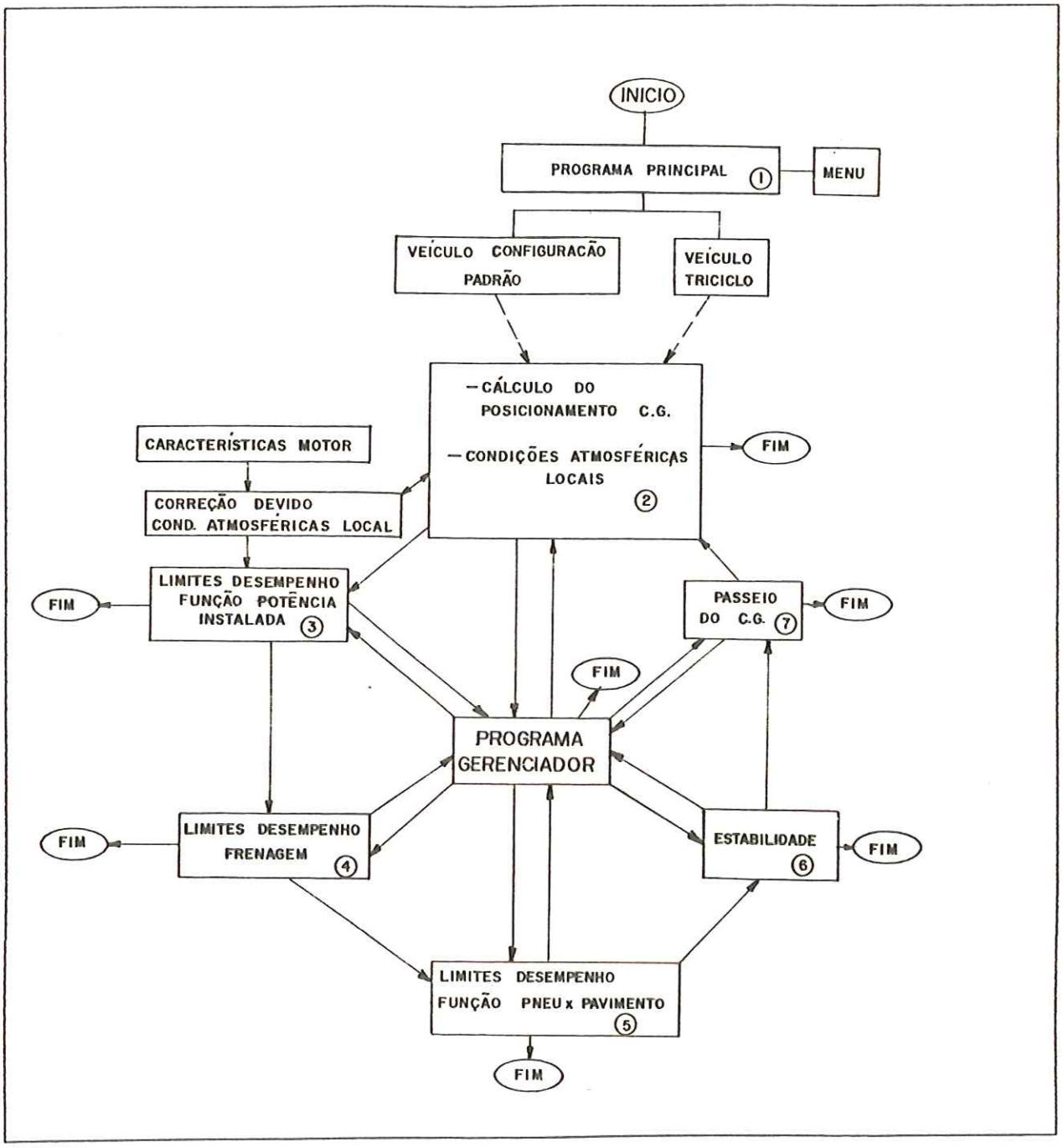


Fig. (6.1) – Fluxograma do programa computacional Autoprin, para análise de desempenho de autoveículos.

No estudo do desempenho do processo de frenagem do veículo/ exemplo, foram obtidos o espaço percorrido e a desaceleração teórica média numa frenagem total, função passeio do centro de gravidade, com velocidades iniciais de 100 km/h (figs. (4.56.a e b)), 96 km/h (figs. (4.57 a 4.60)) e 129 km/h (figs. (4.61 a 4.64). Estes resultados foram comparados, nos próprios gráficos citados, com aqueles obtidos nos ensaios de estrada das referências (59), (69) e (64). Desta comparação teórico/experimental, pode-se concluir que os resultados previstos teoricamente se encontram próximos dos obtidos experimentalmente, o que valida o procedimento matemático adotado, dentro da extensão da teoria empregada e das dificuldades de obtenção acurada de determinados parâmetros do veículo. Esta comparação permite a previsão do desempenho do veículo, realizando-se, para tal, uma extrapolação nas demais posições do centro de gravidade, contidas no passeio do c.g. admissível, o que permite uma visão global do desempenho do veículo em qualquer condição de uso. Os gráficos supra citados mostram também a desaceleração média e o espaço percorrido na condição ótima de frenagem, o que possibilita uma análise crítica do sistema de freio em projeto ou em uso no veículo.

O procedimento de análise e o modelo matemático desenvolvido podem ser utilizados na previsão do desempenho ou no projeto de sistemas automáticos de frenagem com balanceamento automático, como o desenvolvido no ítem 4.2.3 do capítulo 4. Os gráficos das figs. (4.52) e (4.80) comparam o desempenho teórico do sistema de freio com balanceamento fixo e variável. Esta comparação mostra o

ganho de eficiência deste último, principalmente em freagens com baixo coeficiente de adesão disponível, que ocorrem normalmente em pista molhada.

No estudo do desempenho do veículo foram obtidos o tempo de aceleração e retomada de velocidade, com o veículo nas seguintes condições: peso operacional e peso de 1207 kgf. O tempo de aceleração teórico foi comparado na tabela (5.9) e, graficamente, nas figs. (5.11 e 5.12), com aqueles obtidos em testes de estrada das referências (59) e (67) respectivamente. O tempo de retomada teórico foi comparado nas tabelas (5.10 a 5.12) e, graficamente, nas figs. (5.13 e 5.14), com aqueles obtidos em testes de estrada das referências (59) e (67). Através destas comparações, pode-se concluir que os resultados teóricos previram com precisão os experimentais.

A aplicação deste método desenvolvido em outros veículos do mercado nacional, pelo autor, os quais não constam deste texto, tem repetido os bons resultados encontrados na análise deste veículo/exemplo, validando o modelo matemático adotado.

Pode-se, a partir desta última conclusão, estudar e prever o comportamento do Kadett GS 2.0, no que se refere ao seu desempenho com níveis variáveis do coeficiente de adesão disponível, que foi realizado no capítulo 5 deste trabalho.

Este método, que analisa o desempenho do veículo de forma abrangente, permite a visualização e obtenção das condições críticas de desempenho, que podem ser analisadas e estudadas posteriormente em ensaios específicos de estrada, com o intuito de verificar se o veículo satisfaz os requisitos mínimos

exigidos. Pode-se tomar como exemplo disto, o carregamento do veículo que o leva a ter uma desaceleração de 7,1 m/seg^2 indicada na fig. (4.42). Este carregamento põe o veículo na condição crítica de frenagem (menor desaceleração como função do passeio do c.g.). O peso do veículo, nesta condição, se encontra entre o peso operacional e o peso total máximo. A legislação brasileira atual não exige ensaio de estrada nesta situação, o que não contribui para assegurar altos níveis de segurança veicular. Uma revisão na legislação vigente pode ser então indicada como uma atitude prudente, para garantir o requisitos mínimos exigidos em qualquer condição de uso do veículo.

De um modo geral, todas as análises inicialmente programadas para este trabalho foram realizadas com sucesso acima do esperado, abrindo possibilidades de trabalhos futuros, aplicados e/ou acadêmicos, com a infra-estrutura montada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

(1) NEWCOMB, T.P., SPURR, R.T. The decelerating vehicle. in: -------. Braking of road vehicles. s.l.:Chapman & Hall, 1969. cap.1., p. 11-44.

(2) NEWCOMB, T.P. Basic principles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers part C: Mechanical Engineering Science, v.190, n. , p.1-9, 1976.

(3) HUCHO, W.H. Aerodynamics of road vehicles: from fluid mechanics to vehicle engineering, s.l.: Butterworth, 1987. 566p.

(4) CANALE, Antonio Carlos. Automobilística: dinâmica e desempenho. São Paulo: Érica, 126p, 1989.

(5) TABOREK, Jaroslav J. Dynamics of braking. Machine Design, v.29, n. , p.64-69, Nov. 14, 1957.

(6) TABOREK, Jaroslav J. Braking performance limits. Machine Design, v.29, n. , p.70-77, Nov. 28, 1957.

(7) TABOREK, Jaroslav J. Motion of wheels. Machine Design, v.29, n. , p.4-9, May 30, 1957.

(8) TABOREK, Jaroslav J. Cornering and directional control. Machine Design, v.29, n. , p.10-15, June 13, 1957.

(9) WILLIAMS, T. Wet friction - tyre and road. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers part C: Mechanical Engineering Science, v.190, n. , 81-91, 1976.

(10) WILLIAMS, T., MEADES, J.K., RILEY, B.S. The wet road grip of lorry tyres: a comparison of three types. Crowthorne,

Berkshire, Transportation and Road Research Laboratory, 1973. 30p. (TRRL Report LR n.544).

(11) ALMEIDA, E.R. Avaliação do desempenho de um sistema de freios de veículos sobre rodas. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1989, São Paulo. Anais.

(12) BURCKHARDT, M. et alii. Evaluation of the braking performance of passenger cars with fixed and with "kinkde" brake-force distributions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers part C: Mechanical Engineering Science, v.190, n. , p.101-111, 1976.

(13) BRASIL. Departamento Nacional de Trânsito. Resolução nº 463/73: com as modificações introduzidas pelas Resoluções 477/74, 483/74, 486/74, 490/75, 501/76 e 521/77, CONTRAN. In: -------, Resoluções do Contran. 2.ed. Brasília, DENATRAN, 1984. P.114-262.

(14) INGRAM, B. , OPPENHEIMER, P. Safer braking systems. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, v. 187, n.10, p. 87-97, 1973.

(15) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Pesos de veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados (NBR 6070) 1980 4p.

(16) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Desempenho de freios parte III - verificação do desempenho do sistema de freio de estacionamento de automóveis e camionetas de uso misto deles derivadas (NBR 6097). 1980. 2p.

(17) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro.

Desempenho de freios parte II - verificação do desempenho em estrada do sistema de freio de emergência de automóveis e camionetas de uso misto deles derivadas (NBR 6096). 1980. 2p.

(18) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Desempenho de freios parte I - verificação do desempenho em estrada do sistema de freio de serviço de automóveis e camionetas de uso misto deles derivadas (NBR 6095). 1980. 13p.

(19) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Material de fricção tipo orgânico para guarnições da embreagem e do freio - verificação das características de fricção e desgaste - ensaio "FAST" (NBR 7813). março de 1983. 16p.

(20) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Materiais de fricção tipo orgânico para guarnições de embreagem e do freio - determinação de densidade relativa (NBR 5544). dez. 1984. 3p.

(21) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Materiais de fricção - verificação por cisalhamento da aderência para guarnições do freio (NBR 5537). mar. 1986. 7p.

(22) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Determinação da dureza "SHORE D" de materiais de fricção do tipo orgânico para sistemas de freios (NBR 5518). nov. 1977. 4p.

(23) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro.

Materiais de fricção para guarnições do freio de veículos rodoviários, industriais e similares - verificação da estabilidade do raio, a dilatação e o crescimento (NBR 5505). jan. 1984. 3p.

(24) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Guarnição do freio - determinação da compressibilidade (NBR 9301). mar. 1986. 7p.

(25) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Guarnição do freio - determinação da resistência interna ao cisalhamento do material de fricção (NBR 9081). out. 1985. 3p.

(26) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Limitação da transferência de calor do tambor do freio para o pneu (NBR 9712). jan. 1987. 3p.

(27) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Motores alternativos de combustão interna de ignição por compressão (Diesel) ou ignição por centelha (Otto) de velocidade angular variável - método de ensaio (NBR 5484). fev. 1985. 8p.

(28) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Líquidos para freios hidráulicos tipos "A" e "B" (NBR 9292). mar. 1986. 7p.

(29) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Líquidos para freios hidráulicos, tipos A e B - verificação das características (NBR 9576). set. 1986. 26p. + errata nº 1, ago. 1987. 1p.

(30) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro.

Cilindro mestre do freio - exigências de desempenho e durabilidade (NBR 9294). mar. 1986. 4p.

(31) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Cilindro mestre do freio - verificação do desempenho e durabilidade (NBR 9298). mar. 1986. 10p.

(32) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Servoacionador do freio hidráulico - verificação de desempenho (NBR 9495). ago. 1986. 4p.

(33) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Servo acionador de freios hidráulicos - verificação da durabilidade e armazenamento (NBR 9991). ago. 1987. 3p.

(34) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Coifas de borracha para cilindros da roda de freios hidráulicos (NBR 9989). ago. 1987. 4p.

(35) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Coifas de borracha para cilindros da roda de freios hidráulicos - determinação das características físicas e químicas (NBR 9990). ago. 1987. 7p.

(36) ROSKAN, Jan. Flight dynamics of rigid and elastic airplanes. Lawrence, Kansas, 1972. par. II, paginação irregular.

(37) CANALE, Antonio Carlos. Sistemas de controle de aeronaves. São Carlos, 1988. 94p. (Anotações de aula do Curso de Sistemas de Controle de Aeronaves - SEM-239-EESC-USP).

(38) JACKO, M.G., TSANG, H.S., RHEE, S.K. Automotive friction materials evolution during the past decade. Wear, v.100, n. , p.503-515, 1984.

(39) HARRIES, D.A. Pedal feel with power braking systems. Lucas

Engineering Review, v.7 , n.3, p.65-69, 1978.

(40) BRAKE apportioning valve senses deceleration. Society of Automotive Engineers, v.87 , n. 8, p.40-43, 1979.

(41) FUFAEV, N.A. On the theory of accident-free braking. Mechanics of Solids, v.20, n.6, p.57-60, 1985.

(42) PLACKETT, C.W. A review of force prediction methods for off-road wheels. Journal of Agriculture Engineering Research, v.31, n.1, p.1-28, 1985.

(43) TABOREK, Jaroslav J. Motion-resisting forces. Machine Design, v.29, n. , p.30-34, July,25 1957.

(44) CROLLA, D.A., HALLES, F.D. The lateral stability of tractor and trailer combinations. Journal of Terramechanics, v.16, n.1, p.1-21, 1979.

(45) CROLLA, D.A. Off-road vehicles dynamics. Vehicle System Dynamics, v.10, n. , p.253-266, 1981.

(46) KIM, Kyeong Uk, REHKUGLER, Gerald E. A review of tractor dynamics and stability. Transactions of the ASAE, v.30, n.3, p.615-623, 1987.

(47) TABOREK, J.J. Resistance forces. Machine Design, v.29, n. , p.42-46, Aug. 8, 1957.

(48) DUDZINSKI, P.A. Steering: state-of-the-art report. Journal of Terramechanics, v.21, n. 2, p.215-235, 1984.

(49) DUDZINSKI, Piotr A. Steering. Journal of Terramechanics, v.25, n.1, p.25-41, 1988.

(50) SAKATA, Haruhiko, YOSHIMOTO, Kenichi, HIRANO, Toshiki. A study on speed control by human drivers in car-following. JSAE Review, v.10, n. 3, p.52-59, 1989.

(51) BUCHHEIM, R. apud SZIGETHY, Neil M. Aerodynamics: slippery cars & slippery numbers. Automotive Industries, v.16, n.12, p.87-89, 1981.

(52) BIGGS, D.C. , AKCELIK, R. Estimating effect of vehicle characteristics on fuel consumption. Journal of Transportation Engineering, v.113, n.1, p.101-106, 1987.

(53) BIGGS, D.C. , AKCELIK, R. An interpretation of the parameters in the simple average travel speed model of fuel consumption. Australian Road Research Board, v.15 , n.1, p.46-49, 1985.

(54) CANALE, Antonio Carlos, SCHIRN, O. Projeto Jeep VTNE 1/4 ton. 4x4. São Carlos, 1989. 122p. (Mimeografado).

(55) TABOREK, Jaroslav, J. Center of gravity. Machine Design, v.29, n. , p.42-46, Aug. 33, 1957.

(56) ELLIS, J.R. The pneumatictyre. In:----------. Vehicle dynamics. London: Business Books, cap. 1, p.1-44.

(57) FANCHER JR., Paul S. , MATHEW, Arvind. Performance factors for heavy trucks. Automotive Engineering, v.97, n. 11, p.21-24, 1989.

(58) DORION, Suanne L., PICKARD, James G., VESPA, Sesto. Are anti-jackknife devices feasible? Automotive Engineering, v. 97 , n.11, p.39-41, 1989.

(59) KADETT GS vs GOL GTi: o duelo dos mais rápidos. Quatro Rodas, v.29, n.347 , p.52-55, jul. 1989.

(60) GENERAL MOTORS DO BRASIL. Especificações técnicas do Kadett GS. s.1, 1989. (Catálogo).

(61) FERNANDES, Dirceu L.G. Distribuição das forças nos eixos e nas rodas, durante um movimento circular, de um veículo de transporte de cargas articulado, num movimento acelerado. São Carlos, 1990. (Trabalho apresentado no Curso de Dinâmica dos Autoveículos 1990, EESC- USP , ministrado pelo prof. Antonio Carlos Canale).

(62) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. Apresentação de desempenho de motores ACI (alternativos de combustão interna (NBR 5477). julho de 1982. 28p.

(63) KOFFMAN, J.L. Vehicle performance: the effect of rotating masses on acceleration. Automobile Engineer, v.44, n. , p.364-366, Sep. 1954.

(64) ENSAIOS de frenagem (Publicação privativa).

(65) CUTIOLI, A. (General Motors do Brasil, São Paulo, SP). Comunicação pessoal, inércia dos elementos em rotação do Kadett GS 2.0, 1991.

(66) OPPENHEIMER, Paul. Computer-aided stops. Automotive Engineering, v.96, n.8, p.61-66, 1988.

(67) CUTIOLI, A. (General Motors do Brasil, São Paulo, SP). Comunicação pessoal, testes de estrada do Kadett GS 2.0 - velocidade máxima, aceleração e retomada de velocidade, 1991.

(68) PAULINO, G.L. (Freios Varga S.A., Limeira, SP). Comunicação pessoal, parâmetros do sistema de freio do Kadett GS 2.0, 1991.

(69) KADETT GS PASSA À FRENTE. Quatro Rodas, v.29, n.345, p.36-51, abril 1989.

(70) JACKO, M.G. Physical and chemical changes of organic dis pads in service. Wear, v.46, n. , p.163-175, 1978.

(71) LOBAS, L.G. Controllability, stabilizability, and observability of the motion wheeled vehicles. Soviet Applied Mechanics, v.23, n. 4, p.395-403, 1987.

(72) KRICK, G. Behavior of tyres driven in soft ground with side slip. Journal of Terramechanics, v.9, n.4, p.9-30, 1973.

(73) HUCHO, W.H.; JANSSEN, L.J.; EMMELMANN, H.J. The optimization of body details - a method for reducing the aerodynamics of road vehicles. SAE Paper n. 760185, 1976. p. 865-882.

(74) BUCHHEIM, R.; DEUTENBACH, K.R.; LUCKOFF, H.-J. Necessity and premises for reducing the aerodynamic drag of future passenger cars. SAE Paper n. 810185, 1982. p.758-771.

(75) BEEK, M.A. & STOFFREGEN, B. Frontal areas measured more precisely. Automotive Engineering, v.95, n.3, p.77-82, Mar. 1987.

(76) CLARK, S.K. The contact between tire and roadway. In: . Mechanics of pneumatic tires. Washington, D.C. 20234. United States Department of Commerce, 1971. p.445-500. (National Bureau of Standards Monograph, 122).

(77) CLARK, S.K. Skid resistance and directional control. In: . Mechanics of pneumatic tires. Washington, D.C. 20234. United States Department of Commerce, 1971. p.502-544. (National Bureau of Standards Monograph, 122).

(78) GOUGH V,E, Structure of the tire. In: . Mechanics of pneumatic tires. Washington, D.C. 20234.

United States Department of Commerce, 1971. p.355-398. (National Bureau of Standards Monograph, 122).

(79) SARTORI S. Uma contribuição ao estudo de aquecimento e ao ensaio dos freios de tambor. Tese Doutorado apresentada na EESC-USP, 1972, v2, 227p.

B I B L I O G R A F I A

C O N S U L T A D A

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR 6023 - Referências bibliográficas: procedimento. ABNT, ago. 1989. 19p.

BASTOW, Donald. Car suspension and handling. London: Pentech, 1980. 256p.

CANALE, Antonio Carlos. Automobilística: dinâmica e desempenho. São Paulo: Érica, 126p.

CLARK, S.K. Mechanics of pneumatic tires. Washington,D.C. 20234. United States Departament of Commerce, 1971. 853p.. (National Bureau of Standards Monograph, 122).

CROUSE, William H. Automotive chassis and body. 4.ed. New York: McGraw-Hill, 1971. 444p.

CROUSE, William H. Automotive transmissions and power trains: construction, operation, and maintenance. 4.ed. New York: McGraw-Hill, 1971. 480p.

DWYER, M. J. The braking performance of tractor-trailer combinations. Journal Agricultural Engineering Research, v.15, n. 2, p.148-162, 1970.

GRECENKO, A. Operation on steep slopes: state-of-the-art report Journal of Terramechanics, v.21, n. 2, p.181-194, 1984.

HOLMES, K.F. Braking force / braking slip: measurement over a range of conditions between 0 and 100 percent slip. Crowthorne, Berkshire, 1970. 32p. (Road Research Laboratory Report LR 292).

HUCHO, W.H. Aerodynamics of road vehicles: from fluid mechanics to vehicle engineering, s.l.: Butterworth, 1987. 566p.

INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS. Vehicle and road design for safety. London: IME, 1969. (Symposium Jointly sponsored by the Institution of Mechanical Engineers Automobile Division and The Advanced School of Automobile Engineering, 3-4 July, 1968).

KOFFMAN, J.L. Performance prediction: a graphical method for the determination of vehicle acceleration. Automobile Engineer, v.44, n. , p.364-366, Sep. 1954.

LAVENDER, J.G., WEBB, C.R. Acceleration: its influence on fuel consumption and journey time. Automobile Engineer, v. 43, n. 570, p.363-369, Sep. 1953.

LUDVIGSEN, Karl E. The time tunnel - an historical survey of automotive aerodynamics. SAE Paper n. 700035, 1970. p.99-113.

MAISCH, W.; JONEER, Wolf-Dieter; SIGL, A. Traction control: an ABS extension. Automotive Engineering, v.95, n.8, p.75-80, Aug. 1987.

OLDENBOURG, R.C. The dynamics of automatic controls; translated and edited by H.L. Mason. New York: ASME, 1048. 276p.

TABOREK, J.J. Steering forces and stability. Machine Design, v.29, n. , p.16-24, 1957.

TABOREK, J.J. Stability on a curve. Machine Design, v.29, n. , p.25-29, 1957.

TABOREK, J.J. Longitudinal stability. Machine Design, v.29, n. , p.47-53, 1957.

TABOREK, J.J. Limits of vehicle performance. Machine Design, v.29, n. , p.54-58, 1957.

TABOREK, J.J. Performance limits. Machine Design, v.29, n. ,

p.59-63, 1957.

TABOREK, J.J. Powerplant characteristics. Machine Design, v.29, n. , p.78-83, 1957.

TABOREK, J.J. Performance prediction. Machine Design, v.29, n. , p.84-93, 1957.

WAICHUNAS, K.P.; OPPEDAHL, M. Dynamic simulation: the new frontier. Automotive Engineering, v.95, n.6, p.69-73, June, 1987.

WONG, J.Y. Terramechanics and off-road vehicles. Amsterdam: Elsevier, 1989. 251p.

A N E X O 1

MANOBRABILIDADE E ESTABILIDADE

Os termos "manobrabilidade" e "estabilidade" são encontrados com muita freqüência na literatura de dinâmica dos veículos com rodas. A estabilidade de um automóvel se refere a sua resistência ao escorregamento lateral (estabilidade direcional) e tombamento (estabilidade com relação ao ângulo de rolamento). Estabilidade contra o "jackknife" é um fator adicional considerado em veículos de transporte de cargas articulados. O conceito de manobrabilidade é bem menos definido que o anterior, para veículos com rodas (71). Como uma forma de generalizar tais conceitos, este trabalho tomará as definições utilizadas na engenharia aeronáutica, transcritas a seguir:

estabilidade - é definida como a tendência decrescente das amplitudes do movimento perturbado de um veículo/avião, após algum tempo do término da perturbação (36),

manobrabilidade - é definida como a capacidade e habilidade do veículo/piloto em sair de uma condição de movimento em regime permanente a uma outra desejada (36).

Pode-se definir também nestes termos o conceito de "resposta do veículo":

resposta - é definida como as mudanças das variáveis de movimento relativas a uma condição inicial de movimento em regime permanente, como resultado de uma perturbação gerada externamente (forças e torques desestabilizantes aerondinâmicos, variação do coeficiente de adesão disponível nas rodas, etc.) e internamente (acionamento do sistema de esterçamento, freio, etc.) (36).

Neste texto serão sinônimos: manobrabilidade, controlabilidade e dirigibilidade.

RESUMO DOS PRINCIPAIS REQUISITOS UTILIZADO EM 1973 NA COMUNIDADE EUROPÉIA, ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA E EM 1977 NA SUÉCIA (VEJA PROXIMA PAGINA).

Table 1. International braking regulations for passenger cars

1.0	Territory	E.E.C.	Sweden	U.S.A. (1)	U.S.A. (2)
2.0	Introduction date	≈ 1973	1972	Current	Proposal
3.0	SYSTEM REQUIREMENTS				
3.1	Divided circuits	* yes (from 1/10/74)	yes	yes	yes
3.2	Separate fluid reservoirs	—	—	—	yes
3.3	Automatic adjustment by service brake	—	yes (or 4·3)*	—	—
3.4	System strength	—	yes	—	—
3.5	Activation time	yes with power/assist	yes	—	—
3.6	Pedal travel limits	yes	yes	—	—
3.7	Vacuum reservoir	—	—	—	—
3.8	No asymmetric braking	—	—	—	—
3.9	Apportioning	—	—	—	—
3.10	No redundant members	yes	yes	—	—
4.0	WARNING INDICATORS				
4.1	Pressure loss	yes	yes (or 4.2)	yes (or 4.2)	yes
4.2	Fluid level	yes (or 5.5)	yes (or 4.1)	yes (or 4.1)	yes
4.3	Lining wear	—	yes (or 3.3)	—	—
4.4	Vacuum or servo failure	yes	yes	—	—
4.5	Parking brake 'applied'	—	—	—	yes
4.6	Apportioning or anti-skid failure	—	—	—	yes
5.0	COMPONENT SPECIFICATIONS				
5.1	Bundy pipes	—	yes	—	—
5.2	Brake fluid	—	yes	yes	yes
5.3	Hydraulic brake hoses	—	—	yes	yes
5.4	Air or vacuum hoses	—	yes	—	yes
5.5	Transparent reservoir	yes (or 4.2)	yes (or 4.2)	—	—
5.6	Lining material approval	yes	—	yes	yes
5.7	Lining inspection holes	—	—	—	yes
5.8	Disc/drum machining marking	—	—	yes	yes
6.0	TEST CONDITIONS				
6.1	Road surface	good adhesion	0·8 μ	dry concrete	skid number 75
6.2	Test weight	driver only and full load	any load	full load	light load and full load
6.3	Test speed	80 km/h	80 km/h	60 mile/h*	60 mile/h*
6.4	Stability requirements	no locking and no deviation	no deviation and special locking conditions	no deviation from 12 ft lane	no deviation from 12 ft lane
7.0	SERVICE BRAKE				
7.1	Stopping distance	$V/10+V^2/150$	—	—	185 ft
7.2	(Equiv) deceleration	59%g	59%g	62%g *	(65%g mean) *
7.3	Pedal effort	50 kg	50 kg	120 lb	120 lb
8.0	EMERGENCY BRAKE				
8.1	Stopping distance	$V/10+V^2/75$	—	646 ft	388 ft
8.2	(Equiv) deceleration	29·5%g	29·5%g	(18·5%g mean)	(31%g mean)
8.3	Pedal effort	50 kg } or	50 kg } or	200 lb	150 lb
8.4	Handbrake effort	40 kg }	40 kg }	—	—
9.0	PARKING BRAKE				
9.1	Gradient hold	(FL only) 18%	(on 0·6 μ) 16%	30%	(on dry concrete) 30%
9.2	Handbrake effort	40 kg } or	40 kg } or	—	90 lb } or
9.3	Footbrake effort	50 kg }	50 kg }	—	125 lb }
9.4	Dynamic test	in motion	20 km/h	—	—
9.5	Deceleration	—	—	—	—
10.0	OTHER PERFORMANCE				
10.1	Servo-failed	yes	yes	yes	yes
10.2	'In-service'	—	−10%	—	—
10.3	Fade test	yes	yes	yes	yes
10.4	Water test	—	yes	yes	yes
10.5	Other tests	various speeds and 'in gear' tests	high speed test	high speed and light load tests	high speed and spike stops
11.0	REMARKS	*Each divided circuit must provide min. 18%g (FL) and 15%g (DO) for 70 kg pedal effort	*Postponed to 1.1.73/74	*Also 30 mile/h (100 lb) and 80 mile/h (150 lb)	*Also 30 mile/h (100 lb) and 80 mile/h (150 lb)
FOR COMPARISON ONLY Stopping distance From 60 mile/h	Service	234 ft	234 ft	226 ft	185 ft
	Emergency	436 ft	436 ft	646 ft	388 ft