

D.A. 27.09.88

SILVIO DE ANDRADE FIGUEIREDO

Eng. Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1978

**SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO E CONSUMO
DE VEÍCULOS RODOVIÁRIOS**

**Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da USP
para a obtenção do título de
" Mestre em Engenharia "**

**Orientador: Prof. Dr. Francisco E.B. Nigro
Professor Assistente do
Departamento de Engenharia
Mecânica da EPUSP**

CONSULTA
FD-963

SÃO PAULO - 1987

fl. 963

SILVIO DE ANDRADE FIGUEIREDO

Eng Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1978

SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO E CONSUMO DE VEICULOS RODOVIARIOS

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da USP
para obtenção do título de
" Mestre em Engenharia "

Orientador: Prof. Dr. Francisco E. B. Nigro
Professor Assistente do
Departamento de Engenharia
Mecânica da EPUSP

SAO PAULO - 1987

Este trabalho é dedicado a meu filho Bruno

Agradecimentos

Fico muito grato :

à Malu, por sua compreensão;

ao meu orientador, por sua dedicação;

aos meus colegas do IPT, por sua cooperação;

ao eng.Sbardellati da Pirelli, por sua contribuição.

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um método numérico de previsão de desempenho e consumo de veículos, de aplicação em microcomputadores.

Inicialmente são estudados os esforços que podem influenciar o desempenho ou o consumo de veículos. A estes esforços é dada formulação compatível com uma expectativa de precisão da simulação da ordem de 2%, sendo algumas vezes utilizadas equações empíricas.

A metodologia desenvolvida considera os testes de bancada e de campo que usualmente são realizados para se avaliar o desempenho e consumo dos veículos.

São definidos um modelo e uma estrutura de programa que permitam a aplicação da simulação a diversos tipos de veículos, em diversas condições de operação. O método fornece resultados de desempenho à plena carga, consumo segundo trajetos normalizados, e consumo e desempenho em trajetos reais previamente definidos.

Para verificar a precisão do método é feita uma comparação dos resultados obtidos através da simulação com resultados obtidos em testes práticos.

ABSTRACT

In this present thesis is described the development of a numerical methodology to predict the performance and consumption of vehicle, to be used in microcomputer.

At first the forces influencing the performance and consumption of the vehicle are studied, and equated according to a simulation accuracy expectation of approximately 2%. Sometimes empirical equations are used.

The developed methodology is compatible with the bench and field tests usually utilized to evaluate the performance and consumption of vehicles.

The developed model and program structure allow the simulation to be applied to several kinds of vehicle, on different operational conditions.

The method can be used to predict WOT performance, consumption under standart driving conditions, and consumption and performance on actual roads that were previously especified.

To verify the methodology accuracy, some simulation results are compared with pratical results.

INDICE

Notação e nomenclatura.....	i
Lista de figuras.....	v
Lista de tabelas.....	vi
1. Introdução.....	1
2. Proposição deste trabalho.....	4
3. Avaliações veiculares.....	6
3.1. Desempenho.....	6
3.1.1. Previsão de desempenho.....	6
3.1.2. Testes de campo.....	8
3.2. Consumo.....	9
4. Estabelecimento do modelo.....	10
4.1. Esforços atuantes sobre um veículo.....	10
4.1.1. Peso.....	11
4.1.1.1. Força normal devido ao peso.....	12
4.1.1.2. Força longitudinal devido ao peso.....	12
4.1.1.3. Força transversal devido ao peso.....	12
4.1.2. Força aerodinâmica.....	13
4.1.2.1. Resistência aerodinâmica.....	14
4.1.2.2. Força de sustentação.....	15
4.1.2.3. Força devido a ventos laterais.....	15
4.1.3. Resistência ao rolamento.....	16
4.1.4. Força devido a inércia.....	24
4.1.4. Forças reativas.....	22

4.1.5.1.	Forças reativas normais.....	22
4.1.5.2.	Forças reativas transversais.....	22
4.1.5.	Força de tração.....	23
4.2.	Motor.....	26
4.3.	Massas equivalentes e variação de massa.....	28
4.3.1	Inércia rotativa.....	28
4.3.2.	Enriquecimento nas acelerações.....	29
4.3.3.	Variação de massa.....	30
4.4.	Influência das condições atmosféricas.....	31
4.5.	Modo de dirigir.....	33
4.6.	Equacionamento final do modelo.....	34
5.	Desenvolvimento do programa.....	36
5.1.	Motor.....	37
5.2.	Transmissão.....	37
5.3.	Características gerais do veículo.....	38
5.4.	Tipo de teste.....	38
5.5.	Modo de dirigir.....	39
5.6.	Programa principal.....	39
6.	Avaliação da influência dos parâmetros considerados.....	40
7.	Comparação com dados experimentais.....	42
8.	Conclusões.....	46
9.	Sugestões para trabalhos futuros.....	47
	Referências bibliográficas.....	48
Anexo 1	51
Anexo 2	52
Anexo 3	53
Anexo 4	54
Anexo 5	55

Апexo 6.....	56
Апexo 7.....	57
Апexo 8.....	58
Апexo 9.....	59
Апexo 10.....	60
Апexo 11.....	62
Апexo 12.....	63

СЕРТИФИКАТЪТ НА КОПИРАНЕ ЗАЩЕТО НЕ Е ВЪЗМОЖНО
ДА СЕ КОПИРАТ ДРУГИТЕ СТРАНИЦИ

NOTAÇÃO E NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	área frontal do veículo
B	coeficiente de perda
c	expoente fixado
C_H	consumo horário do motor
c_1, C_1	coeficientes da aproximação de polinômio
C_s	coeficiente de sustentação
C_x	coeficiente de arrasto aerodinâmico
C_y	coeficiente de força lateral
f	coeficiente de resistência ao rolamento
f_{1ab}	coeficiente de resistência ao rolamento obtido em bancada
f_0	coeficiente de resistência ao rolamento mínimo
f_1	fator de sensibilidade à variação de velocidade
f_2	fator de sensibilidade a variação de carga
f_3	fator de sensibilidade a variação de pressão de insuflamento
F_A	força aerodinâmica
F_{Ar}	resistência aerodinâmica
F_{As}	força de sustentação
F_{Avl}	força devido a ventos laterais
F_P	peso
F_{Pl}	força longitudinal devido ao peso
F_{Pn}	força normal devido ao peso

F_{Pt}	força transversal devido ao peso
F_R	força reativa
F_{Rn}	força reativa normal
F_{R01}	resistência ao rolamento
F_{Rt}	força reativa transversal
F_T	força de tração
F_{Tmax}	força de tração máxima
g	aceleração da gravidade
H	altitude
i	relação de transmissão entre o eixo da massa considerada e o eixo da roda
I	momento de inércia em relação ao eixo de rotação
i_t	relação de transmissão total
k	constante característica do pneu
M	massa total do veículo
M_a	massa equivalente devido a aceleração
M_E	massa total equivalente
M_F	momento de força
M_{Ft}	momento de força referido ao eixo de tração
M_M	momento de força do motor
M_r	massa equivalente rotativa
n	rotação do motor
N	potência de entrada em elemento de transmissão
N_o	perda residual de potência
N_c	coeficiente de perda de potência com a carga
N_{max}	potência de dimensionamento de elemento de transmissão

n_R	rotação da roda
P	pressão
p_1	pressão de insuflamento
R	raio dinâmico do pneu ou constante do gás
$R_{cilindro}$	raio do cilindro de teste
R_E	raio estático do pneu
T	temperatura
v	volume específico
V	velocidade do veículo em relação ao solo
V_A	velocidade relativa entre o veículo e o ar
V_{A1}	componente longitudinal da velocidade relativa entre o veículo e o ar
V_{ar}	velocidade do ar em relação ao solo

Letras Gregas

α	ângulo de inclinação do eixo longitudinal em relação a horizontal
β	ângulo de inclinação do eixo transversal em relação a horizontal
ΔM	massa de combustível consumida
δ	aceleração angular do eixo de tração
J_a	fator adimensional devido a aceleração
J_r	fator adimensional de massas rotativas
η	rendimento da transmissão
η_{max}	rendimento de transmissão à plena carga
η_P	coeficiente de escorregamento dos pneus
μ	coeficiente de atrito entre o pneu e o solo
ρ	densidade
ρ_{ar}	densidade do ar
ψ	ângulo resultante do vento

LISTA DE FIGURAS

3.1	Gráfico para a previsão do desempenho.....	7
4.1	Forças atuantes sobre um veículo.....	10
4.2	Componentes devido ao peso.....	11
4.3	Componentes da força aerodinâmica.....	14
4.4	Diagrama de velocidades.....	16
4.5	Esquema de pneus diagonal e radial.....	17
4.6	Influência da carga e pressão interna na F_{R01}	18
4.7	Influência da velocidade na F_{R01}	19
4.8	Forças atuantes em torno do eixo transversal.....	31
7.1	Comparação dos resultados de desempenho.....	44

LISTA DE TABELAS

4.1	Valores aerodinâmicos típicos.....	15
4.2	Rendimentos médios de transmissão à plena carga.....	25
4.3	Coefficientes de atrito pneu-solo.....	26
6.1	Influência dos parâmetros simulados.....	41
7.1	Comparação dos resultados de desempenho.....	43
7.2	Comparação dos resultados de consumo do Escort.....	43
7.3	Comparação dos resultados de consumo do Monza.....	45

1. INTRODUÇÃO

Anteriormente à crise do petróleo de 1973, a ênfase das pesquisas automobilísticas era voltada para o desempenho dos veículos, a ponto de não haver formas eficientes de avaliar o consumo. Até hoje o desempenho dos veículos é verificado através de testes de campo, cuja execução exige instrumentação sofisticada e grande número de técnicos envolvidos, sendo que para este fim, muitos fabricantes constroem centros de provas com pistas especiais (ref. 1).

Durante esta crise, ampliou-se a preocupação com relação ao consumo de combustível, e desde então são realizados esforços pelos institutos de pesquisas e indústrias automobilísticas para a obtenção de veículos mais econômicos.

Um dos métodos criados para medir o consumo de veículos leves, aproveitou a experiência adquirida na avaliação de emissões de escapamento (ref. 2 e 3). Este método tem por base ensaios realizados em dinamômetro de chassi, no qual o veículo "acompanha" um ciclo que procura reproduzir uma condição média de utilização, isto é, um tráfego de cidade ou de estrada. A aplicação deste método exige instalações e equipamentos complexos, e sua representatividade é função do ciclo adotado.

Outro método utilizado para medição de consumo é a realização de testes de campo (ref. 4, 5 e 6), que estão sujeitos à fatores externos, tais como condições climáticas e de trânsito. Neste caso, de maneira geral, os testes devem ser repetitivos e comparativos, visando eliminar a influência destes fatores externos.

A aplicação destes métodos de avaliação veicular demanda tempo, e depende da disponibilidade física dos veículos, equipamentos e instrumentação, de forma que seu uso como ferramenta de pesquisa é limitado e de custo elevado.

Para se obter respostas mais rápidas e de menor custo, já faz algum tempo que são usados métodos de previsão de desempenho e consumo (ref. 7). A utilização de previsões é tão mais vantajosa, quanto maior a complexidade do teste que irá substituir. As desvantagens das previsões são: permitem somente uma avaliação parcial do veículo; no mínimo contém erros decorrentes das simplificações do modelo adotado.

Classicamente se efetuam previsões de desempenho através de um trabalhoso método gráfico (ref. 8 e 9). Com o desenvolvimento das técnicas de computação, cresceu o uso de simulações em diversos campos de engenharia automobilística (ref. 10). Em um relatório de 1973, do Departamento de Transporte do Governo dos Estados Unidos, é mencionado a utilização de um programa simulador, para avaliar a redução do consumo que poderia ser alcançada através do desenvolvimento veicular (ref. 11). A evolução das simulações neste campo tem prosseguido, mesmo a nível nacional, como se pode verificar em artigos mais recentes (ref. 12 e 13). Inclusive, é pública a existência de programas de simulação, desenvolvidos principalmente por algumas matrizes de montadoras nacionais (ref. 14 e 15), os quais são fechados e de uso exclusivo dos departamentos de pesquisa destas empresas.

Mas o que é simulação?

Segundo Shannon (ref. 16), simulação é o processo de elaborar um modelo de um sistema real para conduzir experimentos com o propósito de compreender o comportamento do sistema, ou para avaliar estratégias para a operação deste.

Comumente o processo de simulação (ref. 17), para ser considerado efetivo, está associado a representações que se assemelham à realidade, como por exemplo, simulador de tráfego ou de voo. A nível científico e tecnológico as simulações podem adotar modelos das seguintes formas:

- a) em escala
(ex. modelo de avião para ensaios em túnel de vento);
- b) analógico
(ex. circuito elétrico simulando escoamento de fluidos);
- c) matemático
(ex. representação matemática de um veículo).

As simulações do desempenho e consumo, que permitem avaliar o veículo em função dos parâmetros que lhe são característicos, são feitas através de modelos matemáticos, que são estabelecidos com uma série de simplificações para torná-los operacionais.

Um modelo que possa representar um veículo em condições gerais de uso precisa ser complexo. A solução da simulação não será obtida diretamente por meio analítico ou algébrico, uma vez que as mudanças de estado envolvem diversos sistemas contínuos interagindo, e operações lógicas típicas dos sistemas discretos. Seu cálculo deverá ser feito sequencialmente, de forma iterativa, refletindo a dinâmica do sistema ao longo do tempo. Evidentemente para tornar viável a solução destes cálculos, faz-se necessária a utilização de computadores digitais.

Quais os possíveis usuários, e com que objetivo se pode utilizar a simulação de desempenho e consumo de veículo?

Não sendo necessário dispor fisicamente do veículo, através de simulações é possível que institutos de pesquisas avaliem as perspectivas de novas concepções veiculares, e de novas tecnologias nas áreas de materiais, componentes e combustíveis. Foi com esta finalidade que em 1973 foi feito o programa simulador utilizado pelo Departamento de Transporte do Governo dos Estados Unidos, mencionado anteriormente (ref. 11). Desta forma, órgãos governamentais das áreas de transportes e energia podem obter subsídios para avaliação e planejamento de suas políticas.

Nos estudos de viabilidade econômica de combustíveis alternativos, uma simulação permite inferir o consumo de veículos a partir de ensaios dos motores em bancadas dinâmicas.

Uma simulação que permita determinar as condições de carga de um motor em regime transitório, quando em uso em veículos, pode auxiliar pesquisas tecnológicas nas áreas de emissões poluentes e de solicitações mecânicas de componentes.

A simulação pode ser usada como ferramenta de pesquisa no desenvolvimento de veículos, ao dar condições de analisar o efeito dos diferentes componentes do conjunto propulsor, assim como de otimizar o trem de potência para uma determinada aplicação (ref. 18 e 19).

Pode-se avaliar a influência da introdução ou alteração de algum componente no desempenho e no consumo. Por exemplo, em quanto o consumo de combustível pode ser reduzido com a utilização de pneus radiais em determinada aplicação, ou por outro lado, como se altera o desempenho com a introdução de um equipamento de ar condicionado. Estes dados tem importância tanto para os fabricantes de veículos, como os de componentes, como para os usuários dos produtos.

Simulando duas ou mais configurações de um veículo, ou mesmo de diferentes tipos de veículo, em um determinado trajeto, consegue-se avaliar qual destes será mais conveniente para aquele tipo de aplicação. Esta é uma forma das montadoras defenderem seus produtos, e dos compradores terem bases mais técnicas para tomarem uma decisão.

Um frotista poderá decidir se uma manutenção preventiva se justifica, quando comparar o consumo da sua frota, com aquele obtido através da simulação dos seus veículos, operando conforme as condições prescritas pelos fabricantes.

Pode-se pesquisar modos de dirigir um veículo de carga em um dado trajeto, através da simulação de diferentes condições de aceleração, de troca de marcha e de frenagem, de forma a obter um ponto otimizado no compromisso entre consumo e tempo gasto.

Projetos de estrada baseiam-se em dados de desempenho dos veículos (ref. 20). Estes dados podem ser verificados ao se prever o desempenho dos veículos que compoem a frota nacional.

Na bibliografia consultada, há trabalhos onde são apresentados modelos de previsão insuficientes para reproduzir situações mais complexas, como a determinação do desempenho de um veículo trafegando em uma estrada ou de seu consumo. Por outro lado, existem trabalhos que apresentam resultados deste tipo, porém cujos métodos não foram publicados.

2. PROPOSIÇÃO DESTE TRABALHO

O objetivo deste trabalho foi desenvolver um método numérico e um programa de computador, que permitam simular o desempenho e o consumo de diversos tipos de veículos, em diferentes condições de operação. A simulação foi dirigida de modo que os resultados fossem compatíveis com os testes usualmente realizados em avaliações de desempenho e consumo, isto é:

- a) desempenho à plena carga
(velocidade máxima, aceleração, retomada de velocidade, capacidade de subida de rampa);
- b) consumo em trajetos normalizados
(definidos através de um padrão de velocidade em função do tempo);
- c) desempenho e/ou consumo em trajetos reais
(definidos através de seus perfis longitudinais e de velocidades limites por trecho).

No desenvolvimento do programa simulador, e visando difundir sua aplicação, considerou-se que este deveria ser de fácil utilização, aplicável em microcomputadores disponíveis no mercado nacional, em linguagem passível de migração para outros tipos de computadores.

Com este trabalho pretende-se desenvolver a metodologia acima mencionada, de modo a torná-la disponível para a comunidade técnica nacional.

3. AVALIAÇÕES VEICULARES

Para que o modelo de simulação seja compatível com os procedimentos usuais de avaliação veicular, foi feito inicialmente um estudo destes procedimentos. São diversas as avaliações possíveis de serem realizadas em um veículo, como por exemplo, testes de frenagem, durabilidade de componentes, comportamento dinâmico, impacto, etc. (ref. 1). Evidentemente para este trabalho interessam dois tipos: desempenho e consumo.

3.1. DESEMPENHO

A avaliação do desempenho do veículo é feita durante seu desenvolvimento, através de previsões teóricas em função das características dos componentes, e de testes de campo.

3.1.1. PREVISÃO DE DESEMPENHO

O método convencional de previsão é aplicável para avaliação do desempenho à plena carga (ref. 8 e 9). Neste método, a seguir exposto simplificadaamente, são levantadas curvas como da figura seguinte.

Neste gráfico estão plotadas, em função da velocidade, as curvas:

- a - força de tração máxima bruta, para cada relação de transmissão, obtida a partir das curvas características do motor, rendimento da transmissão e relação de transmissão total;
- b - rotação, obtida a partir da relação de transmissão total e do escorregamento do pneu;
- c - resistência ao rolamento, obtida a partir das características do pneu;
- d - resistência aerodinâmica, obtida a partir das características da carroceria;

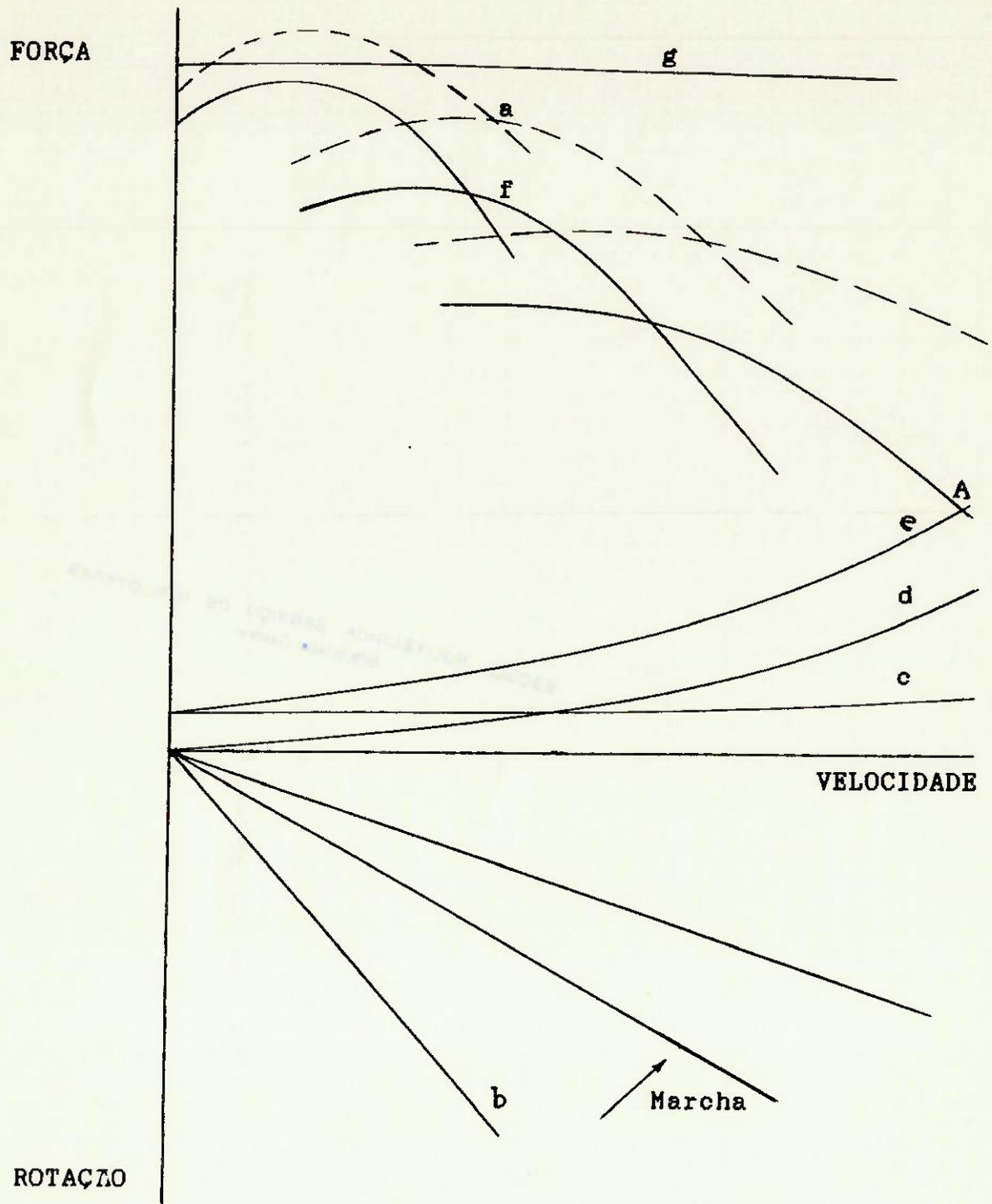


Figura 3.1 Gráfico para a previsão do desempenho

- e -resistência total, obtida a partir da soma das duas curvas anteriores;
- f -força de tração máxima líquida, para cada relação de transmissão, obtida a partir da curva de força de tração máxima bruta e resistência total;
- g -limites de força de tração, obtida a partir do peso sobre o eixo trator e características do solo.

Também como ordenada pode-se colocar uma escala correspondente a aceleração do veículo no plano, e a capacidade de subida de rampa a velocidades constantes, que são proporcionais a força de tração disponível.

Deste gráfico obtém-se ainda outras informações, como por exemplo:

- velocidade máxima (ponto A);
- por integração gráfica, velocidade em função do tempo em regime de plena carga, e a partir desta, da distância percorrida em função do tempo.

3.1.2. TESTES DE CAMPO

Tradicionalmente os veículos são submetidos a testes de campo para se avaliar seu desempenho, não só por seus fabricantes, como também por revistas especializadas. São testes de:

a) Aceleração

Aceleração à plena carga em pista plana horizontal, com resultados expressos em tempo para se atingir determinadas velocidades, ou se percorrer determinadas distâncias.

b) Retomada de velocidade

Retomada a partir de uma determinada velocidade, em condições equivalentes a aceleração, e com resultados do mesmo tipo.

c) Velocidade máxima.

Realizado em pista plana horizontal.

d) Capacidade de subida de rampas.

Realizados em pista planas com inclinações fixas (por exemplo, 40% e 50%). Estes testes não são realizados para definir limites exatos de capacidade de subida de rampa em cada marcha, os quais são determinados teoricamente.

3.2. CONSUMO

É usual executar-se previsões de consumo de veículos à velocidades constantes. Para tanto calcula-se a força de tração necessária para equilibrar as forças resistivas, e a partir desta força e da velocidade calcula-se o momento e a rotação do motor. Com estes parâmetros definidos determina-se o consumo no mapa do motor.

Para se avaliar o consumo ao longo de um ciclo é necessário ou realizar previsões através de simulações em computador, ou executar medidas experimentais.

Os testes práticos podem ser de duas naturezas: testes sobre dinamômetro de chassi e testes de campo.

Os testes de consumo sobre dinamômetro de chassi são testes originalmente desenvolvidos para pesquisas de emissões poluentes. Nestes testes, como por exemplo, conforme a ABNT NBR 7024, o dinamômetro é regulado de forma a se ter uma resistência total (inércia , rolamento e aerodinâmica) equivalente a do veículo. Posteriormente o veículo devidamente preparado é montado sobre o dinamômetro, e um técnico o "dirigirá" seguindo um padrão de velocidade em função do tempo, mostrado em um monitor. Este padrão procura reproduzir uma condição média de utilização de cidade ou de estrada. É então medido o consumo no "trajeto" e expresso o resultado em termos de autonomia por litro (km/l).

Os testes de campo podem ser feitos: à velocidades constantes; em trajetos simulando uma condição de utilização, de forma semelhante aos testes em dinamômetro de chassi; em trajetos reais. Neste último tipo são maiores os cuidados que se deve ter visando eliminar a influência de fatores externos tais como tráfego, modo de dirigir, etc. Existem algumas recomendações específicas para este fim (ref. 4 , 5 e 6).

4. ESTABELECIMENTO DO MODELO

Com a finalidade de se estabelecer o modelo matemático, foi feito um estudo geral dos diversos parâmetros que afetam o desempenho e o consumo. Em função da importância destes parâmetros foram estabelecidas hipóteses simplificadoras.

4.1. ESFORÇOS ATUANTES SOBRE UM VEICULO

Para equacionar o movimento do veículo é necessário que se faça, inicialmente um estudo dos esforços atuantes sobre o mesmo (ref. 21). Um veículo movendo-se sobre um plano inclinado está sujeito a um conjunto de forças, que podem ser representadas simplificadamente como na figura fig. 4.1.

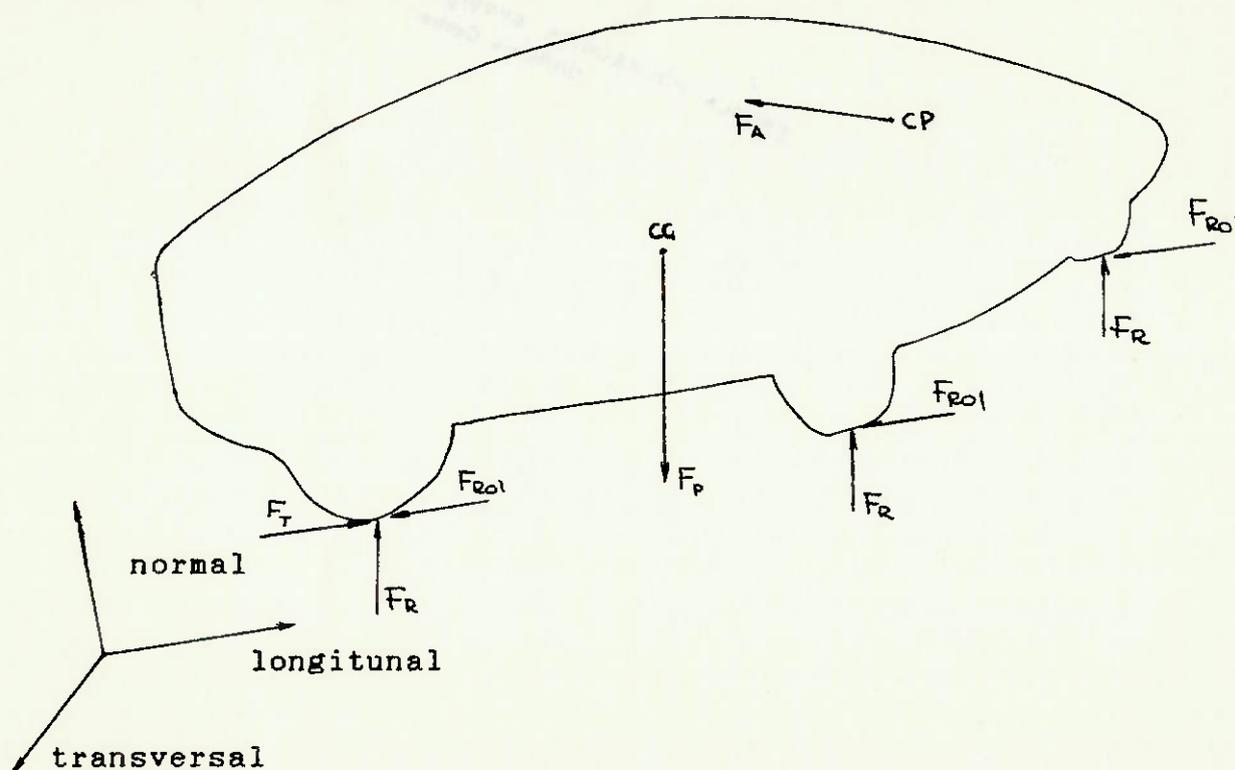


Figura 4.1 Forças atuantes sobre um veículo

onde F_P é o peso,
 F_A é a força aerodinâmica,
 F_{R01} são as resistências ao rolamento,
 F_R são as forças reativas,
 F_T são as forças de tração.

A resultante deste conjunto de forças determina a aceleração do veículo.

A análise destas forças será feita ao decompô-las segundo eixos tri-ortogonais definidos pelas direções: normal ao plano onde se apoia o veículo, longitudinal e transversal ao veículo.

4.1.1. PESO (F_P)

As massas do veículo em marcha, sujeitas a aceleração da gravidade, fornecem uma força resultante que atua sobre o centro de gravidade (CG). Decompondo esta força segundo as direções mencionadas anteriormente, teremos (vide fig. 4.2):

- força normal devido ao peso (F_{Pn});
- força longitudinal devido ao peso (F_{Pl});
- força transversal devido ao peso (F_{Pt}).

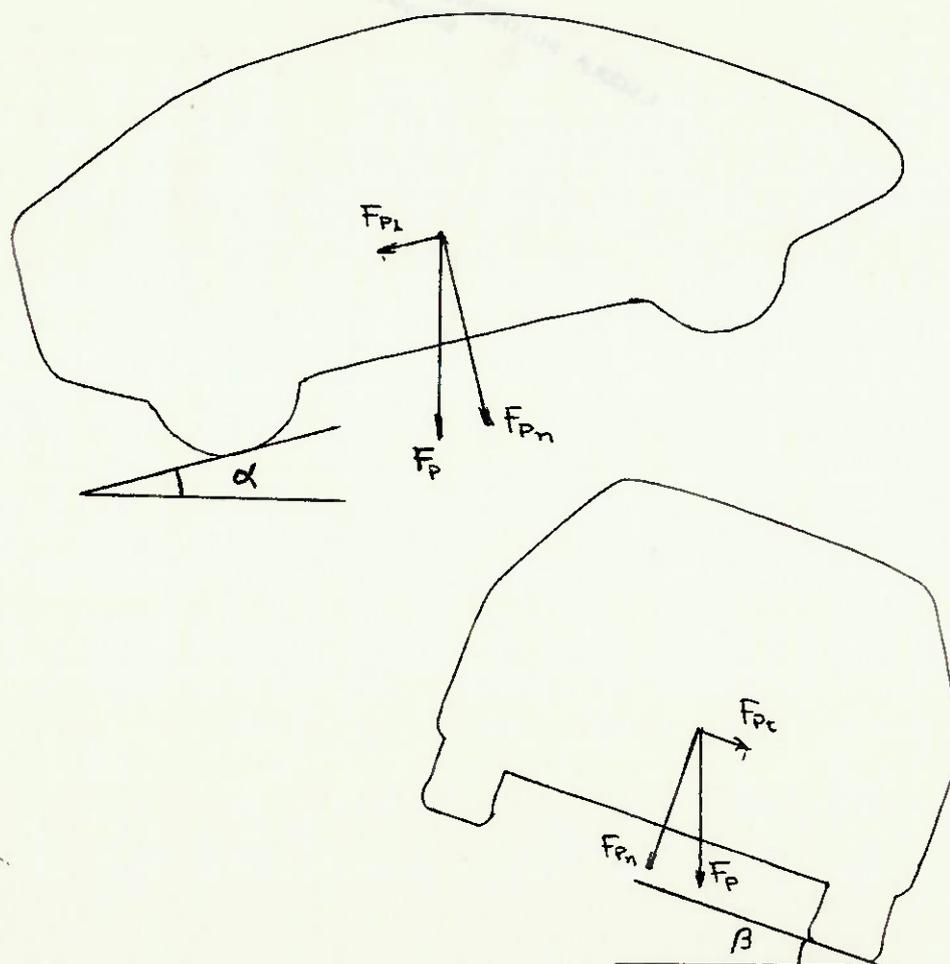


Figura 4.2 Componentes devido ao peso

4.1.1.1.FORÇA NORMAL DEVIDO AO PESO (F_{Pn})

E a componente do peso normal ao plano aonde se encontra o veículo, expressa por:

$$F_{Pn} = F_P \cdot \sqrt{1 - \text{sen}^2 \alpha - \text{sen}^2 \beta} = M \cdot g \cdot \sqrt{1 - \text{sen}^2 \alpha - \text{sen}^2 \beta} \quad (4.1)$$

onde M é a massa total do veículo
 g é a aceleração da gravidade
 α é o ângulo de inclinação do eixo longitudinal anteriormente definido em relação a horizontal
 β é o ângulo de inclinação do eixo transversal anteriormente definido em relação a horizontal

4.1.1.2.FORÇA LONGITUDINAL DEVIDO AO PESO (F_{P1})

E a componente do peso na direção longitudinal do veículo, expressa por :

$$F_{P1} = F_P \cdot \text{sen} \alpha = M \cdot g \cdot \text{sen} \alpha \quad (4.2)$$

No caso da rampa ser um :
 -acive, esta força será resistiva;
 -declive, esta força induzirá o movimento.

4.1.1.3.FORÇA TRANSVERSAL DEVIDO AO PESO (F_{Pt})

E a componente do peso na direção transversal do veículo, expressa por :

$$F_{Pt} = F_P \cdot \text{sen} \beta = M \cdot g \cdot \text{sen} \beta \quad (4.3)$$

Nas estradas, as curvas são projetadas com sobrelevação no raio externo ($\beta > 0$), para que esta componente, ao contrapor-se a força centrífuga, reduza a componente transversal da força reativa, facilitando a execução da curva.

Por hipótese esta componente será considerada nula na simulação dos trechos retos de trajetos reais. Como veremos adiante, nos trechos em curva ela será tratada de forma bastante simplificada, em parte devido a minimização de seu efeito, conforme visto no parágrafo anterior.

De maneira geral, nem esta componente, nem a força longitudinal devido ao peso, tem influência na simulação de desempenho à plena carga e de consumo em trajeto padrão, porque os testes correspondentes são realizados em pista plana horizontal. A única exceção está na simulação de capacidade de subida de rampa, onde evidentemente tem-se que considerar a força longitudinal devido ao peso.

4.1.2.FORÇA AERODINAMICA (F_A)

Havendo movimento relativo entre um corpo e o fluido que o envolve, surge sobre aquele, um campo de pressões não uniforme, em consequência da distribuição de pressões dinâmicas (termo definido a partir da equação de Bernoulli). Além disto, a viscosidade do fluido provoca esforços tangentes a sua superfície. Integrando os esforços normais e tangentes a superfície do corpo, tem-se uma força e um momento resultantes. Se a direção do movimento for a do plano de simetria do corpo, o momento resultante se anula, quando a força resultante atuar sobre um ponto denominado centro de pressões (CP). Esta resultante é chamada força aerodinâmica quando este fluido for o ar (ref. 22).

Convém mencionar que, em um veículo, o efeito da viscosidade é responsável por somente cerca de 10% da força aerodinâmica (ref. 23).

Os elementos do veículo que contribuem na geração da força aerodinâmica são: contorno básico da carroceria, saliências, acessórios, e fluxo interno de ar nos sistemas de arrefecimento e ventilação.

Decompondo a força aerodinâmica nas direções normal, longitudinal e transversal mencionadas anteriormente, teremos (vide fig. 4.3):

- resistência aerodinâmica (F_{Ar});
- força de sustentação (F_{As});
- força devida a ventos laterais (F_{Av1}).

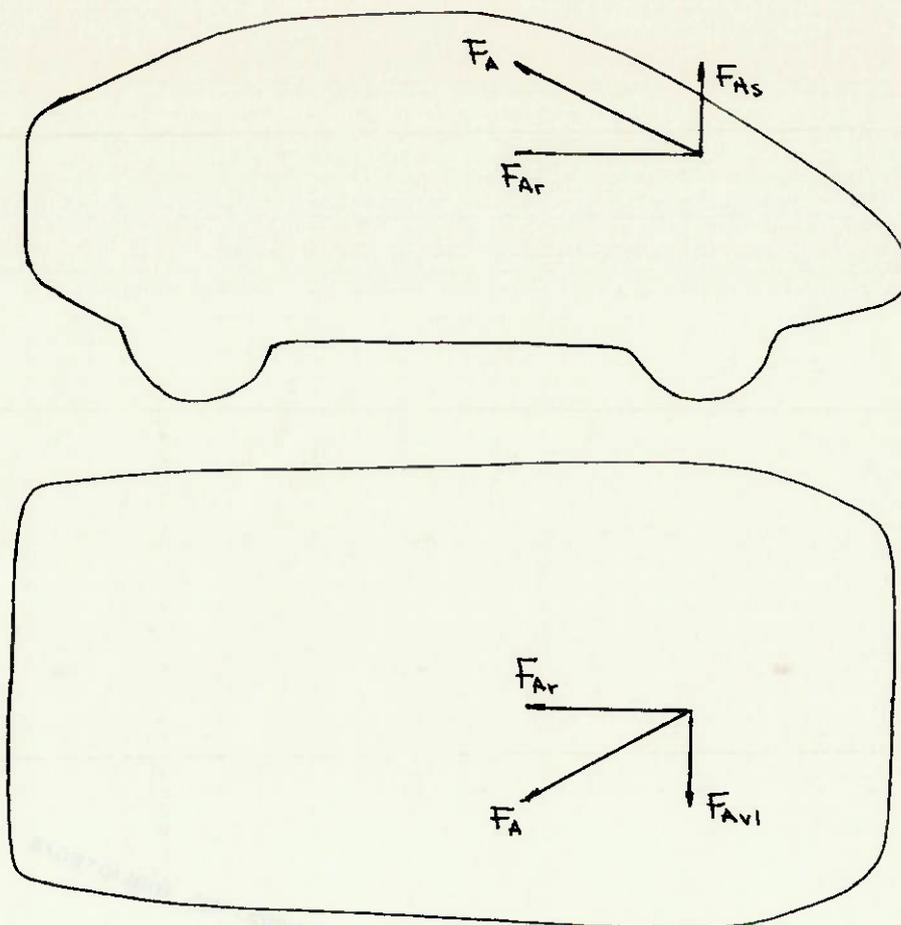


Figura 4.3 Componentes da força aerodinâmica

4.1.2.1. RESISTENCIA AERODINAMICA (F_{Ar})

É a componente na direção longitudinal do veículo, no sentido oposto ao movimento, expressa por:

$$F_{Ar} = C_x \cdot \rho_{ar} \cdot A \cdot V_A^2 / 2 \quad (4.4)$$

onde C_x é o coeficiente de arrasto aerodinâmico

(também conhecido por C_d)

ρ_{ar} é a densidade do ar

A é a área frontal do veículo

V_A é a velocidade relativa entre o veículo e o ar

Na prática da engenharia automobilística é usual utilizar-se a componente da velocidade na direção do movimento do veículo V_{A1} ao invés de V_A .

O valor do C_x é determinado experimentalmente em ensaio em túnel de vento, com o veículo ou um modelo em escala.

Na tabela a seguir encontramos as faixas dos valores típicos relacionadas com a resistência aerodinâmica.

Tabela 4.1 Valores aerodinâmicos típicos (ref. 24)

VEICULO	Cx	A(em m ²)
motocicleta	1,0 a 1,8	0,6 a 1,2
automóvel	0,3 a 0,6	1,3 a 3,0
ônibus	0,6 a 1,0	4,0 a 7,5
caminhão	0,8 a 1,4	3,0 a 7,5

4.1.2.2.FORÇA DE SUSTENTAÇÃO (F_{AS})

E a componente da força aerodinâmica normal ao plano aonde se encontra o veículo, e é assim denominada porque seu efeito usualmente é o de elevar o veículo, embora em carros de corrida este efeito possa se inverter. E expressa por :

$$F_{AS} = C_s \cdot \rho_{ar} \cdot A \cdot V_{A1}^2 / 2 \quad (4.5)$$

onde C_s é o coeficiente de sustentação

Da mesma forma que o coeficiente de arrasto, o valor do coeficiente de sustentação é determinado em ensaios em túnel de vento, com os veículos ou modelos em escala. Este é referido também a área frontal. Para automóveis os valores típicos situam-se entre 0,3 a 0,5. Para ônibus e caminhões a influência da sustentação é pouco significativa.

4.1.2.3.FORÇA DEVIDA A VENTOS LATERAIS (F_{AV1})

Na verdade, independentemente da existência de ventos laterais, devido a forma do veículo, pode existir uma componente da força aerodinâmica na direção transversal do veículo. Mas esta componente é assim denominada porque, como quase todos veículos possuem simetria em relação ao plano vertical que contém seu eixo longitudinal, ela é causada essencialmente devido a ventos laterais, ou seja, devido a componente transversal da velocidade relativa entre o veículo e o ar. E expressa por:

$$F_{AV1} = C_y \cdot \rho_{ar} \cdot A \cdot V_{A1}^2 / 2 \quad (4.6)$$

onde C_y é o coeficiente de força lateral

Esquematisando o diagrama vetorial de velocidades, teremos:

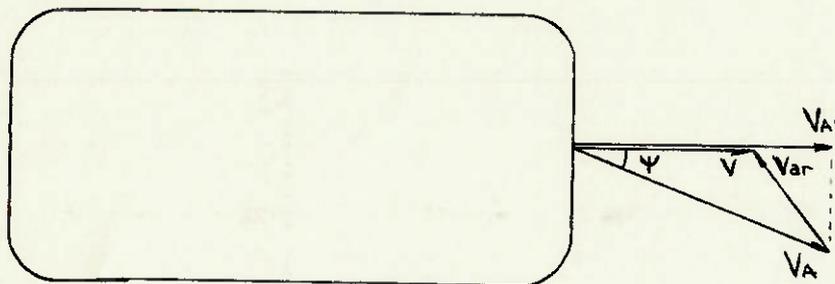


Figura 4.4 Diagrama de velocidades

onde V é a velocidade do veículo em relação ao solo
 V_{ar} é a velocidade do ar em relação ao solo
 Ψ é o ângulo resultante do vento

O coeficiente C_y , também determinado experimentalmente e referido a área frontal, será uma função de Ψ . A área frontal e a componente da velocidade relativa entre o veículo e o ar na direção do movimento, são utilizadas por convenção.

Na simulação, será assumido que não há vento, e portanto a velocidade do veículo em relação ao ar será igual a em relação ao solo. Esta hipótese é justificada porque:

- testes de campo devem ser realizados nos dois sentidos da pista de prova, de modo a eliminar a influência da velocidade do vento, que ainda assim não deve ultrapassar determinado limite;
- testes de consumo segundo trajetos padronizados são realizados em bancada dinamométrica em ambiente fechado.

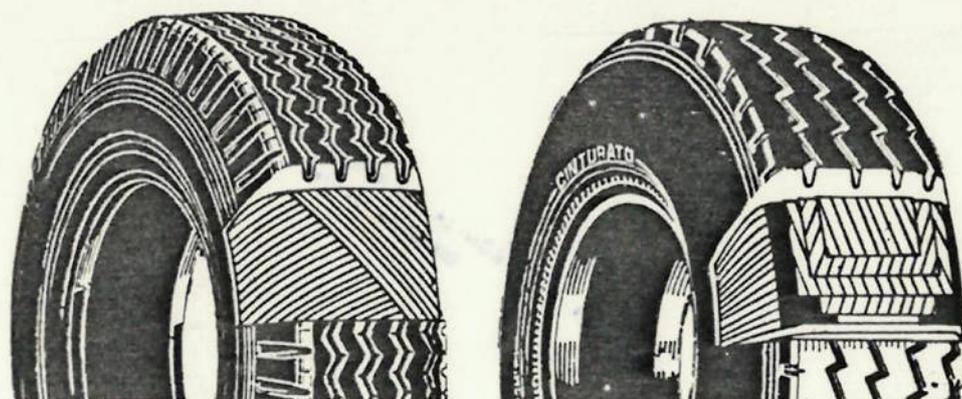
4.1.3. RESISTENCIA AO ROLAMENTO (F_{R01})

E a força atuante no sentido oposto ao movimento do veículo, causada pela interação entre o solo e pneus.

Antes de analisarmos mais detalhadamente suas causas e os fatores que a influenciam, convém mencionar algumas características construtivas dos pneus.

O pneu é constituído por (vide fig. 4.5):

- carcaça (estrutura de lonas téxteis ou mantas de aço);
- talão (região que mantém o pneu acoplado ao aro da roda);
- flancos (região de borracha de alta flexibilidade);
- banda de rodagem(região que entra em contato com o solo,de borracha de grande resistência mecânica).



PNEU DIAGONAL

PNEU RADIAL

Figura 4.5 Esquema de pneus diagonal e radial

O que caracteriza, e inicialmente difere o pneu diagonal do radial é o sentido da disposição dos cabos das lonas da carcaça. Na região da carcaça próxima da banda de rodagem pode haver lonas dispostas tangencialmente, chamadas cintas, que aumentam a rigidez radial do pneu. Todos pneus radiais são cinturados, e aqueles cujas cintas e carcaça são de mantas de aço são denominados radiais de aço. Pneus diagonais cinturados estão em desuso.

As causas da resistência ao rolamento são (ref. 25):

- a) fricção interna entre as lonas e a borracha do pneu, causada pela deformação, e que em solos rígidos e planos significa de 90 a 95% da resistência ao rolamento;
- b) escorregamento da banda de rodagem sobre o solo, que é função da área de contato, e que em solos rígidos e planos significa de 5 a 10% da resistência ao rolamento;

- c) fricção e deformação do terreno, que pode ser uma parcela significativa em solos moles (areia, lama, etc.);
- d) irregularidades da pista, que aumentam as deformações do pneu, e ocasionam a movimentação dos amortecedores da suspensão.

Normalmente menciona-se também uma pequena participação de arrasto aerodinâmico interno e externo, mas na prática nos procedimentos de medida da resistência ao rolamento em laboratório, esta parcela é descontada junto com outras perdas parasitas do equipamento de medida (ref. 26).

Uma vez conhecidas as causas, fica mais fácil entender os fatores que influenciam a resistência ao rolamento. São eles:

a) Carga sobre as rodas

Que é determinada pela distribuição do peso do veículo, pela sustentação aerodinâmica e por outros efeitos dinâmicos; e que influencia a deformação e o escorregamento do pneu, e conseqüentemente a resistência ao rolamento.

b) Pressão de insuflamento

Que junto com a carga, influencia a deformação e o escorregamento do pneu (vide fig. 4.6).

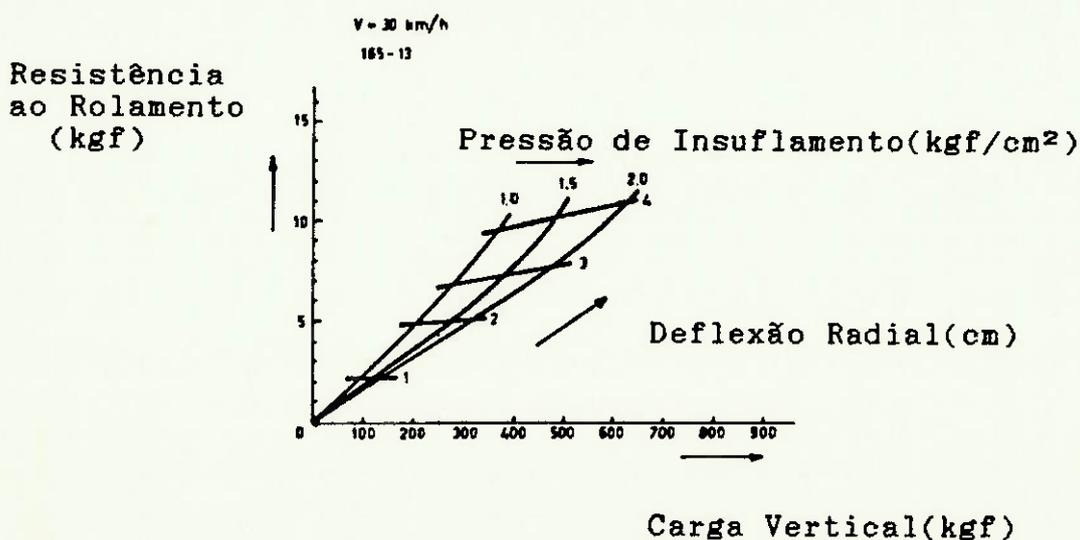


Figura 4.6 Influência da carga e pressão interna na F_{R01} (ref. 25)

c) Tipo de solo

A deformação do solo é uma das causas da resistência ao rolamento. Em um solo mole este aumento é tão significativo, que a diminuição da deformação do solo em consequên-

cia da redução de pressão de insuflamento, mesmo com o aumento da deformação do pneu, resulta na redução da resistência ao rolamento.

d) Velocidade do veículo

Com o aumento da velocidade há um crescimento da resistência ao rolamento. Nas velocidades usuais, até aproximadamente 100 km/h, este aumento é parcialmente compensado pelo aumento de temperatura, e conseqüente aumento da pressão interna. Mas acima destas velocidades os efeitos dinâmicos tornam-se significativos, ocasionando um crescimento exponencial da resistência ao rolamento (vide fig. 4.7).

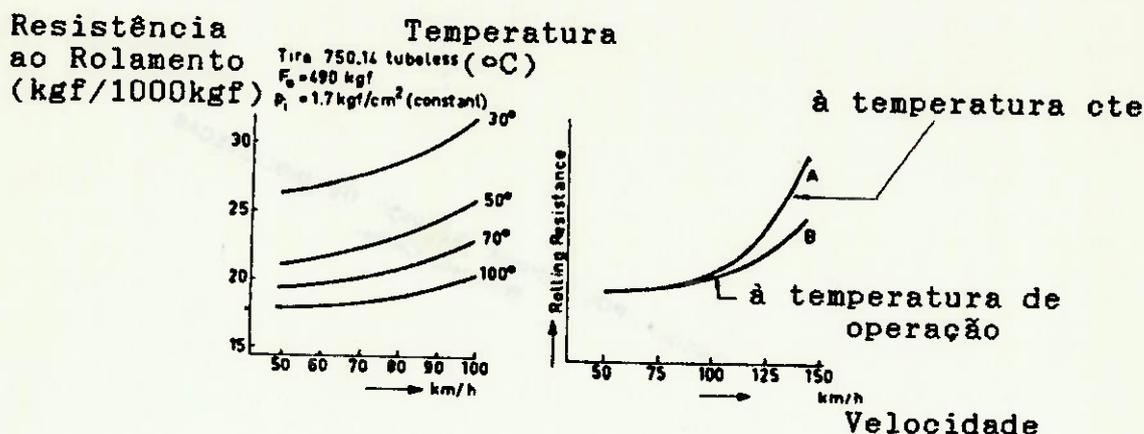


Figura 4.7 Influência da velocidade na F_{R01} (ref. 25)

e) Temperatura

A temperatura de operação do pneu é função da temperatura exterior, do atrito interno e das condições de troca de calor. O aumento de temperatura ocasiona um crescimento da pressão interna, e uma redução do escorregamento.

f) Diâmetro do pneu

Mantido outros fatores fixos, a resistência ao rolamento descrece com o aumento do diâmetro do pneu. Este efeito é mais significativo em solos moles.

g) Relação altura do perfil/largura do pneu

Quanto menor esta relação, ou seja, quanto mais baixo for o perfil do pneu proporcionalmente a sua largura, mais rígido ele é, e conseqüentemente menor é a resistência ao rolamento. Este efeito é mais significativo em altas velocidades.

h) Tipo diagonal ou radial

Pneus radiais por serem mais rígidos na região sob a banda de rodagem e mais flexíveis nos flancos, sofrem menor histerese que pneus diagonais, e conseqüentemente tem menor resistência ao rolamento.

i) Tipo de borracha

Borracha natural tem menor histerese que borracha sintética, e conseqüentemente menor resistência ao rolamento. A borracha natural é muito utilizada para a confecção de pneus de caminhões.

j) Condições de manutenção

Pneus com banda de rodagem menos espessa por causa do desgaste apresentam menor resistência ao rolamento.

l) Curvas

Em curvas há um aumento da deformação do pneu, e conseqüentemente um crescimento da resistência ao rolamento.

m) Aceleração e desaceleração

Nestas condições há um aumento do escorregamento, e conseqüentemente um crescimento da resistência ao rolamento.

Já foi dito que usualmente os valores de resistência ao rolamento são medidos experimentalmente em laboratório. Mas para sua aplicação normalmente define-se o coeficiente de resistência ao rolamento, que é a relação entre a resistência ao rolamento e a componente normal da carga, isto é:

$$f = F_{R01} / F_{RN} \quad (4.7)$$

onde f é o coeficiente de resistência ao rolamento
 F_{R01} é a resistência ao rolamento
 F_{RN} é a força reativa normal
 (que é igual a carga sobre o pneu exceto pelo sentido, como veremos adiante)

Existem muitos trabalhos (ref. 27) onde são adotadas expressões que consideram a influência de fatores que alteram a resistência ao rolamento. São expressões empíricas do tipo:

$$f = f_0 + f_1(V)^c + f_2.F_{RN} + f_3(p_1)^{-1} \quad (4.8)$$

onde f_0 é o coeficiente de resistência ao rolamento mínimo
 f_1 é o fator de sensibilidade à variação de velocidade
 c é um expoente fixado
 f_2 é o fator de sensibilidade à variação de carga
 f_3 é o fator de sensibilidade à variação de pressão de insuflamento
 p_1 é a pressão de insuflamento

Os fatores de sensibilidade são dedutíveis por regressão linear múltipla dos dados obtidos em laboratório.

Convém lembrar que os valores de coeficiente de resistência ao rolamento, obtidos em laboratório sobre um cilindro metálico, devem ser corrigidos para que possam ser aplicados a uma pista plana. A expressão recomendada pela SAE para efetuar esta correção é a seguinte (ref. 28):

$$f = f_{lab} (1 + (R_E / R_{cilindro}))^{-1/2} \quad (4.9)$$

onde f_{lab} é o valor obtido em laboratório
 R_E é o raio estático do pneu
 $R_{cilindro}$ é o raio do cilindro de teste

Quando não existirem dados de laboratório de resistência ao rolamento, ou mesmo de arrasto aerodinâmico de um veículo, estes poderão ser obtidos por regressão linear múltipla dos resultados de testes de rolamento livre ("coast-down"). Neste tipo de teste verifica-se a desaceleração do veículo desengrenado em pista plana horizontal, que é função da soma destas duas forças resistivas.

Em um trabalho realizado por Dayman (ref. 29), é avaliada a precisão do cálculo dos coeficientes de arrasto aerodinâmico e de resistência ao rolamento, a partir de testes de rolamento livre. Segundo este autor, verificou-se que adotando-se um modelo polinomial para o coeficiente de resistência ao rolamento, ao contrário de parâmetro único, a solução da regressão linear resultava mais precisa e relativamente independente da faixa de velocidade do teste.

Uma vez que o arrasto aerodinâmico é função do quadrado da velocidade, para simplificar a solução matemática da regressão linear, é conveniente adotar-se um polinômio de quarta ordem, do tipo da expressão (4.10), para o coeficiente de resistência ao rolamento.

$$f = f_0 + f_1(V)^4 \quad (4.10)$$

O modelo de simulação adotado supõe estes coeficientes conhecidos.

4.1.4.FORÇAS REATIVAS (F_R)

São as reações do solo sobre o veículo nos pontos de contato dos pneus, no plano definido pelos eixos normal e transversal. Estas reações não são uniformemente distribuídas sobre cada roda, pois dependem de fatores como distribuição de massas, localização dos centros de gravidade e de pressão, etc. Deve-se observar que as forças de contato na direção longitudinal são a resistência ao rolamento e a força de tração, que será vista adiante.

Decompondo segundo os eixos adotados, teremos:

- forças reativas normais (F_{Rn});
- forças reativas transversais (F_{Rt}).

4.1.4.1.FORÇAS REATIVAS NORMAIS (F_{Rn})

Estas componentes são determinadas de forma a satisfazer a Lei de Newton na direção normal, e a equação do momento angular em torno dos eixos transversal e longitudinal. Acelerações na direção normal surgem devido irregularidades na pista, lombadas e curvas de concordância no perfil longitudinal da estrada.

No modelo de simulação, as acelerações normais são ignoradas, assim como a alteração de distribuição de carga nas rodas, devido a aceleração angular do veículo em torno do eixo transversal ("pitching") e em torno do eixo longitudinal ("rolling"). Esta simplificação foi adotada uma vez que seu efeito no desempenho e consumo do veículo se dá através da variação da resistência ao rolamento, sendo portanto de segunda ordem.

4.1.4.2.FORÇAS REATIVAS TRANSVERSAIS (F_{Rt})

Estas componentes são determinadas de forma a satisfazer a Lei de Newton na direção transversal, e a equação do momento angular em torno dos eixos normal e longitudinal. Acelerações na direção transversal são devidas a curvas do trajeto.

No modelo de simulação, as acelerações transversais são ignoradas, assim como a alteração de distribuição de carga nas rodas, devido a aceleração angular do veículo em torno do eixo normal ("yawing") e em torno do eixo longitudinal ("rolling").

O efeito destas forças no desempenho e consumo do veículo se manifesta através da variação da resistência ao rolamento. No modelo de simulação este efeito foi considerado de maneira simplificada, através um fator de agravamento da resistência ao rolamento, suposto conhecido.

4.1.5. FORÇA DE TRACÇÃO (F_T)

Assim usualmente denominada por estar associada com a força que atua tangencialmente no ponto de contato da roda com o solo, e que impulsiona o veículo. Neste trabalho, a força de frenagem também será assim denominada, pois estabelecido um volume de controle nos limites do veículo, ela será de mesma natureza e somente de sentido oposto. Esta força será função da potência gerada no motor, do rendimento e relação da transmissão, da eventual aplicação dos freios e do limite de aderência dos pneus.

Para um veículo com o motor com carga em regime permanente, vale a seguinte expressão:

$$F_T = M_M \cdot i_t \cdot \eta / R \quad (4.11)$$

onde M_M é o momento de força do motor
 i_t é a relação de transmissão total
 η é o rendimento global da transmissão
 R é o raio dinâmico do pneu

Nos regimes transitórios, deve ser considerada a inércia dos elementos do motor e da transmissão que se movem em sincronismo com o movimento do veículo. Esta parcela de inércia é considerada através de uma massa equivalente, como será visto adiante.

O momento de força do motor é uma característica obtida experimentalmente em bancada dinamométrica em função da rotação e da condição de carga.

O rendimento global da transmissão pode ser avaliado em função dos rendimentos típicos dos elementos que a compoem, como mancais, juntas, acoplamentos e engrenagens. O rendimento de cada componente, dentro das práticas vigentes de execução, apresenta pequena variação. Por exemplo, o rendimento de diferenciais é influenciado por: tipo de engrenamento, precisão de usinagem, qualidade superficial, tipo e temperatura do lubrificante, etc.; mas em geral está em torno de 95%.

O que influencia significativamente o rendimento dos elementos de transmissão é a carga a que estão submetidos. Seja por exemplo, um elemento dimensionado para transmitir uma potência de 100 kW, e que nesta condição tenha uma perda de 10 kW, quando portanto seu rendimento é de 90%. Sem carga, o rendimento deste elemento será nulo, mas permanece uma perda residual devido a atritos internos de 3 kW, que e a potência mínima para acionamento do elemento (ref. 30).

Em uma carga intermediária, o rendimento será também algo intermediário, uma vez que a perda residual é proporcionalmente maior.

Para considerar este fato foi feito o seguinte desenvolvimento para ser utilizado no modelo de simulação.

Supondo que as perdas na transmissão possam ser representadas por uma parcela constante mais uma parcela proporcional a carga, obtemos:

$$\eta = \frac{N - N_o - N_c \cdot (N/N_{max})}{N} = 1 - \frac{N_o}{N} - \frac{N_c}{N_{max}} \quad (4.12)$$

onde N é a potência transmitida
 N_{max} é a potência máxima transmitida
 N_o é a perda residual de potência
 N_c é o coeficiente de perda variável com a carga

Aplicando esta equação para $N = N_{max}$ obtemos:

$$\eta_{max} = 1 - \frac{N_o}{N_{max}} - \frac{N_c}{N_{max}} \quad (4.13)$$

onde η_{max} é o rendimento de transmissão à plena carga.

Definindo o coeficiente de perda da transmissão por:

$$B = 1 - \eta_{max} = \frac{N_o}{N_{max}} + \frac{N_c}{N_{max}} \quad (4.14)$$

E supondo que a perda residual seja 30% da perda total à plena carga, conforme o exemplo numérico exposto anteriormente, obtemos:

$$\frac{N_o}{N_{max}} = 0,3 \cdot B \quad e \quad \frac{N_c}{N_{max}} = 0,7 \cdot B \quad (4.15)$$

Substituindo as expressões anteriores na 4.14 resulta:

$$\eta = 1 - 0,7 \cdot B - 0,3 \cdot B \cdot (N_{max} / N) \quad (4.16)$$

É esta a expressão utilizada no modelo de simulação. Quanto a adoção de 30% como fração de perda residual, convém mencionar que, apesar da pouca disponibilidade de dados experimentais que forneçam valores mais confiáveis, a imprecisão deste valor causará um erro de segunda ordem.

Os rendimentos de transmissão médios à plena carga, de alguns componentes e de sistemas completos, encontram-se na tabela a seguir.

Tabela 4.2 Rendimentos médios de transmissão à plena carga
(ref. 30)

ELEMENTO	RENDIMENTO
câmbio	0,96
diferencial	0,95
mancais de rolamento	0,995
juntas	0,99
global em marchas reduzidas	0,85
global em marchas longas	0,88

O raio dinâmico do pneu altera-se com a velocidade segundo uma equação do tipo:

$$R = k.V^2 + R_E \quad (4.17)$$

onde k é uma constante característica do pneu
 R_E é o raio estático do pneu

Nas velocidades usuais dos veículos a variação do raio pode atingir 5%. Consegue-se determinar o valor de k a partir do raio dinâmico a determinada velocidade, fornecido pelos fabricantes de pneus (ref. 31).

Pela convenção adotada, nas desacelerações a força de tração é negativa, e o motor é arrastado pelo veículo. Nesta condição, a expressão válida para associá-la ao momento de força do motor é semelhante à (4.11), porém com o rendimento aparecendo no denominador. Ao contrário da condição quando é necessário que o motor forneça no mínimo um momento de força para vencer a perda residual da transmissão, nas desacelerações, a força de tração é que necessita fornecer a potência para vencer esta perda, antes de arrastar o motor.

No início do movimento, a partir do repouso, devido ao escorregamento da embreagem, não se consegue estabelecer uma

relação entre a rotação do motor e a velocidade do veículo. Entretanto a expressão (4.11) continua válida, uma vez que a embreagem continua transmitindo o momento de força do motor. Cessada esta situação transitória vale a seguinte expressão:

$$V = n.R.\eta_P/it = nR.R.\eta_P \quad (4.18)$$

onde n é a rotação do motor
 nR é a rotação da roda
 η_P é o coeficiente de escorregamento dos pneus

Para se verificar se não foi ultrapassado o limite de tração, o modelo utiliza a expressão:

$$F_{Tmax} = \mu_P.FRn \quad (4.19)$$

onde F_{Tmax} é a força de tração máxima
 μ_P é o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo

Valores típicos dos coeficientes de atrito, em função do tipo de solo, estão na tabela a seguir.

Tabela 4.3 Coeficientes de atrito pneu-solo (ref.24)

tipo de solo	seco	molhado
asfalto liso	0,8 a 0,9	0,5 a 0,7
concreto liso	0,8 a 0,9	0,8
cascalho	0,6	0,6
terra batida	0,6	0,5
lama ou neve	---	0,2

4.2.MOTOR

Para executar a simulação de desempenho são necessários dados de momento de força do motor à plena carga em função da rotação. Para a simulação do consumo, além dos dados anteriores, são necessários dados do consumo horário do motor em função do momento de força e da rotação.

Como o veículo opera em infinitas combinações de rotação e carga, estes dados ou são obtidos por interpolação das

tabelas de dados experimentais, ou através de funções aproximadas a partir destas tabelas. Neste trabalho, adotou-se a segunda opção, por simplificar o arquivo de dados e o processamento da simulação.

Como visto, são duas as funções necessárias:

- momento de força à plena carga x rotação;
- consumo horário x momento de força e rotação.

Para a aproximação das funções a partir de dados experimentais usou-se o método dos mínimos quadrados. As funções adotadas foram polinômios ortogonais.

Em vista do aspecto típico das curvas características de momento de força à plena carga em função da rotação de motores veiculares, foi adotado para a aproximação deste caso, o seguinte polinômio de terceiro grau:

$$M_F = c_1 + c_2.n + c_3.n^2 + c_4.n^3 \quad (4.20)$$

onde M_F é o momento de força do motor
 c_1 são os coeficientes da aproximação
 n é a rotação do motor

As curvas de consumo específico de motores veiculares apresentam tipicamente um mínimo em condições de momento de força e rotação intermediárias. Para representar este tipo de curva, é necessário no mínimo um polinômio de segundo grau em " n " e " M_F ". Consequentemente, para representar o consumo horário, utilizou-se o seguinte polinômio:

$$C_H = C_1 + C_2.n + C_3.M_F + C_4.n^2 + C_5.M_F^2 + C_6.n.M_F + \\ C_7.n^3 + C_8.M_F^3 + C_9.n^2.M_F + C_{10}.n.M_F^2 \quad (4.21)$$

onde C_H é o consumo horário do motor
 C_1 são os coeficientes da aproximação

Como veremos adiante, foi feita uma comparação dos resultados obtidos através da simulação, com dados experimentais de dois veículos diferentes. Estes dois polinômios, quando utilizados para aproximar os dados dos motores destes veículos, resultaram em erros locais inferiores a 3%.

O sistema de equações lineares, gerado pelo método dos mínimos quadrados, é solucionado por triangularização.

Esta metodologia é aplicada somente quando o momento de força do motor é positivo. Nas desacelerações, quando o motor é arrastado, admite-se que o consumo horário é igual ao de marcha lenta.

A rigor, esta abordagem se aplica ao funcionamento do motor em regime permanente. Para considerar o regime transitório, adotou-se uma formulação simplificada, que será apresentada a seguir.

4.3.MASSAS EQUIVALENTES E VARIAÇÃO DE MASSA

Além da massa total do veículo, que influencia a aceleração deste, existem outros parâmetros que foram considerados através de uma massa equivalente, devido seu efeito ter uma correspondência a massa.

4.3.1.INERCIA ROTATIVA

A inércia rotativa dos elementos do motor e da transmissão, em sincronismo com o movimento do veículo, afeta a aceleração deste. As massas rotativas mais significativas são árvore de manivelas e volante do motor, embreagem (quando existir), conversor de torque (quando existir), engrenagens da transmissão, freios, rodas e pneus. Deve ser considerada também a inércia dos pistões e das bielas que possuem movimento alternativo, e estão vinculados a estes componentes rotativos.

Referindo o momento de força ao eixo de tração, e considerando que em um veículo existem diversos conjuntos girando à diferentes velocidades, a equação do momento angular aplicada as massas em rotação resulta:

$$M_{Ft} = \gamma \cdot \sum I \cdot i^2 \quad (4.22)$$

onde M_{Ft} é o momento de força, referido ao eixo de tração necessário para acelerar os componentes rotativos
 γ é a aceleração angular do eixo de tração
 I é momento de inércia em relação ao eixo de rotação
 i é relação de transmissão entre o eixo da massa considerada e o eixo da roda

Na prática, ao invés de se equacionar a variação do momento angular devida a inércia das massas rotativas, utiliza-se uma massa equivalente que é adicionada a massa do veículo, função da relação de transmissão, expressa por:

$$M_r = \sum (I \cdot i^2) / R^2 = \delta_r \cdot M \quad (4.23)$$

onde M_r é a massa equivalente rotativa
 R é o raio dinâmico do pneu
 δ_r é o fator adimensional de massas rotativas
 M é a massa total do veículo

Para se estabelecer o valor de δ_r , a rigor são necessárias medições experimentais dos componentes do veículo, mas quando for difícil realizar estas medições, é comum utilizar-se as expressões empíricas (ref. 32):

-para veículos leves

$$\delta_r = 0,04 + 0,0025 \cdot i_t^2 \quad (4.24)$$

-para veículos pesados

$$\delta_r = 0,03 + 0,0006 \cdot i_t^2 \quad (4.25)$$

onde i_t é a relação de transmissão total

4.3.2. ENRIQUECIMENTO NAS ACELERAÇÕES

Durante as acelerações o rendimento do motor é reduzido em função do compromisso com a dirigibilidade do veículo. Nestes períodos, a mistura ar-combustível é enriquecida para obter a potência necessária a aceleração. Para considerar este fato que afeta significativamente o consumo, a semelhança do caso das massas rotativas, utilizou-se uma massa equivalente, que no cálculo do consumo é adicionada a massa total (ref. 20). Convém destacar que esta massa equivalente só é considerada nas acelerações, de modo que a energia fornecida para acelerá-la não é recuperada nas desacelerações.

A massa equivalente devido a aceleração é definida por:

$$M_a = \delta_a \cdot M \quad (4.26)$$

onde M_a é a massa equivalente devido a aceleração
 δ_a é o coeficiente adimensional devido a aceleração

Para se estabelecer o valor de δ_a , são necessárias medições experimentais, que comparem os consumos durante ciclos de acelerações e desacelerações livres, com os consumos em regimes permanentes de mesmas velocidades médias. Em função da dificuldade de realizar estas medições, no modelo de simulação foram utilizadas expressões empíricas, estabelecidas a partir das expressões correspondentes das ref. 20 e 32:

-para veículos leves

$$\delta_a = 0,005 \cdot i_t^2 \quad (4.27)$$

-para veículos pesados

$$\delta_a = 0,0007 \cdot i_t^2 \quad (4.28)$$

onde i_t é a relação de transmissão total

4.3.3. VARIAÇÃO DA MASSA

Na prática, a principal variação de massa de um veículo percorrendo um determinado trajeto é devido ao consumo de combustível. Esta variação atinge algo em torno de 5% em veículos leves, em trajetos que aproximadamente correspondam a sua autonomia. Na simulação, esta variação pode ser obtida através da totalização do consumo.

Resumindo os itens anteriores, obtemos as seguintes expressões para a massa total equivalente com o veículo engrenado:

-para efeito de desempenho e consumo em desacelerações

$$M_E = M - \Delta M + M_r = (1 + \delta_r) \cdot M - \Delta M \quad (4.29)$$

-para efeito de consumo em acelerações

$$M_E = M - \Delta M + M_r + M_a = (1 + \delta_r + \delta_a) \cdot M - \Delta M \quad (4.30)$$

onde M_E é a massa total equivalente

ΔM é a massa de combustível consumido

Utilizando os valores empíricos apresentados nas expressões (4.24), (4.25), (4.27) e (4.28), resulta:

-para veículos leves, para efeito de desempenho e consumo em desacelerações

$$M_E = (1,04 + 0,0025.i_t^2).M - \Delta M \quad (4.31)$$

-para veículos leves, para efeito de consumo em acelerações

$$M_E = (1,04 + 0,0075.i_t^2).M - \Delta M \quad (4.32)$$

-para veículos pesados, para efeito de desempenho e consumo em desacelerações

$$M_E = (1,03 + 0,0006.i_t^2).M - \Delta M \quad (4.33)$$

-para veículos pesados, para efeito de consumo em acelerações

$$M_E = (1,03 + 0,0013.i_t^2).M - \Delta M \quad (4.34)$$

Na simulação, o consumo do veículo está associado as exigências de desempenho do trajeto. É necessário, portanto, calcular simultaneamente o desempenho (sem considerar a massa equivalente devido a aceleração), e o consumo (considerando esta massa).

Na simulação de trajeto real se considera a variação de massa que ocorre em função do consumo de combustível.

4.4. INFLUENCIA DAS CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS

As variações de pressão, temperatura e unidade ambiente, influenciam a potência do motor, e também as forças aerodinâmicas. Uma redução da densidade do ar diminui a resistência aerodinâmica, porém de uma forma menos significativa que a redução da potência disponível. Conforme mencionado anteriormente, a influência do vento nas forças aerodinâmicas não é considerada neste modelo. Da mesma maneira, não é prevista a possibilidade de ocorrência de chuvas, que afetam além das forças aerodinâmicas, a resistência ao rolamento e a potência do motor.

Na simulação de desempenho e consumo em trajeto padrão, a influência das condições atmosféricas pode ser considerada através do cálculo da densidade do ar e da redução da potência do motor.

Na simulação de trajeto real, não seria prático introduzir a influência da variação local das condições atmosféricas, que dependeria de registros de cada um dos parâmetros ao longo do trajeto. Entretanto, pode-se considerar a variação média destas condições com a altitude. Isto é feito admitindo-se que, na faixa de altitudes de utilização veicular, os gradientes de pressão e temperatura, são constantes e iguais a (ref. 33):

$$\text{-pressão} \quad dP/dH = 10,9 \quad \text{Pa/m}$$

$$\text{-temperatura} \quad dT/dH = 0,0065 \quad \text{K/m}$$

Para se obter o gradiente da densidade do ar em função da altitude, utiliza-se a Lei dos Gases Perfeitos, isto é:

$$Pv = RT \quad \Rightarrow \quad 1/v = \rho = P/RT \quad (4.35)$$

Desenvolvendo vem:

$$\frac{d}{dH} = \frac{dP}{dH} \frac{1}{RT} - \frac{P}{RT^2} \frac{dT}{dH} = \frac{\rho}{P} \frac{dP}{dH} - \frac{\rho}{T} \frac{dT}{dH} \quad (4.36)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{d}{dH} = \frac{1}{P} \frac{dP}{dH} - \frac{1}{T} \frac{dT}{dH} \quad (4.37)$$

Assumindo ρ , P e T constantes, e substituindo numericamente em (4.37), resulta:

$$d\rho / dH = 1,3 \times 10^{-4} \quad \text{kg/m}^3/\text{m}$$

Para obter-se a redução de potência do motor pode-se introduzir os valores dos gradientes de pressão e temperatura, nas expressões indicadas na ABNT NBR 5484 (ref. 34), que são diferenciadas para cada tipo de motor.

No modelo de simulação desenvolvido para trajeto real são feitas estas considerações.

4.5.MODO DE DIRIGIR

Os procedimentos dos testes de desempenho e de consumo em trajeto padrão são estabelecidos de forma a minimizar a influência do modo de dirigir. No primeiro caso, o veículo é conduzido com o acelerador todo acionado. No segundo, realizados em dinamômetro de chassi, o operador deve manter a velocidade estabelecida. Nos dois casos as mudanças de marcha, quando for o caso, devem ser as mais rápidas possíveis. Para estes casos, a simulação presuppõe a condução do veículo exatamente dentro das condições impostas.

Em testes de campo, o modo de dirigir de cada motorista influencia significativamente o resultado. Estão envolvidos diversos critérios, algumas vezes subjetivos, como por exemplo, modo de acelerar e desacelerar, comportamento no trânsito, velocidade em curvas, etc. Na simulação de trajetos reais, são consideradas as condições de: troca de marcha, carga sobre o motor durante a aceleração, e desaceleração.

A condição de troca de marcha é simulada através do estabelecimento de velocidades aonde ocorrem as trocas. Alternativamente, estas velocidades podem ser determinadas por duas rotações fixas, uma para o veículo acelerando, e outra freando.

A condição de carga sobre o motor durante a aceleração representa o modo como o veículo é acelerado. Na simulação, esta condição é uma fração do momento de força à plena carga, variável com a rotação. Esta fração pode ser estabelecida em função de parâmetros como rotação do motor, aceleração e marcha do veículo. No modelo desenvolvido, admite-se que esta fração é constante enquanto a aceleração for positiva, o que pode ser facilmente modificado quando forem obtidos dados experimentais. No caso de perda de velocidade durante uma subida, admite-se que o motor está à plena carga.

Da mesma forma, pode ser estabelecida uma função para a desaceleração. Conforme verificado em testes de frenagem, é razoável assumir uma desaceleração constante, desde que não se ultrapasse a $3,7 \text{ m/s}^2$, que é o valor mínimo exigido para homologação de freios. No modelo desenvolvido, o modo de frear é representado por uma fração constante deste valor.

4.6. EQUACIONAMENTO FINAL DO MODELO

Resumindo as hipóteses simplificadoras adotadas para se estabelecer o modelo matemático do veículo e do meio onde ele opera, temos:

- a) A pista não possui inclinação transversal a seu eixo ($\beta = 0$). Esta hipótese introduz uma simplificação na simulação de trajetos reais, mas não na simulação de desempenho à plena carga, nem de consumo em trajetos padrão, que são testes realizados em pista plana horizontal.
- b) Não há vento, e portanto a velocidade do veículo em relação ao ar é igual a em relação ao solo.
- c) Não são feitas correções devido a variação da condição ambiental, inclusive chuvas, exceto pela influência da altitude.
- d) Não são consideradas as influências da aceleração normal e dos momentos de força atuantes sobre o veículo, na resistência ao rolamento e na força aerodinâmica. Por exemplo, supõe-se que a resistência ao rolamento mantém-se constante mesmo que se altere a distribuição de cargas nas rodas.

A influência de alguns fatores importantes em trajetos reais é equacionada de forma simplificada. Para ser considerado o tipo de pista, tráfego e curvas é introduzida uma velocidade limite por trechos. A qualidade do piso e das curvas, é considerada através de um fator agravante da resistência ao rolamento.

Das hipóteses anteriores, aplicando-se a Lei de Newton, na direção longitudinal, obtém-se:

$$M_E \frac{dV}{dt} = \frac{M_m \cdot i_t \cdot \eta}{R} + M \cdot g \cdot \sin \alpha - C_x \cdot A \cdot \frac{\rho_{ar}}{2} \cdot V^2 - f \cdot F_{Rn} \quad (4.38)$$

A equação de equilíbrio de forças na direção normal é:

$$F_{Rn} = M \cdot g \cdot \cos \alpha - C_s \cdot A \cdot \frac{\rho_{ar}}{2} \cdot V^2 \quad (4.39)$$

A equação da velocidade do veículo é:

$$V = n \cdot R \cdot \eta_P / i_t \quad (4.40)$$

Convém lembrar que neste equacionamento:

- a massa equivalente varia conforme o tipo de simulação, condição de aceleração e relação de transmissão (expressões 4.31 a 4.34);
- o raio dinâmico do pneu varia com a velocidade (expressão 4.17);
- o rendimento da transmissão varia em função da carga transmitida (expressão 4.16);
- o coeficiente de resistência ao rolamento varia com a velocidade (expressão 4.10).

Na simulação de desempenho à plena carga, estas equações permitem o cálculo da aceleração instantânea do veículo, conhecidos o momento de força do motor e os demais parâmetros das equações. A solução da equação diferencial resultante é obtida por integração via Método de Euler. No início da aceleração partindo do repouso, evita-se a condição correspondente ao escorregamento do pneu, através de um processo iterativo, que estabelece uma força de tração limite com o uso da expressão (4.18). Na determinação da velocidade máxima e da capacidade de subida de rampa, impõe-se aceleração nula e resolve-se as equações algébricas.

Na simulação de trajeto padrão, onde o veículo segue um perfil de velocidade em função do tempo, as equações anteriores permitem calcular o momento de força e a rotação do motor, os quais introduzidos na equação (4.21) fornecem o consumo instantâneo de combustível. Também se considera a possibilidade do veículo não dispor da potência necessária para atingir as velocidades estabelecidas, principalmente durante as acelerações. Neste caso, o veículo deixa de "acompanhar" o perfil estabelecido, e mantém plena carga até que de alguma forma sua velocidade volte a coincidir com a do trajeto.

Os principais fatores que caracterizam um trajeto real a ser simulado são o perfil longitudinal e a velocidade limite no trecho. Supõe-se que o eixo longitudinal do veículo seja paralelo ao eixo da pista, de tal forma que sua inclinação longitudinal seja função deste perfil. Neste tipo de simulação, o equacionamento durante a aceleração é semelhante ao de plena carga, porém a carga é limitada por uma função relacionada ao modo de dirigir, como visto anteriormente. Uma vez atingida a velocidade limite no trecho, a solução passa a ser análoga ao caso do trajeto padrão. É considerada a influência da variação da densidade do ar com a altitude, no cálculo da força aerodinâmica e da potência disponível do motor.

5. DESENVOLVIMENTO DO PROGRAMA

Entre as diversas linguagens existentes, algumas específicas para simulação, foram inicialmente selecionadas as de aplicação científica e tecnológica que são disponíveis para as famílias de microcomputadores nacionais: Basic, Fortran, Algol e Pascal.

Optou-se pelo Pascal que é uma linguagem estruturada, e que apesar de possuir algumas versões diferentes, é padronizada pela ISO (ref. 35).

O desenvolvimento do programa simulador foi orientado de forma a permitir estudos de diferentes problemas em diferentes tipos de veículos.

Basicamente isto foi conseguido adotando-se uma estrutura modular tanto para a entrada de dados, como para as funções de parâmetros que tem influência sobre a simulação. Desta forma, pode-se simular diferentes combinações dos blocos de dados, e influir sobre estes parâmetros isoladamente. Inclusive é possível simular algumas composições de difícil execução prática, como por exemplo veículos de carga com motores de pequeno porte.

Os módulos de dados de maneira geral devem ser previamente gerados e arquivados. Para a geração dos arquivos, e algumas vezes o processamento dos dados, foram desenvolvidos programas independentes, porém necessários para o uso do programa simulador, e que por este motivo são chamados de programas adjuntos. São necessários programas adjuntos para as seguintes funções:

- processar os dados dinamométricos e gerar arquivo do motor;
- gerar arquivo dos dados do veículo;
- gerar arquivo de trajetos padrão;
- gerar arquivo de trajetos reais.

Os elementos básicos que foram considerados para o desenvolvimento do programa são os seguintes: motor, transmissão, características gerais do veículo, tipo de teste, modo de dirigir. A seguir será visto o tratamento dado a cada um destes elementos.

5.1.MOTOR

Um dos programas adjuntos calcula, a partir dos resultados experimentais devidamente reduzidos as condições atmosféricas de referência, os coeficientes de aproximação das funções:

- momento de força à plena carga x rotação;
- consumo horário x momento de força e rotação.

Este mesmo programa gera o arquivo do motor que conterá, além dos coeficientes da aproximação, os seus dados básicos, como denominação e características geométricas. O diagrama de blocos deste programa encontra-se no Anexo 1.

5.2.TRANSMISSAO

Para que fosse possível simular diferentes tipos de transmissões, a relação e o rendimento de transmissão são fornecidos por uma subrotina do programa simulador, de forma a não haver interferência na lógica do restante do programa.

Esta subrotina está previamente definida para câmbios mecânicos, e é função da velocidade do veículo, do momento de força e do critério de troca de marchas (vide item 4.5). Ela indica qual a marcha que está sendo utilizada, introduz um atraso na ação do momento de força do motor no caso de haver uma mudança de marcha, e desacopla a embreagem abaixo de determinada velocidade do veículo. O diagrama de blocos desta subrotina encontra-se no Anexo 2.

No caso de câmbios automáticos será necessário conhecer suas características de controle para estabelecer a subrotina. Nos câmbios automáticos modernos o controle é executado por módulo eletrônico em função da velocidade do veículo, da rotação e da carga do motor. Para estes casos será necessário dar um tratamento semelhante ao do consumo do motor.

5.3. CARACTERÍSTICAS GERAIS DO VEÍCULO

Para cada tipo de veículo, além dos dados do grupo propulsor composto pelos dois itens anteriores, são necessários dados à respeito do peso e sua distribuição por eixo, posição do eixo de tração, características aerodinâmicas e dos pneus.

Algumas características são fáceis de serem obtidas ou medidas, tais como o peso, sua distribuição por eixo, a área frontal e dimensões dos pneus. Para a medição dos coeficientes de resistência aerodinâmica, de sustentação e de resistência ao rolamento, são necessários sofisticados equipamentos e instalações, de forma que estes dados muitas vezes ficam restritos aos fabricantes. Os dois coeficientes resistivos podem ser avaliados através de testes de rolamento livre, conforme visto no capítulo 4.1.3.

A geração do arquivo com a denominação do veículo e suas características gerais, inclusive do câmbio mecânico, encontra-se no início do programa principal, para permitir a mudança de algum parâmetro que se queira estudar. Na criação destes arquivos há valores médios previamente definidos, que podem ser assumidos no caso de desconhecimento dos valores reais, para facilitar o uso do programa. O diagrama de blocos deste trecho do programa principal encontra-se no Anexo 3.

5.4. TIPO DE TESTE

A simulação foi orientada para fornecer resultados compatíveis com os testes usualmente realizados na avaliação de desempenho e consumo. Como visto anteriormente, são diversas formas de desempenho à plena carga (aceleração, retomada de velocidade, velocidade máxima e capacidade de subida de rampa), consumo segundo trajetos padrão, e desempenho e consumo em trajetos reais. A cada um destes tipos de teste, devido suas particularidades, existe um trecho do programa simulador possível de execução independente.

Para a execução da simulação de consumo segundo trajeto padrão, uma vez que estes são normalmente definidos através da especificação da velocidade em função do tempo, foi feito um programa adjunto que arquiva a velocidade, admitindo um intervalo de tempo constante. Qualquer informação adicional necessária ao trajeto padrão, como sua denominação e velocidades para troca de marchas, podem ser incluídas neste arquivo. Para ocupar menos memória do computador, este arquivo vai sendo consultado durante a execução da simulação. O diagrama de blocos deste programa encontra-se no Anexo 4.

Para a execução da simulação de desempenho e consumo em trajetos reais, foi feito um programa adjunto que arquiva sua descrição, velocidades limites em cada trecho, dados de seu perfil longitudinal, e um fator de agravamento da resistência ao rolamento em função das curvas e estado do pavimento. Analogamente ao caso anterior, este arquivo vai sendo consultado durante a execução da simulação. O diagrama de blocos deste programa encontra-se no Anexo 5.

5.5.MODO DE DIRIGIR

O modo de dirigir de cada motorista influencia significativamente o resultado da simulação de trajetos reais. Conforme visto anteriormente devem ser estabelecidas funções que relacionem a porcentagem de carga do motor à rotação do motor, aceleração e posição do câmbio.

Estas funções, uma para a condição de aceleração e outra para a desaceleração, estão colocadas em subrotinas, que podem ser facilmente alteradas.

5.6.PROGRAMA PRINCIPAL

No início do programa principal foram colocados alertas comunicando a necessidade dos arquivos gerados pelos programas adjuntos. Existindo estes arquivos, é possível executar uma ou mais das opções de simulação, isto é, desempenho, consumo em trajeto padrão, consumo e desempenho em trajeto real.

A seguir existe um trecho para verificação ou entrada dos dados do veículo, conforme visto anteriormente em 7.3.

Finalmente estão os algoritmos de simulação para cada um dos tipos de testes considerados. Os diagramas de blocos destes algoritmos encontram-se nos anexos, conforme a seguir listado:

- Anexo 6 - Aceleração;
- Anexo 7 - Retomada de velocidade;
- Anexo 8 - Capacidade de subida de rampa;
- Anexo 9 - Trajeto padrão;
- Anexo 10 - Trajeto real.

Como já visto, estes algoritmos podem ser executados independentemente, com exceção dos referentes a simulação de desempenho.

6. AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS CONSIDERADOS

Com o objetivo de verificar a importância relativa de alguns parâmetros, foi feito um estudo comparando os resultados da simulação antes e após a variação de cada parâmetro isoladamente, ou seja, finalizada a simulação aonde era introduzida uma determinada variação, retornava-se o parâmetro modificado ao valor original.

Os dados utilizados na simulação foram de um Ford Escort L 1.6 álcool 1984, do qual se possuía o levantamento das curvas características do motor, e os resultados de testes de consumo do veículo em campo.

A variação introduzida nos parâmetros, de maneira geral, corresponde a valores possíveis de serem encontrados na prática. Se a expectativa de influência do parâmetro fosse pequena, ele era completamente eliminado.

Para se ter uma idéia da influência dos parâmetros no desempenho, comparou-se os tempos obtidos na simulação de retomada da velocidade de 40 a 100 km/h. Para se avaliar a influência no consumo, comparou-se as autonomias (em km/l), obtidas na simulação de consumo em trajeto padrão, na fase aquecida do ciclo urbano do Método de Ensaio NBR 7024. Os resultados desta comparação encontram-se na tabela 6.1.

Nesta tabela, por exemplo, um acréscimo de 5% na massa total do veículo, demonstra um aumento de 6% no tempo necessário para retomar a velocidade de 40 a 100 km/h, e uma redução de 1,4% na autonomia por litro.

A título de esclarecimento da tabela, observar que:

- uma variação de -100% em um parâmetro significa a eliminação da influência deste parâmetro;
- o acréscimo na relação de transmissão significa uma maior redução;
- eliminar o rendimento de transmissão variável significa considerar que este rendimento independe da potência transmitida.

É bom lembrar que os resultados são influenciados pelas particularidades do veículo e dos testes utilizados. Por exemplo, se fosse utilizada a retomada de 40 a 80 km/h, a importância dos parâmetros aerodinâmicos seria inferior.

Tabela 6.1 Influência dos parâmetros simulados

PARAMETRO	VARIACÃO PORCENTUAL INTRODUZIDA NO PARAMETRO	VARIACÃO PORCENTUAL DE	
		TEMPO DE RETOMADA	AUTONOMIA POR LITRO
Massa total	+ 5	+ 6,0	- 1,4
Coef. aerodinâmico	+ 10	+ 4,6	- 0,9
Area frontal	+ 10	+ 4,6	- 0,9
Coef.resist.rolam.	+ 50	+13,3	- 5,6
Rel. de transmissão	+ 5	- 9,0	- 3,5
Rend.da transmissão	+ 5	- 7,9	+ 2,8
Raio do pneu	+ 5	+10,0	+ 2,9
Força de sustentação	-100	- 0,6	+ 0,9
Rend.transm.variável	-100	- 0,3	- 2,2
Massa equiv.rotativa	-100	- 5,7	+ 3,2
Massa equiv.transit.	-100	0	+ 6,2

Apesar dos resultados obtidos serem função das particularidades dos casos tomados, pode-se concluir que todos os parâmetros analisados tem uma influência não desprezível, e que portanto devem ser mantidos.

Em particular, com relação a força de sustentação, pode-se inferir que o fato de se assumir um coeficiente de sustentação médio, uma vez que o valor real é de difícil obtenção, ocasiona um erro de segunda ordem.

7.COMPARAÇÃO COM DADOS EXPERIMENTAIS

Com o intuito de verificar o funcionamento e a precisão do programa simulador desenvolvido, foi feita a comparação de resultados obtidos pela simulação com dados experimentais. Esta comparação se restringiu a automóveis, pela dificuldade de se obter dados experimentais de outros tipos de veículos. Quando não foi possível obter os dados experimentais do veículo ensaiado, adotou-se, na simulação, valores aproximados por semelhança.

Basicamente foram utilizados dois grupos de dados. O primeiro refere-se a uma pesquisa realizada pelo Laboratório de Motores do IPT, em um Ford Escort L 1.6 álcool 1984. Deste veículo, se possuía o levantamento das curvas características do motor, e os resultados de testes de consumo em campo utilizando o motor ensaiado. O segundo grupo de dados refere-se a um GM Monza Classic 1.8 álcool, do qual o fabricante forneceu os consumos parciais do ciclo de condução urbano, levantados em dinamômetro de chassi segundo a ABNT 7024. Para complementar este grupo de dados, foram levantadas as curvas características de um motor do mesmo tipo utilizado por este veículo. Os parâmetros destes veículos, utilizados nas simulações, encontram-se nos anexos 11 e 12.

Como não havia dados experimentais de desempenho, para a comparação dos resultados foram utilizados dados de revistas especializadas (ref. 36 e 37). A comparação dos resultados de desempenho encontra-se na tabela 7.1 e na fig. 7.1.

Observando a tabela, verifica-se que nos dois veículos, a diferença entre a velocidade máxima medida e a calculada é pequena, provavelmente por esta estar associada a potência máxima do motor. Com relação a aceleração e retomada de velocidade, as diferenças percentuais são mais expressivas, mas convém lembrar que os dados dos motores usados na simulação, não eram os dos veículos ensaiados.

Para comparar os resultados de consumo, foram utilizados os dados experimentais do Escort à velocidade constante, e em um trajeto que reproduziu o ciclo urbano da NBR 7024. A comparação entre os resultados de consumo medido e simulado deste veículo, encontram-se na tabela 7.2. Observando esta tabela, verifica-se que as diferenças são relativamente pequenas, principalmente quando se considera que, para um intervalo de confiança de 95%, as autonomias medidas tem uma tolerância de no mínimo +0,2 km/l.

Tabela 7.1 Comparação dos resultados de desempenho

TESTE	VEÍCULO					
	Escort			Monza		
	MEDIDO	SIMULADO	DIFER. %	MEDIDO	SIMULADO	DIFER. %
velocidade máxima km/h	153	149	-2,6	157	159	1,3
aceleração	segundos			segundos		
0- 40 km/h	3,2	3,4	6,2	2,8	2,7	-3,7
0- 60 km/h	6,0	6,7	11,7	5,1	5,6	9,0
0- 80 km/h	9,2	10,4	13,0	8,2	8,7	6,1
0-100 km/h	15,5	16,5	6,4	13,1	13,7	4,6
0-120 km/h	23,8	24,8	4,2	19,7	19,8	0,5
0-140 km/h	38,2	47,1	23,3	31,4	33,5	6,7
0-1000 m	36,3	37,2	2,4	34,8	36,1	3,7
retomada de velocidade em 5 marcha	segundos			segundos		
40- 60 km/h	11,1	9,2	-11,1	9,1	8,4	-7,7
40- 80 km/h	20,9	19,1	- 8,6	17,9	17,1	-4,5
40-100 km/h	31,1	31,5	1,3	27,6	27,4	-0,7
40-120 km/h	43,4	49,7	14,5	38,9	41,0	5,4

Tabela 7.2 Comparação dos resultados de consumo do Escort

TESTE	AUTONOMIA em km/l		DIFERENÇA PORCENTUAL
	MEDIDA	SIMULADA	
velocidade etc.			
80 km/h em 4	13,8	14,0	1,6
80 km/h em 5	15,4	16,2	5,0
100 km/h em 5	12,7	13,1	3,1
trajeto urbano	8,1	8,4	3,7

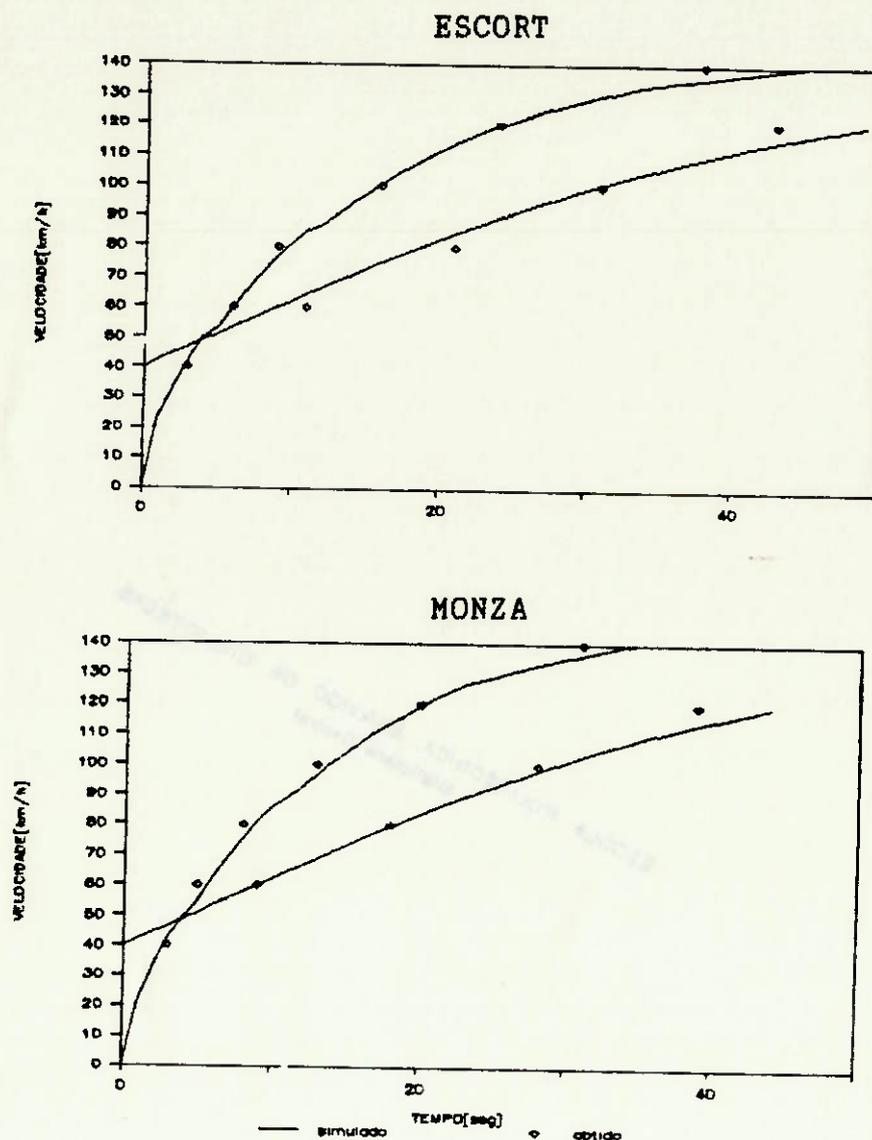


Figura 7.1 Comparação dos resultados de desempenho

Como na simulação do trajeto segundo a NBR 7024, o valor médio de consumo não permite visualizar se existem erros locais grandes, foi feita para o Monza, uma comparação entre consumos parciais. Os consumos parciais obtidos referem-se a trechos do ciclo de condução urbano, caracterizados por iniciarem e terminarem com a velocidade do veículo nula. A comparação entre os resultados medido e simulado, por trechos e total deste veículo, encontram-se na tabela 9.3. Observando esta tabela, verifica-se que as diferenças são mais significativas, mas ainda razoáveis. Deve ser ressaltado que o motor que forneceu os dados para a simulação, não era o mesmo do veículo ensaiado. Em particular, a grande diferença de consumo no trecho 18 deve ser consequência do fato de que, neste trecho, o motor do veículo opera quase que a totalidade do intervalo de tempo em baixas cargas, em uma região de mapa de consumo para a qual não haviam sido levantados dados de consumo do motor.

Tabela 7.3 Comparação dos resultados do consumo do Monza

CICLO	INTERVALO	AUTONOMIA em km/h		DIFERENÇA PORCENTUAL
		MEDIDA	SIMULADA	
1	0 a 126	8,2	8,7	- 5,8
2	127 a 334	9,2	10,0	- 8,0
3	335 a 398	7,6	7,5	1,3
4	399 a 430	5,5	5,3	3,8
5	431 a 506	8,1	7,9	2,5
6	507 a 553	6,6	6,7	- 1,5
7	554 a 621	5,9	6,5	- 8,2
8	622 a 681	5,3	5,6	- 5,4
9	682 a 728	4,9	4,9	0
10	729 a 766	6,2	6,5	- 4,6
11	767 a 958	11,3	11,6	- 2,6
12	959 a 1024	8,6	9,2	- 6,5
13	1025 a 1101	5,7	6,1	- 6,6
14	1102 a 1154	7,7	7,7	0
15	1155 a 1188	3,8	3,5	8,6
16	1189 a 1245	6,5	6,3	3,2
17	1246 a 1314	6,9	6,5	6,2
18	1315 a 1374	3,9	5,3	-26,4
Global	0 a 1374	8,6	8,2	4,9

8. CONCLUSOES

Os resultados da simulação mostraram-se bastante sensíveis a variação de alguns parâmetros específicos, inclusive de alguns que se supunha pouco significativos. Para a simulação do consumo do veículo, é importante que os dados de consumo do motor sejam precisos e que cubram toda a faixa de utilização, inclusive as condições de baixas cargas e marcha lenta. Já na simulação de desempenho, os parâmetros associados ao tempo são os mais significativos, como por exemplo, o atraso que ocorre na mudança de marcha. Para um refinamento do método é necessário realizar medições destes parâmetros, aos quais foram atribuídos valores aproximados.

A atribuição dos parâmetros pode ser menos rígida quando o método for utilizado para se obter resultados não absolutos.

Os resultados das comparações realizadas seriam mais conclusivos, se os dados utilizados na simulação correspondessem exatamente aos dos veículos experimentados. Ainda assim, é possível verificar que a simulação fornece resultados bastante próximos aos dos testes. Estas comparações possibilitam o aperfeiçoamento do programa, e é interessante que sejam complementadas à medida que forem conseguidos outros dados experimentais.

A estrutura adotada para o programa mostrou-se bastante versátil para se executar mudanças, tanto nos valores dos parâmetros utilizados, como nos modelos matemáticos de alguns elementos. Isto facilita o desenvolvimento do programa, inclusive permitindo realizar modificações que visem simular situações diferentes das previstas no programa.

9. SUGESTOES PARA TRABALHOS FUTUROS

Muitas pesquisas específicas, como as sugeridas na introdução deste trabalho, podem ser desenvolvidas a partir deste programa de simulação.

Dando continuidade a este trabalho, uma questão que pode ser tratada é a do transitório térmico, possivelmente através do estabelecimento de um modelo diferenciado para o motor, durante o seu período de aquecimento.

Utilizando a mesma estrutura de programa pode ser possível simular as emissões de escapamento, desde que se tenha um mapa das emissões do motor em regime constante, para o qual se dê um tratamento semelhante ao do consumo, e se encontre uma solução para modelar os regimes transitórios.

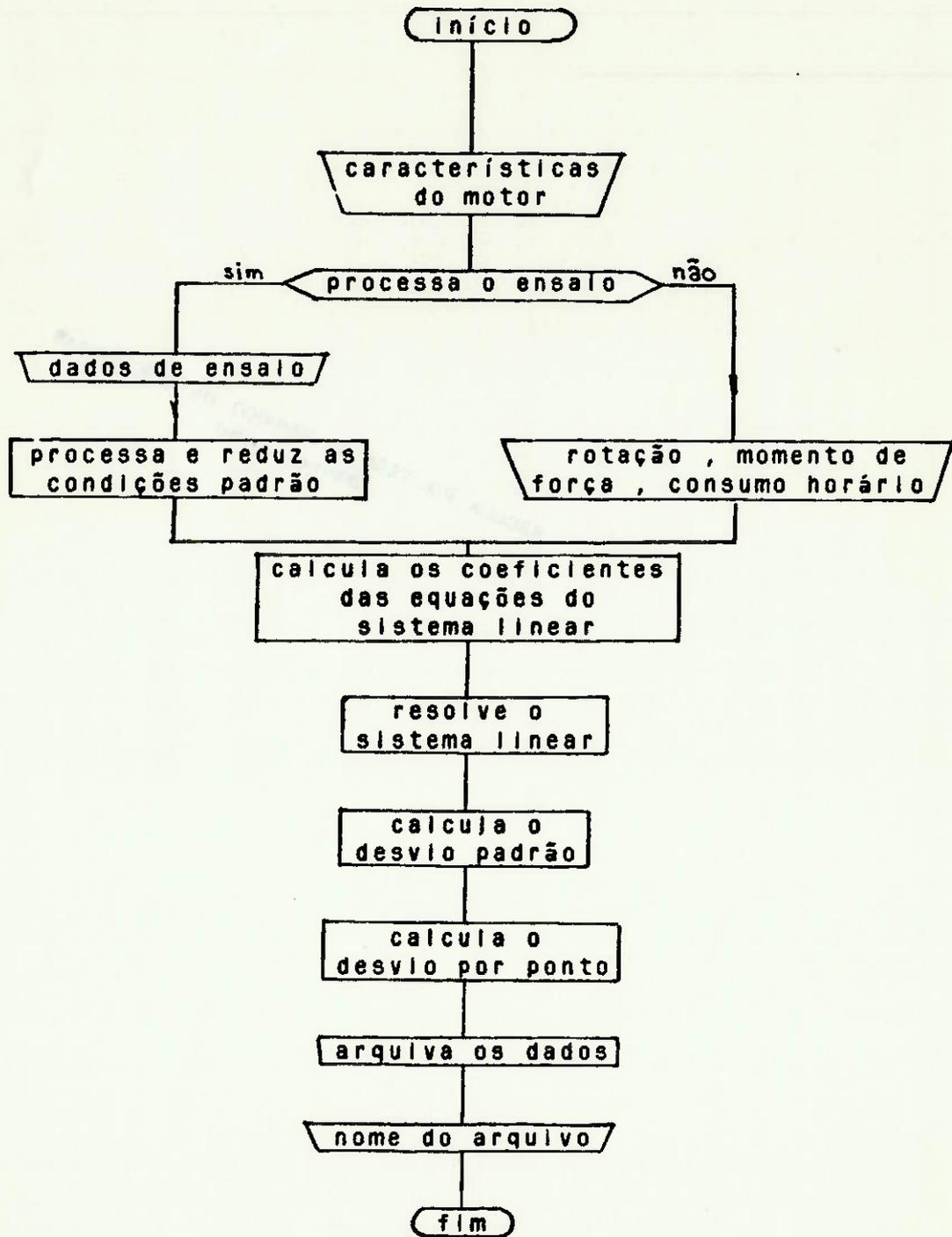
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. Ensaio e Testes In: Fundamentos do Projeto de Veículos, São Paulo, PROMEC, p.8.1-8.85
2. Análise dos Gases de Escapamento de Veículos Rodoviários Automotores Leves a Gasolina ABNT NBR 6601, junho 1981
3. Veículos Rodoviários Automotores Leves - Medição do Consumo de Combustível ABNT NBR 7024, dezembro 1981
4. Joint RCCC/SAE Fuel Consumption Test Procedure (Short Term-in-service Vehicle) SAE J1264, abril 1979
5. Joint TMC/SAE Fuel Consumption Test Procedure -Type II SAE J1321, outubro 1981
6. Fuel Economy Measurement Test (Engineering Type) for Trucks and Buses SAE J1376, julho 1982
7. FRERE, P. The Rapid Estimation of Car Performance The Motor, setembro 1951, p.164-167
8. Truck Ability Prediction Procedure SAE J688
9. Estudos Teóricos do Desempenho de Veículos In: Curso de Extensão em Motores de Combustão Interna, Escola de Engenharia Mauá
10. WAICHUNAS, K.P. & OPPEDAHN, M. Dynamic Simulation: The New Frontier Automotive Engineering, vol.95, nº 6, junho 1987
11. HUNTER, D.A. et al A Study of Technological Improvements in Automobile Fuel Consumption DOT-TSC-OST-74-40.I, 1974
12. ROLDE, S.M. et al Taking a Design for a Test Drive : Computer Simulation of Vehicular Propulsion Systems Computers in Mechanical Engineering, vol.2, nº 5, março 1984
13. MADUREIRA, O.M. A Previsão do Desempenho do Ônibus Revista Politécnica, São Paulo, nº 188, Caderno de Informática, julho 1985
14. WATERS, W.C. General Purpose Automotive Vehicle Performance and Economy Simulator SAE Paper 720043
15. PENTEADO, J.F. Motores e veículos Mais Econômicos com o Auxílio de Simulação em Computador In: I Simpósio de Engenharia Automotiva, Brasília, 1983. Anais. p.91-102

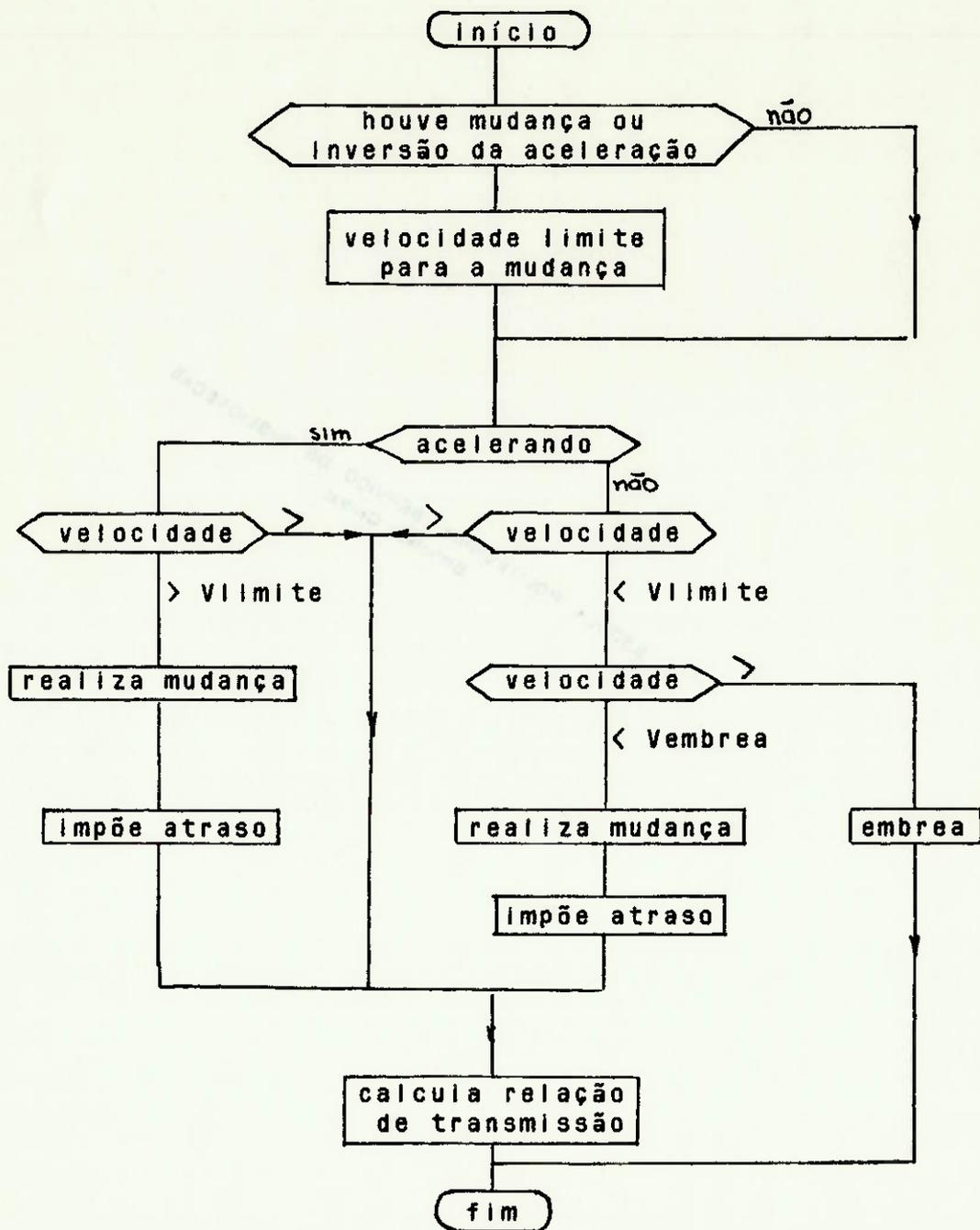
16. S. ...
P. ...
tems Simulation - The Art and Sci
17. P. ...
L. ...
S. ...
D.W. Simulation Lectures N
School of Economics and Polit
18. P. ...
V. ...
A. ...
Otimização do Conjunto Motri
In: I Simpósio de Engenhe
a, 1983. Anais. p.103-114
19. S. ...
B. ...
I. ...
A. ...
A Tecnologia Veicular da Volkswagen
tual e um Estudo para o Futuro Pró
Engenharia Automotiva, Brasília, 198
20. B. ...
M. ...
YEV, M. Highway Engineering Mosc
535p.
21. S. ...
S. ...
s of Road Vehicles London, Iliff
22. K. ...
Aerodynamics Ford Motor Co., 19
23. B. ...
E. ...
E. ...
inâmica do Veículo In: Curso
tores de Combustão Interna, Escola
24. M. ...
C. ...
E. ...
dequação do Motor ao Veículo
ação em Motores de Combustão Inter
Mauá
25. ...
P. ...
eumatic Tires DOT, U.S.Gov
hington, 1981
26. ...
R. ...
t of Passenger Car Tire Roll
70, outubro 1979
27. W. ...
v. ...
75
den Wirkungsgrad der Kraftübertrag
en Automobiltechnische Zeitschr
28. ...
C. ...
e Measurement Procedure for Passen
julho 1981
29. D. ...
t. ...
R. ...
ects of Realistic Tire Rolling Res
mination of Aerodynamic Drag f
own Tests
30. B. ...
M. ...
n. ...
D.W. Which Right-angle Gear Syst
ing Co. Inc., Product Engineeri
31. ...
veicoli Industriali Pirelli, 19
32. T. ...
19
ics of Vehicles Machine Design

33. CHEDE, F.C. & CHEDE, I.C.G. Manual de Meteorologia ETA
Editora Técnica de Aviação Ltda., outubro 1977
34. Motores Alternativos de Combustão Interna de Ignição
por Compressão (Diesel) ou Ignição por Centelha (Otto) de
Velocidade Angular Variável - Ensaio ABNT NBR 5484,
fevereiro 1985
35. ATKINSON, L. Pascal Programing Belfast, John Wiley &
Sons, 1980 425p.
36. Escort e Uno. Qual Está na Frente? Quatro Rodas, São
Paulo, nº 290, setembro 1984
37. O 1.8 Também Está Melhor Quatro Rodas, São Paulo, nº
317, dezembro 1986

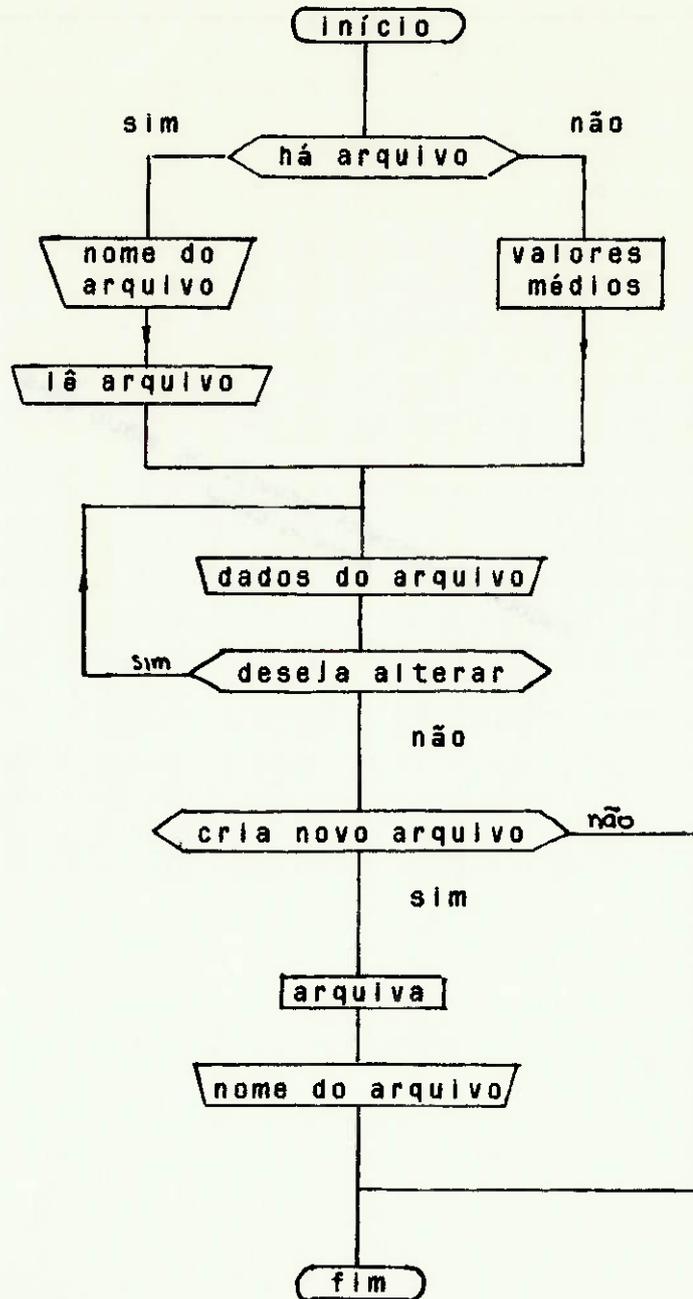
ANEXO 1 DIAGRAMA DE BLOCOS - MOTOR



ANEXO 2 DIAGRAMA DE BLOCOS - TRANSMISSÃO



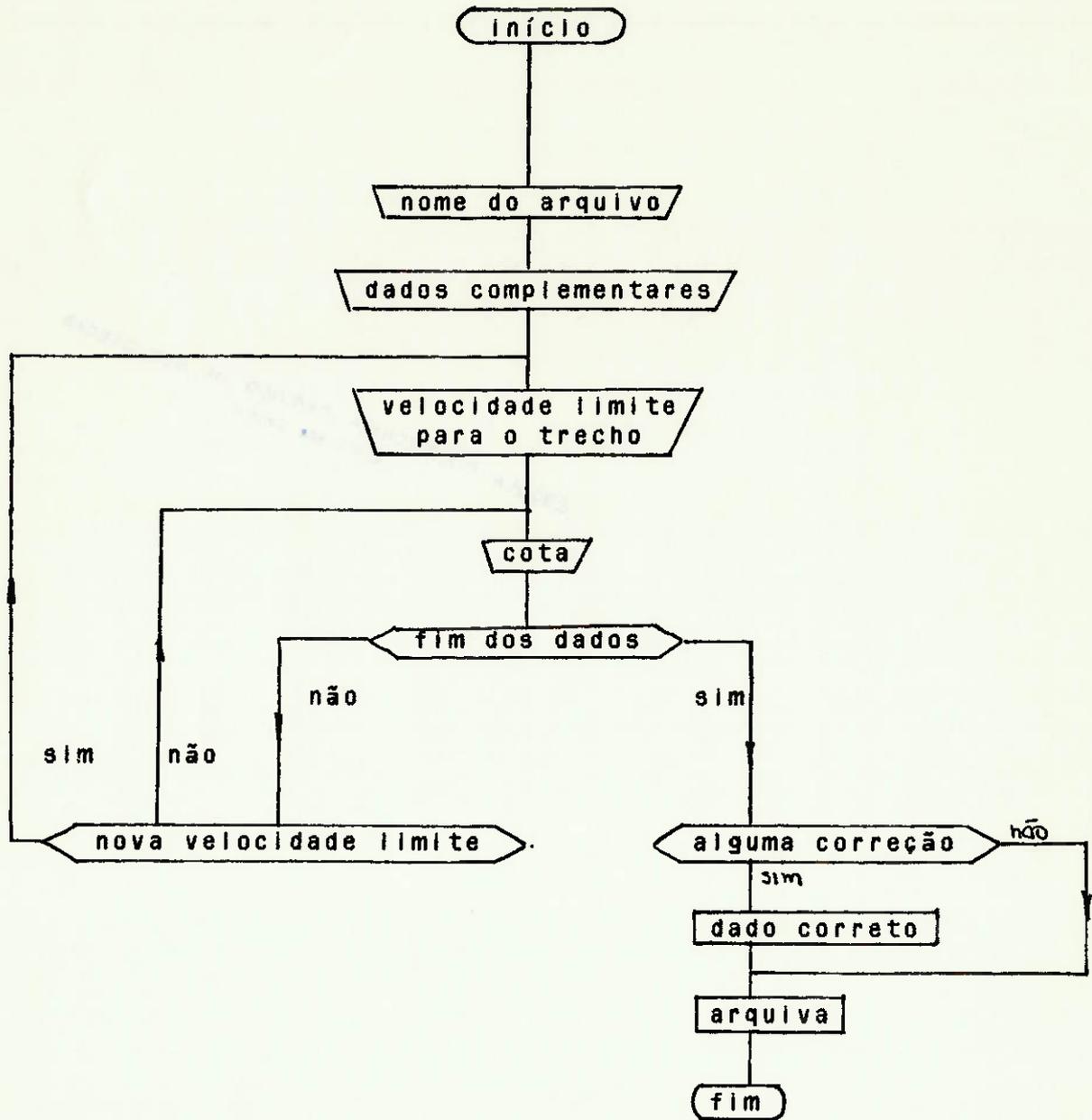
ANEXO 3 DIAGRAMA DE BLOCOS - ARQUIVO DE VEÍCULO



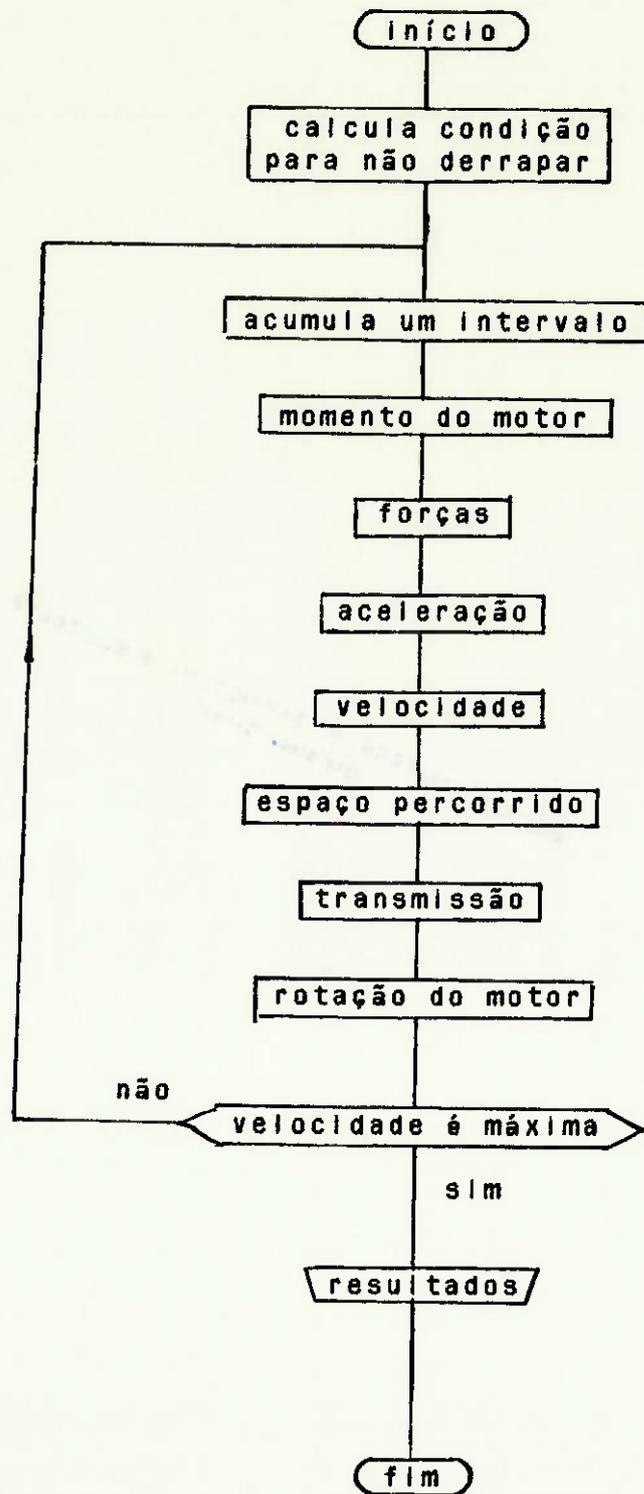
ANEXO 4 DIAGRAMA DE BLOCOS - ARQUIVO DE TRAJETO PADRÃO



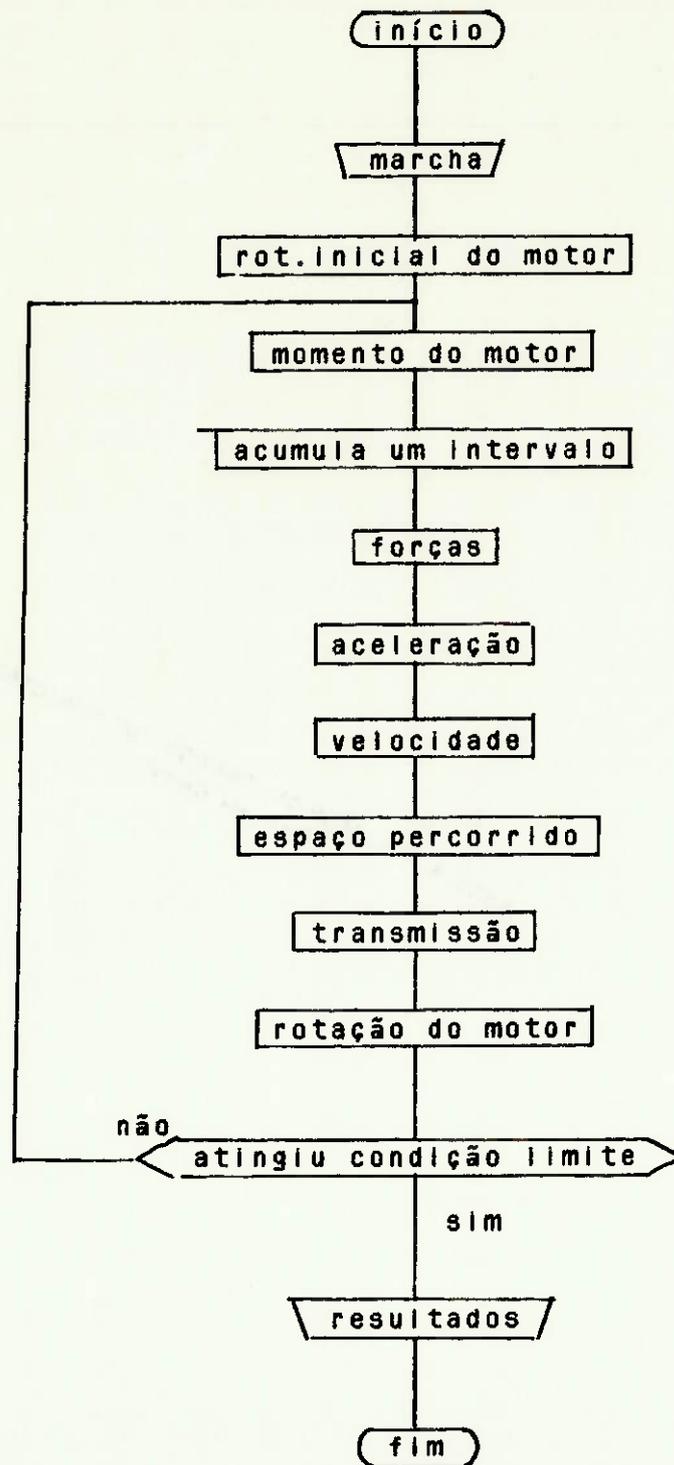
ANEXO 5 DIAGRAMA DE BLOCOS - ARQUIVO DE TRAJETO REAL



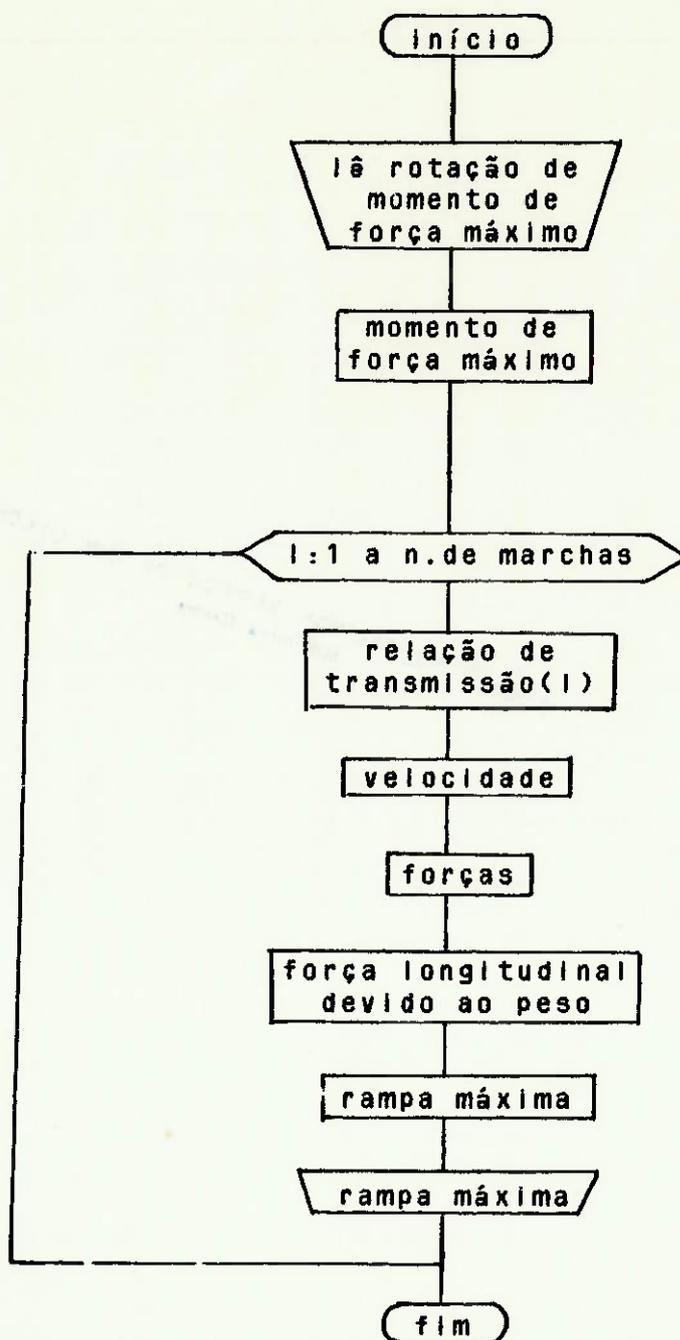
ANEXO B DIAGRAMA DE BLOCOS - ACELERAÇÃO



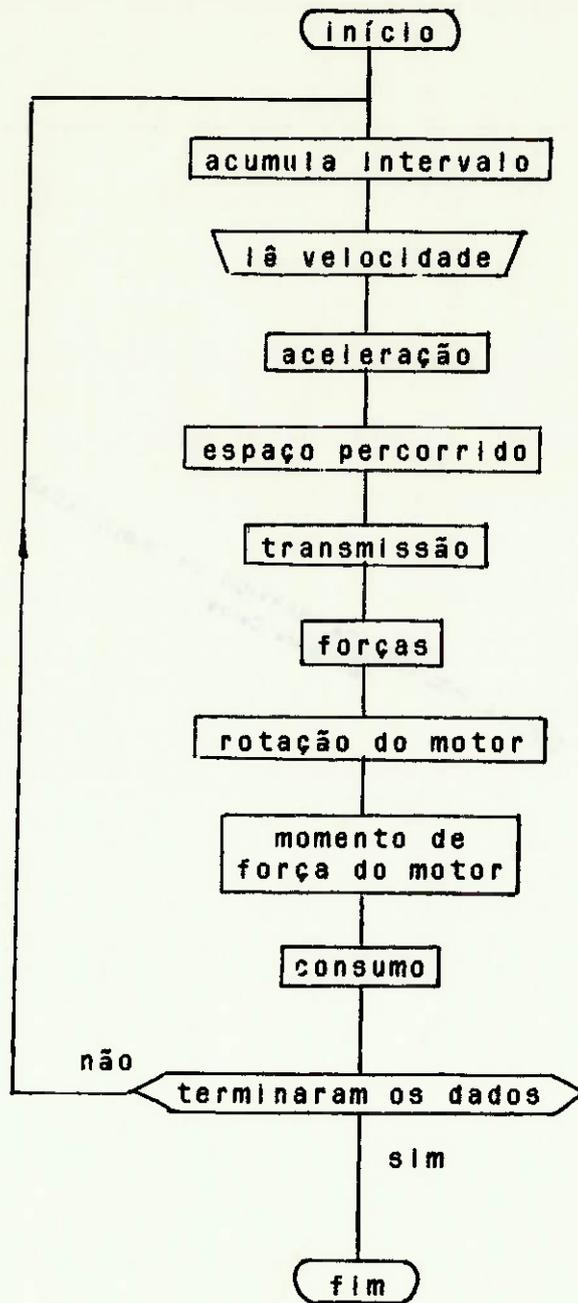
ANEXO 7 DIAGRAMA DE BLOCOS - RETOMADA DE VELOCIDADE



ANEXO 8 DIAGRAMA DE BLOCOS - CAPACIDADE DE SUBIDA DE RAMPA



ANEXO 9 DIAGRAMA DE BLOCOS - TRAJETO PADRÃO



ANEXO 10 DIAGRAMA DE BLOCOS - TRAJETO REAL

