

O objetivo deste trabalho é apresentar resumidamente uma metodologia conceitualmente diferente do ponto de vista de engenharia, para projeto de suspensões de veículos de transporte de carga tipo fora-de-estrada. A metodologia aplicada visa acoplar naturalmente todas as etapas do projeto, desde a concepção do produto até

se, dificultar a realização posterior de um reprojeto. maior de iterações dessas etapas, elevando muito o custo do projeto. Pode, inclusive, características operacionais prescritas, obrigando a realização de um número relativa independência pode vir a provocar o não cumprimento ou a relaxação de alipladas, isto é, realizadas de forma separada e independente umas das outras. Essa deses elementos. Na prática, as etapas suscintamente descritas acima são desacodas as características de fadiga e confiabilidade, utilizando as dimensões finais métodos numéricos como o método dos elementos finitos (MEF). Só então são analisadas de quase-estática, culminando na análise posterior desses componentes através de dos componentes parte, via de regra, de um pré-dimensionamento baseado em análise aceleração da massa suspensa do veículo com limites normalizados^(4,7). O projeto usados critérios de validação dessa etapa é a comparação de valores nominais de tida através de uma única excitação sobre o sistema de suspensão⁽⁵⁾. Um dos mais volvidos. Alguns outros procedimentos ainda, fazem uso de análise assintótica, obaos carregamentos estáticos, permitem a análise de resistência dos componentes em situações de tráfego para obtenção de esforços dinâmicos que, quando sobrepostos pensão de veículos segue, em geral, alguns procedimentos padrões como simulação de A metodologia utilizada para o projeto e dimensionamento de sistemas de sus-

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta inicialmente o conceito de suspensões hidro-pneumáticas de dois estágios, visando máximo controle sobre as características dinâmicas do veículo, tanto vazio como carregado. A seguir é apresentada uma metodologia para simulação dinâmica e análise de resistência dos principais componentes desse tipo de suspensão. A metodologia proposta mostrou-se bastante satisfatória para a análise de sistemas estruturais sujeitos a grandes variações de carga, onde a distribuição des-

RESUMO

Rogério J. Marczak, Sílvia C. Pereira e Edison da Rosa
GRANTE - Grupo de Análise de Tensões. Depto. Eng. Mecânica. UFSC - Florianópolis.

PARA VEÍCULOS FORA-DE-ESTRADA

PROJETO DE UMA SUSPENSÃO HIDRO-PNEUMÁTICA DE DOIS ESTÁGIOS,

a especificação final de seus componentes, garantindo condições de conforto para o operador tanto com o veículo carregado quanto vazio (situação que às vezes é desconsiderada, para efeito de dimensionamento), bem como os níveis de confiabilidade exigidos para a vida útil do sistema. Os resultados aqui apresentados referem-se ao sistema de suspensão de um veículo com capacidade nominal de 150 toneladas, onde foi adotada uma nova concepção de dois estágios de operação independentes para cada suspensão^(2,3)

2. A UTILIZAÇÃO DE DOIS ESTÁGIOS

É bastante comum o uso de suspensões hidro-pneumáticas para veículos de grande capacidade de carga. Nesses casos, a rigidez é fornecida por um massa de gás confinada a um reservatório de volume variável, enquanto o amortecimento é promovido através da perda de carga de um dado fluido (geralmente óleo) escoando em orifícios calibrados. O comportamento dinâmico do veículo é então consequência direta da ação da massa suspensão sobre esses elementos, quando submetidos a algum tipo de excitação.

Um aspecto muito importante, que não deve ser esquecido, é a grande variação de cargas que atuam sobre a suspensão para as duas situações básicas de tráfego: veículo vazio e veículo carregado. A utilização de um único estágio (circuito) para ambas as condições geralmente favorece frequências de oscilação aceitáveis para o veículo na condição carregado, obrigando muitas vezes o veículo a trafegar lastreado, quando vazio. Para evitar que um único estágio fosse responsável pelo controle do comportamento dinâmico do veículo nas duas condições citadas (o que poderia resultar um curso proibitivamente grande), utilizou-se dois estágios, cujas próprias características de rigidez determinam quando devem atuar. Essa configuração está ilustrada na figura 1, onde o primeiro estágio é responsável pelo cumprimento de condições de rigidez e amortecimento para o veículo vazio (massa suspensão ≈ 76 ton., assim distribuídas: $\approx 3/5$ para a suspensão dianteira e o restante para a traseira), e o segundo atua predominantemente para o veículo carregado (massa suspensão ≈ 210 ton. com $\approx 1/3$ para a suspensão dianteira e $2/3$ para a suspensão traseira). Os valores médios da rigidez e do amortecimento foram determinados de modo a garantir uma frequência de oscilação na faixa de 0,5 a 2,0 Hz, por questões de conforto para o operador.

Em vista de uma série de restrições, utilizou-se para a suspensão dianteira a configuração tipo *McPherson* (fig. 2.a), enquanto para a suspensão traseira foi utilizada a configuração ilustrada na fig. 2.b.

$$\delta_1 = z_1 - \theta \cdot f - z_2 - \lambda \cdot a \quad (1.a)$$

$$\delta_2 = z_2 - z^A(x) \quad (1.b)$$

$$\delta_3 = z_1 - z_4 - \theta \cdot e + \lambda \cdot b + \beta \cdot e \quad (1.c)$$

Para simulação posterior do comportamento dinâmico do veículo, foi utilizado um modelo com quatro massas, num total de sete graus de liberdade para todo o veículo, como esquematizado na fig. 3. A análise cinemática deste modelo fornece as seguintes expressões para os deslocamentos relativos das massas:

3. MODELO MATEMÁTICO DO VEÍCULO

Figura 2: Configurações utilizadas para as suspensões. (a) Dianteira (McPherson) (b) Traseira.

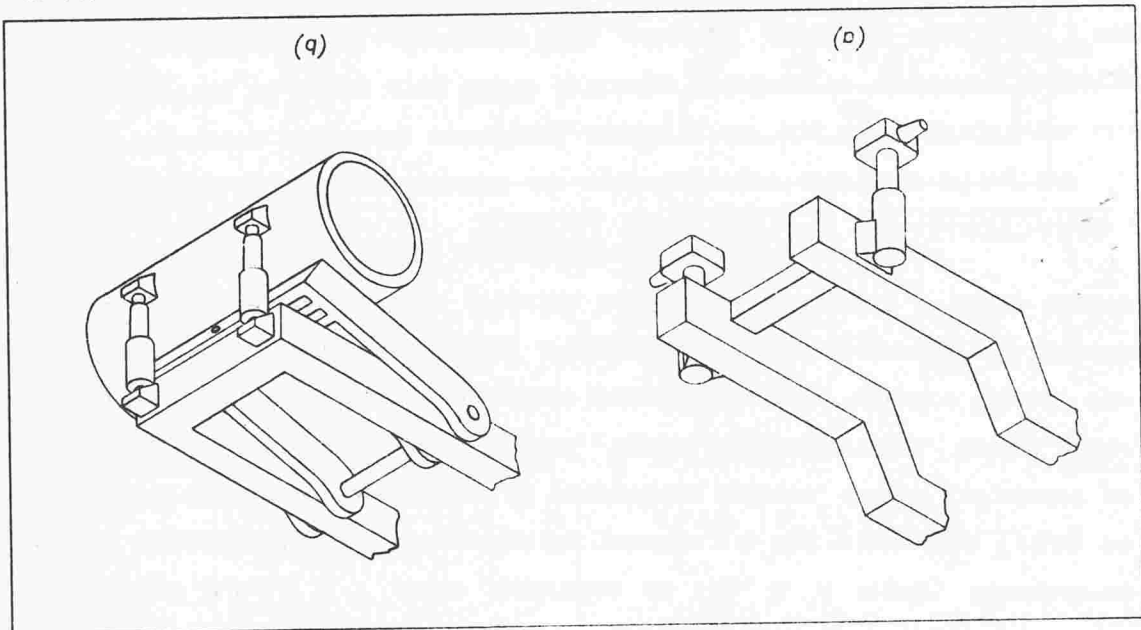
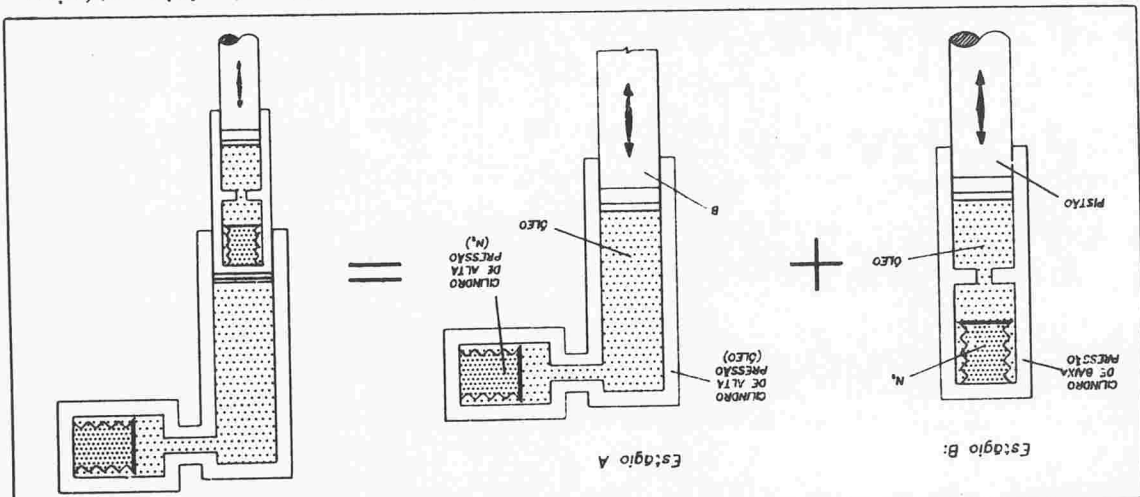


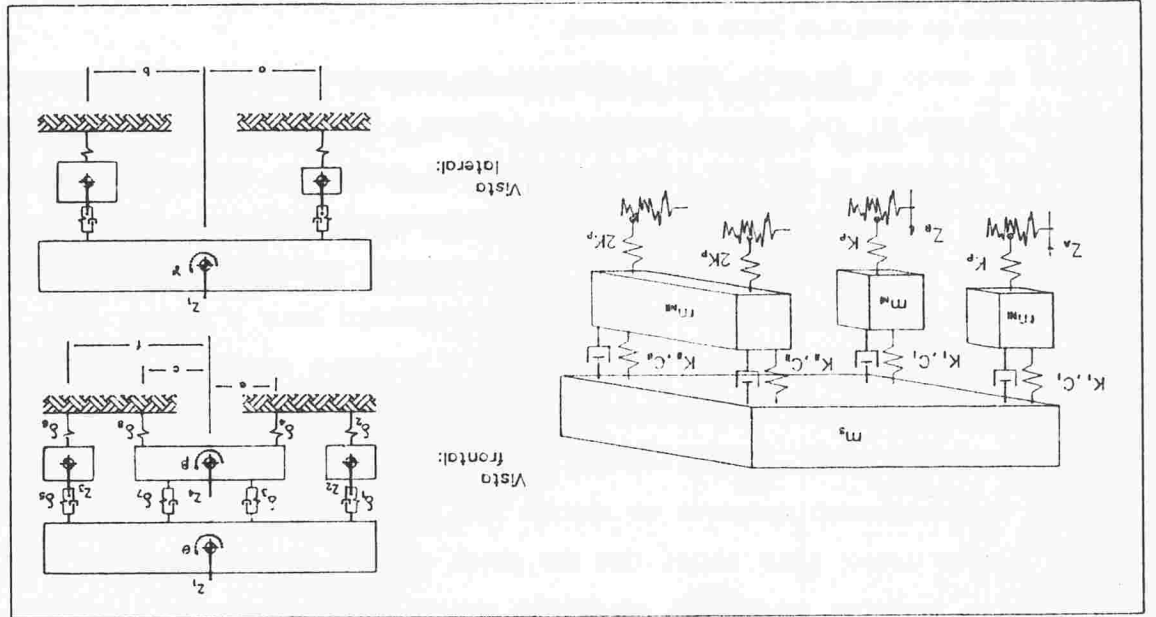
Figura 1: Concepção básica de uma suspensão hidro-pneumática de dois estágios.



a:

o equilíbrio de forças para cada massa ilustrada na fig. 3. Esse procedimento leva As equações diferenciais de equilíbrio podem agora serem escritas, tomando-se

Figura 3: Modelo utilizado para a obtenção das equações do movimento.



para compor os respectivos momentos da massa-suspensa. foram calculados em relação à seus próprios centros de gravidade e então usados das, motores elétricos, redução, carga e detalhes). Esses momentos de inércia junto motor-alternador, cagamba e o conjunto completo do eixo traseiro (pneus, momentos de inércia dos componentes: chassi, tanque de combustível, cabine, con- ante-projeto da transmissão, bem como as respectivas massas, foram calculados nas dimensões especificadas na concepção do produto, e nas alterações feitas no onde as dimensões a,b,c,e e f estão ilustradas na fig. 3. A seguir, baseando-se

$$\delta^8 = z^4 + \beta \cdot c - z^B(x-a-b) \quad (1.h)$$

$$\delta^7 = z^4 + \theta \cdot e + \gamma \cdot b - \beta \cdot e \quad (1.g)$$

$$\delta^6 = z^3 - z^B(x) \quad (1.f)$$

$$\delta^5 = z^3 + \theta \cdot f - \gamma \cdot a \quad (1.e)$$

$$\delta^4 = z^4 - \beta \cdot c - z^A(x-a-b) \quad (1.d)$$

A função tem então o seu intervalo de definição particionado em doze intervalos cujos valores médios fornecem a frequência espacial $\bar{\Omega}_i$ a ser utilizada na distri-

$$S(\Omega) = C \cdot \Omega^{-N} \quad (5)$$

onde $S(\Omega)$ é a frequência espectral, representada num gráfico bi-logarítimo na Fig. 4. A função PSD do terreno é definida por

$$A_z^2 = \int_{\Omega_{12}}^{\Omega_{11}} S(\Omega) d\Omega \quad (4)$$

cujas amplitudes são dadas por

$$z(x) = \sum_{i=1}^{12} A_i \sin(\bar{\Omega}_i \cdot x + \phi_i) \quad (3)$$

Um perfil aleatório representativo do terreno em que o veículo irá traçar pode ser representado por um processo randômico gaussiano estacionário, utilizando curvas de densidade de potência espectral (PSD) para gerar as perturbações do terreno. Utilizou-se neste trabalho um somatório de harmônicos, tal como a equação abaixo, onde optou-se por doze senóides :

4. CARACTERIZAÇÃO DO PERFIL DO TERRENO

$$\ddot{z} = \frac{1}{1} \left[K_{11} e^{(\delta_7 + \delta_3)} + C_{11} e^{(\delta_7 + \delta_3)} + 2K^p e^{(\delta_4 + \delta_8)} \right] \quad (2.g)$$

$$\dot{\theta} = \frac{1}{1} \left\{ [K_{11} \delta_1 + C_{11} \delta_1 - K_{11} \delta_5 - C_{11} \delta_5] f + [K_{11} \delta_3 + C_{11} \delta_3 - K_{11} \delta_7 - C_{11} \delta_7] e \right\} \quad (2.f)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{1} \left\{ [K_{11} (\delta_1 + \delta_5) + C_{11} (\delta_1 + \delta_5)] a - [K_{11} (\delta_3 + \delta_7) + C_{11} (\delta_3 + \delta_7)] b \right\} \quad (2.e)$$

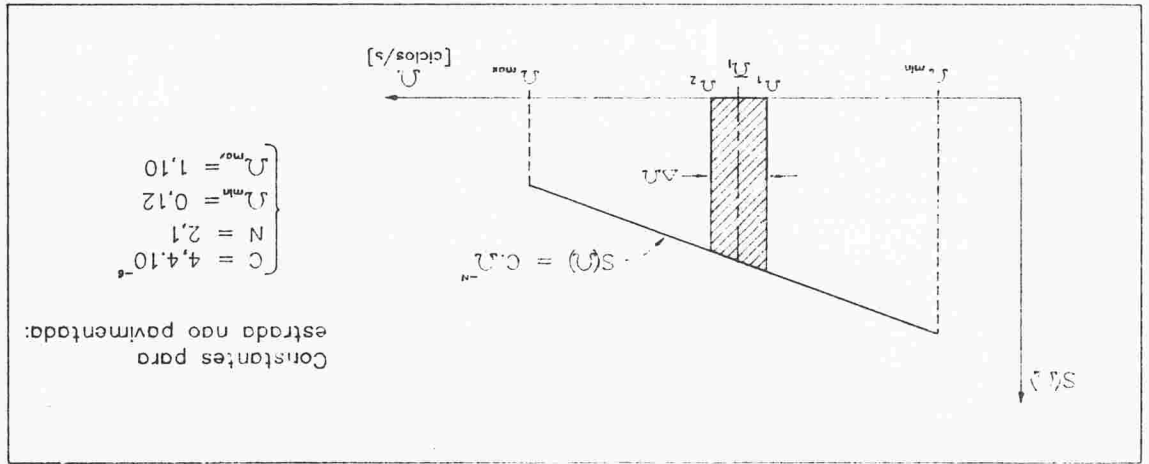
$$\ddot{z}_4 = \frac{-1}{1} \left[K_{11} (\delta_3 + \delta_7) + C_{11} (\delta_3 + \delta_7) + 2K^p e^{(\delta_4 + \delta_8)} \right] \quad (2.d)$$

$$\ddot{z}_3 = \frac{1}{1} \left[K_{11} \delta_5 + C_{11} \delta_5 - 2K^p \delta_6 \right] \quad (2.c)$$

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{1} \left[K_{11} \delta_1 + C_{11} \delta_1 - 2K^p \delta_2 \right] \quad (2.b)$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{-1}{1} \left[K_{11} (\delta_1 + \delta_5) + C_{11} (\delta_1 + \delta_5) + K_{11} (\delta_3 + \delta_7) + C_{11} (\delta_3 + \delta_7) \right] \quad (2.a)$$

Figura 4: Função PSD para estradas não pavimentadas.



Para garantir que os harmônicos não entrarão em fase, utiliza-se também ângulos de fase diversos, dados pelos gráficos da fig. 5.a para o lado esquerdo do veículo e da fig. 5.b para o lado direito.

$$A_2^1 = \left[-4,0 \times 10^{-6} \left(\Omega_{12}^{-1,1} + \Omega_{11}^{-1,1} \right) \right] \quad (8)$$

Divisões arbitrárias da função PSD são recomendadas, de modo a diversificar a faixa de amplitudes assim obtidas. O cálculo de A_1^1 é feito simplesmente resolvendo-se a integral respectiva, cuja equação final é apresentada abaixo, já com os valores numéricos incluídos :

$$\begin{aligned} C &= 4,4 \times 10^{-6} & (7.a) \\ N &= 2,1 & (7.b) \\ \Omega_{min} &= 0,12 \text{ [rad/m]} & (7.c) \\ \Omega_{max} &= 1,10 \text{ [rad/m]} & (7.d) \end{aligned}$$

As constantes C e N da eq. (5) variam para cada tipo de terreno. O gráfico é limitado por dois valores Ω_{min}^{max} e Ω_{max}^{max} , que também variam com o tipo de terreno. Utilizou-se as mesmas amplitudes e os mesmos valores da frequência espacial tanto para o lado direito quanto para o lado esquerdo do caminho, variando-se apenas os ângulos de fase, de modo que as excitações sejam diferentes para cada lado do veículo. Para a classe de veículos em questão, utilizou-se as constantes constantes da função PSD estão listados abaixo :

$$\underline{\Omega}_1 = \sqrt{\Omega_{11} \cdot \Omega_{12}} \quad (6)$$

buição z(x) da eq. (3), dada por:

Em função da solução numérica das equações diferenciais de equilíbrio, torna-se necessária a determinação do tempo de duração dessa simulação e do respectivo intervalo de integração numérica, dados a serem fornecidos ao programa. O intervalo de integração Δt é escolhido em função da frequência máxima dos harmônicos que compõem a excitação, de modo que fique garantida a correta representação das senóides em qualquer faixa do espectro. Adotou-se :

$$z^A(x) = \sum_{i=1}^{12} A_i \text{sen}(\bar{\omega}_i x + \phi_{i1}) \quad (11.a)$$

$$z^B(x) = \sum_{i=1}^{12} A_i \text{sen}(\bar{\omega}_i x + \phi_{i2}) \quad (11.b)$$

assim representado por :

Os resultados dos cálculos estão resumidos na tab. I. O perfil do terreno é

$$\phi_1^2(\Omega) = 6,411.\Omega - 0,769 \quad (9)$$

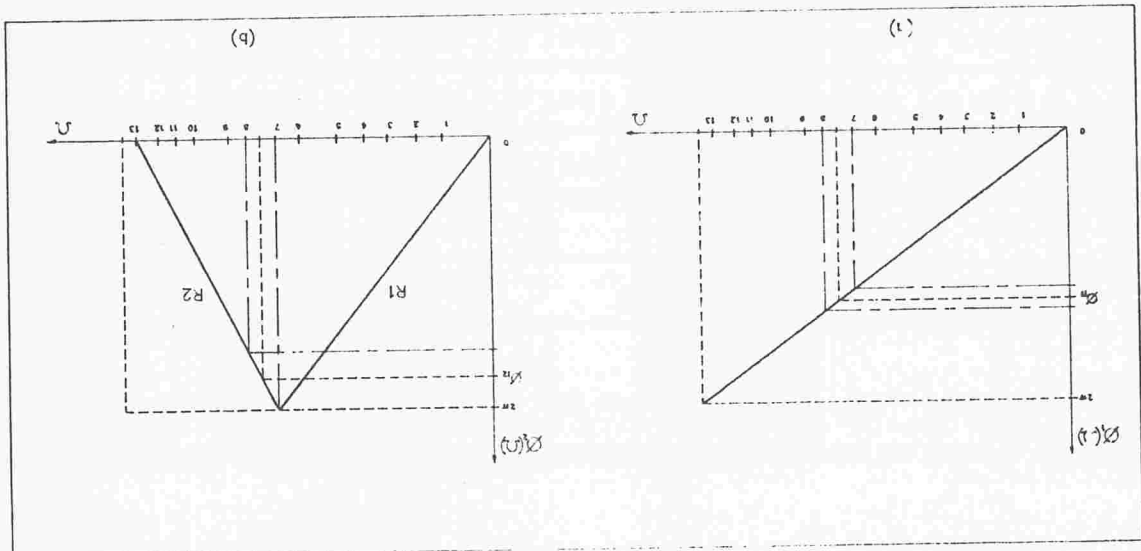
$$\phi_2^2(\Omega) = 24,983.\Omega - 2,998 \quad (\text{reta R1}) \quad (10.a)$$

$$\phi_2^2(\Omega) = -8,625.\Omega + 9,478 \quad (\text{reta R2}) \quad (10.b)$$

As equações respectivas para a obtenção dos valores dos ângulos de fase para o lado esquerdo e direito do veículo são dadas abaixo, respectivamente.

lado direito.

Figura 5: Distribuições utilizadas para os ângulos de fase. (a) lado esquerdo, (b) lado direito.



$$\underline{\Omega}^i x = \underline{\Omega}^i v \cdot t = \omega^i t \quad (15)$$

de onde vem,

$$A^i \text{sen}(\underline{\Omega}^i \cdot x + \phi^i) \equiv A^i \text{sen}(\omega^i t + \phi^i) \quad (14)$$

As excitações $z^A(x)$ e $z^B(x)$ são compostas de :

$$\Delta T = \frac{f_{\min}}{2,5} \quad (13)$$

mesmo esse funcional complete ao menos um período, durante essa duração da análise. Adotou-se :

Tabela 1: Amplitudes e ângulos de fase calculados.

Harmônico	Ω^1	Ω^2	$\underline{\Omega}$	A	ϕ^1	ϕ^2	[m]	
							[m]	
1	0,1200	0,1585	0,1392	0,00303	0,124	0,481		
2	0,1585	0,1738	0,1661	0,00171	0,296	1,153		
3	0,1738	0,2239	0,1988	0,00260	0,506	1,969		
4	0,2239	0,2455	0,2437	0,00142	0,735	2,865		
5	0,2455	0,3020	0,2737	0,00196	0,986	3,842		
6	0,3020	0,3715	0,3368	0,00175	1,390	5,415		
7	0,3715	0,4385	0,4050	0,00141	1,828	5,994		
8	0,4385	0,5309	0,4847	0,00137	2,338	5,306		
9	0,5309	0,6310	0,5809	0,00118	2,955	4,477		
10	0,6310	0,7603	0,6956	0,00111	3,691	3,487		
11	0,7603	0,9120	0,8362	0,00100	4,592	2,275		
12	0,9120	1,1000	1,0060	0,00091	5,681	0,810		

Já a duração mínima da simulação (ΔT) deve ser determinada em função do funcional de menor frequência dos harmônicos que compõem a excitação, para que até

$$\Delta t = \frac{1}{10f_{\max}} \quad (12)$$

ou seja,

$$\omega_i = \Omega_i v \quad (16)$$

Como $\omega_i = 2\pi f_i$ e com a velocidade adotada para o veículo durante a simulação ($v = 11 \text{ m/s}$),

$$f_i = \frac{11 \cdot \Omega_i}{2\pi} = 1,768 \cdot \Omega_i \quad (17)$$

E já que $\Omega_i^{\min} = 0,1392$ e $\Omega_i^{\max} = 1,0060$,

$$f_{\max} = 1,779 \text{ Hz} \quad (18.a)$$

$$f_{\max} = 0,246 \text{ Hz} \quad (18.b)$$

Obteve-se assim os valores $\Delta t = 0,0158 \text{ s}$ e $\Delta t = 2,8 \text{ s}$. E convencionou-se utilizar, para efeitos de solução numérica:

$$\Delta t = 0,005 \text{ s} \quad \text{e} \quad \Delta T = 5,00 \text{ s} \quad (19)$$

Os perfis representativos do terreno, obtidos com a metodologia acima estão ilustrados na fig. 6.

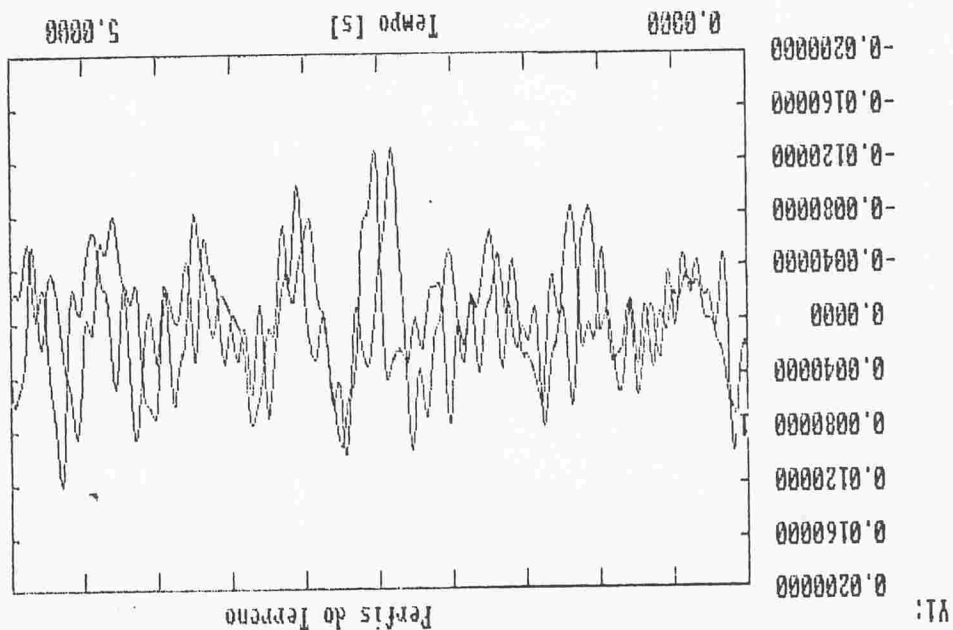


Figura 6: Perfis do terreno obtidos com a função PSD.

5. ANÁLISE QUASE ESTÁTICA

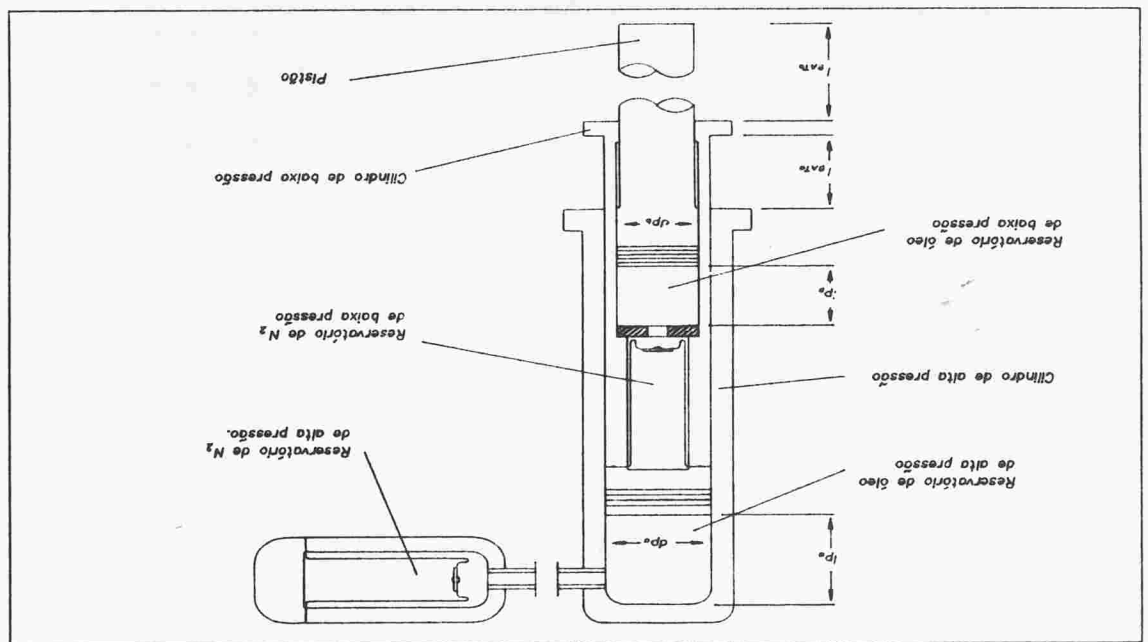
Antes da realização da análise numérica do comportamento dinâmico do sistema de suspensão, são necessárias as dimensões preliminares dos principais elementos

As excitações dadas pelas eqs. (11.a) e (11.b) foram então impostas às equações diferenciais (2.a-g) durante os 5,0 seg. de simulação previamente estipulados. Alguns dos resultados relevantes estão ilustrados nas figuras 8 (deslocamentos), 9 (forças) e 10 (movimento das suspensões).

6. SIMULAÇÃO DE TRAFEGO

A partir desses esforços, foram determinadas as dimensões preliminares dos componentes da suspensão (já incluída uma certa margem de segurança), utilizando teorias clássicas como as de cálculo de vigas de secção circular (pistão) e de cilindros de paredes espessas (reservatórios).

Figura 7: Dimensões principais dos componentes da suspensão.



- ▷ Freiando em marcha à frente.
- ▷ Freiando em marcha à ré.
- ▷ Subindo a cive de 20%.
- ▷ Descendo a cive de 20%.
- ▷ Freiando em curva (o veículo foi projetado para realizar curvas mínimas de duas vezes a distância entre eixos).

situações :

suspensões, tanto traseira como a dianteira, com o veículo trafegando nas seguintes base nesses dados, obtve-se as cargas atuantes sobre cada componente das do seu centro de gravidade são conhecidas, para as situações de carga citadas. Com pré-dimensionamento, já que as dimensões iniciais do veículo, bem como as posições que o compõem (fig. 7). Essas dimensões são obtidas através de um

Figura 9: Forças e momentos atuantes nas suspensões.

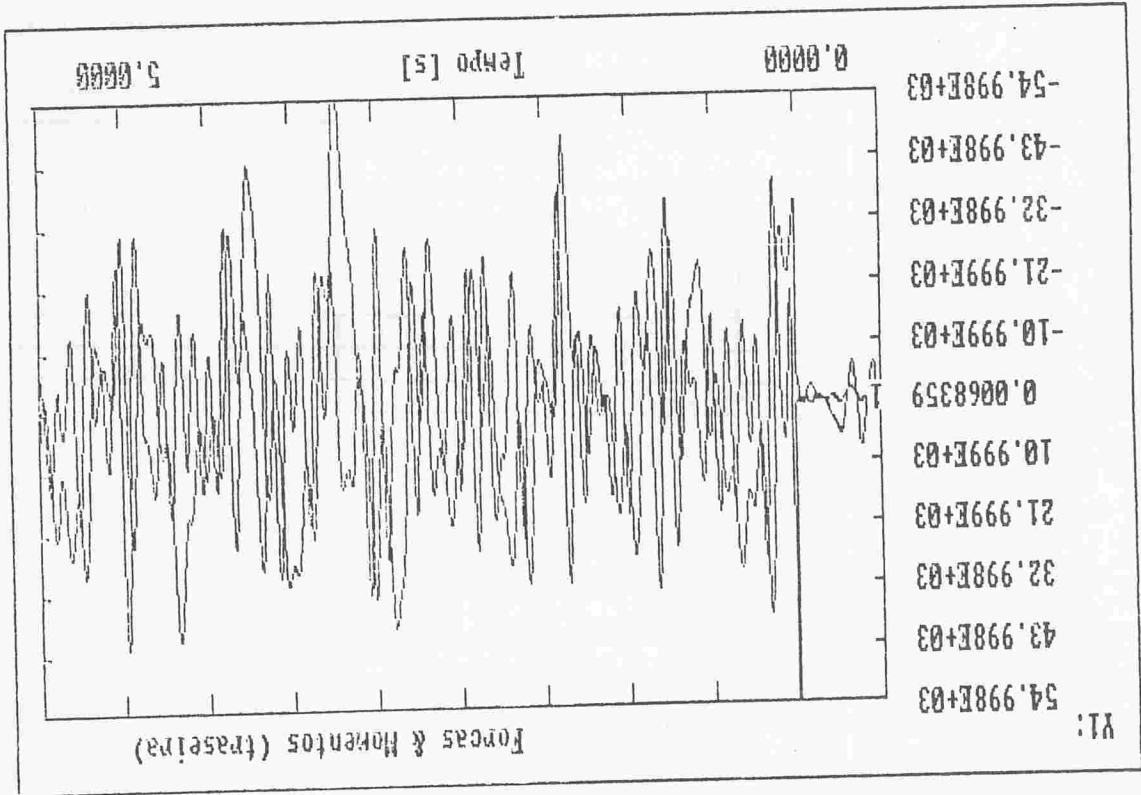
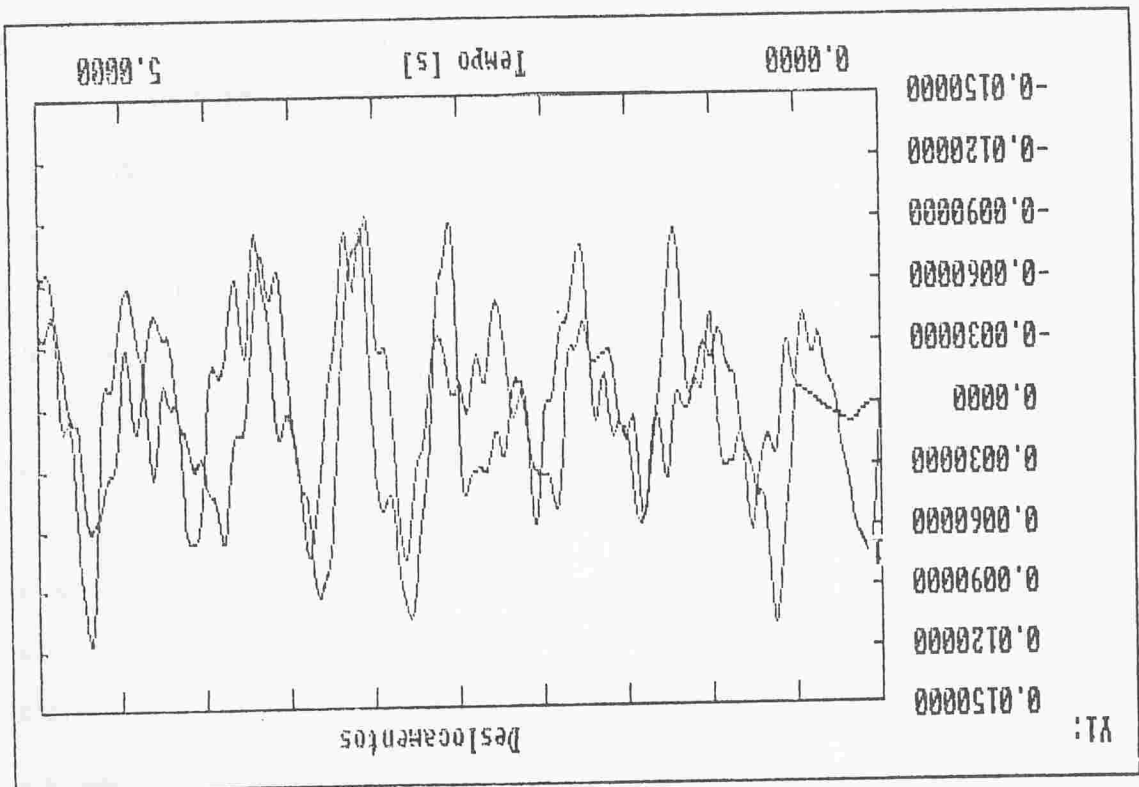


Figura 8: Deslocamentos dos centros de massa das suspensões.



Aqui foram considerados os modos de falha por sobrecarga (independentes do tempo), que são aqueles que caracterizam-se por uma idêntica probabilidade de ocorrência.

7.a. Cálculo da confiabilidade para falha por sobrecarga:

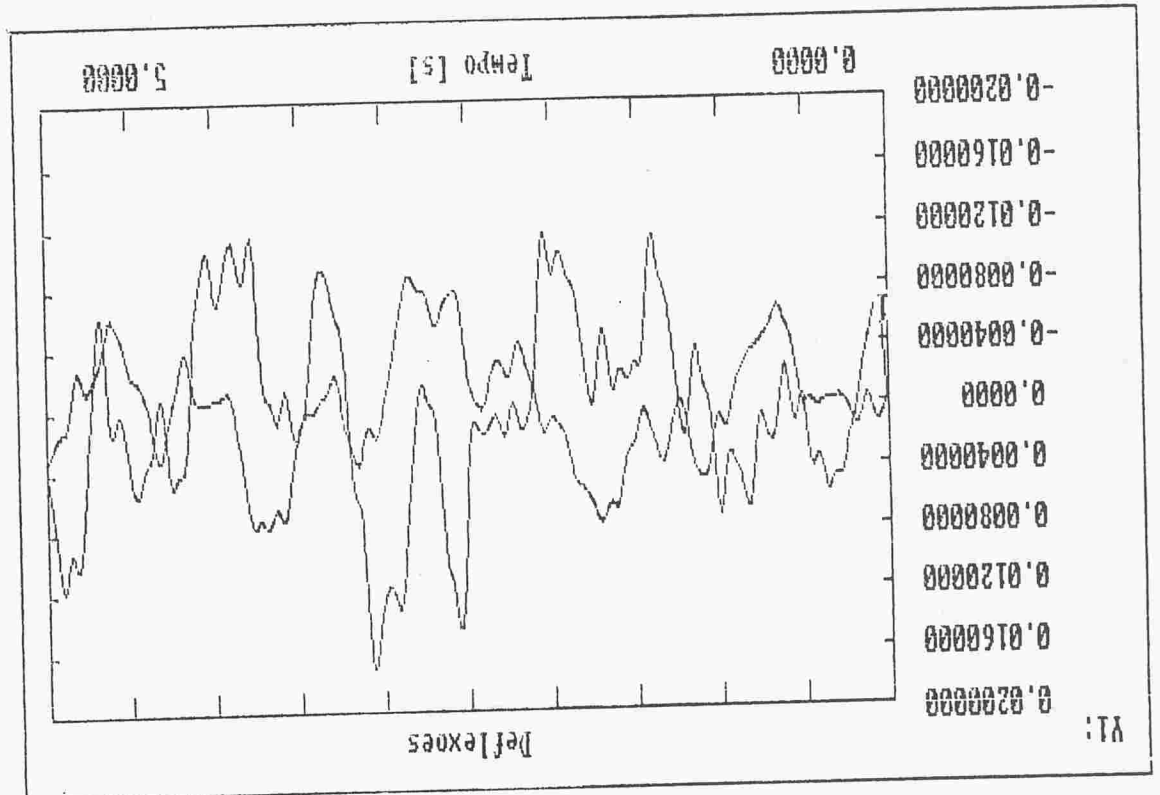
Tabela 2: Critérios de falha utilizados para os componentes.

FALHA POR		FADIGA	
COMPONENTE	SOBRECARGA		
pistão	flambagem e escoamento	dano para 18000 h	
cilindro de baixa pressão (óleo e N ₂)	escoamento	dano para 18000 h	
cilindro de alta pressão (óleo)	escoamento	dano para 18000 h	
cilindro de alta pressão (N ₂)	escoamento	dano para 18000 h	

A análise de resistência da suspensão foi realizada basicamente em três etapas, a saber: cálculo da confiabilidade dos componentes principais para uma vida útil esperada de 18000 horas; análise de tensões através de modelos detalhados de elementos finitos e cálculo do dano desses componentes⁽ⁱⁱⁱ⁾. A seguir são detalhadas cada uma dessas etapas, onde os modos de falha utilizados para cada um dos elementos da suspensão estão sumarizados na tab. 2.

7. ANÁLISE DE RESISTÊNCIA

Figura 10: Deslocamentos das extremidades do pistão.



7.b. Análise de tensões:

onde f_p é a frequência de picos do espectro da solicitação. O procedimento adotado neste caso é transformar o espectro de forças da fig. 9 em um espectro de pressões, e então em um de tensões, já com o carregamento estático adicionado (fig. 11, por exemplo). Somente de posse dessa distribuição é calculada a confiabilidade, segundo o procedimento acima.

$$\lambda = P f_p \quad (23)$$

partir da probabilidade de interferência:

realizado diretamente pela eq. (20), onde a taxa média de falhas, λ , é calculada a partir do cálculo da confiabilidade para os modos de falha por sobrecarga e então Fator de projeto adotado (coeficiente de segurança médio), $n = \mu^R / \mu^S$. Coeficiente de dispersão da resistência normal que o sistema apresenta. Coeficiente de dispersão da solicitação normal que atua no sistema.

e tem-se que

$$D = V_s^2 + (n V_r)^2 \quad (22)$$

onde

$$P_I = \frac{V_s}{V_s} e^{-\frac{D}{2}} \left(\frac{-n-1}{2D} \right) \quad (21)$$

Considerando a distribuição estatística de pontos de máximo da solicitação normal, existe uma probabilidade de interferência, definida como a probabilidade que, para uma única aplicação de carga, o sistema falhe como

normal, existe uma probabilidade de interferência, definida como a probabilidade que, para uma única aplicação de carga, o sistema falhe como

$$C(t) = e^{-\lambda t} \quad (20)$$

expressão do tipo

onde t é a vida útil do sistema e λ é a taxa média de falha, que depende da intensidade relativa da solicitação e da frequência com que a solicitação atua sobre o sistema estrutural.

A confiabilidade de um sistema para falha por sobrecarga considera que a falha pode ocorrer com igual probabilidade em qualquer instante, o que leva a uma taxa, por plastificação, por flambagem, por empenamento, etc.

resistência do mesmo, levando-o ao colapso. Esta categoria engloba falhas por ruptura quando a demanda que é exigida do sistema ultrapassa a capacidade de resistência em qualquer instante ao longo da vida do sistema. Esses modos atuam em geral quando a demanda que é exigida do sistema ultrapassa a capacidade de

7.c. Cálculo da confiabilidade para falha por fadiga:
A partir dos espectros de tensão como os da fig. 11, usados como entrada de

Figura 12: Alguns resultados típicos da análise por elementos finitos.

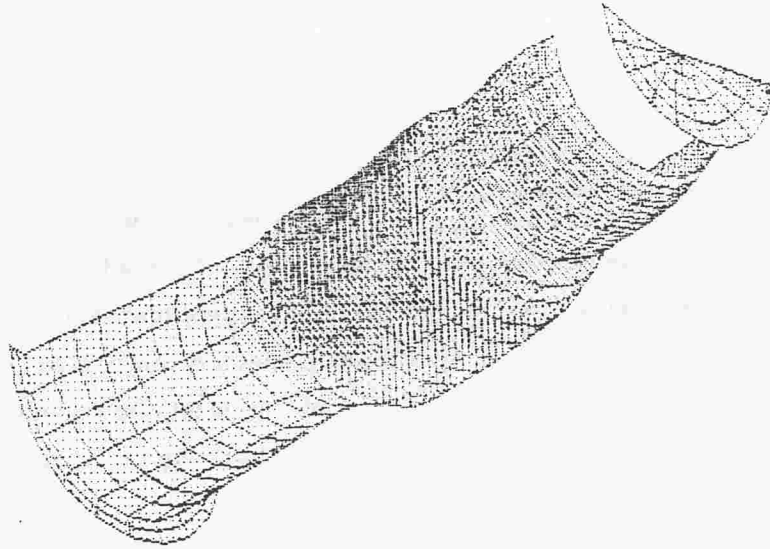


Figura 11: Espectro típico de tensão equivalente obtido a partir da distribuição de forças.

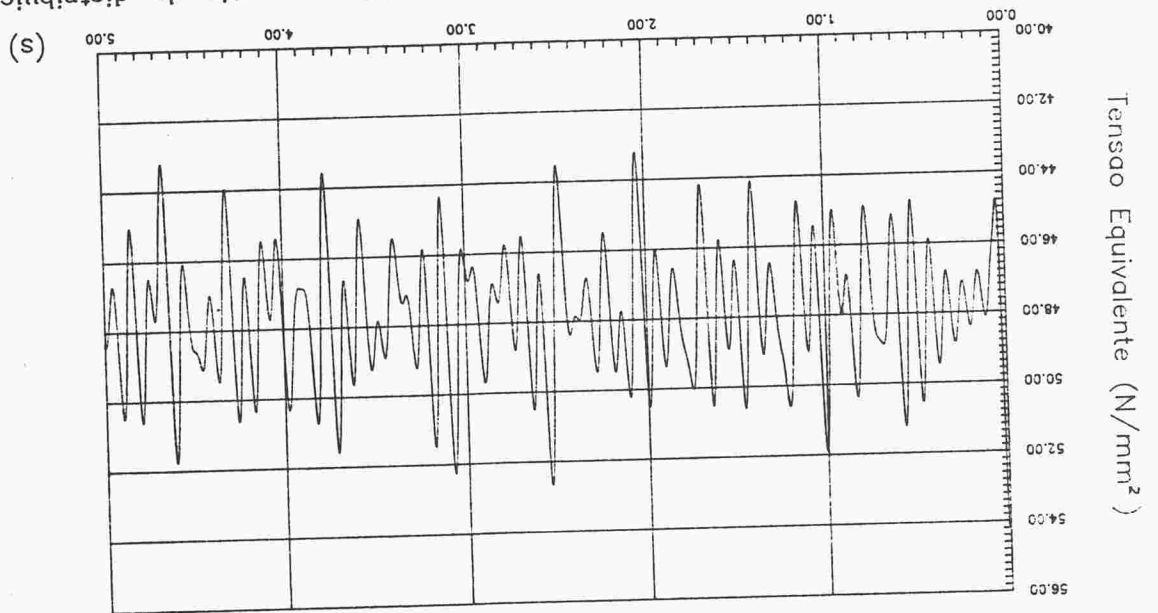


Fig. 12 ilustra alguns desses resultados.
Com as dimensões preliminares do componentes da suspensão, foram gerados os modelos respectivos para análise de tensões através do método dos elementos finitos. Esse procedimento é necessário para levar em conta a correta representação da geometria (já que o pré-dimensionamento é realizado usando um modelo ideal), e assim destacar eventuais problemas como pontos de concentração de tensões, etc. A

Figura 14: Alguns gráficos de flutuação de tensão obtidos em 7.c.

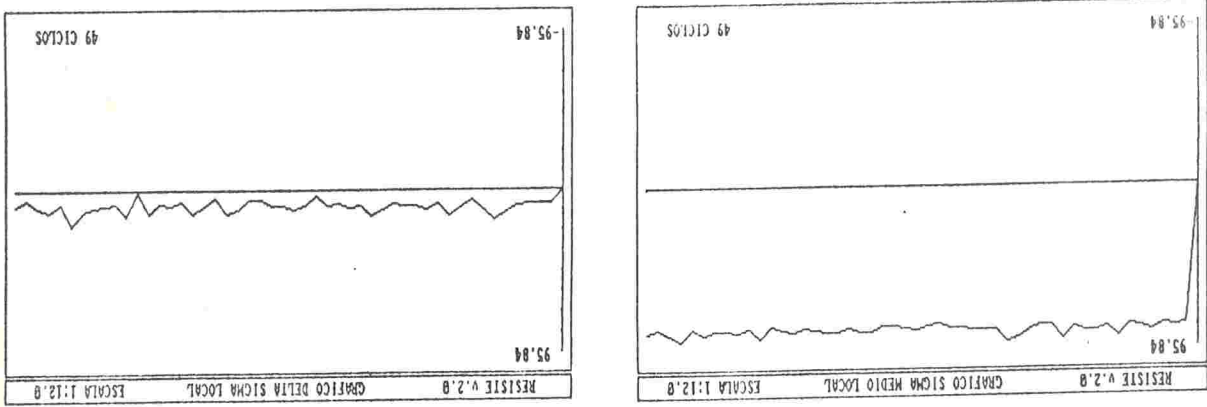
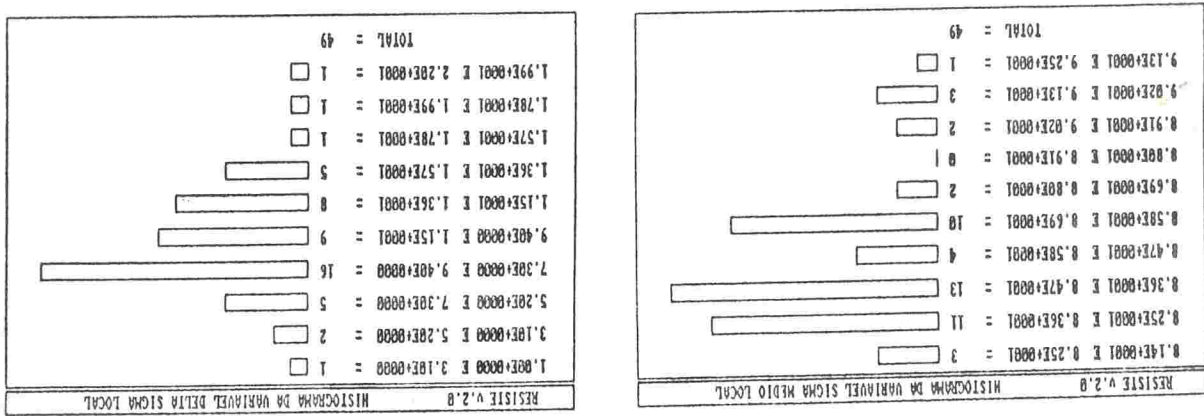


Figura 13: Histogramas obtidos pela análise numérica de fadiga.



dados para um programa de análise numérica de fadiga (Resiste 2.0), for calculado o dano acumulado nos 5,0 segundos de simulação (o método de contagem de ciclos utilizado pelo programa é o método "Rainflow"). Esse dano então foi extrapolado para as 1800 horas de vida esperada para o veículo, e verificada a condição $D < 1$. Para levar em conta a estrutura real, entretanto, obtive-se, para cada componente analisado, uma aproximação para o fator de concentração de tensões. Para isso, dividiu-se a tensão máxima no(s) ponto(s) crítico(s) do componente, obtida através do modelo de elementos finitos, pela tensão média dos espectros citados em 7.a. O dano foi então calculado com os dados caracterizados pela condição de tensão local. As figs. 13 e 14 ilustram alguns resultados típicos obtidos com o procedimento acima.

A partir dos dados apresentados, o configuração de dois estágios para suspensões hidro-pneumáticas parece aplicável a veículos de grande capacidade de cargas. Além disso, as etapas descritas acima podem, por seguirem uma sequência natural, ser acopladas conforme a fig. 15, e assim permitir a realização de novas iterações nas diversas fases, até atingirem valores aceitáveis de confiabilidade, características de funcionamento, etc., sem esquecer outros aspectos não abordados aqui, mas não menos importantes, como custos, normalização do maior número possível de componentes, entre outros.

No que diz respeito aos aspectos puramente mecânicos, pode-se adotar as etapas acima como metodologia padrão para projeto de componentes estruturais desta classe, caracterizados pela elevada magnitude e variação das cargas envolvidas, de distribuição randômica.

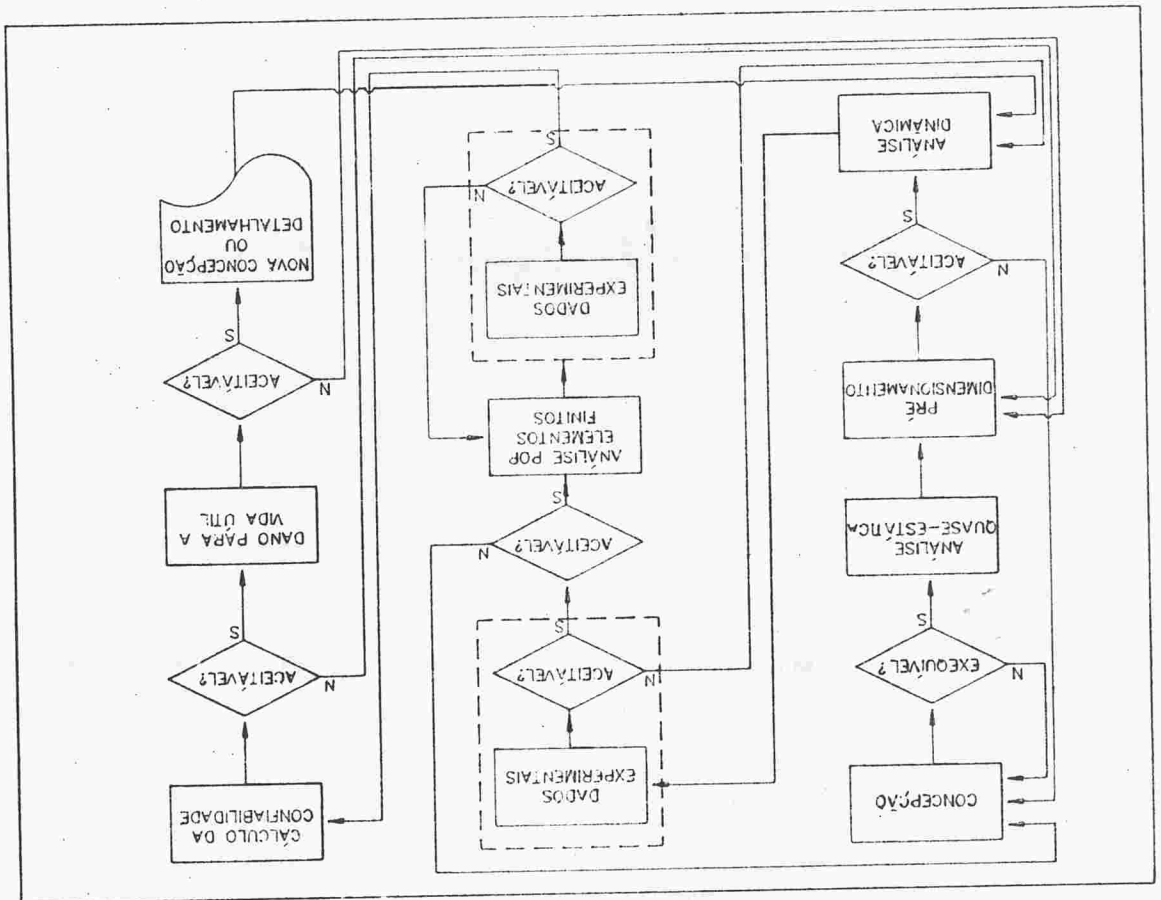


Figura 15: A metodologia utilizada na forma de um fluxograma.

9. BIBLIOGRAFIA

[1]- Giles, J. G. (editor); "Steering, Suspension & Tires", Automotive Technology Series, vol. 1. Iliffe Book, 1968.

- [2]- Marczak, R. J. e Pereira, S. C.; "Shaskwat 150 FE: Simulação em serviço: Suspensão". Relatório interno, GRANTE/EMC/CTC/UFSC - 1989.
- [3]- Marczak, R. J. e Pereira, S. C.; "Shaskwat 150 FE: Análise de resistência: Suspensão". Relatório interno, GRANTE/EMC/CTC/UFSC - 1989.
- [4]- Bourassa, P. e Massoud, M.; "Terrain Profile and Off-Road Vehicle Behavior Simulation". Anais do V COBEM, Campinas - 1979, pp.127-136.
- [5]- Barbieri, N. e Zampieri, D. E.; "Análise do Comportamento Excitado de um Veículo Automotivo". Anais do X COBEM, Rio de Janeiro - 1989, pp. 213-216.
- [6]- Montalvão e Silva, J. M., Silva, J. A. B. D. e Freitas, M. J. M.; "Caracterização Experimental do Comportamento Estrutural de Veículos Urbanos de Transporte de Passageiros". Anais do V SIMEA, São Paulo - 1989, pp. 81-95.
- [7]- Alvarenga, C.; "Desenvolvimento de Forças de Amortecedores Através da Análise de Conforto". Anais do V SIMEA, São Paulo - 1989, pp. 432-442.
- [8]- Fanas, M. A.; "Medições e Análise de Esforços em Suspensões McPherson". Anais do V SIMEA, São Paulo - 1989, pp. 432-442.
- [9]- Rosa, E.; "Metodologia Moderna de Projeto Estrutural". Publicação interna na 01/91 - GRANTE/EMC/CTC/UFSC - 1991.
- [10]- Rosa, E.; "Análise de Sistemas Lineares à Excitações Aleatórias, com Vistas ao Cálculo da Confiabilidade". Publicação interna 02/89 - GRANTE/EMC/CTC-UFSC - 1989.
- [11]- Rosa, E. e Sandin, G. R.; "Modelos para Análise de Confiabilidade sob Cargas Aleatórias". Anais do 6º SIBRAT - 1990, pp.223-245.
- [12]- Harris, C. M. e Crede, C. E.; "Shock and Vibration Handbook". McGraw-Hill- 1976.