

Argemiro Luis de Aragão Costa

**Estudo de desgaste de pneus de  
caminhões e ônibus utilizando-se  
o Método dos Elementos Finitos**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

São Paulo  
2000

Argemiro Luis de Aragão Costa

# **Estudo de desgaste de pneus de caminhões e ônibus utilizando-se o Método dos Elementos Finitos**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Limalson Padovese

São Paulo  
2000

Para minha esposa Júnia  
e minha filha Gabriela

## **Agradecimentos**

Aos professores e colegas do Laboratório de Fenômenos de Superfície, LFS, da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, pelo incentivo, colaboração e amizade.

À Pirelli Pneus S.A. pelo apoio e oportunidade de desenvolver e publicar este trabalho que reúne boa parte da minha experiência na área de pesquisa e desenvolvimento, neste campo desafiador que é a simulação computacional dos pneus.

Aos meus colegas e companheiros da Pirelli que me incentivaram e contribuíram com incentivos, apoio e sugestões na execução deste trabalho.

## Sumário

Lista de figuras	VI
Lista de abreviaturas	XI
Lista de símbolos	XII
Resumo	XV
Abstract	XVI

1	Introdução	1	
2	1.1 Histórico do pneumático	2	
4	1.2 O pneu de transporte na atualidade	4	
4	1.3 A tendência de desenvolvimentos futuros	4	
6	2	A estrutura do pneu de transporte atual	6
6	2.1 Uma estrutura pneumática	6	
8	2.2 Os compostos de borracha e sua correlação com o desgaste	8	
13	2.2.1 Vulcanização	13	
14	2.2.2 Viscoelasticidade	14	
18	2.2.3 Anisotropia	18	
19	2.3 Estrutura portante do pneu	19	
19	2.3.1 Carga	19	
20	2.3.2 Cinturas	20	
20	2.3.3 Fritso	20	
21	3	Caracterização tribológica do desgaste	21
21	3.1 Considerações gerais	21	
23	3.2 Esforços na área de contato	23	
27	3.3	Caracterização do desgaste irregular	27
27	3.3.1 Desgastes irregulares homogeneamente distribuídos	27	

87	9	Referências bibliográficas .....
85	8	Conclusões .....
83	7	7.1 A interação do pneu com o veículo .....
83	7	Propostas para trabalhos futuros .....
67	6	Comparação da análise FEA com os resultados experimentais .....
66	5.3	Limitações do modelo adotado .....
64	5.2	O trabalho de abração na estimativa de desgaste .....
62	5.1	O modelo matemático adotado para o cálculo do desgaste .....
62	5	Simulação e análise dos resultados .....
60	4.6	Simulação do contato do pneu com o solo .....
59	4.5	A geração da malha a Elementos Finitos .....
58	4.4	A escolha do modelo a ser utilizado .....
57	4.3.6	Problemas do contato .....
57	4.3.5	A modelagem dos compostos formados por fios mais borrachas .....
56	4.3.4	Incompressibilidade .....
54	4.3.3	Hiperelasticidade .....
53	4.3.2	Não-linearidade geométrica .....
51	4.3.1	Não-linearidade dos materiais .....
51	4.3	Dificuldades da modelagem do pneu .....
49	4.2	Histórico do método e a sua aplicação no projeto dos pneus .....
48	4.1	Introdução .....
48	4	O modelo a Elementos Finitos aplicado ao desgaste de pneus .....
46	3.5.3	Medições do coeficiente de atrito .....
37	3.5.2	Modelos matemáticos de coeficientes de atrito para borrachas .....
33	3.5.1	O coeficiente de atrito das borrachas .....
33	3.5	O coeficiente de atrito entre pneu e o solo .....
31	3.4	Morfologia do desgaste .....
30	3.3.2	Desgaste irregular localizado .....

## Lista de figuras

- Figura 1.1: Testando o primeiro pneumático de John Boyd Dunlop..... 3
- Figura 2.1: Complexidade estrutural do pneumático..... 6
- Figura 2.2: Diagrama ilustrando o conceito de estrutura molecular em cadeia das borrachas ligadas através dos átomos de enxofre nas ligações cruzadas, ou "crosslink". O processo é conhecido como vulcanização..... 9
- Figura 2.3: Defasagem entre tensão e deformação, para uma solitação cíclica das borrachas..... 14
- Figura 2.4: Modelos mecânicos utilizados para análise do comportamento das borrachas..... 15
- Figura 2.5: "Loop" de histerese mostrando a relação e os módulos elástico ( $E'$ ) e viscoso ( $E''$ ) e o ângulo de perda  $\delta$ ..... 17
- Figura 2.6: Deformação máxima em função da temperatura..... 17
- Figura 2.7: Resistência a tração de um polímero amolfo.  $\sigma_B$  é a tensão de fratura frágil,  $\sigma_f$  é a tensão de fluxo a frio ("cold flow stress"),  $\sigma_{el}$  é a resistência a tração no regime elástico e  $\sigma_p$  é a tensão de fluxo plástico.  $T_b$ ,  $T_g$ ,  $T_p$  e  $T_f$  são respectivamente as temperaturas de fragilidade, de transição vítrea, de plasticidade e de fluxo fluido..... 18
- Figura 3.1: Reação total do solo aplicada ao pneu expressa como o efeito combinado de duas forças, uma normal ( $F_n$ ) e outra tangencial ( $F_t$ ), no plano de contato com o solo. As direções indicadas na figura são as mesmas utilizadas pela SAE, "Sociedade dos Engenheiros Automotivos"..... 22
- Figura 3.2: Distribuição dos esforços no contato devido à dupla curvatura do pneu quando em contato com um solo plano..... 23

**Figura 3.3:** Exemplo de impronta de um pneu radial para caminhões e ônibus com a forma retangular levemente convexa associada a um desgaste de pneu regular. .... 24

**Figura 3.4:** Distribuição de pressão de contato estática, típica de um pneu radial, ilustrando o acréscimo de pressão nos ombros<sup>[10]</sup>. .... 25

**Figura 3.5:** Representação esquemática da deformação de pneu em rolamento em curva, visto de baixo. Mostra-se também a distribuição resultante de tensões na área de contato na direção  $y$  de resultante  $F_y$ <sup>[10]</sup>. As direções indicadas na figura, da trajetória e da força lateral, seguem a mesma orientação da figura 3.1. .... 26

**Figura 3.6:** Representação esquemática da deformação da área de contato em função do ângulo de deriva<sup>[2]</sup>. .... 26

**Figura 3.7:** Exemplos de mecanismos de desgaste irregular homogeneamente distribuído devido ao uso de pressão incorreta, provocando desgaste acentuado nos ombros do pneu, devido à pressão baixa (A), ou no centro, devido ao excesso de pressão (B). .... 28

**Figura 3.8:** Exemplo de desgaste irregular tipo trilha ou "tran-linea"<sup>[2]</sup>. .... 29

**Figura 3.9:** Exemplo de desgaste irregular segmentado ou poligonal atribuídos à uma auto-excitação do conjunto pneu e suspensão<sup>[12]</sup>. .... 29

**Figura 3.10:** Padrões de desgaste da borracha natural NR com diferentes tipos de enchimento por negro-de-fumo depois da abrasão contra dois tipos de solo, asfalto e concreto<sup>[13]</sup>. .... 31

**Figura 3.11:** Padrões de desgaste em posições diferentes de um pneu com borracha natural<sup>[13]</sup>. .... 32

**Figura 3.12:** Regime de abrasão - resposta para regime elástico<sup>[14]</sup>. .... 33



matérias, que devem ser corrigidas a cada incremento de cálculo.....	54
deflexões e deformações, modificando a direção das propriedades dos inflado, amassado contra o solo (em vermelho). Resultam em grandes	
<b>Figura 4.4:</b> Pneu somente inflado e montado no aro (branco) e o mesmo pneu, ainda	
<b>Figura 4.3:</b> Deformação de uma viga de borracha.....	52
possuindo um comportamento não-linear (B) [9].....	52
<b>Figura 4.2:</b> As borrachas, na relação força-deformação, não obedece a Lei de Hooke,	
<b>Figura 4.1:</b> Proporcionalidade entre força ( $F$ ) e deformação ( $u$ ) [9].....	51
e ângulo de arraste de -45 a +45 graus (precisão 0,1 graus).....	46
velocidade de atrito (no molhado) de 0,0002 a 2 km/h; carga de 10 a 150 N;	
seguintes características: Velocidades do teste de abração de 2 a 100 km/h;	
<b>Figura 3.19:</b> Máquina para ensaio de abração LAT 100 da VMI Holland, com as	
<b>Figura 3.18:</b> Modelo de contato molecular entre polímero e sólido - Barteneyv [27].....	45
menores; (c) Sobre partículas; (d) Sobre água em velocidades baixas [31].....	44
adesão, a borracha preenche os vazios em contato com rugosidades	
<b>Figura 3.17:</b> (a) Borracha sobre rugosidades de comprimento longo “ $L$ ”; (b) Devido à	
.....	43
matérias com diferentes $T_g$ referidos com a temperatura ambiente de 20°C.	
<b>Figura 3.16:</b> Variação do coeficiente de atrito em função do produto $\log(av)$ para	
<b>Figura 3.15:</b> Variação do coeficiente de atrito em função do produto $\log(av)$ [15].....	42
..... [18]	38
três compostos de borracha com módulos elásticos diferentes contra o vidro	
<b>Figura 3.14 :</b> Variação do coeficiente de atrito em função da pressão de contato para	
temperatura para uma borracha butílica vulcanizada contra o aço [2].....	38
<b>Figura 3.13:</b> Ilustração da variação do coeficiente de atrito em função da velocidade e	

Figura 4.5: Fatia da malha de elementos finitos 3D de um pneu transporte, medida 295/80, adotada para este estudo. Cada cor representa um composto de borracha diferente. ....	60
Figura 5.1: Modelo à Elementos Finitos 3D (SST) do pneu de transporte medida 295/80 R22.5". Este modelo possui aproximadamente 50.000 nós, 24.000 elementos e 100.000 graus de liberdade. ....	62
Figura 5.2 : Ilustração do princípio do trabalho de abração ( $T_A$ ). ....	64
Figura 6.1: Comparação dos dados calculados e simulados do diagrama carga-deformação para duas pressões diferentes (0.7 e 0.86 MPa). ....	68
Figura 6.2: Influência da pressão interna do ar nas frequências naturais. ....	69
Figura 6.3: Modelo ABAQUS e improntas à várias cargas – pressão 0.7 MPa (102psi) ..... 70	70
Figura 6.4: Modelo ABAQUS e improntas à várias cargas – pressão 0.86 MPa (125psi) ..... 74	74
Figura 6.5: Pressão de contato simulada para o pneu transporte em estudo com o programa ABAQUS nas condições nominais de carga e pressão, 34814N (3550kgf), e 0.86MPa (125psi).....	78
Figura 6.6: Pressão de contato medida para o pneu transporte em estudo com uma metodologia interna Pirelli nas condições nominais de carga e pressão, 34814N (3550kgf), e 0.86MPa (125psi).....	78
Figura 6.7: Comparação da pressão de contato calculada com o ABAQUS e a medida com o Filme FUJI para a carga e pressão mais próximas das encontradas em eixos dianteiros de veículos de transporte, 23540N (2400kgf) e pressão de 0.7MPa (102psi). ....	79

**Figura 6.8:** Pressão de contato dinâmica, a 100 km/h, com força lateral (figuras A e B) e respectivos cálculos do trabalho de abrasão para estimativa do desgaste. Nota-se um trabalho de atrito maior nas laterais do pneu, nos ombros, juntamente onde ocorre um desgaste acentuado no mercado. .... 80

**Figura 6.9:** Cálculo da “tendência de escorregamento”, isto é, a relação entre a tensão de cisalhamento atuante, calculada com o programa a elementos finitos  $\zeta$ , com o produto do coeficiente de atrito pela tensão normal  $\mu \cdot \sigma_n$ . .... 81

**Figura 7.1:** Modelo mecânico simplificado para análise do comportamento vertical do pneu <sup>[44]</sup>. .... 83

**Figura 7.2:** Resultados da instrumentação de um ônibus rodoviário, apresentando-se a variação da amplitude dos esforços atuantes na direção vertical do pneu em função da velocidade do veículo. .... 84

## Lista de abreviaturas

<i>ANIP</i>	-	Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos
<i>phr</i>	-	partes por 100 partes de borracha, “per hundred of rubber”
<i>NR</i>	-	borracha natural, “natural rubber”
<i>SBR</i>	-	co-polímero de estireno e butadieno
<i>BR</i>	-	polibutadieno
<i>IR</i>	-	polisopreno
<i>IIR</i>	-	co-polímero de isobuteno e isopreno
<i>SAE</i>	-	Sociedade dos Engenheiros Automotivos
<i>DLC</i>	-	densidade das ligações cruzadas, ou “crosslink”
<i>WLF</i>	-	William Landel e Ferry - princípio da superposição temperatura-tempo
<i>FEA</i>	-	análises por elementos finitos
<i>CAD</i>	-	projeto auxiliado por computador
<i>CAE</i>	-	engenharia auxiliada por computador
<i>FORTRAN</i>	-	linguagem de programação frequentemente utilizada na área científica
<i>ABAQUS®</i>	-	programa de Elementos Finitos comercial
<i>REBARS</i>	-	reforços inseridos em elementos para representar fios
<i>ADINA®</i>	-	programa de Elementos Finitos comercial
<i>MARC®</i>	-	programa de Elementos Finitos comercial
<i>SST</i>	-	metodologia do programa ABAQUS, “Steady State Transport”

$T_g$	-	temperatura de transição vítrea
$\delta$	-	ângulo de fase entre a tensão e a deformação, ou ângulo de perda
$\omega$	-	frequência de excitação; velocidade angular
$E'$	-	módulo elástico de tração
$E''$	-	módulo viscoso, ou módulo de perda de tração
$E^*$	-	módulo dinâmico, ou módulo complexo, de tração
$G'$	-	módulo elástico de cisalhamento
$G''$	-	módulo de perda de cisalhamento
$G^*$	-	módulo de cisalhamento dinâmico ou complexo
$\tan \delta$	-	tangente do ângulo de perda
$T_j$	-	temperatura de transição para o estado viscoso
$T$	-	temperatura
$\sigma_B$	-	tensão de fratura frágil
$\sigma_f$	-	tensão de fluxo a frio ou "cold flow stress"
$\sigma_{el}$	-	resistência a tração no regime elástico
$\sigma_p$	-	tensão de fluxo plástico
$T_b$	-	temperatura de fragilidade
$T_p$	-	temperatura de plasticidade
$T_f$	-	temperatura de fluxo fluido
$F_n$	-	força normal
$F_t$	-	força tangencial
$F_y$	-	força lateral
$M_z$	-	momento auto-alinhante

## Lista de símbolos

$\alpha$	-	ângulo de deriva
$F$	-	força genérica
$N$	-	força normal
$\mu$	-	coeficiente de atrito
$v$	-	velocidade de escorregamento
$E$	-	módulo elástico de Young
$A_r$	-	área de contato real
$\phi$	-	constante de proporcionalidade
$A_0$	-	área inicial, valor de referência
$\mu_0$	-	valor inicial do coeficiente de atrito, valor de referência
$p_0$	-	valor inicial da pressão, valor de referência
$\sigma_n$	-	pressão de contato normal
$a_T$	-	função universal dos polímeros
$T_S$	-	temperatura de referência
$V_m$	-	velocidade de escorregamento para o atrito máximo
$F_m$	-	frequência onde o módulo viscoso $F''$ atinge o valor máximo
$\lambda_m$	-	constante de dimensão molecular
$l$	-	comprimento da rugosidade
$h$	-	altura da rugosidade
$P$	-	força normal à superfície de contato
$K$	-	rigidez de mola
$u$	-	deformação de mola
$\lambda_i$	-	taxa de deformação na direção principal “ $i$ ”
$L$	-	comprimento final
$L_0$	-	comprimento inicial

$E_2$	-	deformação de Green-Lagrange
$S_2$	-	tensão segunda de Piola-Kirchhoff
$\epsilon$	-	deformação logarítmica ou "True Strain"
$\sigma$	-	tensão de Cauchy, ou "True Stress"
$W$	-	função de densidade de energia de deformação
$I_1$	-	invariantes de deformação na direção principal "1"
$C_{ij}$	-	constantes experimentais para caracterização do material hiperelástico
$\nu$	-	coeficiente de Poisson
$K_b$	-	módulo volumétrico, ou "bulk modulus"
$V$	-	velocidade linear
$T_A$	-	trabalho de abrasão
$dl$	-	eskorregamento incremental
$R_W$	-	taxa de desgaste
$A_b$	-	abrasividade
$K_r$	-	rigidez radial do pneumático
$\zeta$	-	tensão de cisalhamento no contato
$\zeta_{max}$	-	tensão de cisalhamento máxima no contato antes do eskorregamento
$K_s$	-	rigidez da suspensão
$K_c$	-	rigidez do contato pneu-estrada

## Resumo

O estudo do desgaste dos pneus tem sido um desafio nos últimos 50 anos, e apesar dos avanços, ainda há muito para se descobrir sobre os mecanismos e esforços envolvidos.

O objetivo principal deste trabalho é investigar a tipologia de desgaste da banda de rodagem de pneus de caminhões e ônibus com o auxílio da Análise pelo Método dos Elementos Finitos (FEA). O modelo matemático adotado é tridimensional e não-linear, são considerados efeitos dinâmicos em regime constante de velocidade. Nas condições de contorno leva-se em consideração o efeito da força lateral, que conduz a uma assimetria de desgaste.

Esta dissertação reúne informações sobre o comportamento tribológico do pneumático. É apresentada uma abordagem da complexidade do coeficiente de atrito das borrachas e a sua respectiva dificuldade de modelagem. O coeficiente de atrito dos pneus não segue a definição clássica de Coulomb.

As simulações com elementos finitos das pressões de contato e do “trabalho de abrasão” entre o pneu e o solo, mostraram ser bons indicadores da tipologia de consumo da banda de rodagem. Os resultados das simulações são úteis para comparar duas especificações de produto, visando-se a otimização do desgaste.

**Palavras-chave:** pneus, desgaste, Tribologia, coeficiente de atrito, Análise pelo Método dos Elementos Finitos



## Abstract

The tire wear has been a challenge in the last 50 years and, in spite of that, there is still a lot to be done to explain the mechanisms and forces involved in it.

The main objective of this work is to study the uneven wear observed on the directional tires of transport vehicles making use of a Finite Element Analysis (FEA). A methodology is presented to evaluate the tread wear pattern, which includes the calculation of the frictional energy.

The mathematical model adopted is three-dimensional and non-linear. Dynamical effects in steady state simulations are considered in this analysis. Camber and lateral forces can be taken into account as boundary conditions.

The coefficient of friction for rubbers is presented with its inherent modeling difficulties, mainly due to the operational condition dependence during measurements. The classical Coulomb friction coefficient is not applied to the tires.

The contact pressure and the frictional energy between the tire and the road showed to be a good indicator of tread wear. The finite element analysis is a useful methodology to compare to different product specification regarding tread wear optimization.

**Key words:** tires, tread wear, tribology, coefficient of friction, finite element analysis, FEA

# 1 Introdução

Para as frotas de veículos, o custo dos pneus é o terceiro item em importância, depois de mão de obra e combustível, como consequência a otimização do desgaste, para aumentar o rendimento quilométrico, assume um papel primordial.

O processo de desgaste dos pneumáticos é um assunto de grande interesse tanto para os usuários finais como para os fabricantes de pneumáticos. Garantir um alto rendimento quilométrico requer provas externas, sobre estrada, que são longas e custosas. O veículo deve rodar milhares de quilômetros até que se chegue a alguma conclusão. O pneumático é produto bastante presente no cotidiano das pessoas, no capítulo 1, fala-se um pouco da sua história e desenvolvimento.

Para o perfeito entendimento do comportamento do pneu quanto ao desgaste, deve-se primeiro entender o que é um composto de borracha, qual é a sua composição, como é o seu comportamento físico, mecânico e químico e quais são as limitações destes materiais quando expostos ao meio ambiente em condições operacionais diversas. No capítulo 2, é apresentada a estrutura do pneumático de transporte e informações sobre os seus principais componentes.

No estudo do desgaste o coeficiente de atrito tem um papel importante, e deve ser investigado com atenção. O coeficiente de atrito clássico de Coulomb não se aplica para as borrachas, onde verifica-se uma dependência da pressão de contato, rugosidade do solo, histérese, velocidade, temperatura e estrutura dos materiais. No capítulo 3, procura-se fazer a caracterização tribológica do desgaste.

No capítulo 4 é mostrado o modelo matemático por elementos finitos adotado para o estudo do pneumático, que é tridimensional e não-linear. Nos modelos são considerados efeitos dinâmicos em regime constante de velocidade. No cálculo é

utilizada a recente metodologia denominada de "Steady State Transport - SST", um híbrido do cálculo Euleriano e Lagrangeano. Por fim, nos capítulos 5 e 6, faz-se uma abordagem dos resultados obtidos até o momento e as limitações do modelo atual. O modelo é verificado qualitativamente. Mostra-se a necessidade de se estudar no futuro a interação entre pneu e suspensão para uma melhor caracterização do desgaste.

## 1.1 Histórico do pneumático

Desde a sua invenção por Robert William Thomson, um engenheiro escocês, que o patenteou 1845, o pneumático já tinha objetivos claros descritos na própria patente: "funcionar como um suporte elástico para as rodas, reduzindo a força necessária para a tração do veículo, proporcionando movimentos mais suaves e menos ruidosos"<sup>[1]</sup>. Neste instante nasce o produto que seria a base de indústrias centenárias, utilizado até hoje no mercado.

As dificuldades de processo de fabricação, que sempre acompanharam os pneumáticos, somados com a falta de mercado fizeram com que a primeira patente de pneumático fosse praticamente esquecida. Decorridos quarenta anos da sua invenção, após várias experiências, o pneu foi "reinventado" e novamente patenteado por John Boyd Dunlop (figura 1.1), em 1888, que comprovadamente desconhecia a patente anterior de Thomson. A partir deste momento, o pneu passou a ser um sucesso comercial juntamente com o advento das bicicletas que popularizou-o. Os veículos de transporte da época, movidos a vapor, eram muito pesados para usarem pneumáticos.

A maioria das indústrias de pneumáticos surgiu nesta época, a medida que as dificuldades de processo e materiais eram solucionadas, e com a revogação da patente

de Dunlop, depois de dois anos da sua publicação, uma vez que verificou-se que já existia uma patente sobre o assunto, e que ela já havia expirado.

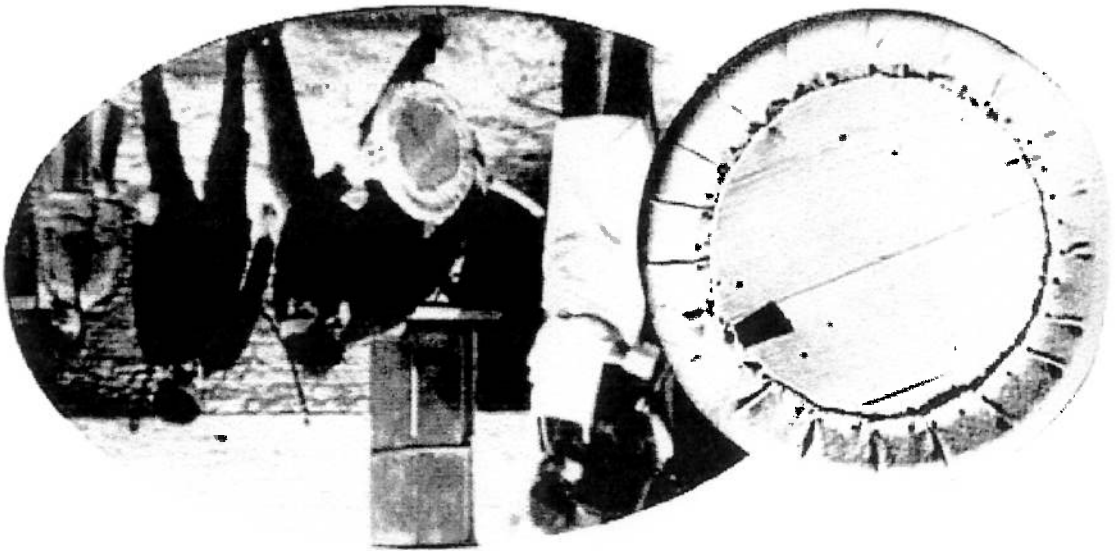


Figura 1.1: Testando o primeiro pneumático de John Boyd Dunlop<sup>1</sup>

Os pneumáticos progrediram muito desde o início do século passado, para um custo dez vezes menor e uma durabilidade cem vezes maior<sup>[1]</sup>. A potência transmitida e as velocidades atingidas aumentaram de uma ordem de grandeza nos últimos anos. Ocorreu uma revolução estrutural no pneumático que nem sempre é observável externamente, como é o caso da introdução do pneu radial metálico, um dos marcos na indústria de pneumáticos.

Pneus com altura de seção menor e mais largos, permitiram o transporte de cargas maiores à velocidades maiores. As borrachas sintéticas, a partir da segunda grande guerra, resolveram o problema do volume de produção e trouxeram benefícios que a borracha natural sozinha não seria capaz proporcionar.

<sup>1</sup> Foto da "Dunlop Tires" – [www.dunloptire.com](http://www.dunloptire.com)

## **1.2 O pneu de transporte na atualidade**

No Brasil são produzidos aproximadamente 550.000 toneladas de pneumáticos por ano<sup>2</sup>, que englobam os veículos de transporte, de passeio, motocicletas, bicicletas, agricultura, pneus de transporte, para caminhões e ônibus, os quais cruzam nossas estradas movimentando passageiros e os mais variados tipos de carga.

Os pneus constituem a interface entre o veículo e o solo sobre o qual trafega. São projetados para transmitir e suportar os esforços gerados na condução do veículo em condições normais de uso. Acelerações, desacelerações, forças laterais, absorção de irregularidades do solo e impactos, são condições dinâmicas que fazem parte do dia a dia da estrutura do pneumático.

Para suportar essas solicitações, o pneu se vale de vários componentes com funções específicas que lhe conferem um certo grau de complexidade estrutural, diferentemente do que aparenta aos olhos mais desatentos.

O pneumático é composto hoje, por algo em torno de 75% do seu volume, essencialmente por borracha vulcanizada, que apresenta baixo módulo elástico e baixa resistência à abrasão. A borracha é um material que envelhece em contato com o ar. O processo de envelhecimento é acelerado pela temperatura e por deformações cíclicas, as quais, vão limitar a vida do pneumático à fadiga.

## **1.3 A tendência de desenvolvimentos futuros**

O pneu é uma estrutura mecânico-pneumática que aguarda soluções de processo para avançar tecnologicamente. Deverá incorporar os avanços da mecatrônica introduzidos

---

<sup>2</sup> Fonte: ANIP – Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos

na maioria dos produtos atuais. O pneu ficou um pouco à margem da atual revolução induzida pela eletrônica e informática. Fala-se no futuro de pneus inteligentes, chamados de “smart tires”, os quais, deverão interagir com as suspensões aumentando-se a performance e rendimento quilométrico, transmitindo informações em tempo real para um sistema central de controle.

A questão atual é como embarcar no pneumático um “microchip” ou sensores, sabendo-se que o pneu, em trabalho, sofre grandes deformações cíclicas e atinge temperaturas de mais de 100°C no seu interno.

## 2 A estrutura do pneu de transporte atual.

### 2.1 Uma estrutura pneumática

Os pneus fazem parte de um grupo particular de estruturas mecânicas que trabalham sob tensão, infladas por um fluido, ditas estruturas pneumáticas. Quem já passou pela desagradável situação de ter um pneu furado sabe, na prática, o que isto significa, ou seja, o pneu não funciona sem estar inflado por um fluido, que no caso mais comum é o ar atmosférico. Para conter este ar utiliza-se um composto de borracha butílica vulcanizada: a câmara de ar. Nos pneus sem câmara, a mesma função é exercida pelo “liner” (figura 2.1), que é o composto de borracha que compõe a sua camada mais interna do pneu.

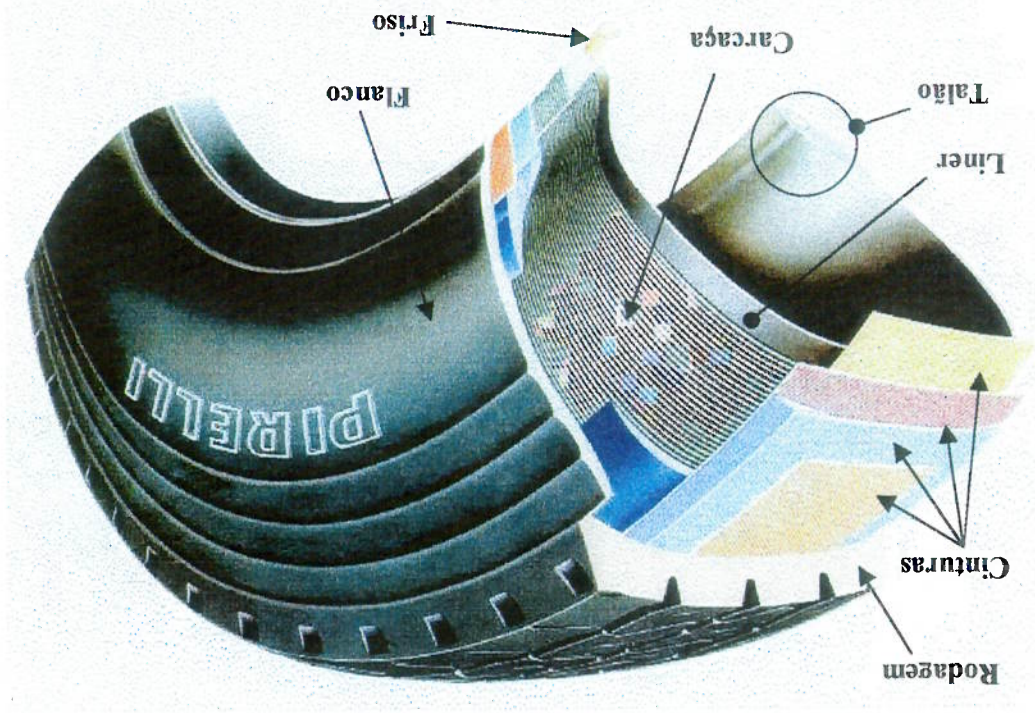


Figura 2.1: Complexidade estrutural do pneumático.

O reforço da estrutura, que vai determinar a geometria do pneu inflado, é dada pela carga e pelas cinturas, que podem ser, entre outros materiais, de nylon, polyester, rayon ou aço. A carga está ancorada nos fribos, envolvendo-os. Os fribos são geralmente fribos metálicos dispostos circunferencialmente na região dos talões (figura 2.1), que é a parte do pneu que vai em contato com o aro. Nos pneus radiais a carga está posicionada perpendicularmente ao fribos. É construída circunferencialmente pelas cinturas, as quais, limitam as deformações da banda de rodagem na área de contato com o solo, limitando por consequência, os escoregamentos localizados que causam desgaste.

A banda de rodagem (figura 2.1) é o composto de borracha, mais externo dos pneus, que cobre as cinturas, e onde são estampados os sulcos que formam os desenhos característicos do pneu, os quais, servem para proporcionar tração principalmente no molhado. Estes sulcos são chamados de "grooves" no inglês e "incavos" no italiano.

A banda de rodagem deve atender a diferentes requisitos: aderência no seco e molhado, conforto, resistência a abrasão e a laceração, e ainda apresentar um alto rendimento quilométrico.

As vezes o projetista tem que otimizar propriedades divergentes, que entram em conflito. Por exemplo, quando melhora-se a resistência à abrasão aumentando-se a dureza do composto, piora-se o conforto, ou quando melhora-se a aderência, utilizando-se compostos mais histeréticos, aumenta-se, por conseguinte, a geração de calor, prejudicando a durabilidade da carga e a resistência ao rolamento. A histerese pode ser definida como sendo a perda de energia através da geração de calor que ocorre em repetidos ciclos de deformação e relaxação. No capítulo 3, será visto como correlacionar a perda por histerese com o coeficiente de atrito.



A banda de rodagem tem uma grande influência na resistência ao rolamento do pneumático devido ao volume de material e às deformações cíclicas sofridas localmente. A banda de rodagem sozinha é responsável por quase metade das perdas de energia por histerese, que por sua vez, compõem de 90 a 95% das perdas por resistência ao rolamento dos pneumáticos.

Uma referência bastante interessante para quem quer obter mais detalhes da estrutura da mecânica do pneumático, e suas particularidades de processo e projeto é o livro impresso pelo departamento de transporte americano e editado por S. K. Clark<sup>[2]</sup>.

## **2.2 Os compostos de borracha e sua correlação com o desgaste**

O objetivo deste item é mostrar que para o perfeito entendimento do comportamento do pneu quanto ao desgaste, deve-se primeiro entender o que é um composto de borracha, qual é a sua composição, como é o seu comportamento físico, mecânico e químico e quais são as limitações destes materiais quando expostos ao meio ambiente.

Quando se estuda o desgaste dos pneumáticos, é natural focar-se o composto da banda de rodagem, que é a parte do pneu em contato com o solo, e onde deve-se ponderar comportamentos importantes e as vezes antagônicos: aderência, conforto, resistência à abrasão e laceração e baixa resistência ao rolamento. Estes comportamentos esperados da banda de rodagem apresentam uma relação de interação e de interdependência com as propriedades físicas e químicas das borrachas difíceis de serem controladas.

Os compostos de borracha possuem como ingrediente básico os elastômeros, materiais constituídos por cadeias poliméricas entrelaçadas (figura 2.2). São os elastômeros que fornecem as características de elasticidade, flexibilidade e impermeabilidade ao ar e água.

Os elastômeros são ligados entre si por átomos de enxofre na reação conhecida como vulcanização. As reações da vulcanização, que será discutida em maiores detalhes no item 2.2.1, não são estáveis, o processo de vulcanização continua durante toda a vida dos compostos. Também as ligações mais fracas entre as cadeias poliméricas podem ser quebradas de forma irreversível, dependendo do nível de solicitação.

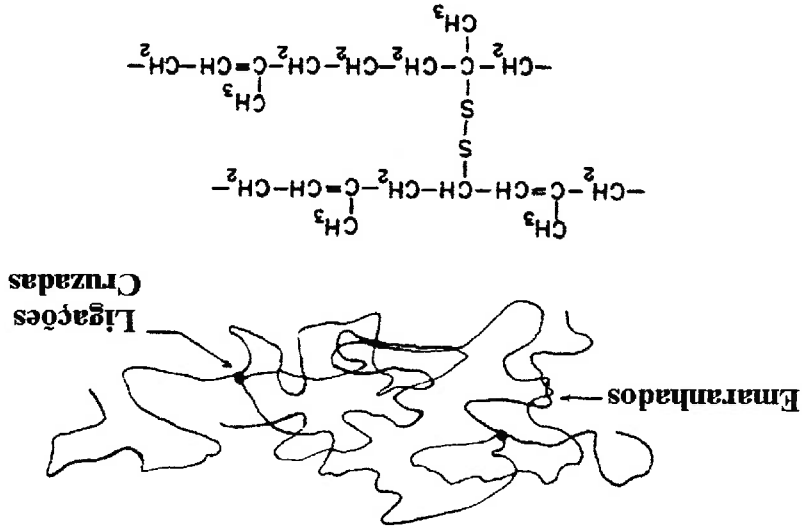


Figura 2.2: Diagrama ilustrando o conceito de estrutura molecular em cadeias de borrachas ligadas através dos átomos de enxofre nas ligações cruzadas, ou "crosslink". O processo é conhecido como vulcanização<sup>[2]</sup>.

Pode-se classificar como sendo elastômero, qualquer polímero que, na temperatura ambiente, tenha o comportamento elástico da borracha natural, que por conseguinte, é um elastômero natural. Os elastômeros costumam ser genericamente denominados por borrachas. O comportamento dos compostos de borracha dependem das condições ambientais e operacionais. Uma influência que começa no processo de fabricação e vai se prolongar até o final de vida do produto no mercado. Os compostos de borracha são materiais viscoelásticos, isto é, apresentam um comportamento que é a combinação do

comportamento elástico e viscoso. Possui respostas variando com a frequência de excitação e com a temperatura. A viscosidade é proveniente do escorregamento relativo entre as macro-moléculas dos polímeros, que implica em uma perda de energia por atrito intra-molecular, que é convertida em calor, a histérese.

Os compostos de borracha sofrem ainda o ataque do ozônio e oxigênio, perdendo suas propriedades mecânicas com o tempo. Quando deforma-se os compostos de borracha, algumas ligações entre as moléculas são quebradas e não são mais restauradas. A dependência das propriedades das borrachas de fatores operacionais tais como temperatura e deformação é cumulativa e irreversível, esta dependência é conhecida na prática como a "memória" dos elastômeros.

Um exemplo de receita típica de composto de banda de rodagem pode ser vista na Tabela I, onde cada componente é referenciado em partes por 100 partes de polímero (phr)<sup>[3]</sup>:

Tabela I - Receita típica de composto de banda de rodagem <sup>[3]</sup> (phr)	
Polímero	100
Óleo extensivo	40
Negro-de-fumo	70
Oxido de zinco	3
Ácido estérico	2
Anti-oxidantes	1.5
Accelerantes	1.5
Enxofre	2

Pode-se descrever de modo sintético a influência de cada um destes componentes contidos na receita do composto da banda de rodagem e sua influência no desgaste do pneumático.

**Polímeros:** A borracha natural, internacionalmente conhecida como NR, "Natural Rubber", é um polímero do isopreno, extraído do látex das seringueiras. Apresenta um valor elevado para o alongamento de ruptura, uma excelente resistência ao corte e a abrasão, e boa adesão aos tecidos e metais. Como desvantagem apresenta baixa resistência ao calor, ao ozônio e à luz solar. Apresenta pouca resistência a óleos, gasolina e solventes de hidrocarbonetos.

Os elastômeros sintéticos surgiram comercialmente após a segunda guerra mundial, a partir da polimerização do butadieno. Hoje em dia existe um grande número de borrachas sintéticas, produzidas a base de polimerização de uma ou mais substâncias. Veremos mais adiante, no item 2.2.2, que as propriedades dinâmicas dos polímeros, módulos e histérese, estão intrinsecamente ligadas à sua temperatura de transição vítrea, conhecida como  $T_g$ . Essa temperatura diferencia o comportamento dos elastômeros entre o estado vítreo e viscoelástico. Quando deseja-se uma propriedade intermediária, costuma-se fazer uma blenda, uma mistura de dois ou mais polímeros com diferentes  $T_g$ .

Abaixo reporta-se algumas das principais borrachas sintéticas e suas principais características<sup>[4,5]</sup>:

- **SBR:** Co-polímero de estireno e butadieno. É a borracha sintética de maior consumo, podendo substituir total ou parcialmente a borracha natural. Possui como vantagem uma boa resiliência e resistência ao impacto. Possui propriedades equiparáveis à borracha natural, com a vantagem de um baixo custo.
- **BR:** Polibutadieno. É obtido por polimerização em solução do butadieno. Possui propriedades semelhantes a borracha natural com uma resistência a abrasão superior. Apresenta certa dificuldade de processamento e uma melhor performance

nas temperaturas mais baixas. É geralmente utilizado em blendas com outros

polímeros.

- **IR:** Polisopreno. É um polímero do isopreno. É a reprodução química da borracha natural, apresentando praticamente todas as suas características, perdendo um pouco no alongamento à ruptura e na resistência ao corte.
- **IIR:** Co-polímero de isobuteno e isopreno. É a Borracha butílica. Apresenta como

característica principal a excepcional impermeabilidade aos gases, por isso, a sua principal aplicação é na fabricação de câmaras de ar. Apresenta ainda uma grande resistência à oxidação por oxigênio e ozônio e boa resistência ao calor.

**Óleo de extensão:** As propriedades dinâmicas das rodagens não dependem somente do  $T_g$  dos polímeros, elas podem ser alteradas pelo tipo de óleo utilizado. Os compostos que contêm óleo são mais “macios” e absorvem mais energia, portanto, são mais históricos. Para compensar a perda de dureza geralmente acrescenta-se mais negro de fumo. Nestes casos a temperatura de transição vítrea do composto final não vai depender só do  $T_g$  do polímero, mas também do  $T_g$  do óleo.

**Negro-de-fumo:** É o enchimento de reforço, que quando adicionado às borrachas naturais ou sintéticas, aumenta o alongamento à ruptura e a resistência à abração do composto. Os negros-de-fumo são selecionados pelo tamanho das partículas e pela estrutura.

**Anti-oxidantes e anti-ozonantes:** Fazem parte do sistema protetivo do composto de borracha. Protegem do envelhecimento provocado pelo ataque por oxigênio ou ozônio. Mantêm as propriedades mecânicas mais estáveis ao longo da vida do produto.

**Enxofre e acelerantes:** Fazem parte do sistema vulcanizante. O enxofre é o agente que faz a ligação entre as macro-moléculas dos polímeros na reação conhecida como vulcanização. Estas ligações conferem aos polímeros as suas propriedades elásticas, que lhes são tão características. Os acelerantes, como o próprio nome diz, são utilizados para acelerar as reações de vulcanização. O bom balanceamento destes componentes confere a histerese e a dureza necessária para cada aplicação. Em geral, quanto maior o número de ligações por enxofre, as ligações cruzadas, maior será o módulo e a dureza e menor a histerese.

## 2.2.1 Vulcanização

Os compostos de borracha, na indústria de pneumáticos, passam pelo processo de vulcanização, onde cada macromolécula liga-se às outras através de um ou mais átomos de enxofre propiciando elasticidade e a estabilidade das propriedades (figura 2.2). Com a vulcanização evita-se a fluência do material na temperatura ambiente e sob grandes deformações.

Os pontos onde ocorrem as ligações entre as moléculas dos polímeros são chamados de "pontos de ligação cruzada" ou "crosslink". Quanto maior for o número de ligações cruzadas maior será o módulo elástico e a dureza das borrachas, porém, menor será a deformação permanente, ou deformação plástica. A histerese e o coeficiente de atrito também diminui com o aumento das ligações cruzadas.

Enquanto que os metais entram no regime plástico quando submetidos à deformações da ordem de 1 a 3%, as borrachas permanecem no regime elástico sob níveis de deformação de mais de 500%. Devido a esta característica, as borrachas são conhecidas como materiais hiperelásticos.

## 2.2.2 Viscoelasticidade

Quando as borrachas são submetidas a tensões cíclicas, a sua resposta é a combinação de um comportamento elástico e viscoso, conhecido como viscoelasticidade.

O comportamento viscoelástico, durante deformações cíclicas, tem como consequência a histerese, isto é, a perda de energia por geração de calor, neste caso resultante do atrito viscoso entre moléculas. A perda de energia por histerese nas borrachas chega a ser 20 vezes maior que nos metais<sup>[6]</sup>.

A viscoelasticidade é uma característica física muito importante para se entender o comportamento particular das borrachas<sup>[2,7]</sup>. O comportamento viscoelástico provoca em uma defasagem entre a tensão aplicada e a deformação resultante (figura 2.3), o ângulo de fase entre a tensão e a deformação é denominado de  $\delta$ . O valor da deformação vai depender da frequência de excitação  $\omega$ , e da temperatura em que se faz o ensaio.

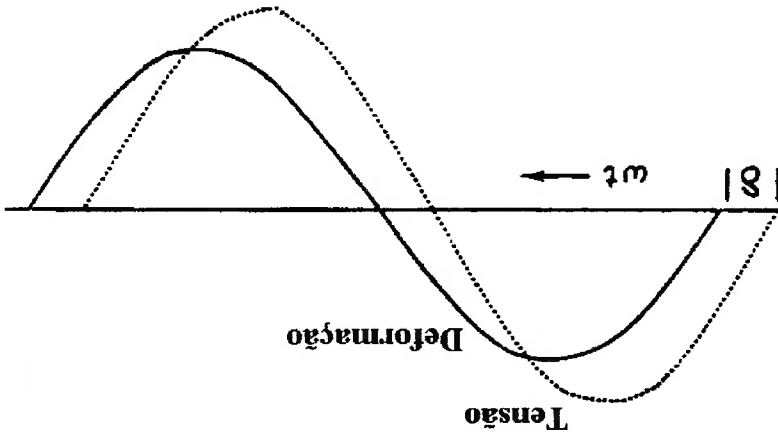


Figura 2.3: Defasagem entre tensão e deformação, para uma solicitação cíclica das borrachas<sup>[2]</sup>.

Quando retiramos a tensão atuante na borracha, ela eventualmente retorna ao estado original indeformado. Quando se aplica à borracha uma deformação constante, ela sofre uma fluência, ou “creep”, que resulta em uma deformação plástica permanente, o

“permanent-set”. Mantida uma deformação constante, a tensão aplicada diminui com o tempo, este fenômeno é conhecido como relaxamento da tensão, ou “stress relaxation”.

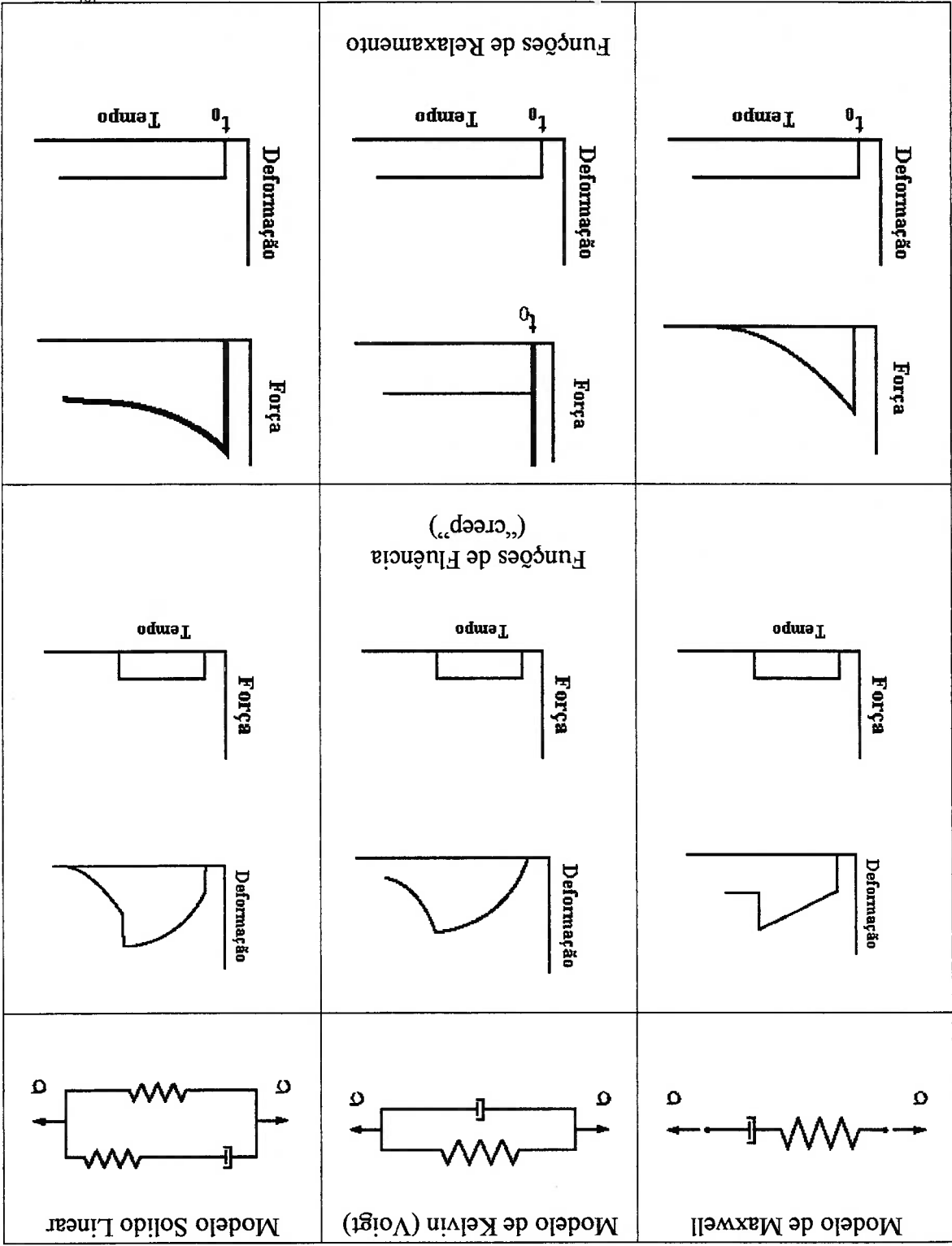


Figura 2.4: Modelos mecânicos utilizados para análise do comportamento das borrachas.<sup>[9]</sup>



Alguns modelos mecânicos são utilizados para discutir o comportamento viscoelástico das borrachas. O primeiro é o modelo de Maxwell (figura 2.4, coluna da esquerda), que consiste de uma mola e um amortecedor em série. A aplicação repentina de uma força induz imediatamente a deflexão elástica da mola, seguida pela deformação viscosa, ou “fluência”, do amortecedor. Por outro lado uma deformação repentina produz uma reação imediata da mola, seguida de um relaxamento gradual da tensão segundo uma lei exponencial<sup>[7,8, e 9]</sup>.

O segundo modelo, é o de Kelvin, também chamado de Voigt, ou Kelvin-Voigt (figura 2.4, coluna central), que consiste de uma mola e um amortecedor em paralelo. A aplicação repentina de uma força não produz uma deformação imediata porque o amortecedor em paralelo não se move instantaneamente. A deformação acontece gradualmente, a medida que a mola passa a compartilhar, a cada vez, uma parcela maior da força. Um terceiro modelo seria a combinação do comportamento dos dois modelos anteriores, de Maxwell e Kelvin, conhecido modelo sólido linear. Os diversos modelos de viscoelasticidade estão ilustrados na figura 2.4.

Na figura 2.5, é mostrado o ciclo de histerese típico de um elastômero. Nesta figura pode-se definir algumas grandezas importantes na caracterização das borrachas:  $E'$  como sendo o módulo elástico à tração,  $E''$  o módulo viscoso à tração e  $E^*$  como sendo o módulo dinâmico, ou módulo complexo, à tração. A área da elipse é proporcional à perda por histerese. Pode-se utilizar as mesmas definições para um ensaio dinâmico de cisalhamento, onde os símbolos serão respectivamente:  $G'$ ,  $G''$  e  $G^*$ .

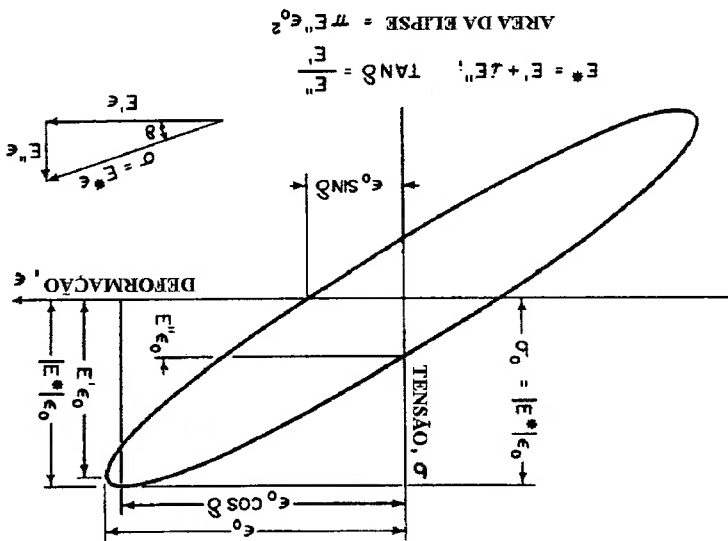


Figura 2.5: "Loop" de histerese mostrando a relação e os módulos elástico ( $E'$ ) e viscoso ( $E''$ ) e o ângulo de perda  $\delta$  [2].

Vale enfatizar, que as propriedades mecânicas dos polímeros, dependem do nível de deformação, da velocidade e da temperatura do ensaio, em consequência da sua natureza viscoelástica. Na figura 2.6 observa-se o comportamento termo-mecânico de um polímero. Abaixo de  $T_g$  observa-se o estado vítreo ("glass state"), acima de  $T_f$  o estado viscoso, e entre  $T_g$  e  $T_f$  o estado viscoelástico, que é a região de trabalho dos compostos dos pneumáticos.

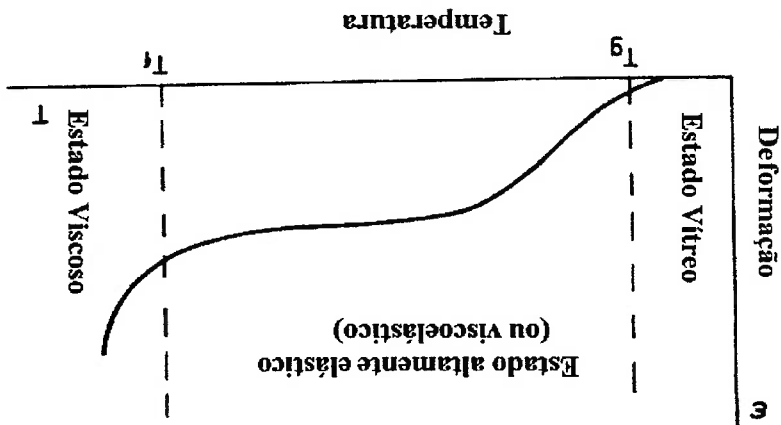


Figura 2.6: Deformação máxima em função da temperatura [2].

Na figura 2.7, pode-se observar o comportamento à tração típico de um polímero, que pode ser dividido em três regiões segundo o tipo de deformação, em função da temperatura  $T$ : a primeira região de deformações elásticas (abaixo de  $T_g$ ), a segunda região de deformações hiperelásticas (entre  $T_g$  e  $T_p$ ); e a terceira e última região de deformações plásticas (acima de  $T_p$ ). Os símbolos utilizados na figura 2.7 são:  $\sigma_B$  é a tensão de ruptura frágil,  $\sigma_f$  é a tensão de fluxo a frio ("cold flow stress"),  $\sigma_{el}$  é a resistência a tração no regime elástico e  $\sigma_p$  é a tensão de fluxo plástico.  $T_b$ ,  $T_g$ ,  $T_p$  e  $T_f$  são respectivamente as temperaturas de fragilidade, de transição vítrea, de plasticidade e de fluxo fluido [2].

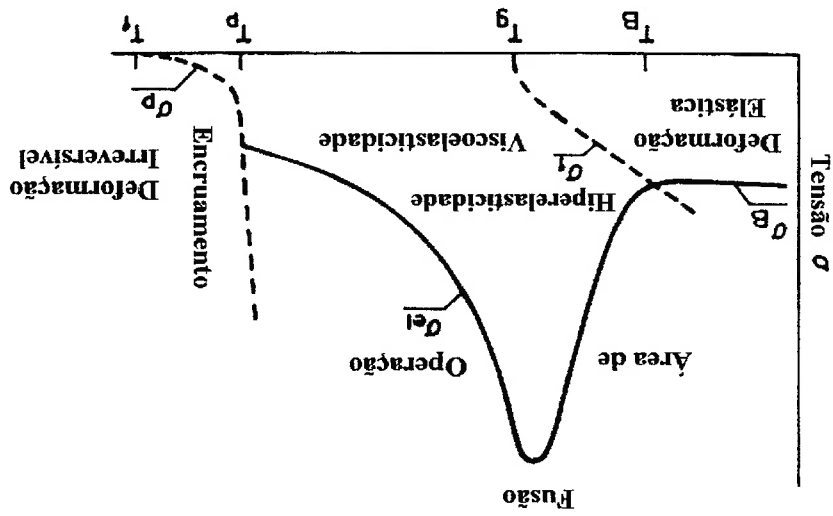


Figura 2.7: Resistência a tração de um polímero amoro.  $\sigma_B$  é a tensão de ruptura frágil,  $\sigma_f$  é a tensão de fluxo a frio ("cold flow stress"),  $\sigma_{el}$  é a resistência a tração no regime elástico e  $\sigma_p$  é a tensão de fluxo plástico.  $T_b$ ,  $T_g$ ,  $T_p$  e  $T_f$  são respectivamente as temperaturas de fragilidade, de transição vítrea, de plasticidade e de fluxo fluido [2].

## 2.2.3 Anisotropia

Materiais anisotrópicos são aqueles que apresentam propriedades diferentes segundo direções diferentes. Os fios das cinturas metálicas e da carcaça embutidos no corpo do

no desgaste.

flexão, incluindo no comportamento do pneumático, nas pressões de contato e, por fim, respectivos pontos de tangência, vão determinar como os flancos do pneu trabalham à A geometria da “ply-line”, isto é, sua inclinação com relação às cinturas e friso, com os conhecido como perfil de equilíbrio ou “ply-line”:

o pneu é inflado, a carga assume um perfil característico, de uma curva hiperbólica, As cargas estão ligadas aos frisos num ângulo de 90 graus nos pneus radiais. Quando capacidade de carga do pneumático (figura 2.1).

resistência estrutural aos pneumáticos, delimitando o seu volume. Esta associada à Pode ser de nylon, políester, rayon e cordas metálicas, e tem por função conferir

### **2.3.1 Carga**

## **2.3 Estrutura portante do pneu**

cisalhamento em todas as direções.

das propriedades dos compostos, em outros, deve-se fornecer os módulos de tração e consideração estas anisotropias. Alguns programas possuem facilidades para a entrada Quando faz-se uma modelagem e simulação por elementos finitos deve-se levar em sentidos circunferencial e transversais.

O friso é outro componente anisotrópico, pois, possui módulo bastante diferente nos espaçamento e o ângulo dos fios varia ponto-a-ponto ao longo da seção do pneu.

homogêneo, ou seja, com propriedades diferentes em pontos diferentes, uma vez que o anisotrópico, com propriedades diferentes em direções diferentes, e também não-pneumático, com seus respectivos ângulos característicos, o tornam um composto

As cinturas metálicas, introduzidas comercialmente em 1948 pela Michelin, junto com os pneus radiais de carga metálica revolucionaram o mercado de pneumáticos (figura 2.1).

As cinturas metálicas restringem o movimento das cargas radiais, mantendo a rodagem plana, minimizando-se os movimentos relativos com o solo. Aumenta a resistência da rodagem à flexão e torção. O flanco do pneu trabalha independentemente da rodagem flexionando-se mais facilmente, gerando-se menos calor.

A primeira patente do pneu radial é de 1913, atribuída a Christian Hemilton Gray e Thomas Sloper<sup>[1]</sup>, e não se tornou realidade na época devido à primeira guerra mundial e à falta de materiais adequados.

O evento do pneu radial com cinturas metálicas promoveu os seguintes avanços:

- Duplicou o rendimento quilométrico, quando comparado com os pneus convencionais, de lonas cruzadas.
- Conseguiu 10% de melhoria no consumo de combustível, baixando a resistência ao rolamento.
- Apresentou uma grande melhoria na tração durante acelerações e frenagens.
- Melhorou consideravelmente a dirigibilidade dos veículos.

### 2.3.3 Fritso

É o componente onde a carga está ancorada, e é composto geralmente por fios metálicos, emborrachados ou não (figura 2.1). O fritso “recoilhe” as tensões das cargas e os transmite para o talão e o aro, garantindo a estabilidade da montagem no aro. O posicionamento do fritso acaba inflúindo no perfil da carga e consequentemente no comportamento do pneu, e no desgaste.

### 2.3.2 Cinturas

### 3 Caracterização tribológica do desgaste

A Tribologia é a ciência que estuda o atrito, o desgaste e a lubrificação de superfícies em contato e em movimento relativo. O estudo do comportamento tribológico dos polímeros é importante para muitas aplicações práticas, tais como: retentores, mancais, calçados e pneumáticos.

#### 3.1 Considerações gerais

O controle do desgaste tem sido um desafio para os engenheiros de produto, pois, não depende só do projeto do pneu, mas também da sua interação com a suspensão e a estrada.

Quando o pneu toca o solo, o solo responde em cada ponto da área de contato com um par forças reativas, uma força normal à superfície de contato e outra tangencial, contida na superfície de contato. A soma dessas forças pontuais na área de contato vão compor as forças necessárias para o suporte das cargas do veículo e vão ser responsáveis pela sua dirigibilidade (figura 3.1) [2].

Quando a força pontual na superfície de contato excede a força de atrito máxima, ocorre um escorregamento localizado no ponto resultando em um trabalho de abrasivo e no consequente desgaste. Será visto que a parcela maior de escorregamento acontece na saída da área de contato.

Nos próximos itens será mostrado como se desenvolve o contato entre pneu e o solo, isto é, como é esta área de contato e os escorregamentos relativos entre o pneu e o solo. Será mostrada a caracterização dos esforços normais e tangenciais resultantes do contato e os mecanismos e morfologia do desgaste.

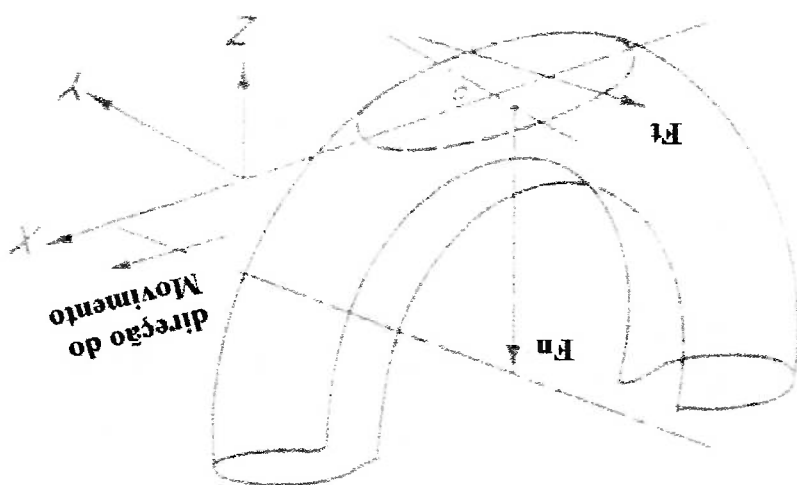
mas a medida que alguns tipos desgaste irregular progridem, podem causar vibrações com o aumento da quilometragem. Não apresenta perigo, quando se fala de segurança, partir dos 30.000 a 40.000 quilômetros, dependendo do emprego, e tende a acentuar-se O desgaste irregular em pneumáticos de caminhões e ônibus começa a ser visível a diversas de emprego e de mercado.

especificação de produto robusta o suficiente para suportar as condições as mais em particular o desgaste irregular. Cabe ao engenheiro de produto definir uma As condições operacionais e de manutenção dos veículos afetam diretamente o desgaste, regiões restritas, é chamado de desgaste irregular.

circunferencialmente e transversalmente. Qualquer desgaste acentuado, localizado em regular ou homogêneo quando a banda de rodagem é desgastada de modo uniforme, irregular, um limitador do rendimento quilométrico da banda de rodagem. O desgaste é Quando se fala de desgaste do pneu, não podemos deixar de mencionar o do desgaste

as mesmas utilizadas pela SAE, "Sociedade dos Engenheiros Automotivos"<sup>[2]</sup>. normal ( $F_n$ ) e outra tangencial ( $F_t$ ), no plano de contato com o solo. As direções indicadas na figura são

Figura 3.1: Reação total do solo aplicada ao pneu expressa como o efeito combinado de duas forças, uma



que prejudicam o conforto. O desgaste concentrado em algumas regiões reduz o potencial de vida útil do pneu, forçando o veículo a paradas não programadas.

### 3.2 Esforços na área de contato

No contato do pneu com o solo surgem forças tangenciais no plano de contato que são o único elo de ligação entre o veículo e a estrada. Estas forças são de suma importância no comportamento e funcionalidade do veículo. Estas sujeitas às condições de atrito entre o pneu e o solo, que por sua vez, depende da pressão de contato, do tipo de pavimento, da temperatura e da velocidade, entre outras variáveis.

Sendo o pneu de geometria toroidal, com dupla curvatura, quando inflado e amassado contra o solo plano, desenvolve tensões tangenciais no plano de contato (figura 3.2), que juntamente com as tensões oriundas do torque motriz e das solicitações dinâmicas, compõem as forças que causam escorregamento, abrasão e desgaste.

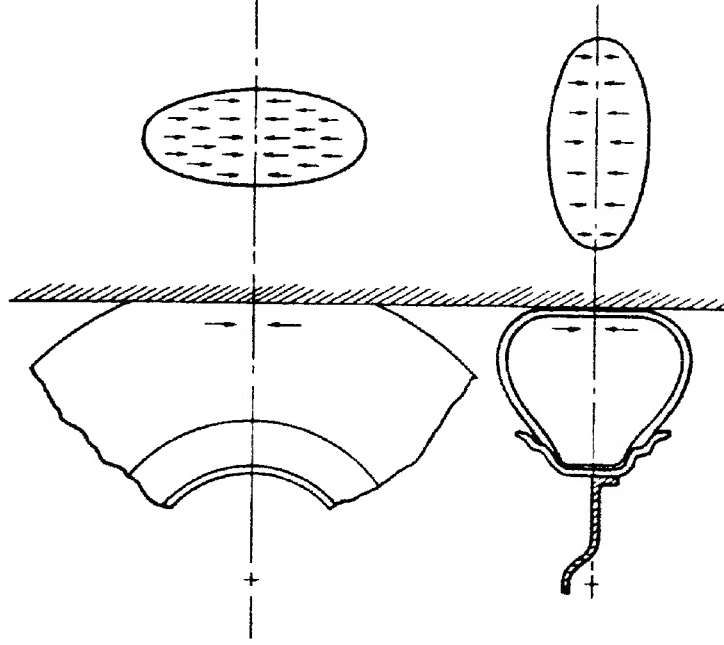


Figura 3.2: Distribuição dos esforços no contato devido à dupla curvatura do pneu quando em contato com um solo plano<sup>[2]</sup>.



A área de contato com o solo, nos pneus carregados estaticamente, é conhecida como “footprint”, no inglês, ou “impronta” no italiano, assume uma forma de uma elipse, tendendo para o retângulo nos pneus radiais. Os engenheiros de produto geralmente procuram uma área de contato retangular levemente convexa (figura 3.3), uma vez que este tipo de forma de “impronta” está associado com um desgaste mais regular<sup>[5]</sup>. Por outro lado, formas de impronta tipo “borboleta”, isto é côncavas, estão associadas a escorregamentos localizados e ao desgaste irregular.

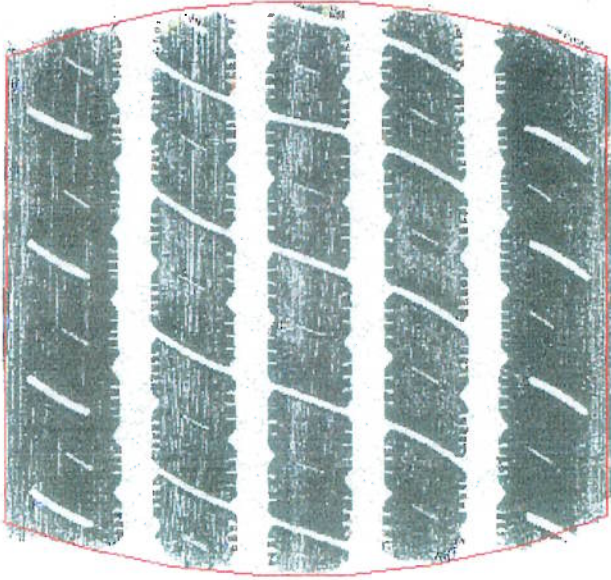


Figura 3.3: Exemplo de impronta de um pneu radial para caminhões e ônibus com a forma retangular levemente convexa associada a um desgaste de pneu regular.

A relação entre a área de contato e a deflexão do pneu é aproximadamente linear<sup>[5]</sup>. Se a pressão de contato e a carga forem variados simultaneamente de modo a manter-se uma deflexão constante a área de contato permanecerá praticamente constante. A área de contato tende a se modificar com a velocidade, deslocando o centro de pressões normais para a frente. No capítulo 6 será mostrado como a “impronta” varia com a carga e a pressão.

A pressão de contato depende da pressão interna do pneu, do desenho da banda de rodagem, do raio de curvatura do pneu inflado e da rigidez à flexão do pacote de cinturas. Se a estrutura do pneumático apresentasse uma baixa rigidez à flexão, como por exemplo, uma câmara de ar, a pressão de contato seria praticamente igual à pressão interna do ar. Devido à rigidez à flexão do pacote de cinturas têm-se um acréscimo de

pressão de contato na região dos ombros do pneu (figura 3.4) .

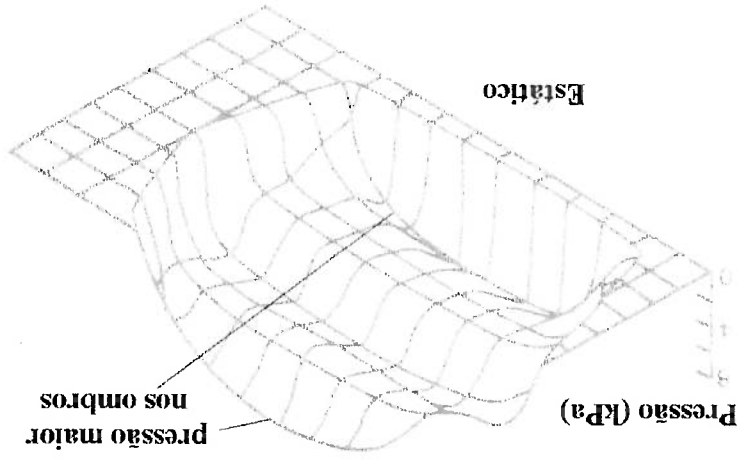


Figura 3.4: Distribuição de pressão de contato estática, típica de um pneu radial, ilustrando o acréscimo de pressão nos ombros<sup>[10]</sup>.

Aos esforços na área de contato devido à curvatura do pneu (figura 3.2), deve-se somar os esforços tangenciais devido ao torque, e os esforços laterais devido ao efeito das curvas ou inclinações da roda. Da somatória destes esforços na região de contato, chega-se à condição necessária para manter o veículo na trajetória desejada.

Na figura 3.5 está representado o mecanismo de resposta do pneu quando submetido à uma força lateral. O pneu se deforma na área de contato formando um ângulo de deriva ( $\alpha$ ) com o plano da roda. A força  $F_y$  é a somatória dos esforços laterais na região de contato, que quando transportada para o eixo da roda, gera o momento auto-alinhante  $M_z$ .

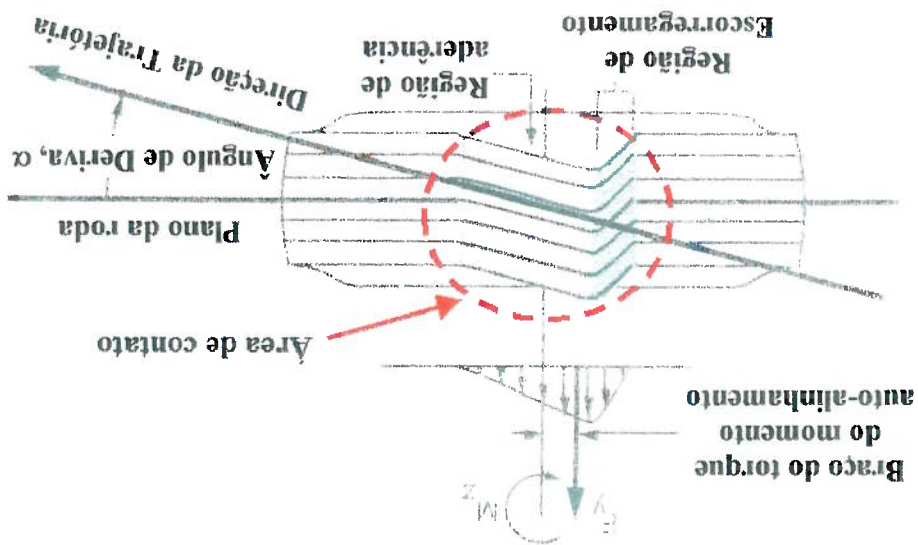


Figura 3.5: Representação esquemática da deformação de pneu em rolamento em curva, visto de baixo. Mostra-se também a distribuição de tensões na área de contato na direção  $y$  de resultante  $F_y$  [10]. As direções indicadas na figura, da trajetória e da força lateral, seguem a mesma orientação da figura 3.1.

Notar que os escorregamentos ficam concentrados na saída da área de contato, onde o pneu perde a aderência e começa a escorregar. Quanto maior o ângulo de deriva, isto é o ângulo entre a trajetória e o plano da roda, maior é a deformação na área de contato, e consequentemente, maior a região de escorregamento (figura 3.6) [2].

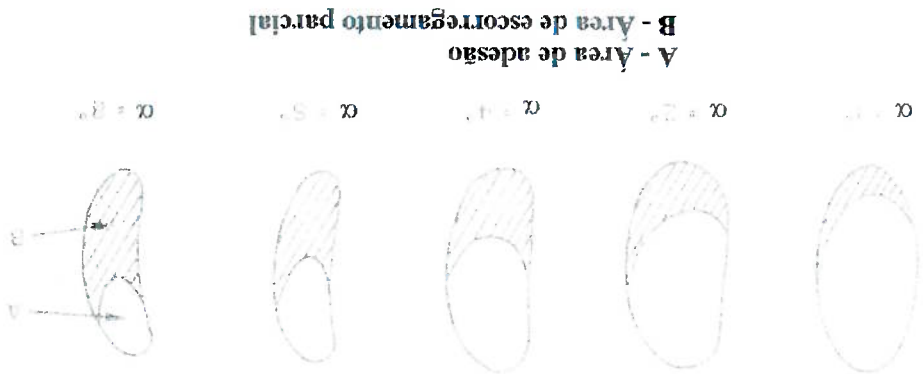


Figura 3.6: Representação esquemática da deformação da área de contato em função do ângulo de deriva [2].

### **3.3 Caracterização do desgaste irregular**

O desgaste irregular pode ser dividido em duas categorias distintas, aqueles homogeneamente distribuídos na direção circunferencial dos pneus e os desgastes irregulares localizados. Parte-se do princípio que o pneu é homogêneo quando novo, e que portanto, o desgaste irregular é consequência de esforços não uniformes atuantes na área de contato com o solo. Foi visto anteriormente que os esforços na região de contato dependem da estrutura e da geometria do pneu, e também da sua interação com o solo durante a condução do veículo. Nos próximos itens serão mostrados alguns tipos de desgaste irregular encontrados nos pneus.

#### **3.3.1 Desgastes irregulares homogeneamente distribuídos**

Um dos tipos de desgaste irregular homogeneamente distribuído mais comum é o desbalançamento de consumo entre ombro e centro do pneu. Uma causa frequente deste tipo de desgaste é o uso de uma pressão interna inadequada, fora do especificado, concentrando os esforços nos ombros ou no centro do pneu (figura 3.7).

Quando é utilizada uma pressão interna do ar mais baixa que o especificado, o pneu “apoia-se” mais nos ombros, concentrando os esforços nesta região, de modo contrário com um excesso de pressão, o pneu “apoia-se” mais no centro. Nestas condições os pneus são definidos como sub-inflados e sobre-inflados, respectivamente.

Em alguns casos verifica-se a formação de pistas rebaixadas, de desgaste, nos ombros dos pneus, isto é, nas extremidades da banda de rodagem, algumas vezes só de um lado, outras vezes em ambos os lados. A incidência maior deste tipo de desgaste ocorre no pneu dianteiro direito, sendo que o rebaixamento começa na maioria dos casos no lado direito, ou seja no lado externo do pneu dianteiro direito. No pneu dianteiro esquerdo a incidência de pista nos ombros é praticamente igual, equilibrada entre ambos os lados.

Este tipo de desgaste acontece em pneus de eixos não motrizes em percursos pouco abrasivos, ditos de baixa severidade. Sua causa ainda não está totalmente esclarecida. Foure<sup>[11]</sup>, alega que este tipo de desgaste esta correlacionado com a curvatura da estrada e os ângulos de regulagem da suspensão: cambagem e convergência, ou "toe-in".

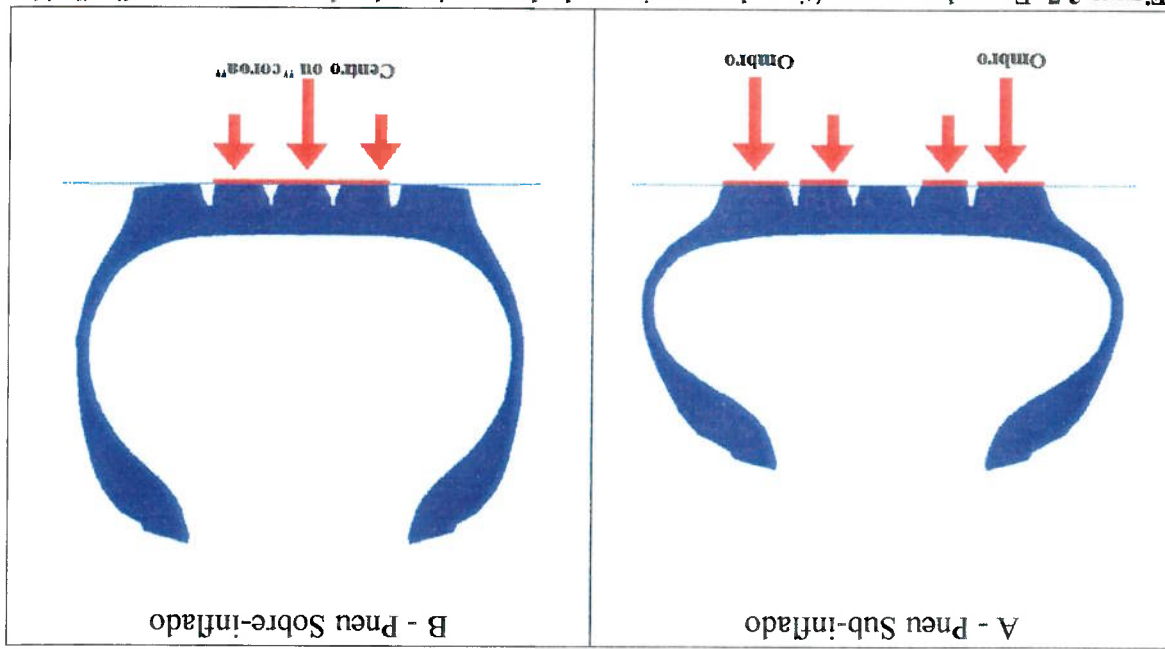


Figura 3.7: Exemplos esquemáticos de desgaste irregular homogêneo distribuído devido ao uso de pressão incorreta, provocando desgaste acentuado nos ombros do pneu, devido à pressão baixa (A), ou no centro, devido ao excesso de pressão (B).

Outro tipo de desgaste irregular homogêneo distribuído verificado em circuitos pouco abrasivos é o consumo acentuado na borda dos sulcos circunferenciais da banda de rodagem, os "incavos", conhecido como formação de "trilhos" ou "tran-line" (figura 3.8). Este tipo de desgaste irregular esta associado à tendência de fechamento dos incavos quando o pneu é amassado contra o solo. O movimento de fechamento dos incavos provoca escorregamentos localizados com o consequente desgaste irregular.

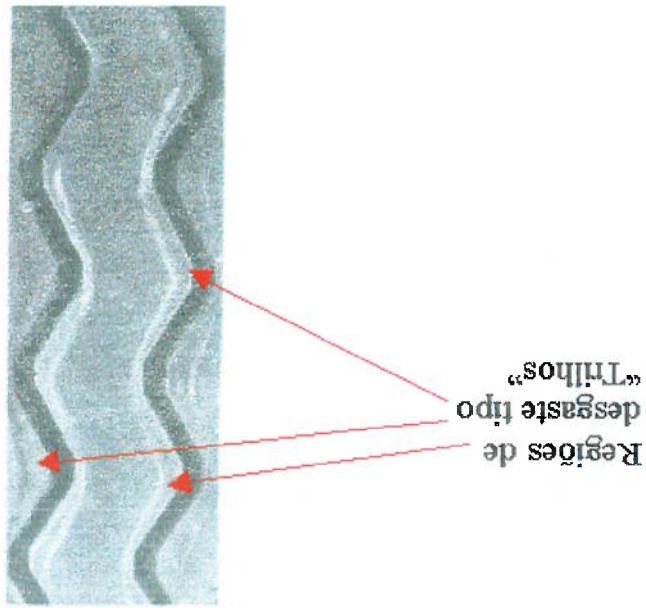


Figura 3.8: Exemplo de desgaste irregular tipo trilho ou "tran-line" [2]

Algumas vezes observa-se um desgaste irregular bizarro, do tipo segmentado, ou poligonal, verificando-se uma periodicidade que é atribuída ao movimento cíclico do pneu trabalhando dinamicamente, em conjunto da suspensão (figura 3.9). Sueoka, atribuiu estes tipos de desgaste a uma auto-excitação da primeira frequência natural vertical do pneu, em certas velocidades, quando acoplado ao sistema de suspensão do veículo [12]

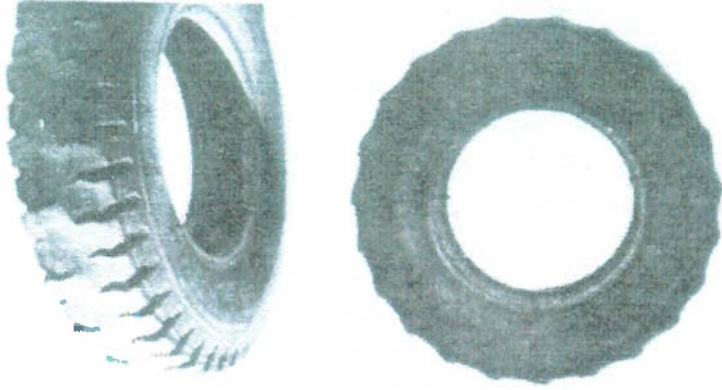


Figura 3.9: Exemplo de desgaste irregular segmentado ou poligonal atribuídos à uma auto-excitação do conjunto pneu e suspensão [12]

O desgaste irregular localizado caracteriza-se por manchas de desgaste em uma região localizada. Este tipo de desgaste está associado a problemas de manutenção ou de fabricação, tais como excentricidades, freio ou roda ovalados, ou desuniformidade na fabricação dos pneus, como por exemplo emendas de rodagens defeituosas. Não é o objetivo deste trabalho estudar os desgastes irregulares localizados.

### 3.3.2 Desgaste irregular localizado

- **Baixa severidade:** pistas planas, com poucas curvas, atingindo mais de 100000 km na primeira vida, num tempo de consumo superior a 14 meses.
- **Média severidade:** circuitos mistos, ou sinuosos, apresentando rendimento quilométrico de 70000 a 80000 km na primeira vida, com aproximadamente 10 meses para consumo da banda de rodagem.
- **Alta severidade:** uso urbano, de 30000 a 70000 km na primeira vida, isto é, antes da reconstrução ou recapagem, num tempo de 4 a 6 meses para consumir a banda de rodagem.

Costuma-se classificar o mercado pelo grau de severidade, numa tentativa de separar os mecanismos de desgaste por aplicação. Esta divisão serve para facilitar o desenvolvimento de produtos específicos para cada mercado:

Quando os esforços são grandes, seja por um torque motriz alto, seja pelo excesso de carga, ou pela severidade da aplicação, não se observam os desgastes irregulares homogeneamente distribuídos, que nestes casos é relegado a um segundo plano, como um problema de segunda ordem.

### 3.4 Morfologia do desgaste

Dependendo do nível de esforço na área de contato, o desgaste pode apresentar uma morfologia diferente. No desgaste por deslizamento formam-se desenhos característicos, na forma de sulcos perpendiculares à direção de deslizamento. Schallamach, mostrou que os sulcos dependem do tipo do contracorpo, por exemplo, asfalto e concreto, e das características da estrutura molecular do material, como a quantidade de negro-de-fumo e tipo do polímero. Estes sulcos se assemelham a ondas, que ficaram conhecidas como ondas de Schallamach<sup>[13]</sup> (Figuras 3.10 e 3.11).



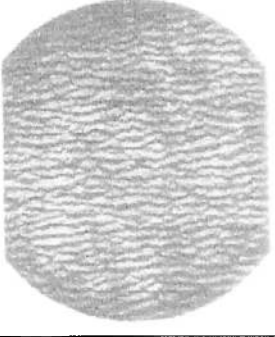

	45 phr de negro-de-fumo		Concreto Grossoiro
	25 phr de negro-de-fumo		
	45 phr de negro-de-fumo		Asfalto
	25 phr de negro-de-fumo		

Figura 3.10: Padrões de desgaste da borracha natural NR com diferentes tipos de enchimento por negro-de-fumo depois da abração contra dois tipos de solo, asfalto e concreto.<sup>[13]</sup>

Schallamach, também observou que em regiões diferentes da banda de rodagem as ondas tinham direções diferentes, indicando a existência de escorregamentos



localizados com direções predominantes diferentes (figura 3.11). A análise deste fenômeno pode fornecer boas indicações sobre os esforços atuantes no mecanismo de

abrasão.

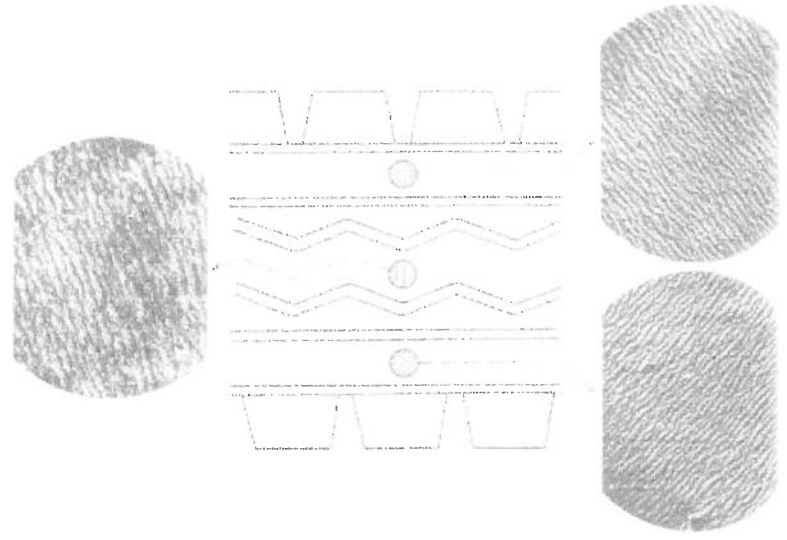


Figura 3.11: Padrões de desgaste em posições diferentes de um pneu com borracha natural [31].

Hutchings<sup>[17]</sup> têm uma visão mais genérica do desgaste dos polímeros dividindo-o em adesivo e coesivo. O desgaste adesivo aconteceria na presença de superfícies lisas, onde o mecanismo predominante seria a adesão entre as superfícies. Hutchings, subdivide ainda o desgaste coesivo em abrasivo e por fadiga. No desgaste abrasivo as deformações plásticas do material seriam predominantes. Já no desgaste por fadiga, no caso de elastômeros, seriam predominantes as deformações elásticas. O mecanismo de desgaste por fadiga se processa através da propagação das fissuras, onde o material é fletido repetitivamente, levando à formação das ondas Schallamach.

Veith<sup>[14]</sup>, Grosh e Schallamach<sup>[15]</sup>, e Iwai et al.<sup>[16]</sup>, concordam que o mecanismo de desgaste está ligado à fadiga do material, mas o termo desgaste por abrasão é empregado indistintamente. Estes autores supõem que:

1. Nas solicitações mais brandas, ocorreria um desgaste por adesão com envelhecimento gradual da borracha. É o mecanismo de desgaste mais branda. O

envelhecimento e a degradação gradual do composto teria como causa principal a

oxidação.

2. Nas solicitações maiores, ocorreria um desgaste por fadiga com as ondas de

Schalliamach. Este mecanismo de desgaste, tem como causa o aumento do esforço

tangencial na superfície de contato com consequente movimento relativo entre as

superfícies. Um deslizamento em uma direção predominante faz com que o material

seja fletido repetidamente e fadigado (figura 3.12). Sob esforços maiores atingir-se-

ia um nível tal que superaria a carga de ruptura do material provocando uma abrasão

mais severa.

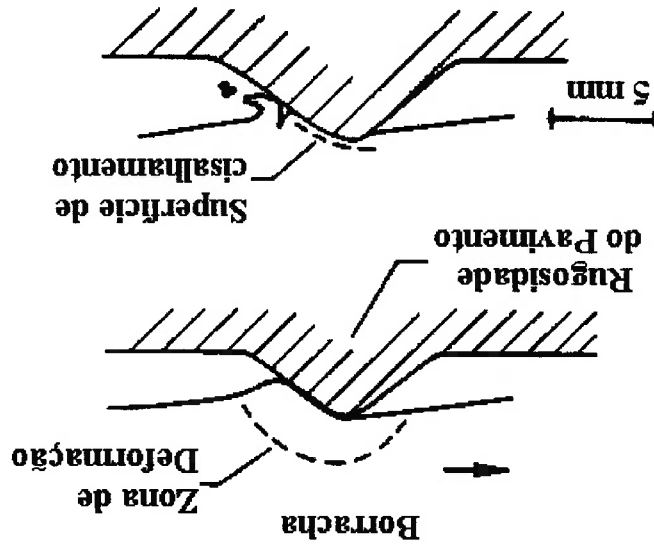


Figura 3.12: Regime de abrasão - resposta para regime elástico [14].

### 3.5 O coeficiente de atrito entre pneu e o solo

#### 3.5.1 O coeficiente de atrito das borrachas.

O projeto dos pneumáticos tem sido um grande promotor do estudo da tribologia na área das borrachas, norteando a pesquisa de vários cientistas, entre eles, físicos, matemáticos e engenheiros. O atrito, como conceito experimental, têm uma definição simples, mas possui causas difíceis de serem explicadas, que envolvem simultaneamente as áreas de

física, química e mecânica. Muitas vezes se esquece de que a definição e “as leis clássicas de atrito” de Amontons (1699) e Coulomb (1785) só são válidas sob certos limites, e não se aplica a todos os materiais, tão pouco para as borrachas. O coeficiente de atrito das borrachas, deve ser encarado como uma resistência ao movimento relativo das superfícies em contato.

Ao contrário dos metais, o coeficiente de atrito das borrachas depende muito das condições operacionais, como temperatura, velocidade de escorregamento e pressão de contato. Estas particularidades de comportamento das borrachas tem sua origem em duas propriedades características dos elastômeros: baixo módulo elástico (módulo de Young), e viscoelasticidade.

O coeficiente de atrito das borrachas possui duas componentes predominantes: uma parcela proveniente da **adesão** superficial, por forças de van der Waals, e uma parcela resultante da perda por **histerese** em torno da região de contato. Deve-se lembrar que a histerese é uma propriedade volumétrica e não de superfície. A perda de energia por histerese resulta da deformação cíclica na região de contato, é provocada pela rugosidade do contracorpo que vai excitar a superfície da borracha segundo uma frequência característica que depende do comprimento da rugosidade e da velocidade de deslocamento dos sólidos em contato [2, 3, 21, 22, 30 e 31]. Resumindo-se pode-se dizer que:

$$\text{Atrito das borrachas} = \text{adesão} + \text{histerese}$$

Um dos trabalhos clássicos, dos mais citados na tribologia das borrachas, é o estudo da variação do coeficiente de atrito em função da carga aplicada, apresentado por Schallamach em 1952 [18]. Neste estudo formulou-se formalmente, o primeiro modelo

de atrito para as borrachas a partir das fórmulas de contato de Hertz, e do conceito de área de contato real.

Não era exatamente uma novidade, pois, Bowden e Tabor<sup>[19]</sup>, já tinham aplicado a mesma metodologia para os metais dois anos antes, em 1950, e sugeriram a extensão do princípio teórico para as borrachas, num congresso em Delft, em 1951.

O estudo do atrito e desgaste nas borrachas tomou fôlego nas décadas seguintes, de 60 e 70, nas mãos de vários outros autores, além do próprio Schallamach na Inglaterra, relatando as famosas ondas de descolamento na área de contato ("Waves of Detachment") (1971)<sup>[13,15]</sup>, que acabaram levando o seu nome: "ondas de Schallamach". Existem trabalhos que correlacionam a distância entre essas ondas com o grau de severidade do desgaste<sup>[23, 24]</sup>.

Outros trabalhos de grande repercussão são os de, D. F. Moore<sup>[22]</sup>, na Irlanda e A. D. Roberts da Inglaterra<sup>[41]</sup> na área de atrito e lubrificação dos elastômeros. A influência da temperatura e da velocidade no atrito foram detalhadas por K. A. Grosch da Alemanha<sup>[25]</sup>, e os de K. C. Ludema<sup>[6]</sup>, da Universidade de Michigan considerando a viscoelasticidade das borrachas.

Um marco no campo da Tribologia para indústria dos pneumáticos foi o encontro promovido pela "General Motors" em 1974 com o tema "The Physics of Tire Traction - Theory and Experiment"<sup>[26]</sup>, onde reuniram-se alguns dos principais autores da época.

Os autores russos, devido à guerra fria, desenvolveram uma escola à parte baseados em modelos físico-químicos. Em 1954 G. M. Bartenev<sup>[27]</sup>, propôs a teoria cinética do atrito para materiais hiperelásticos com estrutura de rede (borrachas vulcanizadas). Um dos méritos de Bartenev, é a sua propensão em estabelecer um relacionamento estreito entre as propriedades do atrito dos polímeros com as respectivas estruturas moleculares e estados físicos. O modelo proposto considera mudanças na área de contato real, na

temperatura, pressão de contato e velocidade de escorregamento. A perda por histerese foi vista como tendo uma participação importante na composição do atrito dos polímeros. Quanto maior a perda por histerese, maior o coeficiente de atrito.

Alan G. Veith, contribuiu muito para a tribologia dos polímeros em seus diversos trabalhos publicados na "American Chemical Society - Rubber Division" [14 e 28] e nos desenvolvimentos junto à Universidade de Akron, um dos maiores centros de tecnologia de polímeros. Levou em conta particularidades químicas dos polímeros e os efeitos do ambiente no desgaste, estudou a correlação do atrito com o desgaste dos pneus e suas principais causas, que estão resumidas na Tabela II. Implementou o conceito simples de trabalho de abrasão, ou trabalho de atrito, utilizado no capítulo 5 para a estimativa do desgaste.

**Tabela II - Fatores importantes no desgaste do pneu** [14]

**1. Fatores constituintes do pneumático**

- i) Tipologia genérica (radial, convencional)
- ii) Desenho da banda de rodagem, relação cheio/vazio
- iii) Geometria do pneumático, relação altura/largura, curvatura
- iv) Modelo mecânico do pneumático (rigidez das cinturas, etc.)

**2. Material da banda de rodagem**

- i) Tipo de borracha ( $T_g$ , módulos, etc.)
- ii) Grau de reforço (tipo e quantidade de negro de fumo)
- iii) Densidade das ligações cruzadas (DLC), ou "crosslink"
- iv) Resistência a degradação

**3. Ambiente**

- i) Temperatura do ar e na interface
- ii) Efeito sazonal (quantidade de chuva, calor, neve, etc.)

### 3.5.2 Modelos matemáticos de coeficientes de atrito para borrachas

A força de atrito  $F$  entre dois sólidos em movimento relativo, de um modo geral, é independente dos fatores externos e é proporcional somente à força normal  $N$  entre as superfícies. O resultado desta lei é:

$$F = \mu.N \quad (3.1)$$

De onde deduz-se que o coeficiente de atrito  $\mu$  é independente da pressão de contato e da área de contato. Pode-se mostrar ainda, como no trabalho de Bowden e Tabor, de 1952<sup>[19]</sup>, que o coeficiente de atrito também é independente da velocidade de escorregamento e da temperatura para a maioria dos materiais sólidos<sup>[19]</sup>.

A força de atrito é explicada assumindo-se que a área de contato "real" entre os sólidos é muito menor que a área "aparente", portanto, nos pontos de contato das rugosidades, a pressão é muito alta, e no caso dos metais, resultam em deformações plásticas chamadas de junções, que vão compor as forças de atrito na interface. Segundo esta teoria, conhecida como crescimento de junções, a força de atrito é determinada pela resistência ao escoamento por cisalhamento na interface das superfícies em contato. Nos livros de Ludema<sup>[6]</sup> e Hutchings<sup>[17]</sup> encontra-se uma boa descrição destes mecanismos de atrito clássicos para diversos materiais.

Este modelo pode também ser estendido para materiais não-metálicos. Porém, o atrito das borrachas difere do atrito dos metais na maioria dos aspectos, pois, depende da velocidade, da temperatura e da pressão de contato, entre outras variáveis (figura 3.13).

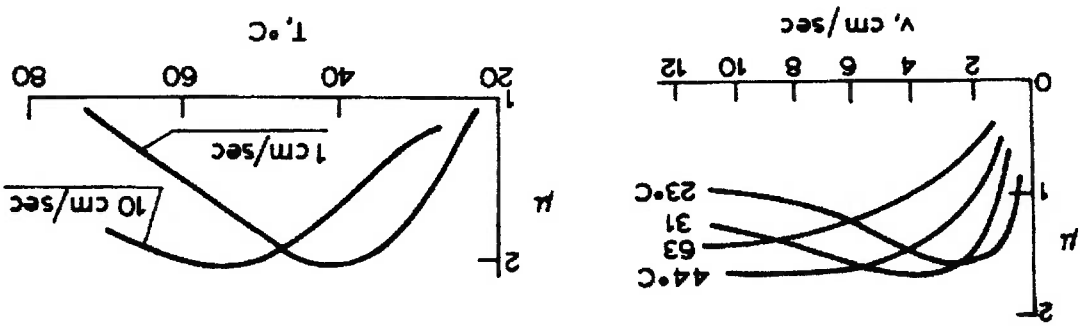


Figura 3.13: Ilustração da variação do coeficiente de atrito em função da velocidade e temperatura para uma borracha butílica vulcanizada contra o aço [2].

O coeficiente de atrito diminui com a pressão de contato [18]. Para borrachas em contato com superfícies lisas como o vidro (figura 3.14) o coeficiente de atrito pode atingir valores tão elevados quanto 3. Em compostos de borracha que contêm negro-de-fumo, como nos pneumáticos, o coeficiente de atrito máximo que pode ser obtido está em torno de 1,2 a 1,3, o negro-de-fumo reduz o valor máximo do coeficiente de atrito [15].

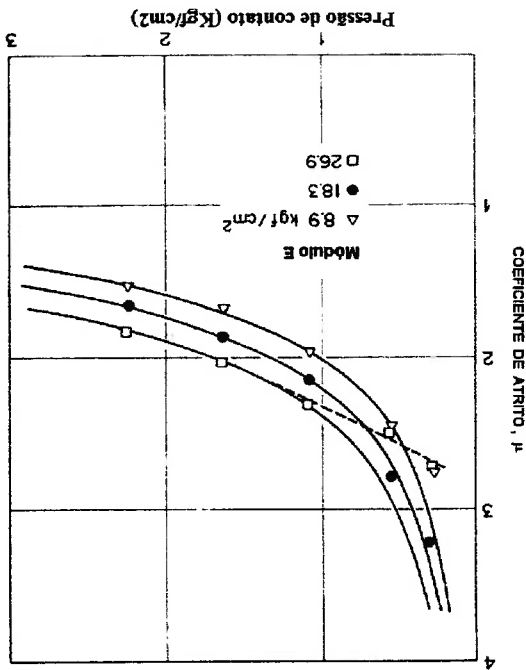


Figura 3.14 : Variação do coeficiente de atrito em função da pressão de contato para três compostos de borracha com módulos elásticos diferentes contra o vidro [18].

Como acontece com maioria dos metais, nas borrachas a força de atrito  $F$  é

proporcional à área de contato real  $A_r$ :

$$n = \phi \cdot A_r \quad (3.2)$$

No entanto, tendo as borrachas um módulo baixo e sendo extremamente elásticas, a área de contato pode crescer muito, até a sua saturação, sem sofrer qualquer deformação plástica ou dano na região de interface [15].

A constante de proporcionalidade  $\phi$  depende da velocidade de escorregamento, da temperatura e do tipo de borracha em contato; não depende da pressão de contato e é totalmente independente da superfície de contato [15]. A dependência da pressão de contato para as borrachas é atribuída à variação da área de contato real, que muda em função da carga.

Adotando-se um modelo onde a superfície de contato da borracha consiste de semi-esferas igualmente espaçadas, e usando-se as equações de Hertz, chega-se a:

$$A_r = A_0 \cdot \left[ \frac{E}{p} \right]^{2/3} \quad (3.3)$$

Resultando em um coeficiente de atrito dependente da pressão de contato:

$$n = n_0 \cdot \left[ \frac{p_0}{p} \right]^{-1/3} \quad (3.4)$$

Onde  $p_0$  e  $n_0$  são valores de referência.

Schallamach [18] mediu o coeficiente de atrito de compostos a base de borracha natural contra o vidro (figura 3.14), com diversos módulos elásticos, sem negro-de-fumo. A teoria é obedecida com uma boa precisão para borrachas de módulo baixo. O coeficiente de atrito, nestes casos, segue portanto uma lei potencial. Para os compostos com borracha natural (NR), as equações tem uma representatividade bastante boa, porém para outros tipos de borracha, diverge consideravelmente.



Em superfícies rugosas, foi verificado que o decréscimo do coeficiente de atrito com o aumento da pressão de contato é menor [15]. Teoricamente a dependência da pressão ainda segue uma lei potencial, com um expoente em torno de -1/9.

No geral, afirma-se que a influência da pressão de contato no coeficiente de atrito é pequena, excetuando-se os casos onde as superfícies do contracorpo são secas e lisas. A pressão de contato parece não influir muito no coeficiente de atrito no molhado, onde é predominante a histerese do material.

Em um trabalho mais recente, os autores Gall, Thacik e Andrews [29] descrevem uma expressão interessante para o coeficiente de atrito que é utilizada nos seus modelos por elementos finitos. Infelizmente, faltam maiores informações das condições do ensaio, do material utilizado e do contracorpo. Em todo o caso, é interessante notar na fórmula a influência de propriedades dinâmicas como a “tangente de  $\delta$ ”, que é função da histerese do material e da pressão de contato  $\sigma_n$ .

$$\mu = \frac{\sigma_n^{0.826097}}{0.2622G' \cdot \tan \delta} \quad (3.5)$$

Ao contrário dos metais, o coeficiente de atrito das borrachas em contato com superfícies rígidas depende bastante da temperatura e da velocidade de escorregamento. Quando faz-se um ensaio a uma velocidade maior, a temperatura do corpo de prova aumenta durante a prova devido à perda por histerese, deve-se, portanto, manter a velocidade baixa durante o ensaio de tal modo que o acréscimo de temperatura durante o ensaio seja desprezível. Mas, como medir as propriedades em velocidades maiores, para obter-se o coeficiente de atrito à várias velocidades? Para solucionar este foi utilizada um a metodologia (WLF apud [2 e 7]), que será explicada em linhas gerais a seguir.

De um modo genérico, esta equação serve para descrever as propriedades físicas dos polímeros, vulcanizados ou não, em função das suas propriedades viscoelásticas. Já foi utilizada para descrever várias características físicas, como por exemplo, o módulo dinâmico, a dureza, a variação da resistência à ruptura e da taxa de abração em função da temperatura. Na figura 3.15 vê-se a variação do coeficiente de atrito em função da velocidade. Esta curva foi obtida de ensaios a temperaturas diferentes e transportadas

para polímeros puros como para os compostos que possuem negro-de-fumo. que equivaleria a um ensaio numa frequência maior. A relação mostrou-se válida tanto Com isto pode-se fazer um ensaio numa temperatura mais baixa, mantida a frequência, viscoelástico do polímero, e consequentemente na resposta da propriedade mensurada. temperatura baixa ou uma frequência alta seriam equivalentes no comportamento os polímeros, que está ligado a sua característica viscoelástica [7]. Os efeitos de uma temperatura-frequência? É um procedimento genérico e empírico utilizado para todos representa o “princípio da superposição temperatura-tempo, ou A equação 3.6, é conhecida como WLF, iniciais dos autores William Landel e Ferry, e

$$T_S = T_g + 50 \quad (3.7)$$

particular de cada polímero, relacionando-a com a temperatura de transição vítrea:

Para que tenhamos uma função universal, adota-se uma temperatura de referência  $T_S$ ,

$$\log a_T = -8.86.(T-T_S)/(101.5+T-T_S) \quad (3.6)$$

e pode ser escrito como a função universal dos polímeros  $a_T$ , mostrada abaixo:

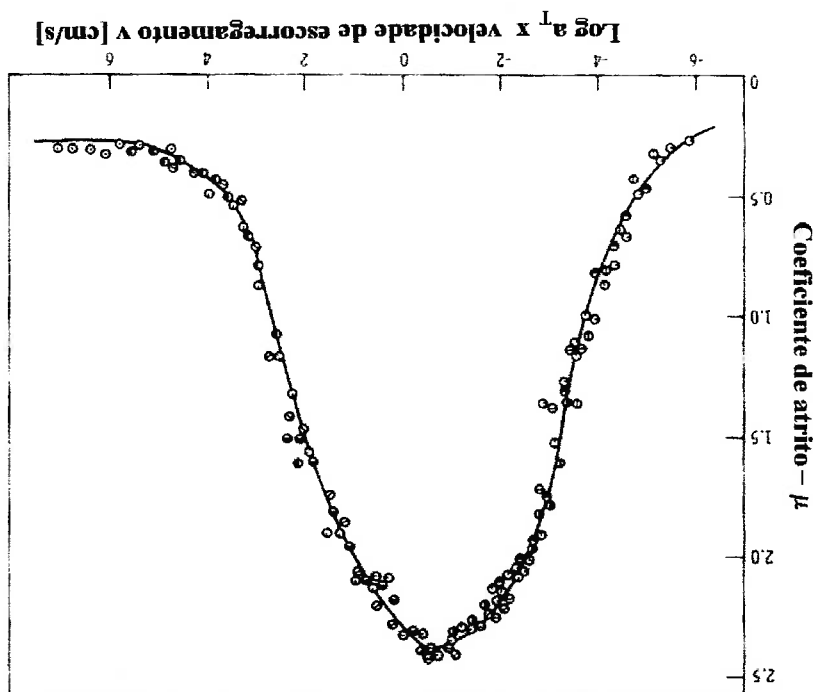
resultante em escala logarítmica”. O fator de transformação só depende da temperatura multiplicando-se a velocidade por um determinado fator e plotando-se o gráfico podem ser transformados em uma única curva mestre, ou *‘master curve’*, Groch [15], ressalta que: “os dados obtidos à diferentes velocidades e temperaturas

temperatura de transição vítrea ( $T_g$ ), o valor de máximo coeficiente de atrito é deslocado diferentes na sua posição ao longo do eixo de  $\log(aTv)$  : para um valor mais baixo de Curvas mestre de atrito para diferentes polímeros têm a forma semelhante, mas são torna-se observável.

para superfícies perfeitamente planas, o desgaste adesivo das borrachas sobressai, e força de atrito pode exceder a resistência mecânica das borrachas [15]. Nestas condições, negro de fumo, os coeficientes de atrito podem atingir valores tão altos como 4, e a Em superfícies perfeitamente lisas como vidro, aço polido e gelo, para borrachas sem onde "v" é a velocidade de escorregamento.

0,3 para valores altos de  $\log(aTv)$ , quando a borracha atua como um material sólido, valores de  $\log(aTv)$ , para um valor máximo de 2,5 e cai novamente para valores de 0,2 a A "curva mestre" de atrito contra vidros (figura 3.15), vai de valores 0,2 para pequenos

Figura 3.15: Variação do coeficiente de atrito em função do produto  $\log(aTv)$  [15].



todo o range de velocidades. para uma temperatura de referência, como explicado anteriormente, de modo a obter-se

para direita (figura 3.16). Quando é mantida a temperatura de referência em, por exemplo, 20°C, e traçada a curva em função de  $T_g$ , como definido anteriormente. O ponto de máximo é, de modo aproximado, coincidente para todas as borrachas [15].

Se for adotado  $V_m$ , na curva mestre, como sendo a velocidade de escorregamento para o atrito máximo, e  $F_m$  como a correspondente frequência onde o módulo viscoso ( $E''$ ) atinge o máximo, obtêm-se:

$$V_m/F_m = \lambda_m = 6.10^9 \text{ m} \quad (3.8)$$

Onde  $\lambda_m$  é uma constante de dimensão molecular, igual para todos os polímeros. Grosch acredita que, em uma primeira aproximação, esta relação com o módulo de perda ( $E''$ ), representa o espectro de relaxação de um polímero, portanto, uma indicação que sobre superfícies lisas e secas o processo de atrito por adesão está correlacionado com o espectro de relaxação das borrachas [15].

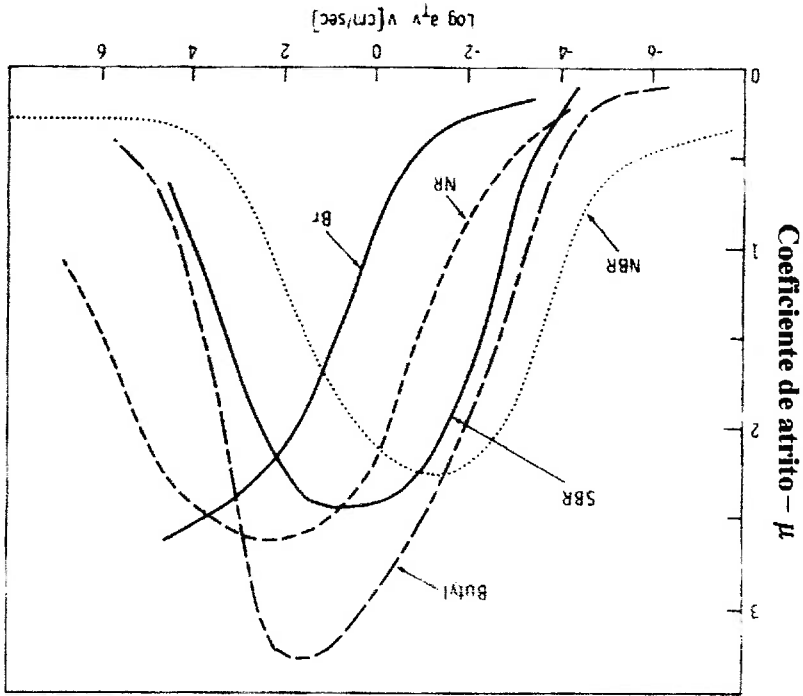


Figura 3.16: Variação do coeficiente de atrito em função do produto  $\log (a+v)$  para materiais com diferentes  $T_g$  referidos com a temperatura ambiente de 20°C.

Em superfícies rugosas existe a componente da histerese no mecanismo de atrito, trata-se da energia despendida quando a borracha é deformada superficialmente ao sobrepassar as rugosidades [30 e 31].

Este é o mecanismo de "escorrega-aderir", ou "stick-slip", a nível molecular. Pequenos complexos moleculares aderem ao contracorpo durante a trajetória em ligações que são periodicamente quebradas pela agitação térmica, em processos cíclicos, para aderir mais a frente, repetindo-se o ciclo em "saltos".

A distância para um "salto" é igual a distância para a ocorrência dos máximos. Este processo levaria à formação das ondas de descolamento de Schallamach, segundo

Grosch.

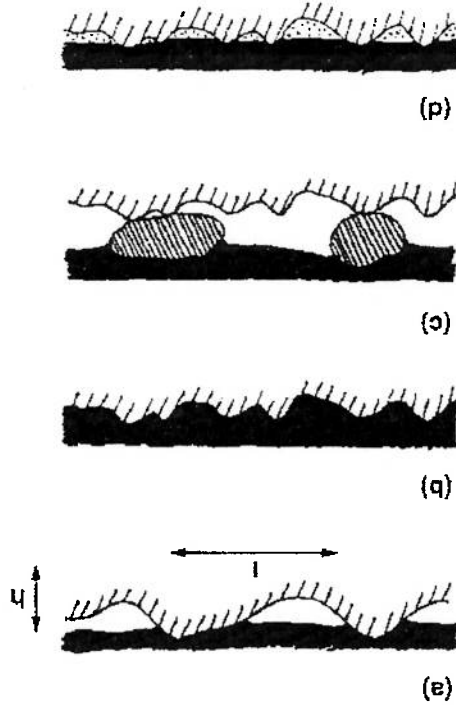


Figura 3.17: (a) Borracha sobre rugosidades de comprimento longo "l"; (b) Devido à adesão, a borracha preenche os vazios em contato com rugosidades menores; (c) Sobre partículas; (d) Sobre água em velocidades baixas [31].

Em trabalhos mais recentes sobre a natureza do atrito das borrachas, B. Persson [30, 31],

confirma e explica com modelos, a relação do atrito com a histerese, mostrando que a borracha é excitada pelas deformações induzidas pelas asperezas do solo à diferentes frequências, dependendo da velocidade de escorregamento e da distância média entre as rugosidades “ $r$ ”, (figura 3.17). Persson, demonstra que o coeficiente de atrito das borrachas é diretamente proporcional à perda por histerese do material ( $\tan \delta$ ). Persson, mostra que os picos de coeficiente de atrito nas curvas mestre experimentais do Grosch, estão ligados aos valores de perda máxima por histerese.

É interessante observar a capacidade da mente humana em imaginar e visualizar uma representação para um modelo ou para uma ideia. Muitas vezes esta visão precede as definições matemáticas, norteando todo um trabalho de pesquisa.

Na figura 3.18, por exemplo, pode-se observar a representação para o atrito dos polímeros, onde é mostrado um exemplo da escola russa, composta por físico-químicos. Nota-se a ênfase nas ligações cruzadas e no contato molecular. É uma visão micro-estrutural, a nível molecular.

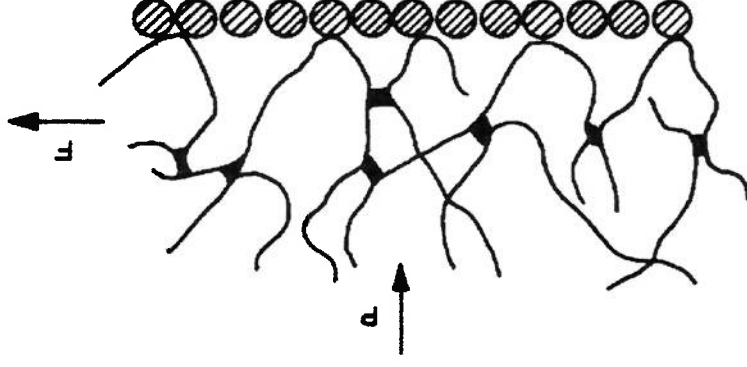


Figura 3.18: Modelo de contato molecular entre polímero e sólido - Bartenev [27]

### 3.5.3 Medições do coeficiente de atrito

A medição do coeficiente de atrito resulta diretamente da relação entre a força de atrito

“ $F$ ” e a força normal “ $N$ ” entre as superfícies :

$$F = \mu N \quad (3.9)$$

Esta é sempre a medição das forças médias envolvidas, que por sua vez, dependem da geometria e dimensões do corpo de prova, do nível de deformação e das condições operacionais do ensaio.

Na figura 3.19, apresenta-se uma máquina comercial, a LAT-100, da VMI Holland, desenvolvida especificamente, por Grosch<sup>[25]</sup>, para estudar a abrasão das borrachas para pneus, a qual, está se tornando um padrão mundial. Tenta-se aproximar-se dos resultados de provas outdoor, modificando-se o ângulo de arraste do corpo de prova, que rola sobre um disco abrasivo. A carga e a velocidades são variáveis, a fim de permitir a construção de curvas mestres (“master-curves”) descritas anteriormente.

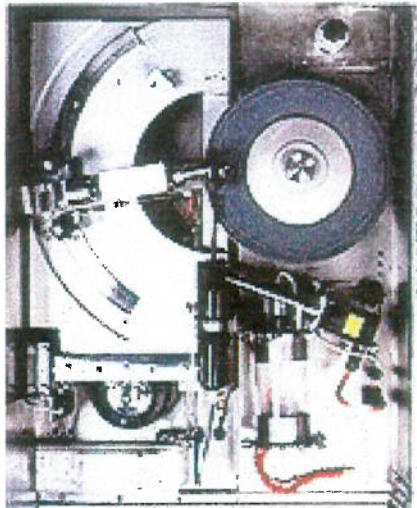


Figura 3.19: Máquina para ensaio de abrasão LAT 100 da VMI Holland, com as seguintes características: Velocidades do teste de abrasão de 2 a 100 km/h; velocidade de atrito (no molhado) de 0,0002 a 2 km/h; carga de 10 a 150 N; e ângulo de arraste de -45 a +45 graus (precisão 0,1 graus).

Em análises por elementos finitos (FEA) de pneumáticos, têm-se utilizado valores de atrito constante, geralmente 0,8<sup>[2]</sup>, porém com as informações levantadas no capítulo 3, pode-se esperar que o coeficiente de atrito varie ponto a ponto na área de contato em função da pressão vertical, da temperatura, da velocidade de escorregamento e do tipo de solo. Deve-se lembrar ainda que as borrachas “envelhecem”, e portanto, o atrito que depende das propriedades das borrachas também muda no tempo.

Em vista deste fato, o engenheiro de produto deverá ser criterioso na hora de adotar um valor ou uma fórmula qualquer de coeficiente de atrito.



## **4 O modelo a Elementos Finitos aplicado ao desgaste de pneus**

### **4.1 Introdução**

O processo de desgaste dos pneumáticos é um assunto de grande interesse tanto para os usuários finais como para os fabricantes de pneumáticos. Garantir um alto rendimento quilométrico requer provas externas, sobre estrada, que são longas e custosas. O veículo deve rodar milhares de quilômetros até que se chegue a alguma conclusão.

Um pneumático de transporte, para caminhões e ônibus, dependendo da aplicação, do tipo de asfalto e da carga, pode durar de 50.000 a 300.000 quilômetros na primeira vida, isto é, antes da reconstrução, ou recauchutagem. Quando a durabilidade do pneu é muito grande dizemos que o pneu sofreu um desgaste a baixa severidade, nestes casos, os desgastes localizados, conhecidos como desgastes irregulares, vão ter uma grande importância, pois, vão causar vibrações que obrigam a remoção do pneu, limitando-se a sua vida útil.

O escopo deste trabalho é o de fornecer uma ferramenta adicional para se decidir quais estruturas, materiais e geometria devem ser utilizados, diminuindo-se o número de provas necessárias para atingir um objetivo, no caso, um desgaste mais uniforme, resultando em um maior rendimento quilométrico.

O desenvolvimento dos pneus sempre foi baseado na cultura da tentativa e erro. O auxílio dos computadores no projeto é algo relativamente recente, que remonta às duas últimas décadas, e está intimamente ligado ao espantoso desenvolvimento dos computadores e dos programas de CAD e CAE nos últimos anos.

## 4.2 Histórico do método e a sua aplicação no projeto dos pneus

Por volta de 1950 os engenheiros projetistas e calculistas limitavam-se a estudar estruturas metálicas formadas por um número pequeno de barras e alguns poucos casos de estruturas contínuas simplificadas. A ênfase era para estruturas civis [32].

No início da década de 50, os engenheiros estruturais, ligados à indústria aeronáutica, utilizando a formulação matricial da teoria das estruturas e os então recém-criados computadores digitais, começaram o desenvolvimento de programas que permitiram o estudo de grandes estruturas formadas por centenas ou milhares de elementos com rapidez, eficiência e segurança.

No Brasil, a utilização de programas de análise matricial de estruturas começou no final dos anos 60, inicialmente resolvendo somente estruturas reticuladas, ou seja, aquelas formadas por barras, tais como: treliças, grelhas e pórticos.

O Método dos Elementos Finitos teve sua origem na análise matricial de estruturas e no método de Rayleigh-Ritz do Cálculo Variacional [33].

Nos últimos anos, o método dos elementos finitos foi generalizado e tornou-se uma ferramenta dominante na mecânica aplicada. É utilizado com sucesso em problemas das áreas de mecânica dos fluidos, transmissão de calor, análise de vibrações, circuitos elétricos, acústica, etc.

O método dos elementos finitos começou a ser utilizado profissionalmente no Brasil na década de 70, a princípio com restrições devido ao alto custo de computação. São também desta época, os primeiros registros de utilização do Método dos Elementos Finitos na indústria de pneumáticos a nível mundial, inicialmente com modelos planos de elementos triangulares, mas que já incorporavam a anisotropia e o conceito de não-linearidade [34]. É impressionante observar a evolução das análises por elementos finitos nos últimos 10 anos, partindo-se de simulações bidimensionais (2D), estáticas,

para as atuais tridimensionais (3D), dinâmicas, incluindo-se o contato do pneu com o solo.

O Método dos Elementos Finitos, basicamente, é uma técnica numérica que permite subdividir um corpo elástico contínuo, de infinitos graus de liberdade, e portanto, com infinitas equações, num sistema discreto, com um número finito de graus de liberdade formado pela reunião de um número finito de elementos unidos entre si através de um número finito de pontos (nós). Este conjunto de elementos e nós constitui a malha de elementos finitos.

A análise de qualquer corpo elástico sujeito a esforços externos recai num sistema de equações diferenciais. O sistema de equações diferenciais é substituído por um sistema de equações nodais algébricas lineares de alta ordem, que é resolvido facilmente com o auxílio do computador.

No caso de estruturas reticuladas, a discretização, ou seja, a divisão do contínuo em elementos finitos é natural, pois, as barras são substituídas por elementos monodimensionais. O número de elementos e nós são definidos pela própria geometria da estrutura. O estudo de cada elemento ou barra é feito com facilidade pela teoria clássica da Resistência dos Materiais.

No caso de estruturas contínuas bidimensionais e tridimensionais a discretização é feita arbitrariamente, escolhendo-se um número adequado de nós e elementos conforme o estudo pretendido.

Sabe-se da Resistência dos Materiais, que descontinuidades na geometria, tais como, entalhes em eixos ou furos em placas, causam concentrações de tensão que podem levar o material à ruptura. Do mesmo modo, descontinuidades no módulo elástico dos materiais também resultam em concentrações de tensões, como no caso das

extremidades de cinturas metálicas e carga, onde o módulo do aço é cerca de dez mil vezes maior que o módulo da borracha.

Nestas regiões onde existem gradientes de tensões e deformações, deve-se utilizar um número maior de elementos para representá-los adequadamente. Notar que a medida que aumentamos o número de elementos e nós, aumentamos consideravelmente o número de equações e consequentemente o tempo de cálculo no computador.

### 4.3 Dificuldades da modelagem do pneu

#### 4.3.1 Não-linearidade dos materiais

Em análises lineares pelo método dos elementos finitos existe uma relação linear entre tensão e deformação, diz-se então que os materiais obedecem a Lei de Hooke. Se tomarmos como exemplo uma mola para pequenas deformações (figura 4.1), pode-se dizer que a força  $F$  é igual ao produto da rigidez  $K$  da mola pela deformação  $u$ :

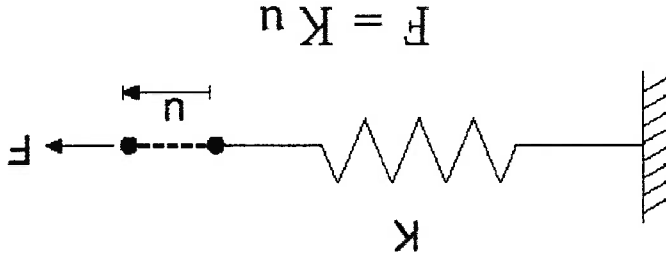


Figura 4.1: Proporcionalidade entre força ( $F$ ) e deformação ( $u$ ) [9].

Esta relação é válida enquanto a mola tiver um comportamento elástico linear, dentro dos limites de resistência do material. Quando dobramos a carga, dobra-se a deformação, e assim sucessivamente. Como consequência, a curva da força em função da deformação é uma reta, e a rigidez da mola  $K$  é uma constante igual a inclinação da reta (figura 4.2).

No caso das borrachas a curva de força ou tensão por deformação é muito diferente da reta, possuindo um comportamento altamente não-linear (figura 4.2). A curva é considerada linear somente para deformações de até 10%.

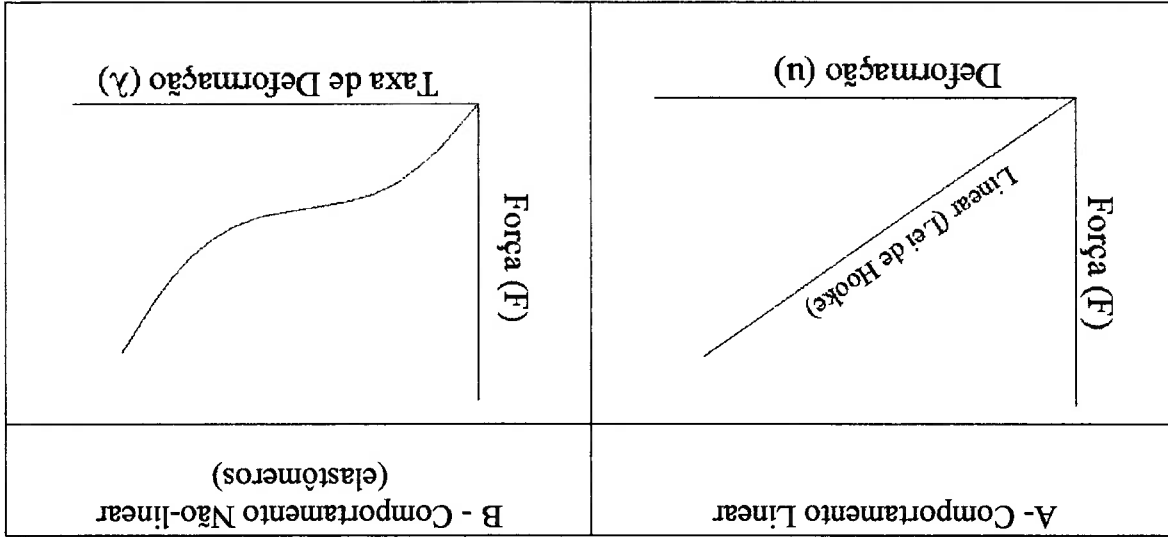


Figura 4.2: As borrachas, na relação força-deformação, não obedece a Lei de Hooke, possuindo um comportamento não-linear (B) [9].

Para caracterizar a deformação das borrachas define-se a taxa de deformação  $\lambda$  como sendo a relação entre o comprimento final  $L$  pelo comprimento inicial  $L_0$  (figura 4.3).

$$\lambda = L/L_0 = (L_0 + n)/L_0 = 1 + n/L_0 \quad (4.1)$$

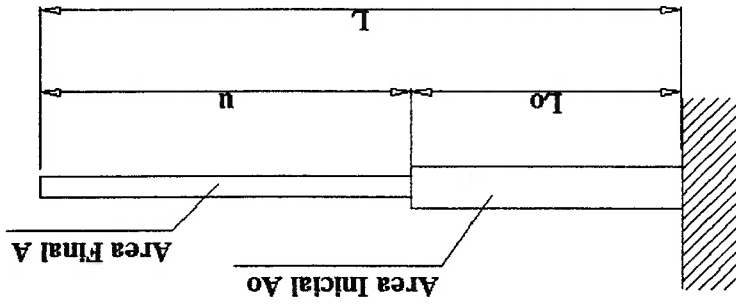


Figura 4.3: Deformação de uma viga de borracha.

No espaço tridimensional pode-se definir a taxa de deformação  $\lambda$  nas três direções que compõem a base vetorial:  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ . Em análises de materiais não-lineares, como é o caso dos elastômeros, costuma-se utilizar como medida de deformação as "taxas de deformação"  $\lambda$ .

Os programas de elementos finitos, nas análises não-lineares, costumam ainda utilizar outras medidas de deformação para os cálculos. Uma das mais conhecidas é a chamada deformação de Green-Lagrange,  $E_2$ . A deformação de Green-Lagrange esta associada com a tensão segunda de Piola-Kirchhoff,  $S_2$ . Para um comportamento uniaxial pode-se definir estas medidas como sendo:

$$E_2 = \frac{1}{2}(\lambda^2 - 1) \quad (4.2)$$

e

$$S_2 = \frac{K}{L} (L_0/L)^2 \quad (4.3)$$

Utiliza-se ainda uma outra medida de deformação, a logarítmica, conhecida como "True Strain",  $\mathcal{E}$ , que faz par com tensão de Cauchy, ou "True Stress",  $\sigma$ .

$$\mathcal{E} = \ln(L/L_0) \quad (4.4)$$

$$\sigma = F/A$$

Para deformações pequenas, as diferenças entre as diversas medidas de deformação são desprezíveis. Ressalta-se que estas definições só são importantes em análise que sofrem grandes deformações, em particular os elastômeros no cálculo dos pneus.

### 4.3.2 Não-linearidade geométrica

O pneumático tem a forma toroidal. A medida que "amassamos" este toroide contra um solo plano resulta em uma resposta não-linear, semelhante à flexão de uma viga curva

bi-apoiada. Durante este carregamento desenvolvem-se grandes deslocamentos e deformações. Uma vez que o pneumático é constituído por composto de materiais anisotrópicos, o programa por elementos finitos tem de atualizar as direções das propriedades dos materiais durante a deformação para cada nova posição (figura 4.4).

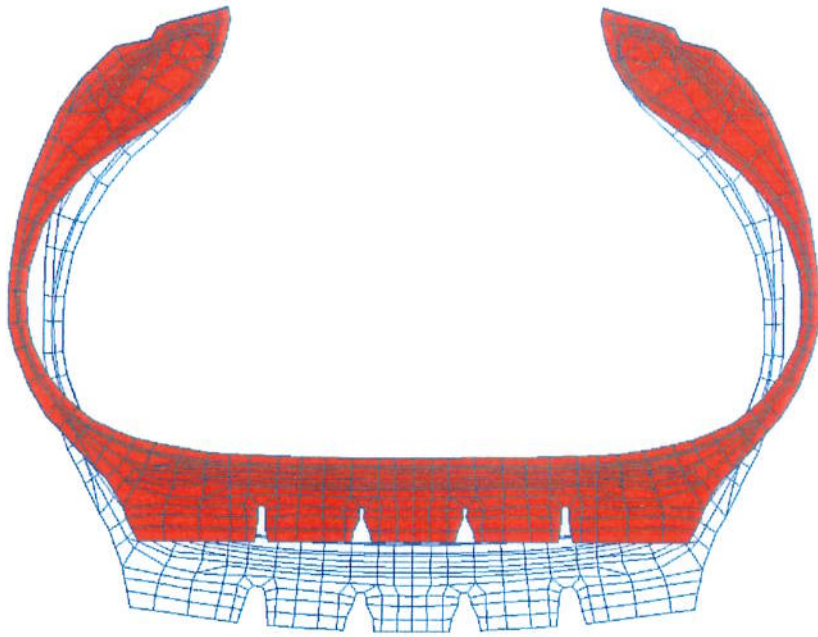


Figura 4.4: Pneu somente inflado e montado no aro (branco) e o mesmo pneu, ainda inflado, amassado contra o solo (em vermelho). Resultam em grandes deflexões e deformações, modificando a direção das propriedades dos materiais, que devem ser corrigidas a cada incremento de cálculo.

### 4.3.3 Hiperelasticidade

Na caracterização dos elastômeros nos programas à elementos finitos utilizam-se as “funções de densidade de energia de deformação”,  $W$ . Tais materiais são denominados hiperelásticos. Implícitamente ao uso das funções, admite-se que os materiais são isotrópicos e elásticos. Da derivada de  $W$  com relação à deformação, nas direções principais do material, obtêm-se as tensões.

As “funções de densidade de energia” disponíveis para os elastômeros são escritas utilizando-se os invariantes de deformação, os quais, são funções da “taxa de deformação”  $\lambda$ , definida anteriormente. Os três “invariantes de deformação” são:

No caso de materiais perfeitamente incompressíveis resulta  $I_3=1$ .

A função de densidade de energia mais simples é o modelo “Neo-Hookean”,

representado por:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (4.8)$$

Onde  $C_{10}$  é uma constante, calculada experimentalmente a partir de ensaios de tração e

compressão.

Este modelo apresenta um módulo de cisalhamento constante e mantém uma boa

correlação com os dados experimentais até 40% de deformação em testes de tração

uniaxial [9].

A primeira teoria fenomenológica sobre a elasticidade não-linear foi proposta por Mooney

como sendo:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (4.9)$$

Onde  $C_{ij}$  são constantes calculadas experimentalmente e fornecidas aos programas de

elementos finitos.

O modelo da equação 4.9 foi adotado neste estudo, e é também conhecido como

Mooney-Rivlin. Apesar de ter uma boa correlação com os ensaios de tração uniaxial até

100% de deformação, este modelo tem se mostrado inadequado para representar uma

compressão elevada.

Nos programas por elementos finitos encontram-se diversos outros modelos para a

representação da hiperelasticidade, como por exemplo o modelo de Ogden que

consegue representar a borracha em deformações de até 700%.



Para caracterizar-se os materiais hiperelásticos através das “funções de densidade de energia” de Mooney-Rivlin, Ogden, etc., utilizam-se os dados provenientes dos ensaios dinâmicos e estáticos, de tração, compressão e cisalhamento. Quanto maior o número de informações, maior a deformação máxima possível de ser simulada e maior a estabilidade do modelo nas simulações.

#### 4.3.4 Incompressibilidade

Incompressibilidade literalmente significa que o material exibe uma variação de volume igual a zero quando submetido à pressões hidrostáticas. O terceiro invariante de deformação  $I_3$  tem o valor um. A pressão hidrostática no material não está correlacionada com a deformação do material. O coeficiente de Poisson  $\nu$  é igual a 0,5. Dificuldades analíticas surgem quando a incompressibilidade é combinada com não-linearidades devido à grandes deslocamentos, grandes deformações e contato [9].

Materiais quase incompressíveis significa que o coeficiente de Poisson se aproxima de 0,5, que é o caso real das borrachas. Valores típicos de coeficiente de Poisson para borrachas vão de 0,49 a 0,49999. Se o programa não estiver preparado para a tratar a incompressibilidade corretamente, erros numéricos podem ocorrer, “travando” o cálculo no computador.

Um modo simples de entender como a incompressibilidade pode resultar em problemas numéricos é examinar a relação entre módulo volumétrico (“bulk modulus”)  $K_b$  e o módulo de cisalhamento  $G$  na relação 4.10. Quando o coeficiente de Poisson se aproxima de 0,5 a relação entre o módulo volumétrico e o módulo de cisalhamento se torna muito grande [9].

$$K_b = \frac{G}{3(1-\nu)} \quad (4.10)$$

#### **4.3.5 A modelagem dos compostos formados por fios mais borrachas**

Para cada elemento de reforço deve-se levar em conta a variação angular e o espaçamento dos fios. Para os fios têxteis, existe ainda os problemas de fluência ("creep") e de encolhimento ("shrinkage"), com o aumento da temperatura. Os programas atuais permitem simular estas variações dimensionais, que são importantes para a determinação da geometria do pneu inflado.

Deve-se notar que o comportamento dos fios são diferentes quando submetidos à tração ou a compressão. É possível de se utilizar uma subrotina em FORTRAN acoplada ao programa de elementos finitos para tratar o comportamento não-linear dos fios quando submetidos à compressão.

#### **4.3.6 Problemas do contato**

O contato do pneu com o solo induz uma não-linearidade de cálculo que se acentua com o aumento do coeficiente de atrito. À medida que se aumenta o coeficiente de atrito aumentam-se os gradientes de pressão de contato na área de impronta e dificulta-se o cálculo que precisará de um número maior de iterações e incrementos para convergir. A montagem do pneu no aro apresenta uma outra dificuldade na modelagem, uma vez que além do atrito, apresenta tensões de contato bastante elevadas que levam as borrachas ao regime plástico. A correta montagem no aro vai influir no perfil do pneu inflado, e conseqüentemente em como será o contato e as tensões na área de impronta. São detalhes de modelagem que no conjunto podem interferir no comportamento global do modelo.

#### 4.4 A escolha do modelo a ser utilizado

A escolha do tipo de modelo ou da malha depende da pericia do modelista. Depende do conhecimento do funcionamento da estrutura e de uma definição clara do problema a ser estudado, depende portanto, da experiência acumulada na área de modelagem.

Para estudar um pneu inflado basta utilizar um modelo axissimétrico. Para estudar a pressão de contato do pneu amassado contra o solo estaticamente, utiliza-se a modelagem tridimensional de meio pneu, com condições de contorno específicas para este caso de simetria. Se forem incluídas forças laterais ou torque, deve-se modelar o pneu inteiro.

Há vinte anos atrás, os primeiros modelos eram no máximo bidimensionais ou axissimétricos, limitando-se a simular condições estáticas bastante particulares [34]. Desprezavam-se efeitos importantes, como as tensões de cisalhamento fora do plano do modelo. O contato com o solo, e o atrito, só viriam a ser considerados nos anos 80 [37]. Passou-se então a estudar a forma da área de contato com o solo, “footprint” no inglês, ou “impronta”, no italiano. Iniciou-se uma série de tentativas de verificar sua possível correlação com o desgaste irregular.

Nos primeiros modelos tridimensionais desprezava-se o efeito do desenho da banda de rodagem, que foi pela primeira vez apresentado com detalhes no trabalho de R. Gall [29], no início dos anos 90. Eram simulações ainda caras, isto é, necessitavam de um supercomputador trabalhando por quatro meses. As simulações dinâmicas são mais recentes, dos últimos cinco anos, e são um passo a mais para a definitiva integração do pneu ao conjunto da suspensão [42 e 43].

O programa ABAQUS, utilizado neste trabalho, é um programa de Elementos Finitos de caráter genérico, isto é, ele pode ser utilizado para o cálculo de qualquer estrutura, tais como, edifícios, carros, etc. O programa foi desenvolvido especialmente para cálculos

não-lineares e permite a utilização de materiais hiperelásticos, que é o caso da borracha. Possibilita ainda o tratamento de problemas de contato com relativa facilidade.

Nos modelos de pneus com o programa ABAQUS, para simular os reforços dos fios, carcaça e cinturas, podemos utilizar elementos tipo membrana ou os "REBARs", uma particularidade deste programa, bastante útil no estudo de compostos [35].

Os REBARs são reforços que podem ser inseridos no elemento matriz de borracha para representar os fios. Sua vantagem é a facilidade de uso e a modelagem robusta adotada no programa. Os seus ângulos são isoparamétricos, isto é, são relativos a um lado de referência do elemento, de modo que, quando o elemento se deforma, o REBAR se movimentará junto, atualizando-se automaticamente as propriedades do composto para a nova configuração de geometria. Esta característica é muito importante na modelagem dos pneus, os quais, sofrem grandes deflexões e deformações na área de contato.

O programa ABAQUS nos permite simular de modo relativamente simples o problema de contato, com a possibilidade de escolha para algumas modelagens de atrito, ou de uma forma mais aberta, permitindo que se defina o modelo de atrito por programação através de uma subrotina em FORTRAN [36].

Os projetistas procuram otimizar as estruturas do pneu executando modificações na especificação do produto visando minimizar o estado de sollicitação cíclica à fadiga. Analisam e minimizam as tensões de contato entre pneu e solo, deixando-as o mais uniforme possível, visando um consumo homogêneo da banda de rodagem, e um maior rendimento quilométrico.

#### 4.5 A geração da malha a Elementos Finitos

De um desenho no computador, nos programas conhecidos como CAD ("Computer Aided Design"), consegue-se definir a geometria e gerar a malha de elementos finitos.

Na figura 4.5 apresenta-se uma seção do pneu de transporte estudado neste trabalho, exemplificando a discretização utilizada para representar os diversos componentes, onde cada cor representa um composto de borracha diferente. Os fios de reforço, cinturas e carga, são inseridos na matriz de borracha com os espaçamentos e ângulos adequados.

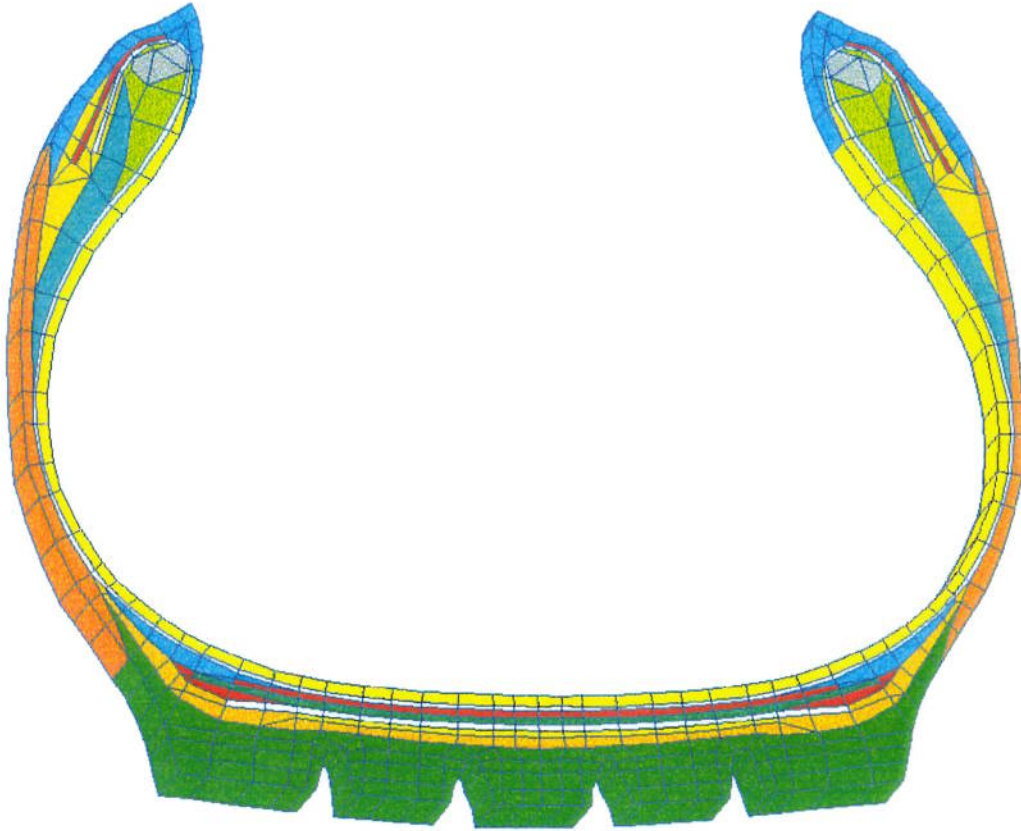


Figura 4.5: Folia de malha de elementos finitos 3D de um pneu de transporte, medida 295/80, adaptada para este estudo. Cada cor representa um composto de borracha diferente.

#### 4.6 Simulação do contato do pneu com o solo

Até o final da década de 80 não era possível obter-se via modelos FEA as pressões de contato do pneu com o solo e os respectivos escoamentos. Recentemente, com o avanço dos computadores, permitiu-se criar programas mais sofisticados e fáceis de utilizar, possibilitando-se a sua aplicação no desenvolvimento de produtos de borracha. Nesta área ressaltam-se os seguintes programas comerciais: ABAQUS®, ADINA® e MARC®.

Uma das primeiras simulações por elementos finitos de um modelo de pneumático tridimensional, com o desenho da banda de rodagem, considerando-se o atrito variável em função da pressão de contato <sup>[29,37]</sup>, demorou 4 meses para ser executado em um computador CONVEX C-240. Um tempo demasiadamente longo para uma ferramenta de projeto. Neste trabalho, verificou-se o comportamento singular nas extremidades dos blocos de borracha, na banda de rodagem, onde observam-se uma pressões elevadas, constatadas experimentalmente.

Atualmente pode-se, com relativa facilidade, obter as pressões de contato com o solo, porém, esta informação, sabe-se agora, não é suficiente para entender o desgaste e o consumo irregular dos pneumáticos. Para tanto, desenvolveu-se uma subrotina FORTRAN que permite calcular o trabalho de abração em cada ponto do contato do pneu com o solo <sup>[36]</sup> levando-se em conta um coeficiente de atrito variável segundo a pressão de contato. O princípio desta subrotina será discutida no capítulo 5.

O trabalho de atrito é um avanço no entendimento do desgaste irregular dos pneus, porém, ainda é um modelo simplista, pois não leva em conta os efeito dinâmicos e a suas consequências: a velocidade de escorregamento, a temperatura e o envelhecimento do material. Serve para comparações em condições específicas, pois, o coeficiente de atrito e abração são incógnitas que dependem do ambiente, da lubrificação, e do tipo de estrada, como explicado anteriormente no capítulo 3.

## 5 Simulação e análise dos resultados

### 5.1 O modelo matemático adotado para o cálculo do desgaste

Como foi visto no capítulo 4, procura-se discretizar melhor, com mais elementos, as regiões aonde ocorrem os gradientes de tensões, isto é, nas extremidades das cinturas e carga e na região de contato com o solo (figura 5.1).

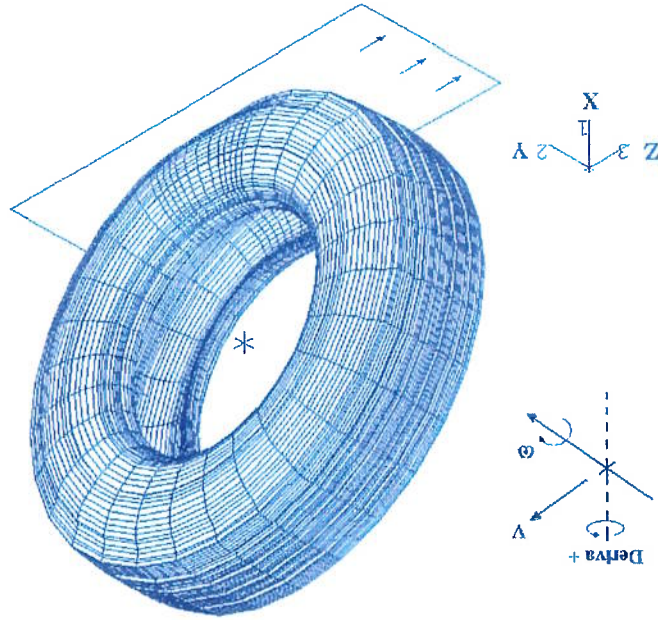


Figura 5.1: Modelo à Elementos Finitos 3D (SST) do pneu de transporte medido 295/80 R22.5". Este modelo possui aproximadamente 50.000 nós, 24.000 elementos e 100.000 graus de liberdade.

O modelo adotado neste estudo considera efeitos dinâmicos em regime constante de velocidade, o camber e as forças laterais atuantes. É tridimensional e não-linear. No cálculo foi utilizado a recente metodologia chamada de "Steady State Transport - SST"<sup>[35]</sup>, cuja explicação será sintetizada a seguir.

Simular o contato de um pneu rodando, utilizando-se a formulação Lagrangeana tradicional, é muito custoso a nível de cálculo, uma vez que, o sistema de referência

para os quais os movimentos são descritos, estão vinculados ao material. O sistema de referência, portanto, roda junto com o corpo. Um observador no sistema Lagrangeano de referência vê o pneu rodando em velocidade constante como um processo dependente do tempo. Cada ponto sofre uma sequência de deformações cíclicas, repetitiva no tempo. Este tipo de análise é computacionalmente cara, pois, deve-se executar uma análise transitente, com uma malha refinada ao longo de toda a circunferencial do pneu que vai entrar em contato com o solo.

O recurso de análise "Steady-State Transport" (SST), no ABAQUS, utiliza um sistema de referência que está vinculado ao eixo de rotação do pneu, mas não roda junto com ele. O pneu roda através deste sistema de referência. Um observador neste sistema vê os pontos da estrutura deformada "fixos" com relação a ele, com o material passando através destes pontos. A malha de elementos finitos que descreve o pneu no sistema SST de referência permanece estacionária. Resulta que não é necessário refinar a malha do pneu ao longo de toda a direção circunferencial, mas somente em uma região que estará em contato com o solo.

Esta descrição pode ser vista como um misto entre os métodos Lagrangeano e Euleriano. A rotação de corpo rígido é descrita no espaço no modo Euleriano, e a deformação, medida em relação ao corpo rígido em rotação, é descrita no modo Lagrangeano. Esta descrição cinemática converte o contato de um corpo em rotação, em uma simulação puramente dependente da localização no espaço.

O recurso SST no programa ABAQUS permite a inclusão do atrito e dos efeitos de inércia. Possui como limitação o fato que a estrutura deformável tem de ser um sólido de revolução. Não é possível o contato entre dois sólidos deformáveis, e só é permitido um corpo girando por análise.



## 5.2 O trabalho de abrasão na estimativa de desgaste

O parâmetro adotado para a estimação do desgaste neste estudo, proveniente da análise por elementos finitos, será o trabalho de abrasão, algumas vezes chamado de trabalho de atrito.

As simulações das pressões de contato e do trabalho de abrasão entre o pneu e o solo, nos fornecem fortes indicadores de como se dará o consumo da banda de rodagem. A figura 5.2, mostra o princípio utilizado para o cálculo do trabalho de abrasão,  $T_A$ , realizado através de uma subrotina em linguagem FORTRAN, acoplada ao programa ABAQUS<sup>[36]</sup>.

Para ilustrar o conceito de trabalho de abrasão faremos uso da figura 5.2<sup>[14]</sup>, que representa o movimento de um elemento de banda de rodagem do pneu entrando em contato com o solo, nas diferentes etapas de contato de 1 a 4.

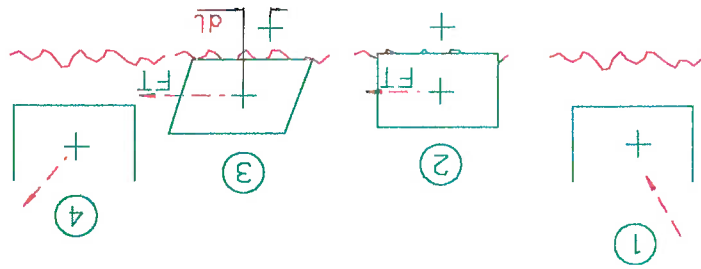


Figura 5.2 : Ilustração do princípio do trabalho de abrasão ( $T_A$ ).

$$T_A = \int F_T * dl \quad (5.1)$$

Onde :

$T_A$  = Trabalho de abrasão

$F_T$  = Força tangencial

$dl$  = deslocamento

Os fabricantes de pneumáticos atuam no projeto no sentido de otimizar o rendimento quilométrico de seus produtos, variando a geometria, a estrutura e os materiais, variáveis estas, que podem ser levadas em conta em um estudo por elementos finitos.

O trabalho de abrasão  $T_A$  depende de fatores construtivos e operacionais do pneumático que vão influir diretamente nas forças de contato, por exemplo: estrutura dos compostos, ângulos das cinturas, geometria, raios de curvatura, relação cheio/vazio do desenho da banda de rodagem, relação altura/largura da seção do pneumático, carga aplicada e pressão interna [14].

Nos capítulos 2 e 3 verificou-se que a resistência a abrasão dos compostos de borracha, ou abrasividade  $A_b$ , depende de características particulares de cada formulação, tais como: dureza, alongamento a ruptura, estrutura molecular, resistência a degradação, quantidade de negro de fumo, grau de vulcanização. Depende também de fatores externos, tais como: tipo e qualidade do pavimento, temperatura na interface entre pneu e solo e de contaminantes como água, resíduos, etc..

$$R_w = \text{Taxa de desgaste}$$

$$A_b = \text{Abrasividade}$$

Onde :

$$R_w = A_b * T_A \quad (5.3)$$

A equação que pretende ligar o desgaste do pneumático com o trabalho de abrasão é:

Na prática, como valor médio de coeficiente de atrito para um veículo em movimento se utiliza 0,8 [2] e para pneus de transporte com carga elevada o coeficiente cai para 0,6.

$$F_T = \mu * F_N$$

$$F_N = \text{Força normal}$$

$$\mu = \text{Coeficiente de atrito}$$

(5.2)

A força tangencial é traduzida como sendo:

Nos estudos por elementos finitos despreza-se a taxa de abração, concentrando-se no trabalho de abração que será o item de comparação dos modelos, indicando onde ocorrerá o desgaste irregular.

No trabalho de Olivier Le Maître et al <sup>[39]</sup>, mostra-se a influência do ambiente e do motorista na taxa de desgaste, entre outras. Estas influências, na maioria das vezes, tem um peso no desgaste muito maior que qualquer modificação na especificação do produto, e podem levar a confusão nas comparações experimentais. Requer-se, portanto, um cuidado estatístico muito grande na comparação dos resultados experimentais.

### 5.3 Limitações do modelo adotado

No modelo adotado não é levado em consideração o desenho da banda de rodagem, nem a variação das propriedades dos materiais com o tempo, isto é o envelhecimento do material.

No cálculo do desgaste não é levado é considerado a influência da rugosidade da estrada, do meio ambiente, nem as condições operacionais do veículo. Adota-se um coeficiente de atrito constante que admite-se seja representativo das variações à que o pneu é submetido.

A curvatura da estrada não está representada no modelo, bem como, as solicitações induzidas no pneu trabalhando dinamicamente com o sistema de suspensão <sup>[10, 11 e 12]</sup>.

## 6 Comparação da análise FEA com os resultados experimentais

Antes de partir-se para o cálculo do trabalho de abrasão, descrito anteriormente, é necessário verificar a validade do modelo a elementos finitos, para saber se ele está representando bem o pneu que se pretende simular.

Como metodologia de modelagem neste estudo, procurará-se inicialmente verificar o comportamento global do pneu comparando-se a rigidez radial do pneu, que é obtida através do diagrama carga-deformação.

Numa segunda etapa, é comparada a forma da área de contato, a área de impronta, a qual nos dá uma boa ideia da qualidade do modelo, diante da sua complexidade, como descrito anteriormente. O formato da impronta, como visto no item 3.2, fornece ainda indicações sobre a tipologia do desgaste.

Tabela III – dados do diagrama carga-deformação		Carga [N]						
Deformação (mm)	1000	2000	5000	12000	23000	33500	44000	
	4	6	11	20	32	43	54	
Experimental - 0.7 MPa	2.8	4.5	9.2	18	29.8	40.2	50.3	
ABAQUS - 0.7 MPa	4	6	11	20	32	43	54	
Experimental - 0.86 MPa	4	5	9	17	27	37	46	
ABAQUS - 0.86 MPa	2.5	4.1	8.1	15.7	25.9	34.9	43.4	

Os dados do diagrama carga-deformação na figura 6.1, gerado com os dados da Tabela III, são interessantes para observar o comportamento não-linear do pneu sob diversas cargas, de 1000 a 44000N, em duas pressões diferentes 0,7 e 0,86 MPa. Consta-se que existe uma variação na rigidez radial em função da pressão e da carga (Tabela IV), que é a tangente da curva da figura 6.1. Para as cargas maiores o gráfico é praticamente linear.

A rigidez radial do pneu é muito importante para o estudo do comportamento do conjunto pneu-suspensão no que diz respeito à dirigibilidade do veículo e conforto.

Tabela IV – Cálculo da rigidez radial

$$\text{Rigidez} = K_r \quad (\text{Variação de Carga}) / (\text{Variação de deformação}) \quad [\text{N/mm}]$$

	Rigidez = $K_r$ (Variação de Carga) / (Variação de deformação) [N/mm]					
Experimental - 0.7 MPa	250	500	600	778	917	955
ABAQUS - 0.7 MPa	357	588	638	795	932	1040
Experimental - 0.86 MPa	250	600	750	875	1100	1167
ABAQUS - 0.86 MPa	400	625	750	921	1078	1235

O modelo a elementos finitos é mais rígido que o pneu real, como esperado da teoria dos elementos finitos. Esta diferença diminui com o aumento do número de elementos utilizados no modelo [33 e 37].

### Diagrama carga-deformação

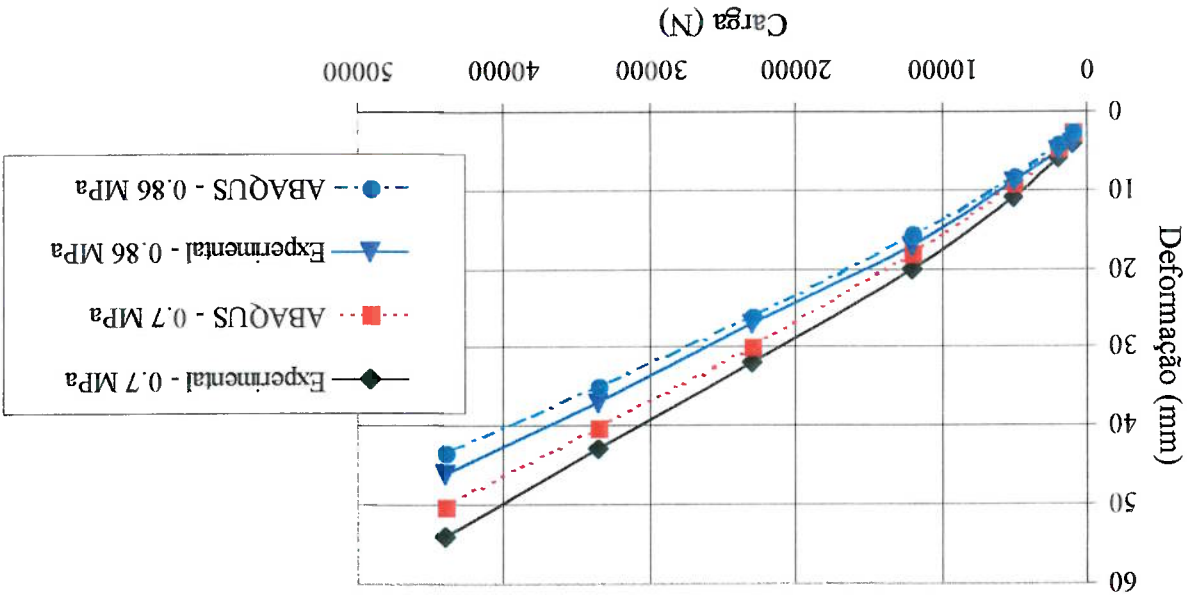


Figura 6.1: Comparação dos dados calculados e simulados do diagrama carga-deformação para duas pressões diferentes (0.7 e 0.86 MPa).

No decorrer do cálculo por elementos finitos, é possível obter-se as frequências naturais do pneu através de uma extração modal. As frequências naturais e os modos de vibrar dos pneus também influem no conforto e no desgaste [12]. Um aumento de pressão do ar interno, como verificado na figura 6.2, resulta em um aumento das frequências naturais.

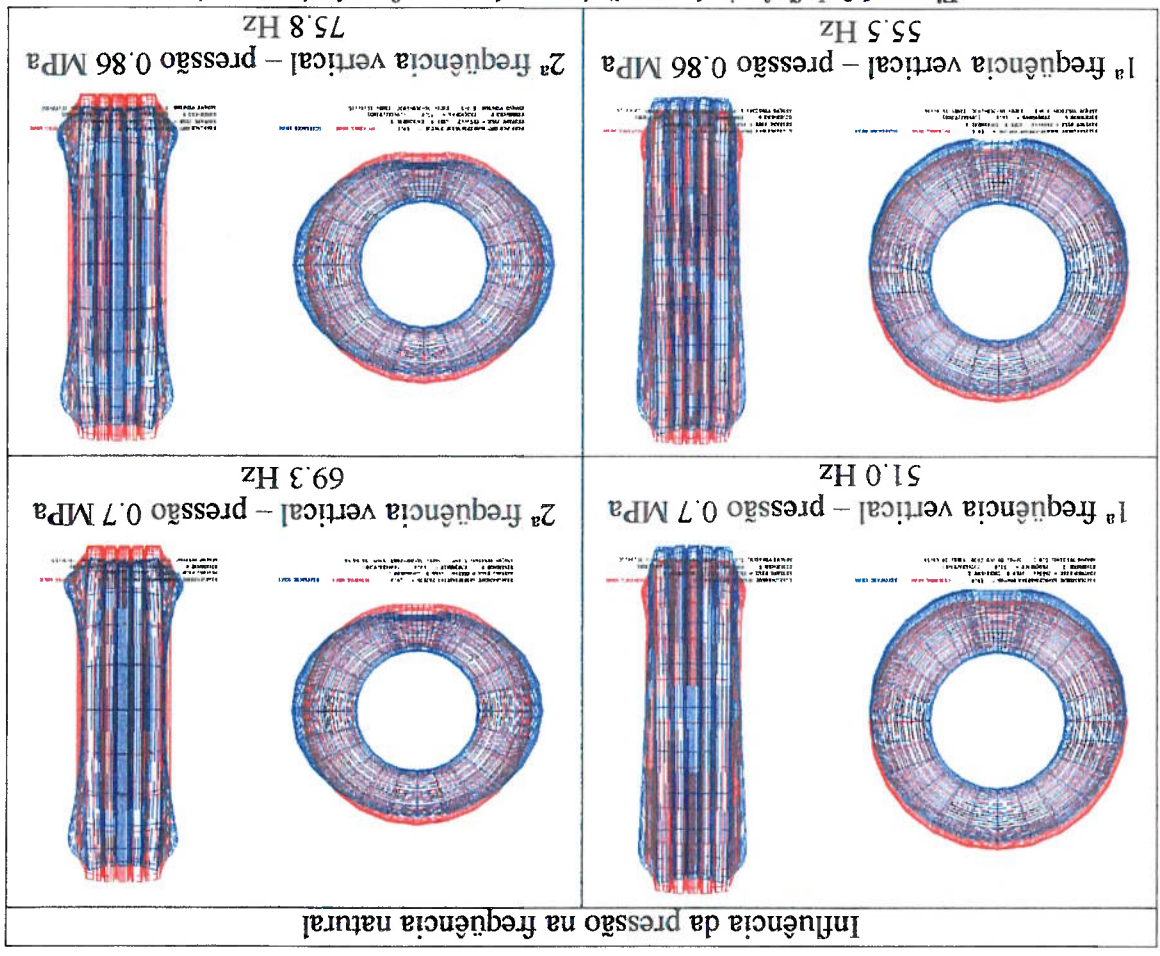


Figura 6.2: Influência da pressão interna do ar nas frequências naturais.

Nas figuras 6.3 e 6.4, que seguem, pode-se verificar a variação da forma da área de

contato.

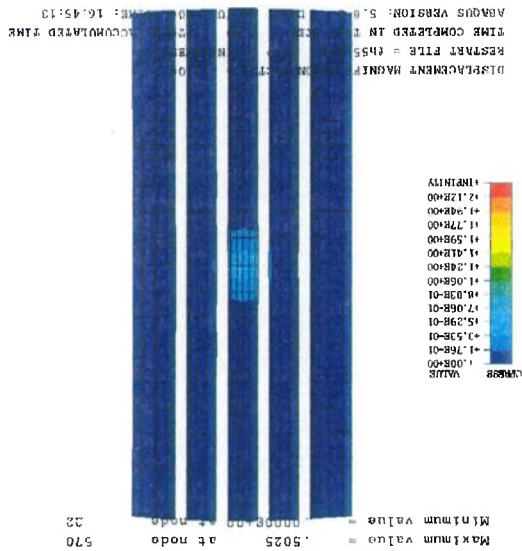
Neste trabalho, adotou-se como procedimento para estimativa da tipologia do desgaste o trabalho de abrasão, que será calculado na condição de carga máxima, na sua respectiva pressão de norma, para a qual o pneumático é otimizado, a saber: 34814N (3550Kgf) e 0.86MPa (125psi). Esta é uma condição ideal de projeto, vinculada às normas vigentes.

Os dados experimentais que seguem foram obtidos para uma mesma posição do pneu à diversas cargas, e em duas pressões: 0.7 MPa (figura 6.3) e 0.86 MPa (figura 6.4). Não foi feita uma análise de variabilidade estatística dos dados experimentais. Pode-se observar, no entanto, que os resultados calculados com o método dos elementos finitos estão bastante próximos dos resultados experimentais.

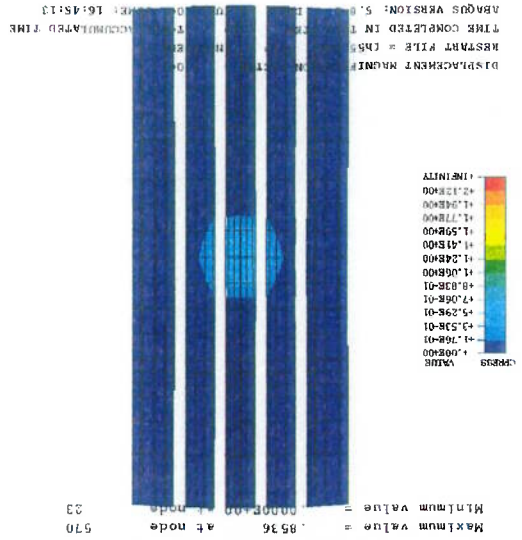
**Figura 6.3: Modelo ABAQUS e improntas à várias cargas – pressão 0.7 MPa (102psi)**



**Figura 6.3-A**



**Figura 6.3-A**  
1000 N (102 kgf)



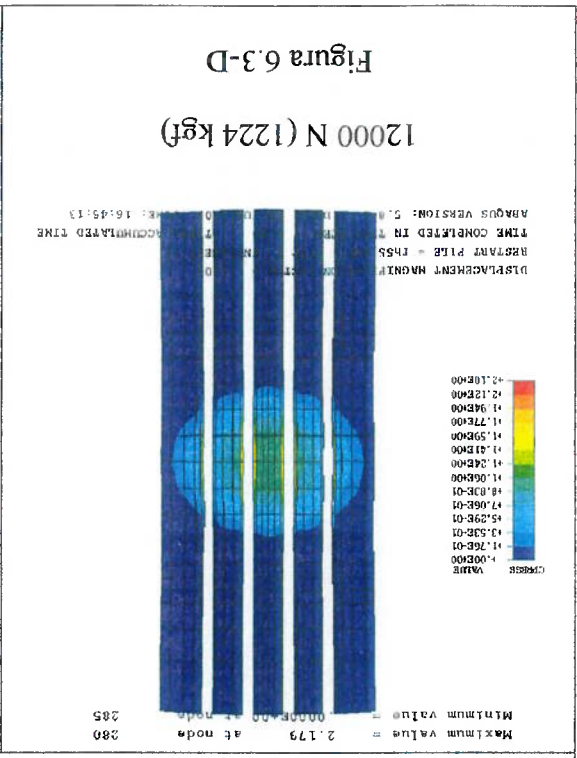
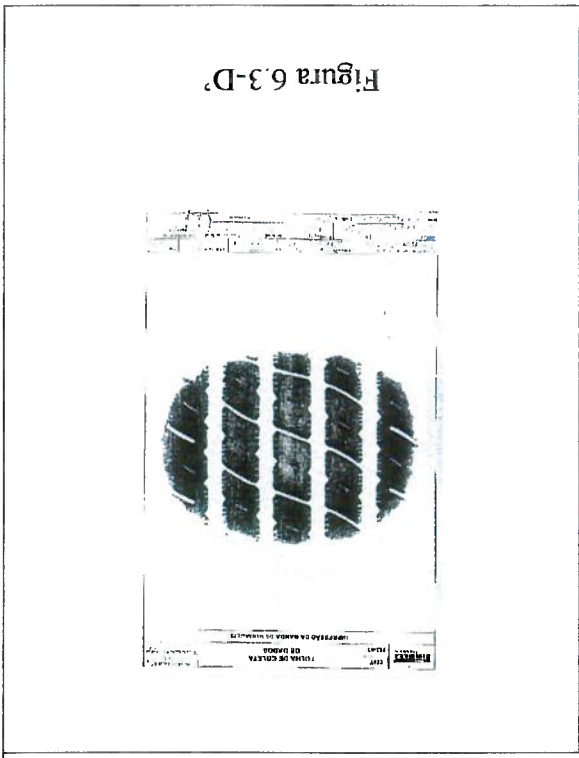
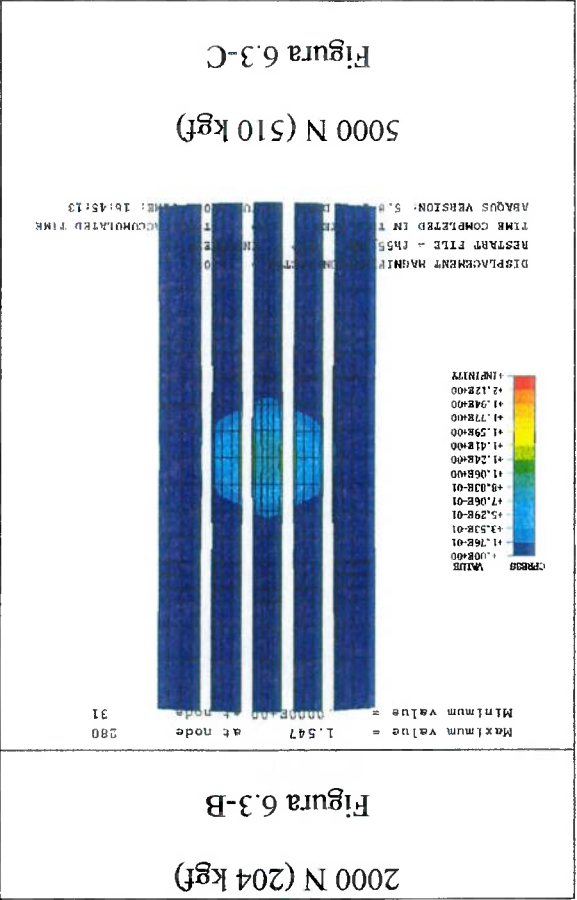
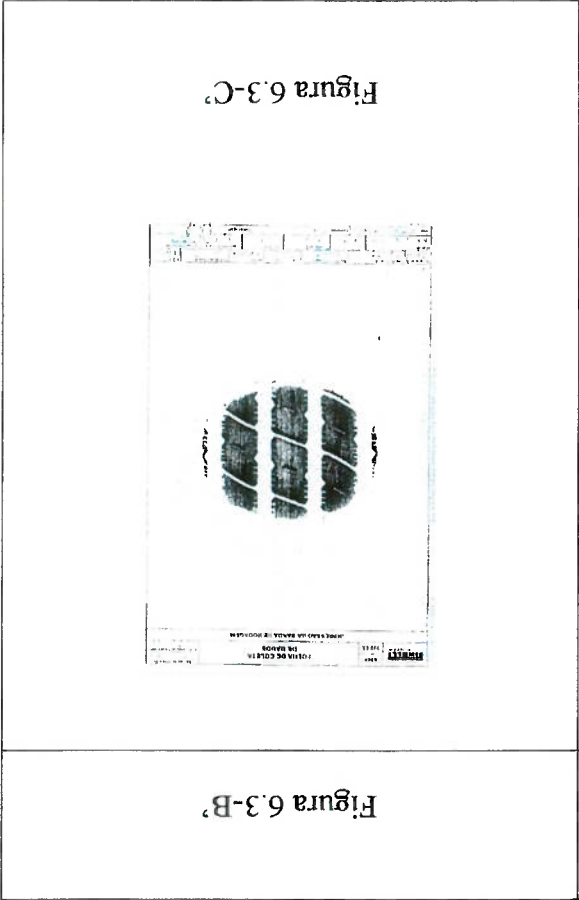
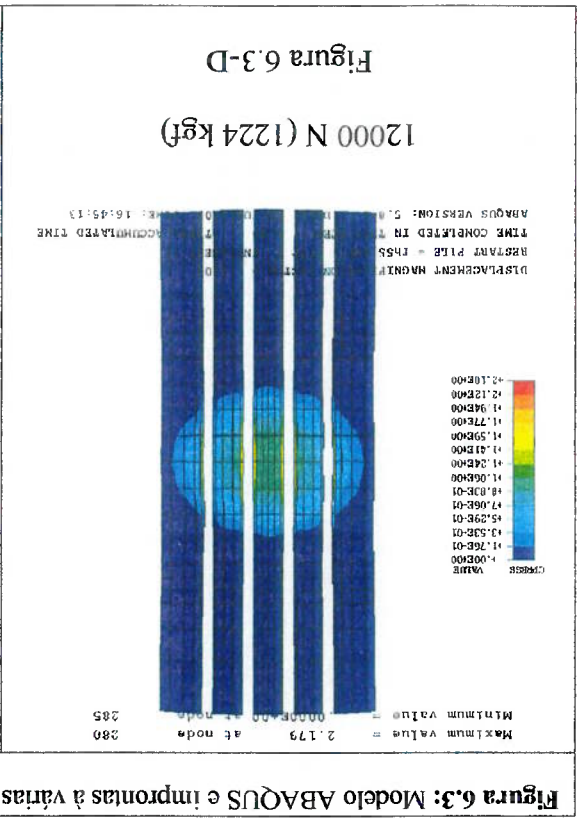
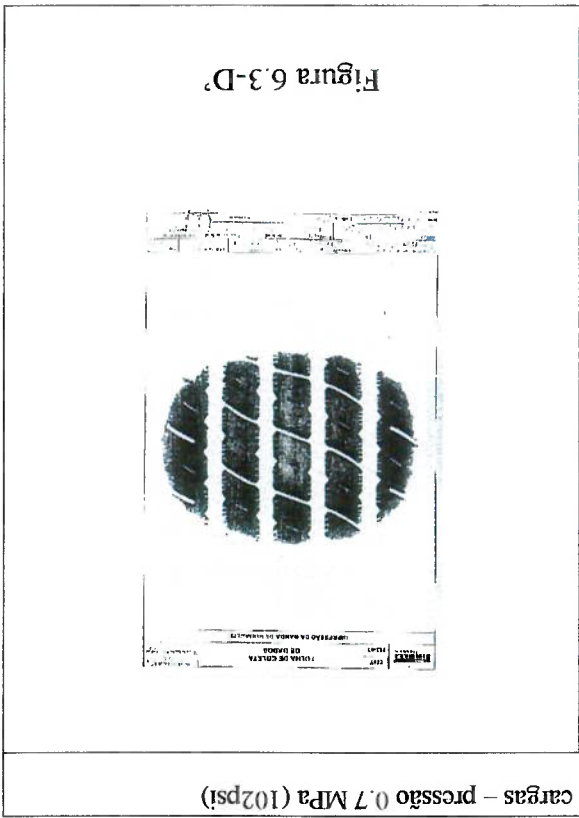


Figura 6.3: Modelo ABAQUS e improntas à várias cargas – pressão 0,7 MPa (102psi)



Figura 6.3-F  
33500 N (3416 kgf)

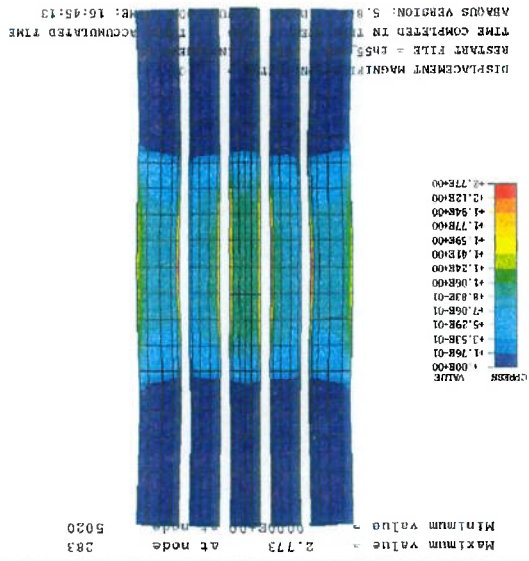


Figura 6.3-F

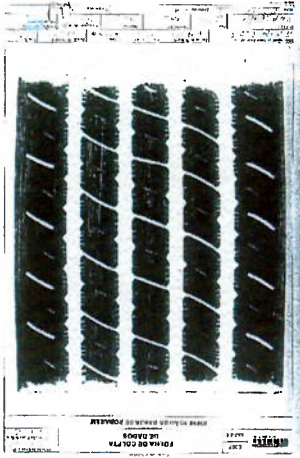


Figura 6.3-E  
23000 N (2345 kgf)

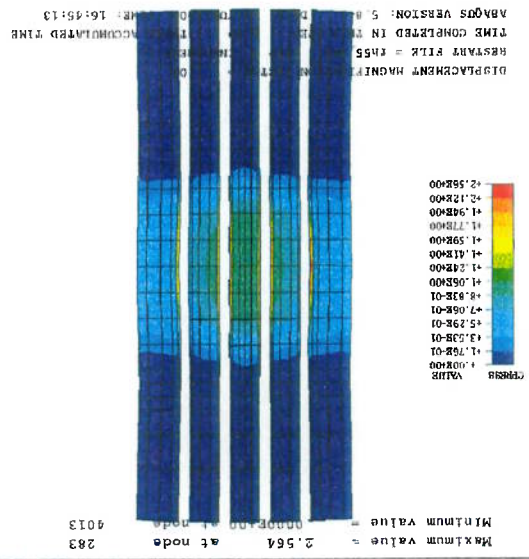


Figura 6.3-E

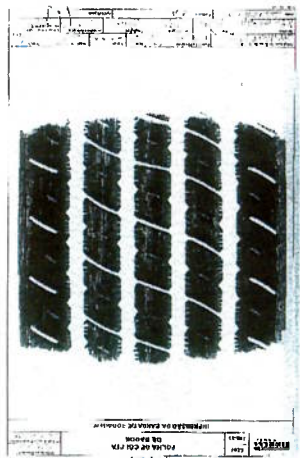


Figura 6.3: Modelo ABAQUS e improntas à várias cargas – pressão 0,7 MPa (102psi)

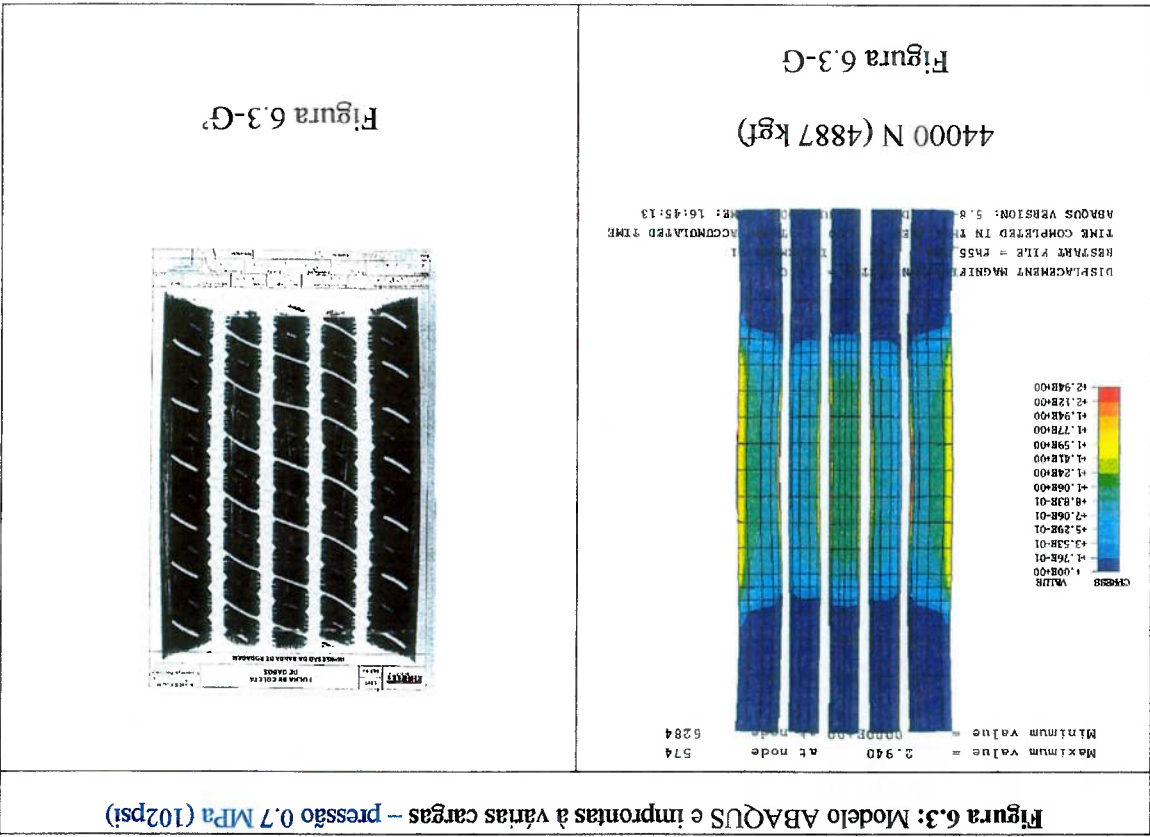


Figura 6.4: Modelo ABAQUS e impressões de resultados para várias cargas – pressão 0.86 MPa (125psi)

Figura 6.4-A  
1000 N (102 kgf)

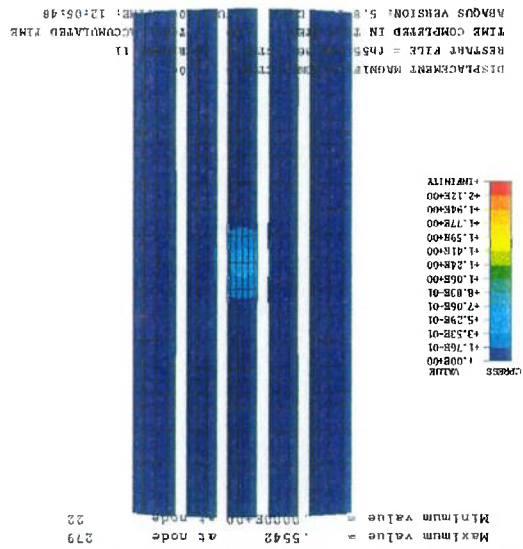


Figura 6.4-A'



Figura 6.4-B  
2000 N (204 kgf)

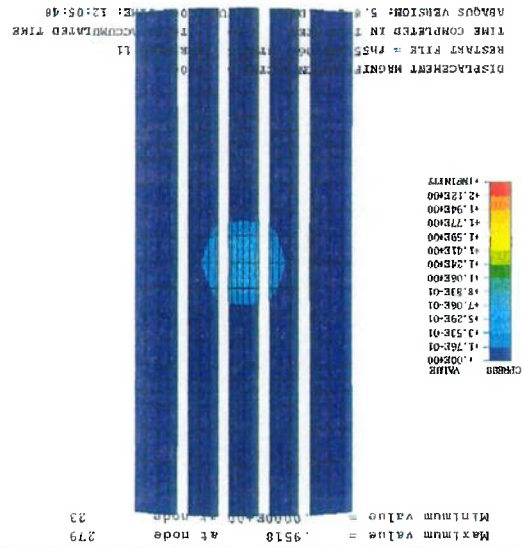


Figura 6.4-B'

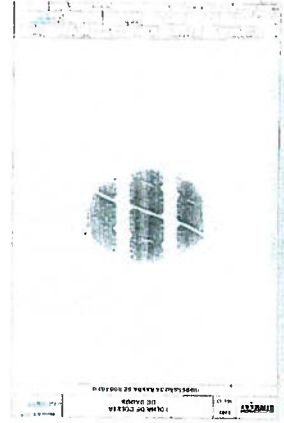




Figura 6.4-D

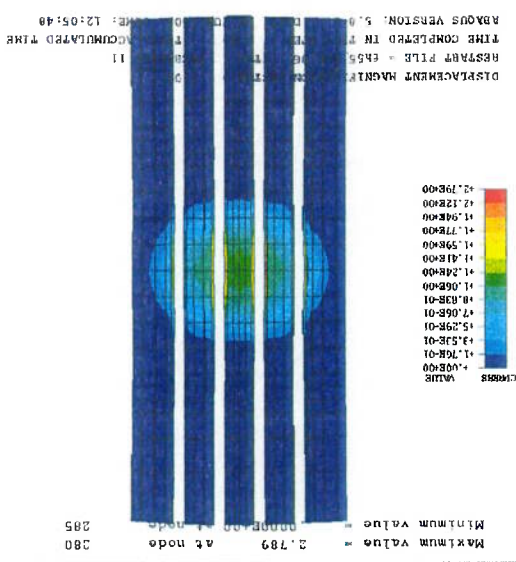


Figura 6.4-D  
12000 N (1224 kgf)

Figura 6.4: Modelo ABAQUS e impressões à várias cargas – pressão 0,86 MPa (125psi)

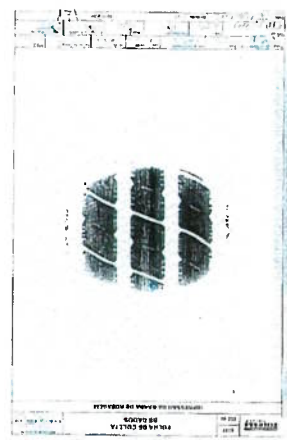


Figura 6.4-C

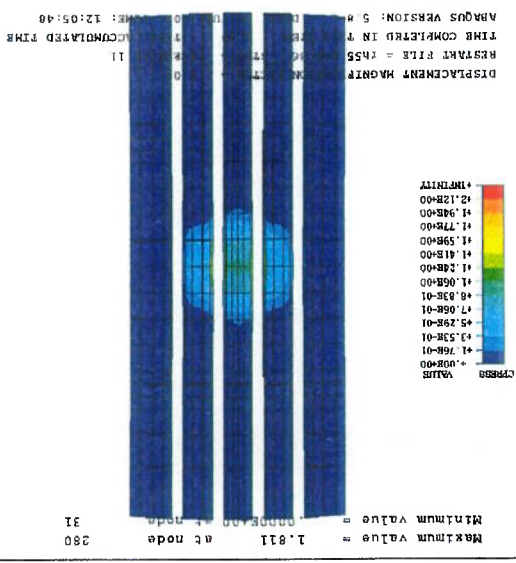


Figura 6.4-C  
5000 N (510 kgf)

Figura 6.4-F  
33500 N (3416 kgf)

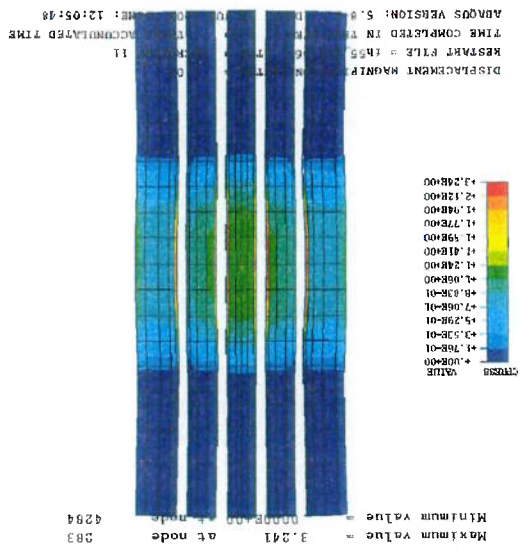


Figura 6.4-F

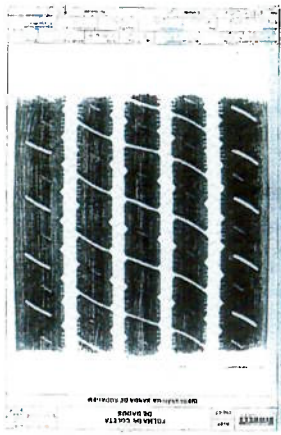


Figura 6.4-E  
23000 N (2345 kgf)

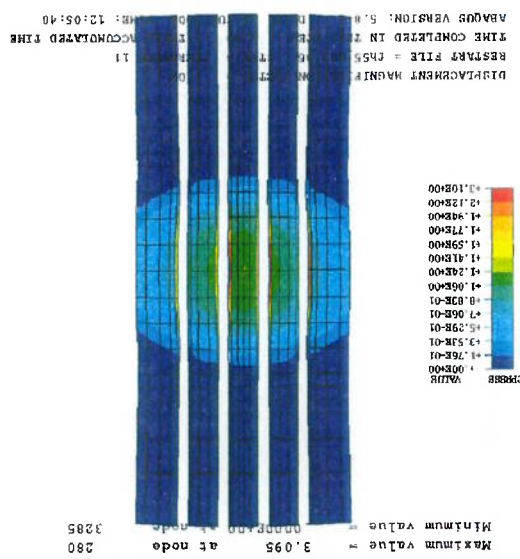


Figura 6.4-E





coincidentes. Mais uma vez ressaltar-se que não há intenção de comparar-se os valores numéricos absolutos, mais sim a resposta qualitativa.

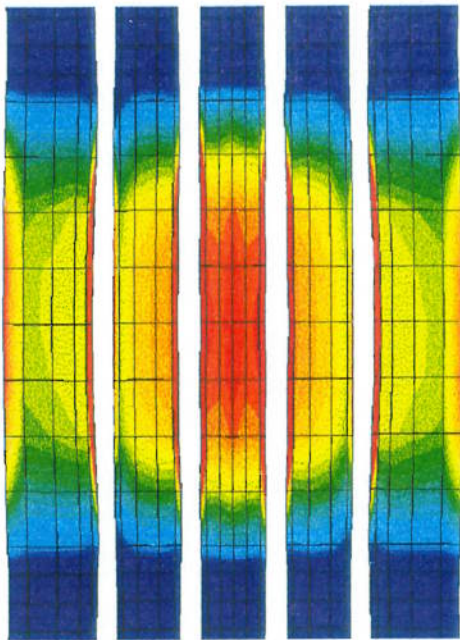


Figura 6.5: Pressão de contato simulada para o pneu transporte em estudo com o programa ABAQUS nas condições nominais de carga e pressão, 34814N (3550Kgf), e 0,86MPa (125psi).

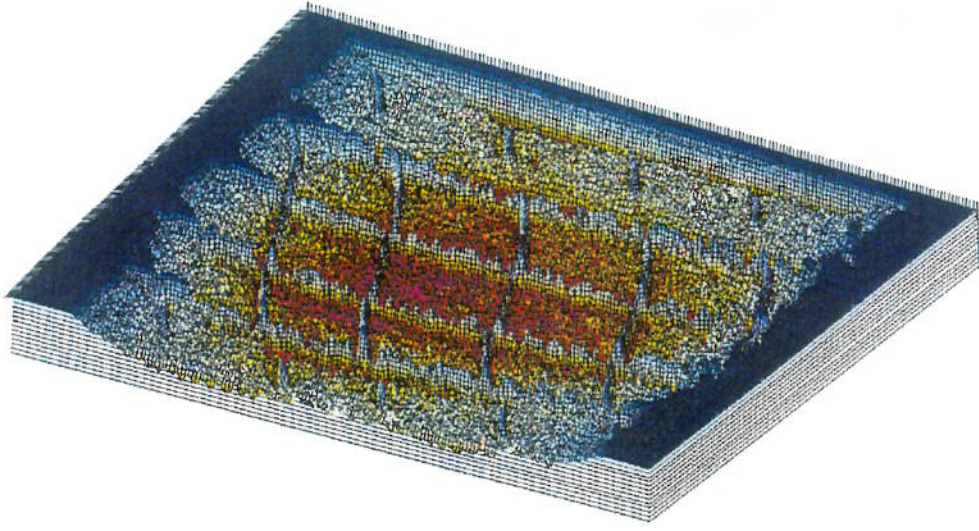


Figura 6.6: Pressão de contato medida para o pneu transporte em estudo com uma metodologia interna Pirelli nas condições nominais de carga e pressão, 34814N (3550Kgf), e 0,86MPa (125psi).

Na figura 6.7, mostra-se uma outra metodologia disponível para medir a pressão de contato, disponível no mercado baseada no “filme Fuji”<sup>®</sup>, que é um filme sensível à pressão de contato. Nota-se uma boa semelhança entre os valores simulados e os obtidos experimentalmente. Neste segundo caso apresenta-se o pneumático submetido a uma outra carga, de 23540N (2400Kgf) e a pressão de 0.7MPa (102psi). Esta carga está mais próxima do carregamento encontrado em pneus dianteiros de veículos de transporte.

As regiões em branco no filme Fuji indicam que a pressão mínima para sensibilizar o filme não foi atingida. O filme Fuji apresenta uma boa resolução, porém, possui limitações de faixa de pressão utilizável, que nem sempre são as mais adequadas, ficando-se restrito aos filmes disponíveis no mercado.

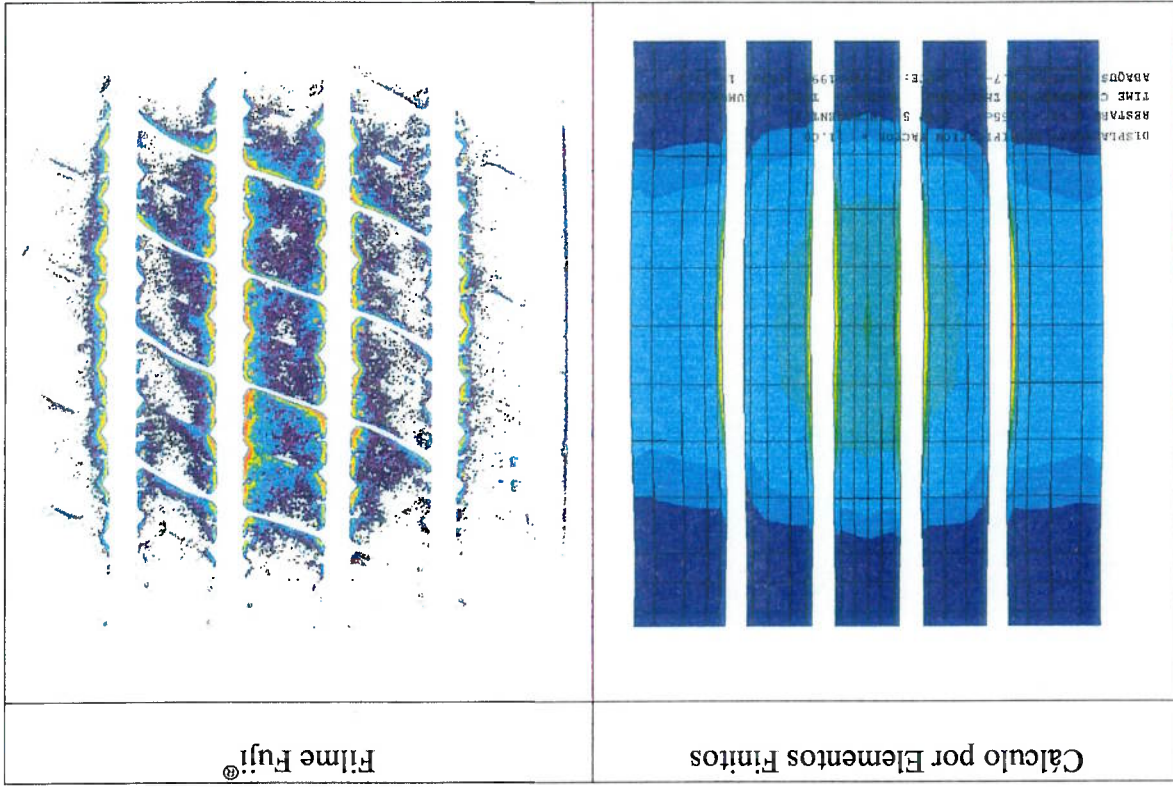


Figura 6.7: Comparação da pressão de contato calculada com o ABAQUS e a medida com o Filme FUJI para a carga e pressão mais próximas das encontradas em eixos dianteiros de veículos de transporte, 23540N (2400Kgf) e pressão de 0.7MPa (102psi).



Uma vez que verificou-se que o modelo representa razoavelmente bem a distribuição de pressão de contato com o solo, pode-se passar para a etapa final, calcular o trabalho de abrasão, como mencionado anteriormente, que é a grandeza utilizada neste trabalho para se estimar a tipologia de desgaste.

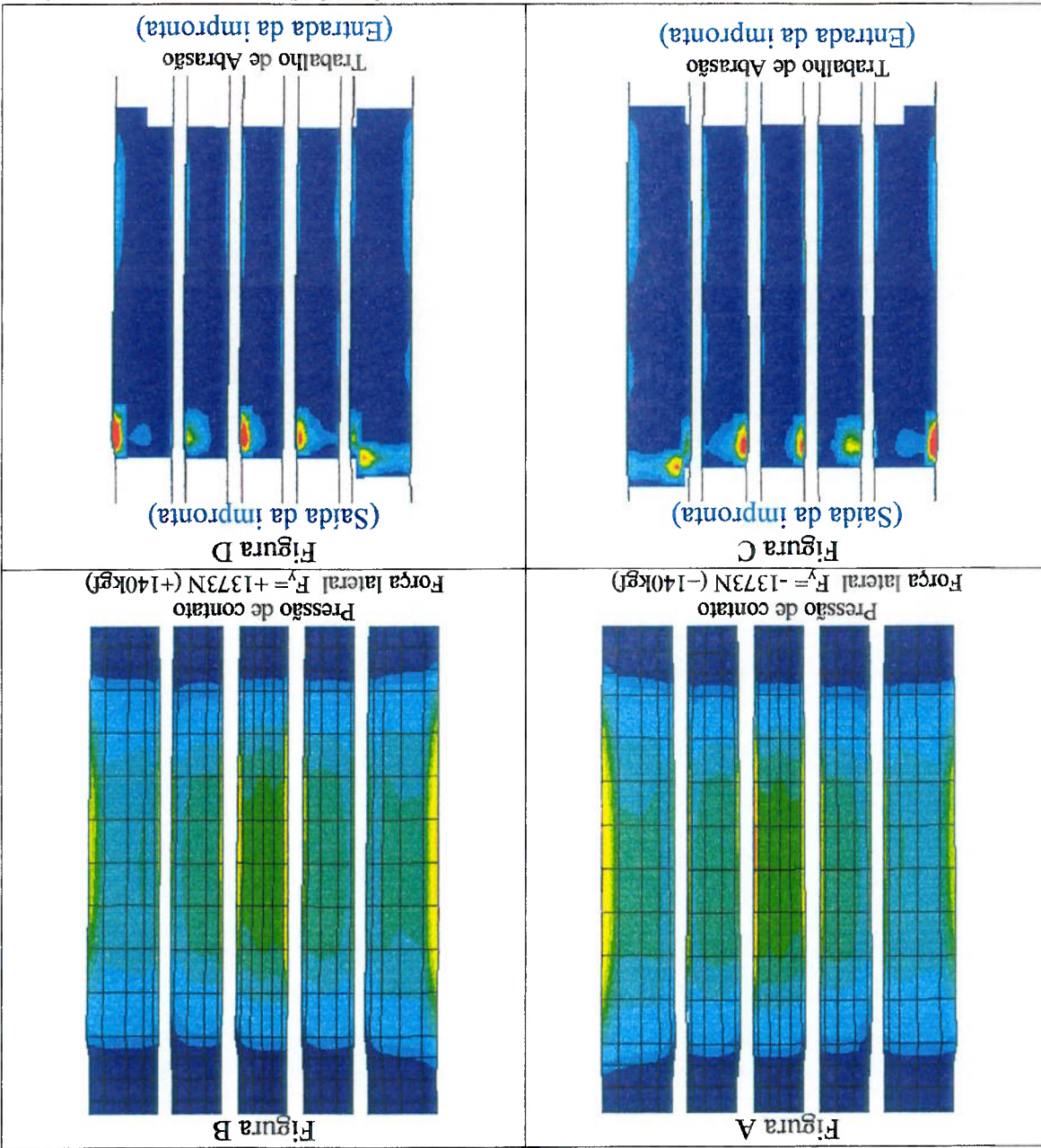


Figura 6.8: Pressão de contato dinâmica, a 100 km/h, com força lateral (figuras A e B) e respectivos cálculos do trabalho de abrasão para estimativa do desgaste. Na figuras C e D, nota-se um trabalho de abrasão maior nas laterais do pneu, nos ombros, juntamente onde ocorre um desgaste acentuado no mercado.

A figuras 6.8 mostra que a força lateral induz a um trabalho de abrasão assimétrico e consequentemente a um desgaste assimétrico, concentrado nas laterais do pneu, nos ombros, como muitas vezes é observado na prática. A força lateral pode advir da força centrífuga em curvas, de regulagens da suspensão ou da própria estrutura do pneumático que quando carregado necessita de um ângulo de deriva para manter a trajetória retilínea. Este comportamento é conhecido em inglês como "ply-steer", por resultar da assimetria dos ângulos das cinturas no pneu.

Na Figura 6.8, nota-se ainda que o trabalho de abrasão é maior na saída da área de contato (impronta), onde os escorregamentos são maiores, como indicado na literatura [2, 42 e 43], e explicado a seguir na figura 6.9.

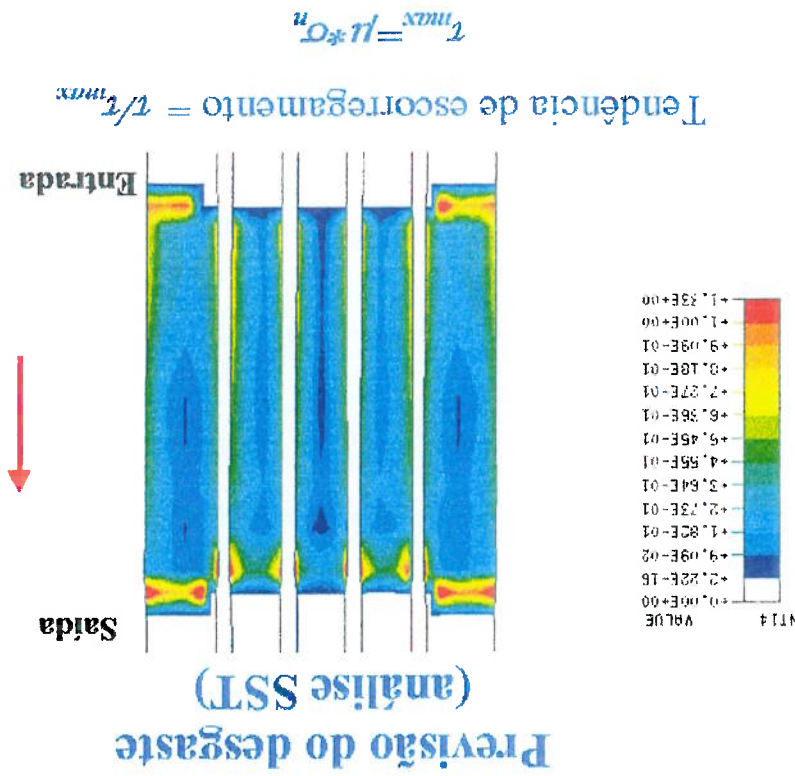


Figura 6.9: Cálculo da "tendência de escorregamento", isto é, a relação entre a tensão de cisalhamento atuante, calculada com o programa a elementos finitos  $\tau$ , com o produto do coeficiente de atrito pela

Para entender a tipologia de desgaste gerou-se a figura 6.9, chamada neste trabalho de “tendência de escorregamento”, isto é, a relação entre a tensão de cisalhamento calculada “ $\tau$ ”, atuante na área de contato, com o produto do coeficiente de atrito pela tensão normal calculada “ $\mu \cdot \sigma_n$ ”. Quanto mais o valor da relação se aproximar do valor unitário, mais próxima a região vai estar da eminência de escorregamento.

A figura 6.9 é muito útil para se compreender a tipologia do desgaste irregular. Pode-se observar nesta figura a tendência maior de escorregamento nas regiões laterais e nas bordas dos sulcos circumferenciais do pneu simulado. Estas regiões são críticas para o desgaste irregular geralmente observado nos mercados de baixa severidade. A tendência de escorregamento é maior na saída da área de impronta, onde a seta indicada a direção do movimento relativo do pneu com o solo.

## 7 Propostas para trabalhos futuros

### 7.1 A interação do pneu com o veículo

Como sequência deste trabalho, pretende-se no futuro estudar a influência de outras variáveis no desgaste dos pneus, tais como, regulagens da suspensão e desalinhamentos que acontecem no decorrer da vida do veículo.

Com modelos dinâmicos simples, tipo massa, mola e amortecedor, já é possível identificar alguns efeitos dinâmicos interessantes, permitindo-se analisar o pneu trabalhando em conjunto com a suspensão.

No futuro deseja-se utilizar modelos dinâmicos mais sofisticados, com simulações do tipo “multicorpos”, para se entender melhor as forças atuantes nos pneus. Pode-se, por exemplo, estudar o porque do desgaste diferenciado entre pneu dianteiro direito e dianteiro esquerdo.

Na figura 7.1, mostra-se um modelo dinâmico simples de um quarto do veículo, que contém a rigidez e amortecimento da suspensão, do pneu e do contato com a estrada. Este modelo simples é utilizado para estudar o conforto, mas que pode ser útil no estudos dos esforços cíclicos atuantes no pneu<sup>[44]</sup>, que por consequência, vão influir no desgaste.

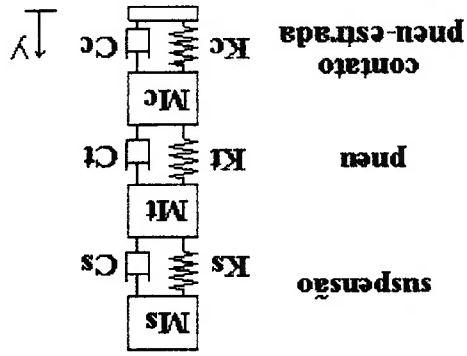


Figura 7.1: Modelo mecânico simplificado para análise do comportamento vertical do pneu<sup>[44]</sup>.

Na figura 7.2, mostra-se o espectro do sinal de aceleração medido no cubo da roda e no chassis de um ônibus rodoviário, em uma aquisição efetuada na Rodovia dos Bandeirantes em São Paulo. Observa-se que próximo das frequências de 10Hz e 55Hz existem picos de amplitude de aceleração no cubo da roda, figura 7.2-A, que variam com a velocidade do veículo. Deve-se notar que as frequências em torno de 10Hz estão associadas às frequências naturais do conjunto pneu-roda-eixo do veículo<sup>[10]</sup>, enquanto que a frequência em torno dos 55Hz, esta próxima da primeira frequência natural vertical do pneu estudado. Estes dados indicam uma possibilidade de interação dinâmica do pneu com a suspensão do veículo.

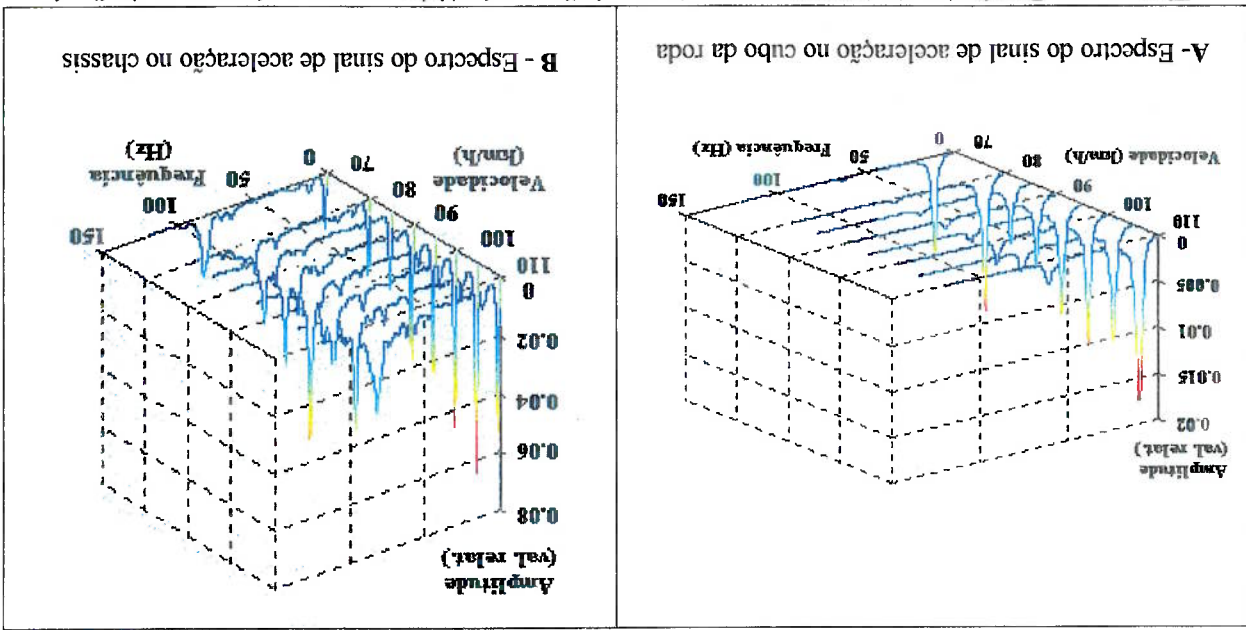


Figura 7.2: Resultados da instrumentação de um ônibus rodoviário, apresentando-se a variação da amplitude dos esforços atuantes na direção vertical do pneu em função da velocidade do veículo.

## 8 Conclusões

- As simulações das pressões de contato e do trabalho de abrasão entre o pneu e o solo, nos fornecem bons indicadores de como se dará o consumo da banda de rodagem. Por exemplo, notou-se um trabalho de abrasão maior nas laterais do pneu, nos ombros, justamente onde ocorre um desgaste acentuado no mercado para o modelo de pneu simulado. Os resultados das simulações por elementos finitos são bastante úteis para comparar duas especificações de produto em iguais condições de uso.
- O trabalho de abrasão é um avanço no entendimento do desgaste irregular dos pneus, porém, é um modelo que pode ser melhorado, pois, não leva em conta os efeitos dinâmicos e a suas consequências. Não considera a velocidade de escorregamento, a temperatura e o envelhecimento do material. Serve para comparações em condições específicas, pois, o coeficiente de atrito e abrasão são incógnitas que dependem do ambiente, da lubrificação, e do tipo de estrada.
- O coeficiente de atrito das borrachas é um campo complexo que carece de uma melhor caracterização matemática. Necessita de uma modelagem que represente a sua dependência da pressão de contato, da temperatura, velocidade, umidade, rugosidade do contracampo, histérese, envelhecimento do material e formulação do composto da banda de rodagem. Todas estas variáveis mencionadas influem no coeficiente de atrito, portanto, influem na condição de escorregamento e consequentemente no trabalho de abrasão e no desgaste.
- Os modelos matemáticos pelo método dos elementos finitos evoluíram muito nos últimos anos e fornecem uma boa ideia da tipologia do desgaste irregular. Já conseguem de maneira relativamente simples representar as condições dinâmicas

carregamento em regime constante de velocidade. Seria interessante de se utilizar em trabalhos futuros modelos acoplados com a suspensão do veículo, com a possibilidade de estudar os escoamentos localizados na região de contato com o solo variando no domínio do tempo.

## 9 Referências bibliográficas

- [1] World Tyre Report – European Rubber Journal, dezembro de 1988
- [2] S. K. Clark, “Mechanics of Pneumatic Tires”, 1982
- [3] R. F. Peterson Jr.; C. F. Eckert; C. I. Carr, “Tread Compound Effects in Tire Traction”, trabalho contido no livro de nome: “The Physics of Tire Traction, Theory and Experiment”, pg. 223 a 239; 1974
- [4] Harry Long, “Basic compounding and processing of rubber”, Rubber Division, American Chemical Society, The University of Akron, 1985
- [5] A. K. Bhowmick, M. M. Hall, H. A. Berarey, “Rubber Products Manufacturing Technology”, Cap. 1, “Compound design”, pg. 1-125, 1994
- [6] Ludema, K., C.; “Friction, Wear, Lubrication: A textbook in Tribology”, 1996
- [7] Nielsen, L., E.; “Properties of Polymers and Composites”, 1994 (second edition)
- [8] Alvaro Costa Neto, “Uma Abordagem de dinâmica dos sistemas para descrever o comportamento viscoelástico de elastômeros”, Dissertação de mestrado apresentada a Escola de Engenharia de São Carlos – USP, 1986
- [9] “Non Linear Finite Element Analysis of Elastomers” – MARC Analysis Research Corporation”, 1996
- [10] Thomas D. Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, 1992
- [11] J. Faure, “Tyre wears and settings of front axle for trucks for highway use”, Colóquium de Suspensões, SAE Brasil, 2000
- [12] Atsuo Sueoka e outros, “Polygonal Wear of Automobile Tire”, Jpn. Soc. Mech. Eng., JSME International Journal, vol. 40, No. 2, 1997



- [13] Adolf Schallamach, "What Happens Between Tire and Road?", Goodyear Medal Address given at 121<sup>st</sup> meeting of Rubber Division, American Chemical Society, 1982.
- [14] Alan G. Veith, "Review of Important Factors Affecting Treadwear", Rubber Chemistry and Technology, Vol. 65, pg. 601, 1992
- [15] Schallamach, A.; Grosch, K. A.; "Tire traction and wear"; Mechanics of Pneumatic Tires, NHTSA, pg. 365, 1982
- [16] T. Iwai, Y. Uchiyama, "The strain generated on a rubber surface in course of pattern abrasion"; Tire Science and Technology, vol. 28; No. 2; 2000
- [17] Hutchings, "Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials"; 1992
- [18] Schallamach, A.; "The load dependence of Rubber friction"; The proceedings of the Physical Society, 1952.
- [19] F. P. Bowden, D. Tabor, "The friction and lubrication of solids"; Oxford Univ. Press, 1952
- [20] Muhr, A., H.; Roberts, A., D.; "Natural Rubber Science and Technology"; Oxford Science Publications - "Friction and Wear", pg. 773.
- [21] Desmond F. Moore, "Principles and Applications of Tribology"; 1975
- [22] D. F. Moore, W. Geyer, "A review of hysteresis theories for elastomers"; WEAR; vol. 30; 1974
- [23] A. H. Muhr, A. D. Roberts, "Rubber Abrasion and Wear"; WEAR; vol. 158, pg. 213-228, 1992
- [24] Y. Fukahori, H. Yamazaki, "Mechanism of rubber abrasion, Part 3: How is friction linked to fracture in rubber abrasion?"; vol. 188, pg. 19-26, 1995
- [25] Karl A. Grosch, "Laboratory Assessment of Traction and Wear of Tyre Tread Compounds and its Relation to Road Performance"; Tyretech

- [26] Hays, D., F.; Browne, A., L.; "The Physics of Tire Traction - Theory and Experiment" - 1974
- [27] Bartenev, G., M.; Lavrentev, V., V.; "Friction and wear of Polymers"; Tribology Series, 6; Elsevier, 1982.
- [28] Veith, A., G.; "Accelerated Tire Wear under Controlled Conditions"; Rubber Chemistry and Technology, vol. 46, num. 4, 1973.
- [29] R. Gall, P. Thacik, M. Andrews, "On the Incorporation of Frictional Effects in Tire/Ground Contact Area", Tire Science & Technology, vol. 21, no. 1, 1993
- [30] B.N.J. Persson, "On the theory of rubber friction", Surface Science, Elsevier, 1997
- [31] B.N.J. Persson, "Sliding Friction: Physical Principles and Applications"; Springer, Heidelberg, 1998
- [32] Renato José P. C. Miranda, "A revolução do Método dos Elementos Finitos", Revista Pesquisa e Tecnologia da FEI, junho de 1984
- [33] O. C. Zienkiewicz, "The Finite Element Method", third edition, 1979
- [34] E. Robecchi, G. Tavazza, E. Cervi, "Finite Elements Techniques to Design Tires", International Symposium on Automotive technology, 1980
- [35] Manuais do programa ABAQUS; HKS; Versão 5.8
- [36] Argemiro L. A. Costa, "Previsão do desgaste irregular dos pneus usando o método dos elementos finitos"; Trabalho a ser apresentado no IV Seminário de Desgaste da ABM, Julho de 1998 - São Paulo - SP
- [37] R. Gall, F. Tabaddor, D. Robbins, P. Majors, W. Shepera, S. Johnson; "Some Notes on The Finite Element Analysis of Tires"; Tire Science and Technology, Vol. 23, 1995.

- [38] Eduardo G. Pinheiro; Argeniro L. A. Costa; "ABAQUS aplicado em análises de pneus Pirelli?"; Primeira reunião latino-americana de usuários ABAQUS, Buenos Aires, 1999
- [39] Olivier Le Maître, M. Sussner, Cesar Zarak; "Evaluation of Tire Wear Performance?"; paper SAE No. 980256, 1998
- [40] Y. Uchiyama, Y. Han, T. Iwai; "Effect of the Environment on the Wear of Carbon Black-Filled Natural Rubbers?"; Tire Science and Technology, Vol. 25, 1997
- [41] Roberts, A. D.; "A guide to estimate the friction of rubber " ; Rubber Chemistry and Technology, Vol. 65, 1989
- [42] Lazeration, J. J., "An Investigation of slip of a tire tread"; Tire Science and Technology, Vol. 25, 1997
- [43] V. Dorsch, A. Becker, L. Vossen; "Modelling rolling friction of rubber for tyre behaviour?"; do livro: "Constitutive Models for Rubbers?"; editado por Al Dormann e Alan Muhr, 1999
- [44] Ferrarese A.; Padovese, L.; Costa, A. L. A. "Tire Dynamical Models?"; XX CILAMCE, Setembro 1999, São Paulo