



Eduardo José Soares de Andrade
Modelação e análise estática e dinâmica em
componentes estruturais de um automóvel de competição

UMinho | 2011



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Eduardo José Soares de Andrade

Modelação e análise estática e dinâmica
em componentes estruturais de um
automóvel de competição

Outubro de 2011



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Eduardo José Soares de Andrade

Modelação e análise estática e dinâmica
em componentes estruturais de um
automóvel de competição

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação do
Professor Doutor A. C. Marques Pinho

e co-orientação do
Professor Doutor José Filipe Bizarro de Meireles

RESUMO

Quando falamos de competição, partimos desde logo do pressuposto que existe uma rivalidade, uma luta em que a finalidade primordial é vencer. A competição automóvel assenta também nestes parâmetros e a diferença entre ganhar ou perder é ínfima, limita-se a pormenores. Atento aos pormenores e com a optimização como intuito, o principal objectivo deste trabalho foi a modelação e análise estática e experimental de uma estrutura do tipo barra anti-aproximação de um automóvel de competição.

Nesta perspectiva, foi feita a modelação da dita estrutura recorrendo ao *software* comercial ANSYS 5.4. Foram realizados ensaios mecânicos estáticos, ensaios experimentais e estava ainda prevista uma análise dinâmica. Nestes ensaios foi tida em conta a rigidez estrutural e foi feita uma análise à encurvadura. Por fim, foi executada uma análise por elementos finitos recorrendo ao mesmo *software* ANSYS 5.4.

O trabalho experimental foi realizado num componente estrutural de um Ford Escort MK1 de competição, automóvel que integra o campeonato nacional de clássicos. O componente em causa vem equipado de série em automóveis com estas características e para viabilizar uma determinação mais precisa do campo de tensões existentes na estrutura foram colados na mesma extensómetros. Nesse sentido, foi realizado um estudo com o automóvel em pista, conduzido pelo respectivo piloto, reproduzindo as condições o mais aproximadas possível de um cenário de competição, com o intuito de obter fielmente resultados com a maior exactidão possível.

Para o efeito, foram analisados e extraídos os resultados obtidos e foram utilizados como referência para possibilitar o estudo do modelo.

Na investigação empírica pode concluir-se que o modelo produziu resultados satisfatórios demonstrando no entanto algum sobredimensionamento, pelo que pode ser aperfeiçoado em estudos futuros com o objectivo de tornar a competição cada vez mais veemente.

ABSTRACT

When we talk about competition, we start immediately from the assumption that there is a rivalry, a struggle in which the primary purpose is to win. The racing is also based on these parameters and the difference between winning and losing is very small, limited to the details. Attentive to detail and with the intention to optimize, the main objective of this work was the modeling and analysis of static and dynamic structure of a Strut Brace kind of a race car.

From this perspective, was the modeling of this structure using the commercial software ANSYS 5.4. Mechanical tests were performed in static and dynamic which has been taken into account the stiffness and analysis in terms of vibrations. Finally, we performed a finite element analysis using the same software ANSYS 5.4.

The experiment was done in a structural component of a Ford Escort Mk1 racing automobile that incorporates the national championship classics. The component in question is fitted in cars with these features and to enable a more precise determination of the stress field existing in the structure were stuck in the same accelerometers. Accordingly, a study was conducted on track with the car, driven by its pilot, reproducing the conditions as possible to approximate a competitive scenario, in order to accurately obtain results as precisely as possible.

To this end were extracted and analyzed the results of modal identification and were used as reference to enable the study of the developed model.

In the empirical investigation can be concluded that the model produced satisfactory results and can be improved in future studies in order to make a stronger competition.

PALAVRAS-CHAVE

BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

ENCURVADURA

ANSYS 5.4

ANÁLISE ESTÁTICA

ELEMENTOS FINITOS

FORD ESCORT MK1

KEYWORDS

STRUT BRACE

BUCKLING

ANSYS 5.4

STATIC ANALYSIS

FINITE ELEMENT

FORD ESCORT MK1

AGRADECIMENTOS

A realização desta Dissertação de Mestrado pautou-se pela morosidade, mas revelou-se altamente gratificante. Permitiu-me que contemplasse novos horizontes e potencialidades, assim sedimentando um espírito aberto ao desconhecido mas simultaneamente predisposto para evoluir. Tudo isto só foi possível graças à cooperação e ao contributo, de forma directa ou indirecta, de pessoas e instituições, às quais gostaria de exprimir algumas palavras de agradecimento e profundo reconhecimento.

Gostaria de agradecer em primeiro lugar, aos meus orientadores, os Professores A. C. Marques Pinho e José Filipe Bizarro de Meireles pela disponibilidade manifestada para orientar este trabalho, pela acessibilidade, pela preciosa ajuda na definição do objecto de estudo, pela exigência de método e rigor e pela incansável orientação científica.

Agradeço à Universidade do Minho, pela disponibilização das infra-estruturas e meios laboratoriais existentes e necessários à realização deste projecto de investigação, “Modelação e análise estática e dinâmica em componentes estruturais de um automóvel de competição”, nomeadamente o acesso ao Laboratório de Ensaio de Materiais.

Agradeço ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade do Minho pelas facilidades concedidas para a realização desta Dissertação.

Quero ainda expressar o meu agradecimento ao Sr. Fernando Araújo, técnico do Laboratório de Ensaio de Materiais da UM, pelo acompanhamento prestado e pela sua disponibilidade no decorrer deste trabalho.

Reitero o meu apreço a todos os meus colegas e amigos que sempre estiveram presentes, pelo permanente estímulo que, por vezes, se tornou decisivo em determinados momentos da realização desta Dissertação.

Estendo o meu reconhecimento à empresa AMOB e em particular ao Sr. Luís Barros pela prestimosa colaboração e pelo apoio material concedido.

Um agradecimento sentido e carinhoso à minha mãe, Teresa Andrade, ao meu pai, que mesmo estando longe está sempre presente, à minha irmã e às minhas tias, pela

paciência, pelo apoio e compreensão inestimáveis, pelos diversos sacrifícios suportados, pelo constante encorajamento, mas acima de tudo pelos valores que me inculcaram.

Por fim um agradecimento muito especial ao meu filho, José Eduardo, pelo sorriso, que foi tão importante na recta final deste trabalho.

A todos aqueles que de alguma forma tornaram possível a elaboração desta dissertação, o meu muito obrigado pelo crescimento pessoal e intelectual.

ÍNDICE GERAL

RESUMO	I
ABSTRACT.....	II
PALAVRAS-CHAVE.....	III
KEYWORDS	III
AGRADECIMENTOS.....	IV
ÍNDICE GERAL.....	VI
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO 2 – ANÁLISE DA FUNCIONALIDADE DO ÓRGÃO EM ESTUDO.....	6
2.1.1 O EFEITO DO ADORNAR DA CARROÇARIA PARA O EQUILÍBRIO.....	7
2.2 A SUSPENSÃO	9
2.2.1 MOLAS	10
2.2.2 AMORTECEDORES.....	11
2.3 O <i>CHASSIS</i> E A CARROÇARIA	12
2.4 AS RODAS	13
2.4.1 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA PLANA	13
2.4.2 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA DERRAPAGEM DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA PLANA... ..	15
2.4.3 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA COM INCLINAÇÃO FAVORÁVEL	17
2.4.4 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA DERRAPAGEM DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA COM INCLINAÇÃO	18
2.5 A BARRA ESTABILIZADORA	20
2.6 A BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO	23
2.6.1 TIPOS DE BARRAS ANTI-APROXIMAÇÃO	26
2.6.2 A INSTALAÇÃO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO.....	27
2.6.3 VANTAGENS DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO	28
2.6.4 DESVANTAGENS DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO.....	29
2.7 A IMPORTÂNCIA DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO NA COMPETIÇÃO AUTOMÓVEL.....	30
2.8 DISTRIBUIÇÃO DE FORÇAS NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO	32
2.8.1 INFLUÊNCIA DA COMPRESSÃO NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO.....	35

2.9 INFLUÊNCIA DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO NA RIGIDEZ DO <i>CHASSIS</i> MONOBLOCO	37
2.10 ANÁLISE LABORATORIAL À BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO	38
CAPÍTULO 3 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS	39
3.1 A IMPORTÂNCIA DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)	39
3.2 O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	40
3.3 OS PRINCIPAIS FUNDAMENTOS DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	41
3.4 O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF) NA DINÂMICA ESTRUTURAL.....	42
3.5 A INFLUÊNCIA DAS LIGAÇÕES NA ESTRUTURA MODELADA POR ELEMENTOS FINITOS	44
3.6 TIPO DE ESTRUTURA A ANALISAR.....	45
3.7 O ANSYS 5.4	45
3.7.1 TIPOS DE ELEMENTOS FINITOS	46
3.8 A GERAÇÃO DA MALHA.....	46
3.9 TIPO DE ANÁLISE A REALIZAR	47
3.9.1 APLICAÇÃO DOS ELEMENTOS FINITOS À ANÁLISE DINÂMICA	47
3.9.1.1 ANÁLISE NÃO LINEAR OU LINEAR.....	48
3.9.1.2 ANÁLISE MODAL	48
3.10 VALIDAÇÃO EM ELEMENTOS FINITOS DA ANÁLISE MODAL.....	49
3.11 A ENCURVADURA	52
3.11.1 A CARGA CRÍTICA.....	53
3.11.2 O ÍNDICE OU COEFICIENTE DE ESBELTEZA DA BARRA	53
3.11.2.1 O RAIO DE GIRAÇÃO	54
3.11.3 A CARGA CRÍTICA DE EULER	54
3.12 OS FUNDAMENTOS DA EXTENSOMETRIA ELÉCTRICA.....	54
3.12.1 O PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO EXTENSÓMETRO	55
3.12.2 AS CARACTERÍSTICAS DOS EXTENSÓMETROS	56
3.12.3 A FIXAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS	56
3.12.4 A MEDIÇÃO DE DEFORMAÇÕES PROVOCADAS POR ACÇÕES VARIÁVEIS.....	57
3.13 O HBM SPIDER 8	57
3.13.1 O CATMAN	60
CAPÍTULO 4 – ANÁLISE NUMÉRICA.....	61

4.1 A DISCRETIZAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS PARA ANÁLISE NUMÉRICA	61
4.2 UTILIZAÇÃO DO PROGRAMA ANSYS PARA ANÁLISE DO COMPONENTE	61
4.3 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO PROPOSTO	62
4.4 O ELEMENTO FINITO BEAM 3	64
4.5 O ELEMENTO FINITO BEAM 4	64
4.6 A ESCOLHA DO ELEMENTO BEAM 4	65
4.7 ANÁLISE NUMÉRICA DO MODELO REAL	66
4.7.1 CARACTERÍSTICAS DA BARRA	66
4.8 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS	69
CAPÍTULO 5 – ENSAIOS EXPERIMENTAIS	71
5.1 MEIOS E EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	71
5.2 PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS	73
5.3 ENSAIO DE COMPRESSÃO AXIAL	74
5.4 AQUISIÇÃO DOS DADOS	76
5.5 APRESENTAÇÃO DOS DADOS OBTIDOS	76
5.6 TRATAMENTO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	77
5.7 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS	78
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	80
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82
ANEXO A – AS RODAS	85
A1. AS RODAS	86
ANEXO B – INFLUÊNCIA DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO NA RIGIDEZ DO CHASSIS	93
B1. MODELO DE CHASSIS UTILIZADO PARA ANÁLISE	94
B.1.1 DEFORMAÇÃO SEM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO	96
B.1.2 DEFORMAÇÃO COM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO	99

ANEXO C – ENSAIOS EFECTUADOS NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO.....	102
C.1 ENSAIO DE COMPRESSÃO	103
C.2 ENSAIO DE FLEXÃO	105
C.3 ENSAIO DE TORÇÃO.....	108

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – EIXO DE <i>BALANCEO</i> (ADSO DE TERRALBA, 2007).....	7
FIGURA 2 – EFEITO DA FORÇA CENTRÍFUGA SOBRE O CENTRO DE GRAVIDADE (ADSO DE TERRALBA, 2007) 8	
FIGURA 3 - DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO DE UM AMORTECEDOR EM EXTENSÃO E EM COMPRESSÃO (DOMENICO LUCCHESI, 1989).....	12
FIGURA 4 – REPRESENTAÇÃO DAS FORÇAS APLICADAS NO BARICENTRO DO AUTOMÓVEL (DOMENICO LUCCHESI, 1989).....	15
FIGURA 5 – EFEITO DO RAIOS DA CURVA E DO COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE O PNEU E O PISO (DOMENICO LUCCHESI, 1989).....	16
FIGURA 6 – RESULTANTE DAS FORÇAS F E P SOBRE O PISO (DOMENICO LUCCHESI, 1989).....	18
FIGURA 7 – SOMATÓRIO DAS COMPONENTES DAS FORÇAS APLICADAS NO EIXO Y (DOMENICO LUCCHESI, 1989)	19
FIGURA 8 – REPRESENTAÇÃO DA BARRA ESTABILIZADORA EM REPOUSO (ADAPTADO DE UR ULTRA RACING).....	21
FIGURA 9 - REPRESENTAÇÃO DA BARRA ESTABILIZADORA SOLICITADA EM CURVA (ADAPTADO DE UR ULTRA RACING).....	21
FIGURA 10 – REPRESENTAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO AUTOMÓVEL EM CURVA SEM BARRA ESTABILIZADORA (ADAPTADO DE UR ULTRA RACING).....	22
FIGURA 11 – BARRA ESTABILIZADORA (DOMENICO LUCCHESI, 1989).....	22
FIGURA 12 – BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO MONTADA NUM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO	23
FIGURA 13 – REPRESENTAÇÃO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO NUM AUTOMÓVEL EM REPOUSO (ADAPTADO DE UR ULTRA RACING)	25
FIGURA 14 - REPRESENTAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO SOLICITADA EM CURVA (ADAPTADO DE UR ULTRA RACING).....	25
FIGURA 16 – INSTALAÇÃO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (ALESSANDRO BIZZETI, 2010)	27
FIGURA 17 – BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO COM REGULAÇÃO DE COMPRIMENTO (ALESSANDRO BIZZETI, 2010)	28

FIGURA 18 – VALORES CARACTERÍSTICOS DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO (ADAPTADO DE HERMENEGILDO BAYLOS, 2000)	29
FIGURA 19 – SUSPENSÃO MACPHERSON (DOMENICO LUCCHESI, 1989) 1. EIXO DE OSCILAÇÃO 2. TRIÂNGULO INFERIOR 3. AMORTECEDOR 4. BARRA DE DIRECÇÃO	30
FIGURA 20 – ESQUEMA REPRESENTATIVO DAS SOLICITAÇÕES INERENTES À BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (ALESSANDRO BIZZETI, 2010).....	31
FIGURA 21 – DISTRIBUIÇÃO DAS FORÇAS ACTUANTES NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (ALESSANDRO BIZZETI, 2010)	32
FIGURA 22 - DISTRIBUIÇÃO DAS FORÇAS ACTUANTES NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (ALESSANDRO BIZZETI, 2010)	33
FIGURA 23 - DISTRIBUIÇÃO DAS FORÇAS HORIZONTAIS ACTUANTES NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (ALESSANDRO BIZZETI, 2010).....	33
FIGURA 24 - REPRESENTAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO SOLICITADA À COMPRESSÃO (ADAPTADO DE UR ULTRA RACING).....	35
FIGURA 25 - REPRESENTAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO SOLICITADA À COMPRESSÃO MEDIANTE AS IRREGULARIDADES DO PISO (ADAPTADO DE UR ULTRA RACING).....	36
FIGURA 26 - REPRESENTAÇÃO DAS FORÇAS DE COMPRESSÃO EM RESULTADO DE UMA CONDUÇÃO EM LINHA RECTA SOBRE IRREGULARIDADES DO PISO (ADAPTADO DE ALESSANDRO BIZZETI, 2010)	36
FIGURA 27 – CARREGAMENTOS DINÂMICOS TÍPICOS: (A) HARMÓNICO SIMPLES; (B) COMPLEXO; (C) IMPULSIVO; (D) LONGA DURAÇÃO (ADAPTADO DE CLOUGH & PENZIEN, 1975).....	43
FIGURA 28 – ORGANIZAÇÃO DO PROGRAMA ANSYS (ANSYS, 1994).	45
FIGURA 29 – VIGA ENCASTRADA NUMA EXTREMIDADE (KARLA C. A. PIMENTEL, 2003).....	49
FIGURA 30 – TABELA DE DADOS DE ENTRADA DA VIGA ENCASTRADA NO PROGRAMA ANSYS (KARLA C. A. PIMENTEL, 2003).....	49
FIGURA 31 – TABELA DA FREQUÊNCIA NATURAL DE VIBRAÇÃO (KARLA C. A. PIMENTEL, 2003).....	51
FIGURA 32 – MODOS DE VIBRAÇÃO OBTIDOS NO PROGRAMA ANSYS (KARLA C. A. PIMENTEL, 2003)	51
FIGURA 33 – TABELA DA FREQUÊNCIA NATURAL DE VIBRAÇÃO UTILIZANDO-SE O PLANE 82 (KARLA C. A. PIMENTEL, 2003).....	52
FIGURA 34 – BARRA ENCURVADA POR ACÇÃO DE UMA CARGA AXIAL P (WILLIAM A. NASH, 1977).	53

FIGURA 35 – SPIDER8.....	58
FIGURA 36 – VISTA DA ARQUITECTURA DO SPIDER 8 (LEONARDO PINHEIRO ALVES, 2007)	59
FIGURA 37 – BARRA ARTICULADA NAS EXTREMIDADES (ANSYS, STRUCTURAL ANALYSES GUIDE, 2009) .	62
FIGURA 38 – VALORES DO CÁLCULO DA CARGA CRÍTICA	63
FIGURA 39 – CURVA CARACTERÍSTICA DA CARGA CRÍTICA SOBRE A BARRA (ANSYS 5.4).....	63
FIGURA 40 – GEOMETRIA DO ELEMENTO BEAM 3.....	64
FIGURA 41 – GEOMETRIA DO ELEMENTO BEAM4	65
FIGURA 42 - ELEMENTO FINITO BEAM 4 (ANSYS 5.4).....	66
FIGURA 43 – ÁREA DE SECÇÃO TRANSVERSAL DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO.....	67
FIGURA 44 - ANÁLISE À ENCURVADURA (ANSYS 5.4)	67
FIGURA 45 – DADOS DO PROBLEMA PARA ANÁLISE EM ANSYS (ANSYS 5.4).....	68
FIGURA 46 – VALORES DO CÁLCULO DA CARGA CRÍTICA	68
FIGURA 47 - ENSAIO COM O ELEMENTO BEAM4 (ANSYS 5.4)	69
FIGURA 48 - CURVA CARACTERÍSTICA DA CARGA CRÍTICA SOBRE A BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (ANSYS 5.4)	70
FIGURA 49 – BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO MONTADA NO FORD ESCORT MK1.....	71
FIGURA 50 – EXTENSÓMETRO COLADO NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO.....	72
FIGURA 51 – REGIÃO ONDE FORAM COLADOS OS EXTENSÓMETROS NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO.....	72
FIGURA 52 – PASSAGEM DOS CABOS PARA O INTERIOR DO AUTOMÓVEL	73
FIGURA 53 – ACOMODAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS PARA AQUISIÇÃO DE DADOS.....	74
FIGURA 54 – MÁQUINA DE ENSAIOS UNIVERSAIS INSTRON 8874	75
FIGURA 55 – EQUAÇÃO DA RECTA QUE RELACIONA O VALOR DA CARGA EM FUNÇÃO DA DEFORMAÇÃO PARA O EXTENSÓMETRO 1	75
FIGURA 56 – EQUAÇÃO DA RECTA QUE RELACIONA O VALOR DA CARGA EM FUNÇÃO DA DEFORMAÇÃO PARA O EXTENSÓMETRO 2	76
FIGURA 57 – GRÁFICO RELATIVO ÀS LEITURAS OBTIDAS NA CORRIDA 1	77

FIGURA 58 – GRÁFICO RELATIVO ÀS LEITURAS OBTIDAS NA CORRIDA 2.....	77
FIGURA 59 – CURVA CARACTERÍSTICA DA FORÇA A QUE A BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO ESTÁ SUBMETIDA	78
FIGURA A.1 – REACÇÃO DOS PNEUS SUBMETIDOS A TRÊS CARGAS VERTICAIS DISTINTAS (ADAPTADO DE ADSO DE TERRALBA, 2006)	86
FIGURA A.2 – FORÇA LATERAL MÁXIMA EM FUNÇÃO DA FORÇA VERTICAL SUPORTADA PELO PNEU (ADAPTADO DE ADSO DE TERRALBA, 2006).....	87
FIGURA A.3 – RODA ESTATICAMENTE DESEQUILIBRADA (DOMENICO LUCCHESI, 1989).....	88
FIGURA A.4 - RODA DESEQUILIBRADA ESTATICAMENTE E DINAMICAMENTE (DOMENICO LUCCHESI, 1989)	89
FIGURA A.5 - RODA DESEQUILIBRADA ESTATICAMENTE (DOMENICO LUCCHESI, 1989)	90
FIGURA A.6 - RODA DESEQUILIBRADA ESTATICAMENTE E DINAMICAMENTE (DOMENICO LUCCHESI, 1989)	91
FIGURA A.7 - RODA DESEQUILIBRADA DINAMICAMENTE MAS EQUILIBRADA ESTATICAMENTE (DOMENICO LUCCHESI, 1989).....	92
FIGURA B.1 – MODELO SIMPLIFICADO DE <i>CHASSIS</i> COMPATÍVEL COM O ABAQUS (JAMES PEVERILL, 2001)	94
FIGURA B.2 – MALHA DO MODELO SIMPLIFICADO DE <i>CHASSIS</i> COMPATÍVEL COM O ABAQUS (JAMES PEVERILL, 2001)	94
FIGURA B.3 - MALHA DO MODELO SIMPLIFICADO DE <i>CHASSIS</i> COMPATÍVEL COM O ABAQUS (JAMES PEVERILL, 2001)	95
FIGURA B.4 – REPRESENTAÇÃO DAS FORÇAS E RESTRIÇÕES APLICADAS NO <i>CHASSIS</i> (JAMES PEVERILL, 2001)	95
FIGURA B.5 – REPRESENTAÇÃO DA REGIÃO DE APLICAÇÃO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (JAMES PEVERILL, 2001)	96
FIGURA B.6 – VISTA LATERAL DA DEFORMAÇÃO NO <i>CHASSIS</i> SEM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (JAMES PEVERILL, 2001)	97
FIGURA B.7 – VISTA FRONTAL DA DEFORMAÇÃO NO <i>CHASSIS</i> SEM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (JAMES PEVERILL, 2001)	97
FIGURA B.8 – VISTA ISOMÉTRICA DA DEFORMAÇÃO NO <i>CHASSIS</i> SEM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (JAMES PEVERILL, 2001)	98

FIGURA B.9 – VISTA ISOMÉTRICA DO PERFIL DE TENSÕES (JAMES PEVERILL, 2001)	98
FIGURA B.10 – VISTA FRONTAL DO PERFIL DE TENSÕES (JAMES PEVERILL, 2001)	99
FIGURA B.11 - VISTA LATERAL DA DEFORMAÇÃO NO <i>CHASSIS</i> COM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (JAMES PEVERILL, 2001)	100
FIGURA B.12 – VISTA FRONTAL DA DEFORMAÇÃO NO <i>CHASSIS</i> COM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO (JAMES PEVERILL, 2001)	100
FIGURA B.13 – EFEITO DA DEFORMAÇÃO SOFRIDA NO <i>CHASSIS</i> (JAMES PEVERILL, 2001)	101
FIGURA B.14 – EFEITO DA DEFORMAÇÃO SOFRIDA NAS TORRES DE SUSPENSÃO (JAMES PEVERILL, 2001)	101
FIGURA C.1 – ENSAIO DE COMPRESSÃO COM SUPORTE FIXO (UR ULTRA RACING)	103
A FIGURA C.2 MOSTRA O VALOR DA DEFORMADA COM UM SUPORTE FIXO	103
FIGURA C.2 – VALOR DA DEFORMADA COM SUPORTE FIXO (UR ULTRA RACING)	104
FIGURA C.3 - ENSAIO DE COMPRESSÃO COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	104
FIGURA C.4 - VALOR DA DEFORMADA COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	105
FIGURA C.5 - ENSAIO DE FLEXÃO COM SUPORTE FIXO (UR ULTRA RACING)	106
FIGURA C.6 - VALOR DA DEFORMADA COM SUPORTE FIXO (UR ULTRA RACING)	106
FIGURA C.7 - ENSAIO DE FLEXÃO COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	107
FIGURA C.8 – VALOR INDETERMINADO DE DEFORMADA COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	107
FIGURA C.9 - ENSAIO DE TORÇÃO COM SUPORTE FIXO (UR ULTRA RACING)	108
FIGURA C.10 - VALOR DA DEFORMADA COM SUPORTE FIXO (UR ULTRA RACING)	109
FIGURA C.11 - ENSAIO DE TORÇÃO COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	109
FIGURA C.12 - VALOR DA DEFORMADA COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	110
FIGURA C.13 - ENSAIO DE TORÇÃO COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	110
FIGURA C.14 - VALOR DA DEFORMADA COM SUPORTE FLEXÍVEL (UR ULTRA RACING)	111

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Na actualidade, tem-se vindo a assistir a um crescente melhoramento dos componentes estruturais dos automóveis, designadamente nos de competição onde a concorrência é extremamente elevada. Neste contexto, os métodos numéricos avançados, dos quais o método de elementos finitos é o mais explorado, são extremamente importantes para a definição e análise de estruturas de complexidade eminente e negligenciar esse aspecto é susceptível de conduzir à perda. Assim, é muito importante um bom dimensionamento da estrutura, pois caso contrário pode estar em causa a perda de um elevado investimento. Tal poderá ser conseguido através do conhecimento rigoroso das características e dos esforços envolvidos no componente em causa.

A modelação por elementos finitos apresenta-se hoje como uma ferramenta fundamental para a definição de estruturas complexas de engenharia. Pode considerar-se que a análise dinâmica de uma estrutura é uma extensão da análise estática, sendo que nesta há uma variação no tempo e é necessário considerar o efeito das acções de inércia resultantes. Desta forma, a análise dinâmica apresenta um grande campo de aplicações, dado que praticamente todas as estruturas sofrem algum tipo de carregamento dinâmico durante a sua vida útil. O conhecimento da resposta dinâmica dessas estruturas é fundamental para que se possa prever o comportamento das mesmas quando submetidas a carregamentos dinâmicos. Em consonância com o que vem sendo exposto, este tipo de análise permite determinar se uma estrutura responde aos seus requisitos funcionais e qual o parâmetro que mais afecta a resposta dinâmica da estrutura, deste modo esta pode ser aperfeiçoada e melhorada recorrendo à introdução de novos parâmetros inerentes às características mecânicas e geométricas da estrutura.

Assim, esta pesquisa visa dar um contributo para o conhecimento e melhoramento, de estruturas do tipo barra anti-aproximação através do estudo das mesmas em automóveis de competição. Estas estruturas caracterizam-se pela sua especificidade e o seu comportamento é condicionado por variáveis distintas tais como,

a geometria, as condições de carregamento, o sentido de carregamento, o material utilizado, as ligações, entre outras.

Neste capítulo optei por elaborar uma breve introdução ao tema desta Dissertação e respectivo enquadramento temático, esclarecendo também qual a motivação para desenvolver este trabalho, cujos principais objectivos são a análise de estruturas do tipo barra anti-aproximação para automóveis de competição, é apresentada a metodologia utilizada para a realização do mesmo, os estudos prévios relacionados e a forma como está organizada esta Dissertação.

1.1 ENQUADRAMENTO TEMÁTICO

Na sua representação mais simples, um automóvel não é mais do que uma viga suportada nas extremidades por rodas que, por sua vez, não são mais do que meros apoios, pelo que deve ser suficientemente sólido para não dobrar na parte central, isto é, deve ser resistente à flexão.

Os automóveis de competição estão constantemente sujeitos a transformações no sentido de obter melhorias que lhes permitam maior competitividade para atingir o objectivo final que é vencer. Por tal razão, o pleno conhecimento da estrutura é fundamental, pois só assim se podem dimensionar correctamente todos os componentes. A estrutura barra anti-aproximação deve seguir esta metodologia e acompanhar alterações que podem ocorrer na suspensão, dimensões de jantes e pneus, modificações de carroçaria, de *chassis* entre outras.

Um automóvel deve também ser resistente aos esforços de torção impostos pelas irregularidades da estrada sobre a qual roda e a determinadas cargas, tais como o peso do motor, o impulso das molas e pequenos embates. Para que uma estrutura seja resistente, os materiais que a compõem devem ser utilizados com a máxima eficiência.

1.2 MOTIVAÇÃO

Nas últimas décadas verificou-se um crescente desenvolvimento da tecnologia automóvel e, neste particular, a electrónica teve um papel preponderante. Outrora, um automóvel era comandado apenas mecanicamente, mas hoje em dia, com o aumento da potência dos motores sobretudo num cenário de competição profissional houve a

necessidade de adicionar aos automóveis tecnologias mecatrónicas capazes de garantir o bom desempenho dos mesmos. No contexto desse aprimoramento, tornou-se necessário evoluir em todos os sentidos, razão pela qual as estruturas têm sofrido intervenções sucessivas. Neste campo, a modelação numérica tem um papel fundamental e o auxílio do *software* revela-se indispensável. Se até então um aperfeiçoamento dependia de vários testes experimentais, actualmente os programas têm evoluído consideravelmente de forma a aumentar a fiabilidade dos seus resultados e diminuindo os custos de intervenção. Neste particular, o conhecimento das propriedades dinâmicas das estruturas, como a massa, a rigidez, o amortecimento, as frequências naturais ou os modos de vibração assumem cada vez mais um papel decisivo no âmbito da engenharia mecânica. No entanto, estes métodos apesar de teoricamente bem estabelecidos podem no domínio da experiência prática revelar-se imprecisos e podem impedir a obtenção de um modelo suficientemente rigoroso e eficiente.

O estudo da barra anti-aproximação requer, sem dúvida, uma análise experimental com o intuito de obter a maior fiabilidade possível na caracterização das solicitações envolvidas e no comportamento da estrutura.

O que se pretende é certamente um desafio e a razão mais do que suficiente para considerar este trabalho de grande interesse científico e pragmático.

1.3 OBJECTIVOS E METODOLOGIA

Com esta Dissertação visa-se potenciar o conhecimento das barras anti-aproximação como componente integrante de automóveis de competição. É também objectivo dar a conhecer as vantagens e desvantagens deste tipo de estruturas e o porquê da rara utilização das mesmas em veículos de estrada. Pretende-se ainda, que seja estudado o comportamento mecânico da barra anti-aproximação do Ford Escort MK1 quando solicitada a esforços compatíveis com a experiência de exigência extrema que é imposta num cenário de competição profissional.

A título preliminar, foi feita uma pesquisa bibliográfica dos conteúdos relevantes para o desenvolvimento desta dissertação, e após isso foi necessário recorrer a ensaios experimentais em pista e a instrumentos laboratoriais existentes no DEM da Universidade do Minho, bem como ao *software* comercial ANSYS 5.4. Da articulação dos elementos de estudo-teórico e prático-referidos resultaram as bases para a

formulação de um projecto de uma barra, o propósito é obter um protótipo com grande semelhança do modelo real, sabendo que uma boa escolha dos métodos e processos de estudo a utilizar é fundamental pois caso contrário poder-se-ia comprometer a fiabilidade dos resultados.

1.4 ESTUDOS PRÉVIOS

Apesar das potencialidades deste tipo de estrutura, trata-se de uma temática que tem sido negligenciada pelos investigadores, assim, constatou-se que são escassas as publicações científicas existentes, quer em livros, quer em revistas. No entanto, existem algumas pesquisas realizadas no sentido de analisar os esforços envolvidos neste tipo de estrutura a nível nacional e internacional. Foram ainda encontrados estudos no sentido de analisar o comportamento do conjunto *chassis*/carroçaria com ou sem este tipo de componente. Os resultados destas pesquisas serão referenciados e desenvolvidos no Capítulo 2. Contudo, não foi encontrada nenhuma investigação que relacionasse este tipo de barra com os automóveis de competição e daí a mais-valia, a nível científico da presente Dissertação.

1.5 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Esta Dissertação está dividida em vários Capítulos que serão descritos a seguir. No presente Capítulo foi feita uma introdução ao tema do trabalho, tendo igualmente sido efectuado um breve enquadramento temático e descrita a motivação, os objectivos e a metodologia para o mesmo. Foi ainda feita uma abordagem aos estudos prévios e foram enumerados os vários Capítulos presentes neste trabalho.

No Capítulo 2 será apresentada uma revisão bibliográfica ao tema relacionado com o presente trabalho e serão enumeradas as propriedades mecânicas e o comportamento da barra anti-aproximação.

No Capítulo 3 serão desenvolvidos os fundamentos teóricos inerentes a esta pesquisa.

No Capítulo 4 dar-se-á início à análise numérica e serão abordados os meios utilizados e as metodologias seguidas para a simulação do comportamento da barra anti-aproximação.

No Capítulo 5 será feita a descrição do trabalho experimental e serão enumerados os procedimentos e meios utilizados. Este Capítulo, será ainda dedicado à apresentação, análise e discussão dos resultados obtidos nos ensaios experimentais.

Finalmente o Capítulo 6 será dedicado às conclusões e serão apresentadas propostas para desenvolvimentos futuros.

CAPÍTULO 2 – ANÁLISE DA FUNCIONALIDADE DO ÓRGÃO EM ESTUDO

No decorrer deste Capítulo será feita uma abordagem à barra anti-aproximação como componente integrante de um automóvel de competição, serão referidas as suas funções, benefícios e inconvenientes, o modo de instalação, bem como as suas principais características. O seu enquadramento na estrutura de um automóvel será também alvo de análise, visto que a fiabilidade e o bom desempenho de certos componentes dependem da sua existência. Para tal, irão ser analisados estudos anteriores que, no âmbito desta temática, revelem, pela sua actualidade e pertinência, mais elementos teóricos de suporte a esta pesquisa. Esta abordagem é fundamental uma vez que a barra anti-aproximação é um elemento que pode representar a diferença do comportamento em serviço de um veículo de competição, mas em certos casos pode até ser contra produtora. Para se poder compreender a influência deste órgão no comportamento do veículo de competição torna-se necessário perceber o mecanismo geral do veículo em serviço. É este o objectivo da descrição que se vai fazer neste capítulo.

2.1 O EQUILÍBRIO DO AUTOMÓVEL EM PISTA

A constante estabilidade de um automóvel de competição em pista é fundamental para um bom desempenho. Estabilidade é a capacidade de um veículo adquirir e manter a trajectória pretendida pelo condutor (Domenico Lucchesi, 1989). É comum ouvir um piloto dizer que sente o carro “solto”. Isto não é mais do que um desequilíbrio de algum dos componentes que compõe a sua estrutura. O ajuste do equilíbrio do carro pode fazer a diferença na forma como o piloto terá de lidar com ele durante toda a corrida. Este equilíbrio é garantido principalmente pelo sistema de suspensão, pelo conjunto da roda, pelo conjunto *chassis* e carroçaria e pela barra estabilizadora.

2.1.1 O EFEITO DO ADORNAR DA CARROÇARIA PARA O EQUILÍBRIO

Quando um automóvel aborda uma curva, é facilmente perceptível um certo adornar da carroçaria. No entanto esse efeito é mais visível para quem está no exterior do que para quem segue no interior.

Como todo o objecto em rotação, quando a carroçaria adorna, fá-lo à volta de um eixo denominado eixo de *balanceo*. O eixo de *balanceo* é definido pela união de dois pontos, os centros de *balanceo*, um em cada eixo do automóvel. Os centros de *balanceo* são determinados pela suspensão, podendo considerar-se que estão localizados num plano vertical que passa pelo centro das rodas em cada eixo. Num automóvel de estrada, estes estão no plano vertical que divide o veículo em dois, sendo que o traseiro está ligeiramente mais elevado do que o dianteiro e ambos estão abaixo do centro de gravidade. Em termos cinemáticos, pode considerar-se que o centro de gravidade se encontra intimamente ligado ao eixo de *balanceo* e, por conseguinte qualquer força transversal que implique a alteração do centro de gravidade irá provocar um movimento de rotação de toda a carroçaria em torno deste eixo. Na figura 1 representa-se o posicionamento do eixo de *balanceo* de um automóvel.

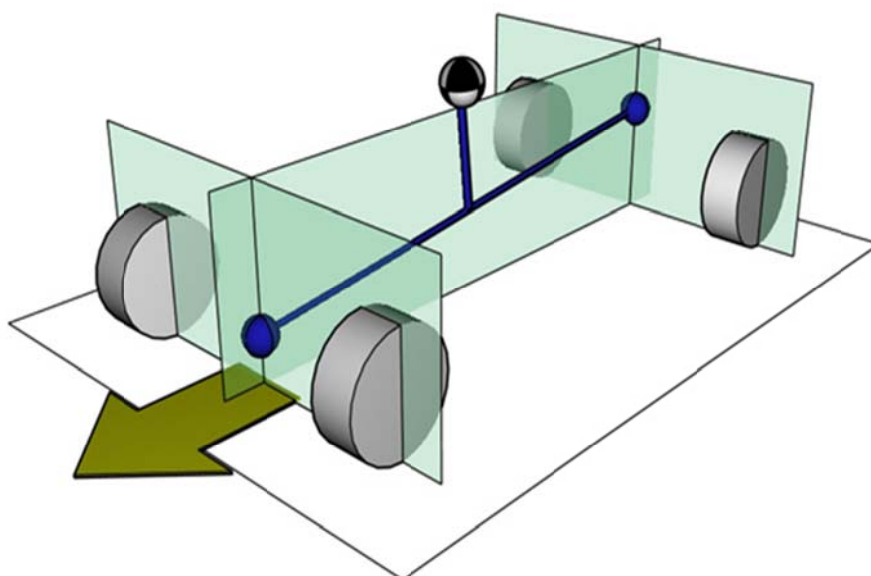


Figura 1 – Eixo de *balanceo* (Adso de Terralba, 2007)

Numa interpretação mais simplista pode supor-se que os centros de *balanceo* não alteram a sua posição, mas na realidade, estes variam tanto lateral como verticalmente. Deste modo, a sua posição depende da localização do centro da roda, tanto da altura ao solo como da largura das vias e da posição dos elementos de suspensão. Assim, uma vez que a carroçaria adorna constantemente, a posição dos centros de *balanceo* está em contínuo movimento conforme o automóvel acelera, trava, curva ou está sujeito às irregularidades do piso. O perfeito controle deste movimento é uma tarefa fundamental da geometria de suspensão.

Quando o automóvel efectua uma curva, a força centrífuga faz deslocar o centro de gravidade para fora do eixo de *balanceo*, e conseqüentemente quando o centro de gravidade se encontra a uma certa distancia deste eixo, a força gera um momento proporcional a essa distância. Com o adornar da carroçaria, as molas do lado exterior da curva comprimem, as do outro lado estendem-se, enquanto a barra estabilizadora assume uma certa torção. Ao mesmo tempo, a força vertical exercida sobre as rodas exteriores aumenta, e a força exercida sobre as interiores diminui. O equilíbrio é alcançado quando a assimetria de carga entre as rodas internas e externas, que, segundo estes desequilíbrios representam um momento, ajustar o momento de rotação associado à força centrífuga que actua sobre o centro de gravidade. Na figura 2 é perceptível o efeito da força centrífuga sobre o centro de gravidade.

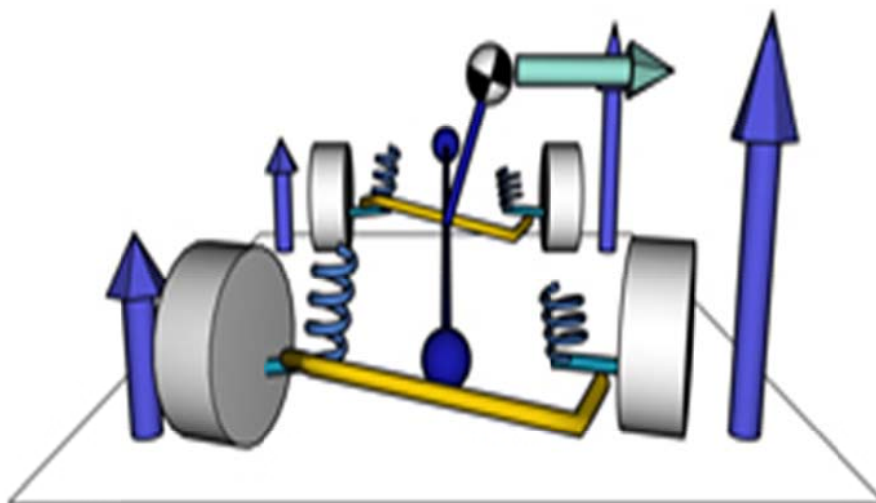


Figura 2 – Efeito da força centrífuga sobre o centro de gravidade (Adso de Terralba, 2007)

Isto é verificável pela Terceira Lei de Newton, segundo o qual, a uma força aplicada corresponde outra, com a mesma intensidade e sentido contrário. Na realidade, quanto mais próximo estiver o centro de gravidade do eixo de *balanceo*, menor será a diferença de carga que afecta todos os elementos elásticos, porque também será menor o braço da alavanca da força centrífuga que gira em torno do eixo de *balanceo* o que, conseqüentemente, diminuirá o adonar da carroçaria para a mesma carga aplicada. Caso fosse possível fazer coincidir o centro de gravidade com o eixo de *balanceo* o momento gerado pela força centrífuga seria nulo. Se, por outro lado, o centro de gravidade se encontrasse acima deste eixo, a carroçaria tenderia a adonar em sentido contrário, para o interior da curva. Neste caso e dependendo da geometria utilizada seriam as molas interiores a comprimirem e as exteriores a distenderem. Convém não esquecer que a transferência total de carga é proporcional à massa suspensa, à força centrífuga e à distância ao solo do centro de gravidade, deste modo, de forma a diminuir o adonar da carroçaria, podem ser controladas as molas, a barra estabilizadora e a altura dos centros de *balanceo* (Adso de Terralba, 2007).

2.2 A SUSPENSÃO

A suspensão é o órgão capaz de fazer a ligação entre o *chassis*, ou a carroçaria monobloco e as rodas. Esta nomenclatura tem uma vocação vincadamente literal, significando que, tal como o nome indica, lhe compete manter o *chassis* ou a carroçaria suspensos sobre rodas. Como os pneus por si só não são capazes de absorver completamente os choques provocados pelas irregularidades da estrada, torna-se necessário recorrer à elasticidade da suspensão. As suspensões são, portanto, constituídas por uma cinética que compreende um órgão elástico interposto entre as rodas e o *chassis* ou a carroçaria monobloco.

Com o recurso a este órgão, os movimentos impostos às rodas pela superfície da estrada não se transferem directamente ao *chassis* e não se transformam em energia de deformação do elemento elástico. Este elemento, normalmente constituído por molas de hélice ou semi-elípticas, pode também ser constituído por barras de torção, gás comprimido e blocos de borracha (Domenico Lucchesi, 1989).

2.2.1 MOLAS

As molas de hélice ou helicoidais, são constituídas por um varão redondo de aço especial enrolado em hélice sobre um cilindro. Como o enrolamento se realiza a uma temperatura na ordem dos 800°C, o varão sofre uma deformação plástica e conserva a frio a forma de uma hélice. A grande diferença que existe entre as molas semi-elípticas de lâminas e as helicoidais consiste na maneira como trabalham: as primeiras trabalham à flexão, ao passo que as segundas trabalham exclusivamente à torção (Domenico Lucchesi, 1989). Cabe às molas a função de amortecer os choques, armazenar ou absorver energia, controlar vibrações, exercer força e permitir flexibilidade. Explicando melhor, uma suspensão demasiado rígida pode redundar no aparecimento de vibrações desnecessárias que se repercutem negativamente nos demais órgãos e componentes do automóvel, prejudicando-os (Miranda, A. A. S., 2008).

O dimensionamento de molas envolve relações entre forças, momentos, deflexões e tensões. Contudo, mesmo com uma escolha adequada das molas e da sua tensão, manter a aderência entre a estrada e o pneu pode não ser fácil principalmente quando se aborda uma curva com elevada velocidade. Nestas circunstâncias, se o peso se desloca para fora de um pneu durante uma curva realizada a elevada velocidade, faz com que este perca a aderência, isto porque a quantidade de tensão de uma mola pode alterar o peso total que recai sobre uma roda. Isto pode verificar-se, por exemplo, quando um automóvel faz uma curva para a esquerda com excessiva velocidade. De facto, o lado esquerdo do veículo parece ter tendência a levantar e o peso parece transferir-se para o lado direito que, por sua vez, tende a rebaixar. A este fenómeno dá-se o nome de força centrífuga. Comumente, e nas mesmas circunstâncias de uma curva rápida à esquerda pode constatar-se que a roda dianteira esquerda e a traseira direita têm mais peso do que as outras duas, sendo que, nesse caso, a curva tende a igualar a diferença de peso das rodas dianteiras, mas intensifica a disparidade existente nas rodas traseiras o que pode provocar uma saída de estrada ou aquilo que é habitualmente designado como sobreviragem. O inverso pode também acontecer se, numa curva à esquerda, as rodas traseira esquerda e dianteira direita têm mais peso do que as outras duas e a curva conseguir igualar a diferença no peso das rodas traseiras, mas agravar a disparidade existente nas dianteiras, o que pode provocar uma saída de frente ou subviragem (Luiz Mariano, 2010).

Quando as rodas de um automóvel sofrem um choque devido às irregularidades da estrada, todo o conjunto constituído pelas rodas, molas e partes a elas ligadas sofre uma deslocação mais ou menos ampla, realizando, por isso, um determinado trabalho, em parte absorvido pela deformação elástica das molas. Devido ao choque, o conjunto em questão adquire portanto uma certa quantidade de movimento, impulsionada pelo produto da massa do conjunto que entra em movimento pela velocidade adquirida. Esta quantidade de movimento, pelo princípio da conservação da quantidade de movimento, transmite-se integralmente ao *chassis* e à carroçaria.

Seja:

- m a massa não suspensa, isto é, a massa não suportada pelo *chassis*;
- M a massa suspensa, isto é, a massa suportada pelo *chassis* que inclui o próprio *chassis*;
- v a velocidade transmitida aos órgãos não suspensos no momento do choque das rodas com a irregularidade da estrada;
- V a velocidade transmitida aos órgãos suspensos.

Pelo princípio de conservação da quantidade de movimento temos, $mv = MV$, de onde se obtém:

$$V = m \frac{v}{M} \quad (2.1)$$

Desta igualdade resulta que a velocidade V adquirida pelos órgãos suspensos, e portanto, o impulso transmitido ao *chassis* e à carroçaria pelo contacto da roda com as irregularidades da estrada é tanto menor quanto mais baixo for o valor de m , isto é quanto menor for a massa não suspensa em relação à suspensa.

2.2.2 AMORTECEDORES

As suspensões são compostas ainda por um órgão denominado amortecedor, que tem a função de reduzir os movimentos com uma intensidade variável e dependente do sentido do movimento (compressão ou distensão) e da sua velocidade. O seu princípio de funcionamento baseia-se na resistência encontrada pelo óleo ao atravessar uma secção estreita. Assim, os amortecedores servem para evitar as oscilações próprias dos órgãos elásticos mas também para integrarem o efeito de absorção das deformações por

parte das molas. O diagrama da figura 3 apresenta um ensaio de um amortecedor a funcionar regularmente em extensão e em compressão. Neste diagrama, a linha contínua representa o funcionamento a alta velocidade enquanto a linha tracejada representa o funcionamento a baixa velocidade (Domenico Lucchesi, 1989).

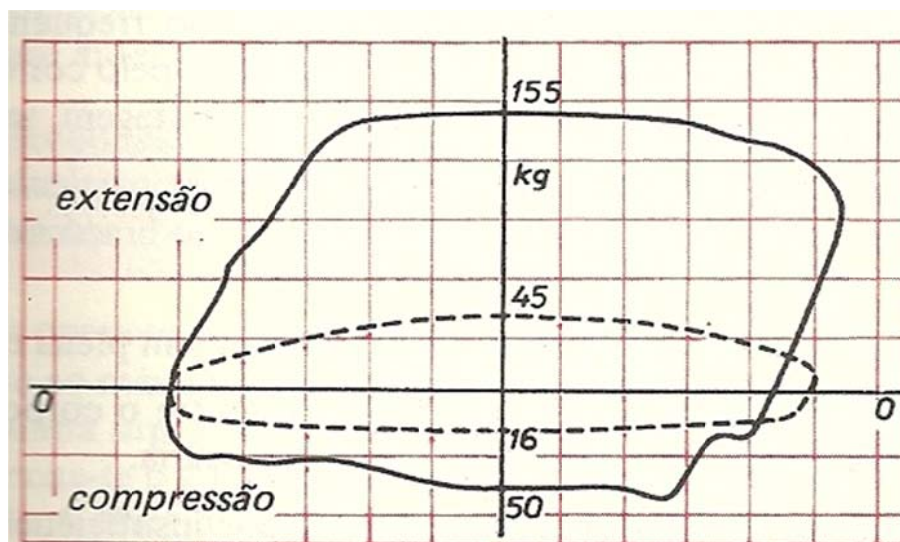


Figura 3 - Diagrama de funcionamento de um amortecedor em extensão e em compressão (Domenico Lucchesi, 1989)

2.3 O CHASSIS E A CARROÇARIA

O chassi tem a dupla finalidade de assegurar a ligação dos diversos grupos que constituem o automóvel e de suportar a carroçaria. Durante a vida útil do automóvel, o chassi fica sujeito a esforços mecânicos variados e complexos, nem sempre avaliáveis na fase de dimensionamento. Com efeito, estão em causa solicitações dinâmicas, que quase sempre apresentam um carácter de choque, e de vibrações que provocam a rigidez do material, reduzindo-lhe a elasticidade. Nesta perspectiva, o chassi deve ser fabricado com recurso a um material que revele boa resistência à fadiga, deve ter boa resistência à deformação e por uma questão de funcionalidade global deve ter um peso relativamente baixo, de modo a obter uma adequada relação peso-potência.

Os automóveis de competição normalmente recorrem a *chassis* tubulares que apresentam uma maior robustez e indeformabilidade, a que paralelamente, se caracterizam por um menor peso (Domenico Lucchesi, 1989).

A carroçaria de um automóvel deve ser resistente aos esforços de torção que lhe são impostos pelas irregularidades do piso, deve ser capaz de suportar o peso do motor, o impulso das molas e deve ter uma boa capacidade de absorver os choques (Paulo G. Costa, 2001-2002). Actualmente, a quase totalidade dos automóveis utiliza uma estrutura única, a carroçaria monobloco. Diz-se que a carroçaria é monobloco quando possui uma resistência mecânica capaz de suportar o peso dos grupos que constituem o automóvel e as solicitações provocadas pelo movimento deste (Domenico Lucchesi, 1989).

2.4 AS RODAS

As rodas de um automóvel são constituídas pelo conjunto jante e pneu e configuram elementos de peculiar importância no que diz respeito à estabilidade e ao equilíbrio do veículo. Estas são responsáveis pela ligação deste ao piso pelo que qualquer instabilidade ou desequilíbrio pode comprometer o comportamento do automóvel. No anexo A podem verificar-se os efeitos inerentes a este desequilíbrio na dinâmica do veículo.

2.4.1 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA PLANA

Consideremos um automóvel numa curva de raio r , esquematicamente reduzido a um eixo e duas rodas.

As forças aplicadas ao automóvel são:

- O peso P , aplicado no baricentro e a actuar verticalmente.
- A força centrífuga F , aplicada no baricentro G , que actua como um braço h em relação ao ponto de apoio B da roda exterior é dada pela expressão:

$$F = \frac{P}{g} \frac{v^2}{r} \quad (2.2)$$

Sob a ação da força centrífuga o automóvel tende a elevar-se para o exterior, fazendo fulcro no ponto B .

Os momentos provocados pelas forças P e F , em relação ao ponto de apoio B da roda exterior, têm sentido contrário, razão pela qual a condição de estabilidade presente no automóvel será expressa pela relação:

$$Pc = Fh = \frac{P}{g} \frac{V^2}{r} h \quad (2.3)$$

Neste caso, a resultante R das duas forças P e F encontra o solo num ponto H situado interiormente aos pontos de apoio A e B das duas rodas: em relação ao ponto B o momento da resultante R tem um sentido tal que mantém o automóvel premido sobre o plano do piso.

Da relação (2.3) é possível obter:

$$V^2 = \frac{cgr}{h} \quad (2.4)$$

de onde se retira a velocidade máxima que o veículo pode atingir em condições à inclinação:

$$V_{m\acute{a}x.} = \sqrt{\frac{cgr}{h}} \quad (2.5)$$

Assim, a velocidade máxima que pode atingir é independente do peso do automóvel e, para o mesmo raio da curva, aumenta quando aumenta a largura e quando diminui a altura do baricentro sobre o plano do piso. A figura 4 representa as forças aplicadas no baricentro do automóvel.

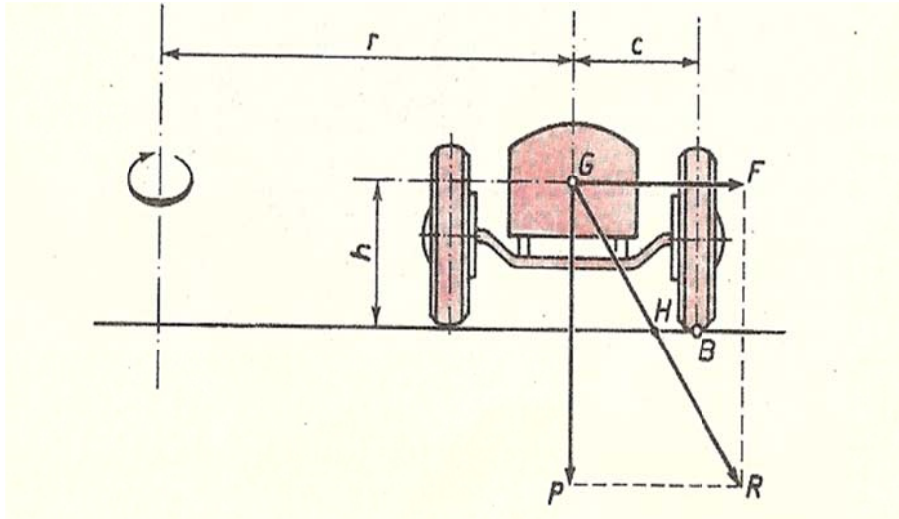


Figura 4 – Representação das forças aplicadas no baricentro do automóvel (Domenico Lucchesi, 1989)

2.4.2 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA DERRAPAGEM DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA PLANA

Se considerarmos a estabilidade em função da derrapagem, as forças aplicadas são:

- As resistências tangenciais de atrito do coeficiente de atrito $f P/2$, aplicadas nos pontos de contacto dos pneus com o piso e que contrariam o deslizamento do automóvel para o exterior da curva.
- A força centrífuga $F = \frac{P}{g} \frac{V^2}{r}$, aplicada no baricentro G, e que tende a afastar o automóvel do centro da curva fazendo deslizar os pneus sobre o piso.

A condição de estabilidade ao deslizamento para o exterior é satisfeita para:

$$F = 2f \frac{P}{2} = fP \quad (2.6)$$

isto é, para: $\frac{P}{g} \frac{V^2}{r} = fP$

e também para: $\frac{V^2}{gr} = f$

Deste modo, a velocidade máxima que pode ser atingida pelo automóvel em condições de estabilidade a deslizamento ou derrapagem lateral é:

$$V_{m\acute{a}x.} = \sqrt{fgr} \quad (2.7)$$

Com efeito, a velocidade no limite do deslizamento depende unicamente do raio da curva e do coeficiente de atrito entre o pneu e o piso como se pode verificar pela figura 5.

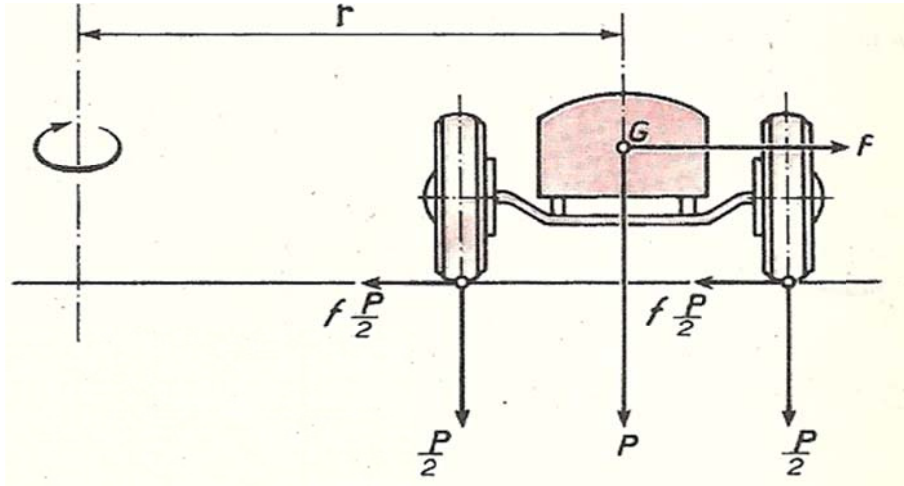


Figura 5 – Efeito do raio da curva e do coeficiente de atrito entre o pneu e o piso (Domenico Lucchesi, 1989)

Igualando agora a fórmula (2.7) com a $V_{m\acute{a}x.} = \sqrt{\frac{gcr}{h}}$, podemos obter a relação de $\frac{c}{h}$ com o coeficiente de atrito f .

Como em média $f = 0.60$ e $\frac{c}{h} \cong \frac{0.70}{0.3} \cong 2.35$, temos, $f \cong \frac{1}{4} \frac{c}{h}$, pelo que:

$$V_{m\acute{a}x.} = \sqrt{\frac{1}{4} \frac{cgr}{h}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{gcr}{h}} \quad (2.8)$$

Desta forma, a velocidade no limite do deslizamento é aproximadamente metade da que pode ser atingida no limite da elevação, logo a velocidade máxima que um automóvel pode atingir numa curva plana está limitada pela condição de estabilidade ao deslizamento lateral.

2.4.3 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA COM INCLINAÇÃO FAVORÁVEL

Se, ao invés de uma curva plana, tivermos uma curva num plano inclinado, as forças aplicadas são:

- O peso próprio P , aplicado ao baricentro G do automóvel.
- A força centrífuga $F = \frac{P}{g} \frac{V^2}{r}$, aplicada no baricentro G , e que tende a fazer tombar o automóvel para o exterior da curva à volta do ponto de apoio B do pneu sobre o piso.

Para a estabilidade a esta inclinação temos:

$$Pa = Fb = \frac{P}{g} \frac{V^2}{r} b \quad (2.9)$$

Nestas circunstâncias, a resultante R das duas forças F e P , ao encontrar o piso num ponto H situado interiormente aos pontos de apoio das duas rodas sobre o solo, tem, em relação ao ponto B , um momento, de tal forma que mantém o automóvel premido sobre o piso. Para representar na equação (2.9) o ângulo α da inclinação da curva, é necessário decompor as forças P e F segundo os dois eixos normais, como se pode verificar na figura 6. Assim, a condição de estabilidade à elevação em volta do ponto B será:

$$hF \cos \alpha = cF \sin \alpha + hP \sin \alpha + cP \cos \alpha$$

$$F(h \cos \alpha - c \sin \alpha) = P(c \cos \alpha + h \sin \alpha)$$

$$F(h - c \operatorname{tg} \alpha) = P(c + h \operatorname{tg} \alpha)$$

$$F = \frac{P(c + h \operatorname{tg} \alpha)}{h - c \operatorname{tg} \alpha} = \frac{PV^2}{gr} \quad (2.10)$$

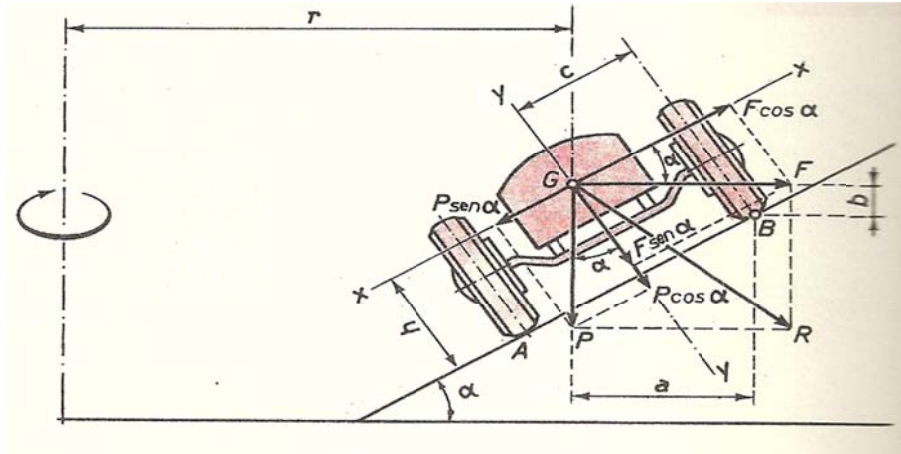


Figura 6 – Resultante das forças F e P sobre o piso (Domenico Lucchesi, 1989)

Da fórmula anterior resulta que a velocidade máxima que o automóvel pode atingir em condições de estabilidade à inclinação ou elevação é dada por:

$$V_{m\acute{a}x.} = \sqrt{gr \frac{c+h \operatorname{tg}\alpha}{h-c \operatorname{tg}\alpha}} \quad (2.11)$$

Esta expressão demonstra que a velocidade no limite da elevação, nas mesmas condições de raio e de inclinação da curva, é directamente proporcional à largura do automóvel e inversamente proporcional à altura do seu baricentro sobre o piso.

2.4.4 A ESTABILIDADE EM FUNÇÃO DA DERRAPAGEM DO AUTOMÓVEL NUMA CURVA COM INCLINAÇÃO

Nestes termos as forças aplicadas são:

- O peso próprio P do automóvel aplicado ao baricentro G .
- A força centrífuga $F = \frac{P V^2}{g r}$ que actua horizontalmente, aplicada ao baricentro G e que tende a afastar o automóvel do centro da curva, fazendo com que este deslize, ou derrape sobre o piso.
- As resistências de atrito $f \frac{N}{2}$, que derivam das reacções $\frac{N}{2}$ dos apoios A e B provocados pela componente normal N . Esta componente é originada pela resultante R da força centrífuga F e do peso próprio P .

As resistências de atrito $f \frac{N}{2}$, aplicadas nos pontos de apoio A e B das duas rodas, tendem a contrariar a acção da força centrífuga F .

Deste modo, para a estabilidade à derrapagem segundo o eixo x , temos:

$$F \cos \alpha = P \sin \alpha + fN \quad (2.12)$$

Como as deslocações do automóvel segundo o eixo y são impossíveis, a reacção N do plano de apoio deve equilibrar a soma das componentes das forças aplicadas segundo o referido eixo, assim:

$N = P \cos \alpha + F \sin \alpha$, que substituída em (2.12) dá:

$$F \cos \alpha = P \sin \alpha + f(P \cos \alpha + F \sin \alpha)$$

$$F \cos \alpha - fF \sin \alpha = P \sin \alpha + fP \cos \alpha,$$

de onde:
$$F = \frac{P(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{\cos \alpha - f \sin \alpha}$$

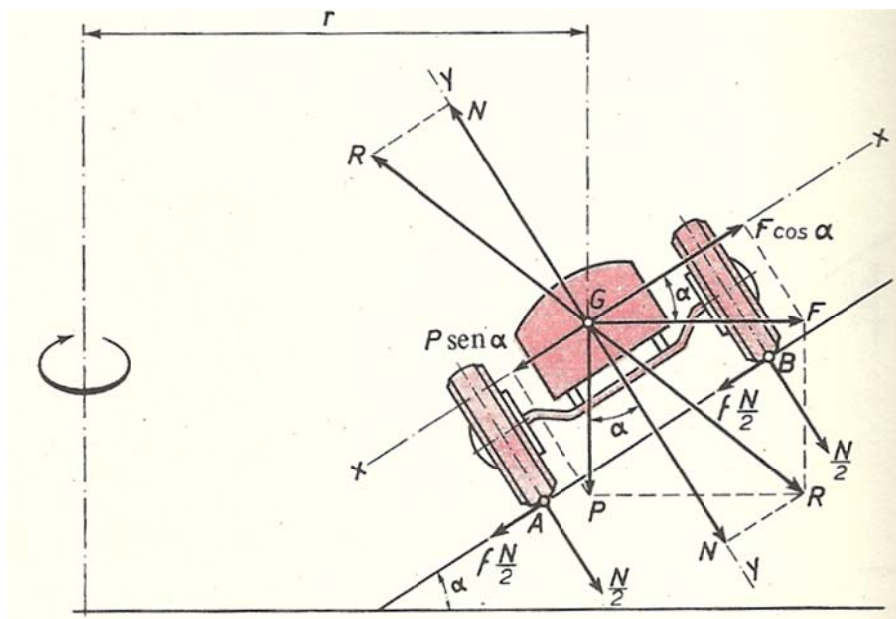


Figura 7 – Somatório das componentes das forças aplicadas no eixo y (Domenico Lucchesi, 1989)

Da última fórmula, sendo $f = tg\varphi$ (em que φ é o ângulo de atrito) obtém-se:

$$F = \frac{P(\text{sen}\alpha + tg\varphi \text{cos}\alpha)}{\text{cos}\alpha - tg\varphi \text{sen}\alpha} = \frac{P(tg\alpha + tg\varphi)}{1 - tg\alpha tg\varphi} = P tg(\alpha + \varphi)$$

e finalmente:

$$\frac{PV^2}{gr} = P tg(\alpha + \varphi)$$

Desta expressão é possível obter a velocidade que o automóvel pode atingir no limite da derrapagem.

$$V_{m\acute{a}x.} = \sqrt{gr tg(\alpha + \varphi)} \quad (2.13)$$

Esta fórmula demonstra que a máxima velocidade que um automóvel pode atingir numa curva com muita inclinação é directamente proporcional ao raio e à inclinação da curva e ao coeficiente de atrito entre o pneu e o piso. Pode ainda dizer-se que, no caso de uma curva com muita inclinação, a velocidade que o automóvel pode atingir no limite da derrapagem é muito menor do que a do limite à inclinação.

Assim a velocidade máxima na qual o automóvel pode abordar uma curva com muita inclinação é limitada pela condição de estabilidade à derrapagem lateral. Quer isto dizer que a velocidade máxima inquirida a um automóvel na abordagem de uma curva com inclinação acentuada é limitada pela condição da estabilidade à derrapagem lateral

2.5 A BARRA ESTABILIZADORA

O adornar da carroçaria de um automóvel em curva pode revelar-se um movimento prejudicial para a sua estabilidade e equilíbrio dinâmico. A barra estabilizadora é o elemento da suspensão responsável por diminuir esse efeito. A sua inclusão na mecânica do veículo limita a inclinação transversal, transferindo a rigidez da suspensão de um lado para o outro do veículo, procurando manter o alinhamento entre os eixos das rodas como pode ser observado nas figuras 8 e 9.

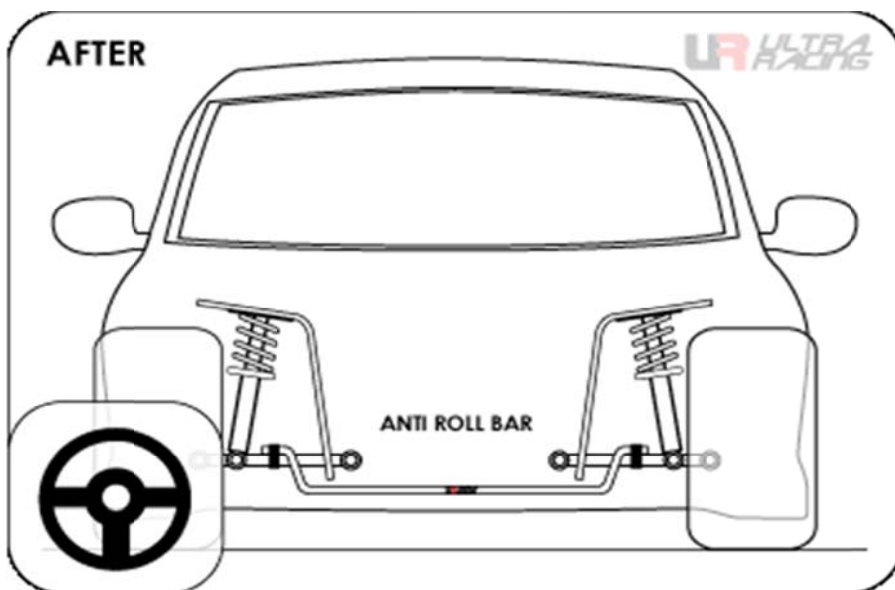


Figura 8 – Representação da barra estabilizadora em repouso (adaptado de UR Ultra Racing)

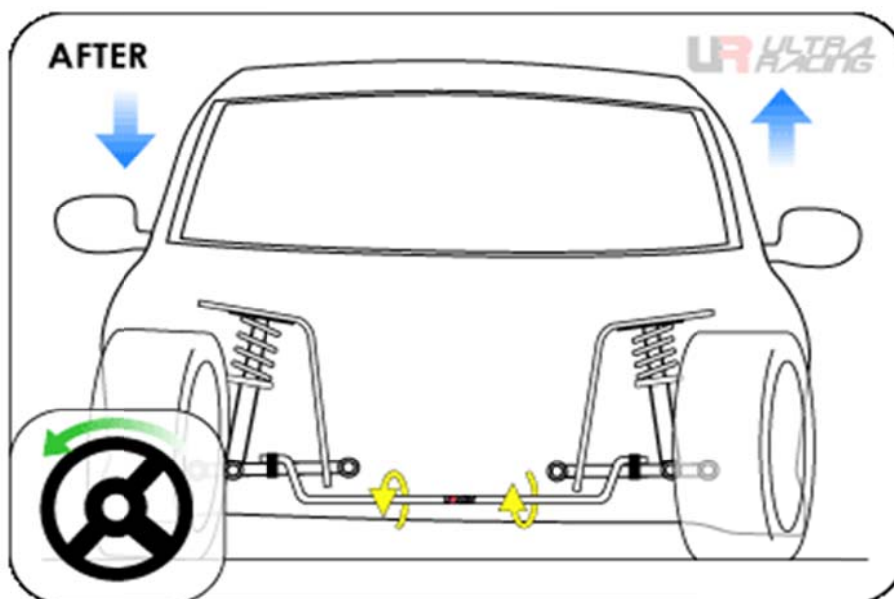


Figura 9 - Representação da barra estabilizadora solicitada em curva (adaptado de UR Ultra Racing)

Já a sua inexistência provoca um movimento inverso como se pode ver pela figura 10.

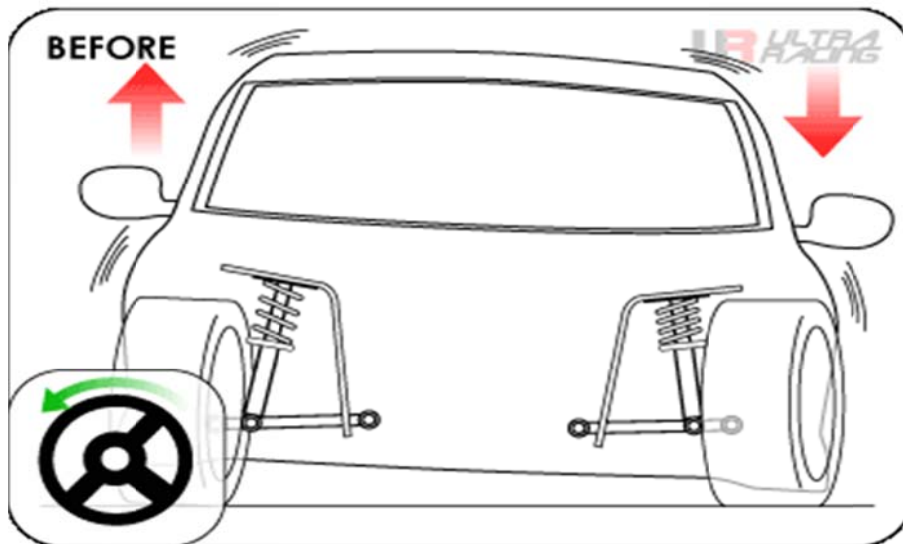


Figura 10 – Representação do funcionamento do automóvel em curva sem barra estabilizadora (adaptado de UR Ultra Racing)

Este componente é constituído por uma barra transversal que gira entre dois suportes que estão fixos ao chassis ou à carroçaria monobloco e por duas manivelas solidárias com as extremidades da barra e dispostas no sentido longitudinal como se pode ver na figura 11.

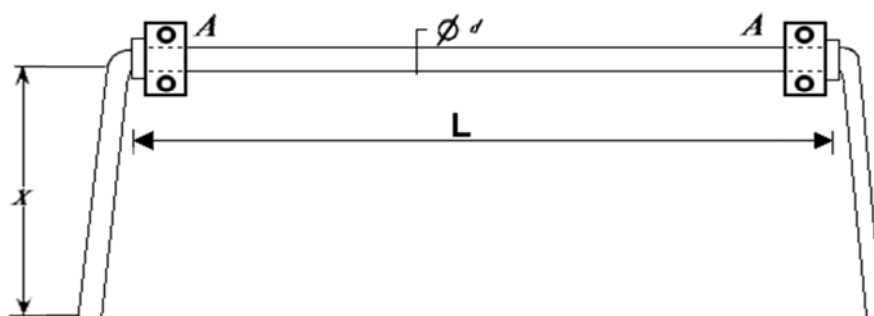


Figura 11 – Barra estabilizadora (Domenico Lucchesi, 1989)

A barra é fabricada em aço de elevado módulo de elasticidade transversal e deve possuir boa tenacidade para poder suportar fortes deformações por torção. Quando devido às irregularidades do piso, os impulsos exercidos pelas rodas sobre as molas apresentam diferentes valores, as molas da suspensão têm deformações distintas. Nestas circunstâncias, as manivelas giram com ângulos diferentes, solicitando à torção a barra estabilizadora que, ao reagir a esta acção, limita a diferença de deformação entre as duas molas, ajudando assim ao equilíbrio dinâmico do sistema (Domenico Lucchesi, 1989).

Se esta barra for demasiadamente rígida, pode em situações de adorno limite, levantar a roda interior e, perante tal cenário, caso o automóvel possua tracção dianteira, acaba por perdê-la (Hermenegildo Baylos, 2000).

2.6 A BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

A barra anti-aproximação tem um papel fundamental no desempenho e comportamento do automóvel. Nesta perspectiva, aumenta a estabilidade do veículo em curva, e potencia exponencialmente a vida útil do sistema de suspensão e da própria estrutura, favorecendo directamente molas e amortecedores. Estas barras, também denominadas anti-torção, normalmente não equipam viaturas de série, mas são amplamente utilizadas em automóveis de cariz desportivo e são indispensáveis em automóveis de competição, pois ajudam a estrutura a suportar impactos, transformando a energia cinética em deformação, garantindo assim a sua máxima eficácia. A imagem da figura 12 mostra uma barra anti-aproximação montada num veículo de competição.



Figura 12 – Barra anti-aproximação montada num veículo de competição

Quando é reduzida a distância entre a base da suspensão e a sua extremidade, diminui a capacidade de absorção de choques do conjunto e, conseqüentemente, a estrutura irá ressentir-se desse esforço. É neste contexto que deve ser correctamente utilizada a barra anti-aproximação.

Projectada especificamente para cada modelo de automóvel, a barra anti-aproximação tem como função:

- Aumentar a rigidez estrutural do conjunto *chassis* ou carroçaria monobloco do automóvel na zona reservada ao motor;
- Transferir para as duas torres de suspensão cargas que, inicialmente, estariam a incidir apenas numa das torres;
- Possibilitar melhor tracção do automóvel, pois evitam a torção da carroçaria em travagens ou acelerações bruscas;
- Ajudar na absorção de impactos;
- Melhorar a precisão da direcção, quando sujeita a cargas elevadas em curva, reduzindo a subviragem;
- Reduzir o desgaste dos pneus e a fadiga estrutural.

As barras são montadas entre as torres dos amortecedores da frente como se pode verificar pela figura 13, pois, normalmente em curva, as torres dos amortecedores são expostas a grandes forças, que tendem a produzir uma certa torção e flexão no chassis, que faz com que estas se movam ligeiramente para o interior, uma vez que não existe ligação entre os amortecedores. A figura 14 mostra o funcionamento da barra anti-aproximação solicitada em curva.

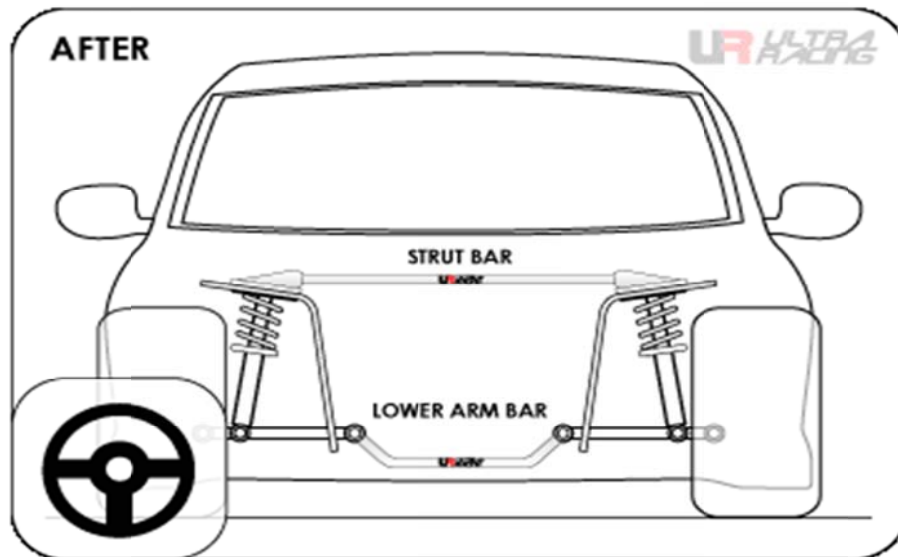


Figura 13 – Representação da barra anti-aproximação num automóvel em repouso (adaptado de UR Ultra Racing)

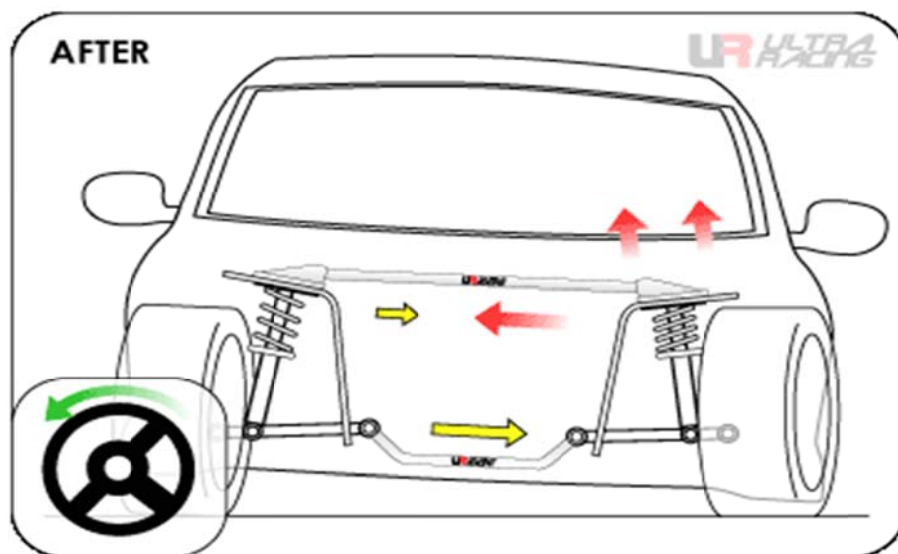


Figura 14 - Representação do funcionamento da barra anti-aproximação solicitada em curva (adaptado de UR Ultra Racing)

Logo, a sua principal função é proporcionar mais rigidez ao chassi, reduzindo a deformação, de forma a melhorar o comportamento do automóvel, assegurando maior facilidade de condução e conforto em certos casos. Esta maior operacionalidade resulta da circunstância da barra de aproximação tornar a estrutura dianteira do automóvel substancialmente mais rígida, possibilita um aumento de aderência em curva que conseqüentemente, possibilita um aumento de velocidade (Francisco Lemos Ferreira, 2007).

2.6.1 TIPOS DE BARRAS ANTI-APROXIMAÇÃO

Para além das barras anti-aproximação dianteiras, para determinados modelos de automóveis existem ainda barras anti-aproximação inferiores e traseiras, embora estas não sejam muito comuns. Relativamente ao material utilizado, estas podem ser feitas de aço, alumínio ou fibra de carbono, sendo que o seu preço aumenta em função do tipo de material. O alumínio é muitas vezes utilizado por uma questão de peso, embora o aço possua melhores características no que diz respeito à rigidez. É importante que este tipo de barras tenham uma geometria rectilínea, sendo que a adição de ângulos ou ligações não soldadas lhe retira propriedades, ainda que por vezes não seja possível evita-los, devido à complexidade de componentes existentes na zona de aplicação. Com o intuito de obter melhores resultados, algumas destas barras são submetidas a tratamentos térmicos especiais. Em termos de acabamento, estas podem ser polidas, pintadas ou anodizadas. Por fim, existem ainda barras que não são ocas e possuem três ou quatro nervuras internas para aumentar a rigidez longitudinal como se pode ver na figura 15 (Francisco Lemos Ferreira, 2007).

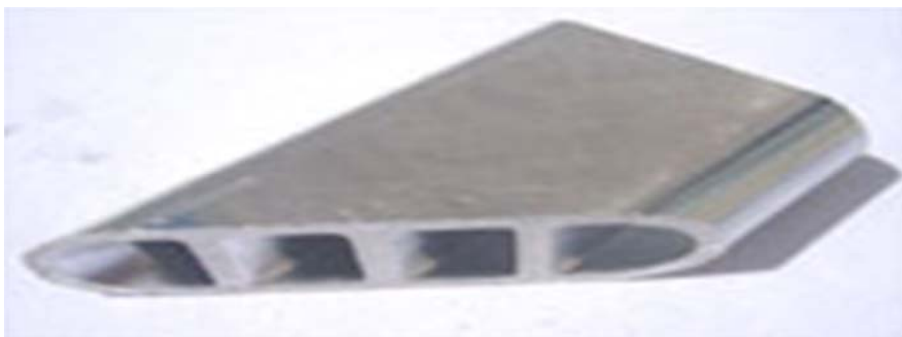


Figura 15 – Representação da geometria interna de uma barra anti-aproximação não oca (Francisco Lemos Ferreira, 2007).

2.6.2 A INSTALAÇÃO DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

Este componente da suspensão requer uma instalação bastante simples e é normalmente montado no topo das torres dos amortecedores dianteiros do automóvel, uma vez que se considera que esta é a zona veículo que apresenta maior flexibilidade. Para uma correcta instalação é fundamental que o automóvel se encontre imobilizado sobre uma superfície perfeitamente plana e com as quatro rodas bem apoiadas no chão. A figura 16 indica a forma como deve ser instalada a barra anti-aproximação.

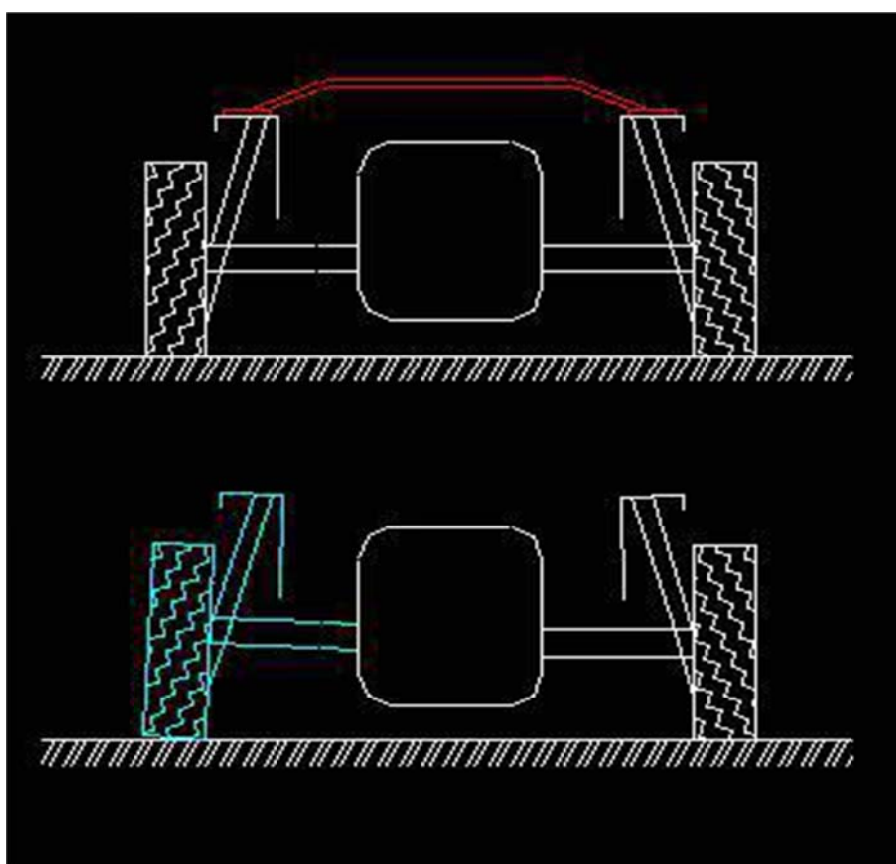


Figura 16 – Instalação da barra anti-aproximação (Alessandro Bizzeti, 2010)

A ligação à torre de suspensão é efectuada por parafusos e o aperto deve ser feito com uma chave dinamométrica, de modo a que a barra quando em repouso não se encontre sobre tensão nem compressão. Após efectuar alguns quilómetros este aperto

deve ser verificado e reajustado. Existem barras que podem ser ajustadas no comprimento através de uma secção roscada, como se pode verificar na figura 17. Este tipo de funcionamento tem como função minimizar os riscos inerentes a uma incorrecta instalação e, ainda, para permitir uma certa tolerância dimensional, dado que com o tempo, a estrutura, devido ao acumular de tensões, pode sofrer desvios dimensionais que só desta forma podem ser corrigidos.



Figura 17 – Barra anti-aproximação com regulação de comprimento (Alessandro Bizzeti, 2010)

Caso a instalação seja efectuada na retaguarda do automóvel o processo é idêntico, ou seja, deve ser efectuada no topo das torres dos amortecedores, no entanto existe a possibilidade de a barra ser soldada à própria estrutura. Este processo pode ser realizado, mas nunca em combinação com a barra dianteira, sob o risco de a estrutura se tornar demasiadamente rígida. Neste contexto, é bom ter presente que as estruturas, ou as suas ligações são dimensionadas para lidar com uma certa flexibilidade de forma a assegurar o retorno ao estado inicial após uma súbita tensão (Alessandro Bizzeti, 2010).

2.6.3 VANTAGENS DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

Uma das grandes potencialidades da barra anti-aproximação é o facto de, devido à sua elasticidade manter constante o valor dos ângulos característicos da geometria da suspensão distribuindo de modo adequado pelo *chassis* as solicitações provenientes das irregularidades do piso. Todos os componentes mecânicos, bem como os estruturais sofrem deformações durante a sua utilização. Nessa perspectiva, ao fim de um determinado número de quilómetros, a não utilização da barra anti-aproximação irá fazer variar a distância entre as torres de suspensão e conseqüentemente irá modificar o ângulo de sopé. A figura 18 mostra os valores característicos da geometria de suspensão.

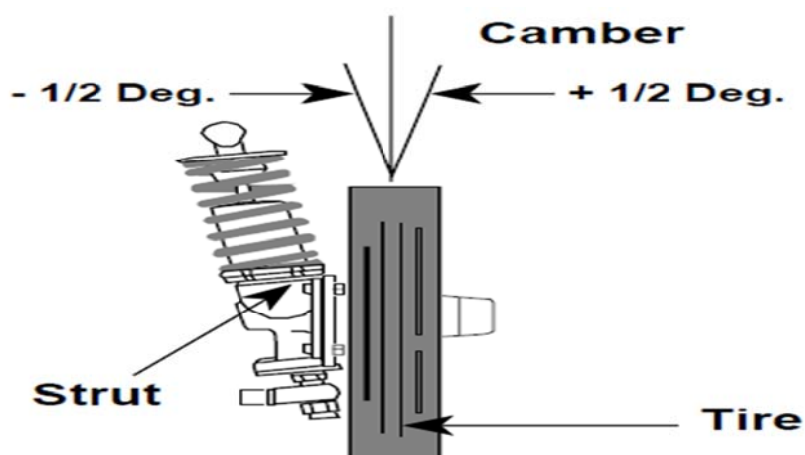


Figura 18 – Valores característicos da geometria de suspensão (adaptado de Hermenegildo Baylos, 2000)

Inversamente, se esta estiver instalada, e mesmo sujeita a elevados esforços, a geometria de suspensão não irá ser alterada (Hermenegildo Baylos, 2000).

2.6.4 DESVANTAGENS DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

Quando equipado em automóveis de série de cariz citadino ou familiar, cuja suspensão se revele macia este acessório pode trazer inconvenientes, dado que confere à estrutura uma rigidez para à qual ela não se encontra dimensionada. Este excesso de rigidez provoca desconforto aos ocupantes do veículo e pode danificar a própria estrutura, bem como alguns órgãos da suspensão. Em situações limite, e caso o piso se encontre em elevado estado de degradação, a amplitude das oscilações da suspensão pode atingir níveis incontroláveis. Perante este quadro hipotético, se a frequência própria da massa suspensa coincidir com a produzida pelas irregularidades do piso, diz-se que a suspensão atingiu o modo de frequência natural, entrando em ressonância (Hermenegildo Baylos, 2000).

Para além disso, não existe informação muito rigorosa no que diz respeito à legalidade da barra anti-aproximação. É ainda de configurar como desvantagem o facto de, em caso de choque frontal, o endurecimento da estrutura poder comprometer a segurança do automóvel, uma vez que os parâmetros de deformação ficam alterados.

Por outro lado, pode dizer-se que a direcção, por ser mais precisa, se torna muito mais sensível a correcções, o que requer mais perícia por parte do condutor. Por último, é também uma desvantagem o incremento de peso proporcionado pela barra anti-aproximação, bem como a dificuldade de manutenção que a mesma provoca quando instalada.

2.7 A IMPORTÂNCIA DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO NA COMPETIÇÃO AUTOMÓVEL

A rigidez configura um aspecto de crucial importância num automóvel de competição. A barra anti-aproximação é um acessório utilizado normalmente em conjunto com suspensões *MacPherson* e carroçarias monobloco para conferir mais solidez à estrutura, evitando os movimentos torsionais indesejáveis da carroçaria. Na suspensão *MacPherson*, onde a mola e o amortecedor funcionam em conjunto as cargas verticais, são inteiramente transmitidas ao topo da torre, ao contrário do que acontece com outros tipos de suspensão, onde molas e amortecedores repartem a absorção de cargas. Utilizada indiferentemente para suspensões anteriores ou posteriores, esta suspensão deriva da suspensão com triângulos, substituindo o triângulo superior por um dispositivo de deslizamento linear, geralmente constituído pelo amortecedor, que se emprega também como sede da mola helicoidal. A sua grande difusão actual deriva, com efeito, da possibilidade de poder incorporar num só órgão um braço da suspensão, o amortecedor e a sede da mola, com as vantagens de um custo reduzido, menor peso e volume como se demonstra na figura 19.

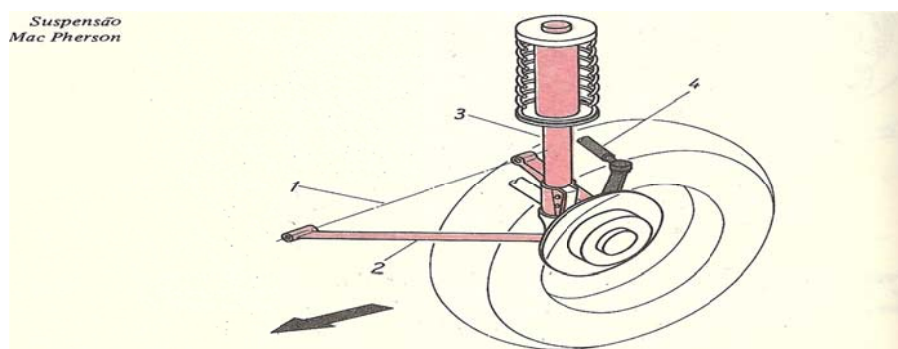


Figura 19 – Suspensão MacPherson (Domenico Lucchesi, 1989) 1. Eixo de oscilação
2. Triângulo inferior 3. Amortecedor 4. Barra de Direcção

Desta forma, a barra anti-aproximação absorve as cargas provenientes das torres de suspensão, ficando sujeita a esforços de tracção e compressão. A figura 20 apresenta um esquema representativo das solicitações inerentes à barra anti-aproximação.

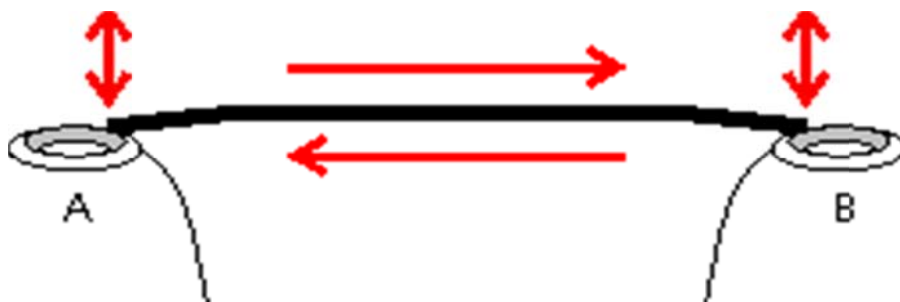


Figura 20 – Esquema representativo das solicitações inerentes à barra anti-aproximação (Alessandro Bizzeti, 2010)

Ter um bom motor, não é o requisito mais importante para vencer na competição. Os automóveis com estas características estão sujeitos a constantes alterações e, nessa perspectiva, a adição de uma barra anti-aproximação representa uma excelente opção no sentido do desenvolvimento e da optimização do desempenho da viatura, com custos reduzidos.

Sempre que são efectuadas alterações às características originais dos automóveis, como é verificado na competição, com rebaixamento de suspensão ou alargamento de jantes e colocação de pneus de baixo perfil, torna-se obrigatória a instalação deste tipo de componente, visto que a estrutura vai ser submetida a esforços adicionais. É do conhecimento comum que quanto mais sólida for a suspensão e quanto melhor for a aderência dos pneus, mais potencialidades se podem retirar deste tipo de barra. Para este tipo de utilização, a melhor opção pode ser uma barra em carbono com baixo peso e excelente rigidez (Alessandro Bizzeti, 2010).

2.8 DISTRIBUIÇÃO DE FORÇAS NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

Na figura 21, pode verificar-se pela terceira lei do movimento, que as solicitações impostas pela suspensão são absorvidas pela estrutura. Isto significa que quando o automóvel está em curva, a força F_1 é exercida de baixo para cima, enquanto a força F_2 actua na direcção oposta. Como a barra se encontra instalada, a força F_3 é transmitida através desta, directamente sobre a suspensão e é contrariada pela lei já referida pela força F_4 . Desta forma, grande parte das solicitações serão dissipadas pela própria barra e a soma de todas as forças é igual à força F_1 , ou seja, $\sum \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_4 = \vec{F}_1$.

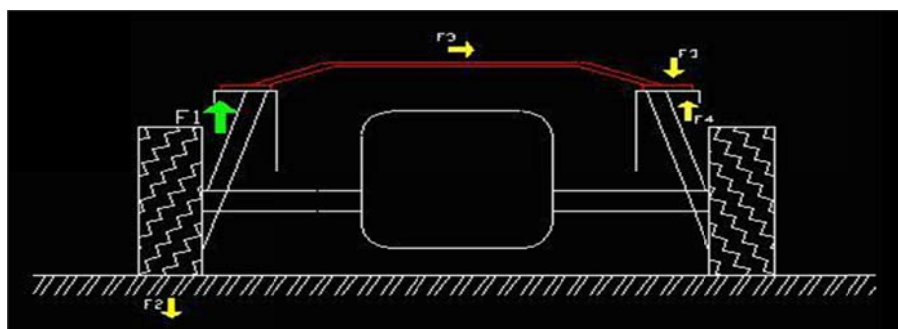


Figura 21 – Distribuição das forças actuautes na barra anti-aproximação (Alessandro Bizzeti, 2010)

A barra está sujeita a esforços axiais, mas, dado o seu posicionamento ajuda o chassis nos esforços combinados de flexão e torção. Assim, quando numa curva a estrutura tende a torcer, alterando o centro de gravidade, a barra anti-aproximação une as torres de suspensão e tende a manter a simetria do carro mais constante, proporcionando uma trajectória em curva mais precisa, sem oscilações susceptíveis de condicionar a sua direcção.

A acção destas forças manifesta-se axialmente e transmite-se entre as torres, pelo que em resposta às solicitações verticais F_1 , provenientes das irregularidades do piso, temos que, parte das solicitações são absorvidas pelas forças F_2 em sentido oposto e

outra parte é transmitida à barra pelas forças F_3 e F_4 que tentam impedir a compressão, como se verifica pela figura 22.

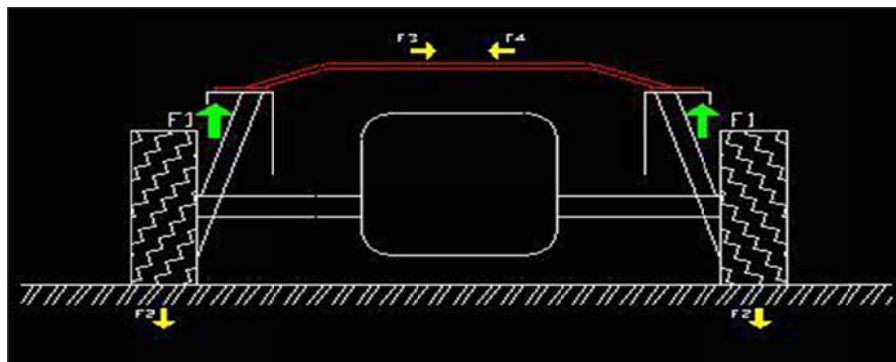


Figura 22 - Distribuição das forças actuantes na barra anti-aproximação (Alessandro Bizzeti, 2010)

Existem, porém, autores que defendem que as forças verticais não devem ser consideradas em termos de cálculo, uma vez que se anulam. Assim, a figura 23 utiliza apenas as forças horizontais relevantes para uma análise deste tipo.

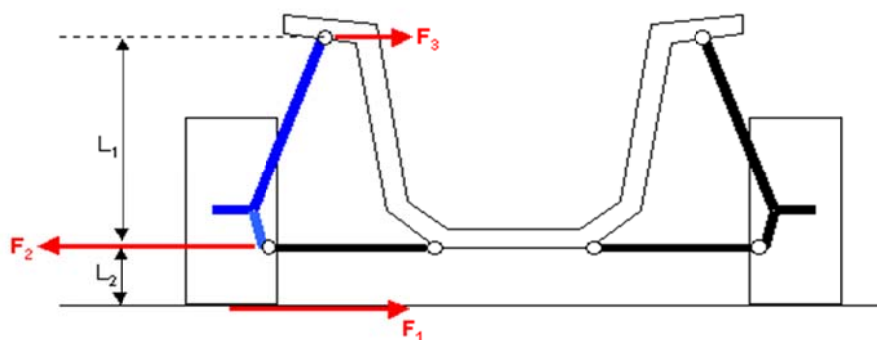


Figura 23 - Distribuição das forças horizontais actuantes na barra anti-aproximação (Alessandro Bizzeti, 2010)

Consideremos por exemplo uma curva em que o veículo atinge 1g de aceleração da gravidade, e transfere 100% do seu peso para as rodas dianteiras. Por outro lado, na competição, frequentemente podemos ver, em curva, uma roda dianteira totalmente suspensa, o que significa que o peso está a ser transferido a 100% para o outro apoio. Consideremos ainda que um automóvel tem uma massa de 1225 kg e tem uma distribuição de peso 50/50. Nesta perspectiva e nas circunstâncias já mencionadas, o pneu dianteiro externo deve gerar uma força lateral de 612.5 kgf, logo $F_1 = 612.5 \text{ kgf}$. Sendo que, a figura 23 representa um diagrama de corpo livre e considera apenas as forças que actuam na estrutura de suspensão (representada a azul), pelo que o somatório das forças horizontais deve ser igual a zero. Porém, o objectivo é determinar o valor de F_3 , que é a força que é exercida pela barra anti-aproximação sobre a estrutura de suporte. É possível obter F_3 , uma vez conhecidos os valores de L_1 e L_2 , assim, sabendo que:

- $F_1 (L_2) = F_3 (L_1)$ ou, $F_3 = F_1 (L_2/L_1)$
- $F_1 = 612.5 \text{ kg}$
- $L_1 = 617 \text{ mm}$ e $L_2 = 152 \text{ mm}$

Logo, $F_3 \cong 150 \text{ kg}$

Mediante estes dados, é possível concluir que, numa curva em que a força é transmitida às rodas dianteiras na totalidade, actua na estrutura uma força de 150 kg. Assim, tomando por referência a análise anterior, sabendo que a roda interior não está em carga, não existe uma força de reacção correspondente gerada na barra anti-aproximação, ou seja, a barra tende a estar solicitada à tracção e não à compressão, como frequentemente se acredita.

Não é de desprezar que a barra fica actuada com uma força que corresponde aproximadamente a 12% do peso do automóvel. Perante esta força, o ângulo de sopé sofre um desvio de aproximadamente 0.5° no sentido negativo.

Relativamente à figura anterior pode dizer-se, ainda, que F_2 deve ser igual à força lateral de F_1+F_3 e que, F_1 deve ser maior do que F_3 e F_3 depende da força exercida por F_1 , uma vez que, $F_1+F_3=F_2$. Por outro lado, a suspensão não é perfeitamente vertical, pelo que devem existir forças na direcção do centro de gravidade (Alessandro Bizzeti, 2010).

2.8.1 INFLUÊNCIA DA COMPRESSÃO NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

Contrariamente à análise descrita anteriormente, muitos acreditam que a barra anti-aproximação se encontra predominantemente solicitada à compressão como se verifica pelas figuras 24 e 25 e não à tracção. Na verdade, as solicitações dependem do tipo de piso e do modo de condução. Isto porquanto, condução em curva em asfalto liso, induz à tracção, enquanto condução em linha recta sobre irregularidades induz à compressão.

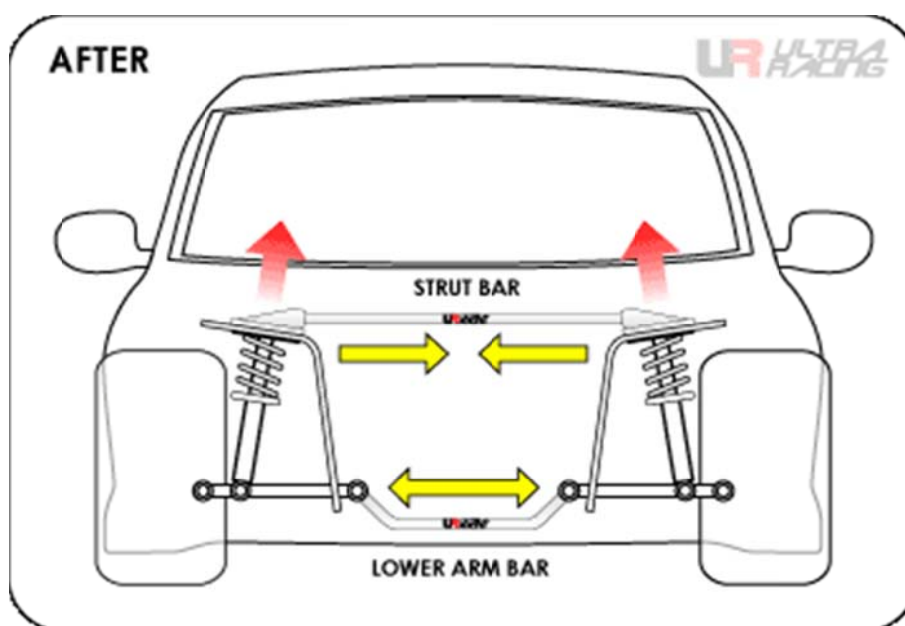


Figura 24 - Representação do funcionamento da barra anti-aproximação solicitada à compressão (adaptado de UR Ultra Racing)

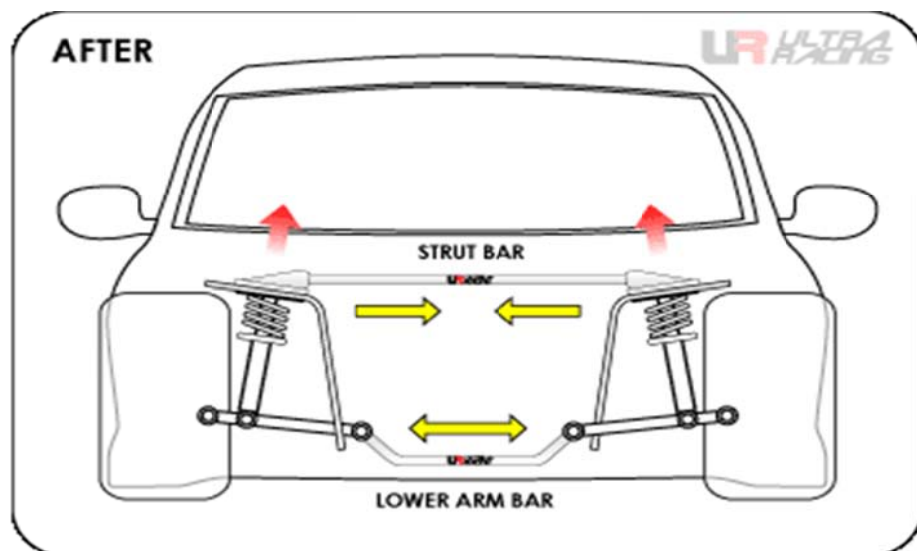


Figura 25 - Representação do funcionamento da barra anti-aproximação solicitada à compressão mediante as irregularidades do piso (adaptado de UR Ultra Racing)

A figura 26 ilustra as forças de compressão, consequência de uma condução em linha recta sobre irregularidades do piso.

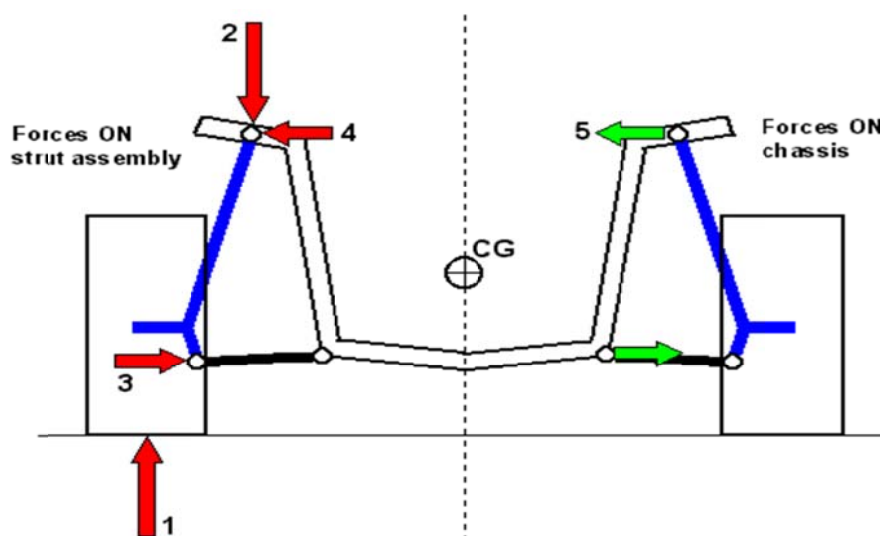


Figura 26 - Representação das forças de compressão em resultado de uma condução em linha recta sobre irregularidades do piso (adaptado de Alessandro Bizzeti, 2010)

O lado esquerdo da figura exhibe as forças resultantes das actuações na zona de instalação da barra anti-aproximação. A força F1 é proveniente da reacção do piso, a F2 representa o peso do automóvel, enquanto as forças F3 e F4 actuam como reacção às solicitações impostas à barra pelas forças F1 e F2. A força F4 tem, naturalmente, uma reacção igual e oposta que é a força F5 (representada a verde) e é a resultante do esforço de compressão na barra. De salientar que quando sujeito às irregularidades do piso, o chassis pode momentaneamente atingir acelerações de 3 ou 4g, o que significa que as forças actuantes em 1 e 2, são muito superiores às que actuam em 3, 4 e 5, mas estas revelam-se mesmo nestas circunstâncias, significativas. Concluindo, um automóvel de estrada, tem a barra anti-aproximação solicitada a maior parte das vezes à compressão, enquanto um automóvel de competição tem a barra solicitada maioritariamente à tracção (Alessandro Bizzeti, 2010).

2.9 INFLUÊNCIA DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO NA RIGIDEZ DO CHASSIS MONOBLOCO

Na actualidade, a maioria dos automóveis são produzidos num sistema *chassis* carroçaria monobloco reforçado, o que significa que o próprio corpo fornece a rigidez necessária à estrutura. Outrora, a estrutura dos automóveis era caracterizada por dois elementos, um *chassis* rígido e uma carcaça que alojava os passageiros. Esta técnica veio a revelar-se inadequada, uma vez que implicava mais peso, mais desperdício de materiais, mais custos e menos segurança. O projecto dos actuais *chassis*, não é uma tarefa fácil devido à elevada complexidade da sua geometria, às preocupações inerentes ao peso, aos custos e sobretudo à rigidez e à segurança. Já os automóveis de competição são projectados com o objectivo de possuírem uma elevada rigidez e um baixo peso, com o intuito de obter um melhor desempenho.

A estrutura de um automóvel é constantemente submetida à acção de forças provenientes das variações das superfícies, das curvas, das acelerações ou das travagens. Perante o quadro desta última exigência, o *chassis* deve ser suficientemente capaz de suportar essas cargas sem que elas interfiram na sua geometria.

Neste contexto, as suspensões são cuidadosamente projectadas de forma a posicionar as rodas para condições de utilização e desempenho óptimas, no entanto, se o *chassis* por acção de forças sofrer algum desvio, estas condições deixam de ser ideais e

o desempenho sofre consequências. Assim, surge a necessidade de adicionar ao *chassis* algo capaz de lhe aumentar a rigidez, e, para obter tal desiderato utiliza-se a barra anti-aproximação. No anexo B mostra-se uma comparação de uma análise efectuada a um *chassis* monobloco com e sem barra anti-aproximação. Nessa análise torna-se facilmente perceptível que as deformações no *chassis*, quando este está equipado com a barra anti-aproximação, são muito menores.

2.10 ANÁLISE LABORATORIAL À BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

Para validar a fiabilidade da barra anti-aproximação, a empresa UR Ultra Racing efectua testes de desempenho que procuram ser o mais aproximado possível da realidade. O material utilizado é um aço normalizado sobre o qual não são facultadas as características. Este material é utilizado para garantir que as barras tenham uma rigidez elevada e que mantêm a sua geometria sem deformação plástica mediante qualquer tipo de solicitação. Os suportes têm espessuras que variam entre 3 e 5 mm, enquanto os tubos são ocos, com uma forma ovalizada e uma espessura entre 1.2 e 1.6 mm. Este material é capaz de se desintegrar durante um impacto por motivos de segurança, mas também possui a capacidade de absorver a energia de deformação. Nesta perspectiva, são realizados ensaios de compressão, de torção e de flexão. No anexo C apresentam-se estes ensaios e obtêm-se alguns resultados.

CAPÍTULO 3 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS

O objectivo deste capítulo é o da abordagem e desenvolvimento dos fundamentos teóricos que serviram de suporte a todo o trabalho de tratamento e análise de dados que constitui o ponto fulcral deste trabalho e que permitiu chegar a algumas conclusões. Começa-se por fazer uma introdução ao método de elementos finitos (MEF), depois à encurvadura, dado que a barra anti-aproximação é uma peça que pode estar sujeita a este tipo de esforço, por fim faz-se uma introdução aos métodos numéricos. Os métodos numéricos podem dar uma boa resposta em casos de complexidade média mas, por enquanto, ainda não está garantida a fiabilidade dos resultados obtidos de forma a eliminar completamente a validação experimental.

3.1 A IMPORTÂNCIA DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)

Com o recurso a estruturas cada vez mais complexas houve a necessidade de encontrar novos métodos capazes de resolver problemas de elevada complexidade. Na grande maioria dos casos é muito difícil definir a data em que determinado avanço do conhecimento foi efectuado. No caso particular do método de elementos finitos (MEF), é referido por vários autores que a publicação mais antiga em que é utilizada a designação elemento finito é um artigo que data de 1960 e tem como autor Ray Clough. Até então já eram conhecidas algumas técnicas que vieram a ser incorporadas no método de elementos finitos (MEF), sem este aparecer ainda com as principais características que hoje em dia possui. Inicialmente os elementos finitos mais comuns eram triangulares e os tetraédricos, passando-se mais tarde a generalizar-se para os quadriláteros e aos hexaedros.

Devido à grande dimensão dos cálculos que é necessário realizar, nomeadamente na resolução com elevado grau de liberdade que utiliza grandes sistemas de equações

lineares, tornou-se necessário recorrer a um método que pudesse ser implantado através de um computador digital. Assim ao contrário de outros métodos que eram utilizados no passado, o método de elementos finitos (MEF) tem uma importância fulcral na resolução de problemas estruturais (Álvaro F. M. Azevedo, 2003) como poderemos ver no decorrer deste trabalho.

Depois de feita a análise da estrutura pelo método de elementos finitos (MEF), ficam-se a conhecer os valores aproximados dos deslocamentos e das tensões instaladas. Para uma melhor visualização dos deslocamentos, estes são multiplicados por um factor de ampliação. Com uma simples visualização é possível ter uma percepção imediata dos locais em que as tensões apresentam maiores valores, bem como da distribuição das tensões dentro da estrutura (Álvaro F. M. Azevedo, 2003).

3.2 O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

O método dos elementos finitos (MEF) é actualmente uma das ferramentas mais importantes da análise estrutural. Cada elemento finito tem n nós, sendo apenas considerados explicitamente os deslocamentos generalizados nesses nós. Os deslocamentos nos restantes pontos do elemento finito obtêm-se por interpolação dos deslocamentos dos nós, através das designadas funções de forma.

Na análise estrutural, o método dos elementos finitos (MEF) tem como objectivo a determinação do estado de tensão e de deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a acções exteriores. Este procedimento numérico surge, por exemplo, no estudo de edifícios, automóveis, máquinas ferramenta, pontes ou barragens. Quando existe a necessidade de analisar ou projectar uma estrutura, é comum proceder-se a uma sucessão de análises e modificações das suas características, com o intuito de se alcançar uma solução satisfatória, quer em termos económicos, quer na verificação dos pré requisitos funcionais e regulamentares (Álvaro F. M. Azevedo, 2003). Neste trabalho é feita a análise do comportamento de uma estrutura cuja geometria, materiais e acções são previamente conhecidos. No âmbito da estrutura em questão torna-se particularmente importante o estudo de forças, tensões e deformações.

Antes do aparecimento do método dos elementos finitos (MEF), a análise dos meios contínuos era realizada por resolução directa dos sistemas de equações de derivadas parciais que regem o fenómeno, tendo em consideração as necessárias

condições de fronteira. Para facilitar a aplicação desta técnica a problemas não elementares, era comum recorrer a séries de Fourier. Devido à sua complexidade, estes procedimentos só eram aplicáveis a meios contínuos homogêneos e de geometria simples. Para tentar superar algumas destas limitações, era frequente a substituição de derivadas exactas por derivadas aproximadas (ou parciais), calculadas com base em grelhas de pontos (Timoshenko e Goodier, 1988).

3.3 OS PRINCIPAIS FUNDAMENTOS DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)

O método dos elementos finitos (MEF) é uma técnica de análise numérica utilizada para a obtenção de soluções aproximadas para vários problemas, particularmente, os que são encontrados na engenharia. Apesar de que, grande parte das vezes, se pode obter as equações diferenciais e as condições de fronteira dos problemas, nem sempre uma solução analítica dessas equações é possível, fazendo-se necessária a utilização de métodos numéricos.

De um modo geral, uma análise pelo método dos elementos finitos consiste das seguintes etapas:

- Discretização do domínio em elementos (malha);
- Cálculo das incógnitas do problema;
- Visualização e interpretação dos resultados.

O procedimento de discretização reduz o número de incógnitas existentes num problema contínuo, cuja variável de campo possui infinitos valores, num número finito de incógnitas (Karla C. A. Pimentel, 2003).

A formulação do método dos elementos finitos (MEF) requer a existência de uma equação integral, de modo que seja possível substituir o integral sobre um domínio complexo (de volume V) por um somatório de integrais estendidos a subdomínios de geometria simples (de volume V_i). Esta prática é demonstrada com o exemplo seguinte, que corresponde ao integral de volume de uma função f .

$$\int_V f \, dV = \sum \int_{V_i} f \, dV \quad (3.1)$$

Em (3.1) pressupõem-se que:

$$V = \sum V_i \quad (3.2)$$

Se for possível calcular todos os integrais estendidos aos subdomínios V_i , basta efectuar o somatório correspondente ao segundo membro de (3.1) para se obter o integral estendido a todo o domínio. Cada subdomínio V_i corresponde a um elemento finito de geometria simples. O somatório indicado em (3.1) vai dar origem à operação designada *assemblagem*, que apresenta muitas semelhanças com a que é efectuada nas estruturas reticuladas (Zienkiewicz e outros, 1988).

3.4 O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF) NA DINÂMICA ESTRUTURAL

O método de elementos finitos (MEF) é uma ferramenta largamente usada em mecânica computacional e é sobretudo útil para uma grande parte de problemas encontrados na engenharia e ciência aplicada. Os estudos efectuados em elementos finitos constituem um importante elemento na análise de estruturas solicitadas dinamicamente como é o caso a barra anti-aproximação dos automóveis de competição, contribuindo desta forma para a optimização da estrutura.

A análise dinâmica apresenta um grande campo de aplicações, já que a maioria das estruturas sofre algum tipo de carregamento dinâmico durante a sua vida útil. Conhecer o comportamento e a resposta dinâmica dessas estruturas é importante para que se possam prever níveis de segurança para as mesmas, quando submetidas a carregamentos dinâmicos. Todas essas análises devem ter em consideração o comportamento do material, quando submetido aos carregamentos externos (Karla C. A. Pimentel, 2003).

A figura 27 apresenta algumas formas típicas de carregamento dinâmico e as situações em que estas podem ocorrer. Estes carregamentos são divididos em duas categorias, periódicos e não periódicos (Clough & Penzien, 1975).

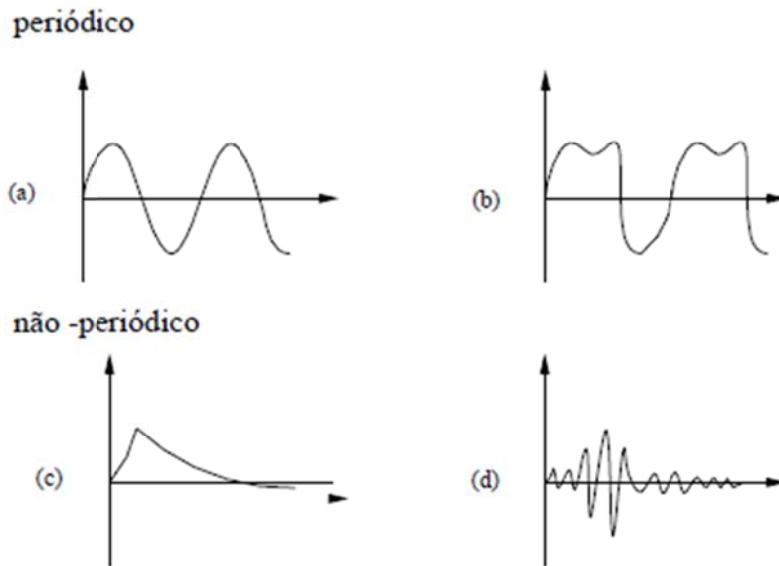


Figura 27 – Carregamentos dinâmicos típicos: (a) harmónico simples; (b) complexo; (c) impulsivo; (d) longa duração (adaptado de Clough & Penzien, 1975)

Os carregamentos periódicos são cargas repetitivas que apresentam a mesma variação no tempo, sucessivamente, por um largo período de ciclos. Os carregamentos não periódicos podem ser carregamentos impulsivos de curta duração ou carregamentos em forma geral de longa duração.

Na dinâmica os problemas podem ser classificados em dois tipos, ou seja, podemos ter problemas de propagação de onda e problemas de dinâmica das estruturas. Nos problemas de propagação de ondas, o carregamento é frequentemente um impacto ou uma carga explosiva. A excitação e a resposta estrutural são ricas em altas frequências. Neste tipo de problemas, é importante verificar os efeitos das ondas de tensão. Deste modo, o tempo de duração da análise é geralmente curto, tipicamente, da ordem de grandeza do tempo de propagação da onda transversal através da estrutura. Nos outros problemas, denominados problemas de dinâmica das estruturas, a frequência de excitação é, geralmente, da mesma ordem de grandeza das mais baixas frequências de vibração da estrutura (Cook e outros, 1989).

Na análise dinâmica de estruturas, é fundamental conhecer as frequências naturais de vibração das mesmas e as correspondentes formas modais, para que se

possam comparar as frequências naturais com as frequências de excitação decorrentes da sua utilização (Karla C. A. Pimentel, 2003).

3.5 A INFLUÊNCIA DAS LIGAÇÕES NA ESTRUTURA MODELADA POR ELEMENTOS FINITOS

A modelação de ligações pelo método de elementos finitos (MEF) está em desenvolvimento. Actualmente as ligações são referidas admitindo que são rígidas o que não representa a realidade. Esta forma de tratar o problema leva a erros nos resultados. Isto acontece porque nas ligações, a distribuição de tensões e deformações pode ser variável consoante a rigidez envolvida. A redução destes erros estruturais pode ser feita mudando a função dos elementos, mas não apenas modificando os parâmetros variáveis. Podem ser adicionados parâmetros na formulação no modelo inicial de elementos finitos, ou ser usados elementos mais avançados, como por exemplo incluir parâmetros que modelem a tensão de corte (Meireles, 2007).

No que diz respeito às ligações, temos que as mais comuns são as aparafusadas e as soldadas. As ligações aparafusadas geralmente estão sujeitas a cargas axiais e de flexão, e não a cargas constantes. Nas ligações soldadas, a modelação por elementos finitos reporta-se também como uma problemática, visto que o conjunto de nós coincide com o número de ponto soldados.

Por exemplo o desempenho funcional de uma soldadura simples por pontos está relacionada com muitas variáveis, sejam estas tensões residuais, falta de homogeneidade do material, parâmetros de soldadura, espessura, tamanho de soldadura, propriedade do material da zona afectada pelo calor, material de base, acabamentos superficiais ou carregamentos. No entanto, na fase de modelação numérica o nível de complexidade do problema pode diminuir recorrendo a métodos aproximados. Os modelos lineares de elementos finitos são na actualidade uma representação simplificada de um produto, resultante de uma escolha entre uma representação rigorosa e um cálculo rápido. No entanto os efeitos localizados, tais como irregularidades geométricas, tensões residuais, falta de homogeneidade do material e defeitos causados pelo processo de soldadura, não são tomados em conta pela modelação por elementos finitos (Meireles, 2007).

3.6 TIPO DE ESTRUTURA A ANALISAR

O pleno conhecimento da estrutura a analisar é fundamental para que os resultados obtidos sejam satisfatórios. As estruturas podem ser classificadas quanto à sua geometria como reticuladas, laminares ou sólidas. As estruturas sólidas são as mais genéricas e são assim classificadas por não apresentarem características que as permitam enquadrar no grupo das laminares ou das reticuladas.

As estruturas laminares são as que crescem para ambos os lados de uma superfície média, mantendo-se na sua vizinhança. É o caso de uma lâmina cuja espessura é muito inferior às restantes dimensões. Se a superfície média é plana, a estrutura laminar pode ser classificada como placa ou casca plana. Quando a superfície média não é plana, tem-se uma casca tridimensional. Existe ainda uma grande classe de estruturas designadas axissimétricas. Estas surgem quando a estrutura é um sólido de revolução e as acções são todas axissimétricas em relação ao mesmo eixo. Neste tipo de problemas é ainda possível distinguir o caso do sólido de revolução do caso da lâmina de revolução (Álvaro F. M. Azevedo, 2003).

3.7 O ANSYS 5.4

O Ansys é um programa comercial de modelação de elementos finitos que permite resolver numericamente uma ampla variedade de problemas mecânicos. É muito utilizado na indústria para simular a resposta física de um sistema de carregamento estrutural. Este programa utiliza o Método de Elementos Finitos para resolver equações e problemas associados a condições de fronteira. Ele está organizado em dois níveis básicos como se pode ver na figura 28.

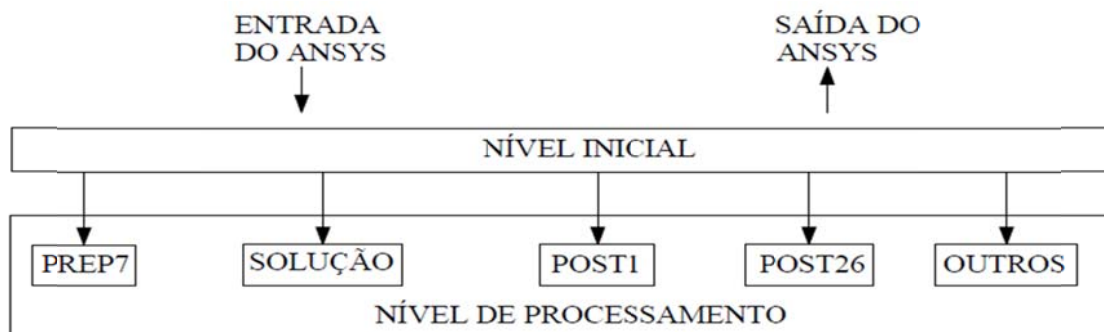


Figura 28 – Organização do programa Ansys (Ansys, 1994).

O nível inicial funciona como uma porta de entrada e saída do programa, onde se podem controlar procedimentos gerais, tais como, mudar título, salvar e fazer cópias de arquivos, por exemplo (Ansys, 1994). No nível de processamento, existem alguns processadores disponíveis. No pré-processador geral (PREP7), constrói-se o modelo. No processador de solução, aplicam-se as cargas e obtém-se a solução. No pós-processador geral (POST1), avaliam-se os resultados da solução em pontos específicos de tempo. No pós-processador tempo-história (POST26), avaliam-se os resultados da solução em pontos do modelo como função do tempo.

O procedimento usado no *software* Ansys para a análise numérica da barra anti-aproximação é composto pelos seguintes passos:

- Inicialização, definição do tipo de análise;
- Especificação do(s) tipo(s) de elemento(s) e constantes reais;
- Especificação das propriedades do material;
- Especificação da geometria;
- Especificação das condições de fronteira e dos carregamentos;
- Resolução do problema;
- Resultados de pós processamento;
- Validação dos resultados.

A seguir, serão descritas algumas características do programa Ansys (Ansys, 1994).

3.7.1 TIPOS DE ELEMENTOS FINITOS

No *software* Ansys estão disponíveis mais de cem diferentes tipos de elementos para as diversas análises. Nesse trabalho, foram utilizados os elementos BEAM 3 e BEAM 4, que serão descritos mais à frente.

3.8 A GERAÇÃO DA MALHA

A malha é gerada automaticamente, no entanto, é possível controlar o tamanho do elemento ou número de elementos pretendidos. Para além disso, é possível ainda optar por gerar uma malha livre ou mapeada, de acordo com a análise em causa. O

Ansys possui ferramentas para refinamento da malha e verificação dos elementos que não estão adequados (Karla C. A. Pimentel, 2003).

3.9 TIPO DE ANÁLISE A REALIZAR

A obtenção de resultados através do método de elementos finitos (MEF) está dependente da utilização do programa com base em sucessivas simplificações pelo que é importante não cair na tentação de aceitar quaisquer resultados, uma vez que são comuns eventuais erros na introdução de dados, a ausência de correspondência entre o modelo seleccionado e a estrutura que está a ser analisada ou o facto de serem desprezadas importantes condicionantes.

Para a realização da análise a primeira questão que se coloca é a sua classificação quanto à geometria, modelo do material constituinte e acções aplicadas. O modo como o método de elementos finitos (MEF) é formulado e aplicado depende, em parte, das simplificações inerentes a cada tipo de problema (Álvaro F. M. Azevedo, 2003). Referem-se em seguida alguns dos aspectos que se torna necessário ter em consideração na fase que antecede a análise de uma estrutura.

3.9.1 APLICAÇÃO DOS ELEMENTOS FINITOS À ANÁLISE DINÂMICA

Actualmente pode considerar-se que a análise dinâmica de uma estrutura não é mais do que uma extensão da análise estática. Na grande maioria dos casos, as estruturas são submetidas a acções dinâmicas, devendo nestes casos ser considerada a variação no tempo e as forças de inércia associadas às acelerações a que cada um dos seus componentes fica sujeito. Através de análises dinâmicas e simulações é possível determinar se uma estrutura em análise responde aos seus requisitos funcionais através da sua resposta ao carregamento dinâmico aplicado (Meireles, 2007). No entanto, em diversas situações é razoável considerar que as acções são aplicadas de um modo suficientemente lento, tornando desprezáveis as forças de inércia. Nestes casos a análise designa-se estática (Álvaro F. M. Azevedo, 2003). Na análise estática, são determinados deslocamentos, tensões, deformações e forças nas estruturas, resultantes dos carregamentos aplicados. A análise estática pode ser linear ou não linear, sendo permitidos todos os tipos de não linearidade.

3.9.1.1 ANÁLISE NÃO LINEAR OU LINEAR

Para a análise de uma estrutura sólida é frequente considerar que os deslocamentos provocados pelas acções exteriores são muito pequenos quando comparados com as dimensões dos componentes da estrutura. Nestas circunstâncias, parte-se do princípio que não existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e das tensões, isto é, todo o estudo é feito com base na geometria inicial indeformada. Se esta hipótese não for considerada, a análise é designada não linear geométrica.

É também comum considerar que, ao nível do material que constitui a estrutura, a relação entre tensões e deformações é linear. Nos casos em que esta simplificação não é considerada, é necessário recorrer a algoritmos específicos de análise não linear material (Álvaro F. M. Azevedo, 2003).

3.9.1.2 ANÁLISE MODAL

A obtenção das frequências naturais, coeficientes de amortecimento e modos de vibração da estrutura a partir dos dados obtidos experimentalmente é o objectivo da identificação modal (Meireles, 2007). Estes parâmetros são importantes no projecto de uma estrutura submetida a condições de carregamento dinâmico. A análise modal realizada no programa de Elementos Finitos Ansys é uma análise linear. Deste modo, qualquer não linearidade, tal como, plasticidade ou utilização de elementos de contacto, é ignorada.

O procedimento para a realização de uma análise modal consiste das seguintes etapas:

- Construção do modelo;
- Aplicação de cargas e obtenção da solução;
- Expansão dos modos de vibração;
- Análise dos resultados.

As propriedades dos materiais que devem ser definidas são o módulo de elasticidade e a massa específica.

3.10 VALIDAÇÃO EM ELEMENTOS FINITOS DA ANÁLISE MODAL

A informação modal é muito útil para ser usada como apoio ao projecto de qualquer estrutura. Uma destas aplicações é a modificação dinâmica estrutural, que usa os dados modais para determinar os efeitos nas características de um sistema de mudanças físicas estruturais. A análise destas mudanças pode ser feita sem se modificar fisicamente a estrutura até que se encontre um critério de projecto adequado. É possível ainda, usar a modelação por elementos finitos para simular a carga-resposta numa estrutura, para avaliar a sua resposta (Meireles, 2007). Para exemplificar a análise modal, na figura 29 são apresentadas as características geométricas de uma viga encastrada numa extremidade.

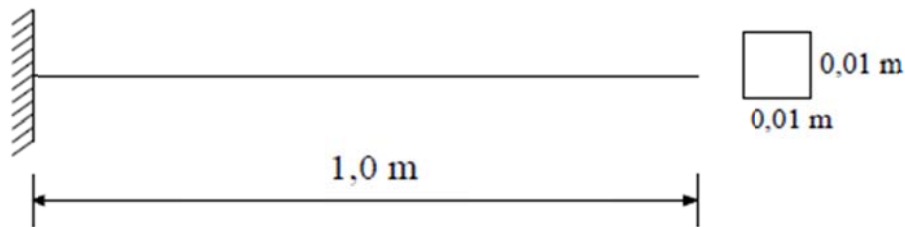


Figura 29 – Viga encastrada numa extremidade (Karla C. A. Pimentel, 2003)

Os dados de entrada utilizados no programa de Elementos Finitos Ansys são apresentados na tabela da figura 30.

<i>Propriedades do material</i>	<i>E (MPa)</i>	<i>ρ (kg/m³)</i>	<i>ν</i>
	206800	7830	0,3

Figura 30 – Tabela de dados de entrada da viga encastrada no programa Ansys (Karla C. A. Pimentel, 2003)

Na tabela da figura 30, E representa o módulo de elasticidade, ρ a massa específica e ν o coeficiente de Poisson.

Numa viga encastrada, a frequência angular natural de vibração pode ser encontrada a partir da seguinte equação (Craig, 1981):

$$\omega_r = \frac{(\lambda_r L)^2}{L^2} \left(\frac{EI}{\rho A} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

Os primeiros modos de vibração são apresentados nas equações que se seguem:

➤ 1º modo de vibração $r=1$

$$\omega_1 = \frac{3,516}{L^2} \left(\frac{EI}{\rho A} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.4)$$

➤ 2º modo de vibração $r=2$

$$\omega_2 = \frac{22,03}{L^2} \left(\frac{EI}{\rho A} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.5)$$

➤ 3º modo de vibração $r=3$

$$\omega_3 = \frac{61,70}{L^2} \left(\frac{EI}{\rho A} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.6)$$

onde:

- ω = frequência circular ou velocidade angular de movimento;
- $\lambda^4 = \frac{(\rho A \omega^2)}{EI}$;
- E = módulo de elasticidade do material;
- ρ = massa específica do material;
- A = área da secção transversal da viga;
- L = comprimento da viga;
- r = modo de vibração.

Os resultados obtidos no Ansys são apresentados na tabela da figura 31 e comparados com valores teóricos obtidos nas Equações (3.4), (3.5) e (3.6). Para esta análise foi utilizado, o elemento de viga BEAM 3, disponível no programa.

<i>Freqüência natural de vibração</i>				
<i>Elemento de viga (10 elementos)</i>			<i>Valor teórico</i>	<i>Razão</i>
<i>Modo r</i>	ω_r (rad/s)	f_r (Hz)	f_t (Hz)	f_r / f_t
<i>1</i>	5,22E+01	8,30	8,30	0,9998
<i>2</i>	3,27E+02	52,01	52,02	0,9999
<i>3</i>	9,15E+02	145,64	145,68	0,9997

r = modo de vibração; f = frequência natural de vibração;

w = velocidade angular de vibração.

Figura 31 – Tabela da frequência natural de vibração (Karla C. A. Pimentel, 2003)

A figura 32 apresenta as formas modais obtidas pelo programa Ansys para os três primeiros modos de vibração.

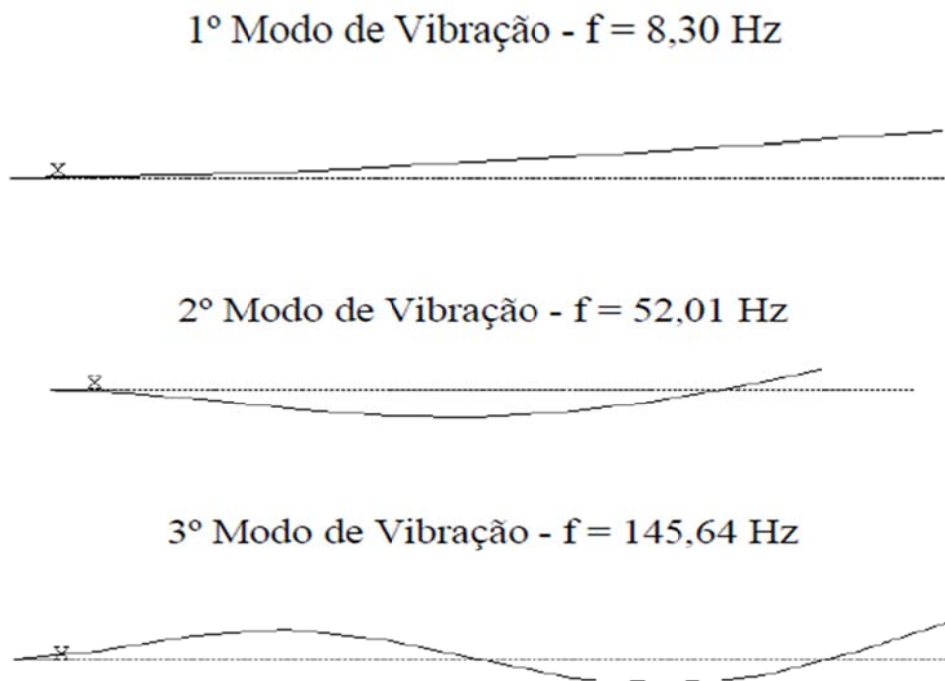


Figura 32 – Modos de vibração obtidos no programa Ansys (Karla C. A. Pimentel, 2003)

A mesma análise foi realizada, sendo para tal utilizando o elemento plano PLANE 82. Os resultados dessa análise são apresentados na tabela da figura 33.

<i>Freqüência natural de vibração</i>				
<i>Elemento PLANE 82 (60 elementos)</i>			<i>Valor teórico</i>	<i>Razão</i>
<i>Modo r</i>	ω_r (rad/s)	f_r (Hz)	f_t (Hz)	f_r / f_t
1	52,2	8,31	8,30	1,0008
2	327,0	52,05	52,02	1,0006
3	915,0	145,63	145,68	0,9996

r = modo de vibração; f = frequência natural de vibração;

w = velocidade angular de vibração.

Figura 33 – Tabela da frequência natural de vibração utilizando-se o PLANE 82 (Karla C. A. Pimentel, 2003)

Observa-se que, para os dois tipos de elementos finitos, BEAM 3 e PLANE 82, os resultados obtidos são praticamente iguais aos resultados teóricos esperados (Karla C. A. Pimentel, 2003).

3.11 A ENCURVADURA

A instabilidade elástica numa peça ou estrutura verifica-se quando as solicitações provocam deformações ou deslocamentos demasiado elevados que causam um determinado modo de rotura considerada dentro do domínio elástico do material. Uma das formas mais correntes de instabilidade elástica é a encurvadura, fenómeno que se verifica em peças muito compridas e com momento de inércia reduzido e que, quando submetidas a flexão composta ou a compressão simples, rompem encurvando, para cargas muito inferiores às que produzem a ruptura em peças curtas com a mesma secção e do mesmo material.

Na prática, as cargas axiais nunca se exercem rigorosamente segundo o eixo longitudinal da peça. Os desalinhamentos, as imperfeições do material fazem com que

haja uma excentricidade na carga axial por mais pequena que seja. Há ainda a considerar a flexão composta com compressão em que a carga actua já de si descentrada em relação ao eixo longitudinal (Branco, C. A. G. M., 2006).

3.11.1 A CARGA CRÍTICA

Dá-se o nome de carga crítica ao valor da carga axial para o qual a forma recta, de equilíbrio da barra, deixa de ser estável. A partir dessa carga, o eixo da barra tende a encurvar porque a forma estável de equilíbrio passa a ser uma curva denominada elástica. A figura 34 mostra uma barra, inicialmente recta, encurvada por acção de uma carga axial P , diz-se neste momento que atingiu o valor crítico (William A. Nash, 1977).

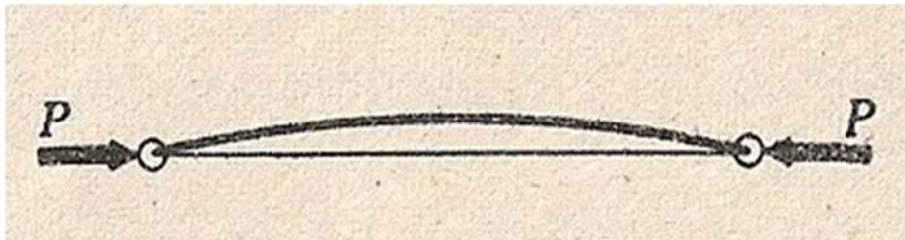


Figura 34 – Barra encurvada por acção de uma carga axial P (William A. Nash, 1977).

3.11.2 O ÍNDICE OU COEFICIENTE DE ESBELTEZA DA BARRA

Denomina-se índice de esbelteza da barra, λ , a relação entre o comprimento l da barra e o raio de giração, i , da sua secção transversal, isto é (William A. Nash, 1977):

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (3.7)$$

3.11.2.1 O RAIOS DE GIRAÇÃO

Sendo I o momento de inércia de uma superfície, de área A , em relação a um dado eixo, então:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (3.8)$$

é por definição, o raio de giração, relativamente a esse eixo (William A. Nash, 1977).

3.11.3 A CARGA CRÍTICA DE EULER

Para valores de λ maiores do que um certo valor limite, λ_{min} , a carga crítica, P_{er} , de uma barra prismática, articulada nas extremidades, e axialmente comprimida, é dada por:

$$P_{er} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad (3.9)$$

onde E é o módulo de elasticidade do material, I o momento de inércia mínimo da secção transversal, em relação a um eixo baricêntrico, e l o comprimento da barra (William A. Nash, 1977).

3.12 OS FUNDAMENTOS DA EXTENSÓMETRIA ELÉCTRICA

No projecto de uma estrutura ou de um elemento estrutural as tensões, os deslocamentos e as extensões podem ser calculados com maior ou menor precisão utilizando os métodos analíticos. No entanto, em muitos casos práticos torna-se difícil aplicar os métodos analíticos, pelo que se recorre à medição experimental é conveniente medir experimentalmente das extensões nos componentes ou estruturas. Nesta perspectiva, a utilização de métodos experimentais para análise de tensões nos corpos elásticos recomenda-se para:

- Avaliação e projecto de estruturas e componentes de forma complexa para os quais as soluções analíticas ou numéricas podem não fornecer resultados suficientemente exactos;

- Avaliação da influência das descontinuidades geométricas existentes nas peças e consequente optimização da sua forma;
- Determinação dos espectros de carga ou de tensão desenvolvidos nos elementos estruturais para comparação com os espectros de carga ou de tensão assumidos no projecto analítico (Branco, C. A. G. M., 2006).

Na realização deste trabalho a extensometria eléctrica assume um papel fundamental devido à dificuldade em obter com rigor informação para determinar o valor das acções envolvidas na barra anti-aproximação.

3.12.1 O PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO EXTENSÓMETRO

Desde há alguns anos que o extensómetro eléctrico se tornou a técnica mais importante e mais usada na análise experimental de tensões. É utilizado não só em pequenos componentes mas também na determinação de deformações em grandes estruturas devido ao facto de as suas leituras serem fáceis de registar e analisar.

Um condutor metálico, quando deformado altera a sua resistência eléctrica. Deste modo, um método simples de medir a variação dessa resistência é por intermédio de uma ponte de Wheatstone na qual os quatro braços da ponte contêm resistências, uma das quais é sempre o extensómetro activo. A montagem dos extensómetros na ponte pode ser feita fundamentalmente por três processos: a montagem em $\frac{1}{4}$ de ponte, em que se utiliza apenas um extensómetro activo, a montagem em $\frac{1}{2}$ ponte, com dois extensómetros activos, e a montagem em ponte completa, com quatro extensómetros activos. No caso das montagens em $\frac{1}{2}$ ponte e ponte completa, a sensibilidade dos extensómetros pode ser respectivamente, duas ou quatro vezes maior que na montagem em $\frac{1}{4}$ de ponte. Uma fonte de tensão fornece a força electromotriz e um voltímetro detecta a diferença de potencial entre dois pontos extremos. A deformação na peça provoca a deformação do extensómetro e a consequente variação de resistência é detectada e medida na ponte de Wheatstone. Uma relação proporcional entre a deformação e a variação de resistência permite que a deformação seja medida (Branco, C. A. G. M., 2006).

3.12.2 AS CARACTERÍSTICAS DOS EXTENSÓMETROS

A resistência dos extensómetros varia normalmente entre 120 e 750 Ω , embora em certos tipos especiais possa ir até 10 000 Ω . A intensidade de corrente eléctrica tem valores compreendidos entre 20 e 40 mA. Um extensómetro eléctrico só mede extensões na direcção longitudinal do enrolamento. Nos casos em que as direcções das extensões a medir sejam conhecidas basta colocar os extensómetros segundo essas direcções.

A equação que rege o princípio de funcionamento do extensómetro assenta na medição de uma resistência cujo valor é dado pela expressão:

$$R = \rho \frac{l}{A} \quad (3.10)$$

em que R é a resistência de um condutor, de resistividade ρ , e l e A são o comprimento total e a área da secção transversal do condutor. A equação anterior indica que se o condutor variar de comprimento devido à deformação, o que também implica variação de área, a resistência varia. No entanto, a variação de resistência não é apenas uma função da variação de geometria do condutor dado que a resistividade varia proporcionalmente à deformação (Branco, C. A. G. M., 2006)

3.12.3 A FIXAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS

A operação de colagem do extensómetro à superfície da peça é bastante simples, mas requer atenção e paciência para se obterem resultados de confiança. O factor mais importante é assegurar que o extensómetro está homogeneamente colado ao longo de toda a superfície metálica. Inicialmente é necessário garantir que a superfície de colagem esteja livre de poeiras, não oleosa e ligeiramente rugosa para assegurar a aderência da cola. Depois de limpar ligeiramente as costas do extensómetro e aplicar uma fina camada de cola na superfície metálica, o extensómetro é colocado na posição de colagem aplicando-se uma pressão homogénea e firme para remover os excessos de cola e bolhas de ar (Branco, C. A. G. M., 2006).

3.12.4 A MEDIÇÃO DE DEFORMAÇÕES PROVOCADAS POR ACÇÕES VARIÁVEIS

Na grande maioria dos casos, os órgãos de máquinas e componentes estruturais estão sujeitos a cargas variáveis, isto é cargas que variam com o tempo. Os extensómetros eléctricos podem ser utilizados directamente nos elementos estruturais para medir extensões provocadas por cargas variáveis. Os princípios enunciados anteriormente também se aplicam no caso destas deformações, com a diferença de que um amperímetro não é um instrumento de leitura adequado para detectar uma corrente flutuante numa ponte de Wheatstone. O amperímetro é então substituído por um registador de caneta ou osciloscópio que possuem suficiente capacidade de resposta para registar flutuações da extensão até vários milhares de hertz. No entanto, a sensibilidade necessária para a medição é tal que a diferença de potencial na ponte é muito baixa para estimular o osciloscópio ou registador, sendo portanto necessário introduzir um ou mais estádios de amplificação no circuito (Branco, C. A. G. M., 2006).

3.13 O HBM SPIDER 8

O sistema de aquisição de dados utilizado neste trabalho é o HBM Spider 8, um sistema electrónico capaz medir sinais eléctricos e variáveis mecânicas como resistência, força, pressão, aceleração, temperatura e deslocamento. Todos os dados obtidos por este equipamento são armazenados num computador. Trata-se de um sistema multicanal digital universal, e destaca-se sobre tudo por sua simplicidade e rapidez de aplicação, sem a necessidade de interruptores, potenciómetros ou pontes conectáveis. O equipamento utilizado possui 8 canais, os quais possuem alimentação para transdutores, amplificadores, filtros e conversores A/D passivos. Todos os conversores A/D trabalham sincronizados e fornecem até 9.600 valores medidos por segundo. Na figura 35 mostra-se o equipamento Spider 8.



Figura 35 – Spider8

As principais características deste equipamento são:

- Registo simultâneo de valores medidos em todos os canais;
- Alta taxa de amostragem a uma resolução de 16-bits;
- Filtros digitais seleccionáveis;
- Completa cadeia calibrada de medição;
- Fácil operação e configuração;
- Boa resistência para utilização em condições adversas.

Cada unidade do HBM Spider 8 contém oito canais de entrada/saída, sendo que este número pode chegar a 80, quando colocadas 10 unidades em cascata. Todos os canais disponíveis são providos de vários tipos de funções como alimentação de sensores, condicionamento de sinais, conversores analógico-digital ou filtros.

Vários tipos de transdutores com princípios de funcionamento diferentes podem ser utilizados no HBM Spider 8, como:

- Medidor de frequência;
- S/G (strain gauge) em ponte completa;
- S/G (strain gauge) em 1/2 ponte;
- S/G (strain gauge) em 1/4 ponte;

- S/G (strain gauge) com conexão de três fios;
- Transdutores indutivos em ponte completa;
- Transdutores indutivos em meia ponte;
- Potenciômetro;
- Resistências;
- Termopares;
- Tensão de fontes de energia DC;
- Corrente de fontes de energia DC.

A figura 36 mostra toda a arquitectura do sistema de aquisição de dados Spider 8. Nele podem-se ver as opções de comunicação com o computador (porta paralela, USB, RS-232, porta da impressora/próximo Spider 8), a interface, as 8 entradas/saídas disponíveis, os conversores A/D, os respectivos amplificadores e o tipo de transdutores que podem ser utilizados (Leonardo Pinheiro Alves, 2007).

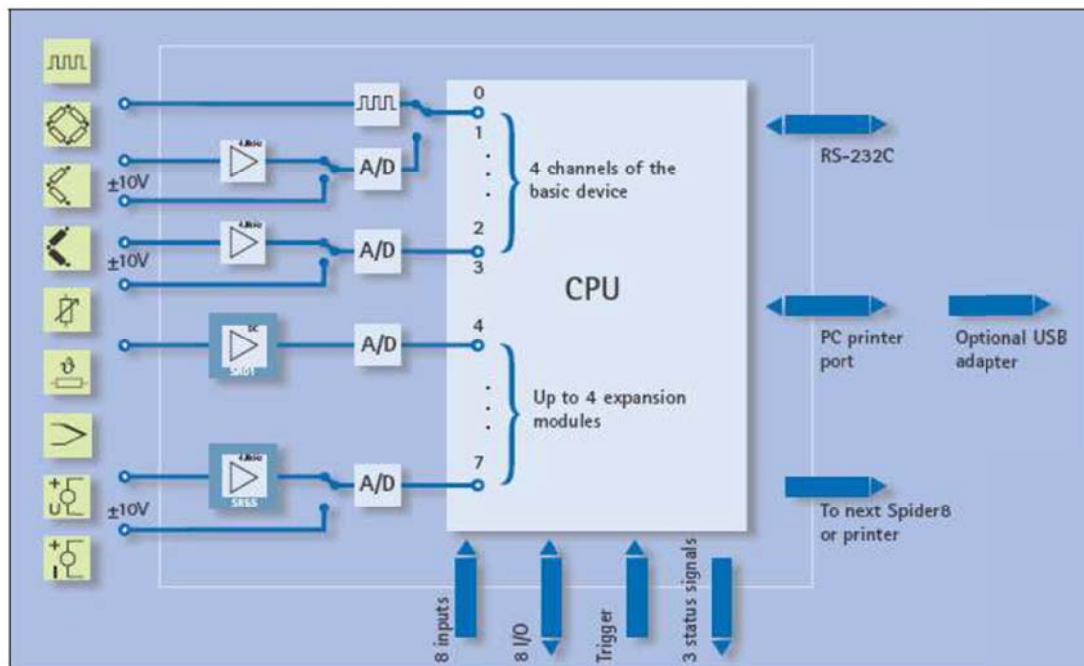


Figura 36 – Vista da arquitectura do Spider 8 (Leonardo Pinheiro Alves, 2007)

3.13.1 O CATMAN

O Catman é um programa que é utilizado para fazer a comunicação, a aquisição e o tratamento dos dados obtidos no Spider 8. Nele os dados adquiridos são visualizados e analisados em tempo real, de acordo com o que é pretendido no ensaio. Uma característica importante é a possibilidade de guardar as configurações pré estabelecidas num arquivo ou carregar um arquivo com as mesmas. Com os dados guardados, é possível trata-los graficamente através das informações obtidas, gerar relatórios e até exportá-los para outros programas de manipulação de dados (Leonardo Pinheiro Alves, 2007).

CAPÍTULO 4 – ANÁLISE NUMÉRICA

Neste capítulo são abordados os meios utilizados e as metodologias seguidas para a simulação numérica do comportamento da barra anti-aproximação anteriormente descrita. Mediante a análise numérica é possível avaliar de uma forma sustentada as tensões e deformações a que o componente fica sujeito quando solicitado. Para a simulação realizada neste trabalho utilizou-se o método dos elementos finitos através do programa Ansys 5.4.

4.1 A DISCRETIZAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS PARA ANÁLISE NUMÉRICA

A implementação numérica dos elementos finitos passa pela discretização do volume da barra anti-aproximação V , através de M elementos ligados entre si por N pontos nodais. No interior de cada elemento a distribuição de velocidade é obtida à custa dos valores nodais através da seguinte equação:

$$u = Nv \quad (4.1)$$

em que N é a matriz das funções de forma, N_i , do elemento, e v o vector das velocidades nodais do elemento.

4.2 UTILIZAÇÃO DO PROGRAMA ANSYS PARA ANÁLISE DO COMPONENTE

Para a análise por elementos finitos a escolha do programa recaiu no Ansys 5.4. Este programa dispõe de diversos recursos em termos de definição de modelo e em termos de processamento. No que diz respeito à obtenção de soluções o Ansys 5.4 prevê diversos tipos de análises.

4.3 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO PROPOSTO

Neste subcapítulo será realizada uma análise numérica computacional por forma a confrontar os resultados obtidos no modelo proposto com os resultados obtidos por cálculo analítico. Deste modo, a validação do modelo numérico é efectuada através de comparações com soluções analíticas, de modelos computacionais elaborados no programa comercial Ansys. Neste contexto, e para validar a solução por via numérica correspondente ao elemento finito usado, efectuou-se uma análise à encurvadura com uma barra de secção circular, articulada nas extremidades, com um módulo de elasticidade, $E = 2.06843 \times 10^{11}$, um comprimento $l = 5.08 \text{ m}$, uma área $A = 0.000161 \text{ m}^2$, uma espessura $h = 0.0127 \text{ m}$ e um momento de inércia:

$$I = \frac{Ah^2}{12} = 2.16787 \times 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (4.2)$$

Com este problema pretendia-se determinar a carga crítica de uma barra longa e fina, carregada axialmente ao longo de um comprimento l como se mostra na figura 37. Apenas a metade superior da barra é modelada uma vez que esta é simétrica. A carga aplicada na barra é a carga unitária.

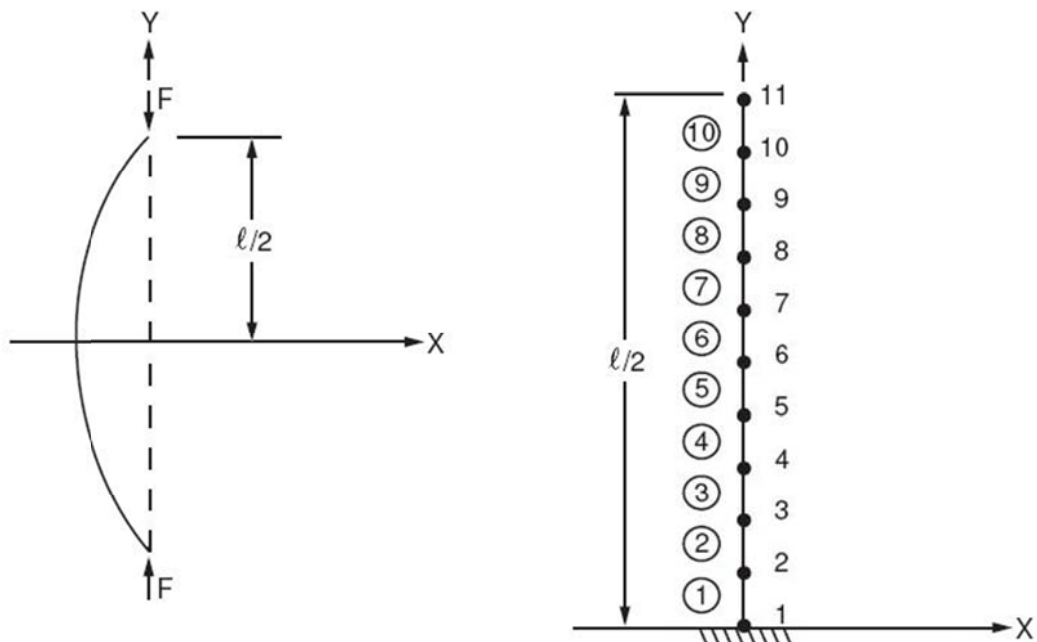


Figura 37 – Barra articulada nas extremidades (Ansys, Structural Analyses Guide, 2009)

Os dados da análise encontram-se na tabela da figura 38.

Dados	Cálculos Analíticos	Valores Numéricos
-	$P_{ER} = 171.5 N$	$P_{ER} = 171.5 N$

Figura 38 – Valores do cálculo da carga crítica

De salientar que como era esperado os valores numéricos correspondem aos cálculos analíticos tendo-se obtido assim a validação do modelo. A figura 39 mostra o valor da carga crítica e a curva característica desta sobre a barra

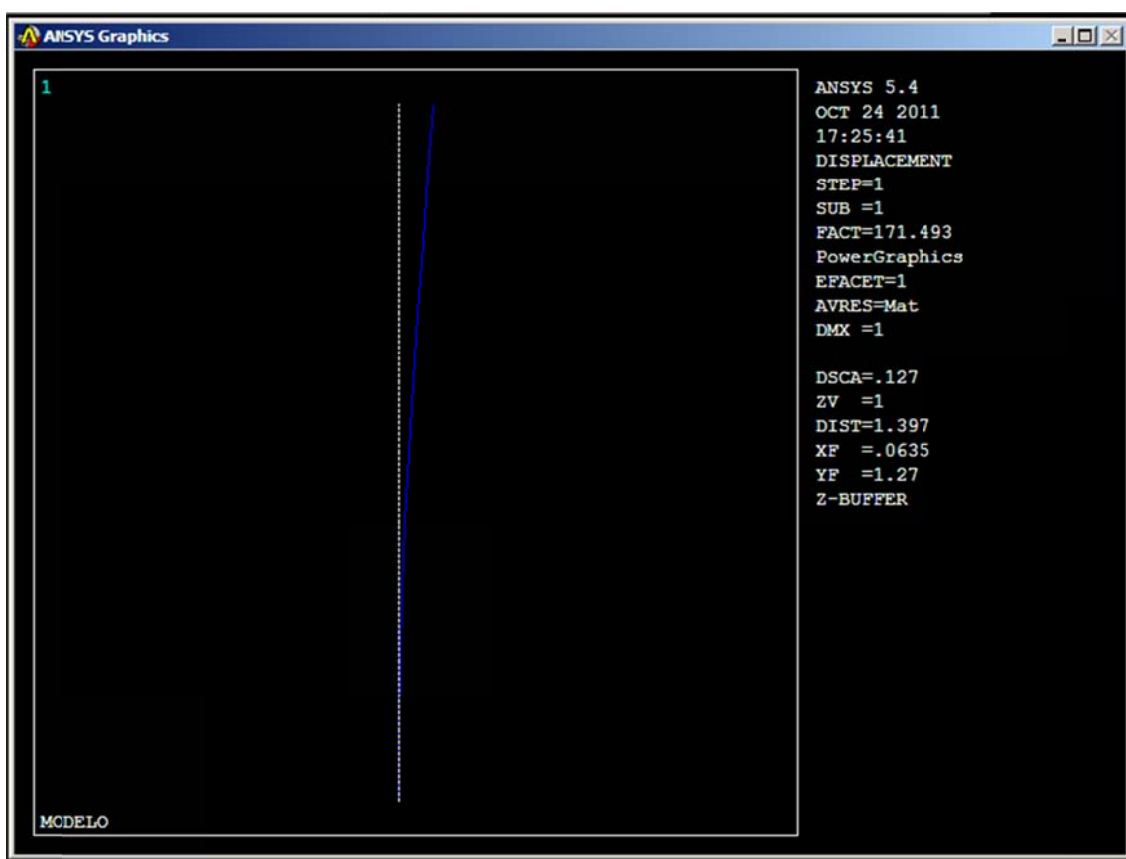


Figura 39 – Curva característica da carga crítica sobre a barra (Ansys 5.4)

4.4 O ELEMENTO FINITO BEAM 3

Para a validação do modelo a escolha do elemento finito recaiu para o elemento BEAM 3.

BEAM 3 é um elemento uniaxial com capacidades para resistir a carregamentos de tensão, compressão e flexão. O elemento tem três graus de liberdade em cada nó: translação no nodal X e Y, direcções e rotações sobre o nodal do eixo Z. A imagem da figura 40 apresenta a geometria do elemento BEAM 3.

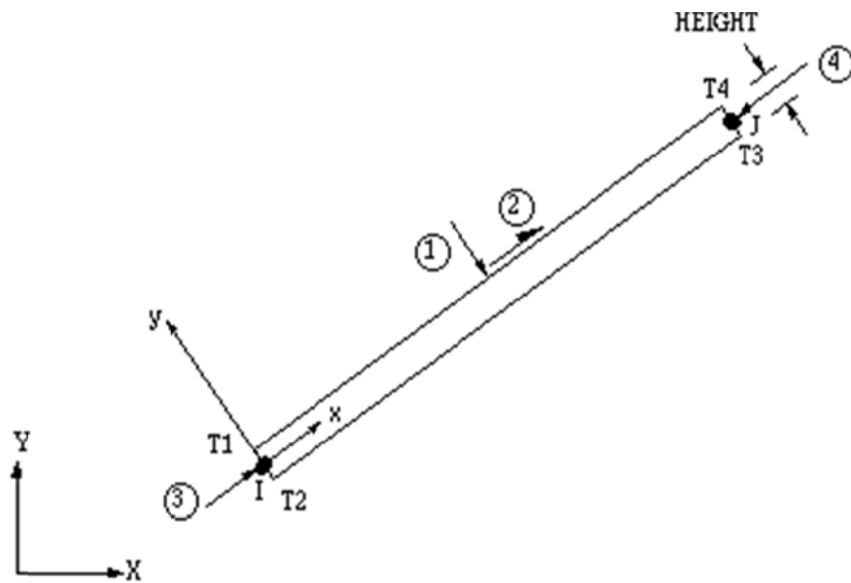


Figura 40 – Geometria do elemento BEAM 3

4.5 O ELEMENTO FINITO BEAM 4

O elemento BEAM 4 é um elemento uniaxial com capacidades para resistir a carregamentos de tensão, compressão, torção e flexão. O elemento tem seis graus de liberdade em cada nó: translações no nodal x, y e z, direcções e rotações sobre os eixos do nodal x, y, e z. Na representação da figura 41 mostra-se a geometria do elemento BEAM 4.

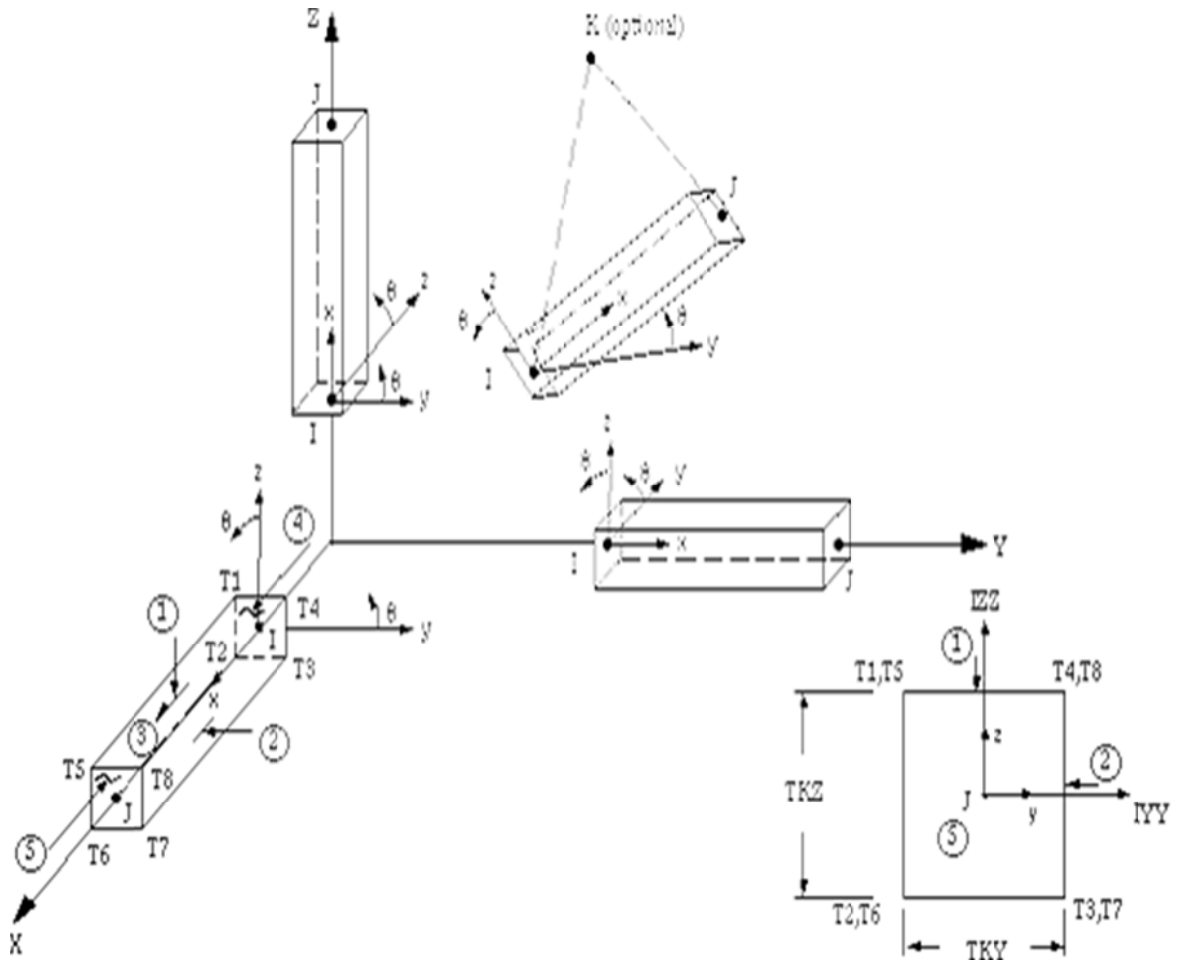


Figura 41 – Geometria do elemento BEAM4

4.6 A ESCOLHA DO ELEMENTO BEAM 4

A escolha do elemento revelou-se uma das tarefas mais difíceis neste trabalho. Começou por ser feita a modelação da barra anti-aproximação, mas, talvez por limitações inerentes ao programa Ansys e devido à complexidade da geometria da barra esta revelou-se difícil. Para essa modelação foram utilizados os elementos PIPE e SHEL, mas quando se avançava para a análise esta acabava sempre por dar erro. Na figura 42 mostra-se a escolha do elemento BEAM 4.

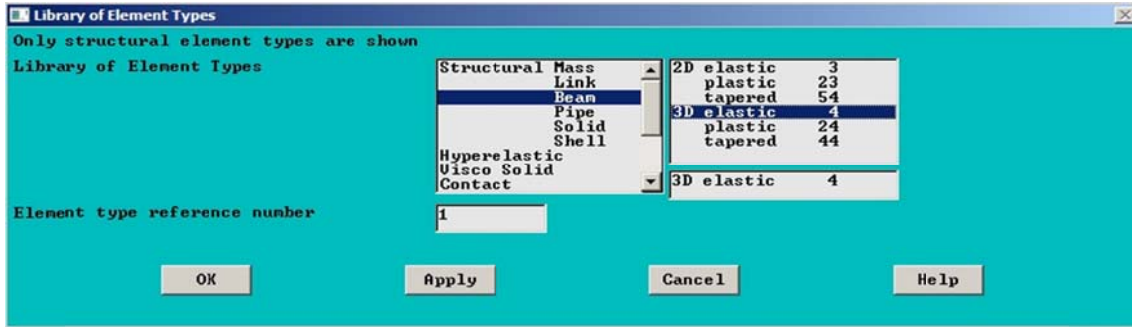


Figura 42 - Elemento finito BEAM 4 (Ansys 5.4)

Depois de seleccionado o elemento BEAM a escolha recaiu para o BEAM 4 em detrimento do BEAM 3 devido às condicionantes geométricas da barra anti-aproximação.

4.7 ANÁLISE NUMÉRICA DO MODELO REAL

Neste subcapítulo será realizada a análise numérica do modelo real. Deste modo e de acordo com o modelo utilizado para a validação do modelo real foi efectuada uma análise à encurvadura. Neste caso a barra não apresenta uma secção circular, mas sim uma área de secção composta por dois semicírculos e uma secção rectangular. De salientar que tal como no modelo anterior esta barra encontra-se articulada nas extremidades.

4.7.1 CARACTERÍSTICAS DA BARRA

Para realizar esta análise foi necessário obter toda a informação relativa às características desta barra. Deste modo e para encontrar uma solução por via numérica correspondente ao elemento finito usado, efectuou-se uma análise à encurvadura numa barra, articulada nas extremidades, com um módulo de elasticidade, $E = 2.06843 \times 10^{11}$, um comprimento $l = 0.75 \text{ m}$, uma área $A = 0.000193 \text{ m}^2$, uma espessura $h = 0.002 \text{ m}$ e um momento de inércia:

$$I_{zz} = 9.14667 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$I_{yy} = 3.6723 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Na figura 43 mostra-se o desenho técnico com as dimensões representativas da área de secção transversal da barra anti-aproximação.

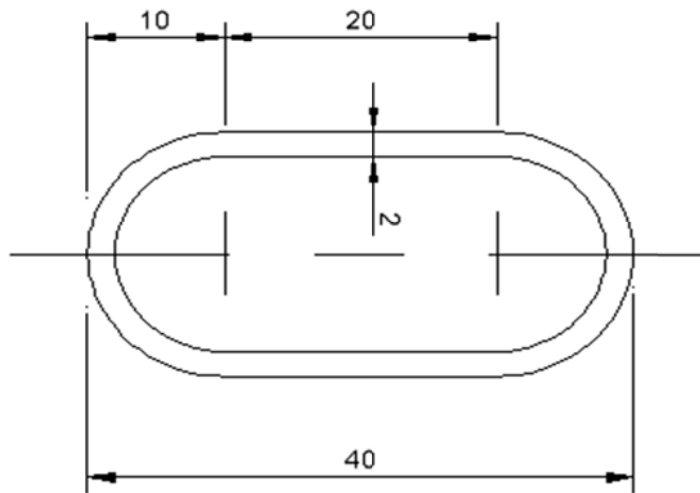


Figura 43 – Área de secção transversal da barra anti-aproximação

Nas figuras 44 e 45 mostra-se a parametrização do programa de acordo com os dados do problema.

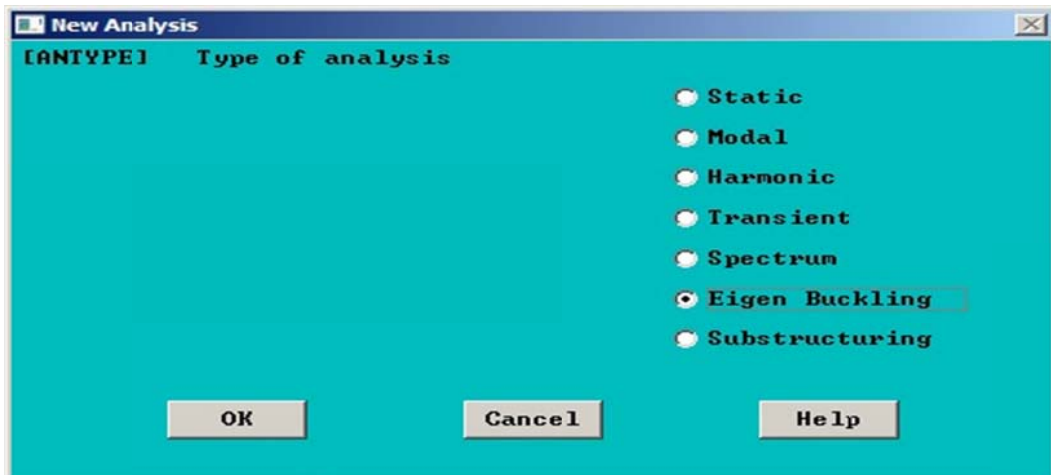


Figura 44 - Análise à encurvadura (Ansys 5.4)

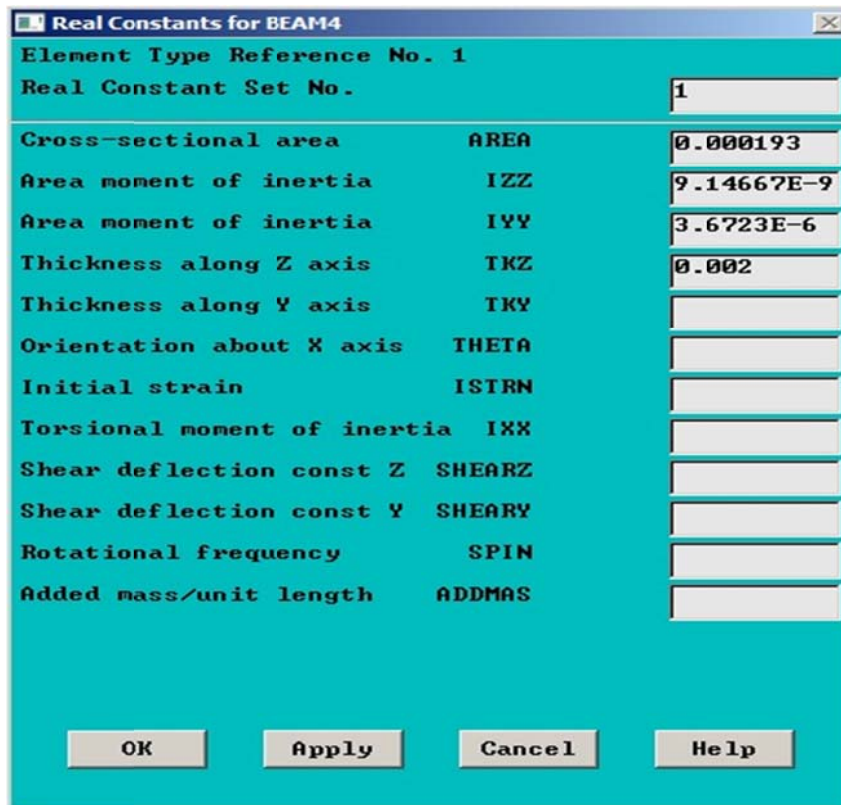


Figura 45 – Dados do problema para análise em Ansys (Ansys 5.4)

Com este problema pretende-se determinar a carga crítica da barra anti-aproximação, carregada axialmente ao longo de um comprimento l . Apenas a metade superior da barra é modelada uma vez que esta é simétrica. A carga aplicada na barra é a carga unitária.

Os dados da análise encontram-se na tabela da figura 46.

Dados	Cálculos Analíticos	Valores Numéricos
-	$P_{ER} = 33197 N$	$P_{ER} = 33197 N$

Figura 46 – Valores do cálculo da carga crítica

De salientar que como era esperado os valores numéricos correspondem aos cálculos analíticos tendo-se obtido assim a validação do modelo. Na figura 47 mostra-se o ensaio com o elemento BEAM 4.

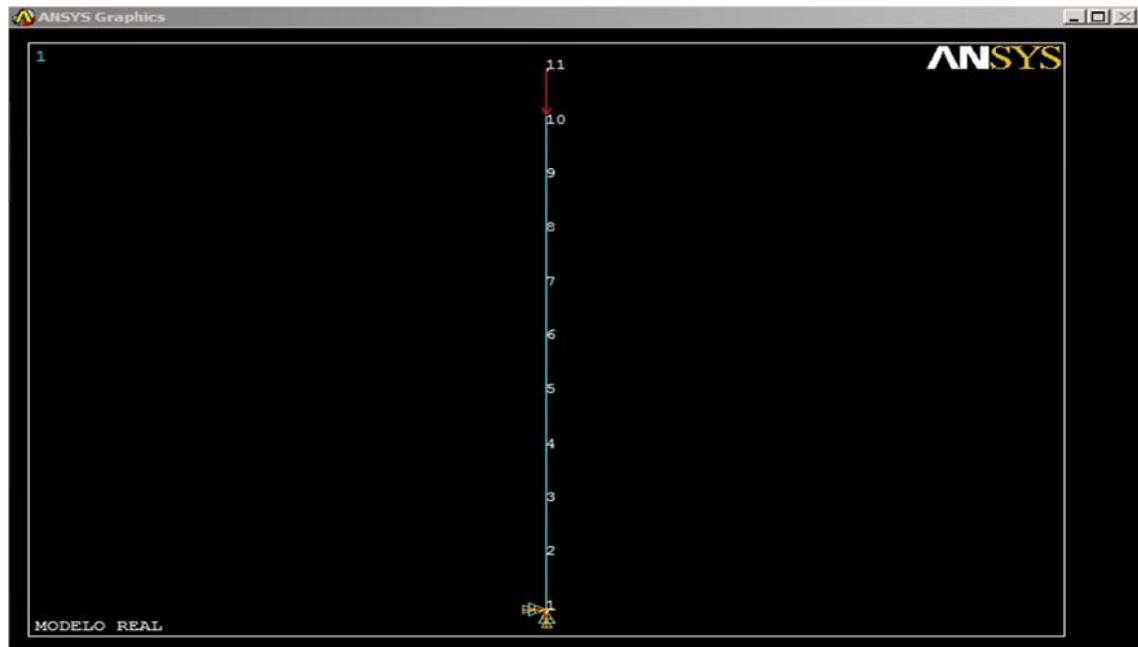


Figura 47 - Ensaio com o elemento BEAM4 (Ansys 5.4)

4.8 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos após o ensaio no programa Ansys demonstraram que a barra anti-aproximação suporta cargas à compressão muito elevadas. Só mediante cargas superiores a 33000N a barra atinge a sua carga crítica e entra no limite da encurvadura. A representação da figura 48 apresenta o valor da carga crítica e a curva característica desta sobre a barra anti-aproximação.

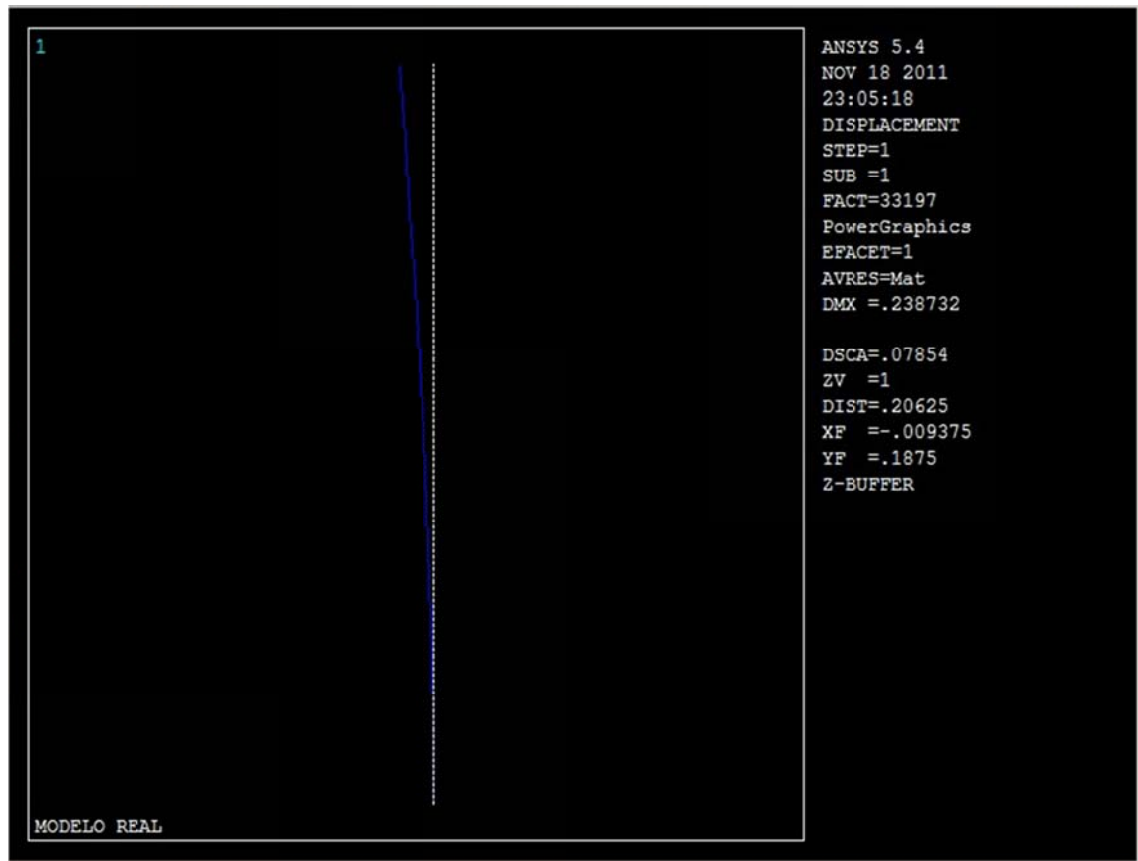


Figura 48 - Curva característica da carga crítica sobre a barra anti-aproximação (Ansys 5.4)

CAPÍTULO 5 – ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Ao longo deste capítulo serão expostos os meios e procedimentos utilizados nesta investigação e será feita a descrição de todo o trabalho experimental conducente à obtenção de dados relativos ao comportamento da barra anti-aproximação, quando solicitada em estrada. Para a concretização deste ensaio experimental foram colados dois extensómetros na barra anti-aproximação.

5.1 MEIOS E EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

O grande desafio, deste trabalho de investigação consistiu na adaptação de todos os meios e equipamentos experimentais de modo a poderem ser utilizados no automóvel. Nesta perspectiva, foi retirada a barra anti-aproximação do automóvel de forma a que os extensómetros pudessem ser colados devidamente. Na figura 49 mostra-se o automóvel Ford Escort MK1 com a barra anti-aproximação montada.



Figura 49 – Barra anti-aproximação montada no Ford Escort MK1

A figura 50 mostra um dos extensómetros colados na barra anti-aproximação.



Figura 50 – Extensómetro colado na barra anti-aproximação

A figura 51 mostra a região onde foram colados os extensómetros na barra anti-aproximação. É importante referir que foi colado um extensómetro na frente e outro no verso da barra.

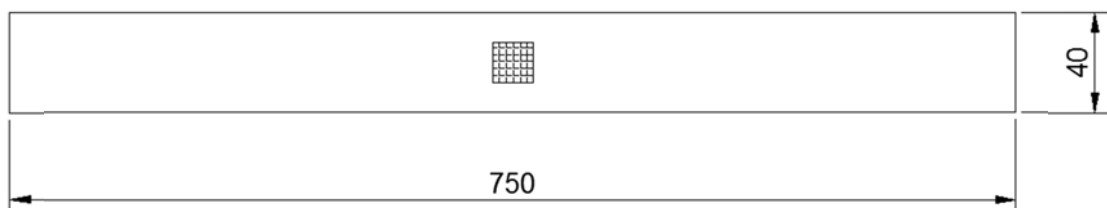


Figura 51 – Região onde foram colados os extensómetros na barra anti-aproximação

Os extensómetros utilizados eram do tipo 1-LY41-10/120. Depois de colados os extensómetros era necessário garantir a aquisição dos dados, sendo para tal utilizado o Spyder 8. O software usado foi o Catman 3.1. Para a gestão de todos estes dados foi

utilizado um computador portátil e todos estes equipamentos foram montados no interior do automóvel.

5.2 PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Neste subcapítulo serão apresentados os procedimentos dos ensaios experimentais relativos ao estudo da barra anti-aproximação, quando solicitada em estrada. Para verificar este comportamento, foram colados extensómetros na barra.

Para uma correcta colagem e uma maior fiabilidade dos resultados obtidos é crucial limpar e lixar a zona de fixação dos mesmos. Uma vez concluída esta tarefa, a barra volta a ser instalada no automóvel. Neste momento é fundamental encontrar uma zona que permita a passagem dos cabos provenientes da barra para o interior do automóvel como se mostra na figura 52.



Figura 52 – Passagem dos cabos para o interior do automóvel

Depois de efectuada esta tarefa, tornou-se necessário garantir que todo o equipamento ficasse bem acondicionado no interior do automóvel. De salientar que este processo devia ser realizado de forma a garantir uma fixação adequada do equipamento porque em estrada tudo o que se encontra no interior do automóvel fica sujeito a movimentações bruscas, as quais seriam susceptíveis de comprometer todo o trabalho. Para acautelar a manutenção desta condição de funcionalidade e de segurança foi

colocado no interior do automóvel uma caixa, onde foram acomodados todos os equipamentos como se mostra pela figura 53.



Figura 53 – Acomodação dos equipamentos para aquisição de dados

Depois de devidamente fixos ao automóvel, faltava apenas assegurar a alimentação eléctrica para o Spyder 8. Neste contexto, tal foi conseguido por ligação directa à bateria enquanto o computador portátil de controlo foi ligado através de um conversor de corrente que foi ligado à bateria do automóvel.

5.3 ENSAIO DE COMPRESSÃO AXIAL

Antes do ensaio experimental efectuado no automóvel e com o objectivo de obter dados de carga/deformação na barra anti-aproximação, foi necessário executar no laboratório de Mecânica dos Materiais um ensaio de Compressão axial com recurso a uma máquina de ensaios universais. Trata-se de um equipamento servo-hidráulico para aplicação de cargas ao qual está acoplada uma célula de carga com capacidade de até 25 KN, resolução e sensibilidade de 0,00001 KN. Uma peça está sujeita à compressão quando nas suas extremidades actuam forças segundo o seu eixo. Através deste ensaio, foi possível ter uma relação do comportamento da barra quando solicitada axialmente à compressão. Os dados obtidos permitem ter um termo de comparação com os dados obtidos na barra instalada no automóvel. Neste ensaio, a carga é aplicada concentricamente e os resultados são lidos nos extensómetros, tal como vai ser feito no

ensaio no automóvel, com o propósito de obter compressão axial sem gerar esforços de flexão. Para verificar os resultados a barra é rodada em 90° e é efectuado um novo ensaio. A figura 54 mostra a máquina de ensaios universais INSTRON 8874.

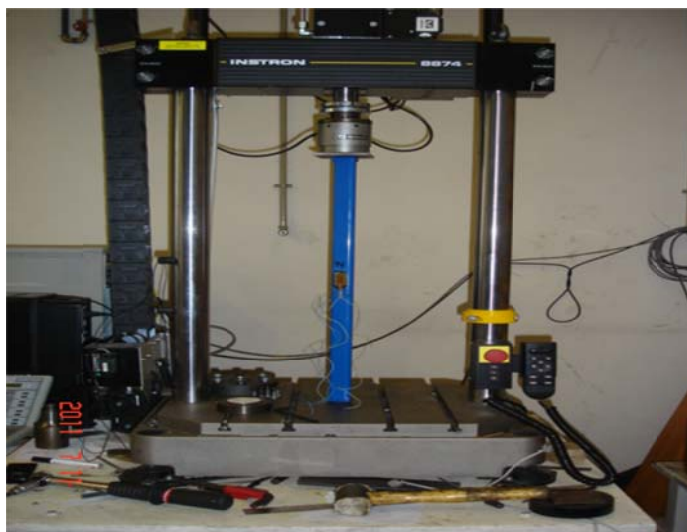


Figura 54 – Máquina de Ensaio Universais INSTRON 8874

Os gráficos das figuras 55 e 56 mostram a equação da recta que relaciona o valor da carga em função da deformação para os extensómetros 1 e 2.

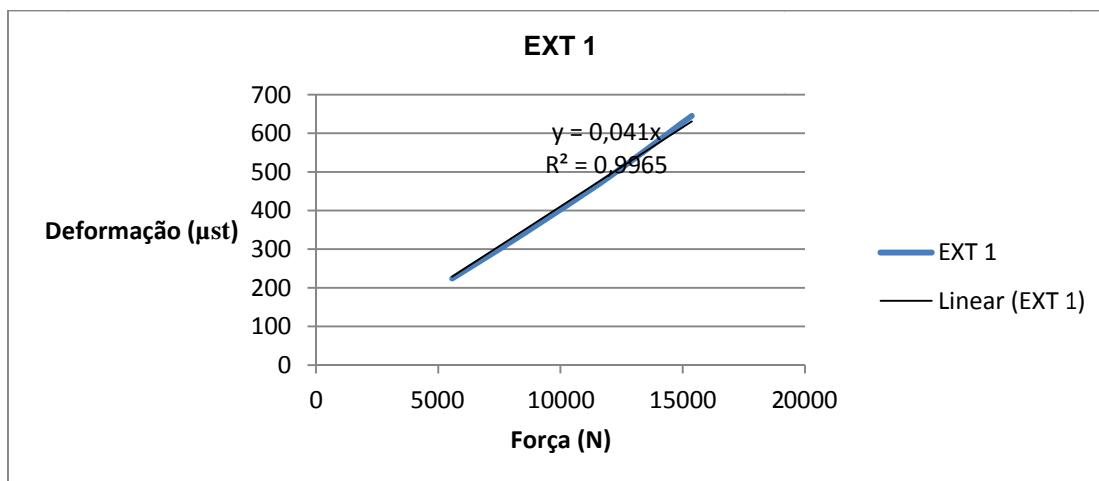


Figura 55 – Equação da recta que relaciona o valor da carga em função da deformação para o extensómetro 1

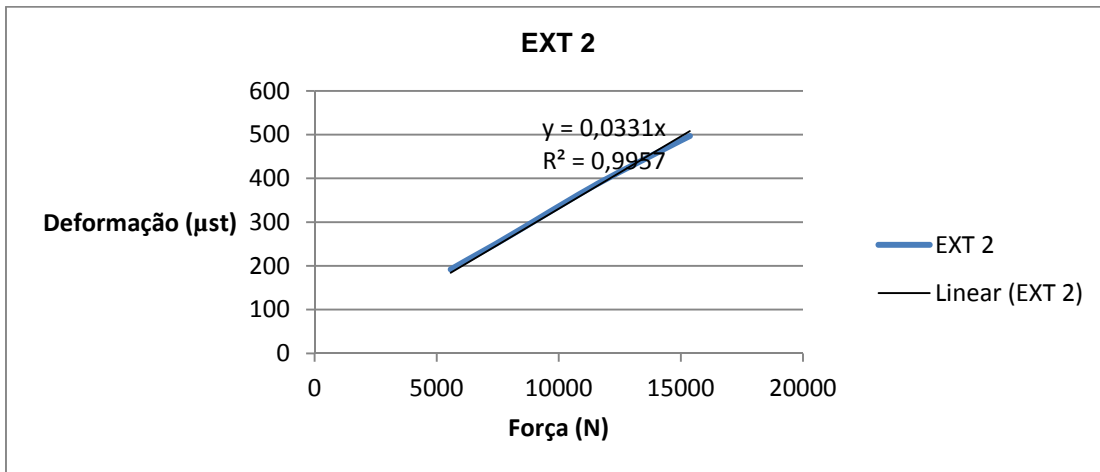


Figura 56 – Equação da recta que relaciona o valor da carga em função da deformação para o extensómetro 2

Pelos gráficos anteriores é possível verificar que para os extensómetros 1 e 2 obtêm-se diferentes valores na equação da recta. Esta discrepância prende-se com o facto de existir um ligeiro desalinhamento nos extensómetros. Este desalinhamento ocorre devido a uma colagem incorrecta dos mesmos.

5.4 AQUISIÇÃO DOS DADOS

No decorrer dos ensaios experimentais foi efectuada uma leitura de tracção e compressão axial com recurso ao software de aquisição Spyder 8. No intuito de obter uma maior fiabilidade foram efectuados dois ensaios que de seguida serão apelidados de corrida 1 e corrida 2.

5.5 APRESENTAÇÃO DOS DADOS OBTIDOS

Os dados foram obtidos em termos de deformações. Nos gráficos das figuras 57 e 58 estão representados os resultados colhidos na corrida 1 e na corrida 2.

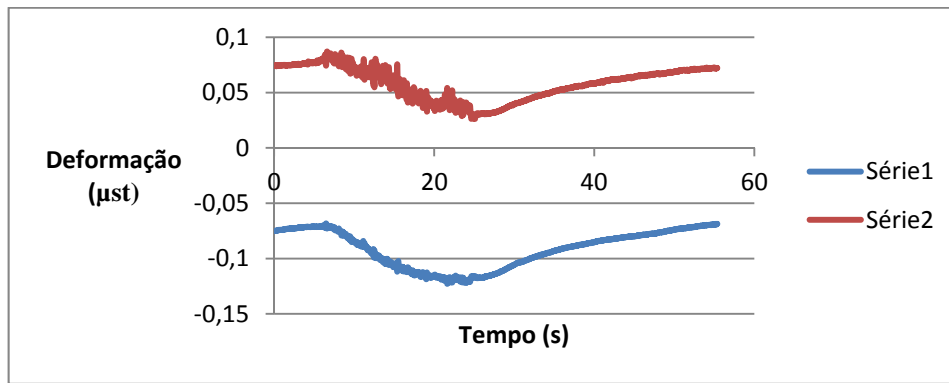


Figura 57 – Gráfico relativo às leituras obtidas na Corrida 1

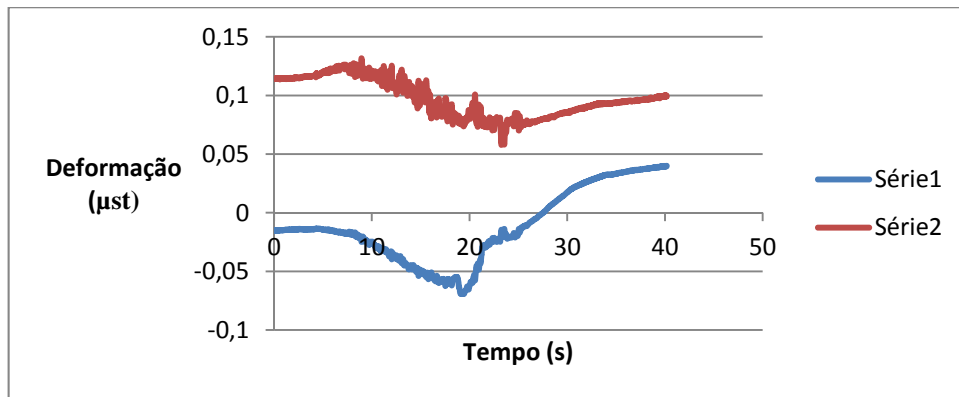


Figura 58 – Gráfico relativo às leituras obtidas na Corrida 2

Estes resultados serviram de base à identificação da força aplicada na barra anti-aproximação. Nestes gráficos são apresentados os valores da deformação sofrida pela barra em função do tempo. A designação série 1 e série 2 é relativa às leituras do extensómetro 1 e 2 respectivamente.

5.6 TRATAMENTO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os dados obtidos foram posteriormente submetidos a um tratamento na folha de cálculo Excel. Assim, partindo dos dados obtidos no laboratório através da máquina de ensaios universais foi possível obter a equação da recta que me relacionava o valor da

carga em função da deformação. Depois de obtida a equação da recta e recorrendo de novo à folha de cálculo foi possível obter a curva característica carga a que a barra anti-aproximação está sujeita quando submetida a esforços. No gráfico da figura 59 mostra-se o valor da carga em função da deformação sofrida.

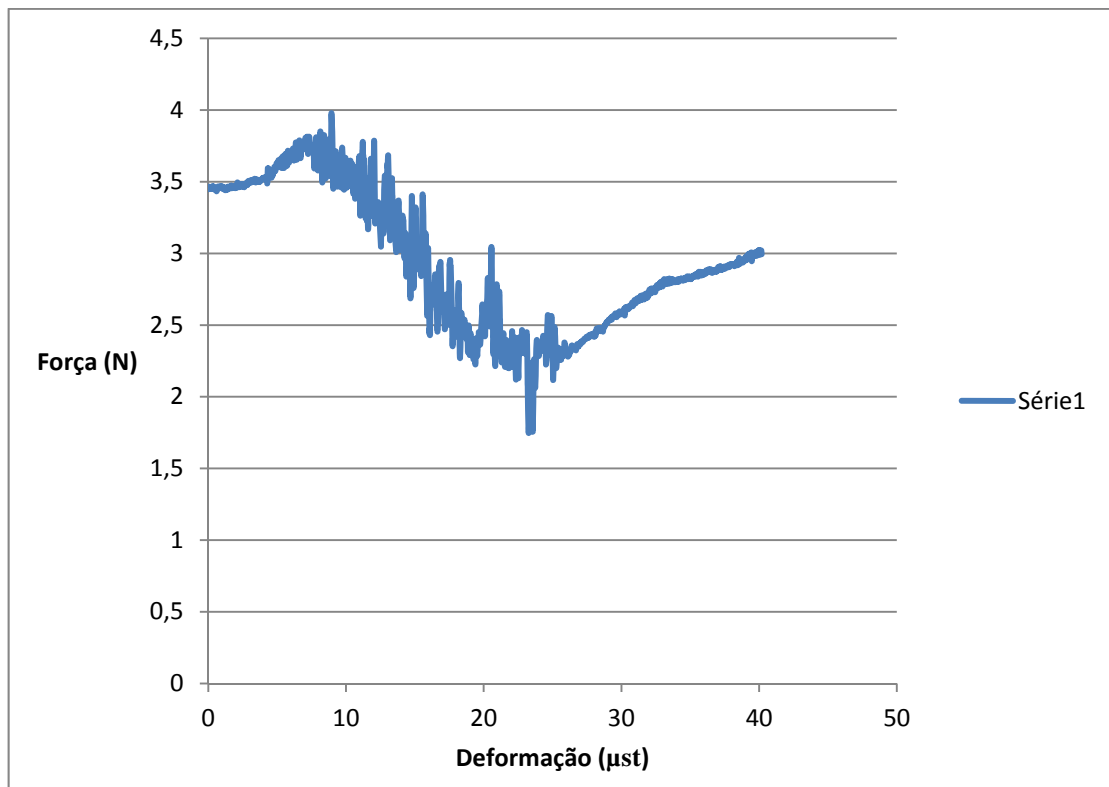


Figura 59 – Curva característica da força a que a barra anti-aproximação está submetida

5.7 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS

Foi com alguma surpresa que depois de tratados os resultados foram obtidas cargas aplicadas à barra anti-aproximação tão reduzidas. No ensaio aplicaram-se esforços de serviço derivados da travagem, aceleração, peso próprio, impacto das rodas, e outros impactos com o objectivo de solicitar o mais possível a barra. Deste modo e mediante todos estes esforços era de esperar que a carga a que a barra estava sujeita fosse significativamente superior. De salientar que os valores das cargas foram muito

reduzidos provavelmente pelo facto de as condições de solicitação da barra não serem as ideais. Certamente que em pista real e com curvas acentuadas se iriam obter outros resultados. Portanto tais resultados a revelarem-se correctos indicam que a barra está sobredimensionada.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O estudo apresentado neste trabalho visou contribuir para a obtenção de conhecimento mais aprofundado e consistente relativamente à real função e à necessidade da existência da barra anti- aproximação nos automóveis de competição. No decorrer do mesmo existiram algumas limitações e dificuldades, nomeadamente no que diz respeito à solicitação do automóvel e da barra, especificamente em situações de actuação extrema em pista. Tal não aconteceu porque não se tornou viável conjugar pista, piloto e um automóvel devidamente operacional para efectuar uma medição rigorosa. Assim, o ensaio experimental decorreu numa via pública com aproximadamente 800 metros de comprimento e apenas com curvas muito ligeiras. As condições do piso eram as ideais, mas não foi possível efectuar devidamente o aquecimento dos pneus, pelo que o piloto se sentiu um pouco retraído. Não obstante este condicionamento o piloto procurou, no decorrer do trajecto, solicitar a barra efectuando movimentos bruscos laterais com a direcção.

Tendo em consideração estes pressupostos, os resultados obtidos demonstram que em condições de solicitação comum, ou mesmo em curvas com velocidades moderadas, os esforços transmitidos à barra anti-aproximação são praticamente nulos. A carga máxima a que a barra está sujeita nestas situações é de aproximadamente 4 N.

Considerando que a barra anti-aproximação entra no domínio da encurvadura a partir de cargas de aproximadamente 33000 N, verificou-se que esta está sobredimensionada. No entanto, é importante referir que em situações de solicitação extrema, a carga aplicada será garantidamente muito superior. Importa ainda salientar que num quadro de competição automóvel praticamente não existem limites, pelo que se torna difícil efectuar uma análise tão rigorosa quanto o necessário para obter conclusões mais válidas. Pode dizer-se ainda que este componente não deve ser

considerado um componente estrutural, uma vez que são muito reduzidas as solicitações impostas. Estava ainda prevista uma análise dinâmica do componente em causa que acabou por não ser efectuada meramente por falta de tempo. No entanto pela avaliação feita a um modelo que foi apresentado no ponto 3.10, verifica-se que a primeira frequência natural de 8,30 Hz tem influência no comportamento total do sistema. Já a segunda, de 52,01 Hz não teria acção significativa. Por esta razão, para uma barra anti-aproximação com estes resultados, seria melhor aumentar o momento de inércia da secção para eliminar o primeiro modo de vibração que está claramente dentro do intervalo não desejado.

No que concerne a trabalhos futuros, propunha a instalação permanente de um sistema de aquisição de dados no automóvel, pois só mediante estas circunstâncias se poderiam obter conclusões mais fidedignas relativamente à carga máxima aplicada na barra anti-aproximação.

Relativamente à barra, e do ponto de vista estático, recomenda-se o aprimoramento deste modelo, e uma vez que este se encontra sobredimensionado, a sua espessura pode ser reduzida o que possibilitará alcançar vantagens quanto a aspectos fulcrais para o desempenho do automóvel em concreto, designadamente ao nível dos custos do equipamento. Posteriormente propunha ainda uma análise dinâmica para um conhecimento mais detalhado do componente em causa.

Procurei aplicar todo o conhecimento adquirido durante a minha formação, recorrendo também a alguma imaginação e espírito inventivo, na procura de soluções inovadoras válidas e eficientes para a resolução dos problemas encontrados neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adso de Terralba, (2007), Km77, Efecto Del Balanceo y Del Eje Balanceo en la Adherencia.

Alessandro Bizzeti, (2010), Guide Tecniche, Sito Realizzato da Alessandro Bizzeti, Italy.

Alves, L. Pinheiro, (2007), Automação de Dados de Medidores de Deslocamento e Aceleração, Monografia apresentada ao curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Ouro Preto, UFOP, Brasil.

Ansys Structural Analyses Guide, (2009), Ansys Southpoint 275 Technology Drive, Inc., Canonsburg, USA.

Ansys User's Manual Structural, Vol. I, (1997), Ansys Swanson Analysis Systems, Inc., Berkeley, California.

Ansys User's Manual, (1994), Ansys, Houston, USA.

Azevedo, A. F. M., (1996), Mecânica dos Sólidos, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Branco, C. A. G. M., (2006), Mecânica dos Materiais, Fundação Calouste Gulbenkian, 4ª edição, Lisboa.

Clough, Ray W., Penzein, J., (1975), Dynamics of Structures, McGraw-Hill Kogakusha. Lda, Tokyo, Japan.

Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E., Witt, R. J., (2002) Concepts and applications of Finite Element Analysis, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc.

Craig, R.R., (1981), Structural Dynamics: an Introduction to Computer Methods. John Wiley & Sons, New York, USA.

Domenico Lucchesi, (1989), O Automóvel, Curso Técnico, Volume III e IV, Editorial Presença.

Francisco Lemos Ferreira, (2007), Portal dos Clássicos, Barras Anti-aproximação/Estabilizadoras.

Hermenegildo Baylos, (2000), Km77, Relación Entre Flexibilidad de La Estabilizadora y Balanceo de Carroceria.

Luiz Mariano, (2010), UR Ultra Racing, Chassis Tuning Specialist, Technical Information.

Meireles, J. F. B., (2007), Analise Dinâmica de Estruturas por Modelos de Elementos Finitos Identificados Experimentalmente, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, Guimarães, Portugal.

Miranda, A. A. S., (2008), Textos de apoio a disciplina de Órgãos de máquinas, Ano Lectivo 2008/2009, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade do Minho.

Nash, A. William, (1977), Resistência dos Materiais, Coleção Schaum, Editora McGraw-Hill do Brasil, Ltda., 1ª serie.

Paulo G. Costa, (2001), Mecânica Automotiva, A Bíblia do Carro, Bíblia de Mecânica Automotiva, Brasil.

Peverill, James, (2001), Unibody Vehicle Chassis Stiffness Study Using Abaqus, En175, Fall 2001 Final Project.

Pimentel, Karla C. A., (2003), Tubulações Pressurizadas em Aterros Reforçados com Geossintéticos, Dissertação de Mestrado em Geotecnia, Universidade de Brasília, Brasília, Brasil.

Timoshenko, S.P., Goodier, J. N., (1988), Theory of Elasticity, Third Edition, McGraw-Hill.

Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., (1988), The Finite Element Method, Fourth Edition, McGraw-Hill.

ANEXOS

ANEXO A – AS RODAS

A1. AS RODAS

As rodas de um automóvel são constituídas pelo conjunto jante e pneu e representam elementos de particular importância no que diz respeito ao comportamento do veículo.

Relativamente às jantes, é fundamental que sejam constituídas por um material simultaneamente leve e resistente, pois quanto mais leves forem menor será a força de inércia resultante de acelerações e travagens. O diâmetro total do conjunto deve sempre ser salvaguardado, mas o equilíbrio e a solidez do veículo são beneficiados em detrimento do conforto quando se adoptam jantes grandes e pneus de baixo perfil, de modo a evitar a tendência torsional que pode ocorrer nos pneus.

Uma das características mais importantes dos pneus e que afecta o comportamento do automóvel em curva é o modo como a sua capacidade de aderência varia em função da força vertical exercida sobre eles. O gráfico da figura A.1 ilustra a reacção dos pneus submetidos a três cargas verticais distintas. Estas cargas actuam verticalmente sobre os pneus.

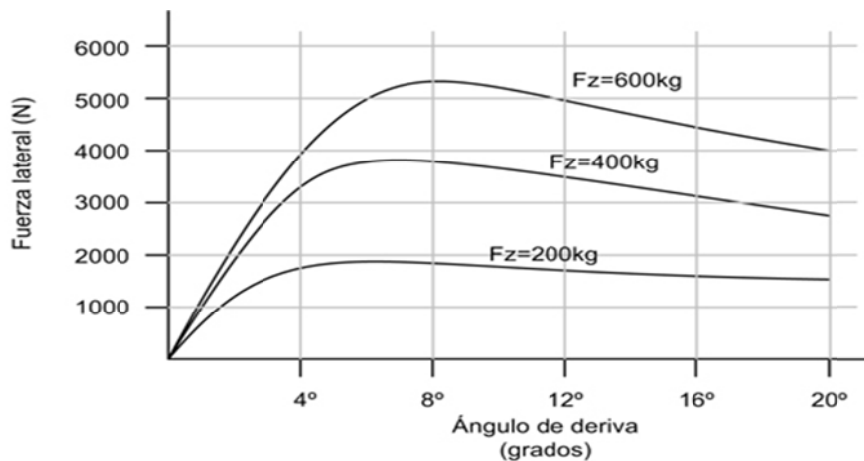


Figura A.1 – Reacção dos pneus submetidos a três cargas verticais distintas (adaptado de Adso de Terralba, 2006)

A carga F_Z de 400 kg representa a força exercida sobre um pneu dianteiro de um automóvel com cerca de 1400 kg de massa com uma repartição de pesos 60%/40%. Se este processo for repetido para um elevado número de cargas é possível obter uma curva que mostra a força lateral máxima obtida em função da força vertical suportada. Esta curva está representada na figura A.2.

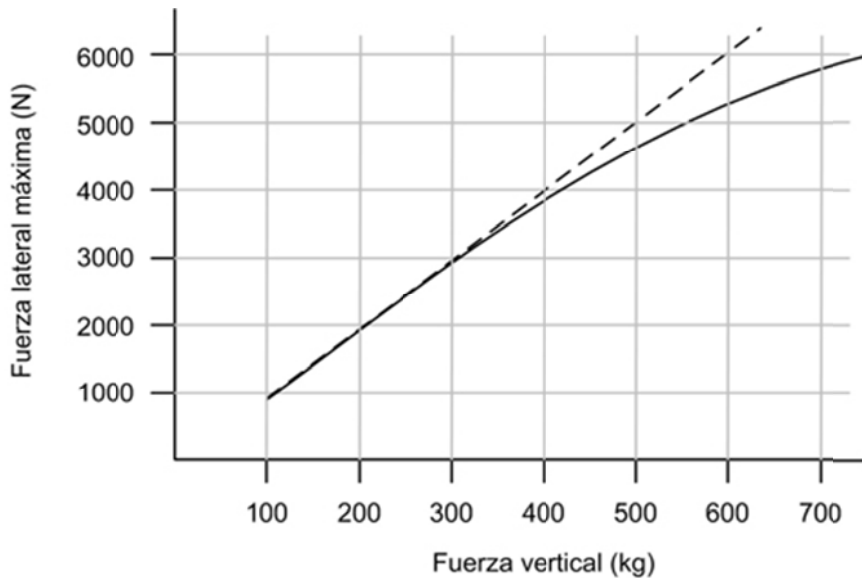


Figura A.2 – Força lateral máxima em função da força vertical suportada pelo pneu (adaptado de Adso de Terralba, 2006)

Quando se modifica uma trajectória, e uma vez que o centro de massa se encontra sempre acima do solo, iremos ter diferentes cargas nas rodas interiores e exteriores. Este desequilíbrio é facilmente perceptível em curva, visto que a roda exterior irá estar sujeita a uma força lateral superior consequência da maior força vertical que suporta. Assim quanto maior for a diferença de carga verificada no mesmo eixo, menor será a capacidade de aderência. Esta diferença de carga será tanto maior quanto maior for a altura do centro de massa (Adso de Terralba, 2006).

Cabe aos pneus a responsabilidade de estabelecer uma ligação elástica entre a estrada e o veículo, incumbindo-lhes absorver uma parte dos choques provocados pela irregularidade do piso e transferir a restante à suspensão. É também função do pneu, assegurar a máxima aderência, comportar a carga e suportar os esforços oriundos de

travagens repentinas, acelerações rápidas e da força centrífuga proveniente das curvas. Um dos factores a considerar também na temática dos pneus é a pressão de enchimento que influencia significativamente a estabilidade do automóvel.

O valor da convergência ou da divergência, estritamente ligado ao valor do ângulo de inclinação, influi de modo apreciável no desgaste dos pneus e no desequilíbrio do automóvel. Por exemplo, se as rodas dianteiras estiverem inclinadas para fora em relação à vertical e convergentes na parte dianteira do veículo, obrigam o pneu a trabalhar mais sobre o bordo externo do respectivo piso.

O desequilíbrio das rodas pode ser motivado por:

- Falta de rigidez estrutural;
- Desequilíbrio entre elementos que constituem o conjunto de rolamento (jante, pneu, disco de travão).

Uma roda pode estar desequilibrada estática ou dinamicamente, ou ser afectada por ambas as formas de desequilíbrio. A figura A.3 ilustra uma roda estaticamente desequilibrada.

Considerando uma roda completa com pneu, montada num mandril cilíndrico apoiado sobre dois prismas, de modo a que o eixo de rotação da roda fique perfeitamente horizontal.

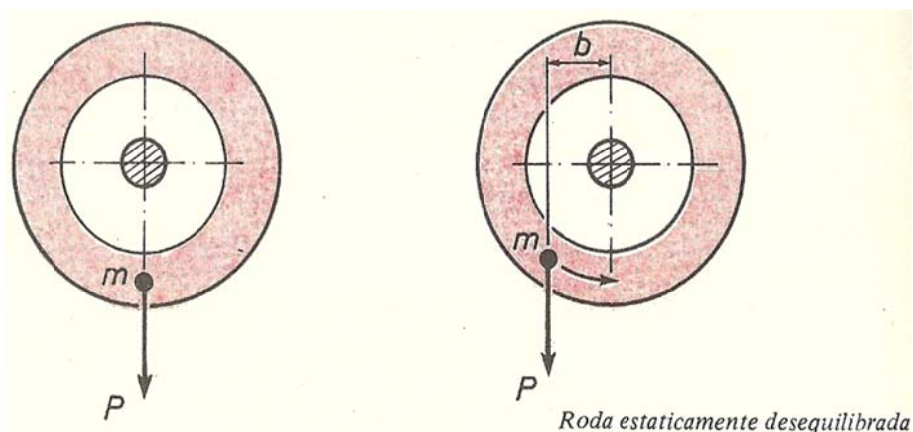


Figura A.3 – Roda estaticamente desequilibrada (Domenico Lucchesi, 1989)

Diz-se que esta se encontra estaticamente equilibrada quando se mantém imóvel em qualquer posição em que seja colocada. Se pelo contrário, ela tende a girar, significa que existe um momento de rotação Pb causado por um peso desequilibrador m . Nestas circunstâncias, após um certo número de oscilações, a roda ficará numa posição em que o peso que a desequilibra se encontre verticalmente para baixo, isto é na posição de momento nulo. Por outro lado, a roda encontra-se dinamicamente equilibrada quando, posta em rotação, o seu plano equatorial mantém inalterável a sua posição, isto é, não sofre oscilações transversais. Assim, a roda encontra-se dinamicamente equilibrada quando é nulo o momento das forças centrífugas em relação ao eixo de rotação. Neste caso as forças centrífugas mantêm-se no plano equatorial da roda e têm a mesma intensidade. A figura A.4 mostra uma roda desequilibrada estaticamente e dinamicamente.

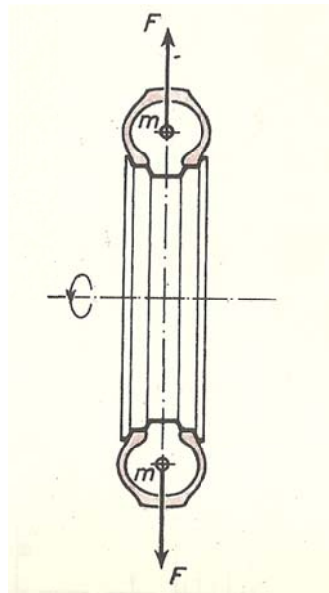


Figura A.4 - Roda desequilibrada estaticamente e dinamicamente (Domenico Lucchesi, 1989)

A posição do peso desequilibrador influencia também consideravelmente a dinâmica da roda. Se este se encontra no plano equatorial, a roda oscila num plano vertical, sujeitando o pneu a uma sucessão de choques que aumentam com o aumento da velocidade. Estas oscilações repercutem-se em diversos órgãos do automóvel, como a

direcção ou a suspensão, influenciando o desempenho dos mesmos. A figura A.5 apresenta uma roda desequilibrada estaticamente.

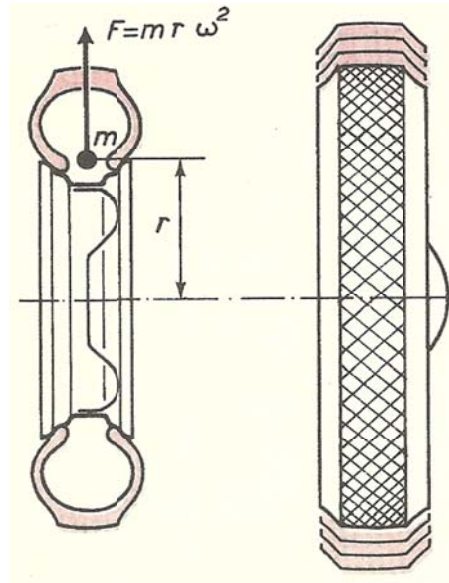


Figura A.5 - Roda desequilibrada estaticamente (Domenico Lucchesi, 1989)

Se o peso desequilibrador se encontra fora do plano equatorial, o momento produzido pela força centrífuga faz oscilar a roda num plano transversal, e simultaneamente, devido ao desequilíbrio estático, a roda oscila num plano vertical como se pode verificar na figura A.6.

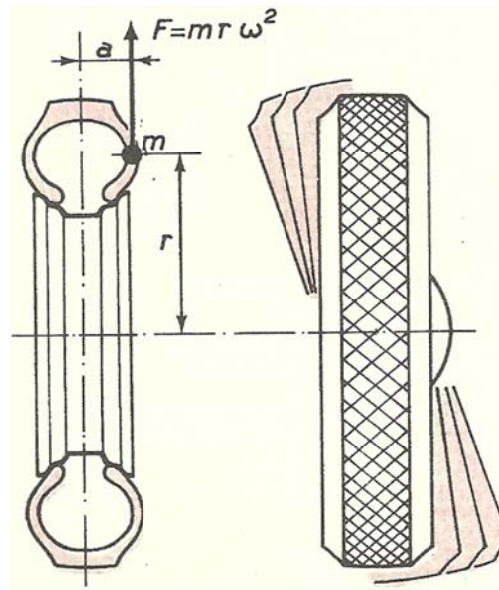


Figura A.6 - Roda desequilibrada estaticamente e dinamicamente (Domenico Lucchesi, 1989)

Quando existem dois pesos desbalanceadores iguais, fora do plano equatorial, equidistantes e assimétricos em relação ao eixo de rotação, durante a rotação os momentos das forças centrífugas originam o borboleteamento da roda em sentido transversal, que neste caso é acentuado porque as forças centrífugas produzem momentos concordantes (Domenico Lucchesi, 1989). A figura A.7 ilustra este tipo de comportamento.

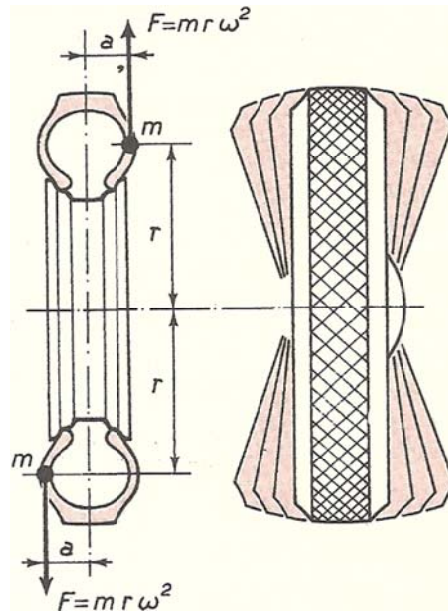


Figura A.7 - Roda desequilibrada dinamicamente mas equilibrada estaticamente (Domenico Lucchesi, 1989)

Para se compreender a influência da barra anti-aproximação no conjunto do veículo aborda-se apenas a estabilidade nas principais condições de trabalho em que se encontra.

ANEXO B – INFLUÊNCIA DA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO NA
RIGIDEZ DO CHASSIS

B1. MODELO DE CHASSIS UTILIZADO PARA ANÁLISE

Foi elaborado por James Peverill, 2001, um modelo simples de *chassis* no programa de projecto Pro/Enginner, que em seguida foi importado para o programa de elementos finitos Abaqus como uma casca. Como se pode verificar na figura B.1 a geometria do modelo foi simplificada de forma a simplificar a análise.

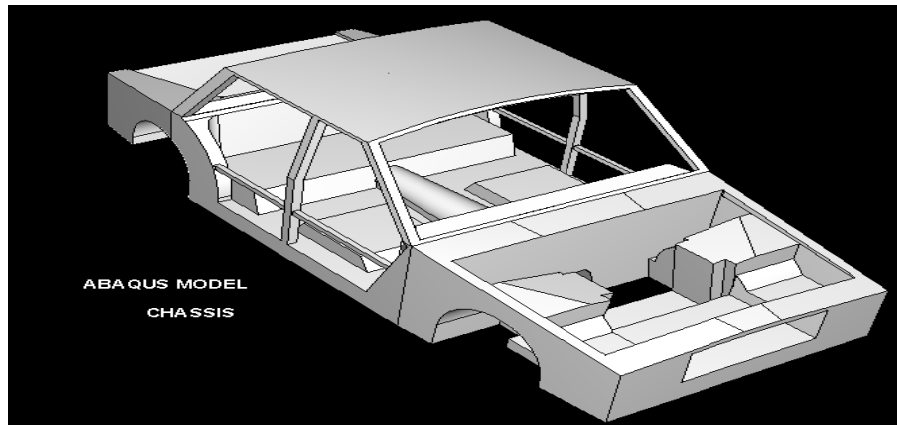


Figura B.1 – Modelo simplificado de *chassis* compatível com o Abaqus (James Peverill, 2001)

De seguida foi criada uma malha, utilizando basicamente elementos quadrangulares, sendo que as secções maiores foram definidas como rectângulos e as mais pequenas e irregulares como triângulos. As figuras B.2 e B.3 apresentam a malha do modelo simplificado de chassis compatível com o Abaqus.

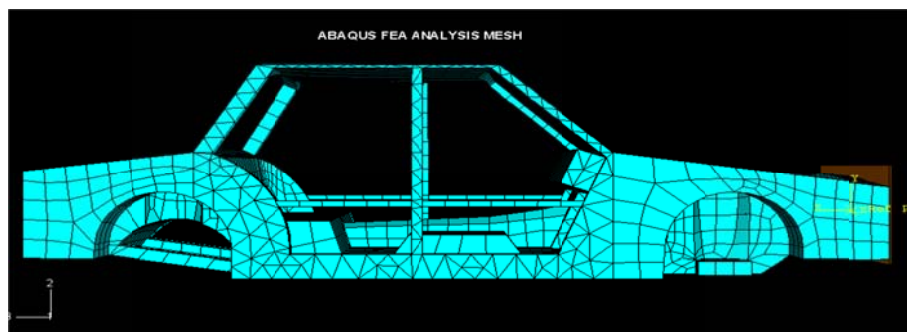


Figura B.2 – Malha do modelo simplificado de *chassis* compatível com o Abaqus (James Peverill, 2001)

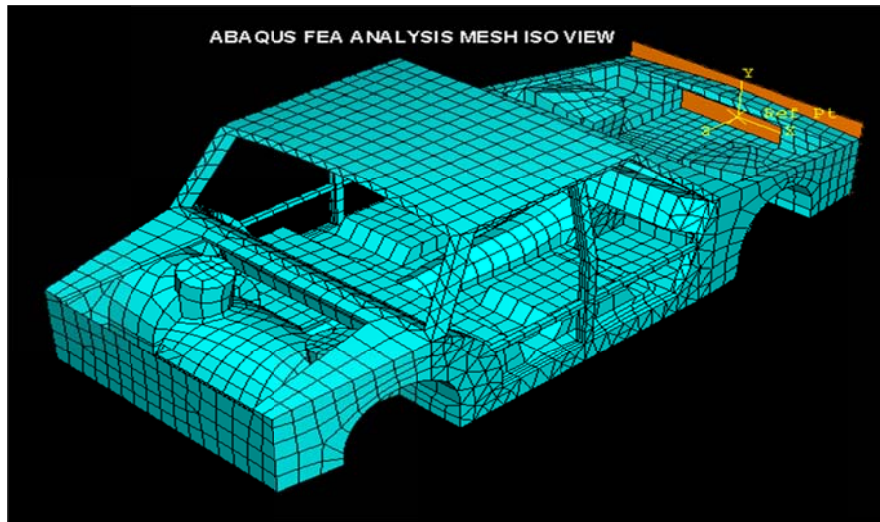


Figura B.3 - Malha do modelo simplificado de *chassis* compatível com o Abaqus (James Peverill, 2001)

Após isso, foram aplicadas as forças e as restrições. Forças de igual valor (454 kg) e sentidos opostos foram aplicadas nas torres de suspensão, na região equivalente à zona de suporte da barra anti-aproximação, enquanto as restrições foram aplicadas na parte traseira do *chassis* como se pode verificar pela figura B.4.

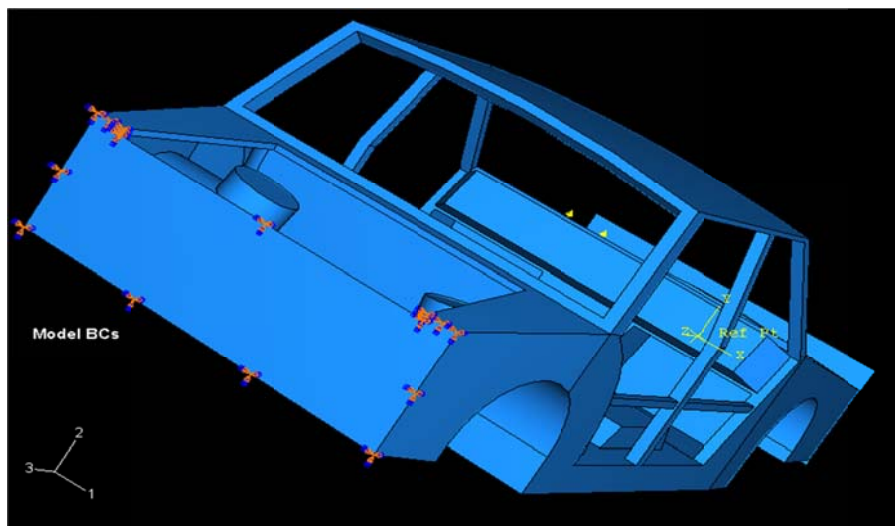


Figura B.4 – Representação das forças e restrições aplicadas no *chassis* (James Peverill, 2001)

Para a realização da análise apenas foi utilizado um modelo de barra anti-aproximação. Na figura B.5 mostra-se a região de aplicação da barra anti-aproximação.

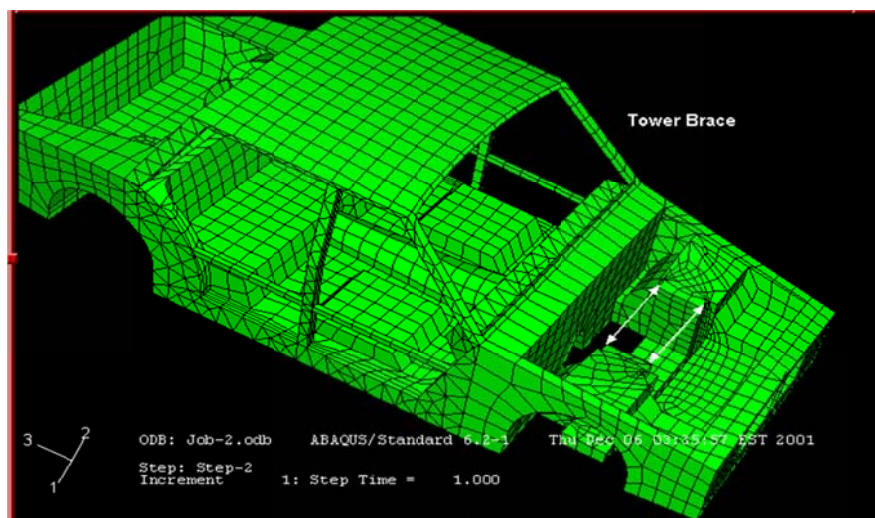


Figura B.5 – Representação da região de aplicação da barra anti-aproximação (James Peverill, 2001)

Com os modelos acima obtidos, executaram-se testes com e sem barra anti-aproximação e a rigidez do modelo foi muito maior do que o esperado. A razão para esta disparidade não é conhecida, mas provavelmente está relacionada com a execução do modelo, tendo sido obtida uma rigidez aproximada de 27086 N.m por grau de deformação, enquanto a maioria dos *chassis* dos automóveis obtém uma rigidez que se cifra entre os 2710 e os 4060 N.m. Esta diferença pode ser desvalorizada, uma vez que o objectivo deste estudo era o de verificar o aumento da rigidez utilizando a barra anti-aproximação, e não o valor da rigidez propriamente dito. De seguida são apontados alguns resultados que ilustram a deformação com e sem barra e, documentados com figuras e gráficos comparativos, sendo que nestes é exibida uma escala de 25 vezes o valor da deformação.

B.1.1 DEFORMAÇÃO SEM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

As figuras B.6, B.7 e B.8 apresentam as diversas vistas nas quais se mostra a deformação a que o chassi fica sujeito sem barra anti-aproximação. Da mesma forma as figuras B.9 e B.10 apresentam o perfil de tensões a que o chassi fica sujeito nas condições anteriormente referidas.

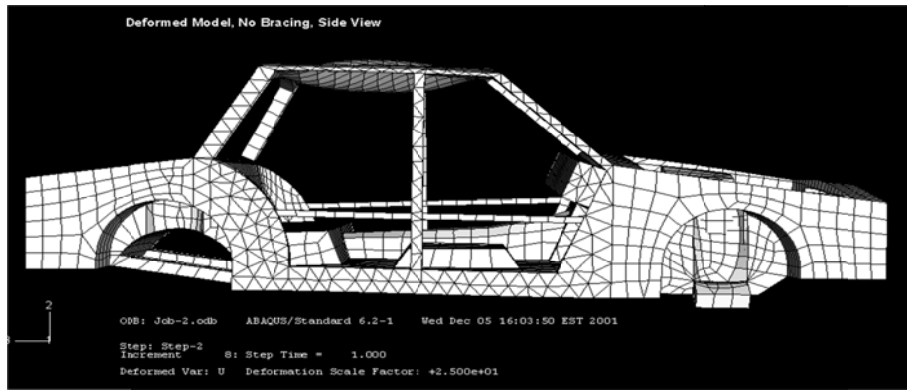


Figura B.6 – Vista lateral da deformação no *chassis* sem barra anti-aproximação (James Peverill, 2001)

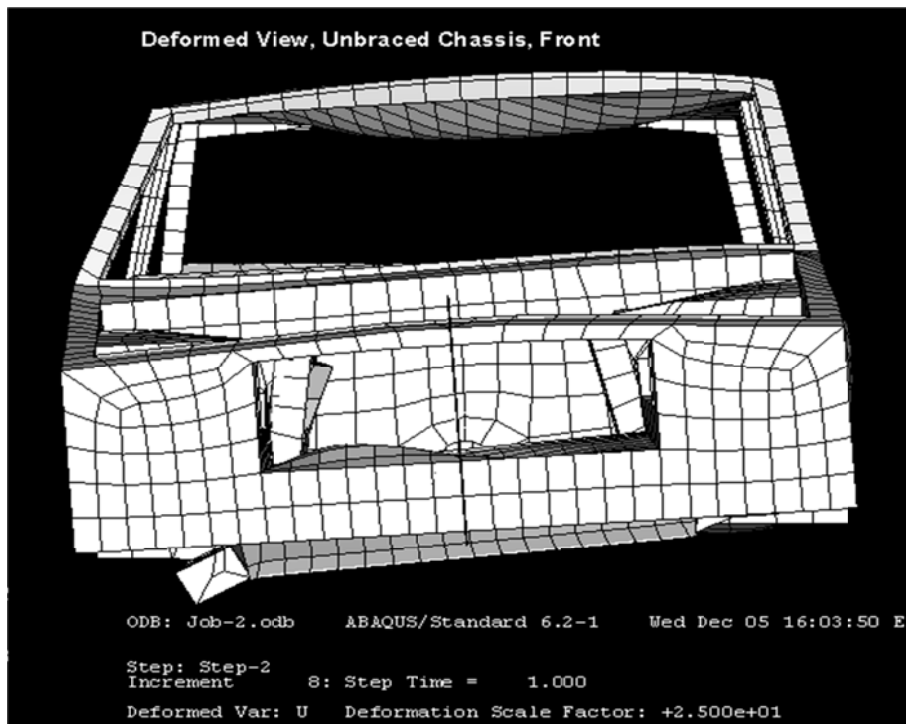


Figura B.7 – Vista frontal da deformação no *chassis* sem barra anti-aproximação (James Peverill, 2001)

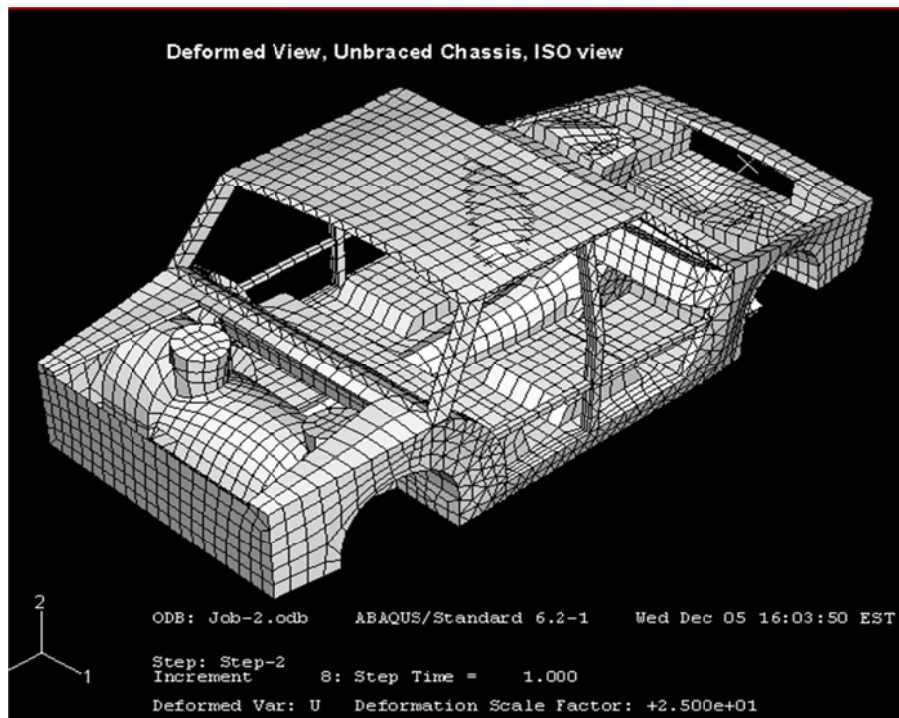


Figura B.8 – Vista isométrica da deformação no *chassis* sem barra anti-aproximação (James Peverill, 2001)

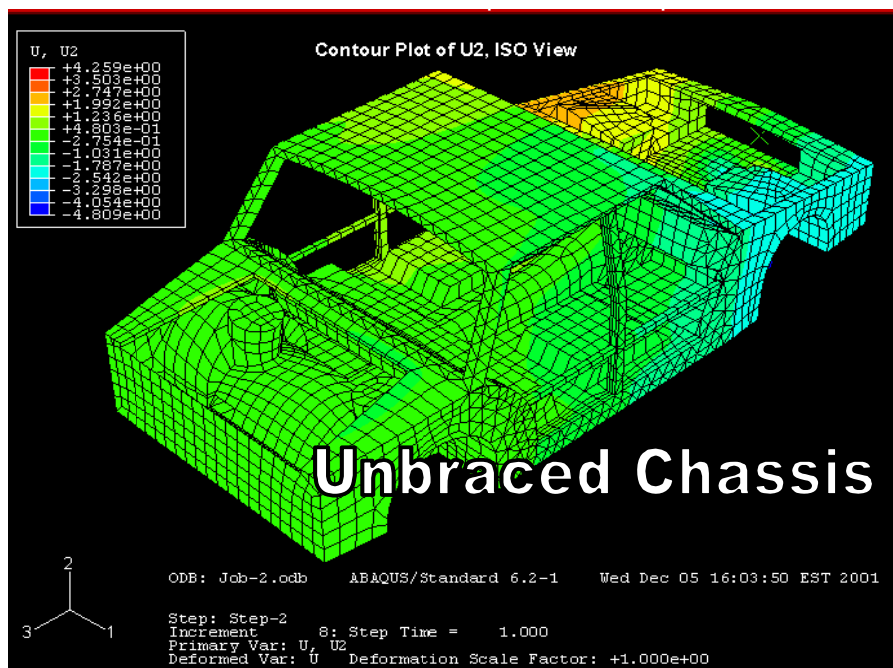


Figura B.9 – Vista isométrica do perfil de tensões (James Peverill, 2001)

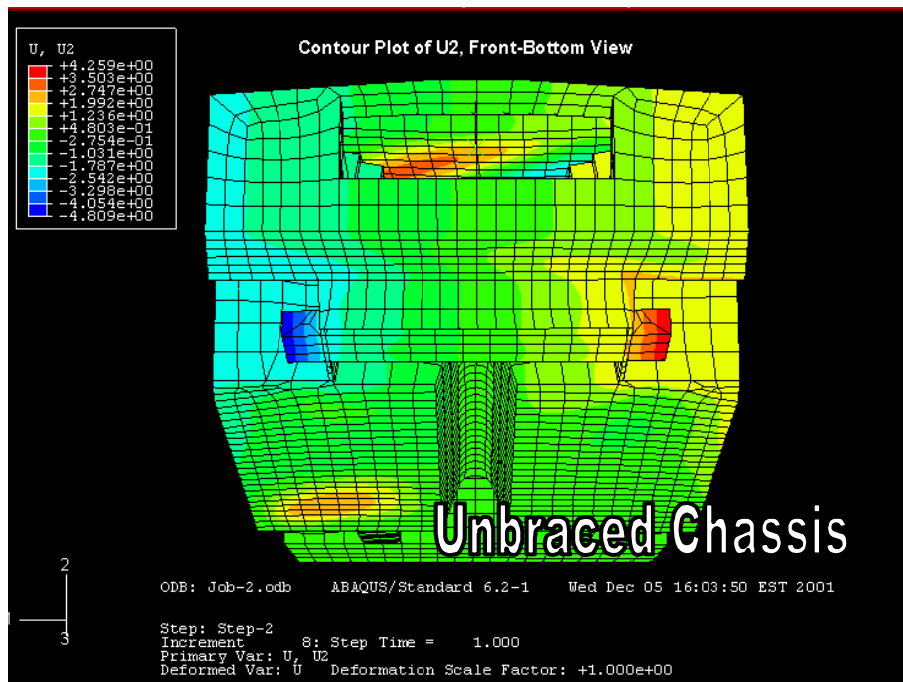


Figura B.10 – Vista frontal do perfil de tensões (James Peverill, 2001)

B.1.2 DEFORMAÇÃO COM BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

Apresentam-se agora as figuras B.11 e B.12 que mostram a vista lateral e a vista frontal da deformação do chassis com barra anti-aproximação.

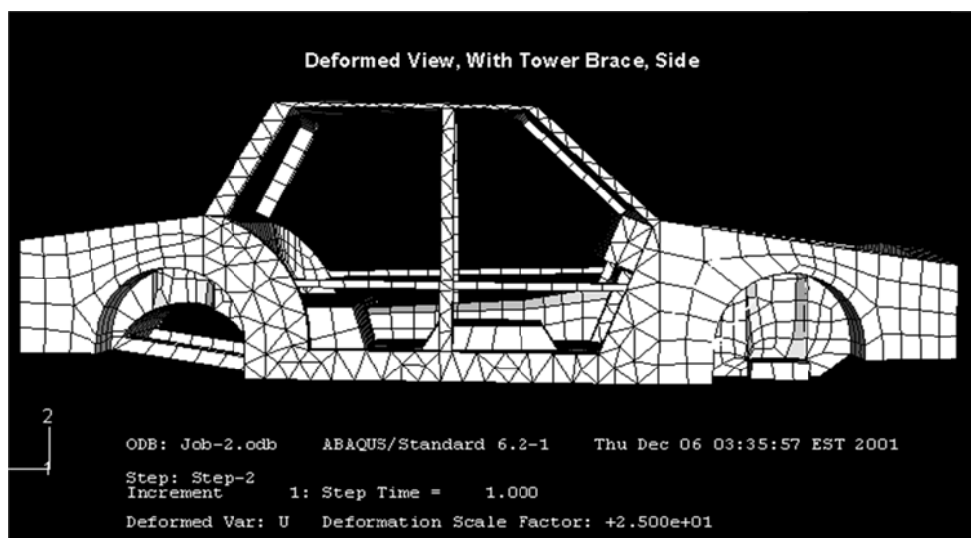


Figura B.11 - Vista lateral da deformação no *chassis* com barra anti-aproximação (James Peverill, 2001)

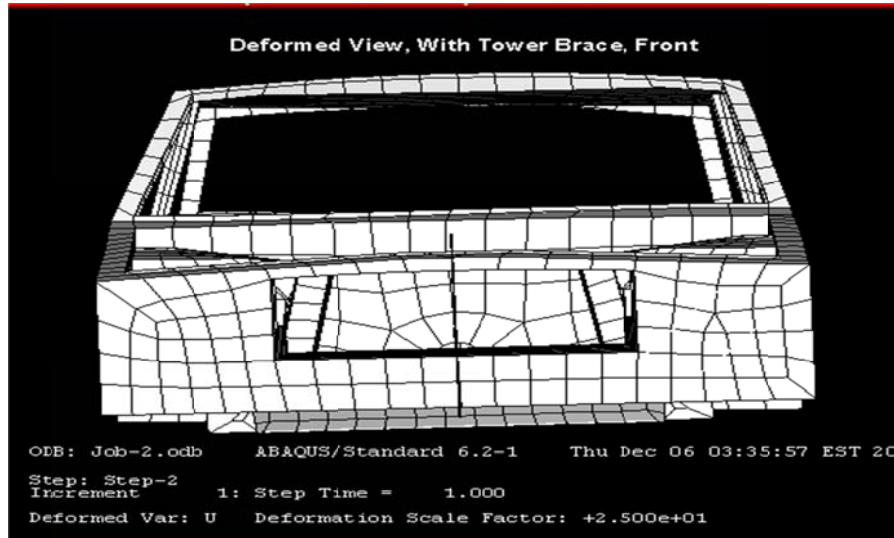


Figura B.12 – Vista frontal da deformação no *chassis* com barra anti-aproximação (James Peverill, 2001)

É facilmente visível que as deformações no *chassis*, quando este está equipado com a barra anti-aproximação, são muito menores. Sem a barra e na figura B.7 que exhibe o *chassis* visto de frente é perceptível a flecha a que este fica submetido.

Os gráficos das figuras B.13 e B.14 são elucidativos relativamente ao efeito da deformação do *chassis* na geometria de suspensão, concluindo que é correcta a colocação da barra anti-aproximação no topo das torres e suspensão.

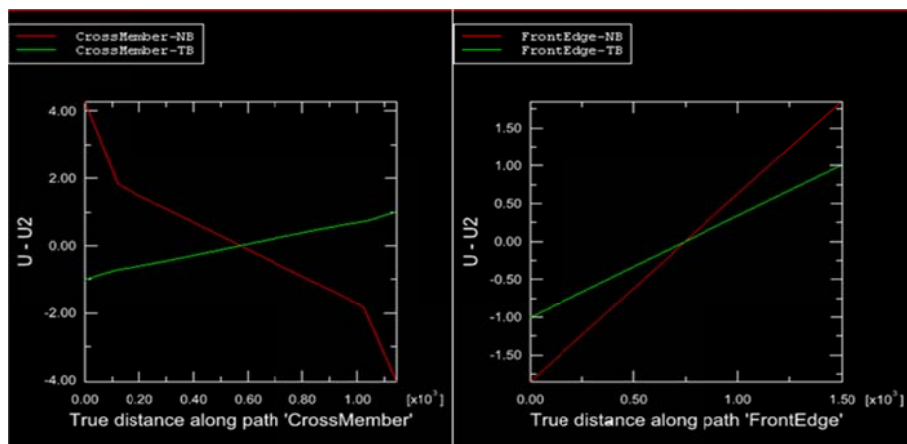


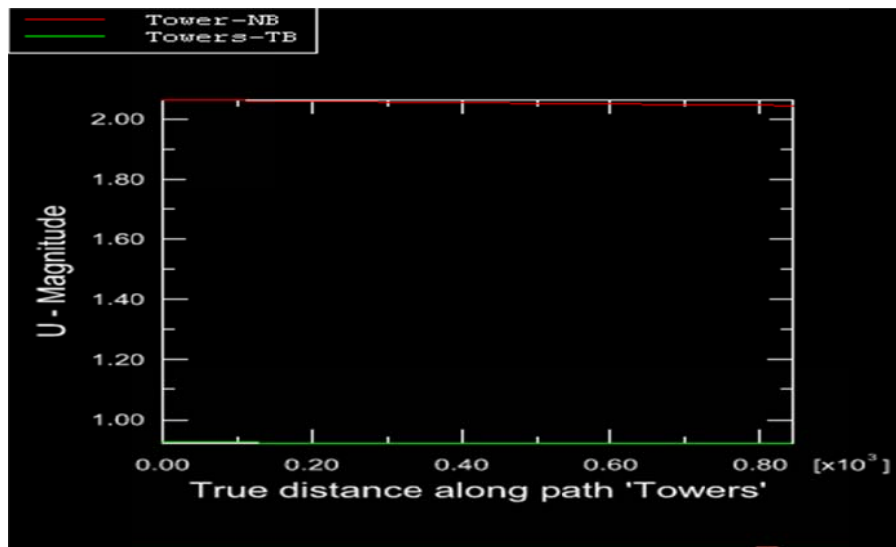
Figura B.13 – Efeito da deformação sofrida no *chassis* (James Peverill, 2001)

Figura B.14 – efeito da deformação sofrida nas torres de suspensão (James Peverill, 2001)

As deformações do *chassis* e a alteração da geometria de suspensão são claramente superiores quando este não apresenta barra anti-aproximação, constatando-se que a zona dianteira do *chassis*, sofre um aumento de deformação em cerca de 75%, enquanto transversalmente, esta deformação é cerca de quatro vezes maior. Relativamente ao deslocamento das torres de suspensão, temos que este pode variar de 0.9 a 2.1 mm.

Concluindo, pode dizer-se que os benefícios da barra anti-aproximação são validados, mas sem prejuízo da possibilidade de se proceder a uma análise mais aprofundada noutro programa, uma vez que este revela tempos de processamento elevadíssimos. Além disso, um modelo de *chassis* mais preciso e menos arbitrário, provavelmente seria mais uma garantia de resultados válidos (James Peverill, 2001).

ANEXO C – ENSAIOS EFECTUADOS NA BARRA ANTI-
APROXIMAÇÃO

C.1 ENSAIO DE COMPRESSÃO

A barra anti-aproximação é aparafusada a uma estrutura para tentar simular o *chassis* do automóvel. Para este ensaio as forças são aplicadas em ambos os lados da barra e, para tal, é utilizada um cilindro hidráulico que comprime a barra. A figura C.1 mostra um ensaio de compressão efectuado com um suporte fixo.

Assim temos:

- Suporte: Fixo
- Espessura do suporte: 4 mm
- Peso: 1.5 kg
- Pressão: 6.894×10^5 Pa
- Deslocamento de compressão: 3 mm

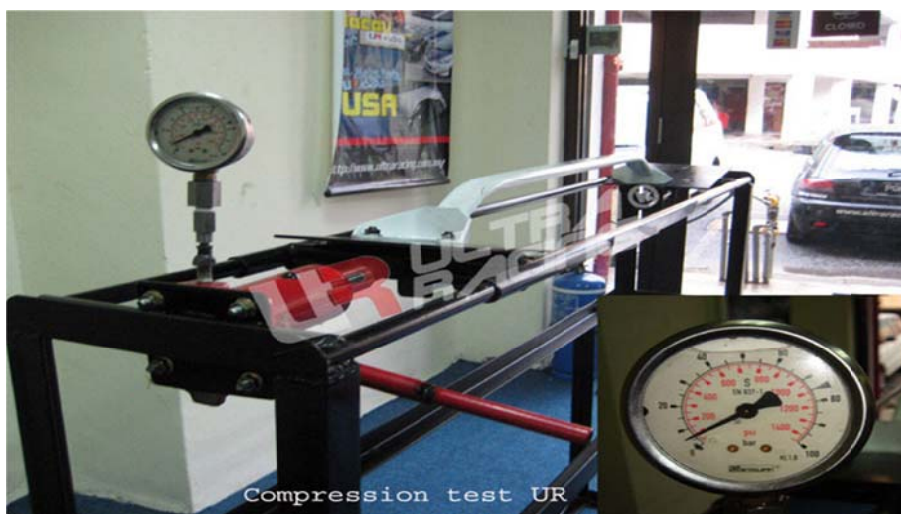


Figura C.1 – Ensaio de compressão com suporte fixo (UR Ultra Racing)

A figura C.2 mostra o valor da deformada com um suporte fixo.



Figura C.2 – Valor da deformada com suporte fixo (UR Ultra Racing)

- Suporte: Com flexibilidade
- Espessura do suporte: 4 mm
- Peso: 1.4 kg
- Pressão: 6.894×10^5 Pa
- Deslocamento de compressão: 70 mm



Figura C.3 - Ensaio de compressão com suporte flexível (UR Ultra Racing)



Figura C.4 - Valor da deformada com suporte flexível (UR Ultra Racing)

C.2 ENSAIO DE FLEXÃO

Para o ensaio de flexão são aplicados momentos nas extremidades da barra para simular o desempenho da mesma mediante condições aproximadas à flexão do chassi. O momento aplicado neste ensaio é de 78 N.m.

Assim temos:

- Suporte: Fixo
- Espessura do suporte: 4 mm
- Peso: 1.5 kg
- Momento: 78 N.m
- Flecha: 50 mm



Figura C.5 - Ensaio de flexão com suporte fixo (UR Ultra Racing)



Figura C.6 - Valor da deformada com suporte fixo (UR Ultra Racing)

ANEXO C. ENSAIOS EFECTUADOS NA BARRA ANTI-APROXIMAÇÃO

- Suporte: Com flexibilidade
- Espessura do suporte: 4 mm
- Peso: 1.4 kg
- Momento: 78 N.m
- Flecha: Indeterminada



Figura C.7 - Ensaio de flexão com suporte flexível (UR Ultra Racing)



Figura C.8 – Valor indeterminado de deformada com suporte flexível (UR Ultra Racing)

C.3 ENSAIO DE TORÇÃO

No ensaio de torção é aplicado um momento apenas numa das extremidades da barra, e o valor deste momento é 65 N.m.

Assim temos:

- Suporte: Fixo
- Espessura do suporte: 4 mm
- Peso: 1.8 kg
- Momento: 65 N.m
- Torção: 47 mm



Figura C.9 - Ensaio de torção com suporte fixo (UR Ultra Racing)



Figura C.10 - Valor da deformada com suporte fixo (UR Ultra Racing)

- Suporte: Com flexibilidade
- Espessura do suporte: 4 mm
- Peso: 2.0 kg
- Momento: 65 N.m
- Torção: 85 mm



Figura C.11 - Ensaio de torção com suporte flexível (UR Ultra Racing)



Figura C.12 - Valor da deformada com suporte flexível (UR Ultra Racing)

- Suporte: Com flexibilidade
- Espessura do suporte: 3 mm
- Peso: 1.4 kg
- Momento: 65 N.m
- Torção: 210 mm



Figura C.13 - Ensaio de torção com suporte flexível (UR Ultra Racing)



Figura C.14 - Valor da deformada com suporte flexível (UR Ultra Racing)