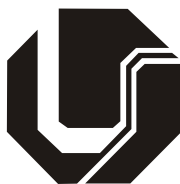


FERNANDO CÉSAR GAMA DE OLIVEIRA

CONTRIBUIÇÃO AO DESENVOLVIMENTO DE UMA
ESTRUTURA VEICULAR TIPO SPACEFRAME
USANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS E
MÉTODOS HEURÍSTICOS DE OTIMIZAÇÃO
NUMÉRICA



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2007

FERNANDO CÉSAR GAMA DE OLIVEIRA

**CONTRIBUIÇÃO AO DESENVOLVIMENTO DE UMA ESTRUTURA
VEICULAR TIPO SPACEFRAME USANDO O MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS E MÉTODOS HEURÍSTICOS DE OTIMIZAÇÃO
NUMÉRICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges.

UBERLÂNDIA – MG

2007

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

- O48c Oliveira, Fernando César Gama de, 1981-
 Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo
 spaceframe usando o método dos elementos finitos e métodos heurísti-
 cos de otimização numérica / Fernando César Gama de Oliveira. - 2007.
 130 f. : il.
- Orientador: José Antônio Ferreira Borges.
- Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Pro-
 grama de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
 Inclui bibliografia.
1. Veículos a motor - Teses. 2. Otimização estrutural - Teses. I. Bor-
 ges, José Antônio Ferreira. II. Universidade Federal de Uberlândia. Pro-
 grama de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 629.3.02

FERNANDO CÉSAR GAMA DE OLIVEIRA

**CONTRIBUIÇÃO AO DESENVOLVIMENTO DE UMA ESTRUTURA
VEICULAR TIPO SPACEFRAME USANDO O MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS E MÉTODOS HEURÍSTICOS DE OTIMIZAÇÃO
NUMÉRICA**

Programa de Pós-graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia.

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e
Vibrações.

Banca examinadora:

Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges – FEMEC/UFU – Orientador

Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos – FEMEC/UFU

Prof. Dr. Sebastião Simões da Cunha Jr. – IEM/UNIFEI

Uberlândia, 13 de março de 2007

AGRADECIMENTOS

À Deus Pai, pela Vida e criação desse maravilhoso mundo de descobertas.

Aos meus pais, Fernando e Marise, pela educação pessoal e oportunidade de desenvolver o aprendizado.

À minha preciosa filha Maria Fernanda, fonte de inspiração para todas as minhas realizações.

À minha esposa Jandra, com quem compartilho idéias, emoções e carinhos. Obrigado pela compreensão.

Ao meu irmão Bruno, pelo apoio moral e companheirismo.

À todos os familiares e amigos, que sempre acreditaram em mim.

Ao Prof.^o José Antônio, pelo importante e presente trabalho de orientação, além de todo o apoio pessoal e profissional.

Aos colegas de trabalho, Jean Carlos, Felipe Chegury, Patrick, Kotinda, Rômulo, Marcos Leal, Artur Siquieroli e Fran Sérgio por todo o apoio e contribuição à realização desse trabalho.

Aos professores Francisco Paulo Léporo Neto e Marcelo Braga dos Santos, pelos recursos advindos do Laboratório de Sistemas Mecânicos.

À Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia e a todos os professores que contribuem para o desenvolvimento dessa instituição.

Ao CNPq, pelo amparo à pesquisa e apoio financeiro.

“Quanto mais eu ando,
Mais vejo estrada
E se não caminho
Não sou nada
Se tenho a poeira
Como companheira
Faço da poeira
O meu camarada...”.
Geraldo Vandré

SUMÁRIO

Resumo	ix
Abstract	xi
Lista de Símbolos	xii
Lista de Figuras	xviii
Lista de Tabelas	xxiv
 Capítulo 1 – INTRODUÇÃO	 1
1.1 – Estruturas veiculares – aspectos gerais	1
1.2 – Objetivos e justificativas	2
1.3 - A estrutura da dissertação	3
1.4 – Revisão bibliográfica	4
1.4.1 – Estruturas básicas	10
1.4.2 – Rigidez estrutural	11
1.4.3 – Material estrutural	13
1.4.4 – Similitude em estruturas veiculares	15
 Capítulo 2 – ESTRUTURAS VEICULARES	 17
2.1 – Backbone ou coluna vertebral	17
2.2 – Monocoque	19
2.3 – Ladder frame ou “escada”	20
2.4 – Monobloco	22
2.5 – Spaceframe (“bird cage”)	23
2.6 – Aspectos relativos à fabricação de estruturas veiculares	26
 Capítulo 3 – MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	 27
3.1 – A importância do método	27
3.2 – Idealização de sistemas	30
3.2.1 – Sistemas contínuos	30
3.2.2 – Sistemas discretos	30
3.3 – Análise matricial de estruturas	36
3.3.1 – Matriz de rigidez de um elemento	36
3.3.2 – Matriz de rigidez de uma estrutura	37

3.4 – O Elemento de barra ou treliça	37
3.4.1 – Matriz de rigidez do elemento de barra	40
3.4.2 – Relação entre os sistemas de referências local e global – matriz de transformação	41
3.5 – Metodologia de trabalho dos softwares de elementos finitos	45
3.5.1 – Pré-processamento	45
3.5.2 – Processamento	47
3.5.3 – Pós-processamento	47
Capítulo 4 – TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA	48
4.1 – Considerações gerais	48
4.2 – Conceitos básicos	50
4.2.1 – Formulação do problema de otimização	50
4.2.2 – Tratamento de problemas sem restrição	51
4.2.3 – Tratamento de problemas com restrição	52
4.2.4 – O procedimento iterativo de otimização	53
4.3 – Funções de N variáveis sem restrição – definição da direção de busca S	54
4.4 – Critérios de convergência	54
4.5 – Função sem restrição de uma variável – busca pelo α^*	56
4.6 – Funções restritas de N variáveis – Métodos seqüenciais	56
4.7 – Otimização multi-objetivo	57
4.7.1 – Ótimo de Pareto	59
4.7.1.1 – Operador de dominância de Pareto	60
4.7.1.2 – Otimalidade de Pareto	60
4.7.2 – Tratamento de problemas multi-objetivos	62
4.7.2.1 – Método do Critério Global Ponderado	62
4.7.2.2 – Método do Critério Ponderado Exponencial	62
4.7.3 – Tratamento de restrições de igualdade e desigualdade	63
4.8 – Otimização pelos métodos heurísticos	64
4.8.1 – Método da Colônia de Formigas (MCF)	65
4.8.2 – Algoritmos genéticos (AG)	69
4.8.2.1 – Operadores genéticos	70
4.8.2.2 – Codificação dos AG's	72
4.8.2.3 – Descrição do algoritmo	72
4.8.3 – Enxame de Partículas (EP)	74
4.8.3.1 – Descrição do algoritmo	75

4.8.3.2 – Tratamento de problemas com restrição	77
4.8.3.3 – Consideração importante sobre as variáveis discretas/inteiras	77
Capítulo 5– CARACTERÍSTICAS DO PROJETO E METODOLOGIAS	78
5.1 – Concepção inicial – definição da geometria	79
5.2 – Modelagem matemática	86
5.3 – Metodologia para o cálculo da rigidez torsional	89
5.4 – O processo de otimização	90
Capítulo 6 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	95
6.1 – Configuração inicial	95
6.2 – Resultados otimizados	100
6.2.1 – Variáveis de projeto	100
6.2.2 – Otimização contínua	102
6.2.3 – Otimização contínua/discreta	106
Capítulo 7 – CONCLUSÕES E PERPECTIVAS	114
Capítulo 8 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	119
Anexo I – TIPOS DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS	126
I.1 – O elemento de mola	126
I.2 – O elemento de casca	128
I.3 – O elemento sólido	129

OLIVEIRA, F. C. G. **Contribuição ao Desenvolvimento de uma Estrutura Veicular Tipo Spaceframe Usando o Método dos Elementos Finitos e Métodos Heurísticos de Otimização Numérica**. 2007. 130 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

O foco do trabalho está em oferecer uma contribuição ao desenvolvimento do projeto e construção de uma estrutura veicular tridimensional do tipo Spaceframe. Por ser de natureza complexa, as estruturas veiculares requerem o uso de ferramentas computacionais modernas que fornecem soluções aproximadas para o problema, uma vez que a obtenção de soluções analíticas clássicas é inviável para tal aplicação. O objetivo principal deste trabalho é a obtenção de uma configuração ótima de chassis que represente uma adequada solução de compromisso entre os requisitos de baixo peso e alta rigidez torsional. A estrutura foi modelada utilizando o Método dos Elementos Finitos (FEM) através do software comercial ANSYS®. A utilização do método partiu da definição da geometria inicial, discretização do modelo por meio de elementos de barra e aplicação de uma análise linear estática para o cálculo da rigidez torsional do chassis e cálculo de sua massa inicial. Esta configuração inicial foi então submetida a Métodos Heurísticos de Otimização Numérica visando a evolução do projeto e a busca pela configuração ótima. Foram aplicados os Métodos da Colônia de Formigas (ACO), Enxame de Partículas (PSO) e dos Algoritmos Genéticos (GA) para quatro tipos de formulações. Bons resultados foram obtidos ao utilizar o Método PSO para o caso onde a massa e a rigidez foram tomados como restrições de desigualdade. A configuração final obtida para a estrutura otimizada apresentou massa 35% menor que a inicial ao mesmo tempo em que a sua rigidez é 62% maior. Os resultados obtidos conduzem a amplas perspectivas futuras para a continuação deste trabalho através da realização de mais etapas de otimização, assim como a construção da estrutura em escala real.

Palavras Chave: Estrutura veicular, FEM, Massa, Rigidez torsional, Otimização numérica.

OLIVEIRA, F. C. G. **Contribution to the Development of a Spaceframe Vehicle Structure Using the Finite Element Method and Heuristic Methods of Numerical Optimization**. 2007. 130 f. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

The main purpose of this work is based in a contribution to the development of the design and construction of a 3-D Spaceframe vehicle structure. Vehicle structures require the use of modern computational tools that guarantee approached solutions for the problem, since in this case the use of classic analytical solutions is not applicable. The work has as main objective the determination of an optimal chassis configuration that takes care of the requirements of low weight and high torsional stiffness by means of a commitment solution. The Finite Elements Method (FEM) has been used for modeling the structure through of the commercial software ANSYS®. It was defined primarily a geometry, a discrete model by means of bar elements and application of a static linear analysis for the calculation of the chassis torsional stiffness as well as its initial mass. This initial configuration was submitted to Heuristic Methods of Numerical Optimization, aiming to the design evolution and the optimal configuration search. The Ant Colony Methods (ACO), Particle Swarm (PSO) and Genetic Algorithms (GA) had been applied to four types of formulations. Good results were obtained when using PSO Method for the case where the mass and stiffness had been taken as inequality constraints. The mass of the final design presented 35% reduction when compared to the initial value and its stiffness is 62% greater than this reference. These results lead future perspectives for this work with the use of different optimization strategies, as well as the construction of the real structure.

Keywords: Vehicle structure, FEM, Mass, Torsional stiffness, Numerical Optimzation.

LISTA DE SÍMBOLOS

CAPÍTULO 1

SÍMBOLO	Significado
E	Módulo de elasticidade (N/m^2)
I	Momento de inércia de área (m^4)

CAPÍTULO 3

SÍMBOLO	Significado
A	Área da seção transversal (m^2)
F	Força axial (N)
$f_{x1}, f_{y1},$ f_{x2}, f_{y2}	Forças aplicadas aos nós 1 e 2 do elemento (sistema local) (N)
$F_{x1}, F_{y1}, F_{x2}, F_{y2}$	Forças aplicadas aos nós 1 e 2 do elemento (sistema global) (N)
$\{f\}$	Matriz coluna que representa as forças nodais atuantes no elemento
$\{F\}$	Matriz coluna que representa as forças nodais atuantes na estrutura
$\{F\}^G$	Matriz de forças nodais no elemento (sistema global)
$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura
$[k]^e$	Matriz elementar que contém os coeficientes de rigidez;
L	Comprimento (m)
$[T]$	Matriz de transformação do sistema global para o local
$[T]^{-1}$	Matriz de transformação transposta
U	Componente de deslocamento no sistema global (forças)
$U1, U2$	Componente de deslocamento no sistema global (deslocamentos)
$\{u\}$	Matriz coluna que representa os deslocamentos nodais no elemento
$\{u\}$	Matriz coluna que representa os deslocamentos nodais na estrutura
V	Componente de deslocamento no sistema global (forças)
$V1, V2$	Componente de deslocamento no sistema global (deslocamentos)

Y	Direção de deslocamento y
A	Ângulo entre os sistemas de referência local e global ($^{\circ}$)
ΔL	Variação de comprimento (m)
$\{\Delta\}$	Matriz de deslocamentos nodais (sistema global)
E	Deformação linear média
Γ	Cosseno do ângulo entre os sistemas de referência local e global
Λ	Comprimento de onda (m)
M	Seno do ângulo entre os sistemas de referência local e global
Σ	Tensão normal (N/m ²)
Σ	Somatório

CAPÍTULO 4

SÍMBOLO	Significado
B_i	Relação entre o valor real da variável x_i e sua representação binária
C	Constante
c_1 e c_2	Parâmetros de confiança
d_{ij}	Distância Euclidiana entre i e j (m)
$F(X)$	Função objetivo
$F_k(X)$	Vetor das funções-objetivo independentes
F_1, F_2, F_3 e F_4	Funções objetivo calculadas ao longo da direção de busca S
F_1^l	Derivada da função no ponto 1
$\tilde{f}(x)$	Função pseudo-objetivo
$g_j(X)$	Restrições de desigualdade
H	Matriz Hessiana
$h_j(X)$	Restrições de igualdade
I	Direção ortogonal
$J(x)$	Função única criada pela combinação das funções objetivos
K	Número de caracteres
L_k	Comprimento da k -ésima formiga (m)

$L(X,\lambda)$	Lagrangeano
M	Parâmetro de penalidade
N	Ciclo de gerações
N	Número de direções ortogonais
P	Quantidade de funções-objetivo
p^i	Melhor posição encontrada pela partícula i
p_k^S	Melhor posição do bando durante a iteração k
$P(X)$	Função de penalidade
P^1	Espaço completo de busca
P^2	Conjunto não-dominado
Q	Constante de projeto
Q	Número da iteração
$q_{\max}$	Número máximo de iterações
R	Número randômico entre 0 e 1
r_p	Escalar associado à magnitude da penalidade em cada iteração p
r_1 e r_2	Números aleatórios (0 e 1)
S	Direção de busca
T	Tempo (s)
v_{k+1}^i	Vetor de velocidade
X	Conjunto de variáveis de projeto.
X_1, X_2, X_3, X_n	Variáveis de projeto
$X_i^l < X_i < X_i^u$	Restrições laterais
$x_{i,\min}$ e $x_{i,\max}$	Limites inferior e superior para a variável i
x_{k+1}^i	Posição da partícula i na iteração seguinte
W	Inércia da partícula
w_k	Pesos ou coeficientes de ponderação
A	Constante
α^*	Quantidade escalar ótima que define a distância percorrida em S
B	Escalar
$\Delta\tau_{ij}^k$	Trilha definida por i e j
Δt	Intervalo de tempo (s)

δX	Diferença entre as variáveis de projeto
E	Escalar (Número positivo e muito pequeno)
ε_A	Tolerância absoluta
ε_R	Tolerância relativa
ε_k	Constante
Φ	Ponderação do feromônio
∇	Gradiente de uma função
$\Phi(X, r_p)$	Função pseudo-objetivo
Ψ	Ponderação da informação heurística
$\triangleleft$	Operador de dominância
$\not\prec$	Não é pior
P	Coeficiente que representa a persistência da trilha durante o ciclo entre o tempo $(t, t + \Delta t)$
τ_{ij}	Intensidade da trilha do caminho (i, j) no tempo t
Θ	Escalar

CAPÍTULO 5

SÍMBOLO	Significado
D	distância transversal entre os pontos de aplicação das forças verticais (m)
E	espessura de parede dos tubos de seção circular (mm)
F	Esforço vertical aplicado (N)
G_{xy}	Módulo de cisalhamento (N/m^2)
I_{XX}, I_{YY} e I_{ZZ}	Momentos de inércia de área (m^4)
$J(X)$	Função Pseudo-objetivo
K	Rigidez (N/m)
K_c	Rigidez torsional ($N.m/^\circ$)
K_{limite}	Valor limite para a rigidez ($Kgf*m/^\circ$)
M	Massa (Kg)
M_{limite}	Valor limite para a massa (Kg)
T	Torque aplicado (N.m)

T	Número da iteração
U_x, U_y e U_z	Restrições de translação nas direções x, y e z
V_m	Deflexão vertical no ponto de aplicação do esforço na extremidade dianteira esquerda (m)
V_p	Deflexão vertical no ponto de aplicação do esforço na extremidade dianteira direita (m)
x, y e z	Eixos nodais
$*$	Operador de multiplicação
Φ	Ângulo de torção médio ($^\circ$)
φ_m	Ângulo de torção devido a deflexão no ponto de aplicação do esforço vertical na extremidade dianteira esquerda ($^\circ$)
φ_p	Ângulo de torção devido a deflexão no ponto de aplicação do esforço vertical na extremidade dianteira direita ($^\circ$)
Φ	Diâmetro externo dos tubos de seção circular (mm)
Θ	Ângulo de orientação ($^\circ$)
θ_x e θ_y	Restrições de translação nas direções x e y

CAPÍTULO 6

SÍMBOLO	Significado
B	Ângulo de inclinação da reta tangente ($^\circ$)

ANEXO I

SÍMBOLO	Significado
F	Força axial (N)
F_1 e F_2	Forças pontuais sofridas pelas molas nos pontos 1 e 2 (N)
K	Rigidez (N/m)
K_1 e K_2	Rigidez das molas 1 e 2 respectivamente (N/m)

K_{ij}	Termos da matriz de rigidez especificados pela linha i e coluna j (N/m)
U_1 e U_2	Deformações pontuais sofridas pelas molas nos pontos 1 e 2 (m)
X	Direção de deslocamento x

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1: Estrutura do tipo spaceframe de um Formula SAE desenvolvida por Baker (2004)	6
Figura 1.2: Estrutura tipo gaiola de um veículo NASCAR. a. membros estruturais de grande sensibilidade. b. adição ou reposicionamento de membros estruturais em X e em V após análise de sensibilidade. (Retirada e adaptada de Thompson et al., 1998a).	7
Figura 1.3: Obtenção da estrutura otimizada a partir da estrutura original. (Retirada de Pinto Filho, 2004)	9
Figura 1.4: Aparato experimental: a. fixação do aparato em uma estrutura tridimensional. b. validação do aparato através de uma estrutura padrão com rigidez torsional conhecida. (Retirada e adaptada de Thompson et al., 1998b)	10
Figura 1.5: a. Forma triangular; b. Deformação diagonal de uma forma quadrada na presença de carregamento; c. Travamento simples diagonal; d. Painel de metal com travamento simples. (Retirada de Adams, 1993)	11
Figura 1.6: Flexão devido aos componentes de um veículo. (Retirada e adaptada de Adams, 1993)	12
Figura 1.7: Representação de deformações devido a esforços de torção. (Retirada e adaptada de Adams, 1993)	13
Figura 1.8: Resistência à tração e dureza dos aços-carbono puros. (Retirada e adaptada de Telles, 1994)	14
Figura 1.9: Modelo em escala reduzida. (Retirada de Adams, 1993)	15
Figura 1.10: Protótipo de chassis construído em escala real. (Retirada e adaptada de Baker, 2004)	16

CAPÍTULO 2

Figura 2.1: Estrutura backbone de um Lotus Elan (Retirada de Carbodydesign Web Site, 2006)	18
--	----

Figura 2.2: Estrutura backbone feita em alumínio. (Retirada de Adams, 1993)	18
Figura 2.3: Estrutura monocoque de uma Ferrari F-1. (Retirada de Scale Autoworks Web Site, 2006)	19
Figura 2.4: Suspensão traseira de um veículo de competição unida diretamente ao conjunto motor-transmissão. (Retirada de AutoZine Technical School Web Site, 2006)	20
Figura 2.5: Longarinas e travessas em uma estrutura do tipo ladder ou “escada”. (Retirada e adaptada de Auto Weld Chassis Web Site, 2006)	21
Figura 2.6: Estrutura monobloco: integridade estrutural em uma única peça soldada. (Retirada de AutoZine Technical School Web Site, 2006)	22
Figura 2.7: Regiões de grande reforço em uma estrutura do tipo monobloco. (Retirada e adaptada de AutoZine Technical School Web Site, 2006)	23
Figura 2.8: Estrutura spaceframe de um Lamborghini Countach. (Retirada de Countach Web Site, 2006)	24
Figura 2.9: Junções entre tubos quadrados e circulares (entalhamento)	25

CAPÍTULO 3

Figura 3.1: Principais etapas da abordagem de um problema estrutural. (Retirada e adaptada de Alves Filho, 2000)	28
Figura 3.2: Lógica de interfaces entre os programas FEM/CAD. a. interface de grande esforço computacional. b. interface com reduzido esforço computacional. (Retirada de Kurowski, 2004)	29
Figura 3.3: Idealização de uma plataforma flutuante através de um sistema contínuo	31
Figura 3.4: Discretização de um sistema: subdivisão da estrutura em elementos finitos. (Retirada de Alves Filho, 2000)	31
Figura 3.5: Refinamento da malha em regiões com mudanças bruscas de curvatura. (Retirada de Adams, 1999)	32
Figura 3.6: Metodologia para analisar um sistema discreto	33
Figura 3.7: Condição de compatibilidade de deslocamento nodal em uma estrutura treliçada. (Retirada de Alves Filho, 2000)	34
Figura 3.8: Representação da estrutura de um jipe Troller T4 com elementos do tipo casca conectados continuamente (Retirada de Pinto Filho, 2004)	35

Figura 3.9: Incompatibilidade de deslocamentos nos contornos elementares em uma estrutura com elementos conectados continuamente. (Retirada de Alves Filho, 2000) ...	35
Figura 3.10: Diagrama de corpo livre de um elemento de barra com os esforços atuantes. (Retirada de Alves Filho, 2000)	36
Figura 3.11: Estruturas treliçadas planas e espaciais com detalhe sobre a fixação das barras nos nós estruturais. (Retirada e adaptada de Technica Web Site, 2006)	38
Figura 3.12: Barra de treliça em equilíbrio	39
Figura 3.13: Diagrama de corpo livre de cada trecho da barra dividida	39
Figura 3.14: Deformação linear média de uma barra sob ação de uma força axial	40
Figura 3.15: Diagrama de corpo livre de um elemento de barra. (Retirada e adaptada de Alves Filho, 2000)	41
Figura 3.16: Lógica de transformação do sistema local para o sistema global	42
Figura 3.17: Artificio matemático utilizado para efetuar a transformação entre os sistemas de referência local e global. (Retirada de Alves Filho, 2000)	43
Figura 3.18: Componentes de deslocamento U_1 e V_1 no sistema de referência global. (Retirada de Alves Filho, 2000)	44
Figura 3.19: Sequência lógica da solução de um problema usando softwares de elementos finitos	45
Figura 3.20: Idéia geral para adequação da geometria com o tipo de elemento finito	46

CAPÍTULO 4

Figura 4.1: Ponto de mínimo relativo representado pelo ponto B	51
Figura 4.2: Representação de um problema com restrição indicando o vetor de busca S	52
Figura 4.3: Relação de compromisso representada por um processo de otimização para minimização de dois objetivos. (Retirada de Deb, 2001)	58
Figura 4.4: Confronto de objetivos: custo versus conforto. (Retirada de Deb, 2001)	59
Figura 4.5: Conjuntos ótimos de Pareto. (Retirada de Deb, 2001)	60
Figura 4.6: Ótimos de Pareto locais e globais. (Retirada de Deb, 2001)	61
Figura 4.7: Comportamento real das formigas. a. seguimento de trajetória entre A e E. b. probabilidade igual de escolha entre dois caminhos devido a um obstáculo. c. uma quantidade maior de feromônio (maior quantidade de indivíduos) é deixada na	

trajetória mais curta. (Retirada de Dorigo et al., 1996)	66
Figura 4.8: Algoritmo do método da colônia de formigas	68
Figura 4.9: Estrutura geral de um AG. (Retirada de Deb, 2001)	70
Figura 4.10: Acasalamento do tipo cruzamento em um ponto. (Retirada de Deb, 2001)	71
Figura 4.11: Operação de mutação. (Retirada de Deb, 2001)	72
Figura 4.12: Algoritmo básico do AG. (Retirada de Viana, 2005)	73
Figura 4.13: Esboço do algoritmo do EP. (Retirada de Viana, 2005)	75
Figura 4.14: Abordagem vetorial para tratar as velocidades das partículas. (Retirada de Viana, 2005)	76

CAPÍTULO 5

Figura 5.1: Metodologia de abordagem do problema	79
Figura 5.2: Puma GTS: veículo base de inspiração para o projeto	80
Figura 5.3: Dimensões internas e externas do veículo Honda Civic (dimensões em mm). (Retirada de Blueprints Web Site, 2006)	82
Figura 5.4: Motor FORD V8 e câmbio VW Santana acoplados através de um flange	82
Figura 5.5: Metodologia para o posicionamento dos pontos de fixação da suspensão	84
Figura 5.6: Balança de suspensão SLA de um veículo Honda Civic e suas dimensões básicas	85
Figura 5.7: Pneu YOKOHAMA AVS Sport. (Retirada de Yokohama – Pneus de Alta Performance Web Site, 2006)	85
Figura 5.8: Tubo de seção circular	87
Figura 5.9: Representação do elemento de barra BEAM4. (Retirada de Método dos Elementos Finitos Web Site, 2006)	87
Figura 5.10: Desenho esquemático ilustrando os pontos de ancoragem da suspensões dianteira e traseira, os esforços verticais que indicam a ação do carregamento de torção e o ponto de apoio vertical da estrutura no centro de sua extremidade dianteira ..	89
Figura 5.11: Abordagem do problema de otimização	91
Figura 5.12: Interface ANSYS® / MATLAB®	94

CAPÍTULO 6

Figura 6.1: Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista isométrica)	95
Figura 6.2: Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista superior)	96
Figura 6.3: Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista inferior)	96
Figura 6.4: Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista lateral) indicando os pontos de fixação das suspensões dianteiras e traseiras	97
Figura 6.5: Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista frontal)	97
Figura 6.6: Compartimentos principais da estrutura: berço dianteiro, habitáculo central e berço traseiro	97
Figura 6.7: Efeitos da disposição diagonal das barras. A. aumento da rigidez torsional. B. diminuição da rigidez torsional	98
Figura 6.8: Condições de contorno necessárias para o cálculo da rigidez torsional	99
Figura 6.9: Linearidade do modelo em elementos finitos	100
Figura 6.10: Nós cujas coordenadas espaciais são as variáveis de projeto.....	100
Figura 6.11: Projeto ótimo I (vista isométrica)	104
Figura 6.12: Projeto Ótimo I (vista lateral)	104
Figura 6.13: Interseção entre os elementos na região traseira inferior do túnel central ...	105
Figura 6.14: Detalhe do baseline chassis indicando as mudanças realizadas (barras adicionadas representadas por linhas pontilhadas redondas)	105
Figura 6.15: Baseline chassis (vista isométrica)	106
Figura 6.16: Baseline chassis (vista lateral)	106
Figura 6.17: Projeto ótimo II (vista isométrica)	108
Figura 6.18: Projeto ótimo II (vista lateral)	108
Figura 6.19: Pontos de interseção entre travamentos (região traseira inferior do túnel central), além de barras a serem removidas (linhas escuras cheias)	109
Figura 6.20: Proximidade excessiva entre alguns elementos da estrutura (região traseira inferior do túnel central)	110
Figura 6.21: Barras (linhas escuras) a serem removidas (região traseira superior do túnel central)	110
Figura 6.22: Barras adicionadas (região traseira superior do túnel central) representadas por linhas escuras cheias	111

Figura 6.23: Barras adicionadas (região traseira inferior do túnel central) representadas por linhas escuras cheias	111
Figura 6.24: Projeto final (vista isométrica)	112
Figura 6.25: Projeto final (vista lateral)	112
Figura 6.26: Projeto final – regiões tetraédricas	112

ANEXO I

Figura I.1: Sistema constituído por dois elementos de mola	126
Figura I.2: Opções de configuração para o elemento tipo casca. (Retirada de Método dos Elementos Finitos Web Site, 2006)	129
Figura I.3: Modelagem da estrutura de um de navio através de elementos de casca. (Retirada de Método dos Elementos Finitos Web Site, 2006)	130
Figura I.4: Opções de configuração para um elemento do tipo sólido	130

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 5

Tabela 5.1: Medidas obtidas para o posicionamento dos pontos de fixação das suspensões	84
Tabela 5.2: Propriedades do material e dos tubos de seção circular	88
Tabela 5.3: Descrição do tratamento de parâmetros de massa e rigidez para o problema de otimização contínua (etapa 1)	92

CAPÍTULO 6

Tabela 6.1: Representação e valores iniciais das variáveis de projeto	101
Tabela 6.2: Resultados Ótimos obtidos na etapa 1	102
Tabela 6.3: Especificação de dimensões de tubos comercialmente vendidos	107
Tabela 6.4: Informações gerais de cada projeto	113

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Estruturas veiculares – aspectos gerais

O desenvolvimento de estruturas veiculares eficientes tem sido um desafio constante para os especialistas da área, pesquisadores e departamentos de projeto das indústrias automobilísticas. Define-se estrutura como um arranjo específico de material, com a finalidade de suportar diversos tipos de esforços. Assim, cada arranjo deve possuir uma determinada configuração que possibilite obter uma estrutura resistente, rígida e ao mesmo tempo leve. Nesse sentido, diferentes tipos de estruturas foram desenvolvidos ao longo dos anos para atender às necessidades específicas das diversas categorias de veículos.

Até a década de 60 a maioria das estruturas veiculares eram constituídas por membros arranjados em uma configuração plana. A partir daí, configurações tridimensionalizadas em diversos arranjos foram desenvolvidas com intuito de incrementar ainda mais a rigidez estrutural dos veículos. Em pleno decorrer da Segunda Guerra Mundial, uma configuração espacial treliçada constituída por tubos era utilizada para proporcionar uma considerável rigidez aos aviões daquela época. Esse arranjo passou a ser utilizado em veículos de competição a partir da década de 60 e até hoje constitui a típica estrutura dos esportivos de alto desempenho devido a sua elevada rigidez, leveza e maior potencial de segurança para os ocupantes em caso de impacto e capotamento. Recentemente a construção de estruturas em fibra de carbono despertou grande interesse por parte dos entusiastas em função de suas excelentes propriedades mecânicas associadas à possibilidade de criação de geometrias complexas. Atualmente, 95% das estruturas dos veículos produzidos em série apresentam chassis, carroceria e estrutura frontal integrados em uma única peça soldada, devido ao seu baixo custo de produção aliado à possibilidade de implementação de linhas de produção automatizadas e de alta eficiência.

1.2 Objetivos e justificativas

Esta dissertação abrange as principais técnicas modernas necessárias ao desenvolvimento de uma estrutura veicular do tipo spaceframe, ou seja, uma estrutura tridimensional composta a partir de perfis tubulares soldados formando uma treliça onde cada tubo fica sujeito apenas a tração e compressão. O resultado final do projeto deverá atender a todos os requisitos de rigidez estrutural e limitações de peso, através de uma adequada solução de compromisso.

A estrutura (chassis) deve ser capaz de suportar os diversos tipos de esforços estáticos e dinâmicos decorrentes do uso do veículo, porém a sua responsabilidade no contexto do projeto de um veículo é mais ampla. Sabe-se que as boas características de manobrabilidade e dirigibilidade são, em grande parte, asseguradas pela obtenção de uma estrutura rígida, exercendo influência direta no controle do posicionamento das rodas e no conforto dos passageiros.

Esse trabalho é parte integrante de um projeto mais amplo, onde pretende-se projetar e construir um protótipo de veículo esportivo de alto desempenho. Sua configuração básica é a de um veículo conversível com dois lugares, tração traseira com motor V8 central e uma potência aproximada de 200 HP.

As estruturas veiculares são conjuntos de natureza bastante complexa, apresentam arranjos geométricos irregulares e são submetidas a condições de carregamento e contorno complicadas. Diferentemente das estruturas mais simples, regulares e estáticas, onde a obtenção analítica de parâmetros como carregamento, tensões e deformações apresentam-se viáveis, as complexas estruturas veiculares são geralmente desenvolvidas usando como ferramenta de cálculo as técnicas de discretização de sistemas. Trabalhando segundo estas técnicas de discretização, a modelagem de sistemas se dá por meio de sua subdivisão em elementos unidos entre si através de pontos ou nós. O cálculo das tensões, bem como a configuração deformada de uma estrutura complexa não são obtidos para os infinitos pontos da mesma, mas somente em alguns pontos ou nós, fornecendo uma solução aproximada para o problema. Na prática, o elevado número de graus de liberdade leva a um modelo matemático complicado, cuja solução é obtida numericamente. Sendo assim, as ferramentas computacionais que operam segundo a técnica dos elementos finitos tem se tornado padrão para esse tipo de aplicação, possibilitando abordagem eficiente em diversos tipos de análises estruturais. O software utilizado para a modelagem da estrutura tridimensionalizada foi o

ANSYS®, pois mostrou-se bastante eficiente em relação ao custo computacional para a geração de resultados precisos.

Para dar suporte ao projeto estrutural, as técnicas de otimização são importantes ferramentas para fornecer robustez à configuração obtida pelo método dos elementos finitos (FEM). A aplicação dos métodos clássicos de otimização é suficiente quando a configuração inicial do projeto encontra-se próxima da configuração ótima. Já os métodos de grande robustez tais como os métodos heurísticos são empregados quando as características do projeto da configuração inicial diferem bastante dos requisitos de projeto da configuração ótima. Uma desvantagem inerente a esses métodos é o alto custo computacional que deve ser levado em conta para a geração dos resultados.

Para o emprego das técnicas de otimização, foram propostas quatro formulações: na primeira, a massa e a rigidez foram tomadas como restrições de desigualdade. Na segunda, a massa foi tomada como função-objetivo de modo a minimizá-la e a rigidez como restrição de desigualdade. Na terceira, a rigidez foi tomada como função-objetivo de modo a maximizá-la e a massa como restrição de desigualdade. Na quarta e última formulação, tem-se um problema multiobjetivo, ou seja, minimização da massa e maximização da rigidez. As variáveis de projeto foram a posição geométrica de alguns nós da estrutura. Essa técnica foi empregada visando atender também às condições de ergonomia e conforto dos passageiros.

1.3 A estrutura da dissertação

O segundo capítulo faz a descrição dos diversos tipos de estruturas veiculares, bem como suas aplicações. O intuito dessa parte está em conhecer e familiarizar com os diversos arranjos estruturais já desenvolvidos.

O terceiro capítulo engloba toda a teoria referente ao método dos elementos finitos, principalmente no que diz respeito aos elementos de barras, suas aplicações e procedimentos para a solução de diversos problemas estruturais.

O quarto capítulo descreve as técnicas de otimização existentes, as vantagens e desvantagens de cada uma delas. Toda a metodologia de desenvolvimento da estrutura desde a análise estrutural em elementos finitos até a otimização foi abordada no quinto capítulo.

Os resultados obtidos, bem como a discussão dos mesmos foram tratados no sexto capítulo. O sétimo e último capítulo foi destinado às principais conclusões obtidas, assim como perspectivas futuras são apontadas para a continuidade do trabalho.

1.4 Revisão bibliográfica

As estruturas veiculares possuem características próprias de acordo com a concepção e utilidade do veículo a ser projetado. Os parâmetros de projeto de um chassis tais como massa total, tamanho dos componentes do veículo, rigidez estrutural e custo de fabricação devem estar relacionados através de uma solução de compromisso. Isso quer dizer que, nenhum desses parâmetros deve ser priorizado de forma individual em relação ao outro. Um chassis que apresente uma elevada rigidez estrutural capaz de sofrer insignificantes deformações ao longo de sua estrutura está dimensionado do ponto de vista das deformações e tensões, porém não apresentará um desempenho adequado do ponto de vista de sua capacidade dinâmica de aceleração e frenagem se a sua massa for extremamente alta. Não existe a melhor maneira de se construir um chassis, pois cada veículo apresenta um conjunto diferente de problemas durante sua concepção e uso (Souza, 1990).

De acordo com Adams (1993), a maioria dos construtores de chassis, mesmo os não engenheiros, projetam estruturas naturalmente superdimensionadas, porém é errado pensar que construir um chassis que não falhe é o suficiente. Assim, falhas estruturais são raras mesmo para construções artesanais.

Para que se tenha um projeto bem sucedido de uma estrutura veicular, alguns requisitos devem ser atendidos:

- Em condições normais de uso, nenhum componente estrutural deverá ser danificado, isso quer dizer que a durabilidade do chassis deve ser igual a vida útil do veículo;
- Apresentar elevada rigidez em todas as circunstâncias a que o veículo estiver submetido, tais como irregularidades na pista, curvas, entre outras. Isso proporciona a manutenção da dirigibilidade e manobrabilidade do veículo e mantém os pontos de ancoragem da suspensão fixos;
- A estrutura deverá constituir um suporte para os painéis da carroceria e outros componentes de modo a preservar-lhes a vida útil e suas características funcionais.

Em publicação recente, Happian (2002) descreve que a rigidez estrutural do chassis é a base do sentimento que piloto ou motorista possuem ao dirigir o veículo. Ela é responsável por grande parte da manobrabilidade e dirigibilidade do mesmo, garante a integridade da carroceria e o comportamento geral do veículo. Pode-se dizer que a rigidez do quadro de chassis separa um veículo que seja ótimo de dirigir de um outro que é apenas bom. A percepção dessa observação pode ser obtida ao conduzir veículos mais antigos e mais modernos.

Reimpell (2001) comprovou que as maiores deficiências na manobrabilidade de um veículo são também causadas por um projeto pobre e inadequado de chassi. As deformações são as principais causas de rolamento do veículo. Durante o percurso em curvas, as deformações tornam-se muito acentuadas, devido a presença de carregamentos laterais. O veículo tende a se inclinar para fora da curva, pois há uma redução no contato pneu-solo provocando o rolamento da carroceria do veículo. Em situações de altos carregamentos laterais, o veículo tende a capotar lateralmente. Os efeitos de rolamento provocados na carroceria do veículo devido às forças laterais podem ser minimizados não apenas pelo incremento de rigidez que minimiza as deformações, mas também pela obtenção de uma estrutura com um centro de gravidade baixo. Metz (1998) enfatizou que a melhor posição para o CG (centro de gravidade) é estar tão próximo quanto possível da pista enquanto centralizado ao longo dos eixos longitudinal e lateral. Graças à posição do CG é possível determinar os esforços nos pneus, nos quais surtem efeitos na capacidade de tração, frenagem e esterçamento.

Baker (2004) projetou e construiu um veículo de competição do tipo Formula SAE-A (Society of Automotive Engineers – Austrália). Uma estrutura do tipo spaceframe foi modelada e construída utilizando tubos redondos de aço de baixo teor de carbono. Sua metodologia de trabalho baseou-se nas regras da competição. As dimensões finais da estrutura foram obtidas através do posicionamento dos componentes do veículo tais como motor, suspensões, transmissão, piloto, entre outros. Através de um software em elementos finitos (FEA) foi feita uma modelagem da estrutura utilizando elementos de barras em 3D. Todas as condições de carregamento e restrições foram simuladas e comprovadas experimentalmente. Como resultado final obteve-se uma estrutura com rigidez torsional igual a 233 N.m/grau e concluiu que o chassi experimenta mínimas deformações perante as condições impostas por uma competição. Conclui-se também que sua estrutura encontrava-se superdimensionada e que através de técnicas de otimização seria possível reduzir a massa no veículo pela utilização de tubos de menores dimensões. A estrutura desenvolvida está ilustrada através da Fig. 1.1.



Figura 1.1 – Estrutura do tipo spaceframe de um Formula SAE desenvolvida por Baker (2004).

Thompson et al. (1998a) identificou a sensibilidade individual de determinados membros na rigidez torsional de um chassi para veículo de competição tipo NASCAR. Neste trabalho foi verificado que para altos valores de sensibilidade havia uma forte influência na rigidez torsional global, ou seja, de todo o chassi. Os resultados obtidos através da análise de sensibilidade serviram como base para a modificação da estrutura a fim de incrementar a rigidez torsional com um mínimo incremento de sua massa, mantendo baixo o centro de gravidade. Foi possível observar através desta análise que as regiões do teto, do pára-brisas e do berço dianteiro são locais de maior potencial para um reprojeto a fim de incrementar a rigidez torsional da estrutura. Através do posicionamento estratégico dos membros estruturais, foi possível obter uma configuração final com um valor de rigidez torsional três vezes maior, com um incremento de massa de apenas 18 Kg. A Fig. 1.2 mostra o desenho da estrutura de um veículo tipo NASCAR antes e após a análise de sensibilidade indicando os membros de grande sensibilidade. Como foi observado por Adams (1993) as estruturas triangulares e as barras em V e em X garantem um incremento maior na rigidez.

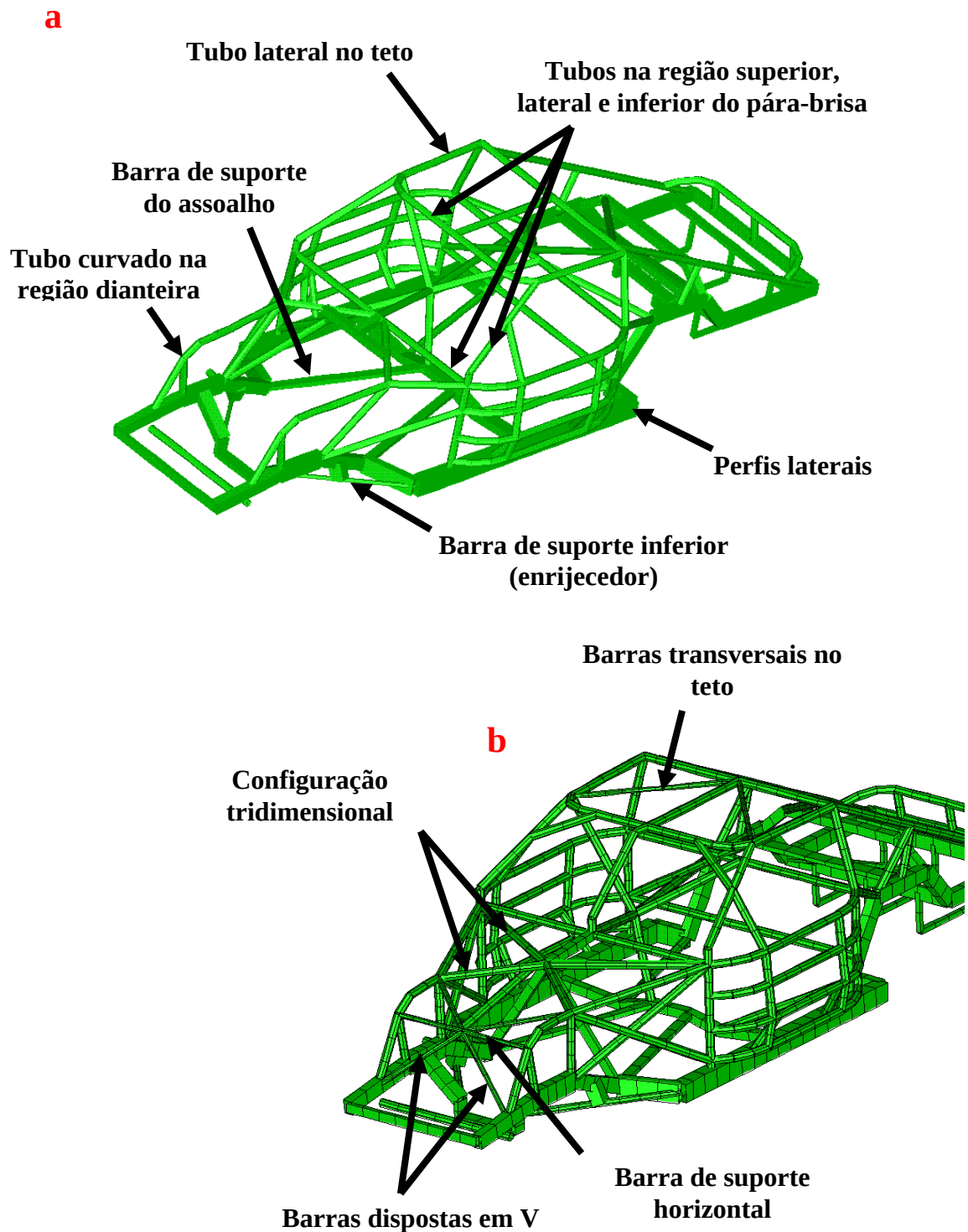


Figura 1.2 – Estrutura tipo gaiola de um veículo NASCAR. **a.** membros estruturais de grande sensibilidade. **b.** adição ou reposicionamento de membros estruturais em X e em V após análise de sensibilidade. (Retirada e adaptada de Thompson et al., 1998a).

As técnicas de otimização constituem poderosas ferramentas matemáticas para encontrar o máximo ou o mínimo de uma função sujeita a restrições. De forma geral, a otimização pode ser entendida como sendo um conjunto de algoritmos matemáticos inteligentes que operam no sentido de encontrar os extremos de uma função. Esta função pode

ser definida como uma expressão matemática estabelecida de forma a representar as características do veículo que se deseja melhorar (Borges, 1999).

Butkewitsch et al. (2002) compararam técnicas de otimização discreta e contínua para melhorar o desempenho dinâmico e a resistência mecânica de um protótipo de veículo mini-baja. O comportamento do veículo foi representado por modelos polinomiais baseados em meta-modelagem conhecidos como superfícies de resposta. Essas superfícies foram geradas através de uma manipulação estatística dos resultados de uma série de análises em elementos finitos. A escolha do método das superfícies de resposta baseou-se na consideração de que o custo computacional é bastante reduzido e proporciona uma significativa melhora no condicionamento numérico do problema de otimização. As variáveis de projeto tomadas em seu trabalho foram o comprimento do veículo, largura do teto, largura da estrutura base, diâmetro interno e espessura dos tubos. Como respostas da otimização, obteve-se a massa do protótipo, energia de deformação sob condições padrão de operação, as frequências naturais de vibração, o valor da máxima força e torque máximo atuando na estrutura. Os resultados obtidos comprovaram que otimização de peso e robustez podem ser tratados como termos conflitantes. Porém, pesquisas estão sendo conduzidas de maneira a encontrar uma adequada formulação a fim de introduzir meios de robustecimento dentro do problema de otimização.

As metodologias abordadas por Pinto Filho (2004) se mostraram bastante adequadas ao concluir que a utilização de prototipagem virtual, ferramentas de simulação e otimização numérica contribuem de forma bastante eficiente para acelerar o desenvolvimento tecnológico de veículos, além de uma significativa redução dos custos nesse tipo de desenvolvimento. O alvo de estudo foi um veículo do tipo jipe (Troller T4) de uso misto, que combina características de veículos fora de estrada e dos utilitários esportivos. A sua estrutura do tipo quadro de chassi, composta por membros longitudinais (longarinas) e transversais (travessas), foi objeto de ensaios experimentais de torção e flexão que visam estabelecer parâmetros associados às suas características de rigidez. Foi feito um levantamento das características geométricas da estrutura real de modo a fazer uma modelagem matemática através do método dos elementos finitos. Para efeito de validação dos resultados experimentais, modelos em elementos do tipo casca e em barras foram gerados, sendo possível a obtenção de parâmetros tais como massa, espessura do chassi e modos de vibração associados a cada uma das frequências naturais. Todas essas informações foram necessárias para que se chegasse a uma configuração inicial, alvo das técnicas de otimização numérica. Através da comparação dos resultados tanto experimentais quanto virtuais, foi possível

identificar uma grande fidelidade entre os resultados de rigidez torsional, rigidez à flexão, massa e frequências naturais. Como resultado da otimização numérica utilizando o software comercial GENESIS® obteve-se uma nova configuração para o chassi com rigidez torsional 75% maior que a configuração original através da perturbação da posição dos nós que definem a malha do modelo. Obteve também um centro de gravidade 30mm mais alto e um acréscimo de massa de apenas 5 Kg (6%). Como vantagem adicional, referente aos aspectos de fabricação, a versão otimizada mostrou-se mais simples do que a versão original. A figura 1.3 ilustra uma comparação entre a versão original e a versão otimizada da estrutura desenvolvida por Pinto Filho (2004).

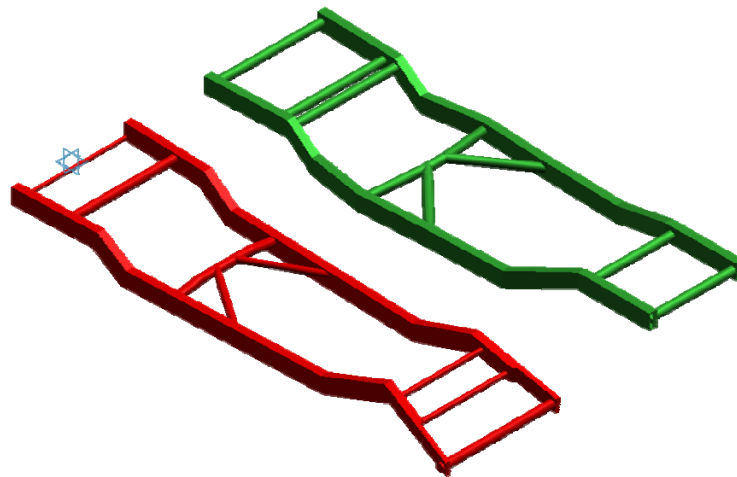


Figura 1.3 – Obtenção da estrutura otimizada a partir da estrutura original. (Retirada de Pinto Filho, 2004).

Um projeto simples e eficiente de aparato experimental para determinar a rigidez de diversas estruturas veiculares foi desenvolvido e construído por Thompson et al. (1998b). A grande justificativa para tal sucesso está na facilidade de ser transportado por uma pessoa, montagem simples, leveza relativa e adaptação ao estudo de diferentes configurações de veículos. Consiste na aplicação de deslocamentos verticais (atuadores tipo parafuso) nos suportes das molas da suspensão dianteira do chassi, ao mesmo tempo fixando a sua parte traseira. A determinação da rigidez torsional das estruturas é possível graças às medições dos deslocamentos impostos à estrutura através de relógios comparadores, às forças resultantes medidas através de balanças abaixo dos apoios dianteiros e também através da geometria do chassi. Para efeito de validação do seu aparato, uma estrutura padrão com rigidez torsional analiticamente conhecida foi testada e através dessa metodologia foi possível observar que os resultados obtidos pelo aparato de Thompson et al. (1998b) foram 6% superiores aos valores

adquiridos analiticamente. Essa diferença é explicada pelas hipóteses simplificadoras do seu modelo analítico, bem como através de suas análises de incerteza, pelas variações nas propriedades, geometria e medições experimentais. A figura 1.4 ilustra o aparato experimental desenvolvido por Thompson et al. (1998b), bem como um esquema representativo da validação do seu aparato pela utilização de uma estrutura padrão com rigidez torsional analiticamente conhecida.

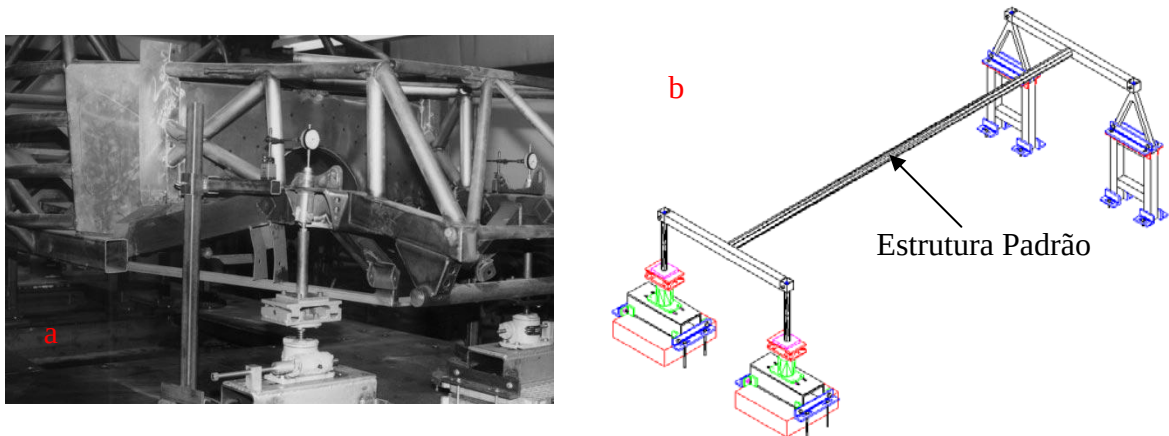


Figura 1.4 – Aparato experimental: **a.** fixação do aparato em uma estrutura tridimensional. **b.** validação do aparato através de uma estrutura padrão com rigidez torsional conhecida. (Retirada e adaptada de Thompson et al., 1998b).

Costa (1998) evidencia em seu trabalho que defeitos de natureza geométrica reduzem de forma significativa a resistência à fadiga de juntas soldadas. Concluiu também que o defeito de maior influência em uma junta soldada de estrutura veicular é a falta de penetração do cordão de solda. Verificou que a vida de uma junta com penetração completa é 10 vezes maior que uma junta com defeito. Para a obtenção desses resultados, Costa (1998) realizou testes de fadiga com esses diferentes tipos de juntas, indicando como evitar os defeitos dessa natureza pela alteração de parâmetros de soldagem e relatou que as técnicas visuais ou ultra-som são úteis para a inspeção de uma junta soldada.

1.4.1 Estruturas básicas

Antes de projetar realmente um quadro de chassis e/ou uma estrutura do tipo gaiola, é necessário reconhecer quais formas e arranjos geométricos são rígidos e quais deles não são (Adams, 1993). A forma triangular é a base para o desenvolvimento de uma estrutura rígida. Isso se deve ao fato de sua forma e dimensões não sofrerem grandes mudanças, a menos que um de seus lados seja rompido. Grandes deformações diagonais estão presentes na forma quadrada mesmo na presença de pequenos carregamentos oferecendo uma baixíssima rigidez

estrutural. Experiências bem sucedidas para aumentar a rigidez das formas quadradas foram experimentadas por Adams (1993) ao utilizar travamentos diagonais. A opção de travamento diagonal simples reduz bastante a deformação nessa direção. Um duplo travamento diagonal garante uma rigidez consideravelmente maior, porém só é usado quando um carregamento bastante severo é aplicado à estrutura. Outra alternativa que garante o mesmo efeito do travamento simples é a utilização de painéis de metal de baixa espessura que podem ser utilizados como paredes “corta-fogo”, assoalhos e painéis de instrumentos em substituição à construção complexa e pesada de tubos diagonais. As estruturas básicas bem como algumas opções de travamento são ilustradas na fig. 1.5.

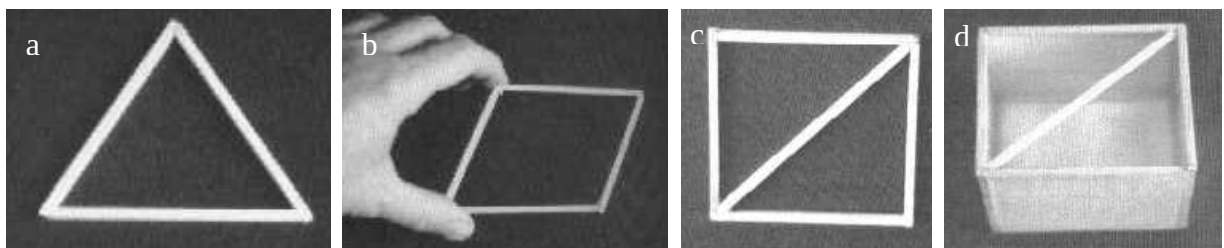


Figura 1.5: **a.** Forma triangular; **b.** Deformação diagonal de uma forma quadrada na presença de carregamento; **c.** Travamento simples diagonal; **d.** Painél de metal com travamento simples. (Retirada de Adams, 1993).

Baker (2004) verificou que é importante conhecer a trajetória dos carregamentos de modo que os membros diagonais estejam submetidos à tração, ao mesmo tempo em que as extremidades dos membros principais estejam submetidos à compressão. Determinadas trajetórias de carregamentos são capazes de submeter os travamentos diagonais à compressão e as extremidades dos membros principais à tração. Membros diagonais mais longos são mais susceptíveis à flambagem quando comprimidos. O efeito torna-se ainda maior quando as extremidades estão sob tração.

1.4.2 Rigidez estrutural

Algumas considerações são importantes para o projeto de estruturas veiculares. Kimbal (1999) revela que os problemas enfrentados pelos engenheiros raramente incluem projetos que submetem os materiais ao seu limite de escoamento (com exceção dos projetos aeroespaciais). Ao invés disto, a verdadeira necessidade que guia os projetos é que a rigidez das estruturas, quando carregadas, seja suficiente para evitar torção ou flexão excessivas. Assim, a principal preocupação são os deslocamentos e deformações e não o nível de tensões. As duas propriedades mais importantes que se relacionam com a rigidez são o módulo de Young (módulo de elasticidade) do material e o momento de inércia de área da seção do perfil

estrutural, também conhecidos como rigidez do material e rigidez geométrica respectivamente. O módulo de elasticidade (E) é a razão entre a tensão exercida e a deformação unitária sofrida por uma amostra. As informações referentes à rigidez geométrica tais como área de seção transversal e espessura indicam que diferentes geometrias se deformam de maneira diferente sob carregamentos similares.

Timoshenko (1981) se refere ao produto EI como rigidez à flexão. O conceito de rigidez à flexão permite que os engenheiros examinem suas estruturas do ponto de vista das deformações e percebam que esta depende do material e do momento de inércia ou rigidez geométrica. Estes valores podem ser obtidos através da colocação de uma carga sobre a estrutura e medindo-se seu deslocamento. De acordo com Adams (1993) existem dois aspectos relativos à rigidez estrutural de um chassi:

- Rigidez a flexão: Propriedade estática referente à maneira como o chassi sofre deformação à medida que o mesmo é submetido a esforços verticais na região do entre-eixos. A maioria dos veículos não apresenta problema de rigidez flexional cujos esforços são provenientes do peso de componentes como motor, transmissão e passageiros. Os componentes de um veículo que podem causar esforços de flexão em uma estrutura estão ilustrados através da fig. 1.6.

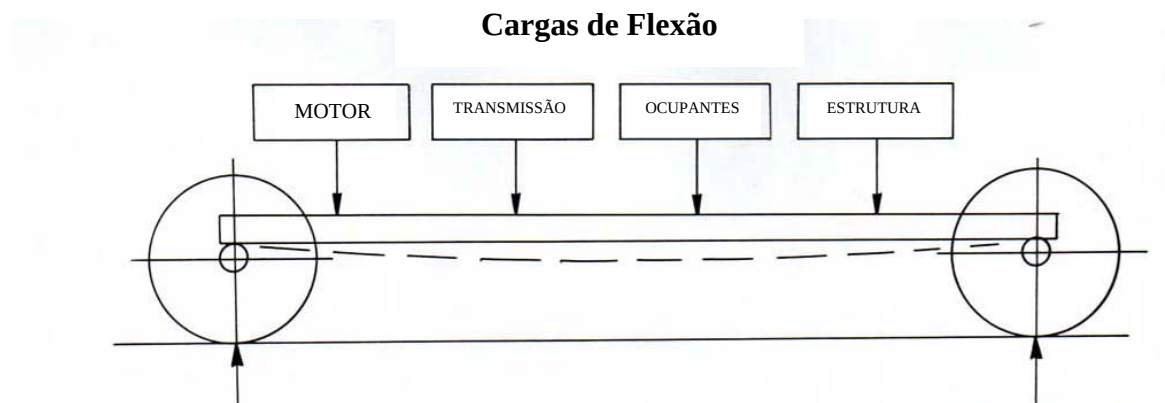


Figura 1.6 – Flexão devido aos componentes de um veículo. (Retirada e adaptada de Adams, 1993).

- Rigidez torsional: Propriedade estática referente à maneira como o chassi sofre deformação quando submetido a um momento aplicado em torno do seu eixo longitudinal. A representação dos esforços de torção estão ilustrados na figura 1.7.

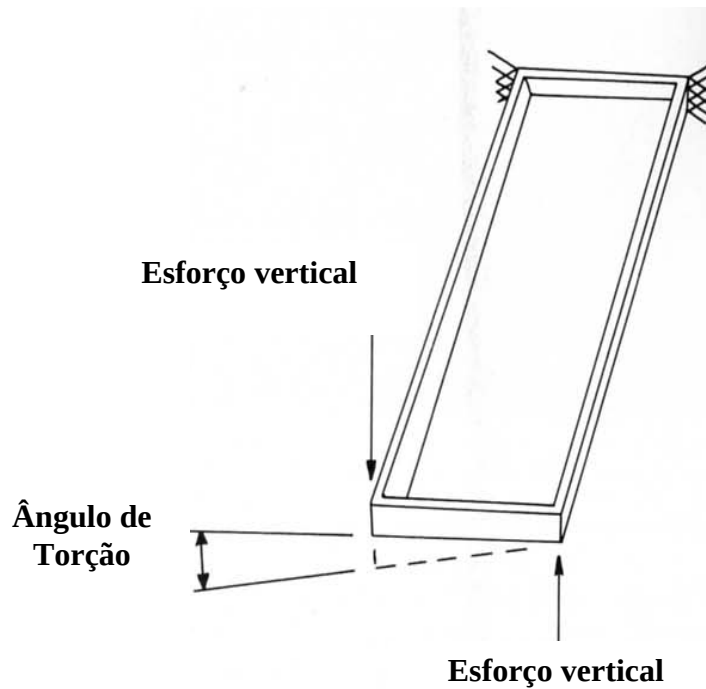


Figura 1.7 – Representação de deformações devido a esforços de torção. (Retirada e adaptada de Adams, 1993).

1.4.3 Material estrutural

Baker (2004) descreve que os aços ligados e as ligas de alumínio são provavelmente os materiais ideais para a construção de chassis à medida que suas propriedades são melhores do que as de outros materiais. O que os tornam inviáveis para uso em estruturas tridimensionais é o seu altíssimo custo. Assim, materiais tais como o aço carbono comum 1020 de uso comercial torna-se viável tanto em termos de custo quanto em termos de resistência e rigidez.

A escolha do material a ser utilizado leva em consideração não só critérios de projeto, mas também aspectos relativos à fabricação e construção de veículos.

Apesar da falsa impressão de que um chassis em alumínio seja a melhor opção para um projeto mais leve, deve-se ter em mente que o alumínio é mais flexível que o aço. Na verdade sua razão entre rigidez e peso é idêntica a do aço, assim para que uma estrutura de alumínio apresente uma mesma rigidez que uma estrutura de aço, o peso de sua estrutura deve ser o mesmo que o peso da estrutura de aço. A grande vantagem do alumínio está na sua alta resistência à corrosão. Uma grande desvantagem é o seu alto custo de obtenção associado a uma pouca disponibilidade de tubos feitos desse material. Baker (2004) descreve que o aço cromo-molibdênio SAE 4130 é uma boa opção de material para as estruturas veiculares. Isso porque é um tipo de aço de alta liga constituído por silício, cromo e molibdênio, elementos que conferem a este material uma resistência superior aos outros tipos comuns de aço. Outra

vantagem deste tipo de material é que seus elementos constituintes possibilitam a formação de uma camada protetora resistente à corrosão. Em termos de fabricação, sua soldabilidade é muito boa, porém é bem mais difícil do que a do aço-carbono, porque os aços cromo-molibdênio são altamente temperáveis e capazes de endurecer mesmo com pequenas velocidades de resfriamento (Telles, 1994). A grande desvantagem é o seu alto custo de obtenção.

A resistência de aços carbono aumenta com o aumento da porcentagem de carbono em sua estrutura como pode ser observado através da fig. 1.8, mas diminui sua ductilidade tornando-o susceptível a fraturas frágeis.

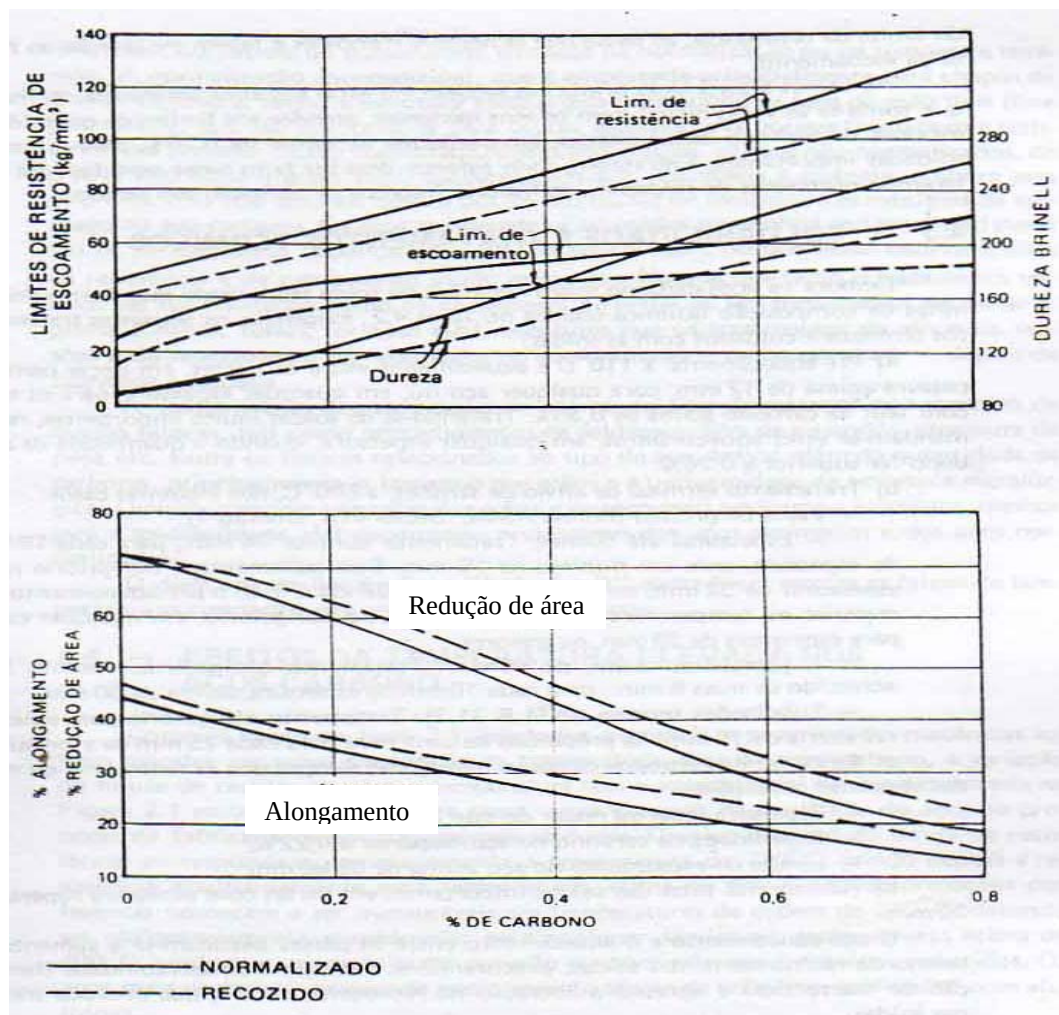


Figura 1.8 – Resistência à tração e dureza dos aços-carbono puros. (Retirada e adaptada de Telles, 1994).

Segundo Souza (1990), a grande maioria dos veículos de passageiros usa quadro de chassi em aço de baixo teor de carbono. Este fato deve-se à realidade de que a rigidez das peças praticamente independe do tipo de aço das quais são feitas. O grande problema do

projeto destes quadros é a rigidez, o problema da resistência fica em segundo plano. Em caminhões esta situação é diferente, pois devido ao elevado carregamento o fator resistência passa a ser predominante.

Baker (2004) ao desenvolver sua estrutura tridimensional utilizou tubos de aço de médio carbono produzidos pelo processo de soldagem por resistência elétrica e extrusão a frio (CDERW - Cold drawn eletric resistance welded). A escolha desse tipo de tubo baseou-se na facilidade de ser obtido e também na resistência superior oferecida em relação aos outros materiais próprios para uso, já que o trabalho a frio incrementa a resistência, porém a presença de cordões de solda podem constituir áreas de grande fragilidade, daí a necessidade de se utilizar o processo de CDERW. A boa soldabilidade inerente a esse tipo de aço também foi uma importante critério de escolha considerado.

1.4.4 Similitude em estruturas veiculares

Adams (1993) estabelece que pela simples avaliação de quais formas são inerentemente rígidas e quais são flexíveis é possível visualizar como um chassi deformará e flexionará sob carregamentos advindos das condições de movimento. Os modelos em escala reduzida são poderosas ferramentas que permitem realizar esta avaliação. A experiência de Adams comprovou essa afirmação ao construir modelos em escala 1/12 utilizando substância adesiva para aviões, pedaços de madeira e papelão. Através desses materiais foi possível a determinação da rigidez torsional de uma estrutura tipo escada. A determinação de algumas modificações na estrutura que podem incrementar a rigidez além de outros fatores de projeto também foi possível graças os modelos em escala reduzida. A figura 1.9 ilustra a idéia do trabalho desenvolvido.

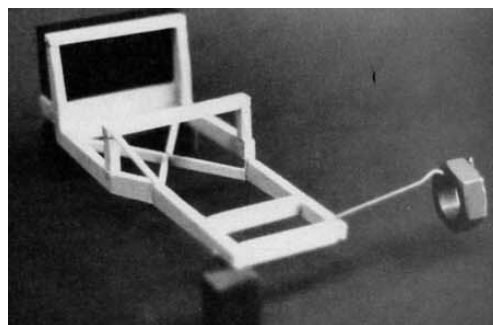


Figura 1.9 – Modelo em escala reduzida. (Retirada de Adams, 1993).

A construção de um chassi nas dimensões reais consiste em uma série de procedimentos que requerem bastante habilidade do fabricante. Estas etapas começam desde o

desenho de conjunto de toda a estrutura, passa por um processo de “gabaritagem” e por último a soldagem dos membros estruturais que deve ser bastante cuidadosa a fim de evitar empenamento ou distorção na estrutura provocados pelo processo. Um grande sentimento de frustração pode ocorrer se alguma falha acontecer em pelo menos uma destas etapas. Assim, para evitar constrangimentos e/ou maus resultados, é possível a construção de modelos em escala reduzida com a finalidade de testar ou validar o projeto. As técnicas de similitude são importantes para essa finalidade, pois é através delas que grande parte do comportamento das diversas estruturas é testado de forma economicamente viável (Murphy, 1950).

Baker (2004) observou que há uma grande dificuldade em se projetar o habitáculo destinado à ocupação do piloto em um veículo tipo Formula SAE. A utilização de dados ergonômicos e antropométricos foram bastante úteis para fazer uma aproximação do tamanho deste habitáculo. Assim, um protótipo em tamanho real construído em madeira serviu para fazer os ajustes adequados quanto à posição do assento, direção e suspensão. A partir daí, Baker observou e concluiu que um alargamento tanto no aro principal do assento para garantir um maior espaço e conforto quanto no aro frontal para garantir um maior espaço para os joelhos deveria ser feito para uma confortável acomodação do piloto. A figura 1.10 ilustra um protótipo de chassi com um piloto, de modo a testar os parâmetros antropométricos e, conseqüentemente realizar os ajustes geométricos necessários no habitáculo do piloto.

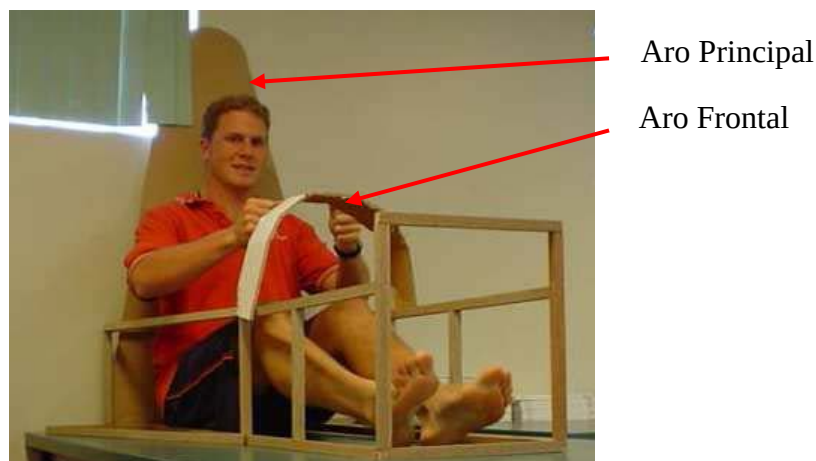


Figura 1.10 – Protótipo de chassi construído em escala real. (Retirada e adaptada de Baker, 2004).

CAPÍTULO II

ESTRUTURAS VEICULARES

Este capítulo trata dos principais tipos de estruturas veiculares utilizadas ao longo dos anos até os dias de hoje. São abordados aspectos relativos à geometria de cada estrutura, a maneira como os diversos membros estruturais estão arranjados e dispostos, os tipos de perfis estruturais mais utilizados e comuns bem como aspectos relativos à rigidez. As tecnologias referentes aos processos de fabricação também são enfocadas de modo a conduzir os fabricantes a escolher qual o tipo de processo mais produtivo e economicamente viável. A aplicabilidade de cada estrutura está diretamente ligada à categoria de veículo que se deseja desenvolver. Um enfoque maior é dado às estruturas tridimensionais, pois a dissertação trata do desenvolvimento desse tipo de chassis.

Os tópicos a seguir são destinados à apresentação dos principais desenvolvimentos bem sucedidos de estruturas veiculares. De acordo com Souza (1990), existem dois tipos básicos de estrutura veicular: o clássico quadro de chassis e o tipo monobloco. O quadro de chassis suporta diretamente as suspensões, o conjunto propulsor e a carroceria, enquanto que o monobloco integra chassis e carroceria em uma única peça.

2.1. Backbone

A geometria de uma estrutura backbone é bastante simples: constitui-se de uma peça única cujo principal membro estrutural é um túnel central bastante robusto disposto em um formato aproximadamente retangular. Sua principal função está em conectar através de suas extremidades os eixos dianteiro e traseiro servindo como suporte para o motor e suspensões e alojando todo o sistema de transmissão em sua cavidade interior. O resultado desse arranjo fornece quase toda a rigidez e resistência mecânica necessária ao chassis. Esse tipo de estrutura foi desenvolvida por Colin Chapman em 1962 ao projetar o Lotus Elan. A rigidez torsional desse tipo de chassis é cerca de seis vezes maior que a rigidez de uma estrutura plana

do tipo escada (ladder frame) equivalente. Adams (1993) chegou a essa conclusão ao testar a rigidez desses dois tipos de estruturas em escala reduzida, observando que uma estrutura com túnel central deflete seis vezes menos que uma estrutura constituída por membros transversais e longitudinais. A figura 2.1 ilustra um backbone chassis desenvolvido por Colin Chapman. Observa-se nessa ilustração, como a estrutura se conecta com o motor, suspensões e promove um alojamento para a transmissão.

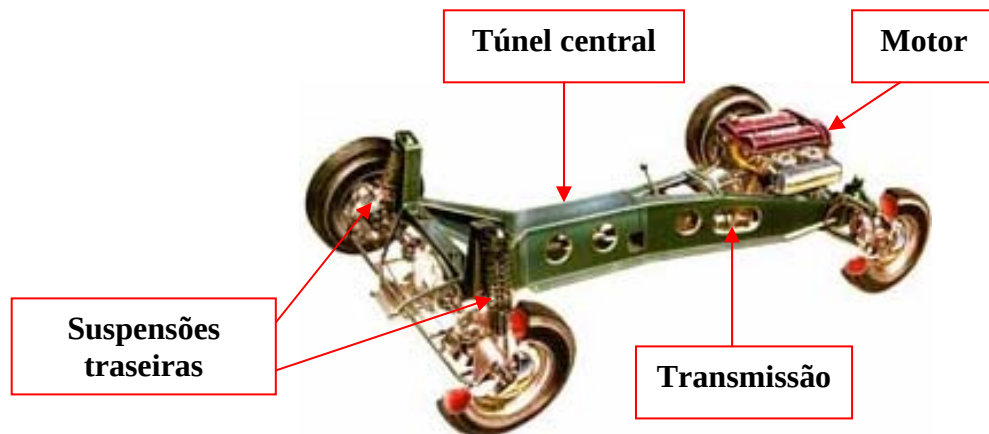


Figura 2.1 – Estrutura backbone de um Lotus Elan (Retirada de Carbodydesign Web Site, 2006).

A grande vantagem inerente a uma estrutura backbone está na sua grande robustez em veículos esportivos menores, principalmente quando o túnel central apresenta-se mais largo e mais alto. Uma estrutura mais leve e mais robusta é obtida através de uma configuração mista entre tubos e a própria geometria backbone. Adams (1993) ilustra através da fig. 2.2 esse tipo de configuração feita de chapas finas de alumínio e tubos de mesmo material. A fabricação pode ser feita manualmente, e o processo é viável economicamente para baixos volumes de produção.

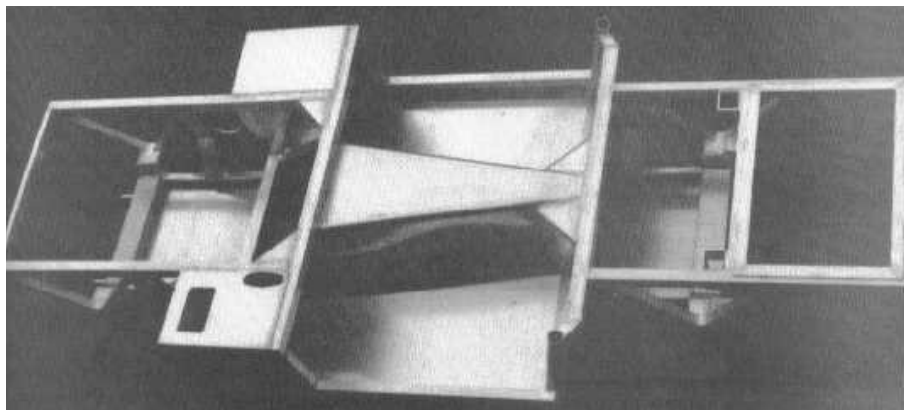


Figura 2.2 – Estrutura backbone feita em alumínio. (Retirada de Adams, 1993).

A grande desvantagem deste tipo de estrutura está na insuficiente rigidez obtida no caso de veículos longos. Nestes casos o túnel central ocupa um grande volume no compartimento dos passageiros e compromete o uso do espaço interno como pode ser visto pela fig. 2.2. Outra desvantagem está no acesso para manutenção de componentes mecânicos como motor e caixa de mudanças que é dificultado neste tipo de projeto em função dos painéis que compõem o chassis. Em termos de segurança, esse tipo de estrutura não oferece proteção contra impactos laterais, função que deve ser suprida por uma carenagem bastante eficiente para esse fim.

2.2. Monocoque

Constitui-se por um único arranjo que define toda a forma ao veículo. Esse tipo de chasis já encontra-se incorporado ao corpo do veículo em uma única estrutura constituída por diversos membros soldados. O assoalho que abrange a maior área da estrutura assim como outras partes são prensadas pelo processo de estampagem. Esse tipo de estrutura é bastante eficiente na proteção contra impactos, sendo usado em competições de alto nível (Fórmula 1 e Fórmula Indy). O resultado deste tipo de projeto é uma estrutura incrivelmente rígida como ilustrado na fig. 2.3.

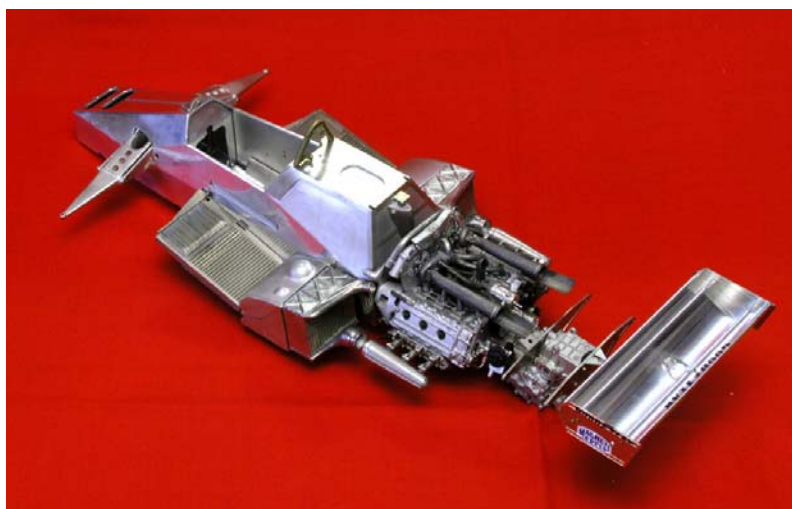


Figura 2.3 – Estrutura monocoque de uma Ferrari F-1. (Retirada de Scale Autoworks Web Site, 2006).

A partir da década de 80, grande parte dos veículos com estrutura do tipo monocoque passaram ser construídos em fibra de carbono, principalmente os veículos de competição, pois essa estrutura não apresenta a única função de suporte para motor, suspensões e transmissão,

mas também serve como uma célula de proteção bastante rígida. De forma geral a fibra de carbono é um material composto com elevada razão rigidez/peso. Todas as desvantagens inerentes às estruturas em fibra de vidro tais como baixa qualidade visual e incapacidade de atuar como membros estruturais solicitados são eliminadas pelo uso da fibra de carbono.

Algumas adaptações presentes nesse tipo de estrutura são comuns. Em alguns veículos de competição, as suspensões traseiras estão unidas diretamente ao motor e ao conjunto da transmissão como ilustra a fig. 2.4. Isso significa que o motor tem uma função estrutural que suporta todo o carregamento proveniente do eixo traseiro. Assim, todo o conjunto motor-transmissão-suspensão traseira está unido e integrado ao chassi em fibra de carbono. A grande desvantagem de utilizar esta concepção em um carro que não seja de competição é o fato da vibração proveniente do motor ser transmitida à estrutura e ao habitáculo dos ocupantes. Outra grande desvantagem é o seu alto custo de fabricação.



Figura 2.4 – Suspensão traseira de um veículo de competição unida diretamente ao conjunto motor-transmissão. (Retirada de AutoZine Technical School Web Site, 2006).

2.3 Ladder frame

Constitui o tipo de estrutura veicular mais antiga. Até a década de 60, a maioria dos veículos, principalmente os que eram destinados a suportar altos carregamentos, utilizavam esse tipo de estrutura. O chassi tipo “ladder” (escada), também chamado de “twin-rail”, é tipicamente construído a partir de tubos retangulares, circulares ou em perfil aberto tipo C. É composto de membros longitudinais chamados longarinas que são os principais membros estruturais que suportam os carregamentos provenientes da aceleração e frenagem. É composto também por membros transversais chamados travessas que fornecem resistência às

forças laterais, além de garantir o travamento da estrutura completa. Nesta abordagem pode-se usar longarinas retas ou curvas, paralelas ou não, com duas ou mais travessas. Os suportes geralmente são prolongamentos das longarinas ou travessas e os pontos de fixação da suspensão podem ou não estar integrados ao projeto. A figura 2.5 ilustra a geometria dessa estrutura com os principais membros estruturais.

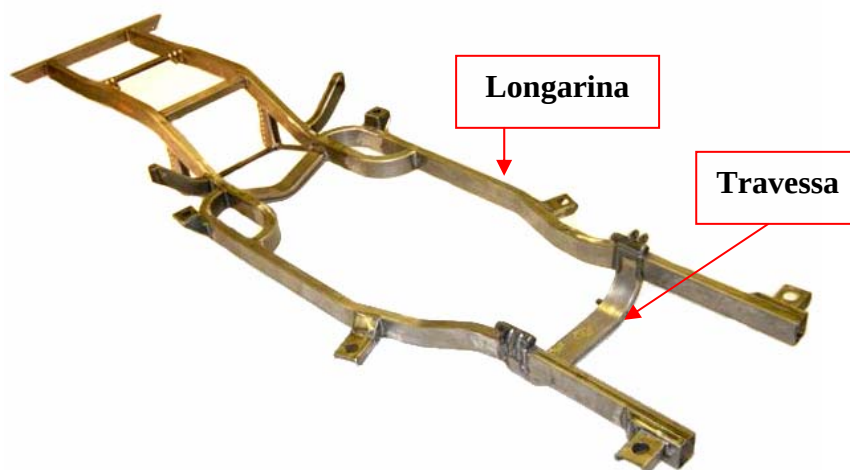


Figura 2.5 – Longarinas e travessas em uma estrutura do tipo ladder ou “escada”. (Retirada e adaptada de Auto Weld Chassis Web Site, 2006).

A quantidade de travessas é função da rigidez requerida pelo projeto e da necessidade de servirem como suportes para componentes como a caixa de câmbio (Souza, 1990). Hapian (2002) comenta que podem ser usadas seções abertas em “C” ou fechadas, sendo as fechadas mais usadas para carros de passageiros pois oferecem maior rigidez. Atualmente, a maioria dos projetos modernos utiliza longarinas construídas em perfis retangulares fechados. Este tipo de perfil passou a ser usado devido a vários fatores de ordem prática (Aird, 1997). Um destes fatores é que sob carregamento de flexão pura um tubo retangular de 100mm x 75mm é cerca de 37% mais rígido que um tubo circular de mesma espessura de parede de 100mm de diâmetro (Chassis Design Logic web site, 2004). Soma-se a este fato a dificuldade para posicionar e fixar adequadamente suportes nas longarinas sendo estas circulares. Segundo Souza (1990), as longarinas de perfil aberto, apesar de sua menor rigidez, apresentam grande vantagem quando da recuperação de uma estrutura avariada. Além disto, o perfil aberto facilita a montagem de diversos acessórios comuns em veículos de carga (tanque de combustível, reservatório de ar comprimido, entre outros componentes). Apesar de ser uma estrutura que proporciona um baixo custo e facilidade de fabricação comparada à outros tipos de estrutura, ela apresenta uma rigidez torsional relativamente baixa devido a sua configuração praticamente plana. Isso se torna evidente quando a estrutura está sob condições

de carregamento vertical e sujeita a grandes impactos provenientes da interação do veículo com a superfície da pista.

2.4 Monobloco

A estrutura monobloco é caracterizada pelo fato do chassis, carroceria e estrutura frontal estarem integrados em uma única peça soldada. Este tipo de estrutura foi utilizado primeiramente em carros pequenos e depois evoluiu para aplicação em praticamente todas as categorias de automóvel. Atualmente, 95% dos veículos produzidos apresentam estrutura do tipo monobloco devido principalmente ao seu baixo custo de produção associado à uma grande adequação aos processos automatizados de fabricação. Apresenta uma concepção diferente dos outros tipos de estruturas, que fornecem apenas os membros estruturais (tubos, longarinas, travessas) e que necessitam de uma carenagem adicional para garantir a sua integridade. Um monobloco é uma estrutura única que define toda a forma do veículo como ilustrado na fig. 2.6. Na verdade o chassis é composto por diversos membros unidos por solda a ponto (às vezes solda a laser) em uma linha de produção com variados níveis de automatização. Os vários componentes do monobloco são feitos pelo processo de estampagem e no estágio de montagem eles são unidos ao conjunto do veículo como portas, capôs e teto. A sua fabricação é inviável para produção em baixa escala, devido aos altos custos de ferramentas, moldes e máquinas de estampagem necessárias para tal finalidade.



Figura 2.6 – Estrutura monobloco: integridade estrutural em uma única peça soldada. (Retirada de AutoZine Technical School Web Site, 2006).

Uma das principais vantagens que uma estrutura monobloco oferece é a eficiente utilização do espaço interno, facilitada pela presença de um túnel central de pequenas dimensões para o conjunto da transmissão. Outra grande vantagem inerente a essa estrutura é

que ela oferece uma boa proteção contra impactos, graças a alguns membros com função estrutural tais como as colunas laterais na região frontal, central e traseira.

Do ponto de vista estrutural um monobloco tem que resistir aos mesmos esforços e atender aos mesmos requisitos que um veículo similar que possua quadro de chassi e carroceria. Em função disto e apesar da diferença filosófica entre as duas estruturas, é possível identificar em um monobloco regiões significativamente mais reforçadas que podem ser associadas a longarinas, travessas e colunas como mostra a fig. 2.7. Geralmente, o principal membro estrutural de um monobloco é sua lateral inferior.

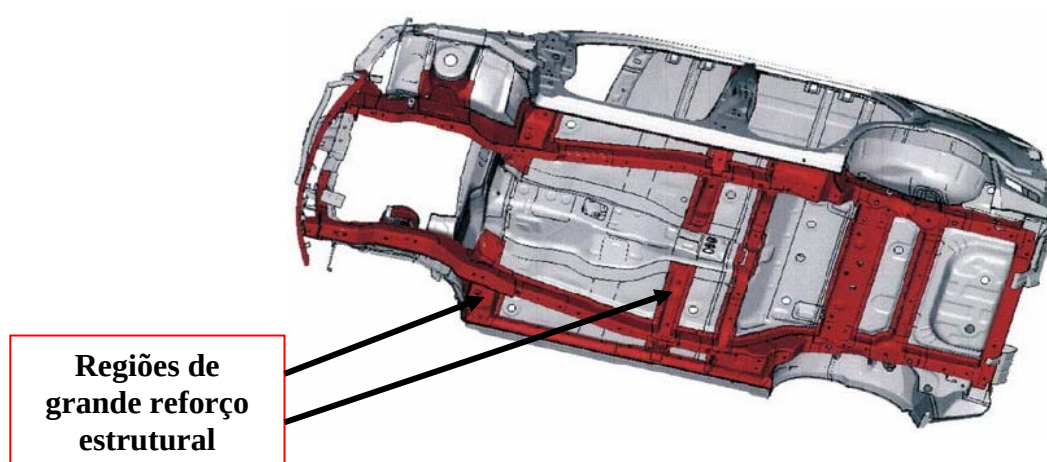


Figura 2.7 – Regiões de grande reforço em uma estrutura do tipo monobloco. (Retirada e adaptada de AutoZine Technical School Web Site, 2006).

2.5 Spaceframe

A principal característica desse tipo de estrutura é a sua configuração tridimensional bastante complexa, inicialmente desenvolvida para aplicação em veículos de competição. A carência de robustez das estruturas planas tipo escada é suprida pelo desenvolvimento dessas estruturas bastante rígidas em três dimensões. Um chassi tipo spaceframe é composto por membros tubulares circulares de pequeno diâmetro e/ou quadrados posicionados em diferentes posições a fim de oferecer uma altíssima rigidez quando submetida a diversos tipos de carregamento. Uma estrutura tipo spaceframe verdadeira é composta de pequenos tubos submetidos apenas à tração e compressão. Isto significa que cada ponto de suporte deve ser composto por membros em três planos, evitando cargas de torção e flexão. Na prática é quase impossível construir um chassi tipo spaceframe eficiente, porém existem diversos excelentes exemplos deste tipo de construção como o Mercedes 300SLR, Lamborghini Countach, Maseratti Bird Cage, como ilustra a fig. 2.8.

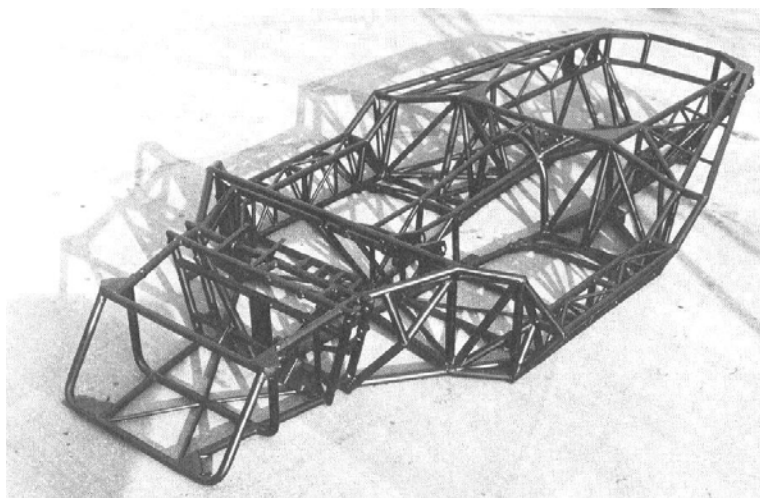


Figura 2.8 - Estrutura spaceframe de um Lamborghini Countach. (Retirada de Countach Web Site, 2006).

O primeiro projeto deste tipo de estrutura foi desenvolvido por um aviador inglês, Barnes Wallis em plena Segunda Guerra Mundial, e que proporcionou aos aviões da época a capacidade de suportar grandes quantidades de danos em certas áreas, sempre mantendo a resistência, mesmo em condições de pleno vôo. Após a Segunda Guerra (1947), alguns entusiastas tais como o Dr. Ferdinand Porsche utilizaram o conceito para desenvolver carros esportivos. Fabricantes de veículos como a Lotus e a Maseratti também adotaram a idéia da estrutura tipo gaiola de pássaro, nomenclatura dada a estrutura devido a variedade de tubos presentes nela.

As estruturas do tipo gaiola oferecem grande flexibilidade em termos de fabricação em baixa escala, pois permite a sua construção em uma variedade de materiais tais como o aço, alumínio, compósitos entre outros materiais. Quando se deseja uma produção em alta escala, como nos veículos de passeio, uma estrutura tipo spaceframe se torna bastante inviável economicamente. Além disto, grande habilidade é exigida do construtor, principalmente no processo de soldagem, que pode conduzir a grandes empenamentos se a precisão dimensional dos gabaritos não for muito boa. Outro incômodo inerente ao processo de fabricação dessa estrutura é que não é muito fácil fazer soldas de determinados componentes da estrutura em tubos circulares, ao contrário dos tubos quadrados que oferecem uma superfície de fácil conexão entre esses membros.

As estruturas spaceframes podem ser construídas a partir de tubos de seção quadrada, o que viabiliza a aplicação de técnicas de fabricação relativamente fáceis. As construções modernas utilizam tubos circulares em toda a sua configuração, incrementando a rigidez

torsional, porém a fabricação em tubos de aço envolve técnicas de fabricação mais complicadas, pois esse tipo de aplicação envolve a confecção de entalhes que devem ser bastante precisos para garantir uma junção estrutural robusta entre os tubos. A figura 2.9 ilustra as junções feitas em tubos quadrados e circulares (entalhamento). Esses métodos de junção são fáceis de ser executados principalmente para aços endurecidos com a utilização de ferramentas de altíssima qualidade. Outra vantagem é que a junção de tubos pelo processo de entalhamento aumenta a região de solda, conseqüentemente incrementando a resistência na junção. As técnicas de soldagem modernas revolucionaram a fabricação de spaceframes, permitindo soldas mais complexas, introdução de materiais de preenchimento que garantem uma solda mais resistente e mais limpa. Baker (2004) estabelece que quando os aços extrudados a frio são utilizados, o processo de soldagem TIG (Tungstênio Inerte Gás) é mais apropriado do que o processo MIG (Metal Inerte Gás), porque no primeiro processo, o efeito de zona afetada pelo calor é menor que o no segundo, preservando as propriedades de dureza do aço utilizado.

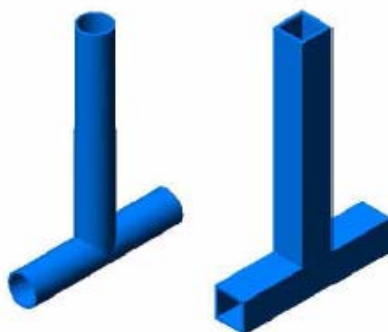


Figura 2.9 – Junções entre tubos quadrados e circulares (entalhamento).

A sua configuração complexa é uma das principais causas para uma construção detalhada e mais difícil. Outra grande desvantagem é que as soleiras laterais dificultam o acesso a região ocupada pelo motorista, como pode ser visto em alguns veículos de competição da Mercedes como 300 SLR na década de 50. Devido a essa redução na acessibilidade dessa região, os engenheiros da Mercedes optaram por estender as portas em direção ao teto do veículo. Desde meados da década de 60, muitos carros esportivos longos adotaram a idéia do spaceframe tubular para aumentar a relação rigidez/peso. Porém, muitos deles utilizam uma estrutura mista entre regiões treliçadas na parte frontal e traseira e uma estrutura em casca na região central, principalmente a ocupada pelo motorista a fim de reduzir custo e eliminar o problema de acessibilidade inerente às estruturas veiculares spaceframes.

Esse problema também é solucionado quando os veículos utilizam uma concepção conversível, porém algumas estratégias adicionais devem ser estudadas a fim de incrementar a rigidez que é relativamente baixa nessa concepção.

2.6 Aspectos relativos à fabricação de estruturas veiculares

Dentre os variados tipos de fixação para os membros do quadro de chassis podemos citar o parafusamento, rebitamento a quente e soldagem, todos estes função do compromisso entre custo, quantidade a ser produzida e tipo de utilização. Em caminhões, por exemplo, são predominantemente usados os processos de rebitamento e parafusamento. As uniões por rebitamento e parafusamento das travessas nas abas das longarinas possuem uso limitado, pois oferecem pouca rigidez nas juntas enquanto que as uniões soldadas oferecem maior rigidez. Portanto, o tipo de fixação usado para unir as travessas às longarinas é muito importante para definir a rigidez total do quadro (Souza, 1990).

A soldagem das travessas às longarinas constitui o processo mais adequado quando se trata de produção em pequena e média escala, pois este é o mais econômico. Atualmente o acesso a processos de soldagem modernos do tipo MIG permite a construção de quadros de chassis com soldas cada vez mais seguras e adequadas à construção de estruturas veiculares, conforme verificou Costa (1998). Até mesmo as montadoras de veículos como a Troller optam pela construção de seus quadros de chassis pelo processo de soldagem ratificando o exposto acima.

Em uma estrutura do tipo chassis e carroceria, a posição das travessas em relação às longarinas é fator de grande importância no projeto, sendo a configuração mais utilizada a do tipo escada onde todas as travessas são transversais às longarinas e paralelas entre si. Happian (2002) relata que o uso de travessas em “X” pode também ser considerado, pois este tipo de componente atua simultaneamente como reforço longitudinal e pode substituir duas travessas convencionais. Sua principal característica é a resistência à deformação do quadro e, conseqüentemente o aumento da rigidez à torção do conjunto. Apesar de ser uma excelente opção de travamento estrutural, uma grande desvantagem dessa configuração é que a travessa em “X” dificulta a utilização do espaço entre as longarinas e pode levar à obtenção de um veículo com centro de gravidade muito alto, o que é indesejável. Além disto, a colocação de travessas em “X” é bastante difícil quando as longarinas apresentam perfil tubular circular.

CAPÍTULO III

MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

3.1 A importância do método

Como parte das atividades enfrentadas pelos engenheiros, encontra-se trabalhos técnicos e projetos de natureza diversa, sendo que a abordagem dos problemas estruturais pode ser feita por diferentes pontos de vista, dependendo da disponibilidade de recursos e ferramentas de cálculo. As técnicas utilizadas na solução dos problemas são oriundas dos conceitos da Mecânica Geral, mais especificamente da Estática, onde são definidas as teorias de vigas, placas e cascas. Essas teorias tratam de problemas bem definidos, cujas soluções analíticas são deduzidas através de equações diferenciais ordinárias. Estas soluções se encontram em livros técnicos ou até em tabelas de cálculo que auxiliam o engenheiro em sua trajetória profissional.

Por outro lado, alguns problemas são bastante complexos e requerem um profundo conhecimento da situação, bem como de recursos matemáticos suficientes para resolvê-los. O interesse dos profissionais por soluções precisas e confiáveis em um curto espaço de tempo e com baixo custo deu início a uma busca por ferramentas computacionais de simulação eficientes. Independentemente da dificuldade encontrada nos problemas de ordem estrutural, todo engenheiro deverá considerar a estrutura como um objeto de análise de forma a elaborar um esquema de cálculo ou um modelo de cálculo. Através da fig. 3.1, Alves Filho (2000) esquematizou um conjunto de etapas principais para a abordagem de problemas estruturais.

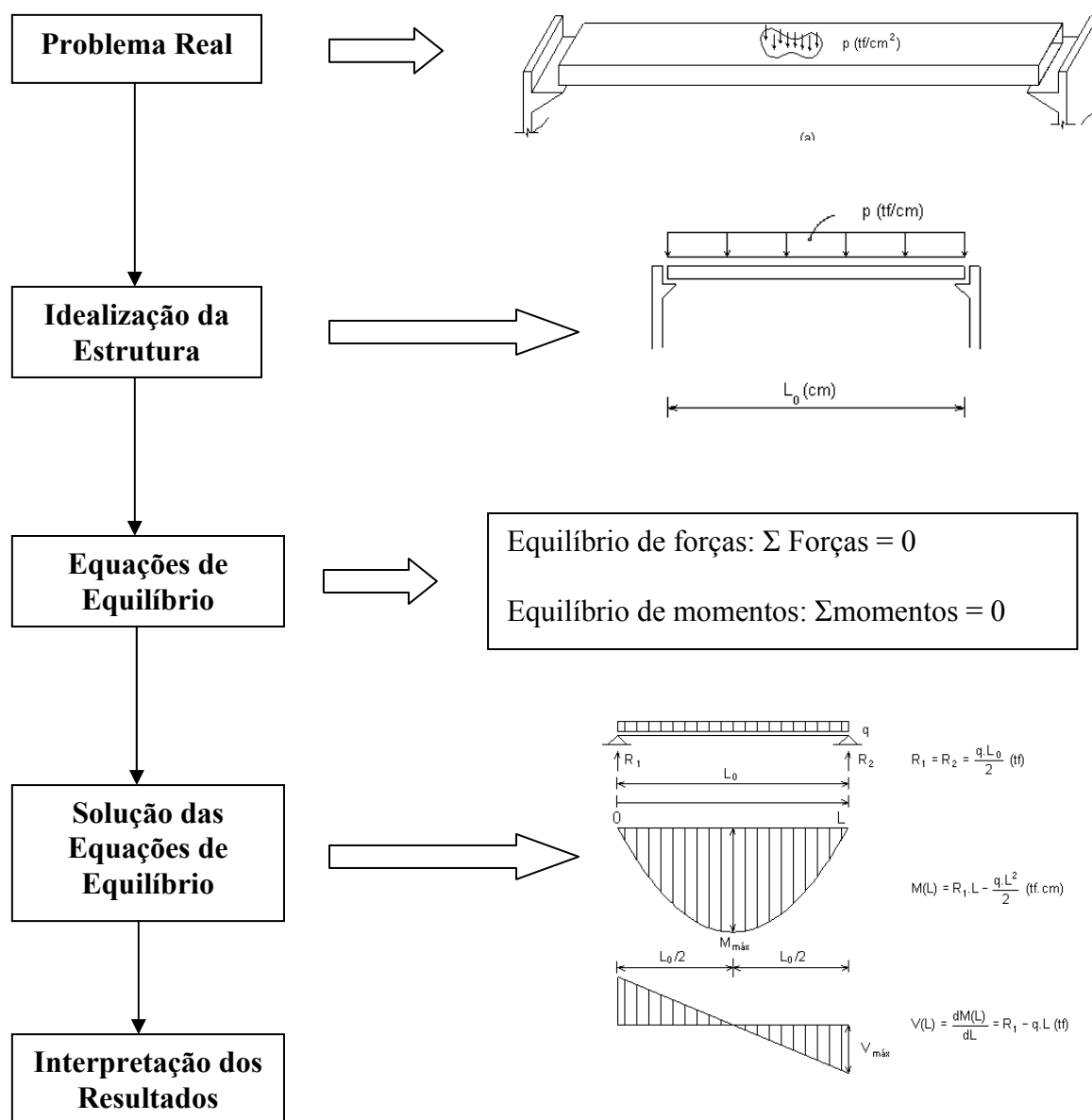


Figura 3.1 – Principais etapas da abordagem de um problema estrutural. (Retirada e adaptada de Alves Filho, 2000).

A grande maioria dos problemas práticos de natureza estrutural são bastante complexos, pois tratam de estruturas com geometrias arbitrárias, carregamentos irregulares e apoios ou condições de contornos complicadas. Diferentemente das estruturas mais simples que podem ser calculadas por métodos analíticos clássicos oriundos dos conceitos de resistência dos materiais e equações diferenciais (cuja solução é exata em todos os seus pontos), as estruturas complexas são tratadas por intermédio de soluções aproximadas ou por métodos numéricos. Estes métodos não se baseiam em tentativa e erro, mas em projetos bem elaborados e que podem sofrer alterações ao longo de sua análise. Sendo assim, pode-se dizer que o método dos

elementos finitos (FEM) faz parte de um conjunto de metodologias modernas que proporciona eficiência e amplia os horizontes de aplicação das soluções de engenharia.

Os softwares de elementos finitos aliados aos programas de desenho auxiliado por computador (CAD - Computer-Aided Design) constituem uma poderosa ferramenta que conduz a um processo de prototipagem virtual baseada em modelos numéricos. A modelagem refinada (geométrica e física) fornece condições para que os erros associados à análise do projeto em questão sejam pequenos e aceitáveis.

Diferentemente dos protótipos reais, a prototipagem virtual permite ao usuário dos programas de FEM/CAD avaliar o projeto em todas as suas etapas, fazendo as correções necessárias até chegar em uma configuração com desempenho adequado.

Kurowski (2004) apresenta uma lógica de interface entre programas CAD e FEM. Neste tipo de estrutura, a linha de interface entre os programas é cruzada duas vezes como mostra a fig. 3.2, de modo que o FEM é utilizado para modificar a geometria da estrutura feita em CAD, ajustando-a ao processo de análise. No segundo cruzamento, os resultados obtidos pelo FEM são implementados pelo programa CAD. Este processo pode conduzir a menores esforços em termos de interface quando inicializado com a geometria em FEM, executando as iterações de análise e após obter o resultado desejado fazer a transferência da geometria para o ambiente CAD. Isso leva à apenas um cruzamento da interface. Outras tipos de interfaces podem ser implementadas entre o FEM e softwares que utilizam a teoria de multicorpos como o ADAMS® ou programas de análise matemática como o MATLAB®.

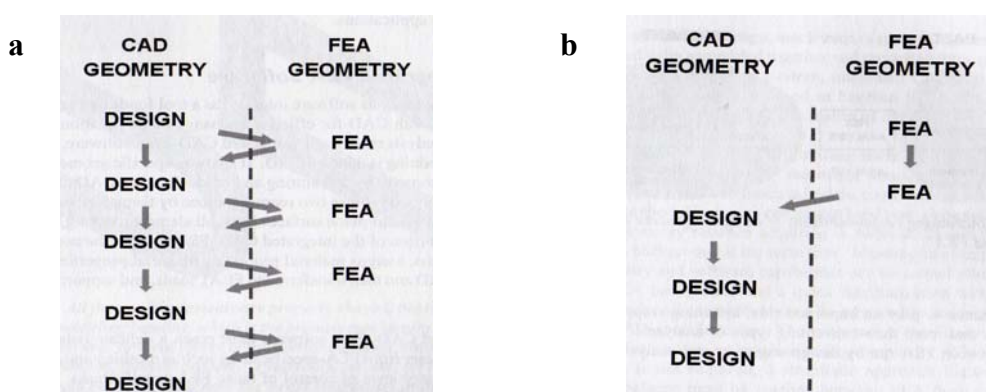


Figura 3.2 – Lógica de interfaces entre os programas FEM/CAD. **a.** interface de grande esforço computacional. **b.** interface com reduzido esforço computacional. (Retirada de Kurowski, 2004).

Este capítulo descreve os principais tipos de sistemas discretos e contínuos utilizados para a abordagem e representação matemática dos diversos problemas de ordem prática. Uma

ênfase maior será dada aos modelos discretizados, bem como os tipos existentes. Tópicos relacionados à análise matricial também são importantes, pois representam a base matemática da solução do problema de engenharia em sua representação numérica. Será dada maior atenção aos elementos estruturais de barra, que foram utilizados no problema abordado nesta dissertação.

3.2 Idealização de sistemas

Os problemas estruturais devem ser tratados como objetos de análise. Conhecido o problema real, faz-se o levantamento de todas as suas características físicas e procura-se estabelecer a estratégia para a idealização de um modelo representativo da estrutura que leve em conta o comportamento da mesma com a adequada precisão. Uma alternativa possível é subdividir os sistemas ou a estrutura em subconjuntos menores ou elementos. Assim, a partir da compreensão do comportamento dos elementos tem-se como consequência a compreensão do comportamento de toda a estrutura. Em torno desta abordagem, dois tipos de sistemas são definidos para a representação de estruturas: os sistemas contínuos e discretos. A compreensão dessa distinção é bastante útil para entender os conceitos de modelagem.

3.2.1 Sistemas contínuos

Para este tipo de sistema, a solução é obtida para os infinitos pontos da estrutura, por intermédio de uma função matemática. Considere por exemplo uma plataforma flutuante como ilustrado na fig. 3.3. Sabendo que toda essa estrutura é suportada por apoios ou botes flutuantes, pode-se aproximar os botes como se os mesmos se comportassem como molas.

Como foi discutido anteriormente, devido ao fato da maioria dos problemas reais serem de grande complexidade, um outro tipo de idealização torna-se necessário com a finalidade de evitar as dificuldades associadas à solução das equações diferenciais mais complicadas que limitam o emprego das soluções analíticas.

3.2.2 Sistemas discretos

A aplicação dos conceitos de diagrama de corpo livre, que implica na obtenção das equações de equilíbrio para um dado corpo, são adequados quando temos um sistema discreto. Isso ocorre porque existe uma relação direta entre as grandezas quando tem-se um elemento finito.

Ao discretizar um sistema, a estrutura é sub-dividida em partes (elementos) interligadas entre si através de pontos ou nós como ilustra a fig. 3.4. Os elementos não são diferenciais, mas sim finitos e os parâmetros que descrevem o comportamento do sistema são as propriedades nodais. Esse processo é chamado malhagem e constitui uma das etapas mais importantes da solução de um problema usando a técnica dos elementos finitos. A precisão do resultado final depende significativamente do tipo de malha utilizada, bem como da quantidade de pontos ou nós usados para representar o objeto de análise.

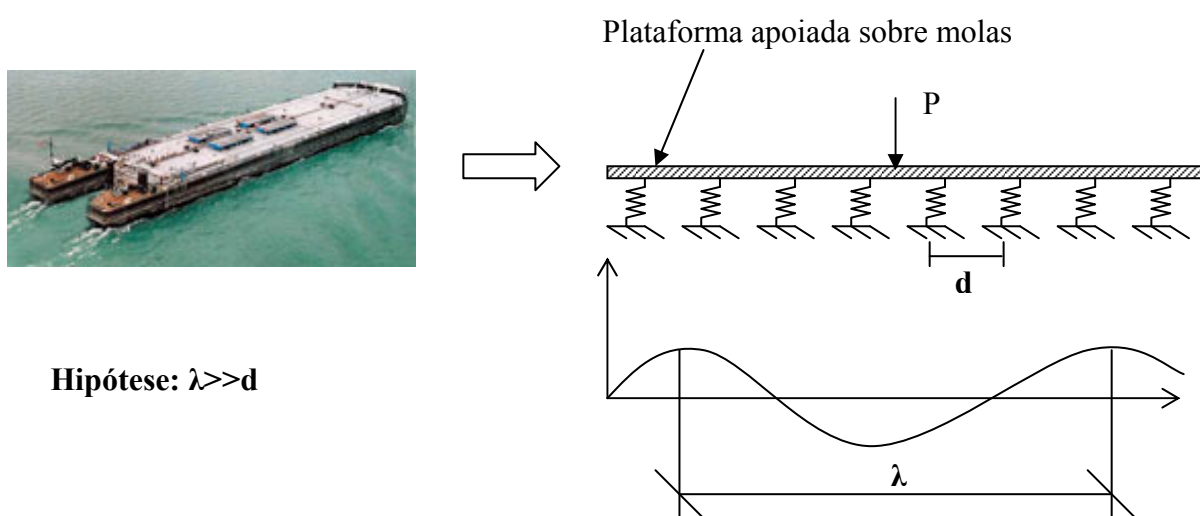


Figura 3.3 – Idealização de uma plataforma flutuante através de um sistema contínuo.

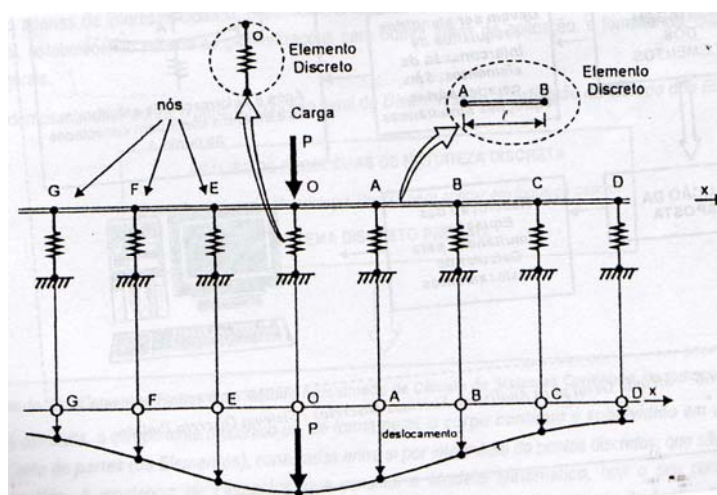


Figura 3.4 – Discretização de um sistema: subdivisão da estrutura em elementos finitos. (Retirada de Alves Filho, 2000).

Nos programas comerciais de elementos finitos tais como o ANSYS®, existem recursos de malhagem automática que simplificam de forma significativa o tratamento do problema,

principalmente quando a geometria é importada de programas CAD. Uma geometria limpa e de boa qualidade permite a aplicação de uma malha também de boa qualidade. A aparência final da malha também fornece um indicativo da sua qualidade, sendo que o resultado não será necessariamente bom se a malha apresentar uma boa aparência, porém uma malha com aspecto distorcido conduzirá a resultados com pouca acuracidade (Pinto Filho, 2004).

A malhagem manual é uma opção que requer tempo e esforço por parte de quem está trabalhando com o método, devendo ser substituída (sempre que possível) pela malhagem automática existente nos programas comerciais. Segundo Adams (1999), no FEM o processo de reduzir o erro local fazendo uso de elementos cada vez menores, ou fazendo uso de elementos que consigam aproximar melhor as formas mais complexas ponto a ponto é chamado de convergência. Esse processo de refinamento da malha é geralmente necessário em regiões onde ocorrem mudanças bruscas de curvatura na geometria como ilustrado na fig. 3.5.

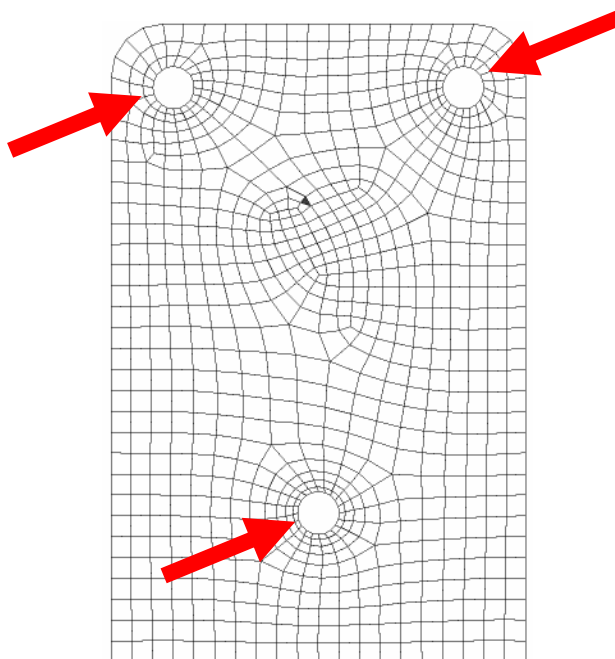


Figura 3.5 – Refinamento da malha em regiões com mudanças bruscas de curvatura. (Retirada de Adams, 1999).

Os elementos da estrutura devem ser definidos de forma que a resposta nos pontos nodais tenha uma boa aproximação em relação ao comportamento real da estrutura. No processo de discretização são geradas inúmeras equações algébricas simultâneas que são posteriormente resolvidas através de procedimentos matriciais.

A representação do comportamento da estrutura é função também do tipo de elemento utilizado. A geometria dos elementos pode ser sólida, do tipo casca ou elementos de barras, além de outras possibilidades. As propriedades destes elementos também deverão estar bem definidas. Quanto maior a compatibilidade entre as características do elemento utilizado e o comportamento da estrutura real, mais precisa e confiável será a resposta do modelo.

Ao analisar um sistema o projetista deve ter uma visão clara do seu conjunto, bem como de seus componentes e suas conexões. Em uma estrutura reticulada como uma treliça plana é fácil identificar os elementos de barras que a constituem. É fácil também compreender que esses elementos estão conectados entre si através de juntas ou nós e que a interação entre as divisões (elementos finitos) ocorre somente nessas juntas.

As etapas principais para a abordagem de um problema de natureza estrutural podem então ser definidas como mostra o desenho esquemático da figura 3.6. Cabe destacar que esta mesma idéia ou metodologia pode ser estendida para outras áreas da ciência onde os problemas a serem analisados podem ser também discretizados.

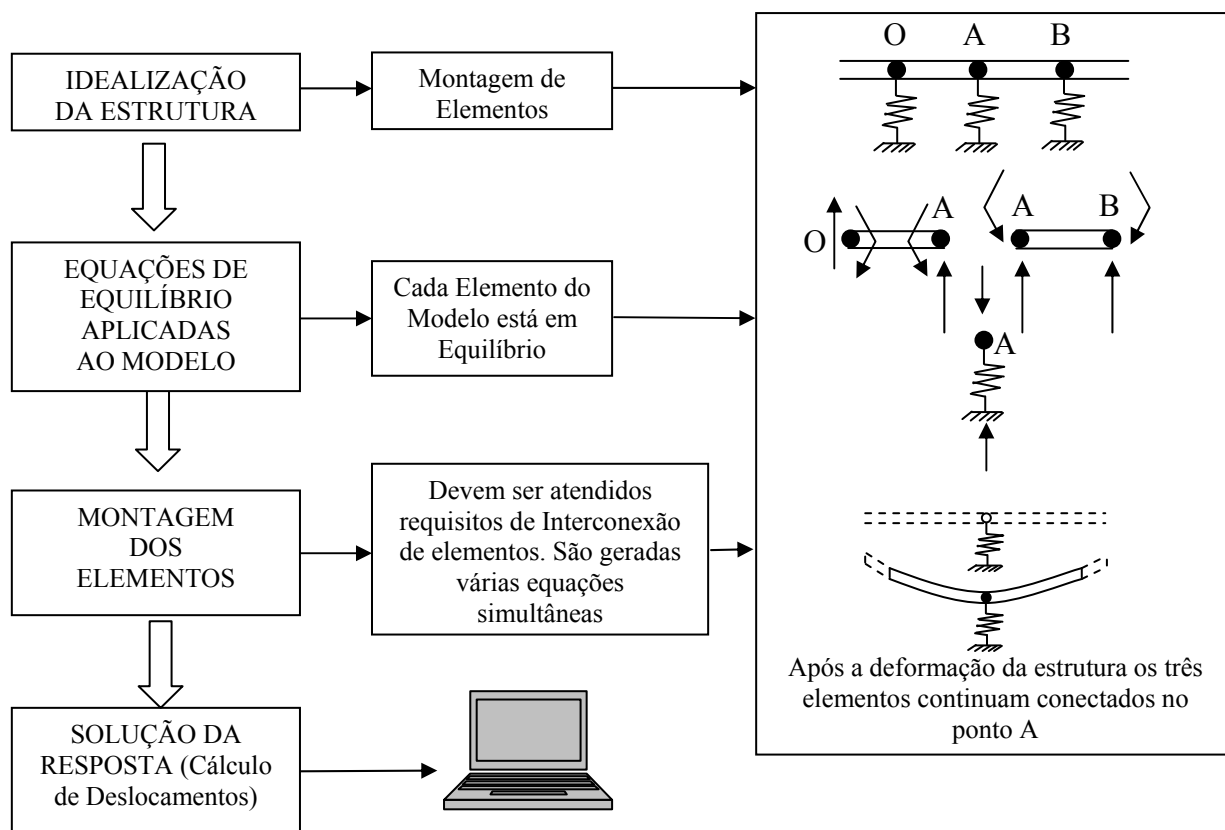


Figura 3.6 – Metodologia para analisar um sistema discreto.

Quando a estrutura é deformada através de um carregamento aplicado em um determinado nó, todos os elementos anteriormente ligados a ele na configuração indeformada

mantém a conexão. Esta condição chamada de **Condição de Compatibilidade de Deslocamentos** é necessária para elaborar o modelo de cálculo da estrutura e representa a base da solução dos problemas envolvendo discretização. A figura 3.7 ilustra uma estrutura treliçada que obedece à condição acima mencionada. Observe o ponto inicial E antes da deformação e o ponto final E' após a sua ocorrência. A observação da figura mostra que as extremidades dos três elementos ficam sujeitas aos mesmos componentes de deslocamento u e v do ponto E.

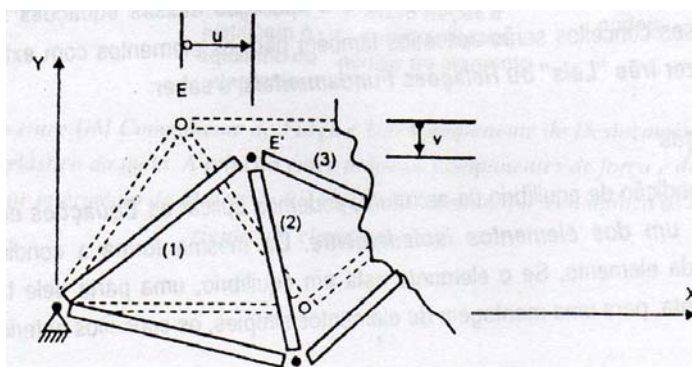


Figura 3.7 – Condição de compatibilidade de deslocamento nodal em uma estrutura treliçada. (Retirada de Alves Filho, 2000).

Outra classe de estrutura que difere da configuração reticulada é aquela constituída por elementos estruturais conectados continuamente. Nesta configuração, a subdivisão da estrutura em elementos que definem a malha de elementos finitos não parece tão óbvia. Na verdade a discretização promove uma divisão artificial em um certo número de elementos finitos conectados apenas nos nós. Um exemplo de estrutura constituída por elementos conectados continuamente está ilustrado na fig. 3.8. A escolha do elemento apropriado é sempre bastante importante e pode não ser tarefa simples quando comparada à escolha de um elemento para uma estrutura reticulada.

Alves Filho (2000) destaca que através da especificação adequada das propriedades dos elementos usados para representar a estrutura é possível obter a solução numérica do problema com a necessária precisão sem a necessidade de trabalhar com elementos cada vez menores. Um exemplo disto pode ser imaginado se uma chapa de estrutura de automóvel fosse recortada em elementos triangulares soldados apenas nos nós nas extremidades dos triângulos. Sob condições de deformação, a configuração da chapa apresentaria vazios, o que não estaria compatível com a realidade. A fig. 3.9 indica que a condição de compatibilidade

de deslocamentos apenas nos nós não é suficiente para representar o corpo contínuo, mas que ela deve ser atendida também ao longo dos contornos elementares.

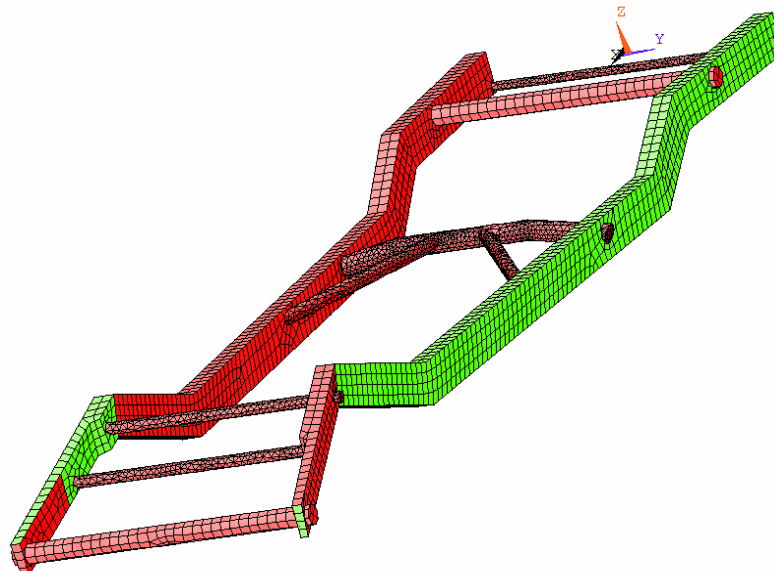


Figura 3.8 – Representação da estrutura de um jipe Troller T4 com elementos do tipo casca conectados continuamente. (Retirada de Pinto Filho, 2004).

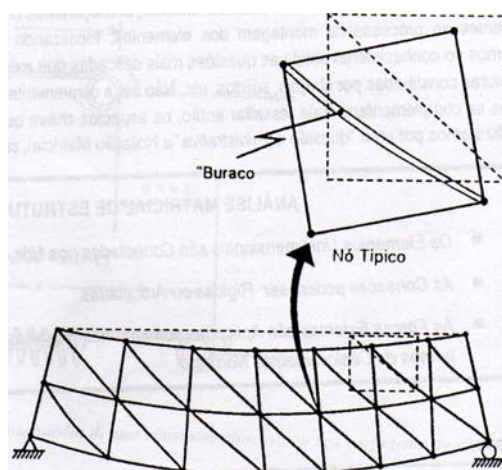


Figura 3.9 – Incompatibilidade de deslocamentos nos contornos elementares em uma estrutura com elementos conectados continuamente. (Retirada de Alves Filho, 2000).

Em aplicações deste tipo, deve-se garantir que o comportamento entre dois elementos vizinhos fosse de tal maneira definido que as configurações de deformação em ambos os contornos fossem compatíveis com um grau de precisão considerado aceitável. Nesta classe de estruturas enquadram-se os componentes de máquinas, eixos, carcaças, lajes entre outras.

3.3 Análise matricial de estruturas

A quantidade de informações armazenadas nos modelos matemáticos requer que a estrutura de dados esteja bem elaborada de modo a administrar adequadamente o tratamento matemático da solução numérica de um problema de engenharia. Como foi exposto anteriormente, as condições de equilíbrio geram inúmeras equações algébricas simultâneas que relacionam os deslocamentos nodais com os carregamentos impostos a eles por intermédio de uma estrutura de dados na forma de matriz. Cabe mencionar que a maioria dos métodos computacionais utilizados na engenharia moderna utilizam matrizes para manipular as informações de interesse.

A complexidade das matrizes é função do tipo de estrutura em análise. Matrizes mais simples, com uma menor quantidade de informações (mais esparsas) são obtidas quando a estrutura analisada é do tipo reticulada. Matrizes mais complicadas ou que armazenam grandes quantidades de informação são obtidas quando se trata de estruturas com elementos conectados continuamente.

3.3.1 Matriz de rigidez de um elemento

A principal característica da análise estrutural de um sistema discretizado é a relação entre as forças e os deslocamentos nodais para cada elemento individual. Esta relação é baseada no conceito de rigidez de um elemento elástico, porém em sentido mais amplo. A diferença entre uma mola e uma viga está na quantidade de parâmetros de rigidez que devem ser considerados. No primeiro caso tem-se apenas a rigidez axial, já no segundo considera-se tanto a rigidez axial quanto à flexão, à torção, ao cisalhamento e seus acoplamentos. Para efeito de ilustração, a fig. 3.10 e a eq. (3.1) mostram uma estrutura reticulada composta de elementos de barra e a relação entre esforços e deslocamentos nodais em notação matricial.

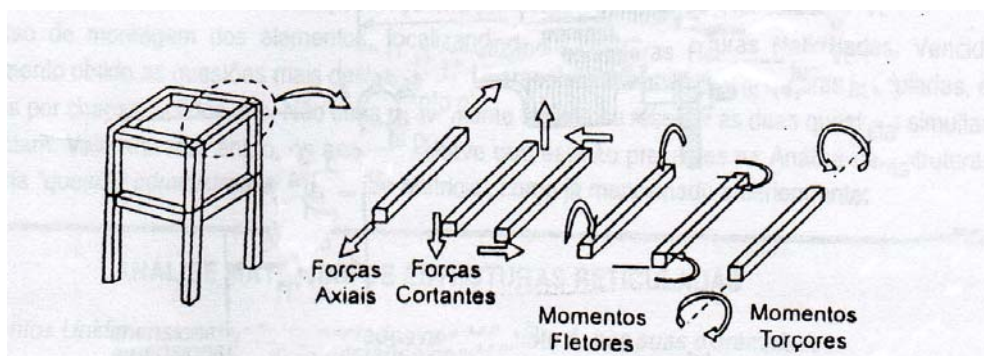


Figura 3.10 – Diagrama de corpo livre de um elemento de barra com os esforços atuantes. (Retirada de Alves Filho, 2000).

$$\{f\} = [k]^e \{u\} \quad (3.1)$$

onde: $\{f\}$ é a matriz coluna que representa as forças nodais atuantes no elemento;

$[k]^e$ é a matriz elementar que contém os coeficientes de rigidez;

$\{u\}$ é a matriz coluna que representa os deslocamentos nodais no elemento.

3.3.2 Matriz de rigidez de uma estrutura

A partir dos deslocamentos nodais é possível obter a configuração deformada de uma estrutura. Assim os conceitos de rigidez equivalente são úteis, pois a rigidez de uma estrutura como um todo depende da composição da rigidez de cada elemento do conjunto. A eq. (3.2) deduz a formulação para se obter a matriz de rigidez de uma estrutura inteira. Baseado nesta idéia, a estrutura em equilíbrio deve satisfazer a três leis fundamentais:

- Equilíbrio de forças, onde considera-se o equilíbrio de cada elemento se a estrutura como um todo também se encontra neste estado;
- Compatibilidade de deslocamentos, já anunciada anteriormente e abordada sob diferentes aspectos dependendo do tipo da estrutura discretizada;
- Lei de comportamento do material, que garante que os esforços ao longo da estrutura que são transmitidos pelos elementos por intermédio de esforços internos, crescem de forma proporcional (linear) às deformações.

$$\{F\} = [K]\{U\} \quad (3.2)$$

onde: $\{F\}$ é a matriz coluna que representa todas as forças nodais;

$[K]$ é a matriz de rigidez da estrutura;

$\{U\}$ é a matriz coluna que representa todos os deslocamentos nodais.

3.4 O Elemento de barra ou treliça

Nos sistemas discretizados é importante verificar como as forças nodais são aplicadas. Em um sistema constituído por molas, as forças são aplicadas apenas em uma direção,

tornando os cálculos mais simples e de natureza algébrica. Em outras aplicações estão presentes forças que agem em vários sentidos, levando o analista a encarar o problema de outra forma. Nestes casos é necessário definir um sistema de referência local (definido no âmbito do elemento) e um sistema global (para a estrutura como um todo).

O elemento de barra é um elemento finito de grande utilidade que está disponível na biblioteca dos softwares comerciais. A figura 3.11 ilustra algumas estruturas treliçadas mostrando seu aspecto plano e espacial.

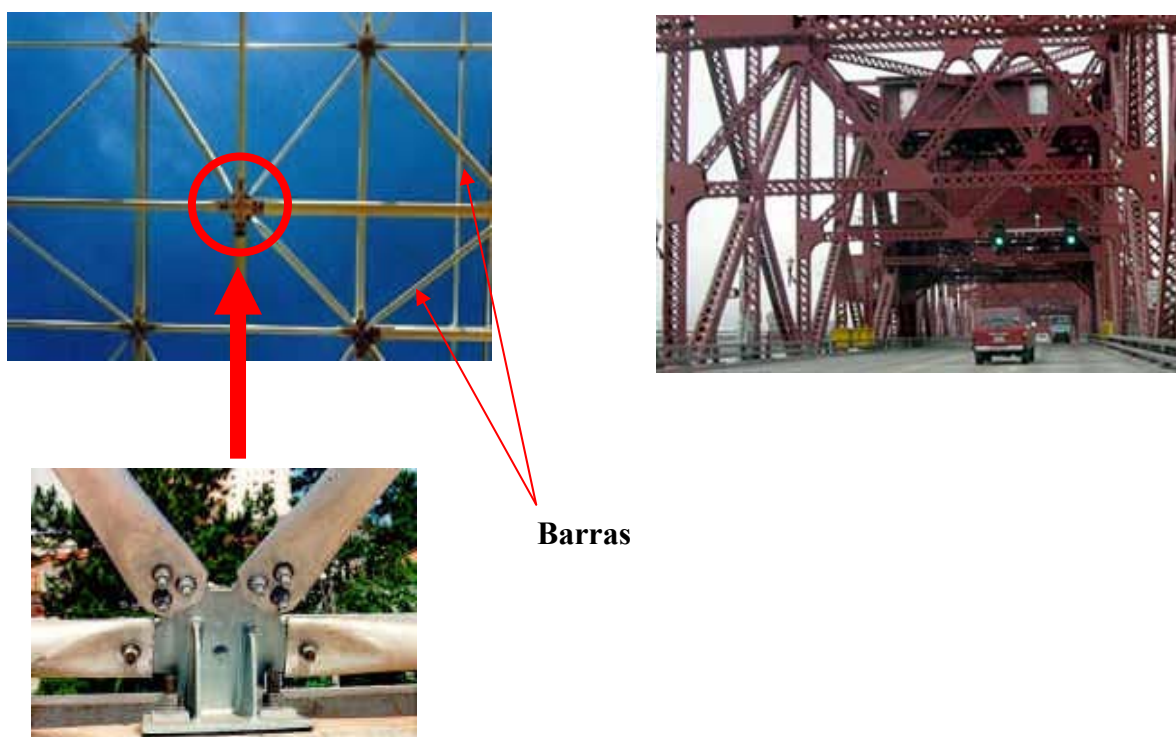


Figura 3.11 – Estruturas treliçadas planas e espaciais com detalhe sobre a fixação das barras nos nós estruturais. (Retirada e adaptada de Technica Web Site, 2006).

Segundo Feodosiev (1980), uma treliça é definida como uma série de elementos estruturais retos (barras), de comprimento muito maior que as dimensões de sua seção transversal, e que conectados uns aos outros em suas extremidades compõem uma estrutura reticulada. O encontro das barras constitui as juntas que são articuladas. Todos os esforços nesse tipo de estrutura são aplicados nas articulações ou nós. Existem aplicações onde carregamentos são impostos entre os nós, porém de acordo com o conceito de **Cargas Nodais Equivalentes**, elas podem ser substituídas por carregamentos impostos apenas nos nós. As treliças planas apresentam uma disposição em que todas as barras e esforços estão em um mesmo plano. No caso de treliças espaciais, a disposição geométrica das barras e forças

assume um aspecto multi-direcional. Decorre destas definições que as barras de uma treliça transmitem somente esforços axiais de tração ou compressão.

A Lei de Hooke para uma mola pode ser aplicada também a uma barra de treliça. Considere uma barra de uma treliça em equilíbrio como mostrado na fig. 3.12.

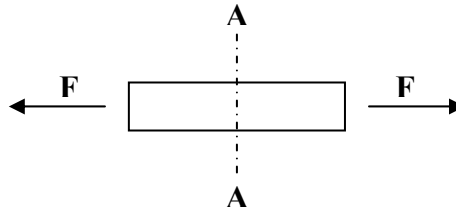


Figura 3.12 – Barra de treliça em equilíbrio.

Através do corte A-A é possível distinguir dois trechos que também estão em equilíbrio. Assim o diagrama de corpo livre para os dois trechos podem ser representados pela fig. 3.13.

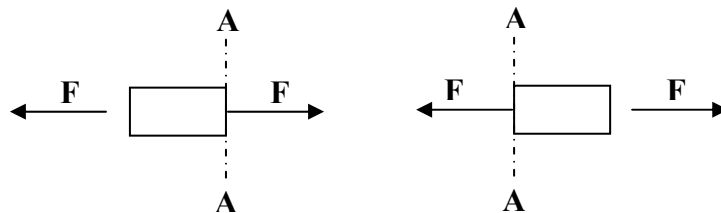


Figura 3.13 – Diagrama de corpo livre de cada trecho da barra dividida.

Da resistência dos materiais, considera-se que a força F está distribuída uniformemente na seção transversal da barra. Surge daí conceito de tensão normal (σ), definida pela razão entre a força axial F e a área de seção transversal (A). A equação (3.3), expressa essa razão.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.3)$$

A Lei de Hooke define uma relação de proporcionalidade entre tensão (σ) e deformação linear média (ϵ). Essa relação somente é satisfeita para materiais que apresentem comportamento linear. Como toda relação deste tipo, aparece um fator de proporcionalidade chamada de módulo de elasticidade do material (E). A deformação linear média é definida pela razão entre a variação de comprimento (ΔL) da barra devido à força F pelo comprimento original (L) como mostra a eq. 3.4 e ilustra a fig. 3.14.

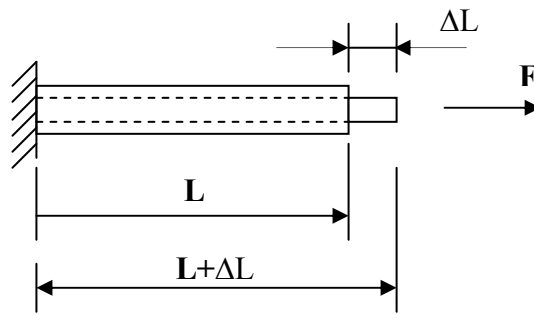


Figura 3.14 – Deformação linear média de uma barra sob ação de uma força axial.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (3.4)$$

A Lei de Hooke pode ser anunciada assim como na eq. 3.5.

$$\sigma = \varepsilon.E \quad (3.5)$$

Combinando as eqs. (3.3) e (3.5) chega-se a eq. (3.6) que relaciona a força F com o deslocamento ΔL . Nesta equação o termo EA/L define a rigidez axial da barra e faz analogia com o termo de rigidez K da mola.

$$F = \frac{EA}{L} \cdot \Delta L \quad (3.6)$$

De acordo com Adams (1999), existe uma classificação para os elementos de barra. Uma categoria é capaz de transmitir momentos e são definidos pela posição das extremidades, material, seção transversal, um vetor de orientação, os momentos de inércia de área e pela rigidez torsional. Sua limitação de uso baseia-se no fato de que na definição da seção transversal essa permanece plana e perpendicular ao eixo do elemento durante todo o processo de análise. A segunda categoria de elemento de barra não é capaz de transmitir momentos, mas somente esforços axiais e podem ser definidos como longas barras com juntas esféricas nas extremidades. A sua definição é feita apenas pelo material e área da seção transversal.

3.4.1 Matriz de rigidez do elemento de barra

O comportamento físico do elemento de barra é melhor descrito quando o mesmo é isolado do resto da estrutura. Isso significa que o esboço do diagrama de corpo livre é bastante

útil para chegar à sua matriz de rigidez. Foi exposto anteriormente, que um elemento de barra pode se comportar como uma mola, cuja constante elástica é AE/L . Assim, sua matriz de rigidez é idêntica à matriz de rigidez de um elemento de mola, desde que os termos K dessa última matriz sejam substituídos pelos termos AE/L . A fig. 3.15 ilustra o isolamento de um elemento de barra em uma estrutura treliçada e a eq. (3.7) define sua matriz de rigidez.

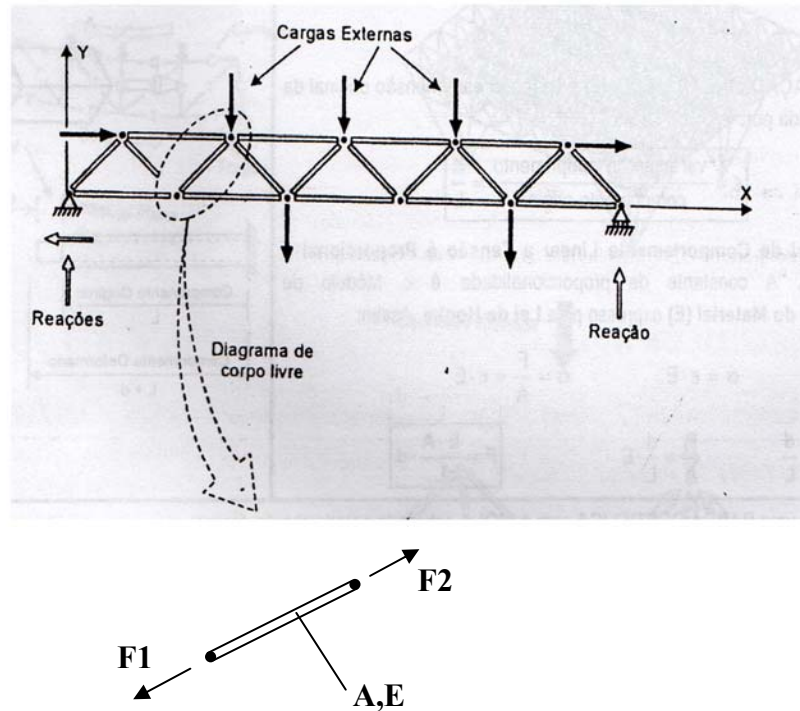


Figura 3.15 – Diagrama de corpo livre de um elemento de barra. (Retirada e adaptada de Alves Filho, 2000).

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{A.E}{L} & -\frac{A.E}{L} \\ -\frac{A.E}{L} & \frac{A.E}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

Independente da orientação da barra na estrutura, a matriz de rigidez elementar relaciona as forças com os deslocamentos nodais que são sempre axiais. A relação definida pela eq. (3.7) é válida para o sistema de referência local, ou seja, no âmbito do elemento.

3.4.2 Relação entre os sistemas de referência local e global – matriz de transformação

Como a matriz de rigidez elementar determinada anteriormente encontra-se definida no sistema de referência local, é necessário que ela seja representada através do sistema global. Somente após representar a matriz de rigidez elementar no sistema global é que a matriz de

rigidez global da estrutura poderá ser montada. Essa transformação é feita por meio de uma série de mudanças de base ou sistemas de referência e pode ser representada por uma matriz de transformação que faz a conversão da condição de equilíbrio do elemento do sistema local para o sistema global. A fig. 3.16 ilustra esta estratégia.



Figura 3.16 – Lógica de transformação do sistema local para o sistema global.

No sistema local a condição de equilíbrio do elemento é dada por dois componentes de força atuando simultaneamente na direção axial e dois componentes de deslocamento, resultando em uma matriz elementar de dimensões 2×2 . No sistema global a matriz passa a ter dimensões 4×4 pelo fato de que cada nó do elemento com deslocamento u no sistema local é decomposto em dois componentes U e V no sistema global. Desta forma, é necessário um artifício matemático para tornar compatíveis as matrizes de rigidez tanto no sistema local quanto no sistema global. Esse artifício não altera as equações de equilíbrio, mas altera a dimensão da matriz de rigidez no sistema local para 4×4 . A fig. 3.17 ilustra esta estratégia e os dois sistemas de referência. Estabelecendo o equilíbrio do elemento no sistema local através de quatro componentes de força, dois na direção x e dois na direção y , mas sabendo que as componentes em y são nulas (pois o elemento só transmite esforços axiais) é possível realizar a transformação entre os dois sistemas.

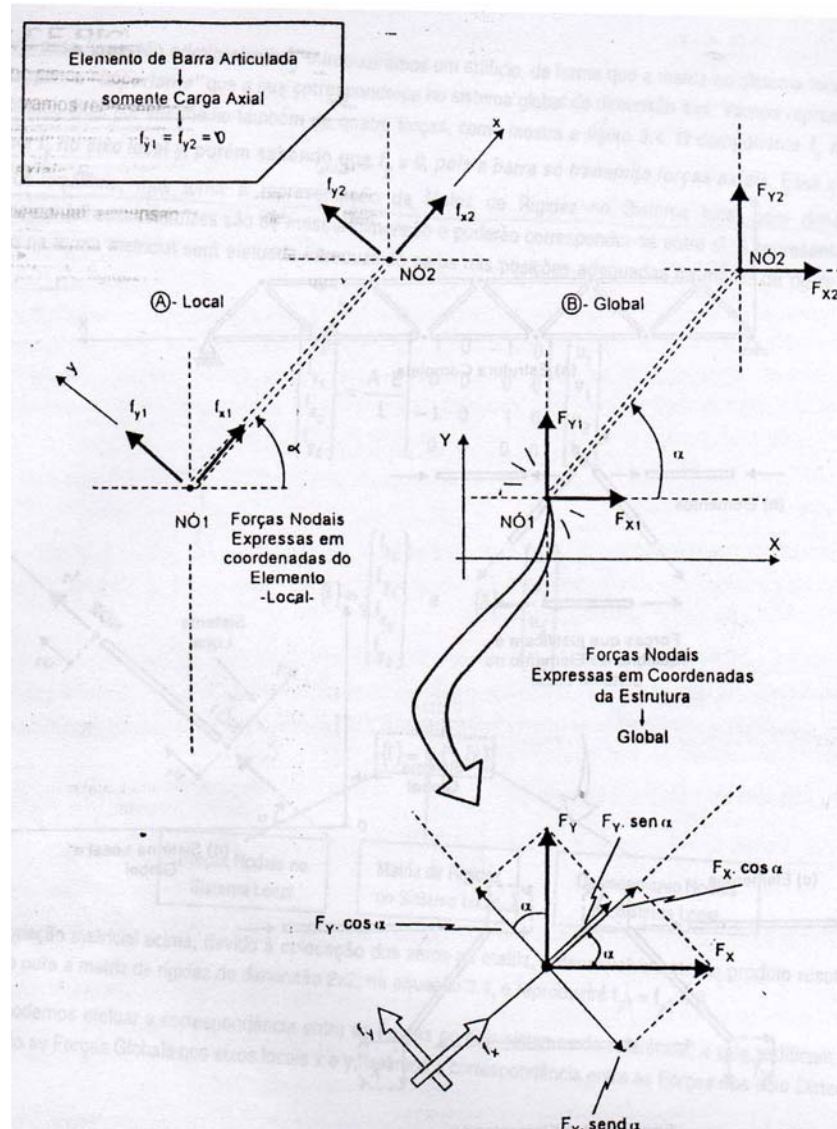


Figura 3.17 – Artificio matemático utilizado para efetuar a transformação entre os sistemas de referência local e global. (Retirada de Alves Filho, 2000).

Ao decompor as forças expressas no sistema global na direção dos eixos locais x e y , resulta em uma correspondência entre os dois sistemas como mostra a eq. (3.8).

$$\begin{Bmatrix} f_{x1} \\ f_{y1} \\ f_{x2} \\ f_{y2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \text{sen} \alpha & 0 & 0 \\ -\text{sen} \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \alpha & \text{sen} \alpha \\ 0 & 0 & -\text{sen} \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{Bmatrix} \quad (3.8)$$

A matriz acima pode ser representada de forma condensada como mostra a eq. (3.9).

$$\{f\} = [T]\{F\} \quad (3.9)$$

onde: $\{f\}$: matriz de forças nodais no elemento (sistema local);

$[T]$: matriz de transformação do sistema global para o local;

$\{F\}$: matriz de forças nodais no elemento (sistema global).

O mesmo raciocínio pode ser aplicado para estabelecer a relação entre os componentes de deslocamentos nos dois sistemas. A eq. (3.10) e a fig. 3.18 ilustram esta situação.

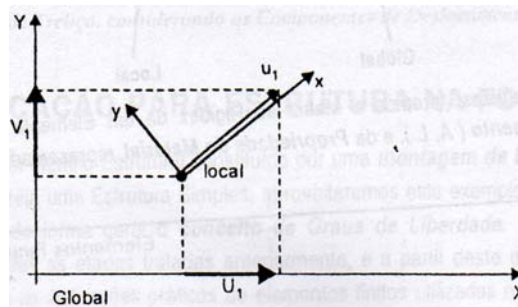


Figura 3.18 – Componentes de deslocamento U_1 e V_1 no sistema de referência global. (Retirada de Alves Filho, 2000).

$$\{u\} = [T]\{\Delta\} \quad (3.10)$$

onde: $\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} U_1 \\ V_1 \\ U_2 \\ V_2 \end{Bmatrix}$: componentes do deslocamento nodal (sistema global).

A partir da eq. (3.1) para o sistema local e considerando as eqs. (3.9) e (3.10) é possível chegar à equação matricial elementar que relaciona as forças com os deslocamentos nodais escrita no sistema global. Considerando que a inversa da matriz de transformação é igual a sua transposta, a eq. (3.11) é definida.

$$\{F\} = [T]^{-1} [k]^e [T]\{\Delta\} \quad (3.11)$$

onde: $[T]^{-1} [k]^e [T]$: matriz de rigidez de um elemento de barra no sistema global ($[K]^e$).

3.5 Metodologia de trabalho dos softwares de elementos finitos

Os softwares comerciais que operam segundo a técnica dos elementos finitos seguem algumas etapas lógicas como mostra a fig. 3.19. Estas etapas admitem que haja um claro entendimento do problema físico por parte de quem vai fazer a análise, caso contrário os resultados obtidos podem ser catastróficos se a entrada de dados for mal conduzida.

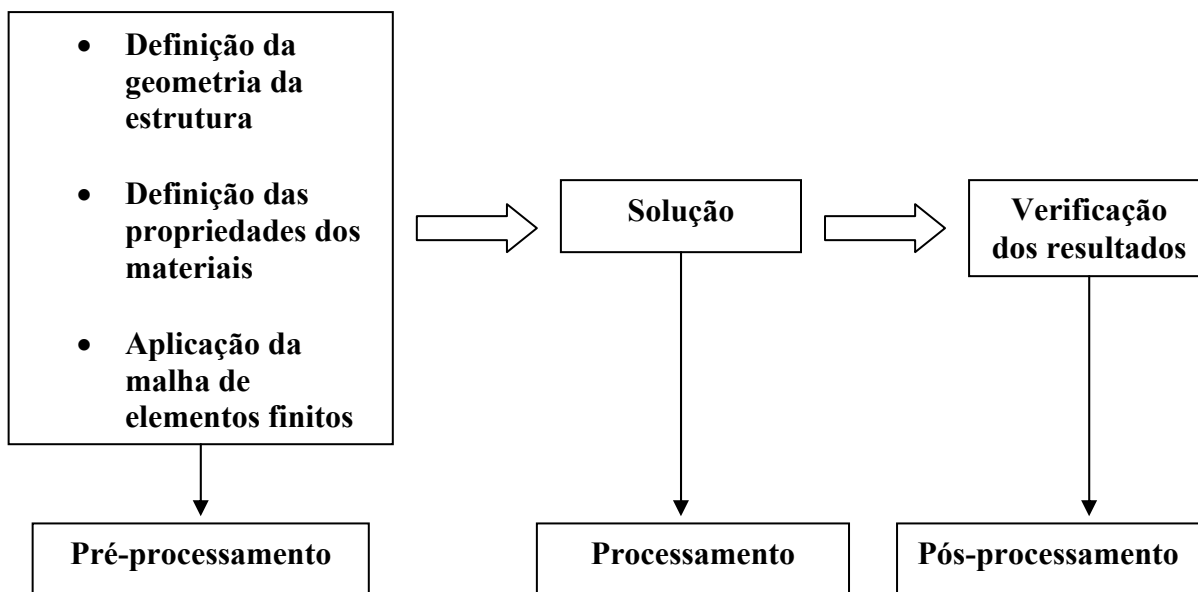


Figura 3.19 – Sequência lógica da solução de um problema usando softwares de elementos finitos.

Atualmente os programas de análise vêm acompanhados de ferramentas gráficas que facilitam o trabalho de geração do modelo e análise de resultados. Estes recursos reduziram significativamente o trabalho braçal do engenheiro, mas não a necessidade de sua qualidade técnica (Alves Filho, 2000). Esta competência necessária depende do seu embasamento teórico e técnico a respeito do método de elementos finitos e da classe do problema analisado.

3.5.1 Pré-processamento

O primeiro passo em uma análise estrutural é a definição da forma geométrica do sistema ou estrutura que se queira analisar. A geração do desenho pode ser feita através do ambiente de trabalho do software de elementos finitos ou pode ser importado dos programas de CAD. A geometria deve ser definida de forma simplificada, desde que isso não comprometa o processo posterior de geração da malha. Deve-se evitar quinas vivas, arredondamentos e pequenos detalhes como furos e protusões que podem tornar a geometria

“suja”. Os aspectos de simetria são de fundamental importância, pois a geração da geometria se torna mais rápida e precisa.

As propriedades do elemento devem estar bem definidas de modo a representar o comportamento da estrutura. O passo que se segue após a definição da geometria é adequá-la ao tipo de elemento escolhido para a sua representação. As propriedades introduzidas como dados de entrada dependem do tipo de aplicação do elemento. A figura 3.20 mostra uma idéia geral para a escolha de um elemento apropriado.

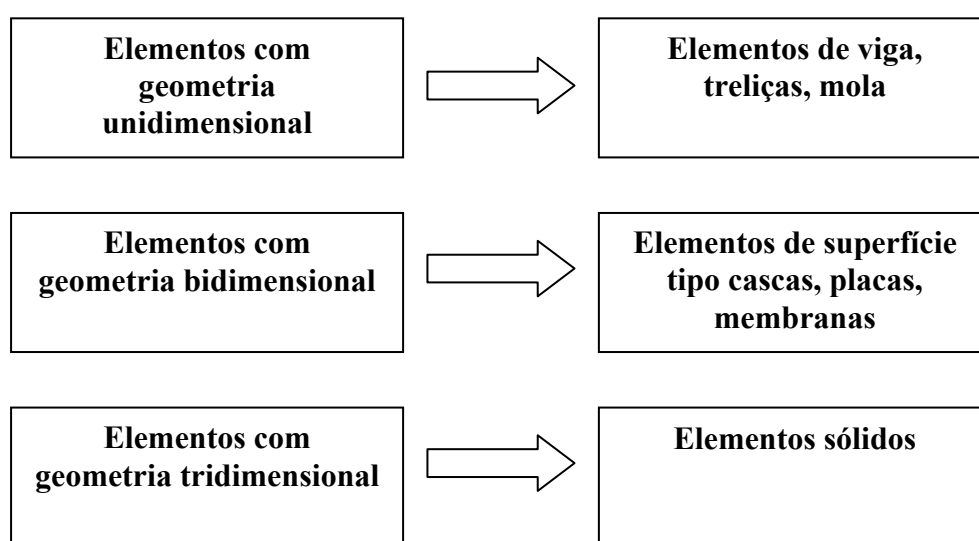


Figura 3.20 – Idéia geral para adequação da geometria com o tipo de elemento finito.

A definição do tipo de material é feita por meio de suas constantes reais como módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, densidade, entre outras. Dependendo da análise, alguns tipos de elemento requerem propriedades adicionais como coeficiente de dilatação térmica e condutividade elétrica. A maioria das análises usando o FEM assume que o material é isotrópico e homogêneo (Adams, 1999). A hipótese de material homogêneo significa dizer que todas as suas propriedades são constantes ao longo de sua estrutura. Em elementos de barra, as propriedades geométricas devem ser inseridas como área da seção transversal, momento de inércia de área, constante torsional entre outras. Para facilitar esta tarefa, os softwares comerciais contam com grandes bibliotecas de perfis e seções transversais.

Em seguida cabe ao engenheiro utilizar os recursos de malhagem do software de elementos finitos. O processo de malhagem é nem sempre é trabalhoso, desde que sejam respeitadas todas as considerações referentes à confecção de uma representação geométrica de qualidade. Antigamente, os engenheiros desenhavam a estrutura no papel, introduziam manualmente a numeração dos nós e dos elementos, aplicavam forças nos pontos de

vinculação e a partir disso geravam os cartões de informação que constituíam a entrada de dados no programa. Com o advento das interfaces gráficas este processo tornou-se mais rápido, porém ainda é causa de muitos erros nas análises usando FEM.

O último passo no estágio de pré-processamento consiste na determinação das condições de contorno e introdução do carregamento e deslocamentos impostos ao modelo. Essas condições representam as ações que determinados fenômenos exercem na estrutura. A representação do carregamento é feita pela definição de forças, pressões, turbulências, momento, temperatura, entre outras. Para os deslocamentos podem ser definidas restrições de movimentos de translação e rotação e condições de engastamento.

3.5.2 Processamento

Após definida a geometria, o tipo de elemento, o material e suas propriedades, tipo de malha, condições de contorno e carregamento, segue-se o estágio de cálculo dos parâmetros de interesse que podem ser os deslocamentos nodais, reações de apoio, tensões e também, perfis de temperatura.

Este é o estágio onde um enorme esforço computacional é exigido. Algumas advertências de erro são frequentes nesta fase, o que geralmente requer a correção de problemas relativos às etapas anteriores. Uma característica positiva do método é que as correções podem ser feitas de forma eficiente por meio das interfaces gráficas.

3.5.3 Pós-processamento

Representa o estágio final da análise onde os resultados obtidos são interpretados. Uma grande variedade de recursos está disponível nos programas de forma a apresentar os resultados com uma quantidade maior de informações.

A configuração deformada da estrutura pode ser obtida através de imagens. Diversos recursos de plotagem estão presentes nas interfaces gráficas, permitindo avaliar e ajustar parâmetros do modelo.

CAPÍTULO IV

TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA

4.1 Considerações gerais

Ao desenvolver um projeto por meio de ferramentas analíticas, numéricas e/ou experimentais, o engenheiro se depara agora com um outro tipo de desafio: o seu produto final é competitivo? O custo para sua fabricação é viável? O tempo para sua execução é reduzido? E a disponibilidade de recursos atende à demanda? Todos esses questionamentos conduzem a idéias que podem desenvolver a capacidade de produzir parâmetros ótimos para um determinado projeto. Até mesmo no dia-a-dia de nossas tarefas nos deparamos com o conceito de ótimo. A procura por uma qualidade de vida melhor através de recursos materiais, morais e intelectuais disponíveis leva ao desenvolvimento de estratégias e decisões que buscam sempre o atendimento de um objetivo ou vários deles. Estes objetivos, por sua vez, são função de vários parâmetros ou variáveis que constituem um conjunto de possibilidades combinadas entre si dentro de certas restrições ou condições viáveis. Assim, a busca pelo “bom e barato” constitui a tarefa do otimizador, seja ele pessoa ou software.

O desenvolvimento de estratégias de otimização tem alcançado grandes avanços nas últimas quatro décadas, conforme pode ser comprovado pela abundância de publicações (livros e artigos científicos) dedicadas a esta área do conhecimento. Grande parte das publicações abordam aspectos da matemática da otimização. Outras publicações refletem o esforço para a aplicação de técnicas de otimização em problemas estruturais reais.

Na prática, as técnicas de simulação e otimização numérica encontram um amplo campo de aplicação pois grande parte dos problemas estruturais reais não pode ser resolvido usando soluções analíticas. Nestes casos, uma solução numérica aproximada para o problema apresenta-se como alternativa eficiente.

Muitos dos modernos softwares comerciais de simulação trazem incorporados aos seus códigos os algoritmos de otimização, proporcionando ao engenheiro a possibilidade de promover a evolução do projeto dentro de uma ferramenta integrada.

Vanderplaats (1999) enumera algumas vantagens e limitações do uso das técnicas de otimização numérica. As principais vantagens são:

- Redução no tempo total destinado ao desenvolvimento do projeto;
- A otimização possibilita um procedimento lógico e sistematizado de projeto;
- Integração de uma variedade de parâmetros de projeto e restrições que são difíceis de tratar pelo uso de métodos analíticos;
- Pelo menos alguma melhora conceitual do projeto pode ser encontrada pelo emprego da otimização;
- A técnica não é baseada em intuição ou experiência em engenharia;
- Requer uma mínima interação entre o projetista e a ferramenta computacional.

Suas principais limitações são:

- As soluções computacionais representam um elevado esforço computacional à medida que aumenta o número de variáveis de projeto.
- Um grande número de variáveis de projeto pode levar ao mal condicionamento numérico do problema de otimização;
- Pelo fato de não armazenar experiências ou intuições em sua essência, as técnicas de otimização são limitadas à faixa de aplicabilidade dos programas de análise;
- Se o programa de análise não fornecer resultados confiáveis, ou o modelo de simulação não for representativo, a configuração ótima de projeto não terá o desempenho esperado. Os resultados de otimização devem ser sempre checados com muita cautela;
- As técnicas podem apresentar dificuldades para tratar funções descontínuas, sendo que problemas não-lineares podem convergir lentamente ou mesmo não atender aos critérios de convergência;
- Não há certeza de que o algoritmo de otimização obterá o projeto ótimo absoluto (global);

O presente capítulo descreve os conceitos básicos sobre as técnicas de otimização clássica sequencial e os métodos baseados na natureza (heurísticos). Inicialmente é apresentada a maneira como um problema de otimização é formulado pelo uso de simbologias que expressam a função objetivo, as funções de restrições, o conjunto de variáveis de projeto, bem como a definição de espaço de projeto viável. São apresentados algoritmos e

formulações adequadas ao tratamento de funções de uma ou mais variáveis de projeto em problemas com e sem restrições. Os aspectos de robustez, eficiência, custo computacional e precisão dos resultados obtidos através dos métodos de otimização são abordados. São abordados também os conceitos de multi-objetividade e as funções de penalidade bastante utilizadas para a formulação de métodos heurísticos.

4.2 Conceitos básicos

4.2.1 Formulação do problema de otimização

Matematicamente, o problema geral de otimização pode ser formulado pela definição de uma função objetivo $F(X)$ linear ou não-linear a ser minimizada ou maximizada em função de um conjunto de variáveis de projeto X . As variáveis podem ser implícitas ou explícitas em X . As funções objetivo e funções de restrição em X devem ser contínuas e, para determinados métodos, apresentarem derivadas contínuas em X .

A função objetivo pode estar sujeita a restrições de igualdade, desigualdade e restrições laterais, como expressam as eqs. (4.1) a (4.3). A equação (4.4) representa o conjunto de variáveis de projeto.

$$g_j(X) \leq 0 \quad j = 1, m \quad \text{restrições de desigualdade;} \quad (4.1)$$

$$h_k(X) = 0 \quad k = 1, l \quad \text{restrições de igualdade;} \quad (4.2)$$

$$X_i^l < X_i < X_i^u \quad i = 1, n \quad \text{restrições laterais;} \quad (4.3)$$

$$X = \left\{ \begin{array}{c} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ X_n \end{array} \right\} \quad (4.4)$$

4.2.2 Tratamento de problemas sem restrição

Uma condição necessária, porém não suficiente para definir o mínimo de uma função objetivo sem restrições é atingir um ponto onde o coeficiente angular da reta tangente seja nulo como na eq. (4.5).

$$\nabla F(X) = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial X_1} F(X) \\ \frac{\partial}{\partial X_2} F(X) \\ . \\ . \\ . \\ \frac{\partial}{\partial X_n} F(X) \end{Bmatrix} = 0 \quad (4.5)$$

O ponto onde o coeficiente angular da reta tangente é nulo corresponde ao ponto de inflexão da função $F(X)$. Para que esta função possua um mínimo relativo em determinado ponto, é necessário realizar um estudo da concavidade da função e verificar que o valor da sua segunda derivada seja positivo neste local. A figura 4.1 ilustra um ponto de mínimo relativo para uma função de uma variável.

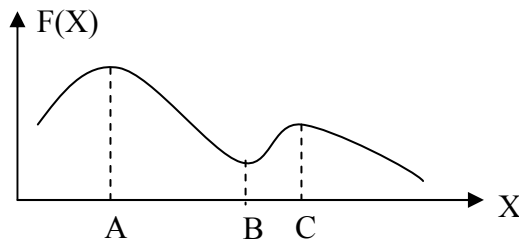


Figura 4.1 – Ponto de mínimo relativo representado pelo ponto B.

Para os casos mais gerais, onde são tratados problemas com mais de uma variável, é necessário que a matriz Hessiana seja positiva definida. Isso significa que todos os autovalores da matriz são positivos. Assim, se o gradiente de uma função é nulo e, ao mesmo tempo, sua matriz Hessiana é positiva definida a função possui um mínimo relativo. A matriz Hessiana pode ser expressa pela eq. (4.6).

$$H = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1^2} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1 \partial X_2} & \dots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1 \partial X_n} \\ \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2 \partial X_1} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2^2} & \dots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2 \partial X_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n \partial X_1} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n \partial X_2} & \dots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n^2} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

sendo H a matriz Hessiana.

4.2.3 Tratamento de problemas com restrição

As condições necessárias para se determinar o valor mínimo de uma função sujeita a restrições podem ser melhor observadas ao considerar a fig. 4.2.

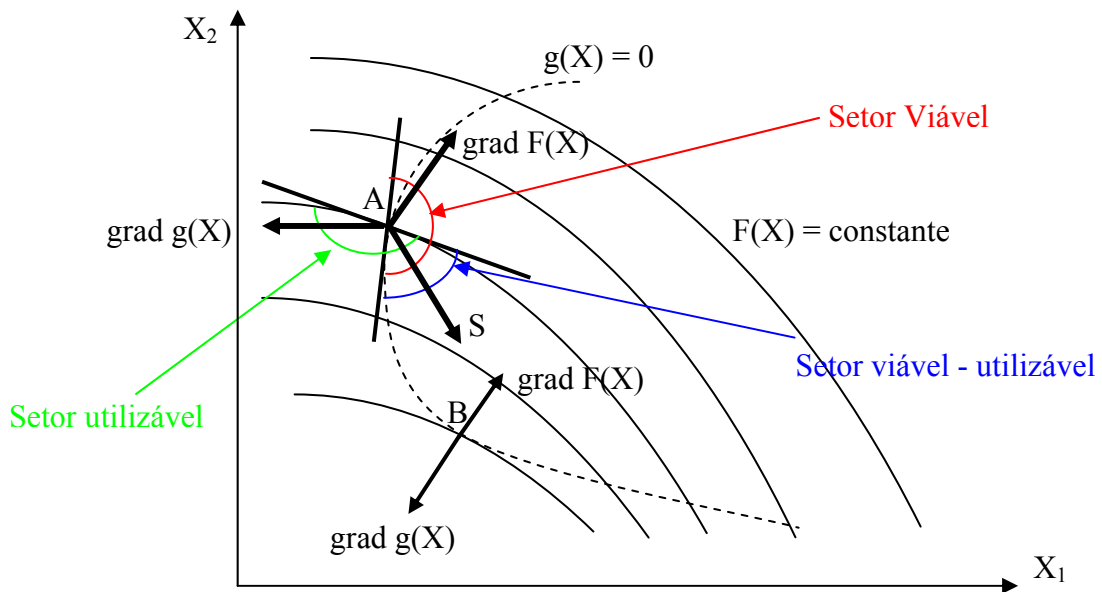


Figura 4.2 – Representação de um problema com restrição indicando o vetor de busca S .

A fig. 4.2 mostra que para minimizar a função $F(X)$ o seu gradiente não necessariamente deve ser nulo. Neste caso a solução do problema passa pela definição de uma direção de busca S que respeite a restrição definida por $g(X)$. Tendo como referencia o ponto A da figura é possível definir uma reta tangente à linha de valor constante da função objetivo $F(X)$ e com isto estabelecer uma região ou setor utilizável, ou seja, uma região que proporciona redução do valor da função objetivo. Porém, ao traçar uma reta tangente à função de restrição $g(X)$ no

ponto A define-se uma região dita viável para a busca do ótimo, ou seja, uma região onde a restrição não é violada. Sendo assim, a partir da interseção dos dois setores (utilizável e viável) é possível delimitar um terceiro, onde o vetor de busca S atua de modo a melhorar o projeto sem violar as restrições, este é o setor viável e utilizável. Matematicamente, a condição para que uma direção de busca seja ao mesmo tempo utilizável e viável é expressa pelas eqs. (4.7) e (4.8).

$$\nabla F(X)^T S \leq 0 \quad (4.7)$$

$$\nabla g_j(X)^T S \leq 0 \quad (4.8)$$

4.2.4 O procedimento iterativo de otimização

O processo de otimização consiste em um procedimento iterativo a partir do qual as variáveis de projeto, a função objetivo e as funções de restrição são avaliadas e atualizadas até que nenhum melhoramento adicional no projeto seja verificado.

O procedimento parte de uma configuração inicial das variáveis de projeto X^0 e a atualização iterativa o projeto é realizada ao longo de uma direção de busca definida de forma a não violar as restrições. Este processo iterativo pode ser representado pela eq. (4.9).

$$X^q = X^{q-1} + \alpha^* S^q \quad (4.9)$$

onde: q : número da iteração;

S : direção de busca;

α^* : quantidade escalar ótima que define a distância percorrida em S .

Após a determinação da direção de busca S o problema que antes era definido por um conjunto de variáveis de projeto passa a ser função de uma única variável que é a distância percorrida α^* . Assim, o problema passa a ser definido matematicamente como uma busca unidimensional.

4.3 Funções de N variáveis sem restrição – definição da direção de busca S

Muitos problemas de engenharia requerem que uma função objetivo seja minimizada sem que haja funções de restrição. O problema fica então dividido em determinar uma direção de busca S dentro da região viável e utilizável e proceder à busca unidimensional pelo ótimo a partir de uma única variável α .

Existem diferentes métodos para a definição da direção de busca. Os métodos de ordem zero baseiam-se em informações referentes à avaliação dos valores da função objetivo pela escolha aleatória de um conjunto de variáveis de projeto. Os métodos de primeira ordem fazem uso de informações extraídas do cálculo do gradiente da função objetivo (que constitui a derivada primeira dessa função). Estes métodos garantem uma limitação na direção de busca e permitem a determinação de uma nova configuração a partir da anterior. A classe de algoritmos que utiliza informações da matriz Hessiana para a definição da direção de busca engloba os métodos de segunda ordem. Estes métodos podem levar a um alto custo computacional devido a dificuldade de determinar a matriz Hessiana de forma analítica. Apesar disto, eles são bastante adequados para problemas com aproximação quadrática. De forma geral, os problemas de minimização sem restrição para n variáveis seguem uma estratégia de abordagem que consiste em três passos:

1. Determinar a direção de busca;
2. Desenvolver a busca unidimensional atual (encontrar α^*);
3. Determinar a convergência do problema.

A descrição completa e equacionamento dos métodos clássicos de definição das direções de busca para procedimentos de otimização sem restrição podem ser encontrados em Vanderplaats (1999).

4.4 Critérios de convergência

Uma etapa de grande importância nos processos de otimização numérica está na determinação de um critério de parada para o procedimento. Em outras palavras, o critério de parada adotado exerce grande influência na eficiência e confiabilidade do processo de busca pelo ótimo. Um critério bastante simples e de grande utilidade para processos lentos ou algoritmos mal programados é o método do número máximo de iterações, que estabelece um número $q_{\max}$ máximo de iterações que se for atingido implica na parada do processo iterativo. Estabelecido desta forma evita-se que a otimização continue indeterminadamente.

Outro critério que pode ser utilizado baseia-se na avaliação do progresso do processo iterativo de otimização. Um critério absoluto consiste em avaliar o valor da função objetivo nas iterações sucessivas de modo a verificar a convergência. A eq. (4.10) expressa essa idéia do critério absoluto.

$$\left| F\left(X^q \right) - F\left(X^{q-1} \right) \right| \leq \varepsilon_A \quad (4.10)$$

A tolerância absoluta especificada ε_A pode ser um valor constante ou uma fração do valor inicial da função objetivo $F(X^0)$.

Um critério relativo também constitui uma opção para garantir a convergência do processo. Baseia-se na avaliação da mudança relativa da função objetivo entre iterações sucessivas. A equação (4.11) ilustra essa idéia.

$$\frac{\left| F\left(X^q \right) - F\left(X^{q-1} \right) \right|}{\max \left[\left| F\left(X^q \right) \right|, 10^{-10} \right]} \leq \varepsilon_R \quad (4.11)$$

Cabe destacar que a equação (4.11) tem seu denominador definido de forma a não permitir divisões por zero. Segundo Vanderplaats (1999), é importante que esses dois critérios mencionados anteriormente sejam obedecidos em pelo menos duas iterações sucessivas. Constitui uma boa prática a reinicialização do processo iterativo por um método de busca mais simples, pois esses testes de convergência têm uma forte dependência dos algoritmos, que podem acumular erros ao longo do processo.

Um critério que leva em conta as condições para a otimalidade de um processo é a observação das Condições de Kuhn – Tucker. Essas condições requerem que o gradiente da função objetivo seja avaliado de modo a verificar se cada componente está bem próximo de zero, indicando que um mínimo sem restrição foi encontrado. A convergência é garantida se cada componente do gradiente da função é menor em magnitude que um valor constante ε_k (Vanderplaats, 1999).

4.5 Função sem restrição de uma variável – busca pelo α^*

Após definir a direção de busca, o próximo passo consiste na determinação do tamanho do passo a ser dado ao longo desta direção. Essa determinação consiste em uma busca unidimensional sendo função apenas do escalar α . Dois métodos clássicos usados para encontrar o mínimo de uma função de uma variável são os métodos da seção áurea e a interpolação polinomial.

O método da seção áurea consiste na redução de um intervalo inicial de busca $[X_l, X_u]$ pela avaliação da função em seus extremos e em outros dois pontos dentro do intervalo especificado. Aplicando o método sucessivamente promove-se a redução seqüencial do intervalo onde o ponto ótimo (mínimo ou máximo da função) da função se encontra até que seja atingido um limite de tolerância estabelecido.

O método da interpolação polinomial consiste em ajustar um polinômio a valores calculados da função objetivo dentro de um intervalo onde se espera que esteja o ótimo. Este método pode ser aplicado com muita eficiência em conjunto com o método da seção áurea. A descrição e equacionamento completo dos métodos da seção áurea e da interpolação polinomial podem ser encontradas em Vanderplaats (1999).

4.6 Funções restritas de N variáveis – Métodos seqüenciais

O tratamento de problemas de otimização numérica com restrições requer o desenvolvimento de estratégias que permitam a obtenção de resultados compatíveis com a solução desejada. O procedimento geral adotado na implementação dos métodos seqüenciais trata da minimização da função objetivo como uma função sem restrição introduzindo uma penalidade ponderada por um escalar para limitar ou impedir a violação das restrições. Em outras palavras, o método consiste na definição de caminhos para transformar o problema de otimização original com restrições em um problema de otimização de uma função pseudo-objetivo sem restrições.

A partir da introdução das funções de penalidade o problema de otimização da função pseudo-objetivo passa a ser reformulado como expressa a eq. (4.12).

$$\Phi(X, r_p) = F(X) + r_p P(X) \quad (4.12)$$

onde: $\Phi(X, r_p)$ é a função pseudo-objetivo;

$P(X)$ é a função de penalidade;

r_p é o escalar associado à magnitude da penalidade em cada iteração p .

De acordo com Vanderplaats (1999), a introdução das penalidades pode causar mal condicionamento numérico ao processo de otimização. A imposição da penalidade nos métodos seqüenciais é geral, porém diferentes abordagens possíveis para o problema podem ser utilizadas. De forma geral pode-se destacar três categorias principais de abordagem para o tratamento das funções de penalidade: Método da Função de Penalidade Exterior, Método da Função de Penalidade Interior e o Método dos Multiplicadores de Lagrange Aumentado. A descrição e equacionamento completo destas estratégias, bem como suas vantagens e desvantagens podem ser encontradas em Vanderplaats (1999) e Edgar et al. (2001).

4.7 Otimização multi-objetivo

Em diversas aplicações de engenharia é necessário resolver um problema onde vários objetivos têm que ser tratados de maneira simultânea. A estratégia adotada envolve a criação de uma função objetivo única para posteriormente fazer tentativas para determinar a solução ótima da maneira usual. Assim essa idéia pode ser representada através da eq. (4.13) em que $F(X)$ é a função a ser minimizada.

$$F(X) = \sum_{k=1}^k w_k F_k(X) \quad (4.13)$$

onde: $F_k(X)$ vetor das funções objetivos independentes;

w_k são os pesos ou coeficientes de ponderação.

Deb (2001) descreve as principais diferenças entre objetivo simples e multi-objetivo:

- A meta para problemas com um único objetivo é obter uma única solução global (máximo ou mínimo). Já um conjunto de soluções ótimas é obtido para problemas com mais de um objetivo a fim de preservar a diversidade do conjunto solução no espaço dos objetivos.
- Um problema multi-objetivo trabalha com dois espaços (variáveis e objetivos) ao invés de um, como no caso de um único objetivo. Manter a diversidade faz com que o problema se torne mais complicado, dado que a proximidade de duas

soluções no espaço de variáveis não implica, necessariamente, em proximidade no espaço dos objetivos.

A otimização multi-critério pode conduzir a grandes dificuldades na escolha de um projeto ótimo, visto que uma variedade de parâmetros está relacionada por meio de uma solução de compromisso que geralmente expressa decisões conflitantes. Para se ter idéia dessa dificuldade, a fig. 4.3 ilustra uma otimização de compromisso para a minimização de dois objetivos.

Na literatura podem ser encontradas metodologias para a solução de problemas multi-objetivo. Essas metodologias baseiam-se no tipo de algoritmo utilizado (randômico ou não-randômico) e no tipo de tratamento (incorporação de funções objetivo, utilização de Pareto ou não utilização de Pareto). Assim, quanto ao tipo de abordagem, os problemas podem ser classificados como Clássicos ou Determinísticos e Randômicos ou Não-determinísticos. Saramago (1999) apresenta as principais características de cada abordagem:

- Otimização determinística: Essa técnica é baseada no cálculo. Algumas dificuldades numéricas e problemas de robustez relacionados com a falta de continuidade das funções a serem otimizadas ou de suas restrições, existência de mínimos locais, etc são freqüentes. Entretanto a sua aplicabilidade é bastante ampla e pode ser desenvolvida por meio de recursos computacionais sofisticados;
- Otimização randômica: é uma técnica de busca que se baseia no processo de seleção natural da evolução, sobrevivência e da genética de populações. Um aspecto importante dessa abordagem é que não utilizam todo o esforço computacional para concentrar em um ponto apenas, mas em uma população deles.

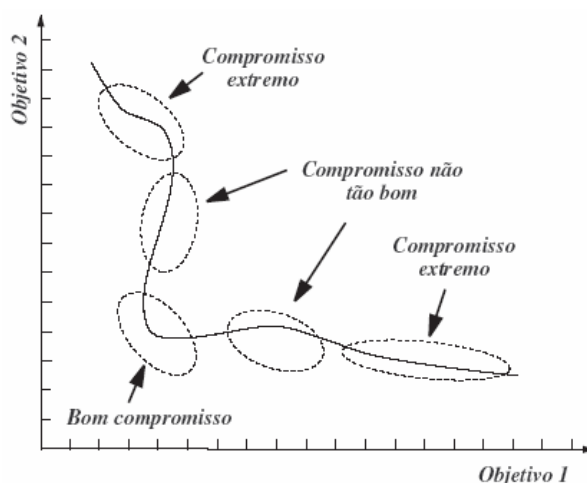


Figura 4.3 – Relação de compromisso representada por um processo de otimização para minimização de dois objetivos. (Retirada de Deb, 2001).

4.7.1 Ótimo de Pareto

O aperfeiçoamento dessa idéia foi apresentado pelo economista e socialista Vilfredo Pareto (Pareto, 1896). Todavia, o ótimo de Pareto quase sempre não nos fornece uma solução única, mas sim um conjunto de soluções denominadas não inferiores ou soluções não-dominadas. O Postulado de Pareto, como é mais conhecido, tem sido base para o desenvolvimento de teoremas importantes na teoria de otimização multi-critérios (Eschenauer et al., 1990; Osyczka, 1984).

O seguinte exemplo ilustrado pela fig. 4.4, ajuda a entender o conceito de dominância, pela aplicação da situação de compra de um carro em que se deseja um custo menor, porém com mais conforto.

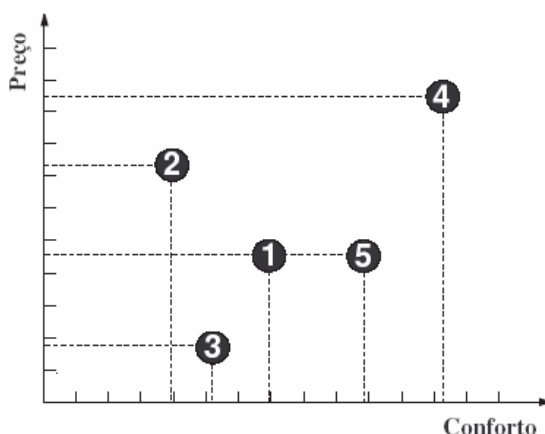


Figura 4.4 – Confronto de objetivos: custo versus conforto. (Retirada de Deb, 2001).

Pode-se perceber claramente no gráfico que há cinco possíveis opções de compra. Em termos quantitativos, nenhuma é melhor que a outra, pois uma é mais confortável, mas menos barata, e vice-versa. Existe então um “compromisso” entre os objetivos. Quanto maior o conforto, maior o preço de compra e vice-versa. Inicialmente, descarta-se a solução 1, já que a solução 5 fornece mais conforto por igual preço. A solução 2 é descartada pela mesma razão. Tem-se então três soluções: 3, 4, 5, que são boas alternativas de compra.

Se não se conhece a priori a importância relativa de cada objetivo, pode-se dizer que as soluções 3, 4, e 5 são igualmente boas. Assim, existe um conjunto de soluções ótimas, sendo este conjunto chamado de conjunto não-dominado. As outras soluções (1 e 2) formam o conjunto dominado. Esses dois tipos de conjunto apresentam as seguintes propriedades:

- Qualquer solução do conjunto não-dominado deve ser não-dominada em relação à outra solução desse mesmo conjunto;

- Qualquer solução não contida no conjunto não-dominado deve ser dominada, no mínimo, por uma solução do conjunto não-dominado.

4.7.1.1 Operador de dominância de Pareto

Grande parte dos algoritmos implementados para um problema multi-objetivo utilizam o conceito de dominância. Assim, um operador de dominância ($\prec$) foi criado de modo a relacionar duas variáveis de projeto em um conjunto de M funções objetivo f_j , sendo $j = 1, \dots, M$. Deb (2001) utiliza esse operador para fazer a seguinte definição:

Definição 1: uma solução x_1 domina uma solução x_2 se as condições seguintes são atendidas:

- A solução x_1 não é pior que a solução x_2 para todas as funções objetivo. Assim, $f_j(x_1) \not\prec f_j(x_2)$. O símbolo $\not\prec$ significa “não é pior”;
- A solução x_1 é exatamente melhor que a solução x_2 pelo menos em um objetivo. Assim, $f_j(x_1) \prec f_j(x_2)$.

Se as condições acima são satisfeitas pode-se concluir que x_2 é dominada por x_1 , isso quer dizer que x_1 não é dominada por x_2 nem é inferior a ela.

4.7.1.2 Otimalidade de Pareto

Dentro de um conjunto finito de soluções é possível fazer comparações entre as soluções de modo a dividi-las em dois conjuntos: não-dominado e dominado.

Definição 2: dados dois conjuntos P^1 e P^2 . O conjunto P^2 é o conjunto não-dominado constituído por soluções que são não-dominadas por qualquer solução de P^1 . Quando P^1 é o espaço factível de busca S o conjunto P^2 é chamado de conjunto ótimo de Pareto. A fig. 4.5 indica vários conjuntos ótimos de Pareto representados pela curva.

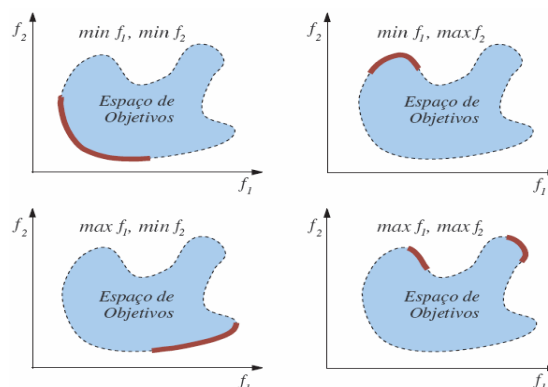


Figura 4.5 – Conjuntos ótimos de Pareto. (Retirada de Deb, 2001).

Definição 3: conjunto ótimo de Pareto Global é o conjunto não-dominado para o espaço de busca factível S como um todo;

Definição 4: o conjunto P é chamado de conjunto ótimo de Pareto local, se cada elemento x_1 de P^1 não for dominado por alguma solução x^2 na sua vizinha, de modo que $\|x_2 - x_1\|_\infty \leq \varepsilon$, sendo ε um número maior que zero e muito pequeno. A figura 4.6 ilustra dois conjuntos ótimos de Pareto locais que são não-dominados.

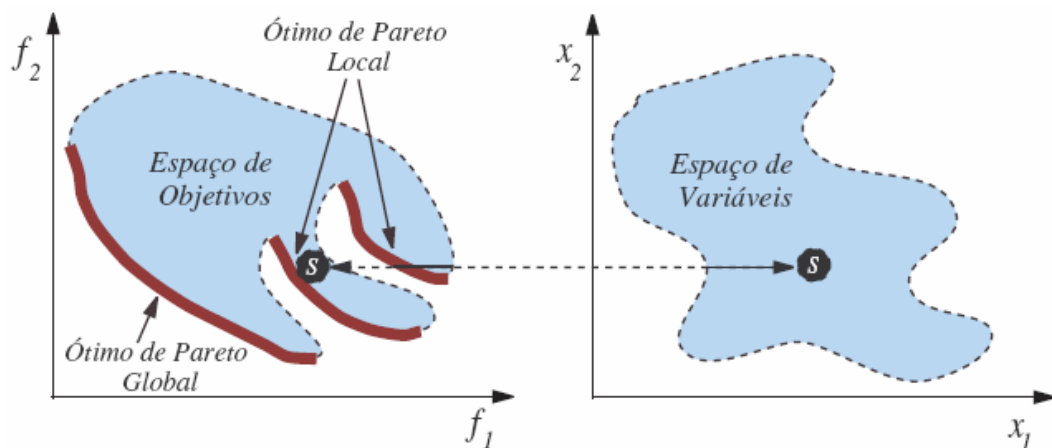


Figura 4.6 – Ótimos de Pareto locais e globais. (Retirada de Deb, 2001).

Definição 5: a Fronteira de Pareto é formada por valores das funções objetivos representados por pontos no espaço de objetivos correspondentes a cada solução no espaço de busca. Define-se então uma classificação para a dominância entre forte e fraca. A dominância forte pode ser definida como:

Definição 6: a solução x_1 domina fortemente a solução x_2 se é estritamente melhor que a solução x_2 para todos os M objetivos.

Uma observação importante deve ser feita em relação às soluções ótimas de Pareto no sentido de que elas servem para definir a ordem de prioridade de atendimento dos objetivos. Debs (2001) apresenta algumas metas em otimização multi-objetivo de modo que se obtenha um critério para garantir a qualidade da solução encontrada:

- Grande proximidade do conjunto de soluções com a Fronteira de Pareto;
- Encontrar um conjunto de soluções com a maior diversidade possível.

4.7.2 Tratamento de problemas multi-objetivos

A utilização de metodologias baseadas em Métodos apresentados anteriormente tem sido uma tendência bastante observada na literatura. Segundo esta metodologia é necessário que o usuário especifique preferências, que podem ser articuladas em termos de metas ou da importância relativa dos diferentes objetivos (Marler; Arora, 2004). Alguns métodos que tratam dessas particularidades são descritos a seguir (Osyczka, 1978, 1984; Marler; Arora, 2004).

4.7.2.1 Método do Critério Global Ponderado

Constitui o método mais comum para o tratamento de problemas multi-objetivo, em que todas as funções objetivo são combinadas a fim de formar uma única função como representado pela eq. (4.14).

$$J(x) = \left(\sum_{k=1}^P w_k \left(F_k(x) - F_k^0(x) \right)^p \right)^{1/p} \quad (4.14)$$

onde: $J(x)$ é a função única criada pela combinação das funções objetivo;

w_k : são pesos que indicam a importância relativa da funções objetivo;

F_k : funções objetivo.

p : número de funções objetivo.

4.7.2.2 Método do Critério Ponderado Exponencial

Athan e Papalambros (1996) propuseram o Método do Critério Ponderado Exponencial como representado na eq. (4.15).

$$J(x) = \sum_{i=1}^k \left(e^{pw_i - 1} \right) e^{pf_i(x)} \quad (4.15)$$

De acordo com os autores, um grande valor para p (quantidade funções objetivo) pode conduzir a uma saturação do processo. Os parâmetros w_i e $f_i(x)$ são respectivamente, os pesos que indicam a importância relativa de cada função objetivo e a i -ésima função objetivo.

4.7.3 Tratamento de restrições de igualdade e desigualdade

A fim de tratar problemas com restrições de igualdade e desigualdade associados a otimização multi-objetivo, Coelho (2004) cita o Método de Penalização, que é a abordagem mais popular encontrada na literatura. Segundo esta técnica, uma nova função objetivo é criada pela adição de um termo que penaliza qualquer violação das restrições de igualdade e/ou desigualdade (Vanderplaats, 1999). Os principais métodos dessa abordagem são descritos a seguir:

Penalidade Estática: um fator de penalidade é mantido constante ao longo de todo o processo de otimização. Um valor muito grande para esse fator pode conduzir a uma convergência prematura próxima de regiões viáveis, enquanto que, para valores muito pequenos, a convergência pode ser demasiadamente lenta (Vanderplaats, 1999; Edgar et al. 2001). A equação (4.16) expressa a função de penalidade.

$$Pen(x) = r \sum_{j=1}^L f_j^{\beta}(x) \quad (4.16)$$

onde: $Pen(x)$ é a função de penalidade;

r : fator de penalidade;

β : constante.

f_j : funções-objetivo.

Penalidade Dinâmica: o uso de fatores que são dinamicamente atualizados em cada iteração são propostos por Vanderplaats (1999) e Edgar et al. (2001), devido à dificuldade em arbitrar valores para os fatores de penalidade estática. Segundo os autores, deve-se iniciar o processo com valores pequenos para os fatores dinâmicos para explorarem de forma ampla o espaço de busca, e à medida que o processo avança, faz-se um incremento progressivo desses fatores. A equação 4.17 expressa a função de penalidade dinâmica.

$$Pen(x) = (Ct)^{\alpha} \sum_{j=1}^L f_j^{\beta}(x) \quad (4.17)$$

onde: C , α e β são constantes;

t é número da iteração.

4.8 Otimização pelos métodos heurísticos

A grande maioria dos algoritmos que utilizam métodos clássicos de otimização sequencial enfrentam como problema na busca pela solução a presença de mínimos locais. Essa dificuldade de obtenção do ótimo global é geralmente suprimida pela implementação de rotinas ou algoritmos que utilizam métodos baseados na natureza, ou os chamados métodos heurísticos. Na verdade esses métodos tentam de maneira eficiente “desviar” desses mínimos locais indesejáveis, porém um grande esforço computacional é requerido, pois são feitas várias avaliações da função objetivo (não do gradiente) constituindo assim, métodos de ordem zero. Portanto, as mesmas definições dadas a esses métodos em itens anteriores são válidas também para os métodos heurísticos. Da mesma maneira para os métodos clássicos, a grande vantagem em se utilizar os métodos heurísticos está na possibilidade de uma implementação paralela a outros softwares de grande robustez tais como o MATLAB®, isso possibilita a confecção de pacotes computacionais ao integrar as várias metodologias de abordagem.

Como a própria nomenclatura do método indica, a abordagem utilizada baseia-se em observações das características biológicas de certos indivíduos da natureza. A teoria de Darwin, bastante difundida nos ambientes escolares de nível médio, também é utilizada como fonte de inspiração no dia-a-dia de um engenheiro ou programador que trabalha com métodos heurísticos. Os algoritmos genéticos aplicam os conceitos da seleção natural de Darwin na obtenção de informações mais relevantes e interessantes que conduzem a um resultado ótimo. Outro método baseado em observações é o da colônia de formigas. Nessa abordagem são analisados os comportamentos de cada indivíduo (formiga) em uma determinada trajetória, dando uma idéia da qualidade do caminho de busca adotado na procura pelo ótimo. Um terceiro método bastante similar ao anterior analisa o comportamento de uma determinada espécie de pássaros na busca por alimentos. Métodos híbridos também conduzem a expressivos resultados ótimos, pois reúnem as principais características dos algoritmos genéticos, da colônia de formigas ou do enxame de partículas em um único algoritmo. Essa técnica de otimização não segue um esquema rígido, no qual várias estratégias são usadas sequencialmente em um esquema de cascata (Assis, Steffen, 2003).

Uma vez que os métodos heurísticos são baseados no conceito do ciclo de vida utilizado na Biologia, definindo os vários estágios da vida de um indivíduo, a determinação quantitativa da população de indivíduos é fator de extrema importância para a convergência do resultado ótimo desejado. Uma grande quantidade de indivíduos reflete em uma grande possibilidade de sucesso, porém o tempo e o custo computacional tornam-se dispendiosos. O número de

iterações também reflete na qualidade do resultado, visto que uma probabilidade maior de resultados combinados é possível nesse sentido.

4.8.1 Método da Colônia de Formigas (MCF)

Como parte integrante de um conjunto de métodos que não utilizam informações do gradiente da função objetivo, constitui-se em uma técnica probabilística para a resolução de problemas computacionais. Sua formulação e aplicabilidade estão bem estabelecidas para problemas envolvendo variáveis discretas e otimização combinatória, essa última através de uma abordagem multi-agente. Dorigo et al., (1991) consideram que o Sistema de Formigas inspirado no funcionamento de uma colônia de indivíduos é o algoritmo base para muitas outras abordagens. O fato de servirem como base para outros métodos é devido a algumas características adicionais desejáveis:

- Versatilidade, isso quer dizer que podem ser aplicados a versões similares de um mesmo problema;
- Robustecimento, ou seja, podem ser aplicados com um mínimo de mudanças a outros problemas de otimização combinatória;
- Constitui uma abordagem baseada em populações, que permite explorar vários caminhos de busca.

Esse e outros algoritmos foram aplicados para uma variedade de problemas de otimização discreta tais como o Problema de Designação Quadrática, Ordem Sequencial, Trajetória de Veículos, dentre outros. Porém, existem algumas adaptações desses algoritmos para problemas contínuos, visto que esses problemas estão sempre se deparando uns com os outros. O algoritmo OCCF (Otimização Contínua por Colônia de Formigas) foi o pioneiro na otimização de funções contínuas que utiliza uma estrutura baseada em colônias a fim de melhorar as buscas que conduzem a mínimos locais, enquanto que uma busca global é assegurada por um algoritmo genético (Wodrich; Bilchev, 1997).

A inspiração do método está voltada para a observação do comportamento real de formigas e suas estratégias de comunicação indiretas por meio da criação de um caminho ou rastro de feromônio. O caminho mais requisitado, ou seja, mais freqüentado pelas formigas constitui o caminho mais interessante e mais atrativo. Nesse sentido, seria mais interessante adotar caminhos mais curtos, de modo a se chegar mais rapidamente ao local de interesse, por exemplo, o alimento, bem como retornar à colônia inicial de formigas. A escolha desse

caminho elimina bastante a possibilidade do feromônio ser evaporado de forma mais rápida. Isso quer dizer também que quanto maior a quantidade de feromônios presentes no caminho, maior a quantidade de candidatos para se chegar ao ótimo. Essa idéia do comportamento real das formigas pode ser ilustrada pela fig. 4.7. Nela um sentimento de recrutamento é criado e estimulado pelos resultados das atividades individuais de cada agente e todo esse processo é mantido graças à essência do feromônio.

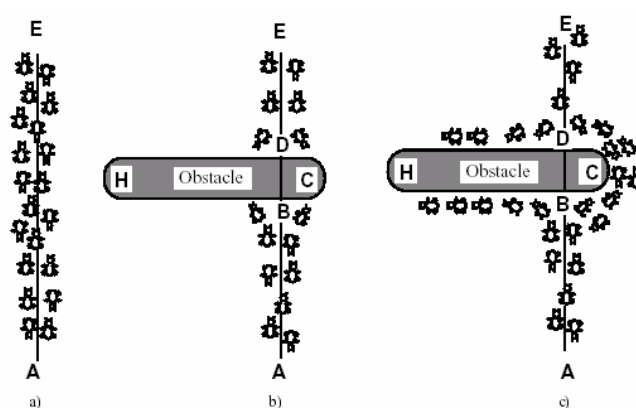


Figura 4.7 – Comportamento real das formigas. **a.** seguimento de trajetória entre A e E. **b.** probabilidade igual de escolha entre dois caminhos devido a um obstáculo. **c.** uma quantidade maior de feromônio (maior quantidade de indivíduos) é deixada na trajetória mais curta. (Retirada de Dorigo et al., 1996).

Vale lembrar que para o desenvolvimento de algoritmos baseados em um Sistema de Formigas, um comportamento artificial das mesmas deve ser levado em conta, mesmo porque o interesse não está voltado para a simulação do comportamento de uma colônia de formigas, mas pelo uso das colônias artificiais como pacotes de ferramentas para a otimização de sistemas. Assim, as diferenças entre os sistemas artificiais implementados daqueles reais são:

- Formigas artificiais terão alguma memória;
- Os indivíduos (formigas) não estarão completamente cegos;
- Viverão em um ambiente onde o tempo seja discreto.

O primeiro passo consiste em se determinar um modelo de estratégia de comunicação por meio do feromônio. Uma maneira eficiente de realizar essa tarefa é utilizar o método da distribuição normal de probabilidade para modelos contínuos (Pourtakdoust; Nobahari, 2004).

Matematicamente é possível traduzir a idéia do algoritmo do método da colônia de formigas. Para isso, considere a eq. (4.18) que representa a probabilidade de uma formiga genérica k ($k = 1, \dots, m$) em meio a um população de m formigas atribuir a facilidade j para localização i .

$$p_{ij}^k = \frac{|\tau_{ij}(t)|^\alpha |\eta_{ij}(t)|^\beta}{\sum_{k \in k_{\text{permitidos}}} (\tau_{ik}(t))^\alpha (\eta_{ik}(t))^\beta} \quad (4.18)$$

onde: α é a ponderação do feromônio ($0 \leq \alpha \leq 1$);

β é a ponderação da informação heurística ($0 \leq \beta \leq 1$);

$\eta_{ij} = 1/d_{ij}$ é a visibilidade entre as variáveis i e j ;

d_{ij} é a distância Euclidiana entre i e j ;

τ_{ij} é a intensidade da trilha do caminho (i,j) no tempo t .

Vale ressaltar que para um tempo $t = 0$, a intensidade da trilha é gerada aleatoriamente com distribuição uniforme. A trilha definida por (i,j) , onde a formiga deposita o feromônio pode ser representada pela eq. (4.19).

$$\Delta\tau_{ij}^k = \begin{cases} \frac{Q}{L_k} & \text{se a formiga } k \text{ usa a trilha } (i,j) \text{ no trajeto} \\ 0 & \text{nos outros casos} \end{cases} \quad (4.19)$$

onde: Q é uma constante de projeto;

L_k é o comprimento da k -ésima formiga.

O resultado da expressão acima avaliado por completo no trajeto da formiga no tempo $(t_o, t_o + \Delta t)$ consiste em um ciclo de n iterações sendo utilizado para atualizar a quantidade e substância depositada previamente na trilha, de acordo com a eq. (4.20).

$$\tau_{ij}^k(t+n) = \rho \tau_{ij}^k(t) + \Delta\tau_{ij}^k \quad (4.20)$$

onde: ρ é o coeficiente que representa a persistência da trilha durante o ciclo entre o tempo $(t, t + \Delta t)$. O valor correspondente a $(1 - \rho)$ indica uma evaporação da trilha entre o tempo $(t, t + \Delta t)$. A equação (4.20) pode ser reescrita como na eq. (4.21).

$$\Delta\tau_{ij}^k = \sum_{k=1}^m \tau_{ij}^k \quad (4.21)$$

O algoritmo desse método pode ser representado pela fig. 4.8.

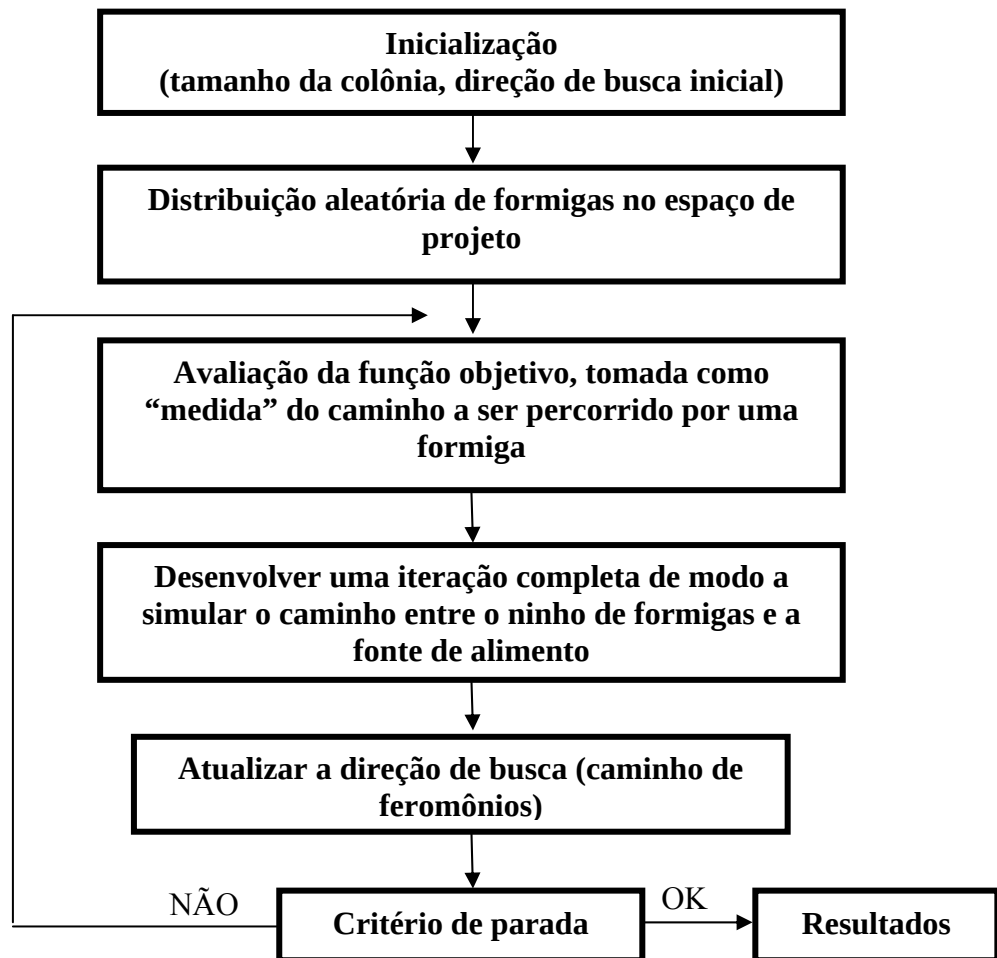


Figura 4.8 - Algoritmo do método da colônia de formigas.

Assim como em todo o processo iterativo de otimização, um critério de parada é atribuído ao método MCF. Assim, a tab. (4.1) reúne um grupo de informações que definem o critério de parada.

Tabela 4.1 – Informações necessárias para a definição do critério de parada.

CRITÉRIO	DESCRIÇÃO
Iterações	Número fixo de iterações atingidas
Tempo limite	Tempo gasto para a tarefa de otimização
Parada pelo limite de iterações	Abortagem da simulação, pela inexistência de melhoramentos após o número limite de iterações
Parada pelo limite de tempo	Abortagem da simulação, pela inexistência de melhoramentos após o limite de tempo especificado

4.8.2 Algoritmos genéticos (AG)

Os algoritmos genéticos constituem um processo de otimização tendo como base a teoria darwiniana da sobrevivência e evolução das espécies. Pelo uso dos princípios que regem essa teoria, como reprodução e sobrevivência dos indivíduos mais aptos através de operações genéticas como recombinação e mutação, os AG transformam uma população ou grupo de indivíduos cada um com certo grau de adaptabilidade em uma nova geração de indivíduos. O papel fundamental de um AG é procurar por uma melhor “seleção” para o problema analisado, através da criação genética de populações de indivíduos cada vez mais habilitados à extremização da função objetivo de interesse (Castro, 2001).

As primeiras idéias do surgimento dos AG's partiram de uma abstração de John Holland em seu livro “Adaptation in Natural and Artificial Systems” (Holland, 1975). As suas idéias permitem a compreensão do processo de adaptação dos sistemas naturais, em que a sobrevivência é promovida pela eliminação de comportamentos inúteis ou prejudiciais, mantendo e perpetuando os comportamentos mais habilitados. O raciocínio expresso nessa idéia permitiu também a compreensão de que sistemas naturais por meio de mecanismos biológicos sejam expressos matematicamente e simulados computacionalmente.

(Silva, 2001; Coelho, 2003) apresenta e traduz uma estrutura básica de etapas do mecanismo de evolução do AG ao longo de uma geração como esquematiza a fig. 4.9.

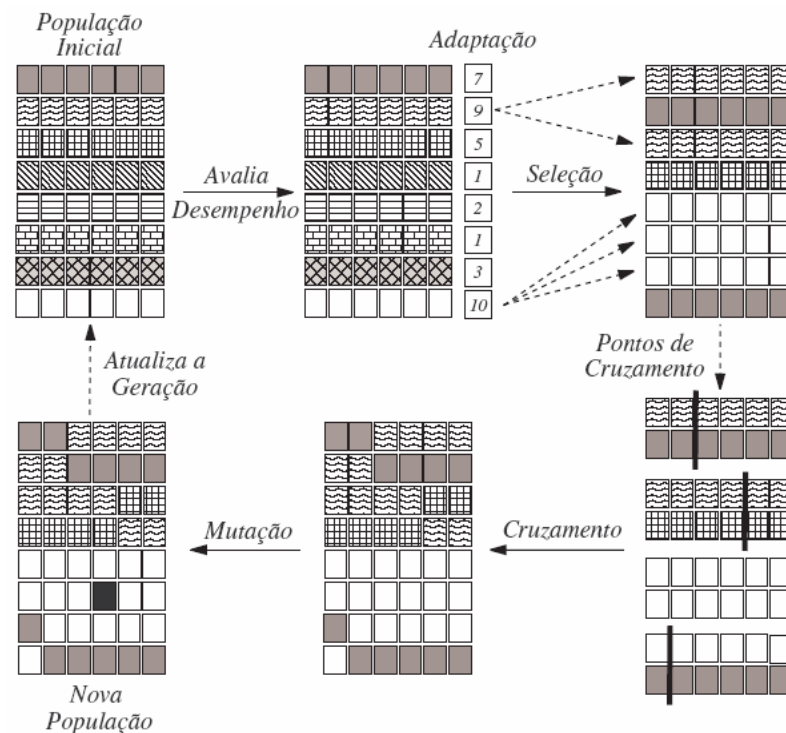


Figura 4.9 – Estrutura geral de um AG. (Retirada de Deb, 2001).

1. Criação de uma população inicial com N indivíduos, que podem ser candidatos à solução do problema. Cada solução é composta por vetores x_i através de uma representação canônica ou real;
2. Desenvolvimento do cálculo da função de adaptação para cada candidato à solução, a fim de classificá-las;
3. Por meio de técnicas de seleção, escolher os indivíduos mais habilitados;
4. Aplicação de operador genético de cruzamento ou recombinação;
5. Aplicação do operador genético de mutação;
6. Geração de uma nova população;
7. As etapas 2 a 6 devem ser repetidas até que um critério de parada ou de convergência seja atingido.

4.8.2.1 Operadores genéticos

Pela aplicação dos operadores genéticos, a população inicial de soluções candidatas é gerada de forma aleatória e a partir daí sofrem uma evolução para uma determinada solução. A seguir são apresentadas as principais características de cada operador genético e sua importância para o processo.

a) Reprodução: tem como principal objetivo copiar as melhores soluções, e ao mesmo tempo, eliminando as de menor aptidão. Essa cópia é função dos valores da função objetivo a ser otimizada, atribuindo assim uma probabilidade desses caracteres em contribuir para a geração seguinte. Assim, a função objetivo é o “árbitro”, cujo personagem é quem decide sobre a vida ou a morte dos indivíduos. Este operador é a versão artificial da seleção das espécies do Darwinismo, que estabelece que os seres mais aptos têm maiores chances de sobreviver, ou seja, os mais fortes e menos vulneráveis aos predadores e doenças (Ticona, 2003).

b) Cruzamento: esse operador pode ocorrer em duas etapas. A primeira delas consiste no acasalamento de dois indivíduos produzidos pela reprodução e escolhidos aleatoriamente no conjunto de soluções. A segunda etapa consiste na determinação do local (posição na cadeia) para o cruzamento, também escolhido ao acaso. Esse tipo de acasalamento é denominado cruzamento em um ponto e pode ser ilustrado através da fig. 4.10.

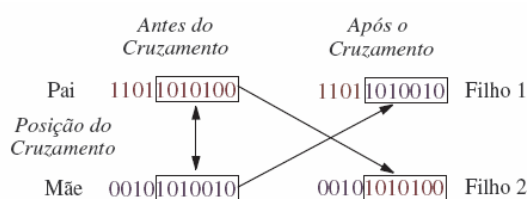


Figura 4.10 – Acasalamento do tipo cruzamento em um ponto. (Retirada de Deb, 2001).

c. Mutação: esse operador é importante e necessário para se incorporar e manter a diversidade genética da população modificando aleatoriamente de forma ocasional (de baixa probabilidade) um ou mais componentes de uma estrutura escolhida. O papel da mutação é um tanto indefinido na Genética e exerce uma importância secundária na efetivação dos algoritmos genéticos. É necessária pelo fato de proteger o algoritmo contra perdas irreparáveis de informações genéticas ocasionadas na reprodução e no cruzamento. Esse operador também assegura que a probabilidade de se chegar a qualquer ponto do espaço de busca nunca seja zero, com o objetivo de contornar o problema de ótimos locais (Castro, 2001). A operação de mutação pode ser ilustrada na fig. 4.11.

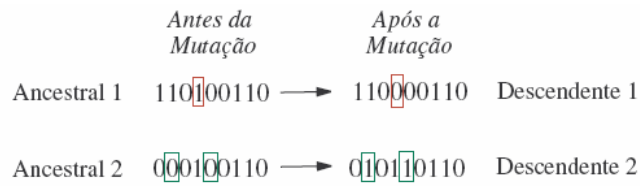


Figura 4.11 - Opera  o de muta  o. (Retirada de Deb, 2001).

4.8.2.2 Codifica  o dos AG

De acordo com Castro (2001), a codifica  o das variáveis de projeto a serem otimizadas por meio de uma representa  o binária (0 ou 1) tem um grande efeito no desempenho de busca, optando pela simplicidade de representa  o sem perder informações importantes. Essa codifica  o    ideal para tratamento de problemas com variáveis discretas, visto que os autores fazem também uma codifica  o para variáveis contínuas (Haupt; Haupt, 1998). Essa codifica  o pode ser feita como na eq. (4.22).

$$x_i = x_{i,min} + \frac{B_i}{2^{ni}} (x_{i,max} - x_{i,min}) \quad (4.22)$$

onde: B_i    a relação entre o valor real da variável x_i e sua representa  o binária;

n    o número de caracteres;

$x_{i,min}$ e $x_{i,max}$ são os limites inferior e superior para a variável i .

4.8.2.3 Descrição do algoritmo

O esquema do algoritmo básico do AG pode ser ilustrado através da fig. 4.12.

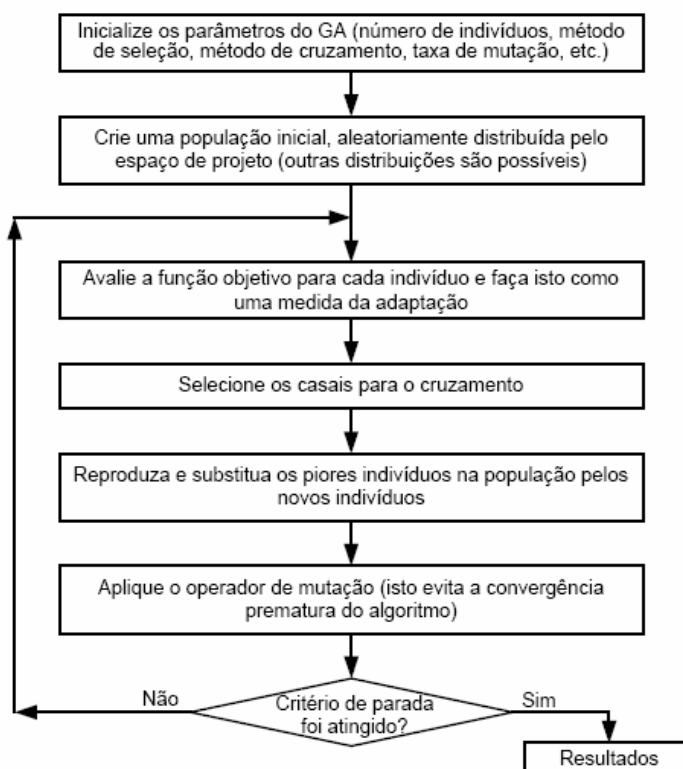


Figura 4.12 – Algoritmo básico do AG. (Retirada de Viana, 2005).

A inicialização do processo se dá com uma população de indivíduos aleatoriamente distribuídos tidos como candidatos à solução do problema. Durante o processo de evolução, cada indivíduo é monitorado, e através disso é verificada sua capacidade de adaptação ao ambiente. Por meio de uma “seleção natural de Darwin”, alguns indivíduos são preservados, enquanto outros são descartados. Os indivíduos mais bem adaptados se acasalarão e gerarão indivíduos novatos com o intuito de renovar a perda pelo descarte. Alguns destes indivíduos podem ser submetidos ao processo de mutação, tendo os seus cromossomos alterados. Todo o processo é repetido até que o critério de parada seja atingido.

A geração da população inicial para os métodos heurísticos geralmente é randômica, mas existem abordagens que utilizam uma distribuição gaussiana (Angira; Babu, 2005). Mais do que gerar a população inicial está em se fazer a sua avaliação que deve indicar a “qualidade” de cada indivíduo dentro da população. Essa avaliação é feita por meio de uma função de adaptação, pela introdução de estratégias que visam a uma pressão da seleção, devido à tendência dos indivíduos se assemelharem entre si nas aptidões ao longo do processo evolutivo (Goldberg, 1989).

4.8.3 Enxame de partículas (EP)

Esse método tem toda a sua fundamentação baseada em uma população de indivíduos, assim como nos métodos anteriores, porém é motivado pela simulação do comportamento social de enxames de pássaros, peixes ou insetos. James Kennedy e Russel Eberhart introduziram esse método em 1995 e juntamente com várias experiências que tratavam de algoritmos que modelavam o “comportamento social” de muitas espécies de seres vivos, eles se interessaram por um modelo desenvolvido por um biólogo chamado Frank Heppner. Segundo seu modelo, os pássaros se sentiam atraídos para um lugar com comida ou ninho, situação que faz com que seu modelo seja diferenciado em relação aos demais, visto que os pássaros de seu modelo tinham as mesmas características dos modelos de outros autores.

Para entender o comportamento social de enxames com o intuito de aplicá-los em um processo de otimização, Viana (2005) desenvolveu o seguinte raciocínio: considere que exista somente um lugar com comida ou ninho em uma determinada região onde um grupo de pássaros de forma aleatória sai em busca do alimento ou de um ninho para acomodação. Entretanto, os pássaros a priori não sabem exatamente onde está situado esse lugar. Assim, surge uma questão estratégica a fim de encontrar meios para procura-lo. A estratégia mais adequada e mais confiável é a de seguir o pássaro mais próximo do alimento ou do ninho. Daí vem a importância do modelo de Heppner, pois inicialmente os pássaros podem sair voando sem nenhuma orientação individual, mas a qualquer momento podem formar grupos ou bandos até que um ou mais de um deles siga em direção ao alimento ou do ninho.

Por meio de condutas ou regras individuais que conduzem às suas movimentações, os pássaros mais próximos são atraídos por aquele que saiu do bando em busca do seu interesse (alimento ou ninho). Nesse caso, observa-se que a mente e consequentemente a inteligência são sociais, isso porque o aprendizado dos indivíduos do grupo é garantido pelo sucesso obtido pelos seus vizinhos. Os dois tipos de comportamento que devem estar balanceados são a individualidade e a socialização (Viana, 2005). Na hipótese de uma pequena exploração para a busca da solução, uma boa resposta encontrada para a solução será o suficiente para a convergência. Na existência de um baixo proveito, a solução ótima nunca será encontrada.

4.8.3.1 Descrição do algoritmo

O fluxograma da fig. 4.13 ilustra um esboço do algoritmo do EP (Rojas et al, 2004).

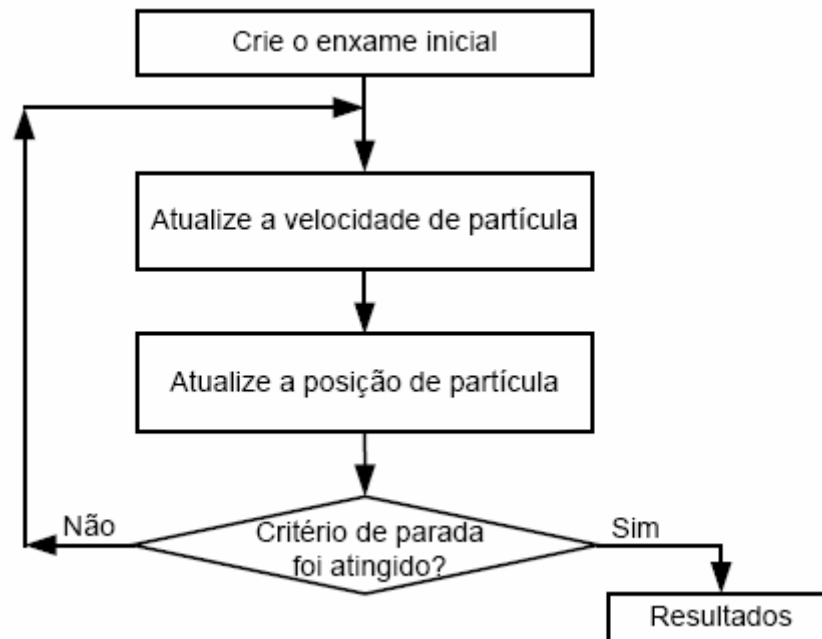


Figura 4.13 – Esboço do algoritmo do EP. (Retirada de Viana, 2005).

Com o intuito de modelar o comportamento das partículas (pássaros), o método do EP utiliza uma abordagem vetorial para as velocidades das partículas e para as suas posições. Essa última é atualizada levando em conta a velocidade atual, o conhecimento obtido pela partícula e o conhecimento adquirido pelo grupo. Assim, a eq. (4.23) representa a expressão para a atualização da posição das partículas, bem como a fig. 4.14 fornece uma idéia das diferentes velocidades inerentes de cada partícula.

$$x_{k+1}^i = x_k^i + v_{k+1}^i \Delta t \quad (4.23)$$

O termo correspondente ao lado esquerdo da expressão representa a posição da partícula i na iteração seguinte. O segundo termo do lado direito da expressão multiplicado pelo intervalo de tempo Δt corresponde ao vetor de velocidade que é atualizado pela eq. (4.24).

$$v_{k+1}^i = w v_k^i + c_1 r_1 \frac{(p^i - x_k^i)}{\Delta t} + c_2 r_2 \frac{(p_k^s - x_k^i)}{\Delta t} \quad (4.24)$$

onde: r_1 e r_2 são escolhidos aleatoriamente entre 0 e 1;

p^i é a melhor posição encontrada pela partícula i ;

p_k^S é melhor posição do bando durante a iteração k .

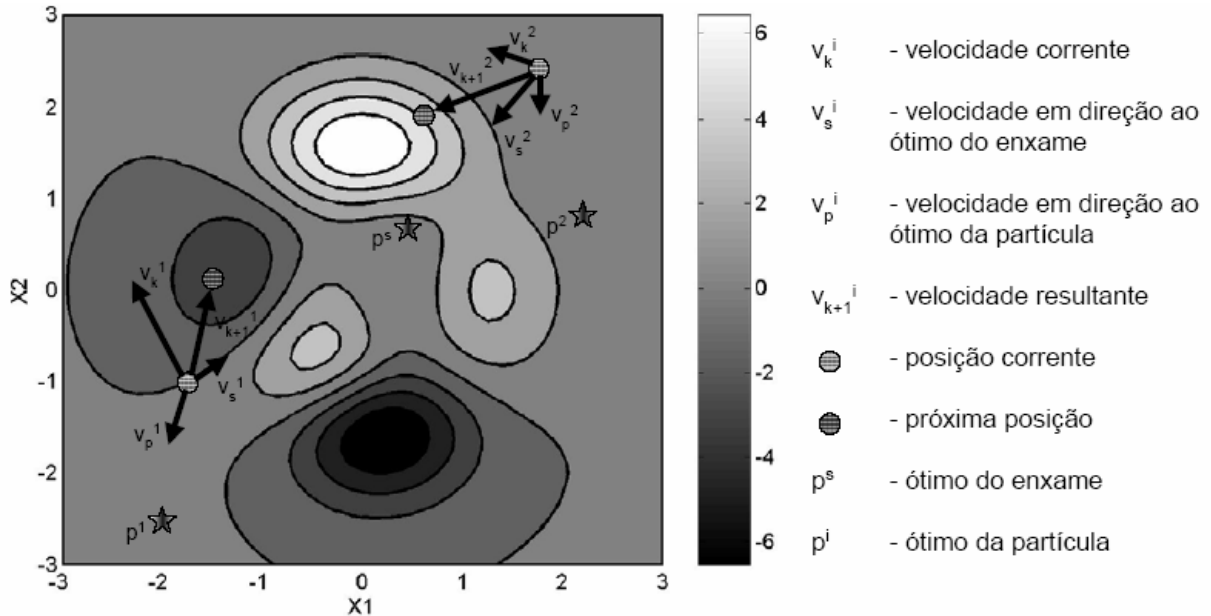


Figura 4.14 – Abordagem vetorial para tratar as velocidades das partículas. (Retirada de Viana, 2005).

Além de todas essas informações referentes às posições e velocidades das partículas, três parâmetros merecem atenção especial, pois influem diretamente no processo e consequentemente no resultado desejado. São eles a inércia da partícula (w), e os parâmetros de confiança c_1 e c_2 . O primeiro parâmetro exerce a função de controlar o comportamento no que se refere a exploração do algoritmo. Para valores altos de w tem-se um comportamento global, caso contrário tem-se um comportamento local. Já os parâmetros de confiança indicam o grau de confiança da partícula em si própria (c_1) ou no bando (c_2).

Para a criação do enxame inicial de partículas de forma aleatória, é necessário definir as posições iniciais, bem como as velocidades iniciais das partículas. As definições são expressas pelas eqs. (4.25) e (4.26).

$$x_0^i = x_{\min} + r_1(x_{\max} - x_{\min}) \quad (4.25)$$

$$v_0^j = \frac{x_{\min} + r_2(x_{\max} - x_{\min})}{\Delta t} \quad (4.26)$$

onde: $x_{\min}$ e $x_{\max}$ correspondem aos limites inferiores e superiores para as variáveis de projeto.

4.8.3.2 Tratamento de problemas com restrição

Vanderplaats (1999) estabelece uma maneira usual de trabalhar com restrições nos métodos do EP e AG por meio da imposição de uma função de penalidade quadrática estendida. Dessa maneira, a função pseudo-objetivo fica definida como na eq. (4.27).

$$\tilde{f}(x) = f(x) + \alpha \sum_{j=1}^m \max[0, g_j(x)]^2 \quad (4.27)$$

onde: $\tilde{f}(x)$ é a função pseudo-objetivo;

α é o parâmetro de penalidade.

É de extrema importância em todo problema com restrição, que a violação de restrições seja levada em conta. O tratamento das violações inicia-se com a atualização da velocidade e da posição das partículas como nas eqs. (4.23) e (4.24), que por ventura violam ou violaram as restrições. Uma observação importante a ser feita é que na atualização da velocidade da partícula devido a uma violação na restrição, a eq. (4.24) pode ser utilizada sem levar em consideração a informação do vetor de velocidade na iteração anterior, pois a partícula estaria sendo conduzida a uma violação com essa velocidade anterior.

4.8.3.3 Consideração importante sobre as variáveis discretas/inteiras

A maioria das aplicações do método do EP trabalham com variáveis contínuas, ao contrário dos métodos de AG. Viana (2005) estabelece que pela introdução de pequenas mudanças no algoritmo básico do EP é possível torná-lo potencialmente adaptado para resolver problemas discretos ou com variáveis descontínuas.

CAPÍTULO V

CARACTERÍSTICAS DO PROJETO E METODOLOGIA

O presente capítulo compreende um conjunto de etapas lógicas e os requisitos de projeto para a concepção e desenvolvimento computacional de uma estrutura veicular tipo spaceframe. O conteúdo do capítulo aborda desde a concepção inicial da estrutura pela definição da geometria, características do veículo a desenvolver, especificações técnicas e/ou geométricas de componentes, tais como motor e câmbio, suspensões, pneus, pontos de suporte, até a concepção final otimizada da estrutura.

Em meio a estas etapas de concepção, serão apresentadas as metodologias necessárias para a confecção do modelo matemático do chassis por meio da técnica dos elementos finitos baseados nas informações obtidas para a definição da configuração inicial do veículo. É por meio dessa técnica, juntamente com a utilização de ferramentas de CAD que é possível obter a geometria inicial da estrutura para mostrar a priori a sua aparência. Todas as informações referentes ao tipo de elemento estrutural, bem como propriedades do material encontram-se disponíveis.

Como foco principal para essa contribuição encontra-se a determinação da rigidez torsional da estrutura e sua massa total. Será apresentada uma metodologia analítica para o cálculo da rigidez torsional por meio da aplicação de um binário.

Como fase final dessa contribuição, a aplicação de técnicas de otimização numérica baseada nos métodos heurísticos será desenvolvida para melhorar o projeto. Vale ressaltar que toda a metodologia da abordagem faz parte de um ciclo de etapas lógicas que se prolonga até que um projeto ótimo da estrutura seja obtido. Dentro desse ciclo pode-se perceber claramente a existência de um *feedback* de informações entre os resultados ótimos e as informações de entrada para o programa de elementos finitos. Em suma, a fig. 5.1 ilustra toda a idéia contida na metodologia de abordagem do problema.

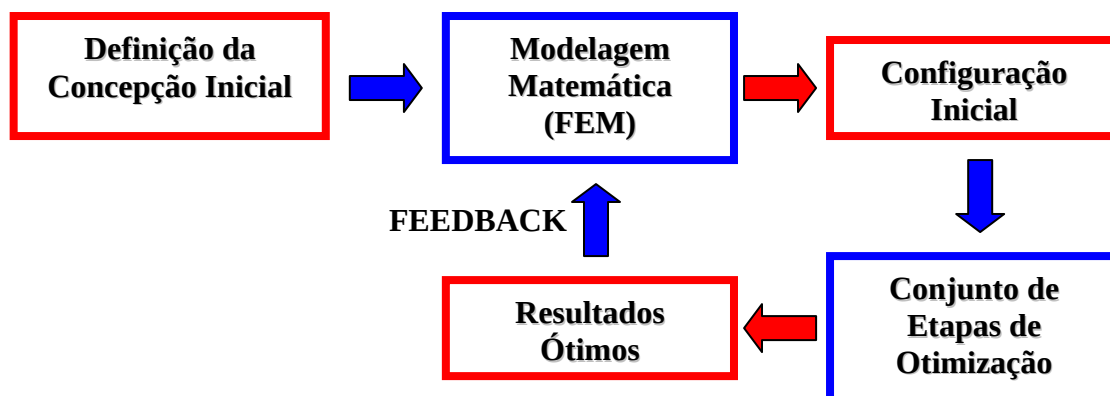


Figura 5.1 – Metodologia de abordagem do problema.

5.1 Concepção inicial – definição da geometria

O ponto de partida para a definição da concepção inicial da estrutura baseou-se no tipo de aplicação e na categoria do veículo a ser projetado. Em vista das necessidades, optou-se por desenvolver uma estrutura própria para um veículo conversível de alto desempenho, capacidade para dois lugares e com baixo peso. Dessa maneira, partiu-se do princípio de que a obtenção de um veículo conversível com boas características de manobrabilidade, dirigibilidade e estabilidade seria função de uma estrutura muito rígida, principalmente na região onde não há a presença do teto juntamente com as colunas frontais, laterais e traseiras. Outro desafio a ser encontrado consiste na obtenção de uma estrutura relativamente leve, principalmente quando se trata da utilização de um motor de alto desempenho com aproximadamente 200 Hp de potência. A estrutura deverá garantir também a possibilidade de adaptação de uma carenagem aparentemente agradável, feita de material leve e, ao mesmo tempo resistente, além de apresentar uma capacidade de se conformar em formas geométricas complexas.

Pelo conhecimento das características do veículo a ser concebido, bem como dos desafios a serem encontrados, a idéia do desenvolvimento de uma estrutura tridimensional construída através de tubos comercialmente vendidos tornou-se viável em vista das necessidades e também economicamente. Isso porque, a obtenção de uma estrutura treliçada por meio do arranjo de tubos solicitados a tração e compressão seria uma alternativa para um aumento de rigidez, principalmente na região de ausência do teto. Por meio de uma estrutura feita de tubos de baixa espessura e com possibilidade de uso de um aço-liga, como por exemplo, o aço cromo-molibdênio, seria possível ter como resultado a obtenção um chassis

mais leve. E, pelo fato da grande quantidade de tubos soldados e dispostos em várias direções haveria uma melhor adaptação da carenagem, já que os tubos serviriam como suporte para a fixação da mesma.

Visando estabelecer uma base ou fonte de inspiração, o projeto partiu de um veículo Puma GTS, mostrado na fig. 5.2. O PUMA foi um dos modelos esportivos brasileiros de maior sucesso, sendo inclusive exportado para diversos países. Sua concepção é baseada no uso de uma atraente carroceria em fibra de vidro, montada sobre uma plataforma plana VW com motor refrigerado a ar.



Figura 5.2 – Puma GTS: veículo base de inspiração para o projeto.

A escolha do PUMA como fonte de inspiração levou em conta diversos fatores, dentre eles:

- Possibilidade de concepção e adaptação de uma estrutura tridimensional (spaceframe) montada diretamente sobre o chassi original do PUMA. Esta alternativa é interessante para facilitar as etapas posteriores de legalização do protótipo para fins de tráfego nas vias públicas pois o veículo assim concebido é tratado como veículo modificado e não veículo artesanal.

- A aparência do PUMA, cujo ápice de produção foi nas décadas de 70 e 80, agrada uma grande quantidade de pessoas que o tinham como carro de sonho no passado e que hoje possuem poder aquisitivo para investir em um veículo de alto desempenho e custo mais elevado.

A escolha do veículo base foi importante para o ponto de partida do projeto, porém não foi suficiente para a característica final da estrutura. Primeiro, o chassi original do PUMA serviria somente como uma plataforma para adaptação de montagem da estrutura a ser desenvolvida, já que as dimensões principais das duas estruturas, como comprimento total, distância entre eixos, bitola dianteira e traseira, espaço reservado ao motor e aos sistemas de suspensão e de direção eram muito diferentes entre si. Todas essas discrepâncias são oriundas da diversidade de componentes, tais como motor, suspensões, câmbio, entre outros,

provenientes de veículos produzidos em série. As características de tais componentes que serão utilizados no veículo a ser concebido são:

- Peso máximo do veículo completo em ordem de marcha: 800 Kg;
- Suspensão dianteira: SLA (Short Long Arm);
- Suspensão traseira: MacPherson (com agregado);
- Motor: Ford 302 V8 central (entre eixos) – tração traseira;
- Câmbio: VW Santana 2.0.

Dessa maneira, em função de características desses componentes, como tamanho, geometria, localização e posicionamento, foi necessário encontrar um veículo que pudesse fornecer a princípio uma distância entre eixos e bitolas dianteira e traseira compatíveis com o tipo de tração a ser desenvolvida. A opção pelo posicionamento do motor, unido diretamente ao câmbio não é muito interessante na região dianteira, já que ocuparia um grande espaço nessa região. Daí, a viabilidade de introdução desse conjunto na região traseira, garantindo também uma tração traseira e permitindo também uma configuração mais compatível com o uso do veículo, já que o mesmo é destinado para dois lugares. Nesse caso, um mecanismo para o acionamento do câmbio seria necessário. Em função disso, há a necessidade de existência de um túnel central para alojar esse mecanismo de acionamento, ao mesmo tempo que, pode atuar como um elemento adicional para incrementar a rigidez dessa região.

As informações referentes à distância entre eixos igual a 2,62 m e bitolas iguais a 1,475 m, além de outras informações referentes às dimensões gerais e características ergonômicas do habitáculo central foram definidas com base no Honda Civic ilustrado na fig. 5.3. Essas dimensões são consideradas compatíveis com as características do projeto, já que elas oferecem boas condições ergonômicas para os ocupantes, bem como permite o posicionamento do conjunto motor-câmbio a uma distância permissível do compartimento destinado aos ocupantes, evitando assim, grandes incômodos nessa região tais como, ruídos, influências térmicas (aumento de temperatura) e permitindo também uma menor transmissibilidade de vibrações. O veículo Honda Civic (em algumas versões) possui suspensão dianteira tipo SLA e apresenta características de dirigibilidade consideradas superiores. Em função disto, optou-se por utilizar o conjunto do eixo dianteiro em suas dimensões originais para manter a geometria adequada no protótipo.

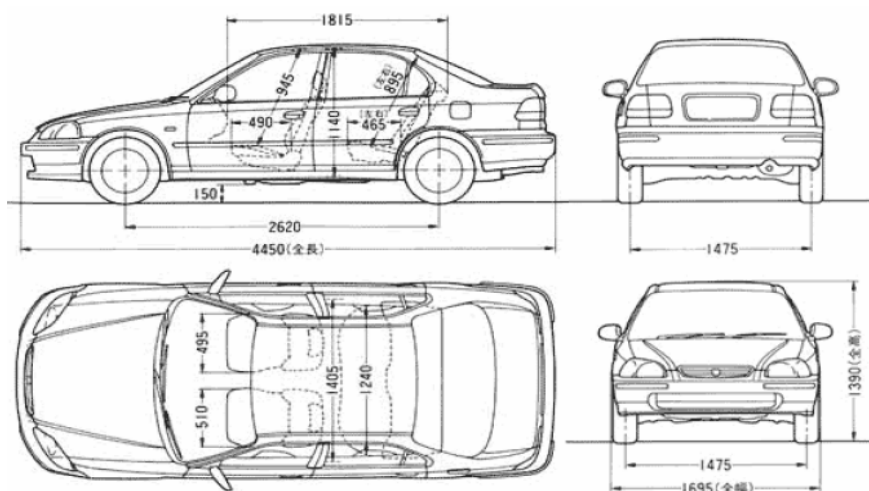


Fig. 5.3 – Dimensões internas e externas do veículo Honda Civic (dimensões em mm). (Retirada de Blueprints Web Site, 2006).

Do ponto de vista do uso de componentes de veículos produzidos em série pode-se dizer que esta alternativa deve ser explorada ao máximo visando garantir confiabilidade ao protótipo e manter seu custo dentro de um patamar aceitável. Porém, aparecem problemas de compatibilidade entre componentes de diferentes fabricantes. Uma das principais dificuldades encontradas foi a do acoplamento entre o motor Ford V8 e o câmbio do VW Santana. Neste caso, o problema da união foi resolvido a partir do uso de uma flange especialmente concebida para esta função. A figura 5.4 ilustra a união entre motor e câmbio.

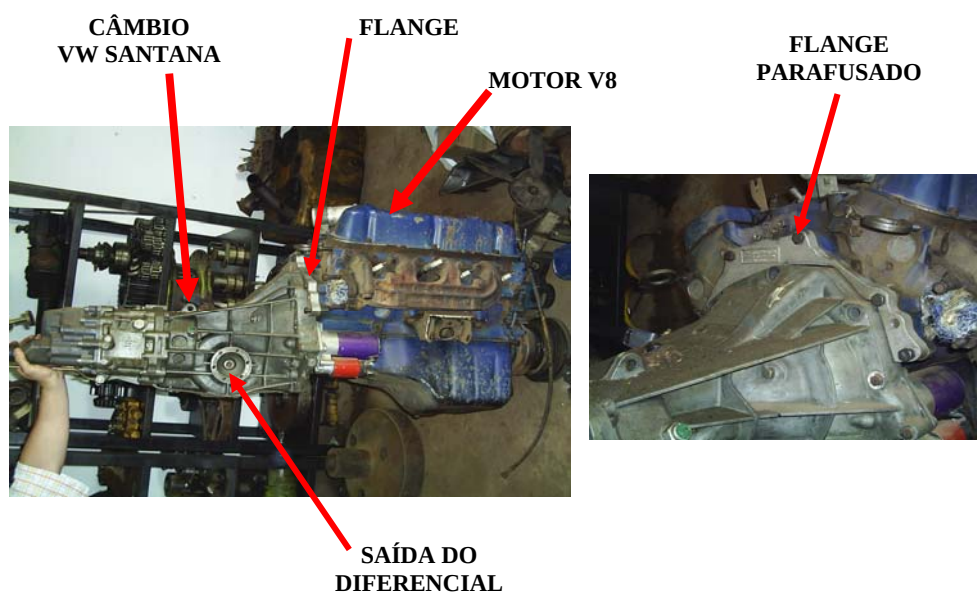


Figura 5.4 – Motor FORD V8 e câmbio VW Santana acoplados através de um flange.

A seguir são apresentadas algumas especificações técnicas do motor a ser utilizado e que são relevantes para o desenvolvimento do chassi, tanto do ponto de vista de suas dimensões quanto dos esforços aos quais ele tem que resistir.

- Cilindrada: 302 pol³ (5000 cm³);
- Diâmetro dos cilindros: 101,60 mm (4.00");
- Curso dos pistões: 76,20 mm (3.00");
- Taxa de compressão: 7,8:1;
- Potência: 199 cv a 4.600 rpm;
- Torque: 39,8 kgf*m a 2.400 rpm;
- Largura total do motor: 530 mm;
- Altura total do motor: 560 mm;
- Comprimento total do motor: 725 mm;
- Comprimento total do conjunto motor-câmbio: 1470 mm.

O posicionamento de qualquer componente do veículo leva em consideração as condições de simetria da estrutura. Desde então, essa consideração foi levada em conta para posicionar o motor e os pontos de ancoragem das suspensões. De modo a determinar o posicionamento dos pontos de fixação das suspensões dianteira e traseira, a distância entre eixos foi tomada como medida base. No processo de definição destes pontos de ancoragem, o veículo Honda Civic novamente foi tomado como alvo. Por meio de um processo convencional para içar veículos através de um macaco hidráulico foi possível ter uma visão geral dos pontos de ancoragem das suspensões daquele veículo.

Para a definição dos espaços, o eixo traseiro corresponde a uma dada posição na direção longitudinal de tal maneira que o conjunto motor-câmbio fique situado a uma distância de 5 cm (longitudinalmente) da parede “corta-fogo” traseira, localizada imediatamente atrás dos assentos dos ocupantes do veículo. Desta maneira definem-se dois pontos pertencentes ao eixo traseiro, cuja distância entre eles corresponde às dimensões da bitola. Para interpretar o raciocínio exposto até o momento considere a fig. 5.5.

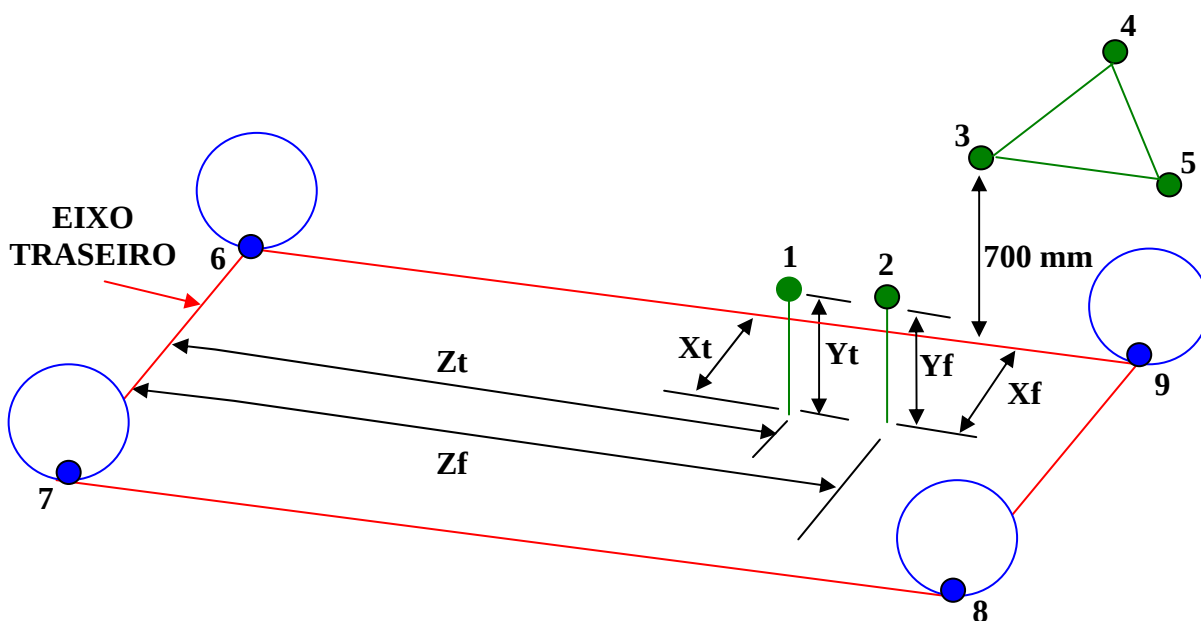


Figura 5.5 – Metodologia para o posicionamento dos pontos de fixação da suspensão.

Considerando a figura acima, tem-se um retângulo cujos vértices indicados por 6, 7, 8 e 9 definem o contato pneu-solo. Os pneus estão representados pelos círculos maiores, já as balanças da suspensão, bem como seus pontos de fixação são representados pelos pontos 1, 2, 3 e 5. Como a estrutura é simétrica, as medições a seguir indicadas pela tab. 5.1, valem para o posicionamento dos pontos de fixação dos sistemas de suspensão em todas as quatro rodas. Outra observação importante é que as medidas indicadas estão referenciadas ao plano retangular delimitado pelos vértices 6, 7, 8 e 9.

Tabela 5.1 – Medidas obtidas para o posicionamento dos pontos de fixação das suspensões.

COORDENADAS	MEDIDAS (mm)
X_t	405
Y_t	300
Z_t	2293
X_f	403
Y_f	300
Z_f	2598
Distância entre os pontos 4 e 9 na direção x	115

As dimensões das balanças de suspensão também são importantes para o posicionamento dos pontos. A fig. 5.6 ilustra essas dimensões e também o formato real de uma balança.

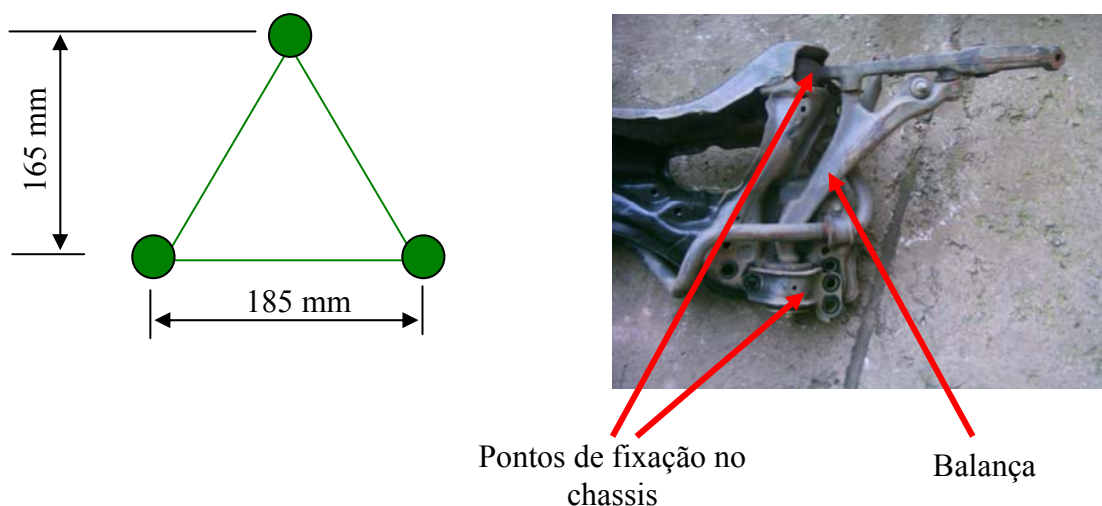


Figura 5.6 – Balança de suspensão SLA de um veículo Honda Civic e suas dimensões básicas.

O espaço reservado para os pneus foi dimensionado de acordo com as especificações de um pneu de alto desempenho da marca YOKOHAMA. As informações técnicas foram obtidas do fabricante para um modelo AVS Sport destinado a veículos esportivos e super-esportivos. Ele apresenta desenho em "Y" na banda de rodagem, que oferece uma alta capacidade de drenagem e permite ao pneu ter um perfil baixo. Sua elipse de contato com o solo é mais larga e curta, proporcionando maior estabilidade nas curvas sem risco de aquaplanagem. Além disto, proporciona rodagem silenciosa. A fig. 5.7 mostra o pneu escolhido nas medidas 235/50Z R18 97Y.



Figura 5.7 – Pneu YOKOHAMA AVS Sport. (Retirada de Yokohama – Pneus de Alta Performance Web Site, 2006).

Por meio das informações apresentadas até o momento, foi possível conceber uma idéia da forma ou do arranjo específico inicial para a estrutura. Desta maneira foram definidos três compartimentos principais no chassis de forma a alojar os diferentes componentes do veículo:

Berço dianteiro: Alojamento da suspensão dianteira e da caixa de direção. Nesse compartimento, é definida a localização dos pontos de ancoragem da suspensão dianteira e também a definição de um espaço destinado ao sistema de direção. De acordo com a concepção de estrutura tridimensional, é uma região composta por membros principais e enrijecedores, constituindo uma estrutura treliçada.

Berço traseiro: Alojamento do conjunto propulsor (motor e câmbio) e da suspensão traseira. Assim como no berço dianteiro, é uma região composta por membros principais e enrijecedores, constituindo uma estrutura treliçada.

Habitáculo central: Espaço interno para os ocupantes com a presença de um túnel central para aumentar a rigidez da estrutura. Essa região é considerada crítica, quando se trata de rigidez torsional, visto que esse espaço intermediário é o resultado da definição dos dois berços: dianteiro e traseiro. Nesse caso, o habitáculo central constitui-se em uma região muito esbelta, analogamente a um conjunto de tubos de grande comprimento unidos entre si e que sujeitos a um pequeno esforço de torção sofreriam grandes deformações. Em vista da baixa rigidez torsional dessa região, devido também pela ausência do teto faz-se necessário, subdividi-la em sub-regiões reforçadas pelo uso de enrijecedores. Essas sub-regiões deverão localizar-se no assoalho da estrutura. O túnel central, assim concebido para alojar o mecanismo de acionamento da transmissão, deverá servir também como um elemento adicional para incrementar a rigidez torsional, visto que o mesmo poderá sub-dividir a região em regiões menores tornando-a mais rígida. A rigidez torsional é melhorada quando o túnel central é treliçado. É perceptível também a concepção de um espaço relativamente cômodo destinado a ocupação do motorista e passageiro, permitindo uma flexibilidade quanto a mudança de posicionamento dos assentos de acordo com o tamanho de cada ocupante.

5.2 Modelagem matemática

Toda a modelagem da estrutura foi realizada pela técnica dos elementos finitos usando o software ANSYS®. Inicialmente foram definidas as etapas e atribuições referentes ao estágio de pré-processamento. Posteriormente a esse estágio, as entradas de dados foram processadas de modo a obter o comportamento da estrutura de acordo com as condições de contorno.

Finalmente, através do estágio de pós-processamento, é possível explorar todos os resultados obtidos pela análise.

Para a construção da geometria da estrutura em ambiente virtual foram utilizados tubos de seção circular em aço-carbono comum em toda a sua extensão. Estes tubos apresentam em sua configuração inicial (antes da otimização) um diâmetro externo (ϕ) de 2 pol (50,8 mm) e espessura de parede (e) igual a 1 mm como ilustra a fig. 5.8.

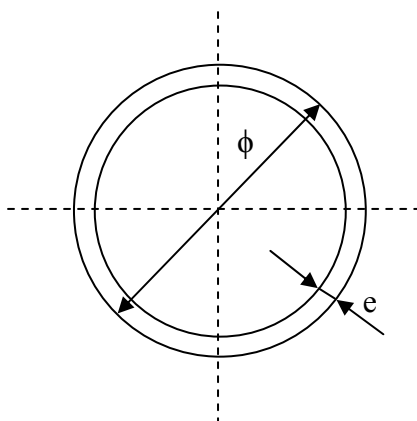


Figura 5.8 – Tubo de seção circular.

O tipo de elemento estrutural adequado para essa aplicação foi o do tipo barra (BEAM4) como ilustrado na fig. 5.9. O elemento do tipo barra exige um esforço computacional pequeno, sendo esta consideração importante pois, na etapa posterior à modelagem matemática será implantado um procedimento de otimização.

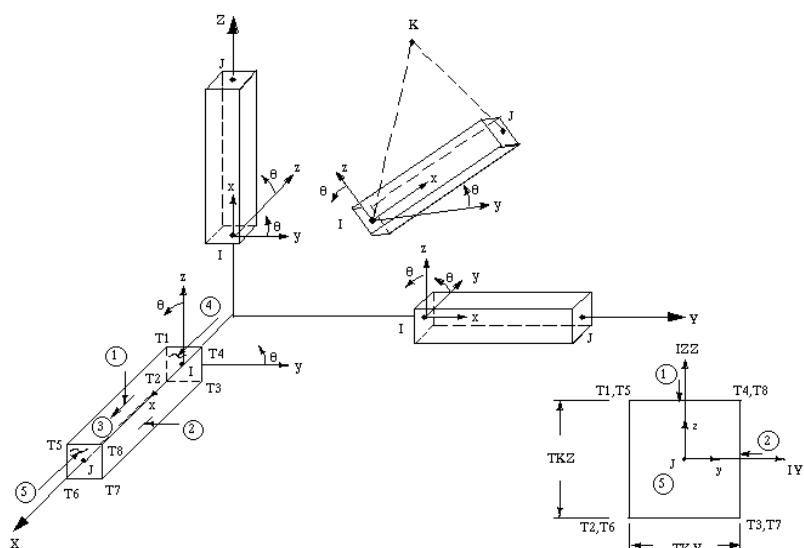


Figura 5.9 – Representação do elemento de barra BEAM4. (Retirada de Método dos Elementos Finitos Web Site, 2006).

O elemento de barra BEAM4 é uniaxial e possui capacidade para representar situações onde ocorrem tração, compressão, torção e flexão. Para cada elemento considerado existem doze graus de liberdade (dois nós por elemento), sendo translação nas direções nodais x, y e z e rotações em torno dos eixos nodais x, y e z. É também capaz de representar grandes deformações. O elemento é definido por dois ou três nós, a área da seção transversal, dois momentos de inércia de área (IZZ e IYY), um ângulo de orientação (θ), duas espessuras (TKY e TKZ) e um momento torsional de inércia (IXX) além das propriedades do material como módulo de elasticidade, módulo de Young, massa específica (densidade) e módulo de cisalhamento (Gxy).

Como a estrutura é constituída por tubos de seção circular em toda a sua extensão, apenas um tipo de constante real foi suficiente para definir suas propriedades. Para a opção usada de 2 nós por elemento, a orientação ($\theta = 0^\circ$) é automaticamente calculada para ser paralela ao plano X-Y. A tabela 5.2 fornece os valores das propriedades dos tubos de seção circular, bem como as propriedades do aço-carbono comum. Para efeitos de modelagem, o material é considerado isotrópico dentro de sua faixa linear de aplicação.

Tabela 5.2 – Propriedades do material e dos tubos de seção circular.

Módulo de elasticidade (N/m²)	2,1x10 ¹¹
Coefficiente de Poisson	0,3
Massa específica (Kg/m³)	7850
Área seção transversal (m²)	0,156E-3
Ixx (m⁴)	0,968E-7
Iyy (m⁴)	0,484E-7
Izz (m⁴)	0,484E-7

A construção da geometria do modelo foi implementada pela entrada das coordenadas de 97 pontos (keypoints) nas direções x, y e z de forma manual, finalizando a forma da estrutura pela aplicação de linhas para unir os pontos. A fim de refinar a configuração obtida, foram aplicados 13 elementos em cada barra da estrutura por meio de uma malhagem automática e livre. Para finalizar o estágio de pré-processamento, foram aplicadas as condições de contorno na estrutura, onde a mesma se encontrava engastada em sua região traseira, especificamente no berço traseiro e apoiada verticalmente no centro da sua extremidade dianteira, especificamente no berço dianteiro. Por meio de uma análise linear estática para pequenas deformações, um carregamento de torção foi aplicado nos pontos de fixação da suspensão dianteira através de um binário gerado por um esforço vertical de 4000

N. Na traseira da estrutura, condições de engastamento nos pontos de fixação da suspensão traseira foram aplicados.

5.3 Metodologia para o cálculo da rigidez torsional

A metodologia utilizada para o cálculo da rigidez torsional consiste da aplicação de um carregamento de torção na seção de ancoragem da suspensão dianteira enquanto a seção de ancoragem da suspensão traseira é mantida engastada. Para eliminar a influência simultânea da flexão, a estrutura é também apoiada verticalmente no centro de sua extremidade dianteira. A figura 5.10 ilustra de forma esquemática a ação do carregamento de torção, especificado pelos esforços verticais para cima e para baixo (setas), onde os pontos em negrito constituem os pontos de ancoragem da suspensão dianteira e da suspensão traseira, já o ponto central constitui o apoio vertical da estrutura no centro de sua extremidade dianteira.

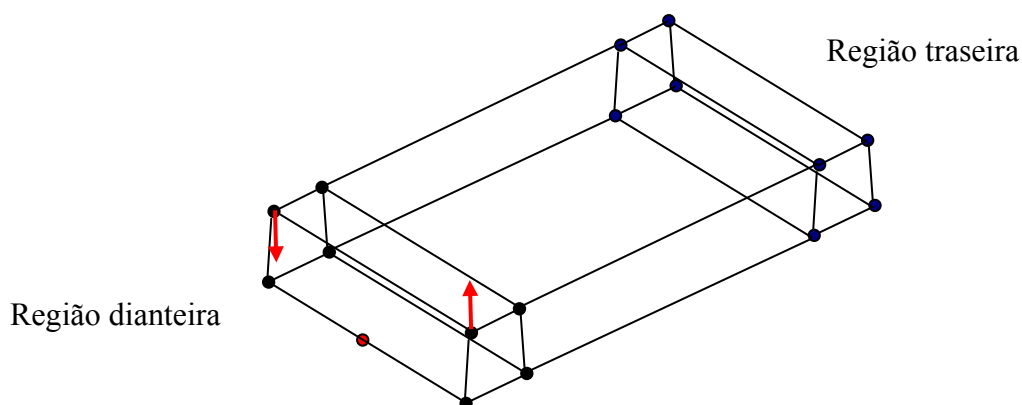


Figura 5.10 – Desenho esquemático ilustrando os pontos de ancoragem da suspensões dianteira e traseira, os esforços verticais que indicam a ação do carregamento de torção e o ponto de apoio vertical da estrutura no centro de sua extremidade dianteira.

O torque aplicado é constituído de forças verticais iguais e em sentidos opostos com magnitude de 4000 N. O torque resultante deste carregamento pode ser calculado através da eq. (5.1).

$$T = F.d \quad (5.1)$$

onde: T : torque aplicado [N.m];

F : esforço vertical aplicado [N];

d : distância perpendicular entre os pontos de aplicação das forças verticais [m].

Restrições de translação nas três direções (U_x, U_y e $U_z = 0$) e de rotação ($\theta_x, \theta_y = 0$) e θ_z livre foram aplicados nos pontos de fixação da suspensão traseira. De forma analítica, a expressão para calcular a rigidez torsional da estrutura é dada pela eq. (5.2).

$$K_c = \frac{T}{\phi} = \frac{F.d}{0.5.(\phi_m + \phi_p)} \quad (5.2)$$

onde: K_c : rigidez torsional [N.m/°];

T : torque aplicado [N.m];

ϕ : ângulo de torção médio [graus °];

ϕ_m : ângulo de torção devido a deflexão no ponto de aplicação do esforço vertical na extremidade dianteira esquerda;

ϕ_p : ângulo de torção devido a deflexão no ponto de aplicação do esforço vertical na extremidade dianteira direita.

Tanto o ϕ_m quanto o ϕ_p são obtidos através das deflexões verticais v_m e v_p nas duas extremidades como nas eqs.(5.3) e (5.4).

$$\phi_m = \arctan\left(\frac{v_m}{d/2}\right) \quad (5.3)$$

$$\phi_p = \arctan\left(\frac{v_p}{d/2}\right) \quad (5.4)$$

onde: v_m : deflexão vertical no ponto de aplicação do esforço na extremidade dianteira esquerda;

v_p : deflexão vertical no ponto de aplicação do esforço na extremidade dianteira direita.

5.4 O processo de otimização

A estratégia adotada consistiu na aplicação sucessiva de procedimentos de otimização a partir de cada ótimo obtido. Em outras palavras, a configuração ótima obtida em uma determinada etapa assume o papel de configuração inicial na etapa posterior até que uma

configuração apresentasse resultados expressivos para a redução da massa e aumento da rigidez torsional. A fig. 5.11 ilustra esquematicamente esta abordagem.

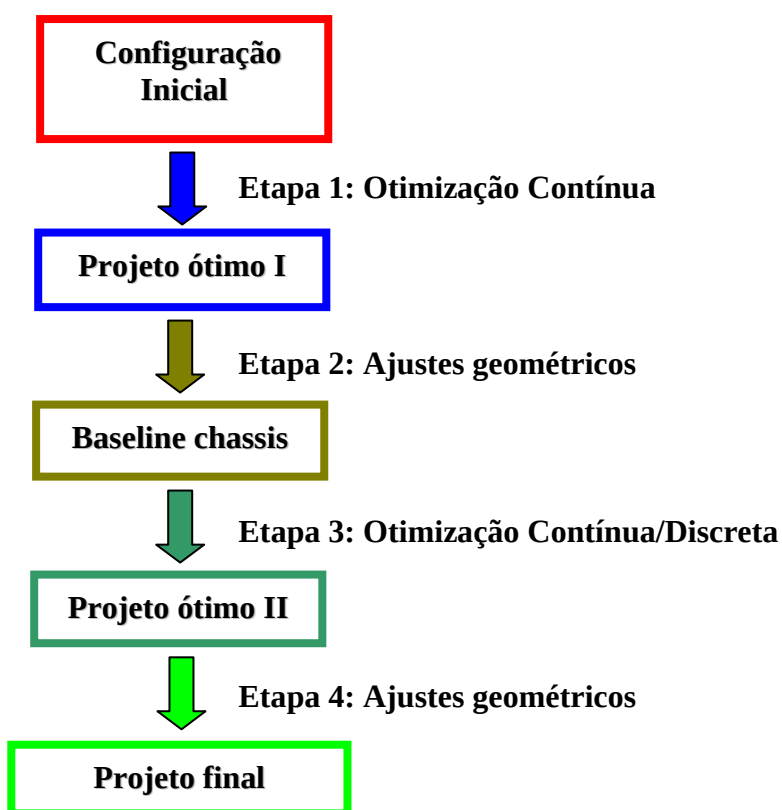


Figura 5.11 – Abordagem do problema de otimização.

Visto que a utilização dos elementos de barras facilitam a implementação dos algoritmos de busca pelo ótimo (baixo esforço computacional), métodos de ordem zero tais como os métodos heurísticos foram utilizados para tal aplicação. O grande esforço computacional está nas excessivas avaliações da função objetivo, porém a sua viabilidade é garantida devido a facilidade de codificação desses algoritmos. O software utilizado para a aplicação dos métodos citados acima foi o SIMPLE Optimization Toolbox (SimpleToolBox) implementado via ferramenta MATLAB®. Esta ferramenta fornece meios para a criação e solução de problemas gerais de otimização a partir do acesso a um conjunto de rotinas.

Em todas as etapas da otimização o objetivo a ser buscado era tentar incrementar a rigidez torsional da estrutura e ao mesmo tempo tentar reduzir o valor de sua massa final. Frente a essa necessidade, quatro tipos de formulação foram propostas para cada um dos três métodos heurísticos principais: Colônia de Formigas (MCF), Algoritmos Genéticos (AG) e Enxame de Partículas (EP). Essa idéia foi implementada na etapa 1, que consistiu da

exploração dos três métodos, a fim de verificar e selecionar a(s) formulação(ões) cujos resultados fossem mais expressivos.

A etapa 2 consistiu da realização de ajustes geométricos na estrutura otimizada para manter a possibilidade de construção. A terceira etapa consistiu numa nova aplicação do método e formulação que forneceram bons resultados na primeira etapa. Nesta terceira etapa a otimização foi realizada de forma contínua e discreta, em função do desejo de otimizar a estrutura a partir da utilização comercial de tubos de seção circular. A quarta e última etapa foi concluída pelos ajustes geométricos finais, a fim de viabilizar a fabricação da estrutura real. A tabela 5.3 fornece a descrição do tratamento dos parâmetros de massa e rigidez torsional para cada formulação aplicada na etapa 1.

Tabela 5.3 – Descrição do tratamento de parâmetros de massa e rigidez para o problema de otimização contínua (etapa 1).

MÉTODOS (MCF, AG, EP)	CASO	DESCRIÇÃO	FORMULAÇÃO
	01	massa e rigidez: restrições desigualdade	$J(X) = (C * t)^\alpha \left(\frac{M}{M_{lim\ ite}} - 1 \right)^\beta + (C * t)^\beta \left(1 - \frac{K}{K_{lim\ ite}} \right)^\beta$
	02	minimização da massa (função- objetivo); rigidez: restrição desigualdade	$J(X) = \left(\frac{M}{M_{lim\ ite}} - 1 \right) + (C * t)^\alpha \left(1 - \frac{K}{K_{lim\ ite}} \right)^\beta$
	03	maximização da rigidez (função- objetivo); massa: restrição desigualdade	$J(X) = - \left(1 - \frac{K}{K_{lim\ ite}} \right) + (C * t)^\alpha \left(\frac{M}{M_{lim\ ite}} - 1 \right)^\beta$
	04	Objetivos: minimização da massa e maximização da rigidez	$J(X) = \left(\frac{M}{M_{lim\ ite}} - 1 \right) - \left(1 - \frac{K}{K_{lim\ ite}} \right)$

onde: $J(x)$: função pseudo-objetivo;

C , α e β são parâmetros da penalidade dinâmica. $C = 10$, $\alpha = 2$ e $\beta = 2$;

t é o número da iteração;

Para a definição das funções objetivo, foram atribuídos valores limite para a massa e para a rigidez, considerados como restrições de desigualdade. Nesse caso, o limite máximo atribuído à massa é 100 Kg e o limite mínimo atribuído à rigidez é 1900 Kgf*m^o.

Para o tratamento do problema multi-objetivo foi utilizado o Método do Critério Global Ponderado por ser uma abordagem mais comum. Atribui-se o valor unitário para o peso de cada função, de modo a fornecer a mesma importância para os dois objetivos.

No total são definidas 32 variáveis de projeto associadas ao diâmetro dos tubos (valores menores que 1 ½ pol) e às posições de diversos nós do habitáculo central. Define-se a partir daí uma região (espaço) de projeto para esses deslocamentos de modo que os pontos podem-se deslocar até 25% em relação às suas posições originais. Todas essas variáveis foram parametrizadas e suas posições no chassis estão ilustradas no próximo capítulo.

O tamanho da população e o número de gerações usadas na otimização (AG) foi igual a 50. Para todos os casos da etapa 1 foi utilizada a função *fminsearch* do MATLAB®. Esse comando tem por finalidade minimizar uma função de mais de uma variável partindo de uma estimativa inicial, fornecendo apenas soluções ótimas locais. No processo de otimização em questão, esse comando foi executado após o número de iterações ter excedido. O algoritmo do *fminsearch* é baseado no Método Simplex, por meio de uma abordagem direta.

Vale a pena mencionar alguns parâmetros referentes à implementação dos métodos heurísticos. Assim, para o método EP foi utilizado um coeficiente de velocidade máxima igual a 0,2. A taxa de inércia para cada partícula do enxame é igual a 1,4. Para o método MCF foi atribuída uma taxa de evaporação do feromônio igual a 1,25. No método AG, foi atribuído um valor baixo e igual a 0,01 para a taxa de mutação e um valor alto igual a 0,8 para a taxa de crescimento da população.

A etapa 3 referente à otimização contínua/discreta será formulada no próximo capítulo, visto que alguns ajustes geométricos foram feitos além da mera aplicação do processo de otimização.

Todas as etapas de otimização foram possíveis através de uma interface entre o SIMPLE Optimization Toolbox (SimpleToolBox) via MATLAB® e o software comercial ANSYS®. Para que esse interfaceamento fosse possível, todas as variáveis de projeto relacionadas ao diâmetro dos tubos de seção circular e aos diversos nós da região central foram parametrizados durante a modelagem em elementos finitos. A partir daí, tem-se um arquivo de entrada (input file) em formato de texto (.txt) pronto para ser lido e executado em ambiente ANSYS®. Um arquivo principal (solver file) feito em MATLAB® é criado para cada método a ser aplicado. Esse solver contém todas as opções de ajuste do otimizador como definição da função objetivo, limites para as variáveis de projeto, restrições de desigualdade e parâmetros tais como número de iterações e tamanho da população. Nesse sentido, é

necessário a criação de um arquivo de análise (analysis file) feito em MATLAB® de modo a dar o ponto de partida para o processo de otimização. Para a execução desse arquivo (analysis file) tem-se como entrada as informações referentes as variáveis de projeto e as opções do otimizador contidas no arquivo principal (solver file).

Por meio de uma linha de comando implementada dentro desse arquivo de análise (analysis file), inicia-se o processo de interfaceamento entre os programas comerciais MATLAB® e ANSYS®. Esse último ao ser iniciado, faz a execução do respectivo arquivo de entrada (input file), ao mesmo tempo que, o arquivo principal (solver file) também é executado. Ao final de todo o processo, após respeitado os devidos critérios de parada dos otimizadores, ocorre a criação de um arquivo de saída (output file) em formato de texto (.txt) cujo conteúdo apresenta o resultado da etapa de otimização. Vale ressaltar que a cada iteração do otimizador, as variáveis de projeto são atualizadas para valores que se sobrepõem aos valores originais. Esse mesmo arquivo de saída (output file) poderá ser lido e executado no software comercial de elementos finitos ANSYS® para posterior análise e visualização dos resultados ótimos de cada etapa. Esse arquivo poderá constituir em um arquivo de entrada (input file) até que a configuração ótima seja alcançada.

Para entender o exposto acima, considere a fig. 5.12 que faz um esquema representativo de todo o processo de interfaceamento entre os softwares comerciais MATLAB® e ANSYS®.

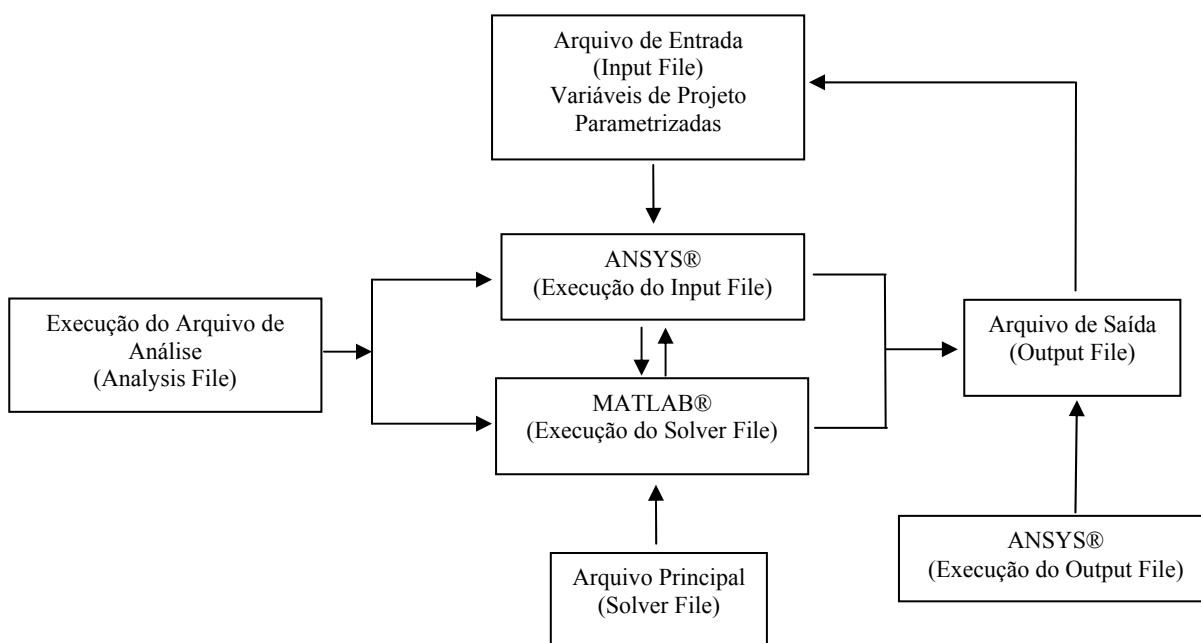


Figura 5.12 – Interface ANSYS® / MATLAB®.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos todos os resultados obtidos pela definição da geometria, modelos matemáticos e soluções ótimas. Ao longo desta apresentação, as discussões serão imediatamente abordadas com clareza e objetividade. As observações quanto aos resultados bem-sucedidos, bem como críticas aos mal-performados conduzirão às conclusões finais do trabalho, que por ventura são alvos de perspectivas futuras para a continuidade do trabalho.

6.1 Configuração inicial

Pelo posicionamento dos diversos componentes mecânicos do veículo citados no capítulo anterior juntamente com a definição dos três compartimentos (berços) principais e por meio da modelagem em elementos finitos foi possível obter uma configuração (projeto) inicial da estrutura treliçada tridimensional como ilustrado nas figs. 6.1 a 6.6.

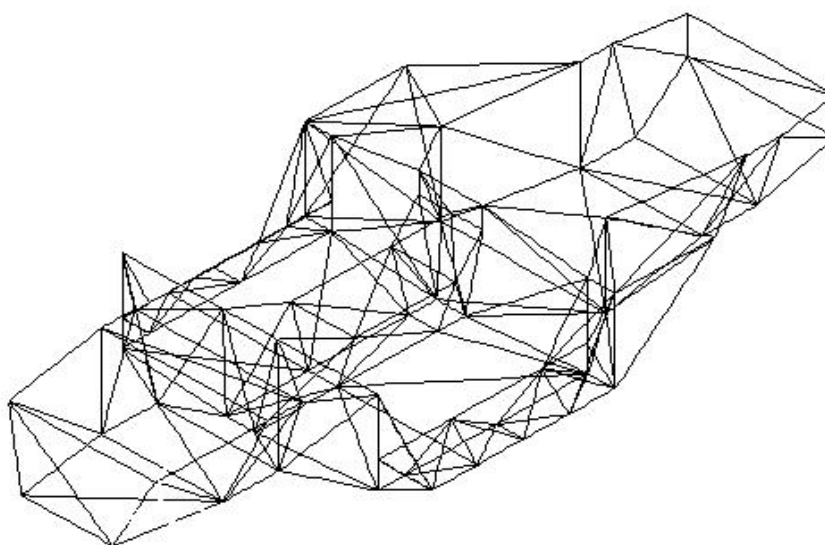


Figura 6.1 – Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista isométrica).

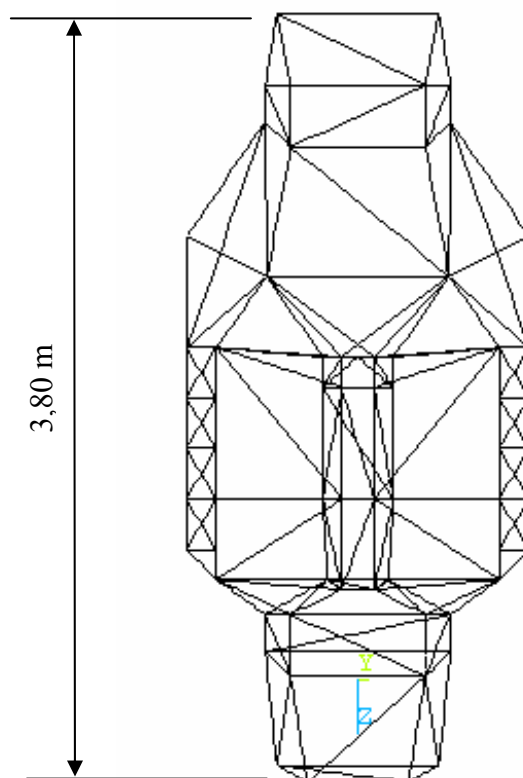


Figura 6.2 – Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista superior).

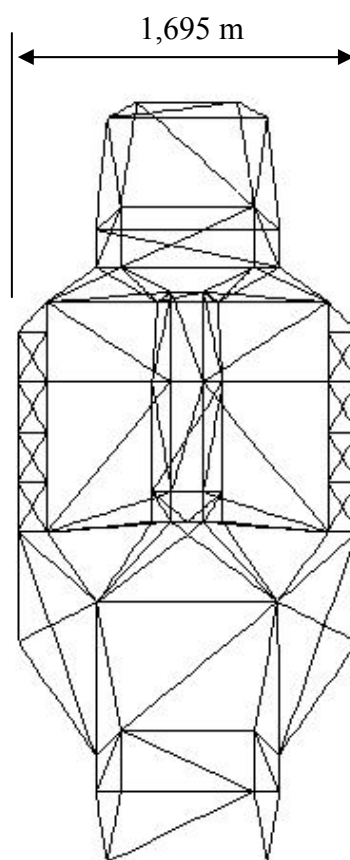


Figura 6.3 – Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista inferior).

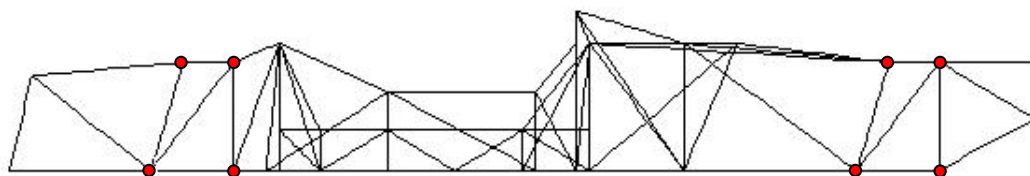


Figura 6.4 – Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista lateral) indicando os pontos de fixação das suspensões dianteiras e traseiras.

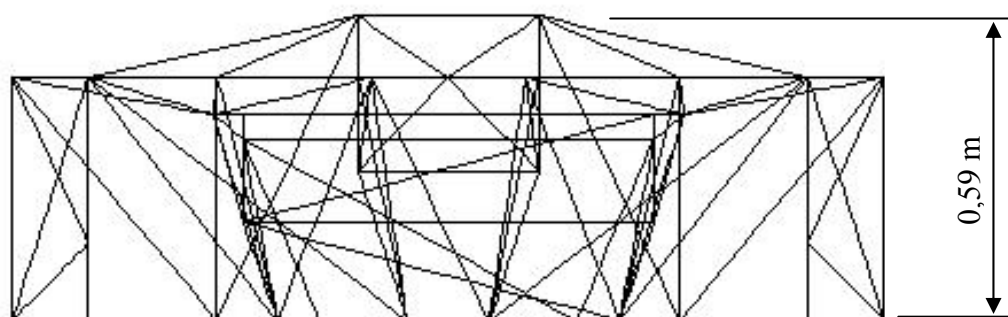


Figura 6.5 – Configuração inicial da estrutura do tipo spaceframe (vista frontal).

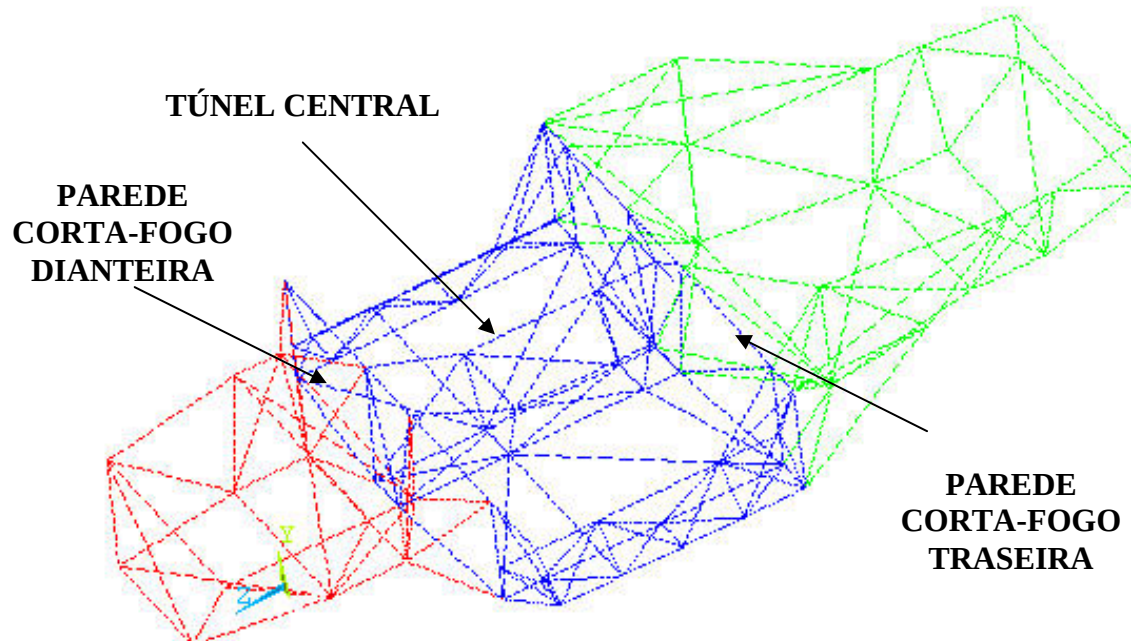


Figura 6.6 – Compartimentos principais da estrutura: berço dianteiro, habitáculo central e berço traseiro.

A análise das figuras acima permite observar que a estrutura como um todo encontra-se com elevado índice de travamento, comportando-se nesse caso como uma estrutura treliçada. De acordo com a metodologia adotada para o posicionamento dos componentes do veículo, fica claro que as dimensões do habitáculo central são um resultado de: Dimensionamento prévio dos berços dianteiro e traseiro, a imposição de uma distância entre eixos pré-estabelecida e do posicionamento do conjunto propulsor a 5 cm atrás da parede corta-fogo traseira.

Pelo fato das paredes corta-fogo dianteira e traseira se apresentarem planas, não contribuindo como poderiam para o enrijecimento da estrutura como um todo, há uma necessidade de provocar mudanças em sua configuração.

Outra observação importante pode ser feita com relação às extremidades laterais do habitáculo central. Uma extensão treliçada foi concebida em ambos os lados de modo a enrijecer essa região da estrutura, visto que a mesma é bastante susceptível aos efeitos de flambagem quando apresentam-se longas. Daí a necessidade do uso dessa configuração treliçada para minimizar esse efeito. Vale ressaltar também que a disposição diagonal das barras na estrutura surtem efeito na rigidez torsional. Assim, a fig. 6.7 ilustra duas disposições que surtem efeitos diferenciados na rigidez.

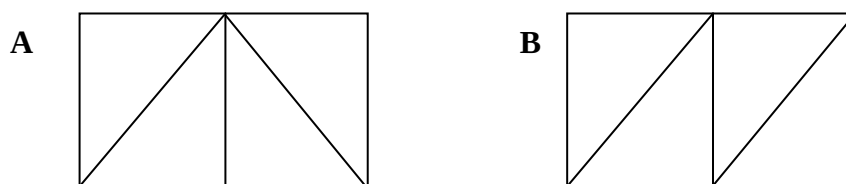


Figura 6.7 – Efeitos da disposição diagonal das barras. **A.** aumento da rigidez torsional. **B.** diminuição da rigidez torsional.

Como consequência destas disposições, a estrutura apresenta um leve grau de assimetria que pode implicar em deformações diferenciadas em determinados pontos do chassi quando da aplicação do carregamento de operação.

As condições de contorno impostas ao modelo para o cálculo da rigidez torsional constante podem ser ilustradas pela fig. 6.8. As setas em vermelho equivalem ao binário composto por dois esforços verticais em sentidos contrários aplicados em cada um dos pontos de fixação das suspensões dianteiras. Como comentado anteriormente, as deformações em ambos os pontos de fixação não são exatamente iguais devido aos efeitos de assimetria da

estrutura. Porém, estas diferenças são consideradas aceitáveis, pois para o cálculo da rigidez torsional considera-se a média destas deformações.

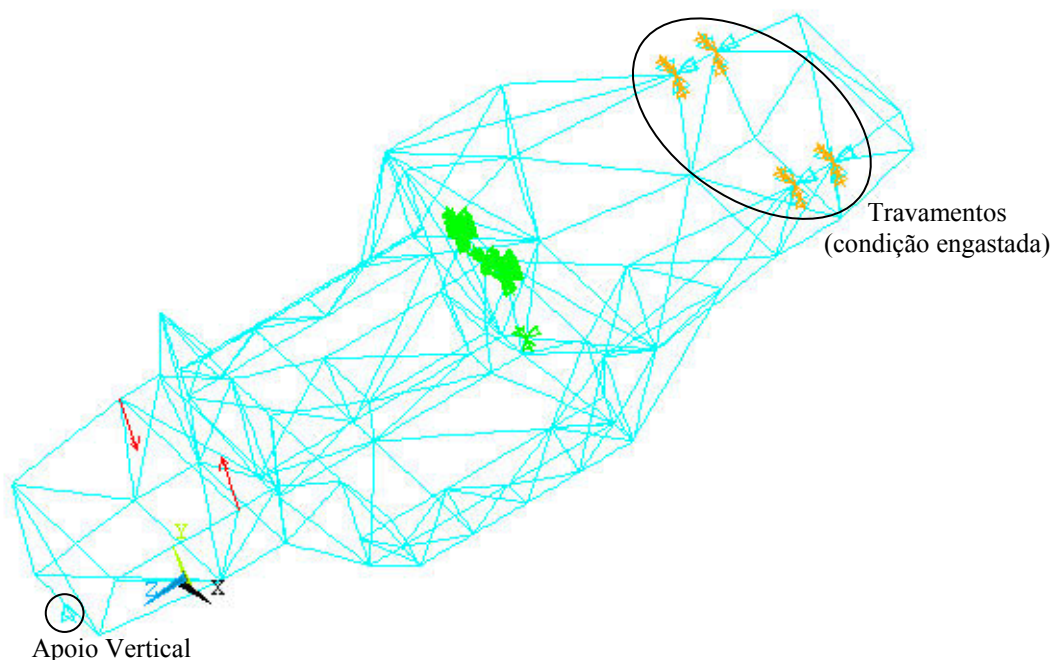


Figura 6.8 – Condições de contorno necessárias para o cálculo da rigidez torsional.

A rigidez torsional da estrutura pode ser calculada através da inclinação da curva da deflexão angular em função do esforço de torção aplicado conforme mostra a fig. 6.9. Para o cálculo dessa rigidez, foi usado o software comercial ANSYS®. A análise desta figura mostra uma relação linear entre o torque aplicado e o ângulo de torção médio. Esse comportamento linear pode ser atribuído ao fato do modelo em elementos finitos considerar condições de fabricação perfeitas tais como soldas, ausência de empenamentos, materiais homogêneos, condições estas impossíveis de se obter na realidade.

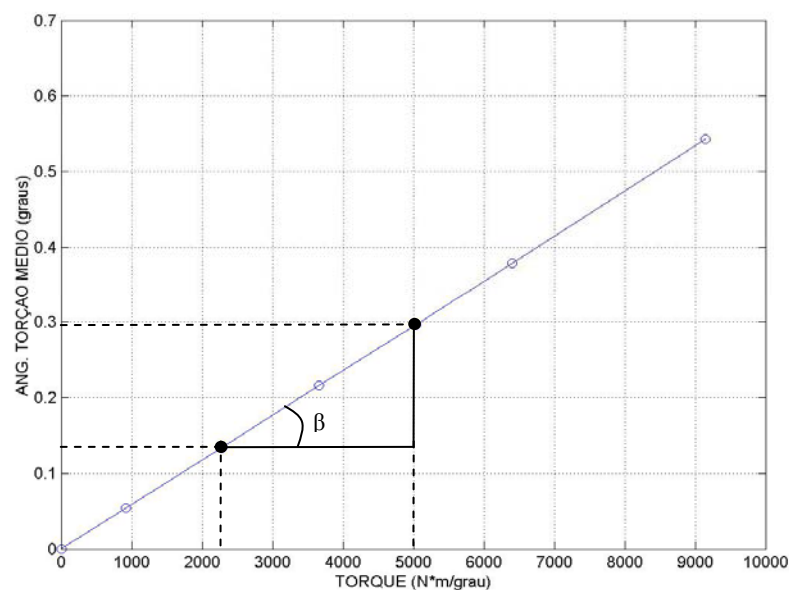


Figura 6.9 – Linearidade do modelo em elementos finitos.

6.2 Resultados otimizados

6.2.1 Variáveis de projeto

A figura 6.10 ilustra os pontos cujas coordenadas no espaço foram tomadas como variáveis de projeto para o processo de otimização. Vale ressaltar que os deslocamentos nodais em determinadas direções foram limitados a valores 25% abaixo e acima dos valores correspondentes à configuração inicial.

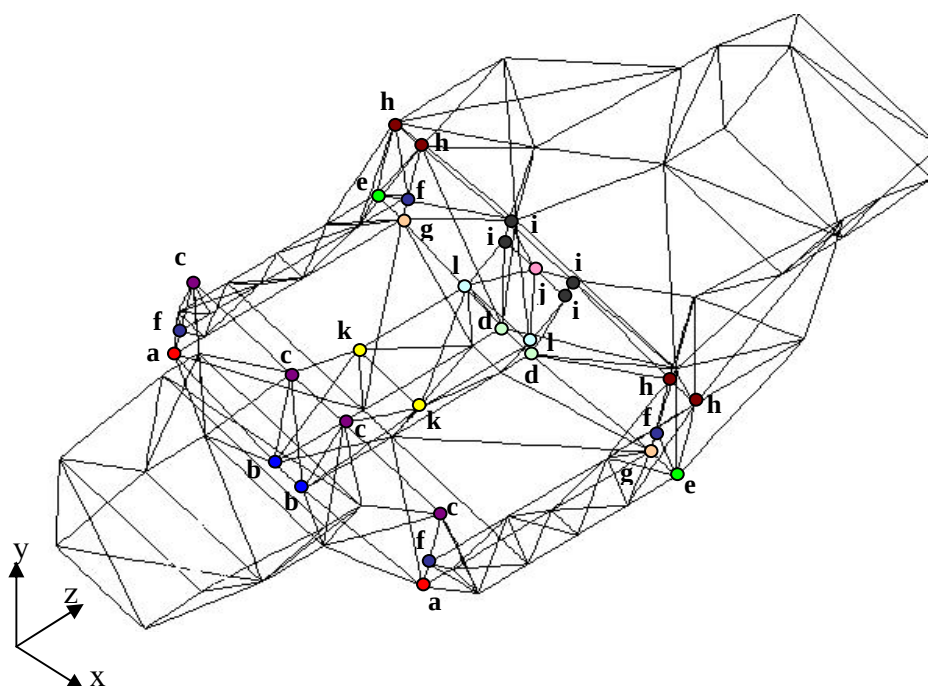


Figura 6.10 – Nós cujas coordenadas espaciais são as variáveis de projeto.

Para efeito de melhor compreensão da figura, pontos indicados por letras iguais são simétricos de acordo com o sistema de referência ilustrado na fig. 6.10. As coordenadas dos nós associados ao habitáculo central foram tomadas como variáveis por ser a geometria desta região o resultado do posicionamento das demais regiões (berços). Além disto, este espaço é o único que não pode ter todas as suas seis faces com travamento em função da necessidade do veículo ser conversível e possuir portas. Este fato faz com que o módulo central seja a parte mais flexível da estrutura e com isto defina seu comportamento dominante. São feitas ainda considerações sobre a necessidade de ajustar as dimensões da região central da estrutura para garantir a ergonomia dos ocupantes. Cabe lembrar que além da posição dos nós, o diâmetro externo dos tubos também foi tomado como variável de projeto (conforme mencionado no capítulo anterior). A tabela 6.1 faz uma representação dos pontos ilustrados na fig. 6.10 fazendo uma referência entre a numeração dos pontos e os valores iniciais das variáveis de projeto.

Tabela 6.1 – Representação e valores iniciais das variáveis de projeto.

Pontos	Letra	Variáveis (direções)
35, 36	a	$Z = 0.5$
43, 44	b	$Z = 0.45$
47, 48, 49, 50	c	$X = 0.15$ (47, 48) $X = 0.7$ (49, 50) $Z = 0.5$
37, 38	e	$Z = 1.65$
45, 46	d	$Z = 1.6$
53, 54, 55, 56	f	$Y = 0.36$ $Z = 1.65$ (53, 54) $Z = 0.5$ (55, 56)
57, 58	g	$Z = 1.65$
83, 84, 85, 86	h	$Y = 0.68$ $Z = 1.65$
87, 88, 89, 90	i	$X = 0.175$ $Y = 0.8$ (87, 88) $Y = 0.68$ (89, 90) $Z = 1.6$
91	j	$Y = 0.68$ $Z = 1.6$
92, 93	k	$X = 0.175$ $Y = 0.5$ $Z = 0.9$
96, 97	l	$X = 0.175$ $Y = 0.5$ $Z = 1.45$
Total		32

6.2.2 Otimização contínua

De acordo com as quatro formulações apresentadas e detalhadas no capítulo anterior, a aplicação dos três métodos heurísticos forneceu como resultados para a massa, rigidez torsional e diâmetro dos tubos os valores apresentados na tab. 6.2.

Vale a pena lembrar (item 5.4) os valores de alguns parâmetros dos algoritmos para três Métodos para efeito de implementação. Assim, para o Método MCF foi utilizada uma taxa de evaporação de feromônio igual a 1,25. Uma taxa de mutação igual a 0,01, bem como uma taxa de cruzamento igual a 0,8 foram atribuídas para o Método AG. Já para o Método EP, foi atribuído um coeficiente de velocidade máxima igual a 0,2, assim como uma taxa de inércia para cada partícula do enxame igual a 1,4. Vale lembrar também que em todos os casos, o tamanho da população, bem com o número de gerações foi 50, realizando um refinamento na região de interesse através da função *fminsearch*.

Tabela 6.2 – Resultados Ótimos obtidos na etapa 1.

	Massa (Kg)	Rigidez (Kgf*m/°)	Diâmetro tubos (mm)
Configuração Inicial	139,5 Kg	1728 Kgf*m/°	50,8 mm (2").
MÉTODO			
MCF			
Caso01	107,24	1897,7	38,909
Caso02	115,93	1937,8	40,487
Caso03	100	1765,08	35,939
Caso04	105,31	1937,8	37,798
EP			
Caso01	106,08	2106,25	38,100*
Caso02	110,01	1937,8	38,873
Caso03	108,55	1933,4	38,429
Caso04	105,63	1868	38,246
AG			
Caso01	107,96	1774,54	38,130
Caso02	126,34	1937,8	44,101
Caso03	100,03	1809,56	36,732
Caso04	100	1937,8	37,874

No caso 01 (problema com duas restrições) houve violação das restrições (item massa e rigidez ao utilizar os Métodos MCF e AG, porém foi respeitado o domínio do espaço de projeto referente ao diâmetro externo dos tubos. A massa foi reduzida em aproximadamente 35%, visto que era de se esperar que reduções abaixo dessa taxa não eram possíveis de se obter. Já ao utilizar o Método EP, apenas a restrição de massa foi violada, já que o otimizador deu maior prioridade ao incremento da rigidez torsional acima do valor mínimo especificado ($1900 \text{ Kgf}\cdot\text{m}/^\circ$). Outra observação importante é feita em relação ao diâmetro do tubo, cuja otimização levou a um valor disponível comercialmente. Do ponto de vista do projeto, a violação da massa é considerada aceitável, visto que é possível atribuir uma folga a essa restrição.

No caso 02 (problema de minimização com restrição) foi possível minimizar a massa, porém em um valor acima de 100 Kg, ao mesmo tempo em que a restrição de rigidez também foi atendida ao utilizar os três Métodos. O diâmetro dos tubos também foi otimizado para valores dentro da faixa do domínio do espaço de projeto. Assim, a melhor configuração ótima para esse caso foi obtida ao utilizar o Método EP, pois a redução de massa foi maior nessa aplicação e os valores ótimos de rigidez foram iguais ao utilizar os três Métodos.

No caso 03 (problema de minimização com restrição) a função objetivo foi atendida pelo incremento de rigidez acima do limite mínimo, porém a restrição de massa foi violada ao utilizar o Método EP. Neste caso, o diâmetro externo ótimo dos tubos foi otimizado para valores dentro do domínio do espaço de projeto. Ao utilizar os Métodos MCF e AG, a função objetivo foi incrementada, mas não acima do limite mínimo especificado ($1900 \text{ Kgf}\cdot\text{m}/^\circ$). Um bom resultado foi obtido ao utilizar estes dois últimos métodos, que atenderam à restrição de massa, porém o diâmetro dos tubos violou o domínio do espaço de projeto.

No caso 04 (problema multi-objetivo) todos os objetivos foram atendidos. O melhor resultado ótimo foi obtido ao utilizar o Método AG, porém houve violação no domínio do espaço de projeto ao utilizar esse método e o método MCF, o que não ocorre ao utilizar o Método EP.

Pela análise da tabela acima, verifica-se que o melhor projeto ótimo foi o obtido para o caso 01 utilizando o Método do Enxame de Partículas (EP). De acordo com a estratégia adotada, o Método EP bem como a formulação referente ao caso 01 serão tomados como estratégias para a otimização contínua/discreta em etapa posterior (etapa 4). As figs. 6.11 e 6.12 ilustram o projeto ótimo I através de uma vista isométrica e lateral.

Nestas figuras observa-se que a otimização provocou mudanças na extremidade traseira entre o túnel central e a parede corta-fogo traseira. Nesta parte da estrutura houve o aparecimento de regiões protuberantes com quinas vivas. Essas características não atendem aos requisitos de segurança, porém contribuíram bastante para o incremento da rigidez torsional. Esse incremento foi obtido também em grande parte pelo aparecimento de regiões tetraédricas irregulares na parede corta-fogo traseira garantindo um melhor travamento do berço traseiro.

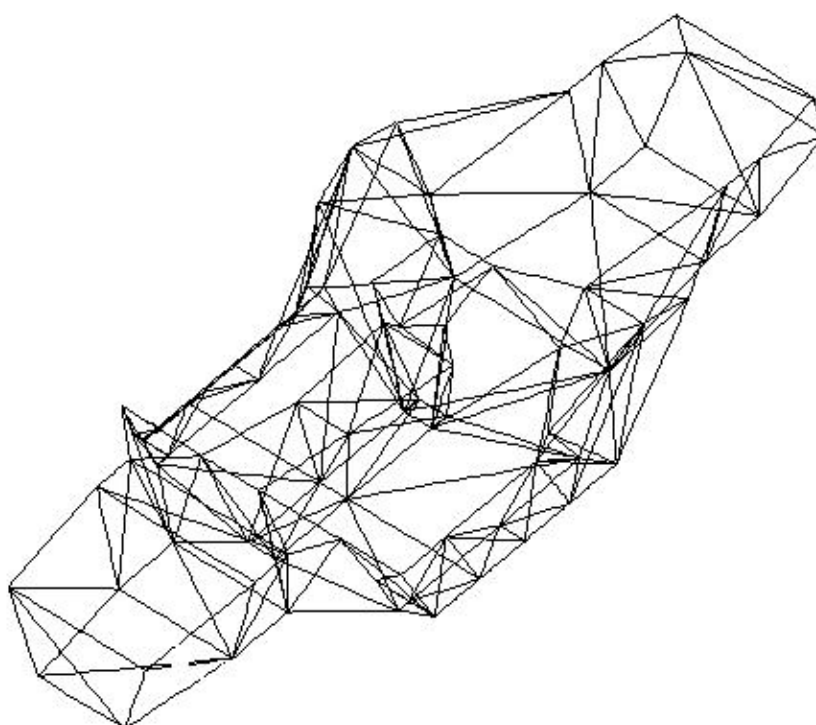


Figura 6.11 – Projeto ótimo I (vista isométrica).

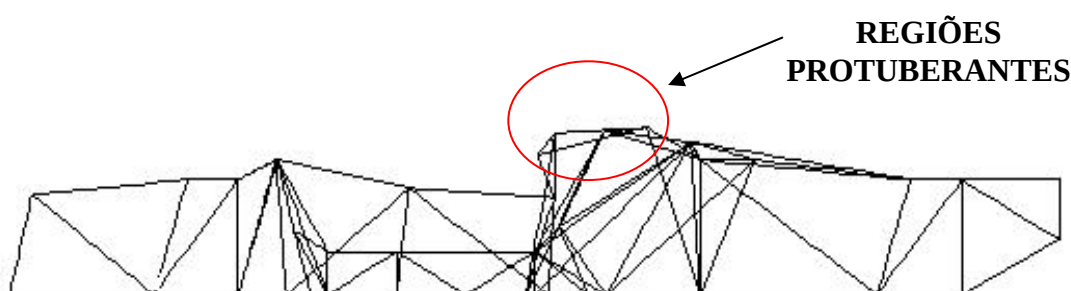


Figura 6.12 – Projeto Ótimo I (vista lateral).

Uma observação importante foi feita com relação à natureza virtual do projeto. Essa primeira configuração ótima apresentou regiões onde é possível verificar a presença de pontos de interseção entre os travamentos, ou seja, pontos onde os elementos de barra se cruzam.

Virtualmente, essa disposição é possível, porém nas condições físicas e reais de fabricação é inaceitável. A figura 6.13 ilustra esses pontos de interseção entre os travamentos. Essa condição geométrica foi fator fundamental para a realização da etapa 2, referente aos ajustes geométricos no modelo.

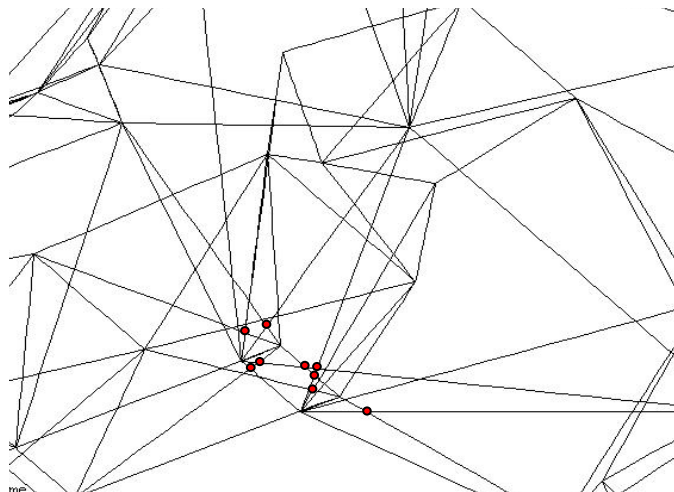


Figura 6.13 – Interseção entre os elementos na região traseira inferior do túnel central.

Como consequência das condições acima citadas, uma nova configuração foi obtida a partir do projeto ótimo, levando em consideração as mudanças necessárias para eliminar os efeitos indesejáveis do projeto. Essa configuração gerada pela intervenção do autor constitui um chassis base tratado como configuração inicial para a etapa três, referente à otimização contínua/discreta. Assim, as figs. 6.14 a 6.16 ilustram as mudanças feitas na forma de modificação nos travamentos que agora não se cruzam (linhas escuras cheias e pontilhadas redondas).

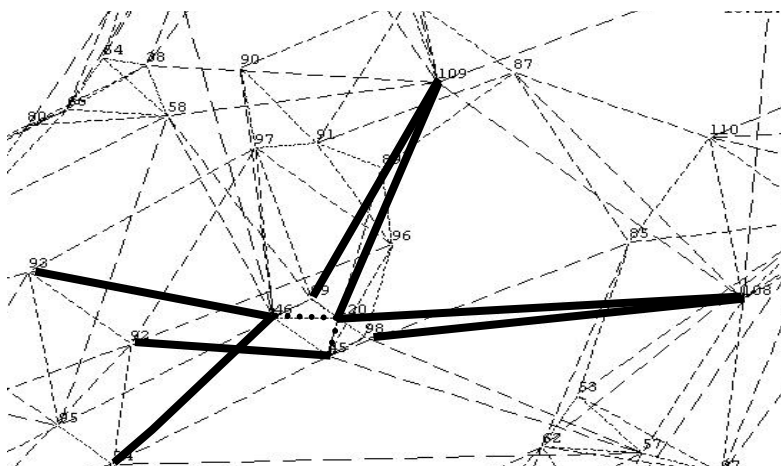


Figura 6.14 – Detalhe do baseline chassis indicando as mudanças realizadas (barras adicionadas representadas por linhas pontilhadas redondas).

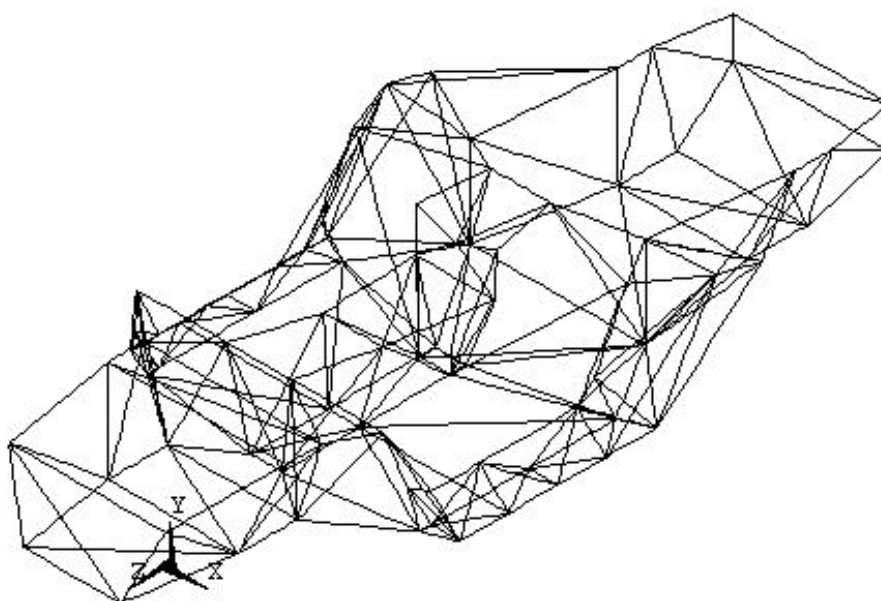


Figura 6.15 – Baseline chassis (vista isométrica).

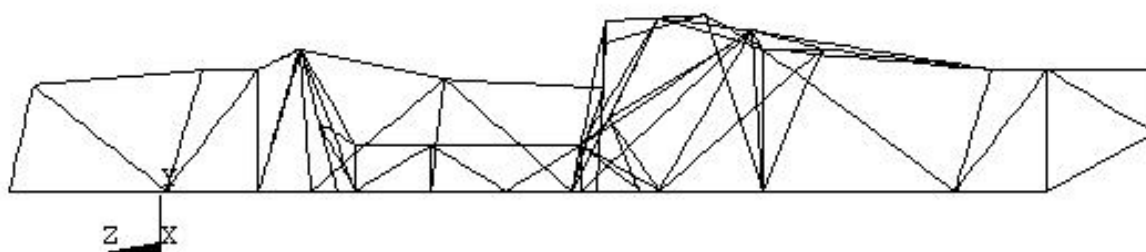


Figura 6.16 – Baseline chassis (vista lateral).

6.2.3 Otimização contínua/discreta

A tab. 6.3 esquematiza a formulação do problema de otimização contínua/discreta (etapa 3), lembrando que o método utilizado foi o EP para o caso onde deseja-se atender as duas restrições de desigualdade (etapa 1). Assim, formula-se a função pseudo-objetivo através da eq. (6.1).

$$J(x) = (C * t)^\alpha \left(\frac{M}{M_{limite}} - 1 \right)^\beta + (C * t)^\alpha \left(1 - \frac{K}{K_{limite}} \right)^\beta \quad (6.1)$$

sendo: $J(x)$ a função pseudo-objetivo;

C , α e β são parâmetros da penalidade dinâmica;

t : número da iteração.

As restrições de desigualdade são a massa e a rigidez torcional. Nesta etapa foi atribuído um limite máximo para a massa de 80 Kg, ao mesmo tempo em que foi atribuído um limite mínimo para a rigidez de 2835 Kgf*m/°.

As variáveis de projeto contínuas foram aquelas mencionadas no sub-tópico 6.2.1, porém foram atribuídas restrições laterais de variação de 15% em relação aos seus valores iniciais. Outra variável contínua foi a espessura dos tubos, cujos valores foram especificados dentro de uma faixa encontrada comercialmente. Como variável de projeto discreta foi tomado o diâmetro dos tubos especificando valores conforme mostra a tab. 6.3. Baseado nas informações dos perfis comerciais, foi definida uma faixa de valores de espessura entre 1,06 mm e 3 mm para atender a todos os valores de diâmetro externo.

Tabela 6.3 – Especificação de dimensões de tubos comercialmente vendidos.

DIÂMETRO DOS TUBOS (MM)	ESPESSURA DE PAREDE (MM)
38,1	0,9 – 3,75
41,27	1,06 – 3
44,45	1,06 – 4,75
47,60	1,06 – 3
50,80	1,06 – 4,75

O tamanho da população, assim como o número de gerações foi igual a 100, motivo pelo qual a função *fminsearch* não foi habilitada, já que o refinamento da região de interesse foi feito por meio de um número alto de gerações. Um critério de parada paralelo foi imposto de modo que se em 25 gerações não houver algum melhoramento no resultado, o processo se encerra.

O baseline chassis foi tido como configuração inicial apresentando uma massa de 105,7 Kg e uma rigidez torsional de 2266 Kgf*m/°. Nesse processo (etapa 3), a configuração ótima apresentou um incremento de massa de 3% em relação ao valor inicial, violando de fato essa restrição. Essa violação foi aceitável do ponto de vista do projeto, visto que é possível atribuir uma folga a essa restrição. Ao contrário da restrição de massa, a restrição de rigidez foi atendida apresentando um valor 27% maior que o valor de rigidez inicial. O espaço de projeto também foi respeitado, já que o diâmetro dos tubos, bem como a espessura foram otimizados para valores comerciais. Os valores ótimos desses dois parâmetros foram respectivamente: 38,1mm (1 ½ ") e 1,06 mm

O desenho do projeto ótimo II pode ser visto nas figs. 6.17 (vista isométrica) e 6.18 (vista lateral).

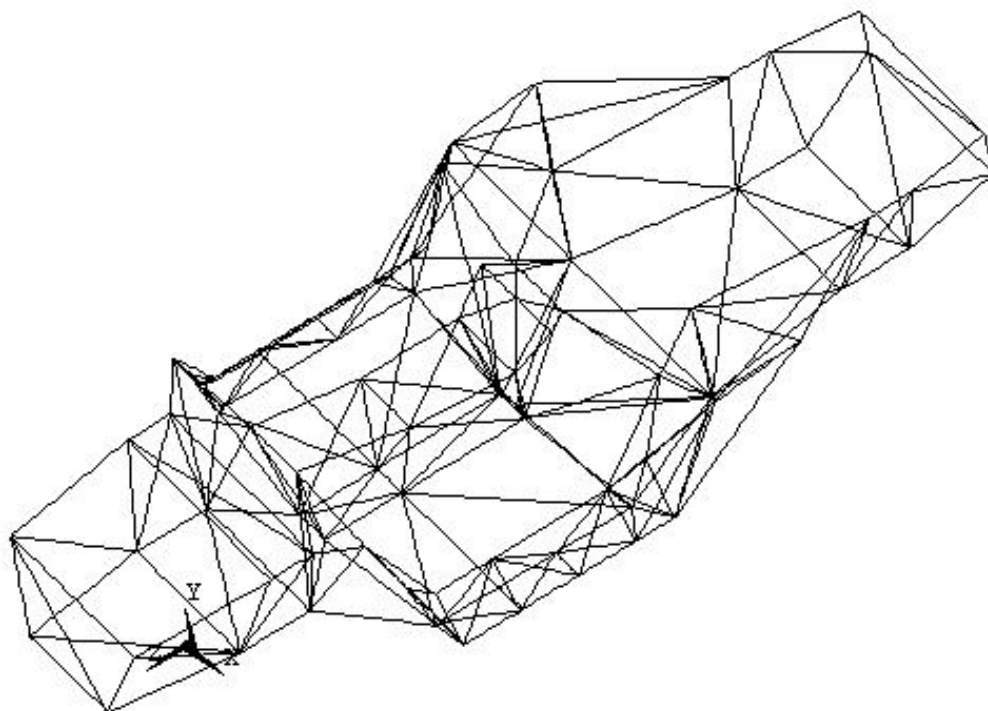


Figura 6.17 – Projeto ótimo II (vista isométrica).

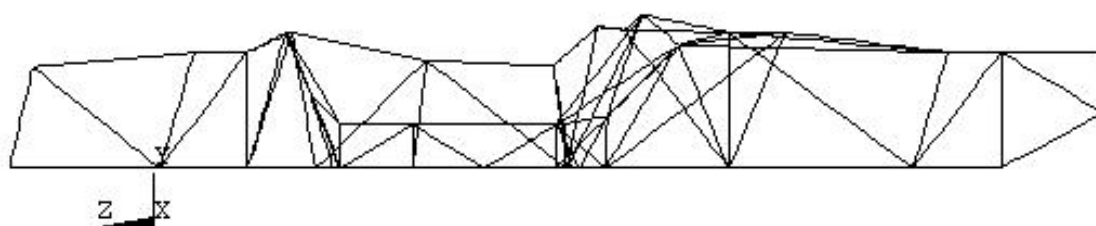


Figura 6.18 – Projeto ótimo II (vista lateral).

Pela análise das figuras 6.17 e 6.18 pode-se perceber que a protuberância no alto da parede corta fogo traseira (e suas quinas vivas) foi bastante reduzida em relação ao projeto ótimo I. A presença de regiões tetraédricas entre o habitáculo central e o berço traseiro contribuiu mais uma vez para o incremento da rigidez torsional da estrutura, garantindo um travamento ainda maior do compartimento reservado para o conjunto propulsor e suspensões traseiras. Outra característica importante pode ser observada em relação ao espaço reservado para o sistema de direção e pedais. Essa região compreendida entre o berço dianteiro e o

habitáculo central teve suas dimensões aumentadas tanto na direção z (longitudinal) quanto na direção x (lateral), contribuindo ainda mais para o aumento do habitáculo central e consequentemente o conforto dos ocupantes.

Na configuração ótima II foram encontrados também, efeitos associados ao projeto virtual e que levam à presença de interseções entre os elementos na região traseira inferior do túnel central. Pôde-se observar também uma proximidade muito grande entre algumas barras inferiores na região entre a parede corta-fogo traseira e berço traseiro. Estas características inviabilizam a fabricação do protótipo real e foram contornadas mais uma vez pela intervenção manual após a otimização. Outro ajuste foi feito também na região traseira superior do túnel central visando conferir melhor estética ao chassi e uma pequena redução de massa. Todos estes ajustes e modificações são fatores importantes para a realização da quarta e última etapa, que consiste na obtenção do projeto final da estrutura. Assim, as figs. 6.19 a 6.21 ilustram os pontos de interseção, a proximidade entre algumas barras simétricas em relação ao eixo longitudinal, bem como a indicação de remoção de alguns travamentos.

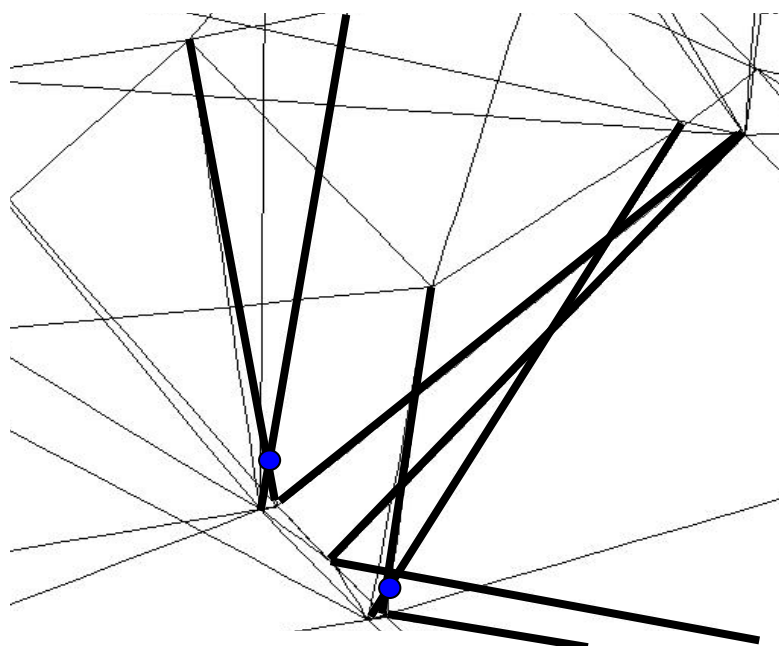


Figura 6.19 – Pontos de interseção entre travamentos (região traseira inferior do túnel central), além de barras a serem removidas (linhas escuras cheias).

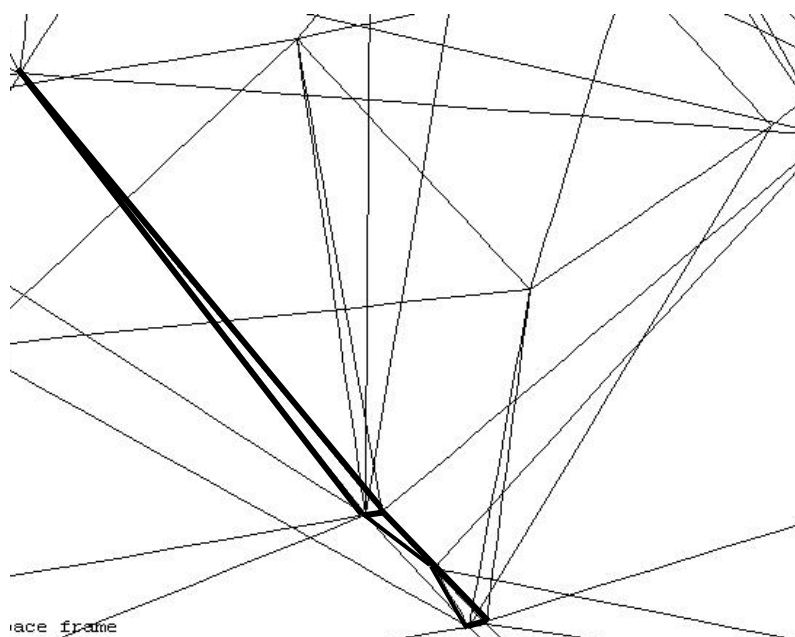


Figura 6.20 – Proximidade excessiva entre alguns elementos da estrutura (região traseira inferior do túnel central).

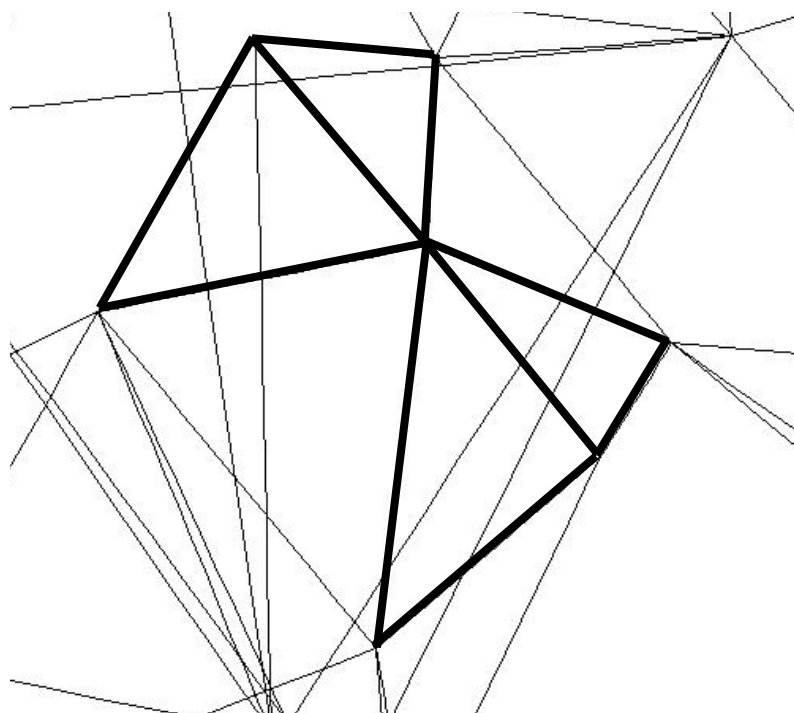


Figura 6.21 – Barras (linhas escuras cheias) a serem removidas (região traseira superior do túnel central).

Ao final de todo o processo de otimização e ajuste da geometria da estrutura, foi possível chegar a uma configuração final de projeto com massa total igual a 104 Kg e rigidez

torsional igual a $2810 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$. A massa nesse caso foi reduzida em aproximadamente 5% em relação ao projeto ótimo II, ao mesmo tempo em que a rigidez também diminuiu em aproximadamente 2,5%. Esses resultados são aceitáveis do ponto de vista do projeto, já que o valor encontrado para rigidez ultrapassa valores encontrados na literatura para veículos similares. As figs. 6.22 a 6.27 ilustram as modificações feitas no projeto final em relação ao projeto ótimo II como resultado dos ajustes feitos na etapa 4. São mostradas também algumas vistas da estrutura completa.

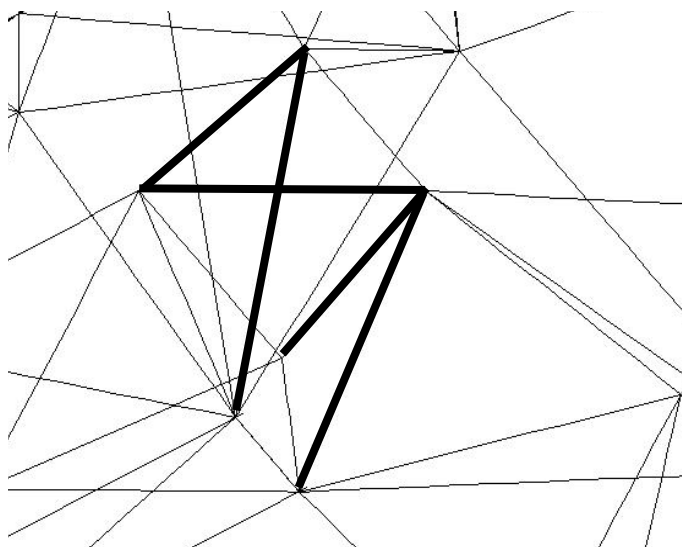


Figura 6.22 – Barras adicionadas (região traseira superior do túnel central) representadas por linhas escuras cheias.

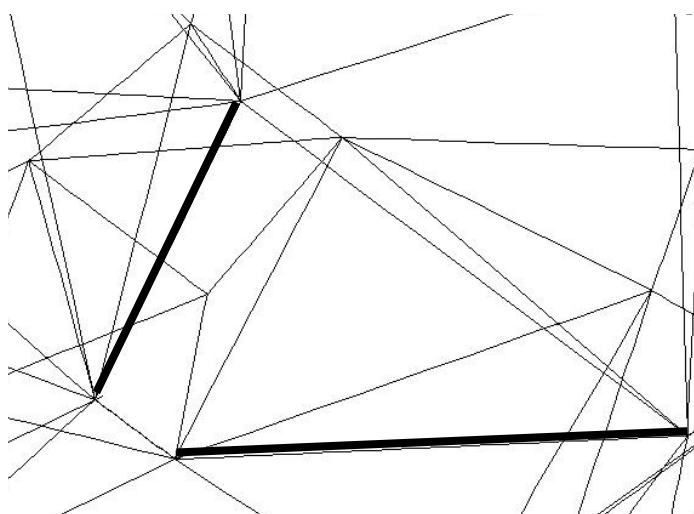


Figura 6.23 – Barras adicionadas (região traseira inferior do túnel central) representadas por linhas escuras cheias.

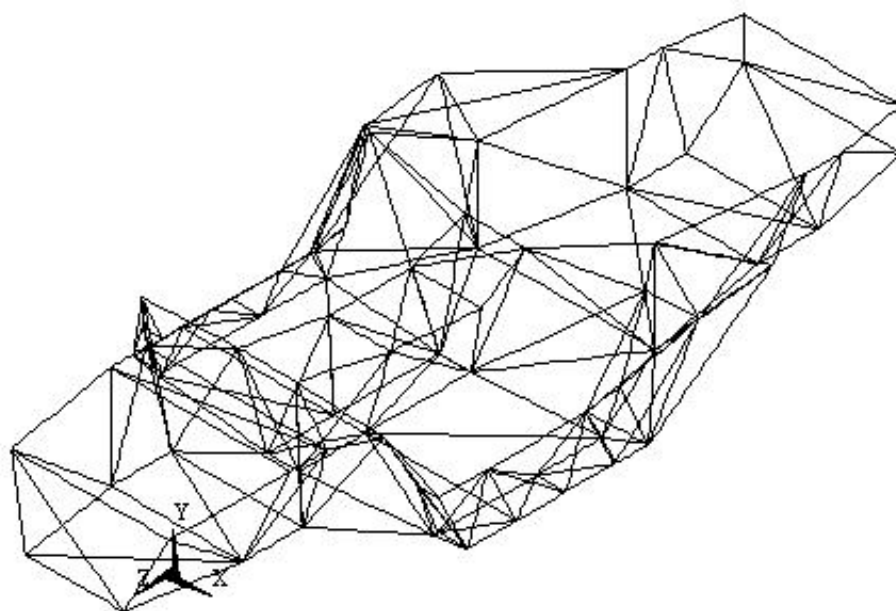


Figura 6.24 – Projeto final (vista isométrica).

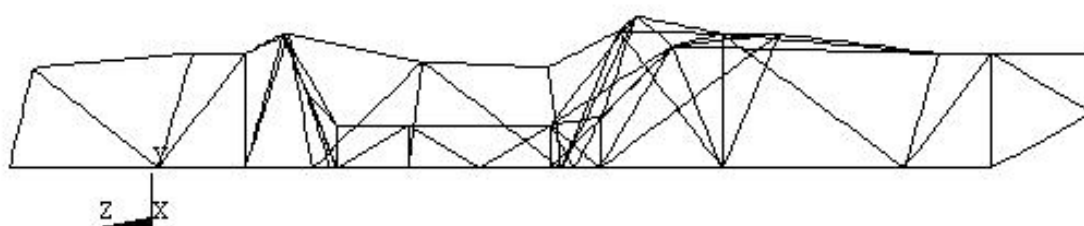


Figura 6.25 – Projeto final (vista lateral).

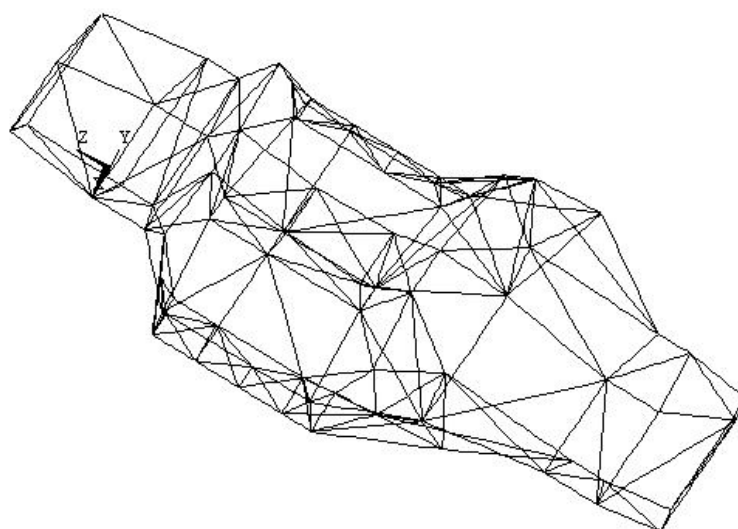


Figura 6.26 – Projeto final – regiões tetraédricas.

As dimensões básicas do projeto final são:

- Comprimento: 3,80 m;
- Largura: 1,695;
- Altura: 0,53 m.

A tabela 6.4 resume as informações mais importantes de cada uma das versões do projeto desenvolvido ao longo deste trabalho.

Tabela 6.4 – Informações gerais de cada projeto.

Projeto	Massa (Kg)	Rigidez Torsional (Kgf*m/m)	Centro de Gravidade (m)			Elementos	DOF (Graus de liberdade)	Diâmetro dos tubos (mm)	Espessura (mm)
			x	y	z				
Inicial	139,5	1728	-0,92E-4	0,186	-1,35	3393	19167	50,8	1
Ótimo I	106	2106	-0,27E-3	0,2	-1,36	3393	18609	38,1	1
Baseline	105,7	2266	-0,27E-3	0,2	-1,36	3445	18675	38,1	1
Ótimo II	109	2880	-0,15E-3	0,19	-1,35	3445	18333	38,1	1,06
Final	104	2810	-0,21E-3	0,19	-1,34	3211	17643	38,1	1,06

Pela análise da tabela acima verifica-se que a massa do projeto final foi 34% menor que a massa do projeto inicial, ao mesmo tempo em que a rigidez torcional foi incrementada em 62%. Isso indica que a metodologia adotada foi bastante eficiente para obter uma estrutura mais leve e mais rígida.

A estrutura final apresentou também um alto grau de simetria em relação ao eixo longitudinal. A coordenada y (altura) do centro de gravidade foi ligeiramente maior (4 mm) em relação ao projeto inicial.

A estrutura final possui um número menor de graus de liberdade que a configuração inicial. Isto implica em menor esforço computacional nas etapas posteriores de desenvolvimento que se seguirão após esta dissertação, onde aspectos específicos de resistência mecânica de componentes serão abordados.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

De acordo com todas as atividades desenvolvidas ao longo deste trabalho é possível descrever as conclusões mais importantes e que apontam para propostas futuras de continuação do mesmo.

Inicialmente foi feita uma discussão referente aos aspectos gerais de estruturas veiculares, partindo dos conceitos de estrutura como arranjos específicos de material e abordando as dificuldades enfrentadas para o desenvolvimento de chassis automotivos. Nesse contexto foram apresentadas as diversas tendências para o desenvolvimento das diferentes categorias de veículos que atendam a uma determinada aplicação ao longo dos anos. Todas essas tendências apontam para a busca de alternativas que viabilizem a difusão dos conceitos sobre estruturas veiculares, bem como ferramentas para desenvolvê-las com rapidez e economia.

Foi feita uma revisão bibliográfica para garantir toda a fundamentação teórica do trabalho através de informações e trabalhos bem sucedidos realizados por pesquisadores da área de dinâmica de veículos. Nessa parte destaca-se a grande familiaridade dos autores com as modernas ferramentas de simulação computacional, visto que a modelagem de sistemas tornou-se algo bastante produtivo e eficiente para representar um determinado comportamento físico. Muitos autores contribuíram também para o desenvolvimento do campo das aplicações práticas pela construção de protótipos em escala real, a fim de validar e comprovar a modelagem virtual de um determinado sistema físico. Tem-se observado também uma grande tendência de se construir protótipos em escala reduzida, já que são mais viáveis economicamente, além de representarem com boa precisão o comportamento de um sistema real por meio das técnicas de similitude. Outra ferramenta poderosa e que tem sido dominada por alguns autores é a otimização numérica por meio da utilização de softwares cada vez mais robustos e que permitem o interfaceamento com outros programas de cálculo e simulação.

Todos os requisitos necessários para o desenvolvimento de um bom chassis foram apresentados. Dentre eles destacam-se a elevada rigidez e a pequena massa, que proporcionam ao veículo longa vida útil, boa dirigibilidade e bom desempenho dinâmico.

Foram descritos os principais tipos de estruturas veiculares a partir da definição de duas grandes categorias: o quadro de chassis e a estrutura monobloco. A partir daí, foram apresentadas várias configurações particulares que atendem a determinados tipos de aplicação. Também foram alvo de destaque os materiais utilizados ao longo dos anos.

Foi feita uma apresentação do método dos elementos finitos e seus conceitos de solução de problemas contínuos a partir da discretização em elementos. Os procedimentos gerais para a abordagem de um problema discretizado por meio de elementos finitos foram colocados de modo a oferecer uma seqüência lógica de trabalho. Foram apresentadas as dificuldades encontradas ao utilizar o método, apontando para alguns requisitos importantes antes de iniciar qualquer modelagem. Um enfoque maior foi dado ao elemento do tipo barra, já que foi o elemento utilizado neste trabalho.

As técnicas de otimização numérica foram descritas em termos dos chamados métodos clássicos e heurísticos de busca pela configuração ótima de projeto. Foi apresentada a maneira como é formulado um problema geral de otimização, os métodos para se chegar a uma direção de busca, e como proceder à busca unidimensional. Foram apresentadas alternativas para tratar problemas com e sem restrições, com uma ou mais variáveis, uni ou multi-objetivo. As características e possíveis vantagens dos métodos heurísticos sobre os métodos clássicos foram apresentados, assim como suas limitações computacionais.

De forma geral, a metodologia utilizada neste trabalho foi adequada e suficiente, já que os resultados obtidos foram bastante expressivos e condizentes com a realidade da estrutura que se deseja construir. As simulações computacionais demonstraram ser ferramentas poderosas à disposição dos projetistas para tratar de problemas complicados e que envolvem soluções de compromisso em um espaço de projeto nem sempre bem condicionado numericamente.

Foi desenvolvida uma concepção (configuração) inicial para a estrutura através de informações referentes ao posicionamento de diversos componentes mecânicos de um veículo (conjunto propulsor, suspensões dianteiras e traseiras, pneus, etc). Foi utilizado como modelo básico de inspiração um veículo PUMA GTS. As dimensões da estrutura inicial foram definidas a partir de um veículo Honda Civic, cujo conjunto de suspensão dianteira e direção

pretende-se utilizar no protótipo a ser construído posteriormente. Na concepção do projeto inicial foram consideradas características de ergonomia do veículo Honda Civic.

Por meio das informações geométricas, foi construído o modelo em elementos finitos de uma estrutura tridimensional do tipo spaceframe, discretizada por elementos de barra. O modelo foi testado sob condições de torção através de uma análise linear estática. Nesta análise foram consideradas soldas perfeitas e materiais homogêneos. Como resultado obteve-se um modelo com rigidez torsional constante e igual a $1728 \text{ kgf}\cdot\text{m}/^\circ$ (comportamento linear) e massa de 139,5 Kg.

A partir da configuração inicial foram implementadas duas etapas de otimização numérica. Estas etapas foram intercaladas por ajustes geométricos realizados manualmente. Foram utilizados métodos heurísticos com o objetivo de aumentar a rigidez torsional e ao mesmo tempo reduzir a massa da estrutura. Foram utilizados os Métodos da Colônia de Formigas (MCF), Método do Enxame de Partículas (EP) e o Método dos Algoritmos Genéticos (AG) para quatro tipo de formulações. O método EP forneceu os melhores resultados por meio de uma formulação onde a massa e a rigidez foram tomadas como restrições. O projeto final otimizado apresentou-se 35% mais leve que o projeto inicial, ao mesmo tempo em que sua rigidez torsional aumentou em 62%.

Para efeito de comparação, a estrutura desenvolvida apresentou-se mais rígida do que um veículo de competição do tipo NASCAR, cuja rigidez torcional típica vale aproximadamente $2000 \text{ kgf}\cdot\text{m}/^\circ$.

Outro aspecto importante e que merece destaque é que a estrutura foi otimizada considerando o uso de tubos de aço de construção mecânica de baixo teor de carbono e em bitolas comerciais.

A estrutura desenvolvida possui potencial de alto desempenho em termos de dirigibilidade, manobrabilidade e estabilidade em curva não só em função de sua elevada rigidez torsional, mas também como resultado de um centro de gravidade baixo.

A maior dificuldade no desenvolvimento da estrutura tridimensionalizada está na sua construção, visto que há uma grande exigência de habilidade e experiência por parte do construtor. Uma grande atenção deverá ser dedicada às soldas, já que a expectativa de empenamento é uma realidade durante a construção.

Como contribuições do trabalho, destacam-se:

- Levantamento bibliográfico contendo as experiências bem-sucedidas de diversos autores da área de dinâmica de veículos.

- Comparação entre os tipos de estruturas veiculares desenvolvidas por autores da área de dinâmica veicular, evidenciando os requisitos de aplicabilidade e aspectos relativos ao projeto e fabricação.

- Elaboração de uma seqüência lógica de etapas para a concepção e projeto de uma estrutura veicular tridimensional para uso em veículo conversível de alto desempenho.

- Modelagem em elementos finitos de uma estrutura veicular tridimensional composta por tubos de seção circular comercialmente vendidos por meio do uso do software comercial ANSYS®. A modelagem permitiu a viabilização do emprego de elementos de barras unidimensionais, os quais conduziram a um esforço computacional menor quando comparado a elementos estruturais bidimensionais.

- Pelo fato da modelagem em elementos finitos levar em consideração condições de fabricação da estrutura consideradas perfeitas, a concepção (arranjo geométrico) final desenvolvida virtualmente fornece um indicativo de que durante a construção do protótipo a inviabilização do uso de determinados componentes estruturais se faz necessário.

- O estudo e aplicação das técnicas de otimização baseadas em métodos heurísticos proporcionou uma experiência interessante e produtiva levando em conta as dificuldades encontradas na aplicação dos métodos clássicos em trabalhos anteriores associados ao comportamento dinâmico de veículos.

- Desenvolvimento de uma metodologia de interfaceamento entre os softwares comerciais ANSYS® e MATLAB®.

- Desenvolvimento de uma estrutura veicular tridimensional rígida e, ao mesmo tempo leve, garantindo uma boa manobrabilidade e dirigibilidade do veículo a ser concebido.

- Abordagem das dificuldades encontradas para a construção de uma estrutura veicular tridimensional de geometria complexa em escala real, apontando diretrizes para a viabilização de sua construção em escala reduzida através do uso das técnicas de similitude.

- Aprendizado e desenvolvimento técnico e científico do autor, tanto na área de estruturas automotivas quando associado ao uso de técnicas e ferramentas modernas de projeto.

Como perspectivas para trabalhos futuros destaca-se:

- Promover o refinamento do desempenho da estrutura por meio da realização de mais algumas etapas de otimização com outras variáveis de projeto e outros parâmetros associados aos métodos heurísticos.

- Fazer um estudo acerca da sensibilidade dos parâmetros dos otimizadores como tamanho da população, número de gerações, taxa de evaporação (Método MCF), taxa de mutação (Método AG), taxa de inércia (EP) entre outros parâmetros.

- Fazer uma análise de sensibilidade utilizando técnicas estatísticas a fim de avaliar melhor os pontos localizados da estrutura que afetam de forma mais intensa sua rigidez estrutural.

- Estender a otimização aos berços dianteiro e traseiro da estrutura visando aumentar ainda mais a rigidez torcional e reduzir a massa total do conjunto.

- Realizar uma análise modal computacional da estrutura de modo a verificar os modos de vibrar e suas frequências naturais.

- Efetuar o estudo, adaptação, modelagem e dimensionamento detalhado dos suportes dos componentes do veículo.

- Construir um protótipo em escala reduzida do chassis visando explorar as dificuldades de fabricação e destacar eventuais problemas não detectados no contexto desta dissertação.

- Construir a estrutura definitiva em escala real visando dar continuidade ao projeto maior que é a obtenção do veículo completo de acordo com os objetivos definidos no início deste trabalho.

- Realização de procedimento experimental para validar os valores obtidos para a massa e rigidez torsional da estrutura real.

- Definição do estilo e construção da carroceria estética do protótipo de veículo de alto desempenho.

- Construção do protótipo de veículo de alto desempenho, respeitando as limitações de tempo e a disponibilidade de recursos humanos e materiais.

- Realização de testes de campo para avaliar o desempenho global do veículo.

CAPÍTULO VIII

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS, H. **Chassis Engineering**: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling. NY: Hp Books, 1993. 133p.

ADAMS, V.; ASKKENAZI, A. **Building Better Products with Finite Element Analysis**. Santa Fe, NM, USA: Library of Congress Cataloging-in-Publication OnWorld Press, 1999. 393p.

AIRD, F. **Race Car Chassis**: Design and Construction. Osceola: MBI Publishing Company, 1997. 128p.

ALVES FILHO, A. **Elementos finitos**: A Base da Tecnologia CAE. 1ed. Tatuapé-SP: Érica, 2000, 320p.

ANGIRA, R.; BABU, B.V. Non-dominated sorting differential evolution (NSDE): An extension of differential evolution for multiobjective optimization. In: 2ND INDIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON ARTIFICIAL INTELLIGENCE (IICAI-05), 2, 2005, Pune. **Proceedings of the 2nd Indian International Conference on Artificial Intelligence (IICAI-05)**.

ASSIS, E. G.; STEFFEN Jr., V. Inverse Problem Techniques for the Identification of Rotor-Bearing Systems. **Inverse Problems in Science & Engineering**. v. 11, n. 1, Taylor & Francis, p. 39–53, 2003.

ATHAN, T. W.; PAPALAMBROS, P. Y. A note on weighted criteria methods for compromise solutions in multi-objective optimization. **Eng. Optimization**. v. 27, n. 3, p. 155-176, 1996.

BAKER, C. S. **FoES Formula SAE-A Space Frame Chassis Design**. 2004. 101 f. Dissertação de Bacharelado. University of Southern Queensland - Faculty of Engineering & Surveying, Southern Queensland.

BORGES, J. A. F. **Dinâmica de Veículos Articulados: Simulação Computacional, Otimização e Ensaaios Experimentais**. 1999. 213 f. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

BUTKEWITSCH, S.; BORGES, J. A. F.; LEAL, M. F.; KOTINDA, G. I. Discrete Versus Continuous Optimization For The Improvement And Robust Design Of Automotive Systems. In: CONEM – CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2, 2002, João Pessoa – PB. **Anais do CONEM 2002**. p. 1-10.

CASTRO, R. E. **Otimização de Estruturas com Multi-Objetivos via Algoritmos Genéticos**. 2001. Tese de Doutorado. Departamento de Engenharia Civil – COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.

COELHO, L. S. Fundamentos, Potencialidades e Aplicações de Algoritmos Evolutivos. In: XXVI CNMAC - CONGRESSO NACIONAL DE MATEMÁTICA APLICADA E COMPUTACIONAL, 26, 2003, São Carlos. **Notas em Matemática Aplicada. SBMAC**. v. 2, 94p.

COELHO, R. F. **Multi-Criteria Optimization with Expert Rules for Mechanical Design**. 2004. Tese de Doutorado. Université Libre de Bruxelles, Faculté des Sciences Appliquées, Bruxelles.

COSTA, A.V. **Avaliação de Estruturas Veiculares Soldadas a Aceitabilidade**. 1998. 150 f. Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

DEB, K. **Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms**. NY: John Wiley x Sons, 2001.

DORIGO, M.; MANIEZZO, V.; COLORNI, A. **Positive Feedback as a Search Strategy**. Italy: Politecnico di Milano, 1991.

DORIGO, M.; MANIEZZO, V.; COLORNI, A. The Ant System: Optimization by a colony of cooperating agents. **IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics–Part B**, v. 26, n. 1, pp. 1-26, 1996.

EDGAR, T. F.; HIMMELBLAU, D. M.; LASDON, L. S. **Optimization of Chemical Process**. 2.ed. USA: McGraw-Hill Chemical Engineering Series, 2001. 651p.

ESCHENAUER, H.; KOSKI, J.; OSYCZKA, A. **Multicriteria Design Optimization - Procedures and Applications**. Berlin: Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1990.

FEODOSIEV, V. I. **Resistência de Materiales**. Moscou: Editorial MIR, 1980.

GOLDBERG, D. E. **Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning**. USA: Adison-Wesley, 1989.

HAPPIAN, J. S. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Society of Automotive Engineers, Inc: Reed Educational and Professional Publishing, 2002. 585p.

HAUPT, R. L.; HAUPT, S. E. **Practical Genetic Algorithms**. John Wiley x Sons, INC., 1998.

HOLLAND, J. H. **Adaptation in Natural and Artificial Systems**. University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975.

KIMBALL, S. Don't focus on stress when stiffness is the problem. **Machine Design Magazine**. Laucadia – California. 4p, 1999.

KUROWSKI, P. M. **Finite Element Analysis for Design Engineers**. Warrendale – USA: Society of Automotive Engineers Internacional, Inc, 2004. 185p.

MARLER, R. T.; ARORA, J. S. Survey of multi-objective optimization methods for engineering. **Structural Multidisciplinary Optimization**. v. 26, n. 1, p. 369-395, 2004.

METZ, L. D. **Race Car Vehicle Dynamics**: chapter 4, Vehicle Axis Systems. Society of Automotive Engineers, 1998 Publications.

MURPHY, C. E. G. **Similitude in Engineering**. NY: The Ronald Press Company, 1950. 198p.

OSY CZKA, A. **Computacional Methods in Applied Mech. and Eng**: An approach to multicriterion optimization problems for engineering design. 1978. p. 309-333, v. 15.

OSY CZKA, A. **Multicriterion Optimization in Engineering with Fortran Programs**. England: Ellis Horwood Limited, 1984.

PARETO, V. **Cours D'Economie Politique**. Lausanne-Suíça: F. Rouge, 1896. Vol. I and II.

PINTO FILHO, R. R. **Concepção Projeto e Otimização de Uma Estrutura Para Aplicação em Veículo de Uso Misto**. 2004. 176 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

POURTAKDOUST, S. H.; NOBAHARI, H. An Extension of Ant Colony System to Continuous Optimization Problems. In: ANTS 2004 - FOURTH INTERNATIONAL WORKSHOP ON ANT COLONY OPTIMIZATION AND SWARM INTELLIGENCE, 4, 2004, Brussels, Belgium. **Proceedings of ANTS 2004**.

REIMPELL, J. **The Automotive Chassis**: chapter 5, Body Construction. Reed Educational Publishing Ltd, 2001.

ROJAS, J. E.; VIANA, F. C.; RADE, D. A.; STEFFEN Jr., V. Identification of External Loads in Mechanical Systems through Heuristic-Based Optimization Methods and Dynamic Responses. **Latin American Journal of Solids and Structures**, 1(3). p. 297-318, 2004.

SARAMAGO, S. F. P., Métodos de Otimização Randômica: Algoritmos Genéticos e Simulated Annealing. In: XXVI CNMAC - Congresso Nacional de Matemática Aplicada e Computacional, 26, 1999, São José do Rio Preto-SP. **Minicurso do XXVI CNMAC**.

SILVA, L. N. C. **Engenharia Imunológica: Desenvolvimento e Aplicação de Ferramentas Computacionais Inspiradas em Sistemas Imunológicos Artificiais**. 2001. Tese de Doutorado. UNICAMP, Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação, Campinas-SP.

SOUZA, Ten. Cel. M. A. **Chassis**: Estudo dos Pneus e Rodas. Apostila de aula. Instituto Militar de Engenharia, 1990. 96p.

TELLES, P. C. S. **Materiais para Equipamentos de Processo**. 5.ed. Rio de Janeiro: Interciência Ltda, 1994. 240p.

THOMPSON, L. L.; LAMPERT, J. K.; LAW, E. H. Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis. **SAE Technical Paper Series No. 983054 – Motorsports Engineering Conference Proceedings: Vehicle Design and Safety**. Dearborn, Michigan, USA, v. 1, nov. 1998b.

THOMPSON, L. L.; RAJU, S.; LAW, E. H. Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness. **SAE Technical Paper Series No. 983054 – Motorsports Engineering Conference Proceedings: Vehicle Design and Safety**. Dearborn, Michigan, USA, v. 1, p. 1-14, nov. 1998a.

TICONA, W. G. C. **Aplicação de Algoritmos Genéticos Multi-Objetivo para Alinhamento de Sequências Biológicas**. 2003. Dissertação de Mestrado. USP – Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação, São Carlos-SP.

TIMOSHENKO, S. P. **Resistência dos materiais**. 3 ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1981. 518 p.

VANDERPLAATS, G. N. **Numerical Optimization Techniques for Engineering Design**. 3.ed. USA: McGraw-Hill Book Company, 1999. 441p.

VIANA, F. A. C. **Vibration Damping by using Piezoelectric Patches and Resonant Shunt Circuits**. 2005. 105 f. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

WODRICH, M.; BILCHEV, G. **Cooperative distributed search: the ant's way**. Contro and Cybernetics 26, 1997. p. 413-445.

Auto Weld Chassis. Disponível em: <<http://www.autoweldchassis.com/index2.ivnu>>. Acesso em: 18 ago. 2006.

AutoZine Technical School. Disponível em: <http://www.autozine.org/technical_school/chassis/tech_chassis2.htm>. Acesso em: 18 ago. 2006.

Blueprints. Disponível em: <http://www.the-blueprints.com/index.php?blueprints/cars/honda>>. Acesso em: 02 ago. 2006.

Car Body Design. Disponível em: <<http://www.carbodydesign.com/articles/>>. Acesso em: 18 ago. 2006.

Countach. Disponível em: <<http://www.countach.ch/chassis/index.html>>. Acesso em: 18 ago. 2006.

Era Replicas – Chassis Design Logic. Disponível em < <http://www.erareplicas.com/>>. Acesso em: 15 set. 2006.

Método dos Elementos Finitos. Disponível em:
<<http://www.illustrations.marin.ntnu.no/.../FEM/index.html>>. Acesso em 02 jun. 2006.

Scale Autoworks. Disponível em: <<http://www.scaleautoworks.com/Ferrari126C2.html>>.
Acesso em: 18 ago. 2006.

Technica. Disponível em: <http://www.technica.com.br/site/query_result.php>. Acesso em: 02 jun. 2006.

Yokohama – Pneus de Alta Performance. Disponível em:
<<http://www.yokohama.com.br/>>. Acesso em: 10 out. 2006.

ANEXO I

TIPOS DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS

Este anexo apresenta de forma sucinta a descrição de alguns elementos estruturais aplicados na modelagem em elementos finitos, tais como o elemento de mola, do tipo casca e do tipo sólido. Nesse sentido, as características e vantagens de cada um serão abordadas, assim como o tipo de ocasião em que um determinado elemento estrutural poderá ser utilizado.

I.1 O elemento de mola

O elemento de mola é um dos mais simples, pois transmite somente esforços axiais e sofre deformações também axiais. A quantidade de componentes de deslocamento presentes na matriz de rigidez do elemento de mola é bastante reduzida em relação aos demais e constitui o elemento base para chegar na formulações das matrizes de rigidez elementares mais complexas. Todo o embasamento matemático necessário à determinação da rigidez global de uma estrutura pode ser adquirido ao analisar a matriz de rigidez de um elemento de mola, que apesar de simples é capaz de fornecer informações sobre o significado físico de cada termo presente na matriz. Para ilustrar o que foi exposto acima, a fig. I.1 representa um sistema constituído por dois elementos de mola representando a discretização de uma estrutura genérica.

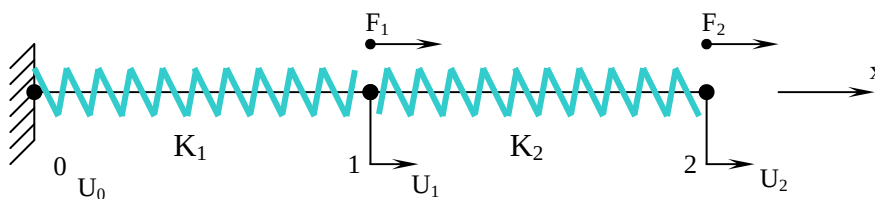


Figura I.1 – Sistema constituído por dois elementos de mola.

De acordo a figura I.1, o sistema é composto de dois elementos de mola com rigidez K_1 e K_2 . São definidos três nós, sendo um deles o ponto O que permanece fixo e não sofre deslocamento. Nos pontos 1 e 2 são aplicadas forças na direção x indicada, de modo que os deslocamentos U_1 e U_2 sofridos por cada um deles a partir da condição de equilíbrio estático se restringem a essa direção. Assim, considerando que pequenos deslocamentos são obtidos quando da aplicação das forças F_1 e F_2 , tem-se um comportamento linear da mola relacionando a forças com os respectivos deslocamentos. Essa relação pode ser expressa pela eq. (I.1).

$$F = Kx \quad (I.1)$$

A partir da condição de equilíbrio de forças é possível obter as equações para cada um dos pontos correspondentes às extremidades das molas. As equações (I.2) e (I.3) expressam a condição de equilíbrio para cada ponto.

$$F_1 - U_1 K_1 + (U_2 - U_1)K_2 = 0 \quad (I.2)$$

$$F_2 - (U_2 - U_1)K_2 = 0 \quad (I.3)$$

Tomando F_1 e F_2 como variáveis isoladas obtém-se as eqs. (I.4) e (I.5).

$$F_1 = (K_1 + K_2) U_1 + (-K_2)U_2 \quad (I.4)$$

$$F_2 = (-K_2) U_1 + K_2 U_2 \quad (I.5)$$

As eqs (I.4) e (I.5) podem ser colocadas na forma matricial apresentada na eq. (I.6).

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & +K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (I.6)$$

A equação acima pode ser expressa por uma forma simplificada como representada pela eq. (I.2). A matriz que contém os termos de rigidez é a chamada matriz de rigidez global e representa toda a estrutura. Esta representação matricial pode assumir uma configuração complicada à medida que uma quantidade maior de elementos seja utilizada para representar a

estrutura discretizada. Em aplicações que envolvem a discretização de modelos estruturais através de elementos de barra, casca e sólido o número de equações e incógnitas será bem maior, aumentando com isto a dimensão do problema a ser resolvido. Elementos com formulação e geometria mais sofisticadas levam a um nível maior de acoplamento entre os elementos, o que resulta em uma matriz rigidez menos esparsa. No exemplo apresentado, percebe-se que há dois componentes de força que provocam dois deslocamentos independentes que definem os graus de liberdade da estrutura.

A partir das considerações feitas acima, pode-se fazer algumas considerações a respeito de um procedimento geral a ser adotado para o cálculo dos deslocamentos, reações de apoio e forças internas nos elementos de uma estrutura inteira arbitrária:

- A matriz de rigidez elementar é simétrica, conseqüentemente verifica-se essa condição também para a matriz de rigidez global da estrutura;
- A condição de simetria da matriz implica que a mesma é completamente definida pelos termos acima da diagonal principal, ou seja, $K_{ij} = K_{ji}$;
- A matriz de rigidez global de uma estrutura é singular, isso quer dizer que ela não possui inversa, pois o seu determinante é nulo;
- De acordo com item anterior, matematicamente o sistema não tem solução quando deseja-se calcular os deslocamentos devido à impossibilidade de inverter a matriz K .
- O fato do sistema não possuir solução conduz a uma explicação física de que a estrutura esteja se movendo como um corpo rígido, sem qualquer restrição, o que na prática não acontece.

Surge então a necessidade de estabelecer restrições para evitar o movimento de corpo rígido e permitir o cálculo da condição deformada da estrutura. Estas restrições representam as condições de contorno do problema cuja definição é feita através da análise da estrutura real e sua fixação. As condições impostas devem representar matematicamente o problema real. Portanto, diferentes condições de análise implicam em diferentes restrições impostas.

1.2 O elemento de casca

Elementos de superfície do tipo casca (shell elements) são adequados para representar o comportamento de estruturas com paredes finas. Não existe uma regra geral que defina o uso de elementos tipo casca, na verdade se a estrutura objeto de análise exercer uma função de

casca, esse tipo de elemento provavelmente é o mais adequado para a ocasião. Segundo Adams (1999), uma casca pode ser definida por elementos quadrilaterais ou triangulares representando o comportamento de uma estrutura de parede fina, sendo a configuração quadrilateral mais precisa que a triangular. A fig. I.2 apresenta essas duas configurações.

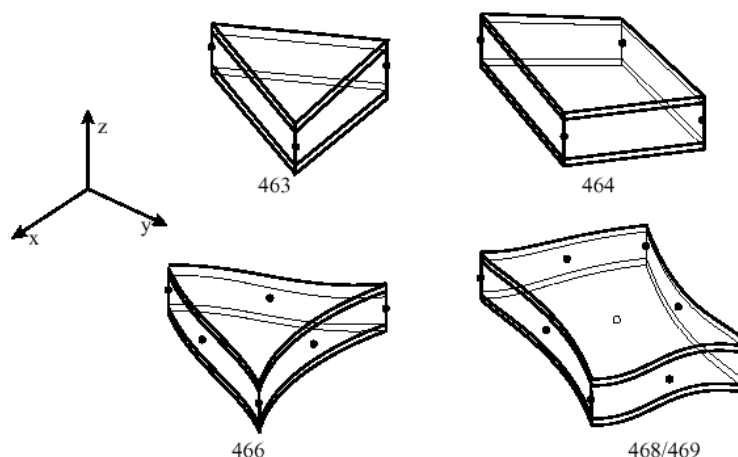
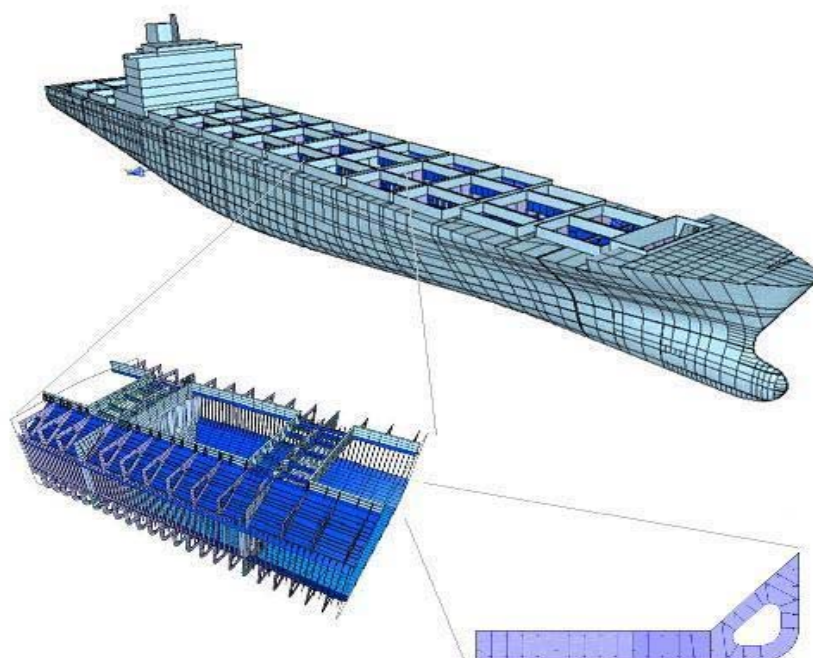


Figura I.2 – Opções de configuração para o elemento tipo casca. (Retirada de Método dos Elementos Finitos Web Site, 2006).

O elemento de casca apresenta grande capacidade de curvar-se como membrana. São permitidos carregamentos tanto planares quanto normais. Uma importante característica inerente a estes elementos é que a variação da deformação ao longo da espessura apresenta um comportamento linear. Porém, é sempre importante lembrar que este tipo de elemento é adequado a modelos aonde a espessura da peça é pequena quando comparada com a sua área de seção transversal. Exemplos de aplicação deste tipo de elemento podem ser encontrados na modelagem de carrocerias, chassis e cascos de navio como mostrado na fig. I.3.

I.3 O elemento sólido

De acordo com Adams (1999), se uma estrutura ou peça não puder ser modelada por elementos planares ou de barra, a solução é a discretização com elementos sólidos. Uma característica importante deste elemento é a sua aplicabilidade conjunta com outros elementos para permitir condições de contorno mais complexas. Ele apresenta ampla capacidade de representar plasticidade e grandes deformações. A geometria real da estrutura pode ser modelada com grande riqueza de detalhes tais como soldas, chanfros e arredondamentos. Quando a malha a ser definida é irregular, esse tipo de elemento também é muito apropriado. Dentre as configurações disponíveis deste elemento encontra-se a tetraédrica, piramidal e a do tipo cunha. As configurações deste elemento sólido estão representadas na fig. I.4.



Courtesy of DNV Software

Figura I.3 – Modelagem da estrutura de um de navio através de elementos de casca. (Retirada de Método dos Elementos Finitos Web Site, 2006).

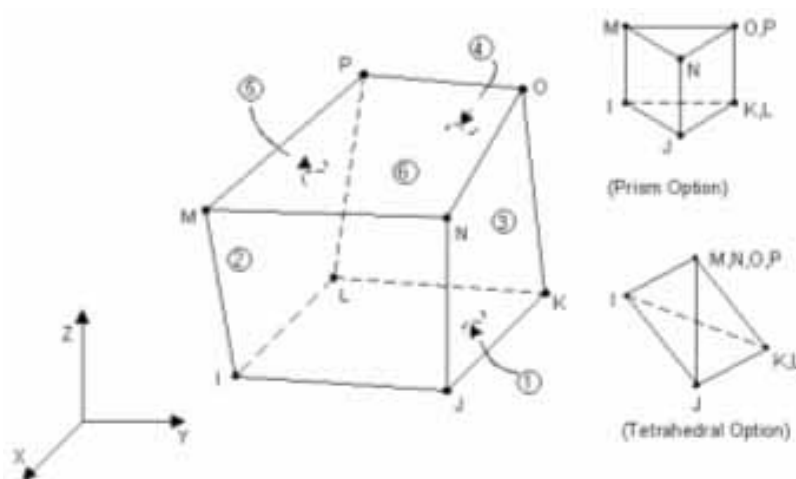


Figura I.4 – Opções de configuração para um elemento do tipo sólido.