

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CONSTRUÇÃO CIVIL

EVERTO CRUVINEL JÚNIOR

Avaliação teórico-experimental
de peças estruturais de madeira,
solicitadas a cargas de impacto,
para uso em carrocerias

BELO HORIZONTE
2009

EVERTO CRUVINEL JÚNIOR

Avaliação teórico-experimental de
peças estruturais de madeira, solicitadas
a cargas de impacto, para uso em
carrocerias

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Construção Civil da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Construção Civil, na área de concentração de Materiais de Construção Civil.

Orientador: Prof. Dr. Edgar V. M. Carrasco.

BELO HORIZONTE
2009

Cruvinel Júnior, Evertó

C957a

Avaliação teórico-experimental de peças estruturais de madeira, solicitadas a cargas de impacto, para uso em carrocerias [manuscrito] / Evertó Cruvinel Júnior. – 2009.
128 f.: il.

Orientador: Edgar V. Mantilla Carrasco.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia de Materiais e Construção.

Bibliografia: f. 92-94.

1. Madeira – Estruturas. 2. Peças de madeira – Testes de impacto. I. Carrasco, Edgar V. Mantilla. II. Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia de Materiais e Construção. IV. Título.

CDU: 629.1.01 (043.3)

EVERTO CRUVINEL JÚNIOR

Avaliação teórico-experimental de peças estruturais de madeira, solicitadas a cargas de impacto, para uso em carrocerias

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Construção Civil da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Construção Civil, na área de concentração de Materiais de Construção Civil.

Aprovado em 18 de dezembro de 2009.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Edgar V. Mantilla Carrasco – Orientador
Departamento de Engenharia de Estruturas - UFMG

Prof. Dr. Adriano de Paula e Silva
Departamento de Engenharia de Materiais e Construção - UFMG

Prof^a. Dr^a. Eliene Pires Carvalho
CEFET-MG

*À minha querida família
e a todos que acreditam
que mudanças para melhor são possíveis.*

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos:

A Deus, pelo dom da vida;

À minha família, pelo apoio, motivação, paciência e dedicação;

Ao professor Edgar pela orientação e incentivo presentes em todas as etapas deste trabalho;

À FAPEMIG pelos custos financeiros na aquisição de aparelhos;

Ao colegiado de pós-graduação do DEMC que acreditou no meu trabalho e potencial;

A todos os professores do DEMC e DEES da UFMG que contribuíram para a realização deste trabalho;

Aos funcionários do LAEES, por todo auxílio com montagens de equipamentos e realização dos ensaios;

E a todos os outros profissionais que ajudaram direta ou indiretamente na realização deste trabalho.

RESUMO

Atualmente não existem modelos e critérios de cálculo para componentes das carrocerias de caminhão. Além disso não existem metodologias de ensaios e caracterizações específicos para essa atividade. Tudo o que foi feito sobre o assunto é empírico. O enfoque deste trabalho é analisar peças estruturais de madeira para utilização, em carrocerias através de sua resistência ao impacto. Para tanto, foi montado um sistema para análise de importantes componentes estruturais da carroceria chamados *travessas*. O sistema de aplicação de carga foi queda livre. Foram soltos pesos de alturas diferentes partindo-se de zero até 100 cm em múltiplos de 10 cm. A força foi acrescida por etapas através da inclusão de discos de massa nominal de 10 kg. A carga foi aplicada até se chegar à ruptura de cada peça. Foram utilizados 16 prototipos em tamanho real (4 de Angelim Vermelho [*Dinizia excelsa Ducke*], 4 de Madeira Laminada Colada de Eucalipto [*Eucalyptus grandis*], 4 de Roxinho [*Peltogyne recifensis Ducke*] e 4 de Cumaru [*Dipteryx odorata Willd*]). Todas as peças analisadas foram caracterizadas em laboratório seguindo os critérios do anexo B da norma NBR 7190/97. Após análise de regressão linear múltipla foi possível obter uma equação que correlaciona força de reação em função da altura de queda, módulo de elasticidade e carga de impacto com alto grau de significância ($R^2 = 93,47\%$). Foram feitas análises sobre o fator de impacto n em que se concluiu que, para uso em travessas de madeira, deve ser corrigido segundo uma equação apresentada no trabalho. Na comparação dos valores de resistência à flexão experimentais com os valores obtidos através da caracterização do material verificou-se aumento médio de 115% para a madeira quando submetida a cargas de impacto.

Palavras-chave: Madeira; Carrocerias; Impacto em queda livre.

ABSTRACT

Nowadays, models and criteria of calculation for components of the truck bodies do not exist. Moreover specific methodologies of assays and characterizations for this activity do not exist. Everything what was made on the subject is empirical. The approach of this work is to analyze structural wooden parts for use, mainly in truck bodies, through the knowledge of its resistance to the impact. For this, was mounted a system to analyze important structural components of truck body called *crossbar* or *battens*. The load application system was free falling weight. Weights had been untied of different heights initiating in zero up to 100 cm in multiples of 10 cm. The force was increased gradually, by the inclusion of nominal weights of 10 kg. The load was applied until reaching the rupture of each *crossbar*. Using 16 samples in real size (all of them Brazilian wooden species [*Dinizia excelsa Ducke*], [*Eucalyptus grandis*], [*Peltogyne recifensis Ducke*] e [*Dipteryx odorata Willd*]). All *crossbars* analyzed had been characterized in laboratory following the criteria of Brazilian standard (NBR 7190/97). After analysis of multiple linear regression, it was possible to get an equation with high degree of significance ($R^2 = 93.47\%$) that correlates force of reaction in function of free falling heights, elasticity modulus and impact loads. It has proceeded to analyses of impact factors n which it has concluded that, for use in wooden crossbars, it must be adequated according to an equation presented in this study. Comparing the experimental wood resistance with the values gotten through the characterization of the material, an average increase of 115% was verified when submitted to impact loads.

Keywords: Wood; Truck bodies; Free falling impact.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1:	Desenho esquemático do chumbador analisado no trabalho.	25
Figura 2.2:	Montagem experimental para ensaio dinâmico de chumbadores de aço revestidos com concreto.	25
Figura 2.3:	Corpo de prova antes do ensaio.	25
Figura 2.4:	Distribuição de deformação medida ao longo de uma barra de aço submetida à carga de impacto.	26
Figura 2.5:	Diagrama esquemático de (a) máquina de teste de impacto por queda livre, (b) condição no instante do impacto, (c) suporte para amostra e (d) corpo-de-prova a ser inserido no suporte.	27
Figura 2.6:	Equipamento de teste para queda livre Rosand IFW5.	28
Figura 2.7:	(a) Equipamento para ensaio de tração (com suporte fixo em corte para melhorar a visualização); (b) Equipamento para ensaio de compressão sob impacto.	29
Figura 2.8:	(a) Curvas tensão-deformação para ensaio de tração a 5 m/s; (b) Curvas tensão-deformação para ensaio de compressão a 5 m/s.	29
Figura 2.9:	Definição dos três modos de fratura.	30
Figura 2.10:	Desenho esquemático da orientação das amostras.	32
Figura 2.11:	Desenho esquemático da montagem experimental. A direção do impacto é radial. A velocidade de queda livre é v , o espaço entre o pêndulo e o suporte é h , a espessura da amostra é d e o comprimento livre é l_f	32
Figura 2.12:	Equipamento instrumentado para ensaio de impacto Charpy.	33
Figura 2.13:	Ensaio HEMI: Amostras fraturadas de algumas espécies estudadas não tratadas e tratadas termicamente sob pressão. (180 °C e 220 °C, 4 h).	34

Figura 2.14:	Sequência de imagens de vídeo para amostras compósitas com duas camadas de papel acartonado (esquerda) e com uma camada de papel acartonado (direita).	35
Figura 2.15:	Dimensões das travessas de madeira analisadas. (Dimensões em cm)	36
Figura 4.1:	Barra de seção transversal uniforme sujeita a uma carga axial P	44
Figura 4.2:	Diagrama tensão deformação de uma barra de seção uniforme axialmente carregada.	45
Figura 4.3:	Ilustração do efeito da queda de um bloco W sobre uma viga.	45
Figura 4.4:	Movimento do sistema bloco e mola.	46
Figura 4.5:	Colisão de um bloco com velocidade v com uma mola.	48
Figura 4.6:	Queda livre de um bloco (a) sobre uma coluna e (b) sobre uma viga.	50
Figura 4.7:	Diagrama representativo da linha elástica.	51
Figura 4.8:	Esquema estático da travessa.	53
Figura 4.9:	Deformações angulares.	54
Figura 4.10:	Efeito da força cortante.	54
Figura 4.11:	Viga em balanço com carga na extremidade.	56
Figura 5.1:	Travessas antes de serem ensaiadas.	60
Figura 5.2:	Vista frontal da travessa analisada (Dimensões em cm).	60
Figura 5.3:	Vista lateral da travessa analisada (Dimensões em cm).	60
Figura 5.4:	Vista superior da travessa analisada (Dimensões em cm).	60
Figura 5.5:	Sistema de apoio das longarinas no solo.	62
Figura 5.6:	(a) Célula de carga Sensotec de 100 kN; (b) Célula de carga fabricada no LAEES.	63

Figura 5.7:	(a) Transdutor de deslocamento Kyowa, modelo 100 A; (b) Transdutor de deslocamento fabricado no LAEES.....	64
Figura 5.8:	Detalhe do posicionamento da célula de carga.	65
Figura 5.9:	Detalhe da célula de carga utilizada.	65
Figura 5.10:	Detalhe do posicionamento do transdutor de deslocamento.....	66
Figura 5.11:	Vista superior do DT posicionado a 62 cm da célula de carga.....	66
Figura 5.12:	Travessa colocada sobre o DT.	66
Figura 5.13:	Desenho esquemático do posicionamento do transdutor de deslocamento e da célula de carga.	66
Figura 5.14:	Equipamento de aplicação de carga.	68
Figura 5.15:	Sistema de aquisição de dados com computador utilizado.....	69
Figura 5.16:	Detalhe do sistema de aquisição de dados utilizados – Spider 8 [®]	69
Figura 5.17:	Máquina universal EMIC com capacidade de 300 kN, utilizada nas caracterizações da madeira.	69
Figura 6.1:	Pórtico de reação utilizado para calibração da célula de carga.....	71
Figura 6.2:	Detalhe do local de aplicação da carga.....	71
Figura 6.3:	Detalhe do equipamento de aplicação de carga.	72
Figura 6.4:	Detalhe da fita graduada para medir a altura de queda do objeto.....	73
Figura 6.5:	Desenho esquemático do local de aplicação de carga através do equipamento utilizado.	73
Figura 7.1:	Deformações da parte em balanço da travessa RO 2 quando submetida à carga de 48,29 kg em queda livre de 50 cm.	79
Figura 7.2:	Análise de deslocamentos através do gráfico tipo dente de serra para a travessa AV 1.....	80

Figura 7.3:	Análise de forças através do gráfico tipo dente de serra para a travessa AV 1.	80
Figura 7.4:	Gráfico força-deslocamento para a travessa AV 1.....	82
Figura 7.5:	Força x deslocamento para travessa AV 1 quando submetida à queda livre de 18,71 kg. Comparação de valores experimentais e teóricos.	82
Figura 7.6:	Gráfico dos valores de n teórico e experimental.....	86
Figura 7.7:	Análise de tensão na flexão.	88
Figura A.1:	Diagrama de uma viga em balanço com uma carga na ponta.....	96
Figura A.2:	Viga em balanço com uma carga concentrada em um ponto distante c do apoio.	97
Figura A.3:	Viga em balanço submetida a uma carga q uniformemente distribuída.....	98
Figura A.4:	Viga com as extremidades em balanço.	100
Figura B.1:	Viga em balanço de seção retangular, altura constante h e largura variável b	102
Figura B.2:	Eixo circular com seções com dois diâmetros diferentes.	104
Figura B.3:	Viga em I apoiada nas extremidades.....	105
Figura E.1:	Análise de deslocamentos para a travessa AV 2.....	114
Figura E.2:	Análise de forças para a travessa AV 2.....	114
Figura E.3:	Análise de deslocamentos para a travessa AV 3.....	115
Figura E.4:	Análise de forças para a travessa AV 3.....	115
Figura E.5:	Análise de deslocamentos para a travessa AV 4.....	116
Figura E.6:	Análise de forças para a travessa AV 4.....	116
Figura E.7:	Análise de deslocamentos para a travessa MLC 1.....	117

Figura E.8:	Análise de forças para a travessa MLC 1.	117
Figura E.9:	Análise de deslocamentos para a travessa MLC 2.	118
Figura E.10:	Análise de forças para a travessa MLC 2.	118
Figura E.11:	Análise de deslocamentos para a travessa MLC 3.	119
Figura E.12:	Análise de forças para a travessa MLC 3.	119
Figura E.13:	Análise de deslocamentos para a travessa MLC 4.	120
Figura E.14:	Análise de forças para a travessa MLC 4.	120
Figura E.15:	Análise de deslocamentos para a travessa RO 1.	121
Figura E.16:	Análise de forças para a travessa RO 1.	121
Figura E.17:	Análise de deslocamentos para a travessa RO 2.	122
Figura E.18:	Análise de forças para a travessa RO 2.	122
Figura E.19:	Análise de deslocamentos para a travessa RO 3.	123
Figura E.20:	Análise de forças para a travessa RO 3.	123
Figura E.21:	Análise de deslocamentos para a travessa RO 4.	124
Figura E.22:	Análise de forças para a travessa RO 4.	124
Figura E.23:	Análise de deslocamentos para a travessa CU 1.	125
Figura E.24:	Análise de forças para a travessa CU 1.	125
Figura E.25:	Análise de deslocamentos para a travessa CU 2.	126
Figura E.26:	Análise de forças para a travessa CU 2.	126
Figura E.27:	Análise de deslocamentos para a travessa CU 3.	127
Figura E.28:	Análise de forças para a travessa CU 3.	127

Figura E.29: Análise de deslocamentos para a travessa CU 4.....	128
Figura E.30: Análise de forças para a travessa CU 4.....	128

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1:	Energias de fratura obtidas por diferentes pesquisadores.....	31
Tabela 5.1:	Espécies de madeira utilizadas no trabalho	59
Tabela 6.1:	Sequência de aplicação do carregamento para a travessa RO 4.	75
Tabela 6.2:	Quantidade de ensaios realizados por travessa	76
Tabela 7.1:	Caracterização das peças através de ensaios destrutivos.....	78
Tabela 7.2:	Resistência máxima por travessa ensaiada	83
Tabela 7.3:	Regressão e tabela ANOVA	84
Tabela 7.4:	Regressão para correção do n e tabela ANOVA.....	87
Tabela C.1:	Classes de umidade segundo o anexo D da NBR 7190.....	106
Tabela C.2:	Classes de duração da umidade segundo o anexo D da NBR 7190.....	107
Tabela C.3:	Agentes biológicos em função das situações de risco de deterioração	108
Tabela D.1:	Angelim Vermelho: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas	110
Tabela D.2:	Madeira laminada colada: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas	111
Tabela D.3:	Roxinho: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas.....	112
Tabela D.4:	Cumarú: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas...	113

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

ASTM:	American Society for Testing and Materials
CAPES:	Coordenação de Aperfeiçoamento do Pessoal de Nível Superior
CPAM ³ :	Centro de Pesquisa Avançada de Móveis, Madeira e Novos Materiais - DEES
DT:	Transdutor de deslocamento
DEES:	Departamento de Engenharia de Estruturas - UFMG
EUA:	Estados Unidos da América
FAO:	Food and Agriculture Organization of the United Nations
LACAF:	Laboratório de Caracterização Física da Madeira – DEES
LACAM:	Laboratório de Caracterização Mecânica da Madeira – DEES
LAEEES:	Laboratório de Análise Experimental de Estrutural – DEES
NBR:	Norma Brasileira
SAD:	Sistema de Aquisição de Dados
UFMG:	Universidade Federal de Minas Gerais

LISTA DE SÍMBOLOS

A :	Área
α_c :	Coefficiente numérico multiplicador da tensão de cisalhamento média
b :	Largura
c :	Comprimento
d :	Espessura
δ :	Área da superfície transversal
Δ :	Deflexão máxima da extremidade da viga
ε :	Deformação axial
E :	Módulo de Young ou módulo de elasticidade
E_b :	Módulo de elasticidade em flexão
E_c :	Energia cinética
E_{co} :	Módulo de elasticidade longitudinal às fibras da madeira
E_{c90} :	Módulo de elasticidade normal às fibras da madeira
E_f :	Energia de fratura
F :	Força aplicada
f_b :	Resistência à flexão da madeira
f_{co} :	Resistência à compressão na direção paralela às fibras da madeira
f_s :	Resistência ao cisalhamento da madeira

g :	Aceleração da gravidade
G :	Módulo de elasticidade transversal
h :	Distância de queda livre (altura de queda)
I :	Momento de inércia
k :	Constante de rigidez da mola
l :	Comprimento
l_f :	Comprimento livre
L :	Comprimento
m :	Massa
M :	Momento fletor
n :	Fator de impacto
η :	Parcela efetiva da energia transferida
P :	Carga, força
ρ :	Densidade
ρ_{ap} :	Densidade aparente da madeira
σ :	Tensão axial
θ :	Ângulo
θ_b :	Deformação angular
R :	Espessura das amostras
R^2 :	Coefficiente de correlação
r :	Raio de curvatura

s :	Comprimento do arco de uma curva
τ :	Momento torsor
T :	Comprimento das amostras
U :	Energia de deformação
U_{amb} :	Umidade relativa do ambiente
v :	Velocidade
V :	Força
W :	Peso do bloco
W_k :	Trabalho mecânico
x, y e z :	Coordenadas cartesianas de posição
y_1, y_2 :	Afundamentos

SUMÁRIO

1 Introdução	21
2 Revisão Bibliográfica	24
2.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	36
2.2 OBJETIVOS GERAIS	37
2.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	37
3 A Madeira e as Carrocerias de Madeira	38
3.1 ANÁLISE DA CARROCERIA.....	40
4 Conceitos Teóricos Básicos	42
4.1 CARREGAMENTO DINÂMICO	42
4.2 DEFORMAÇÃO DE VIGAS EM BALANÇO.....	51
4.2.1 Equação da linha elástica: contribuição do momento fletor.....	51
4.2.2 Equação da linha elástica: contribuição da força cortante.....	53
4.2.3 Equação da linha elástica resultante.....	55
4.3 MOMENTO DE INÉRCIA EM VIGAS COM SEÇÃO VARIÁVEL	56
5 Materiais e Métodos	58
5.1 MATERIAIS	58
5.1.1 A madeira	58
5.2 MÉTODOS	61
5.2.1 Fabricação das travessas	61
5.2.2 Metodologia experimental.....	61
5.2.2.1 ENSAIOS DE QUEDA LIVRE	62
5.2.2.1.1 Montagem do protótipo.....	62

5.2.2.1.2 <i>Aparelhos utilizados</i>	63
5.2.2.1.3 <i>Instrumentação</i>	64
5.2.2.1.4 <i>Aplicação do carregamento</i>	67
5.2.2.1.5 <i>Captura de dados</i>	68
5.2.2.2 <i>ENSAIOS DESTRUTIVOS NA MADEIRA</i>	69
6 Realização dos Ensaios	70
6.1 CALIBRAÇÃO DOS APARELHOS.....	70
6.2 APLICAÇÃO DO CARREGAMENTO.....	71
6.3 SEQÜÊNCIA DE APLICAÇÃO DA CARGA.....	74
6.4 QUANTIDADE DE ENSAIOS REALIZADOS.....	76
7 Resultados e Discussões	77
7.1 ENSAIOS DE CARACTERIZAÇÃO DA MADEIRA.....	77
7.2 ENSAIOS DE QUEDA LIVRE (IMPACTO).....	78
7.2.1 <i>Linha elástica</i>	78
7.2.2 <i>Altura de queda x Força e Deslocamento (Gráficos dente de serra)</i>	79
7.2.3 <i>Força x Deslocamento</i>	81
7.2.4 <i>Resistências máximas das travessas ensaiadas</i>	83
7.2.5 <i>Correlação entre força, módulo de elasticidade, carga de impacto e altura de queda</i>	84
7.2.6 <i>Coefficiente de impacto - n</i>	85
7.2.7 <i>Tensão devido à flexão</i>	87
8 Conclusão e Expectativas	89
9 Referências Bibliográficas	92
Apêndices	95

1

Introdução

O conhecimento do comportamento de determinados materiais quando submetidos a impacto é importante uma vez que estão frequentemente submetidos a este tipo de carregamento durante sua vida útil. No caso da madeira, o conhecimento de sua resistência ao impacto é essencial, uma vez que, em vários locais em que ela está colocada existe a possibilidade de impactos decorrentes de algum fato. Da mesma forma que na fabricação de carroceria, para a construção civil também é necessário conhecer essa resistência. Por exemplo, segundo Rocha e Carvalho (2006) em seu estudo sobre resistência ao impacto em compensados de madeira, é muito importante saber a resistência ao impacto quando se usa bandeja de segurança para proteção externa em obras de edifícios. Segundo ele, ainda nesse mesmo estudo, a tensão máxima ultrapassa a capacidade resistente do compensado, o que sugere que a função de evitar a queda de pessoas deve ser exercida pelo guarda-corpo.

A atividade de fabricação de carrocerias de madeira no Brasil trabalha sem qualquer critério de cálculo e análise dos materiais envolvidos no processo. Nesta atividade, a madeira é o ma-

terial mais usado, que também é amplamente encontrado nas obras de construção civil no país. A utilização da madeira para ambas as atividades (fabricação de carrocerias e construção civil) é bem interligada. Um bom exemplo é que no decorrer do século passado, no Brasil, as mesmas espécies de madeira eram usadas nestes dois segmentos. Nunca houve uma preocupação intensa a respeito do assunto, portanto não é possível dizer se a madeira usada nessas diferentes atividades deveria realmente ser a mesma ou se era assim utilizada pela falta de conhecimento do material e abundância de matéria prima no passado.

O que se pode dizer com certeza, atualmente, é que algumas características, tais como resistência mecânica, resistência ao impacto, variação dimensional e durabilidade são muito importantes para a madeira tanto na construção civil quanto na fabricação de carrocerias. Um exemplo que pode ser usado como comparativo é a durabilidade do eucalipto aos fungos apodrededores. Para se usar a madeira de eucalipto exposta a intempéries na construção civil é preciso que ela sofra um tratamento superficial. Da mesma maneira ocorre para a fabricação de carrocerias. Não existe estudo científico comprovando se o tratamento químico para essas duas utilizações deveria ser o mesmo, mas acredita-se que sim pelo fato de haver uma grande similaridade de situações de risco entre as apresentadas no anexo D da norma NBR 7190 e as que a carroceria de madeira está submetida.

Como se trata de um estudo novo, tentou-se fazer uma pesquisa bibliográfica a nível nacional e internacional. O meio fundamental utilizado foi o portal de periódicos CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento do Pessoal de Nível Superior). Foram usadas, sobretudo, expressões como *resistência de madeiras ao impacto* e termos em inglês como *wood impact resistance*, *wood impact strength*, *dynatup impact tester*, *free fall testing*, *impact resistance*, *impact testing* e *wood*.

Foram obtidos alguns trabalhos relacionados a impacto realizados em países europeus e EUA. Esses estudos eram, principalmente, para outros materiais que não a madeira, como, por exemplo, concreto, aço e materiais compósitos. Mesmo as informações obtidas com outros materiais foram importantes para o desenvolvimento do trabalho, principalmente em relação às metodologias aplicadas para simulação de impacto.

Neste trabalho será analisada a resistência ao impacto de peças estruturais de carrocerias que se chamam *travessas*. O sistema montado para simular a ação que ocorre durante a vida útil da carroceria é a queda livre. Ao final, pretende-se determinar, entre outros, uma equação que

correlacione a força de reação em função da altura de queda, módulo de elasticidade e carga de impacto.

A utilização de tecnologias similares a essa no setor pode garantir um maior controle tecnológico na fabricação de carrocerias com características extremamente padronizadas, além de garantir reduções de custo para a atividade.

O trabalho está estruturado na forma a seguir: No capítulo 2 é mostrada a revisão bibliográfica evidenciando os trabalhos existentes sobre impacto em vários materiais e suas metodologias; no capítulo 3 é feita uma breve discussão sobre a madeira e sua utilização na fabricação de carrocerias e em seguida feita uma análise da estrutura da carroceria; no capítulo 4 são apresentados alguns conceitos teóricos básicos utilizados no trabalho; no capítulo 5 são mostrados os materiais e métodos usados, e no capítulo 6 a realização dos ensaios; no capítulo 7 são mostrados os resultados e feitas algumas discussões; no capítulo 8 são feitas as conclusões e apresentadas propostas para novos trabalhos; e no capítulo 9 estão as referências bibliográficas.

2

Revisão Bibliográfica

Ansell (2005) fez ensaios experimentais para verificar a resistência à tração de chumbadores de aço embutidos em uma placa de concreto. O pesquisador analisou barras de aço de 3 m chumbadas no concreto. Utilizando os princípios de conservação de energia ele fez ensaios com velocidades de queda de 10 m/s e 12 m/s através de sistemas com massas de 111 kg e 219 kg, respectivamente, submetidos à queda livre. As Figuras 2.1, 2.2 e 2.3 mostram algumas características do estudo realizado.

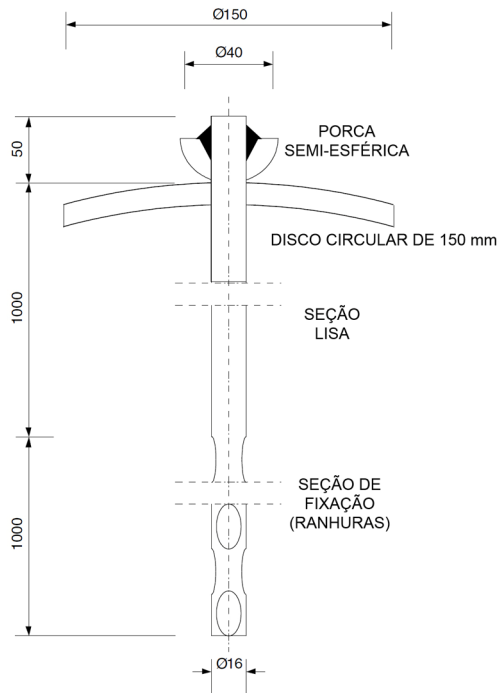


Figura 2.1: Desenho esquemático do chumbador analisado no trabalho.

Fonte: ANSELL, 2005, p. 292 (Adaptada).

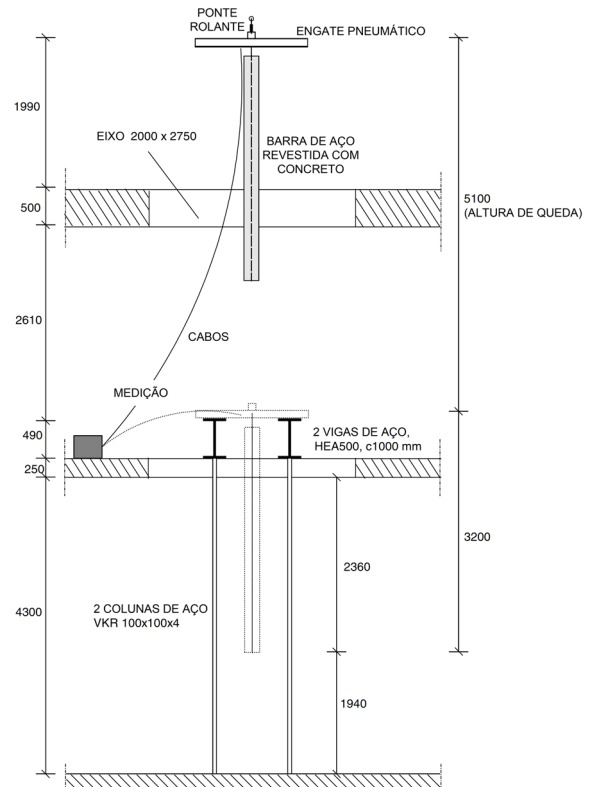


Figura 2.2: Montagem experimental para ensaio dinâmico de chumbadores de aço revestidos com concreto.

Fonte: ANSELL, 2005, p. 295 (Adaptada).



Figura 2.3: Corpo de prova antes do ensaio.

Fonte: ANSELL, 2005, p. 296.

Neste estudo, uma das principais conclusões a que se chegou é que a distribuição das deformações plásticas ao longo da barra de aço não é constante quando submetida a carregamentos dinâmicos como mostrado na Figura 2.4. Para o caso da figura em questão, a análise foi feita na parte ancorada no concreto (2 m).

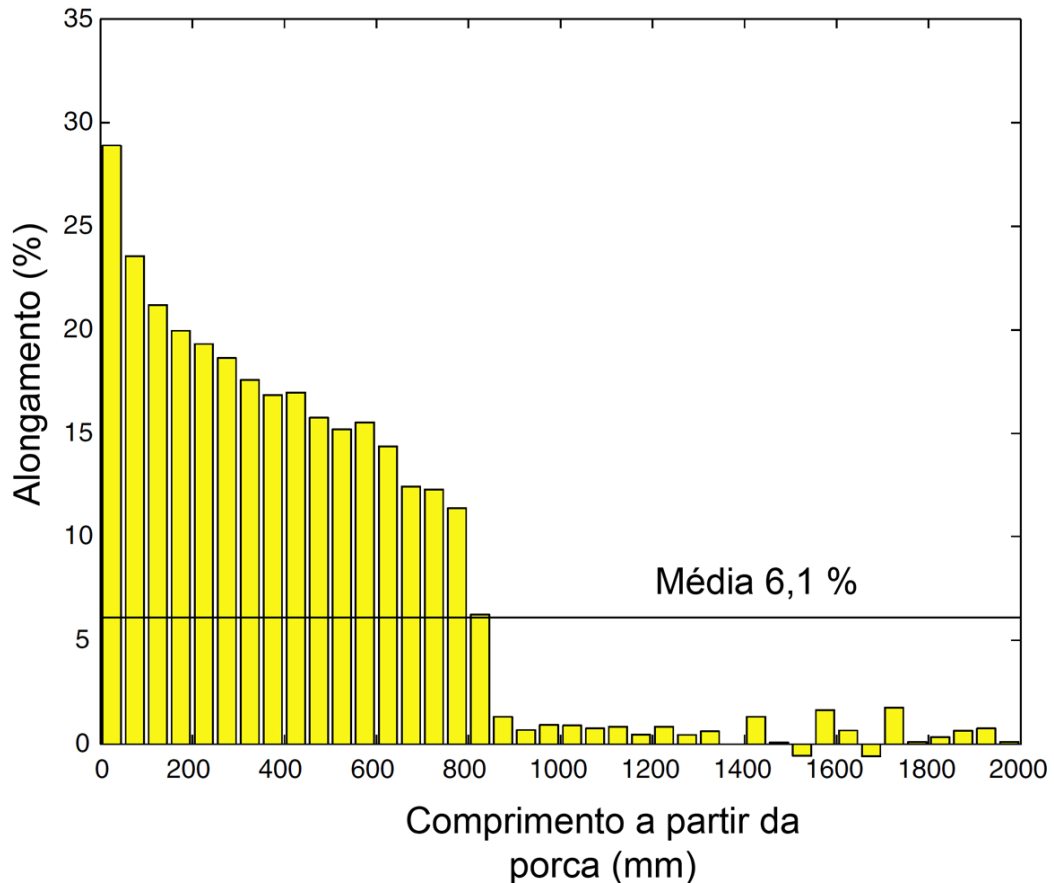


Figura 2.4: Distribuição de deformação medida ao longo de uma barra de aço submetida à carga de impacto.

Fonte: ANSELL, 2005, p. 296 (Adaptada).

Razi e Raman (2000) analisaram a fratura de materiais compósitos de madeira quando submetidos a impacto. No estudo, os autores induziram cargas de impacto a materiais compósitos de madeira a fim de medir forças e deflexões máximas, carga de ruptura e energia de fratura. O equipamento utilizado para aplicação de cargas chama-se *Dynatup Impact Tester, Model 8225*. A configuração deste ensaio realizado nos EUA (Figura 2.5) foi feita seguindo os critérios exigidos na norma ASTM 3763/86.

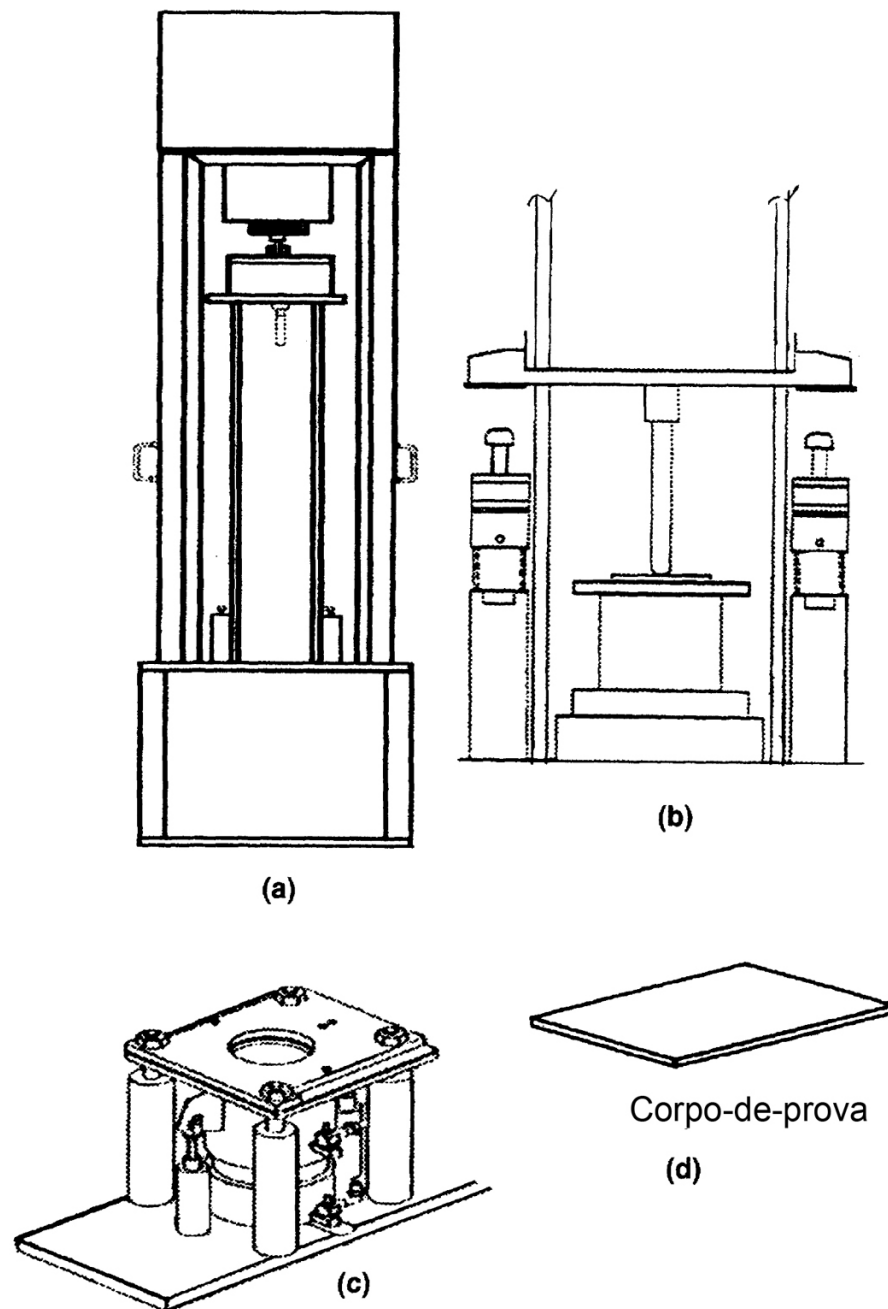


Figura 2.5: Diagrama esquemático de (a) máquina de teste de impacto por queda livre, (b) condição no instante do impacto, (c) suporte para amostra e (d) corpo-de-prova a ser inserido no suporte.

Fonte: RAZI; RAMAN, 2000, p. 984 (Adaptada).

Fernie e Warrior (2002) estudaram o comportamento de materiais compósitos de poliéster/vidro submetidos a ensaios de impacto de tração e compressão. Foram feitos ensaios para diferentes velocidades de impacto. Para aumentar a carga de impacto, são acrescentados discos de aço com massas pré-determinadas. Este foi o mesmo procedimento realizado nesta dissertação. No estudo, foram utilizados célula de carga e extensômetros para realizar as medições. É mostrado, inclusive microscopicamente, como aparecem as fissuras por cada tipo de carregamento. Os testes foram filmados utilizando-se uma câmera de alta velocidade. O sis-

tema de aplicação de carga foi queda livre. Neste caso foi usado o equipamento chamado Rosand IFW5 (com algumas modificações necessárias) que tem 2,3 m de altura (Figura 2.6)

Os sistemas de carregamento para tração e compressão utilizados estão mostrados na Figura 2.7. Para compressão, Fernie e Warrior (2002) se basearam no equipamento desenvolvido por Montiel e Williams em 1990.

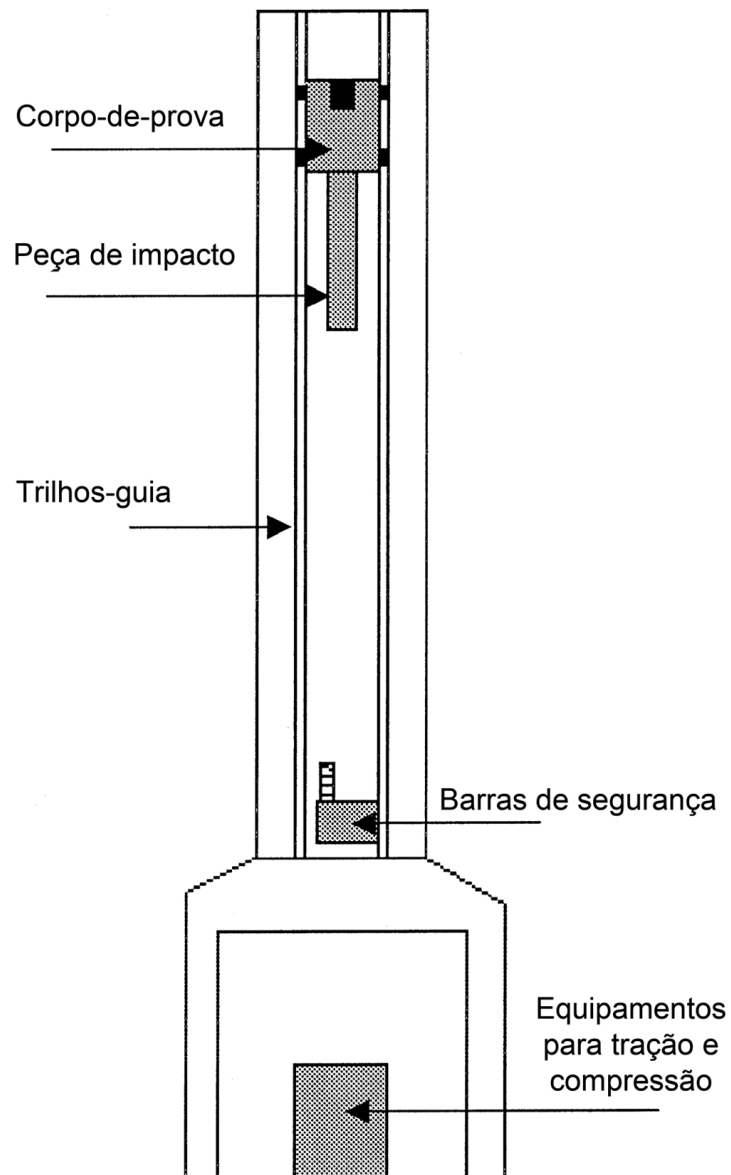


Figura 2.6: Equipamento de teste para queda livre Rosand IFW5.
Fonte: FERNIE; WARRIOR, 2002, p. 70 (Adaptada).

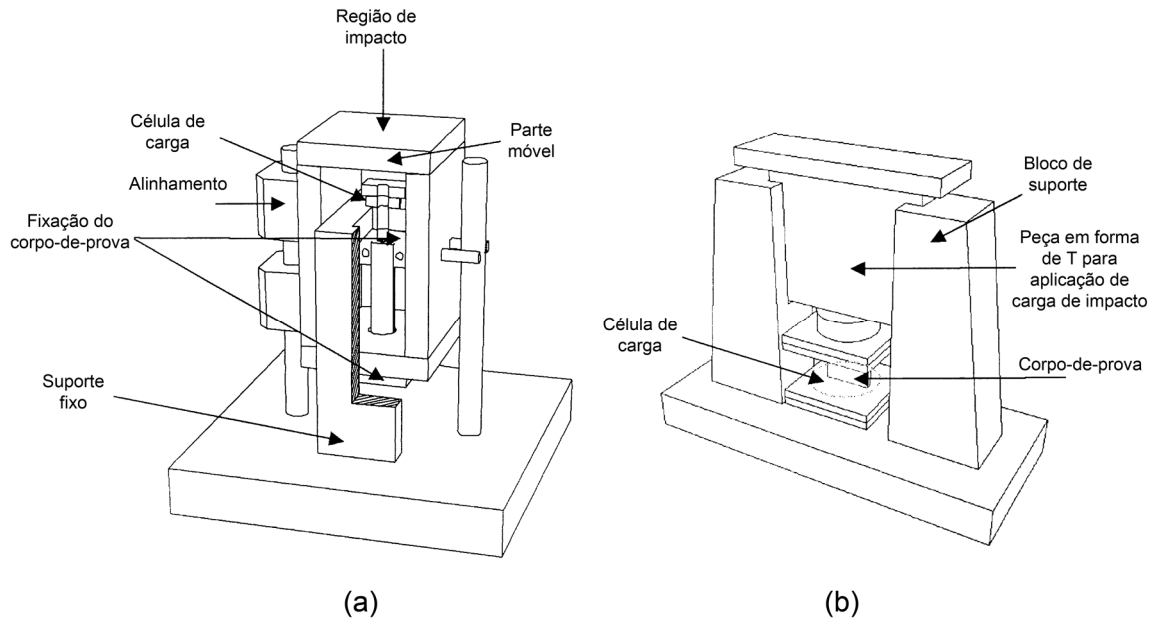


Figura 2.7: (a) Equipamento para ensaio de tração (com suporte fixo em corte para melhorar a visualização); (b) Equipamento para ensaio de compressão sob impacto.
Fonte: FERNIE; WARRIOR, 2002, p. 70 (Adaptada).

Os valores obtidos para tensões e deformações são comparados com dados de referência para ensaios estáticos (Figura 2.8). O trabalho mostra que, em níveis de tensão elevados como carregamento dinâmico, há aumento nos valores do módulo de elasticidade e tensão de ruptura do material. Houve, neste caso, aumento de 115% na tensão de ruptura por tração e de 26% por compressão, quando submetidos a carregamento com velocidade de 5 m/s. O aumento no módulo de elasticidade para a mesma velocidade foi de 43% para a tração e 9% para compressão.

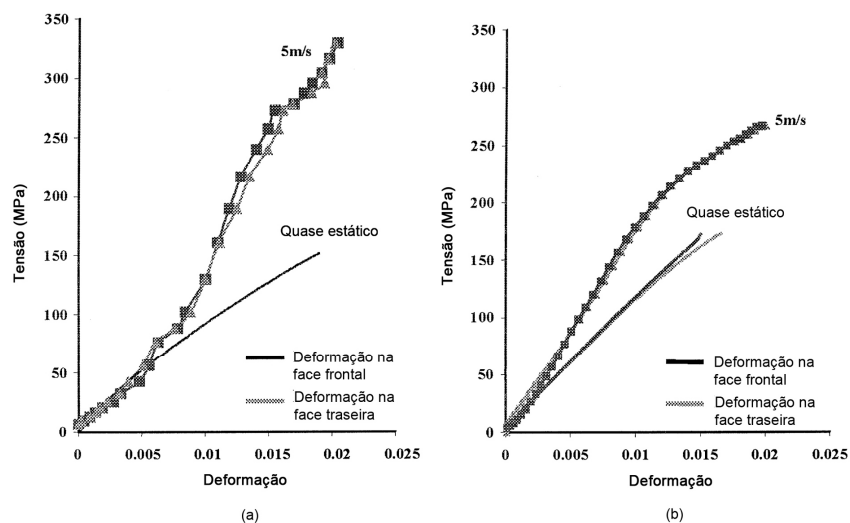


Figura 2.8: (a) Curvas tensão-deformação para ensaio de tração a 5 m/s; (b) Curvas tensão-deformação para ensaio de compressão a 5 m/s.
Fonte: FERNIE; WARRIOR, 2002, p. 71 (Adaptada).

Berg (2001) analisou os tipos de fratura (Figura 2.9) que podem ocorrer na madeira quando ela é submetida a cargas de impacto. O trabalho foi realizado com espécies conhecidas na Suécia. Os ensaios foram feitos para velocidades variadas dentro de uma mesma espécie e analisados também o consumo de energia para cada caso, como pode ser visto na Tabela 2.1.

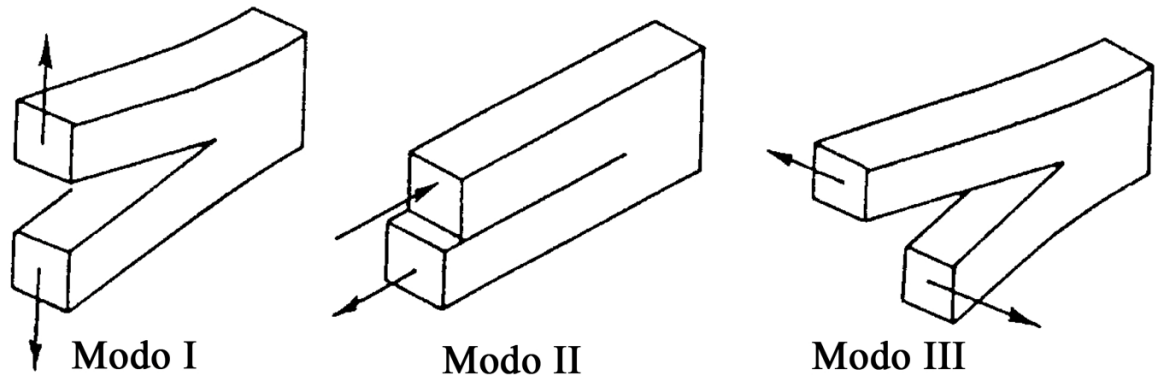


Figura 2.9: Definição dos três modos de fratura.
Fonte: BERG, 2001, p. 345 (Adaptada).

Tabela 2.1: Energias de fratura obtidas por diferentes pesquisadores

Espécie de madeira	Dimensão (mm²)	Taxa de carregamento (m/s)	Modo de fratura	E_f (J m⁻²)	Pesquisador (Ano)
Black spruce	38,1 × 6,4	167 × 10 ⁻⁶	Clivagem ^b	100	Atack (1980)
Norway spruce	5,25 ^a	1,65	Clivagem	1400	Eskelinen et al. (1982)
	0 ^a			170 ^b	
Norway spruce	5,0 ^a		Esmagamento	1100	Marton et al. (1981)
	0,252			180 ^b	
Norway spruce	3,0 ^a	10 × 10 ⁻³	Clivagem ^b	380	Holmberg (1996)
Norway spruce	0,012 ^a		Cisalhamento transversal	120	Lamb (1960)
Norway spruce	4,0 ^a	1,65	Cisalhamento longitudinal	1800	Marton e Eskelinen (1982)
	0 ^a			340 ^b	
Yellow birch	25,4 × 3,2	10,2 × 10 ⁻⁶	Cisalhamento longitudinal	810	Stone (1955)
White birch	5,0 ^a		Esmagamento	3500	Marton et al. (1981)
	0,0413			990 ^b	

^a Espessura, mm.

^b Ensaio de tração em amostras entalhadas.

^c O valor é extrapolado para pequenas dimensões e é próximo à energia de desfibrilação teórica, como explicado por Marton et al. (1982) e Eskelinen et al. (1982).

Nota do autor: Para informações bibliográficas dos pesquisadores mencionados, consultar o artigo publicado por BERG (2001), descrito na seção de referências bibliográficas desse trabalho.

Fonte: BERG, 2001, p. 347 (Adaptada).

O desenho esquemático do local de retirada das amostras utilizadas nos ensaios e o layout do carregamento experimental utilizado para ensaio estão ilustrados nas Figuras 2.10 e 2.11, respectivamente.

Orientação das amostras no tronco da árvore

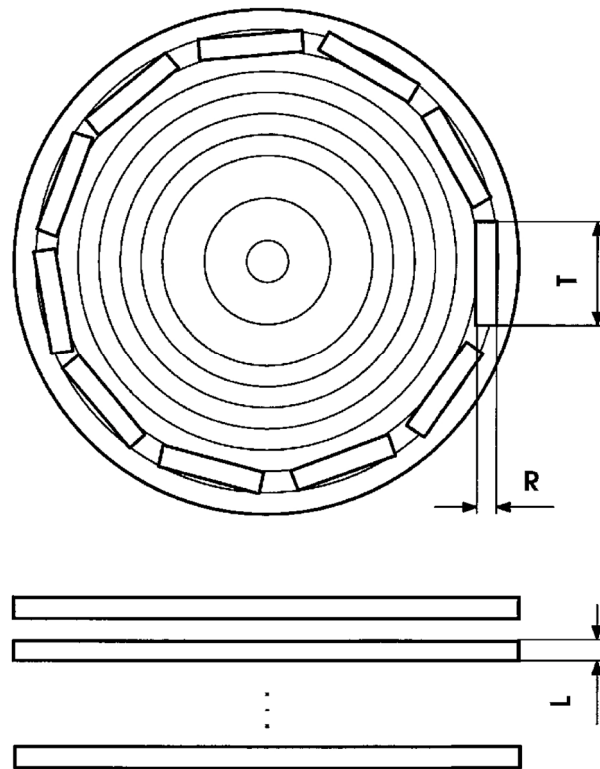


Figura 2.10: Desenho esquemático da orientação das amostras.
Fonte: BERG, 2001, p. 348 (Adaptada).

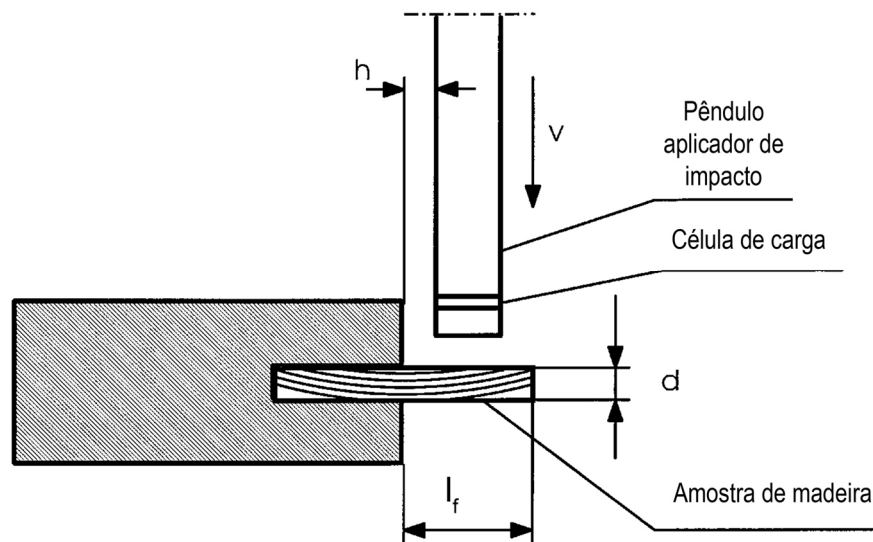


Figura 2.11: Desenho esquemático da montagem experimental. A direção do impacto é radial. A velocidade de queda livre é v , o espaço entre o pêndulo e o suporte é h , a espessura da amostra é d e o comprimento livre é l_f .

Fonte: BERG, 2001, p. 348 (Adaptada).

Nesse estudo, no que se refere a impacto, o autor conclui que o aumento da velocidade de impacto de 2,7 m/s para 4,8 m/s causa aumento de 50% na tensão de ruptura da madeira, para os casos estudados.

Hristov, Lach e Grellman (2003) analisaram a mecânica da fratura dos materiais compósitos de polipropileno/fibras de madeira. Para se analisar resistência ao impacto, foi utilizado o equipamento chamado *Charpy Impact Tester IKBV-4 J* (Figura 2.12) que provém de desenvolvimentos feitos no passado por Izod e Charpy, também conhecido como padrão Izod e Charpy, atualmente normalizados. Neste trabalho foi feita uma análise da variação de energia ocorrida durante o processo de impacto, e seus resultados não estão mostrados nesta dissertação.

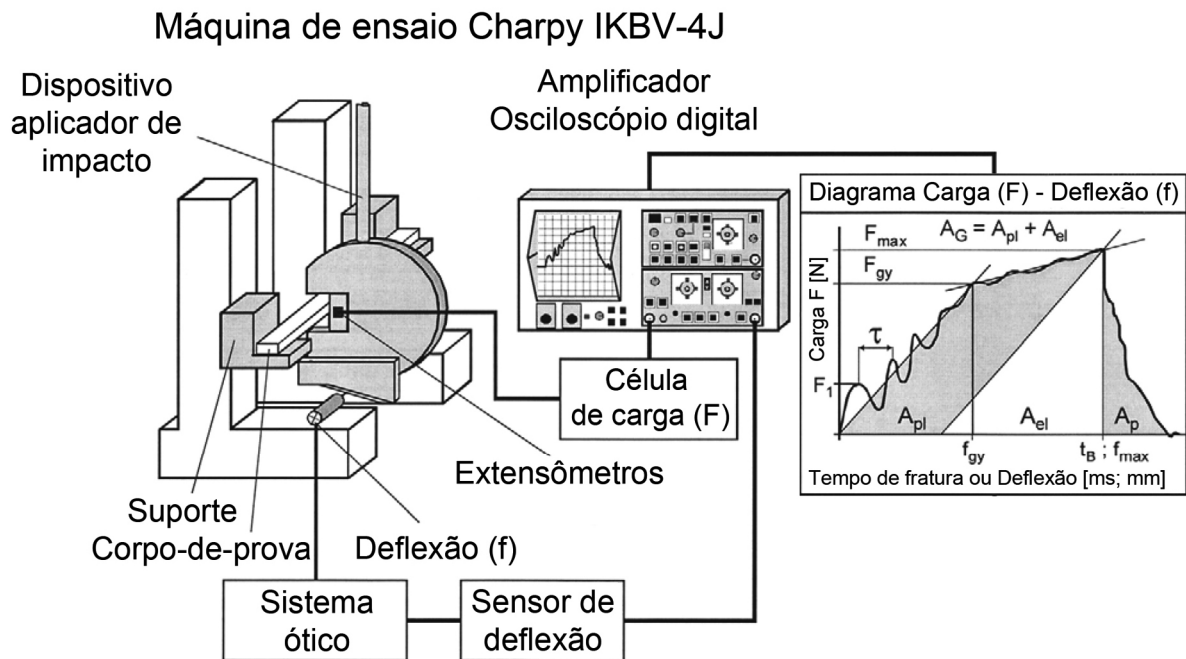


Figura 2.12: Equipamento instrumentado para ensaio de impacto Charpy.
Fonte: HRISTOV; LACH; GRELLMANN, 2004, p. 583 (Adaptada).

Rapp, Brischke e Welzbacher (2006) fizeram testes em espécies de madeira existentes na Alemanha. Foram feitas correlações entre resistências de madeiras antes e após sofrerem tratamentos preservativos. O estudo propõe um método chamado *High-energy multiple impact (HEMI)* para investigar a resistência de algumas espécies após sofrerem tratamento por modificações térmicas. Neste método a amostra é quebrada em várias partes por um dispositivo de aço através de milhares de impactos causados por um sistema de vibração. O nível de destruição da amostra foi relacionado com a resistência da madeira, através de um parâmetro chamado *Resistance to Impact Milling (RIM)*. Os resultados comparativos obtidos entre as espécies

de madeira analisadas não serão apresentadas nesta dissertação. A Figura 2.13 mostra algumas amostras obtidas no trabalho.

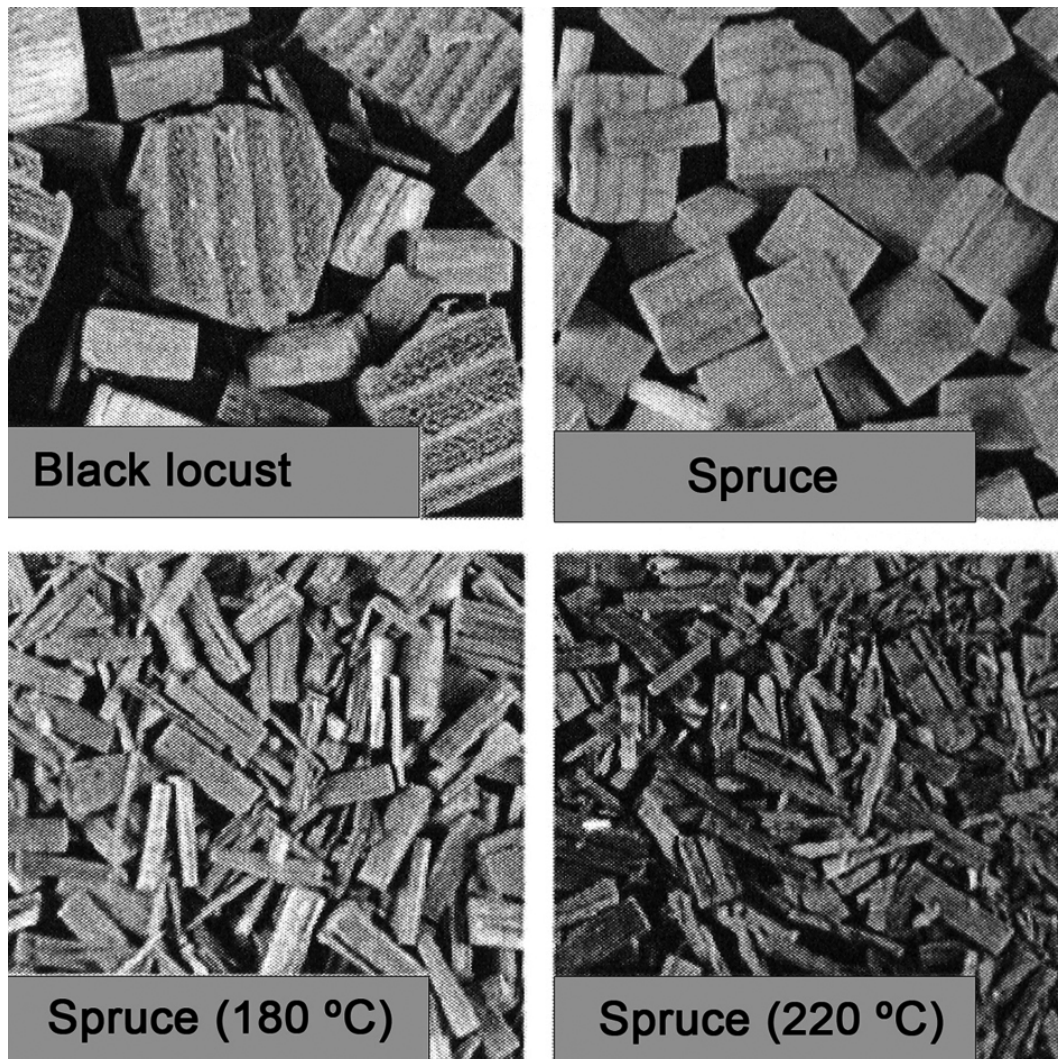


Figura 2.13: Ensaio HEMI: Amostras fraturadas de algumas espécies estudadas não tratadas e tratadas termicamente sob pressão. (180 °C e 220 °C, 4 h).

Fonte: RAPP; BRISCHKE; WELZBACHER, 2006, p. 66 (Adaptada).

Rouillard e Sek (2007) fizeram ensaios de impacto em painéis de papel acartonado. Esse material é normalmente utilizado para proteger produtos contra choques mecânicos durante a distribuição logística. No estudo são feitas duas simulações: a primeira que utiliza uma máquina hidráulica programável que impõe sobre a amostra uma compressão de 400 mm/s. A segunda é o teste de queda livre com massas pré-determinadas. Os dados de força, deformação e aceleração foram capturados por um sistema de aquisição de dados. Os ensaios foram filmados por uma câmera de alta velocidade (Figura 2.14).

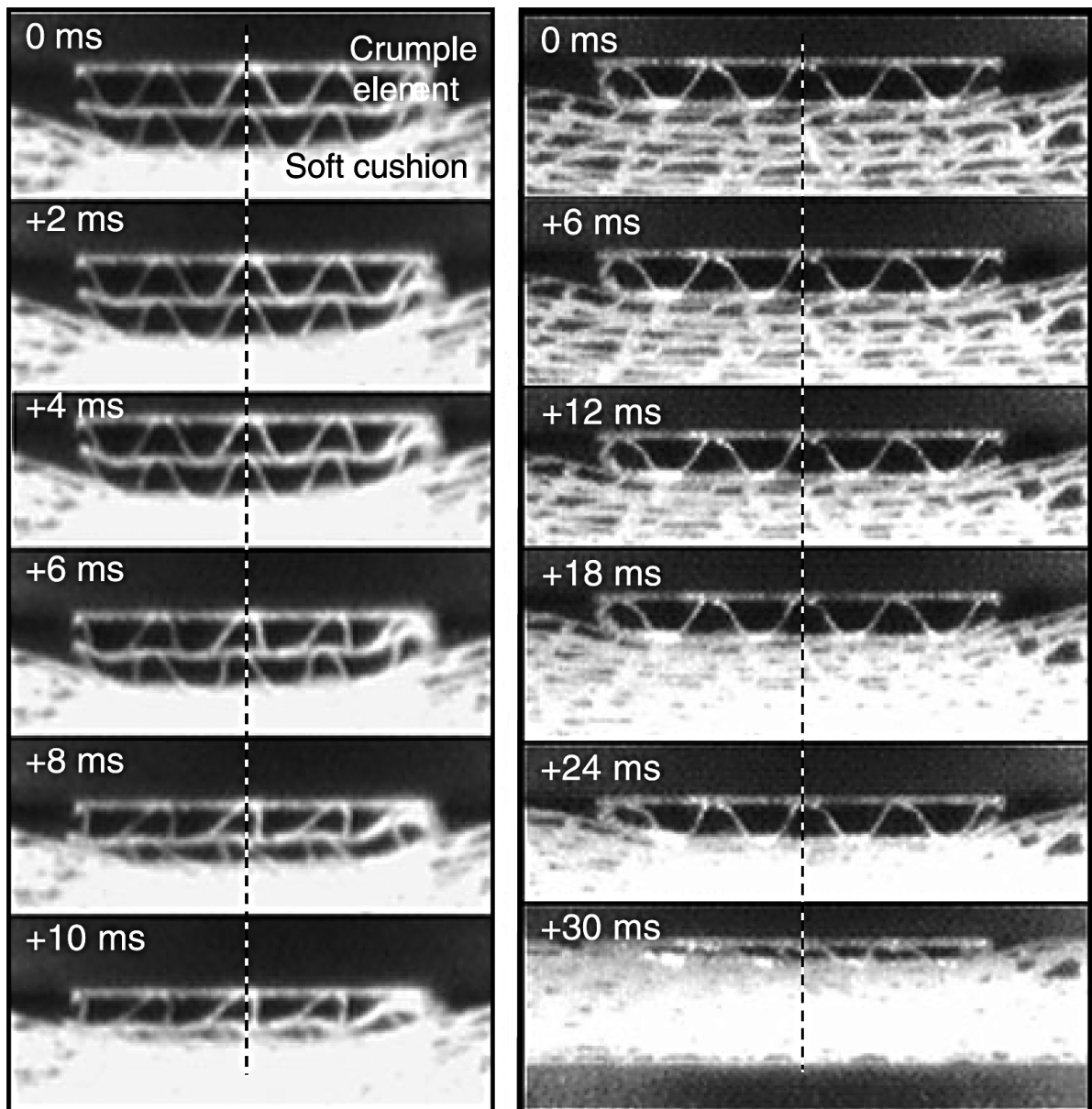


Figura 2.14: Sequência de imagens de vídeo para amostras compostas com duas camadas de papel acartonado (esquerda) e com uma camada de papel acartonado (direita).

Nota do autor: Crumple element: Elemento corrugado do papel acartonado;
Soft cushion: Camadas amortecedoras de impacto.

Fonte: ROUILLARD; SEK, 2007.

Segundo os autores, existem dois tipos de material acartonado: *pré-comprimido*, ideal contra pequenos impactos e repetitivos que produzem predominantemente deformações elásticas; e *virgem*, utilizado contra impactos mais fortes, que são absorvidos por deformações permanentes. Quando os painéis são formados por apenas uma camada de papel corrugado a resistência ao impacto é maior que quando formado por duas camadas. A diminuição de resistência quando usada camada dupla seria devido ao movimento lateral existente neste caso.

2.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica apresenta vários estudos realizados sobre impacto em diversos materiais. Os principais materiais encontrados em pesquisas sobre o assunto são os compósitos em geral, visto que por se tratar de materiais novos, não se conhece bem seu comportamento. Cada pesquisa tem um enfoque específico, e por esse motivo leva em consideração alguns parâmetros em maior ou menor grau de importância, dependendo do caso. As principais análises feitas pelos autores são em relação à resistência à tração, resistência à compressão, velocidades variáveis para aplicação de carga, dimensões e condições de controle das amostras como temperatura e teor de umidade.

O enfoque deste trabalho é analisar a resistência ao impacto de peças estruturais de madeira chamadas travessas, que são utilizadas em carrocerias. A análise desse material como elemento estrutural para carrocerias representa um estudo inédito. Por esse motivo, o trabalho apresenta algumas características próprias, como por exemplo, as dimensões das peças analisadas (Figura 2.15). Todas as especificidades desse componente foram levadas em consideração para que, tomando-se como base as metodologias de estudos semelhantes realizados, se procedessem aos ensaios de resistência de travessas.

A seção das travessas analisadas tem altura variável (Figura 2.15). Todas as peças ensaiadas têm as dimensões reais que são utilizadas na prática. As medições realizadas para o caso das travessas (que são força e deslocamento, utilizando-se célula de carga e transdutor de deslocamento, respectivamente) foram feitas em locais convenientemente escolhidos para melhor representar o enfoque do estudo.

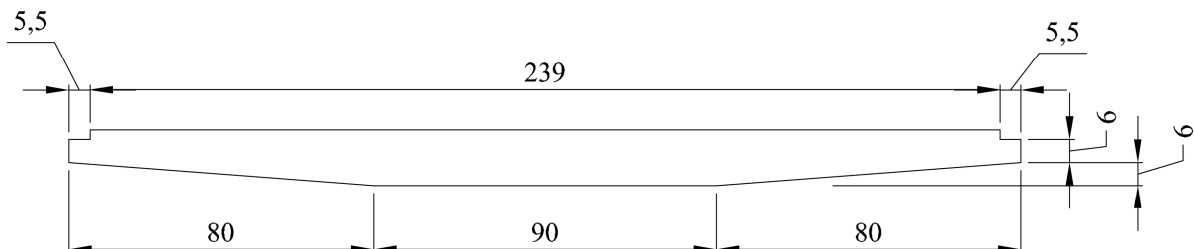


Figura 2.15: Dimensões das travessas de madeira analisadas. (Dimensões em cm)

2.2 OBJETIVOS GERAIS

A utilização mais racional da madeira é conseguida com a exploração de suas qualidades e eliminação de seus pontos fracos. O presente trabalho pretende caracterizar melhor madeiras para utilização estrutural, com foco principal para fabricação de carrocerias. É um estudo pioneiro, visto que não existem ainda no Brasil dados específicos no assunto.

Uma carroceria, durante sua vida útil, está frequentemente submetida a cargas de impactos decorrentes principalmente do seu mau uso. O objetivo geral deste trabalho é conhecer melhor o comportamento da madeira quando usada nesses casos.

2.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

O presente estudo pretende analisar uma peça estrutural da carroceria que se chama *travessa*. Esse componente é um dos principais da carroceria, recebendo grande parte dos esforços aplicados, e por esse motivo é uma das peças que mais são danificadas quando a carroceria é submetida a um carregamento excessivo ou incorreto durante sua vida útil. Os objetivos específicos deste trabalho são apresentados a seguir:

- Confecção de um equipamento de aplicação de carga em queda livre;
- Determinar a influência do carregamento de impacto nos valores da tensão devido à flexão comparando com os valores de referência encontrados através de caracterizações do material;
- Determinar uma equação que correlacione a força de reação em função da altura de queda, módulo de elasticidade e carga de impacto.
- Determinar valores para os coeficientes de impacto de peças estruturais denominadas travessas.

3

A Madeira e as Carrocerias de Madeira

Da mesma maneira que é encontrada na construção civil, a madeira também é usada pelo homem, através dos tempos, na fabricação dos seus primeiros equipamentos de transporte. Foram feitos de madeira os primeiros barcos, carros, trenós, e as primeiras armas como o arco e a flecha.

Existem atualmente componentes de muitos meios de transporte, como, por exemplo, automóveis e caminhões que são feitos de madeira. Podem-se mencionar ainda, os dormentes de madeira encontrados nas linhas de trem. Nesse trabalho a análise será feita sobre um importante componente dos caminhões, que é a carroceria.

Na contramão desta tendência, atualmente a madeira tem sido substituída em muitos usos pelo aço, alumínio e suas ligas, e pelos plásticos. Tal evidência se deve pelo fato de haver desconhecimento das potencialidades do material. No entanto, a madeira continuará sendo intensamente usada principalmente nos países onde há maior desenvolvimento tecnológico desse material.

A madeira, nos países industrializados, tem recuperado usos nos últimos anos, em virtude de suas propriedades e características agradáveis ao tato, de sua beleza, e em alguns casos de sua raridade. O consumo anual *per capita* de madeira serrada, nos EUA é de 0,54 metros cúbicos, no Canadá 0,69, na Suécia 0,49, no Japão 0,29 e no Brasil 0,14 (FAO, 1989 apud PONCE, 1995). O Japão consome, por habitante, o dobro do Brasil, ainda que tenha que importar cerca de 55% de suas necessidades de toras para serraria.

Segundo Ponce (1995) a indústria de madeira serrada tem características adequadas às condições econômicas e sociais do Brasil: necessita investimentos relativamente baixos, mão de obra com pouco treinamento, e pode alimentar a indústria moveleira com grande potencial exportador e absorvedor de mão-de-obra.

A tendência mundial é a produção de madeira a partir de florestas plantadas ou regeneradas. Assim sendo, os diâmetros das toras produzidas têm diminuído continuamente, impulsionando o desenvolvimento de novos processos e novos equipamentos para processar madeira. Atualmente as empresas madeireiras de alguns países preferem processar toras de pequeno diâmetro, em virtude de elas serem mais adequadas à automação e à mecanização.

Além disso, foram desenvolvidos novos produtos para o aproveitamento das madeiras de menores dimensões produzidas pelas menores toras. O Brasil poderia aproveitar essa tendência para desenvolver uma nova indústria madeireira com base em florestas de rápido crescimento e curtas rotações, pois é dono da melhor eucaliptocultura do mundo. Esse gênero responde rapidamente ao melhoramento genético e ao manejo, devendo, portanto, ser mais bem aproveitado.

O aproveitamento de florestas de rápido crescimento na produção de madeira serrada é fundamental na diminuição das concentrações de CO_2 na atmosfera, pois o gás absorvido da atmosfera e contido na madeira é imobilizado durante toda a existência da madeira, sendo tanto mais efetivo, quanto mais duradoura é a peça de madeira. Assim sendo, enquanto a madeira existe na forma de móveis, objetos de madeira, construções e componentes para edificações, a atmosfera terrestre estará com menor concentração de CO_2 , o principal responsável pelo efeito estufa. Dessa maneira, o uso do produto florestal como madeira sólida, além dos benefícios econômicos e sociais, gera também conseqüências positivas para o meio ambiente.

Neste trabalho foram analisados quatro exemplares de *Eucalypto grandis* como tentativa de comparação de alguns dados entre madeira de reflorestamento e madeira nativa (conforme

Tabela 5.1). Este trabalho traz à discussão a possibilidade de utilização de madeira renovável como *Eucalipto* e *Pinus* em substituição à madeira nativa, proveniente da floresta Amazônica, para a fabricação de carrocerias.

Atualmente não é utilizada no Brasil madeira tratada para a fabricação de carrocerias. Normalmente são utilizadas madeiras nativas, como, por exemplo, Roxinho, Cumaru, Angelim Vermelho e outras espécies. A opção pelo uso de madeiras plantadas, como Eucalipto reflorestado e tratado, por exemplo, seria um grande avanço para atividade de fabricação de carrocerias, além de ajudar a conservar as madeiras nativas em nosso país.

As madeiras nativas normalmente têm uma durabilidade natural maior que as de reflorestamento, como o *Eucalipto* e o *Pinus*. Sendo assim é necessário que seja feito um tratamento nessas madeiras para que possam ser usadas na fabricação de carrocerias.

No APÊNDICE C é proposta uma adaptação das situações de risco de madeiras em geral para o caso específico das carrocerias de caminhão, com a possibilidade de futuro tratamento das madeiras para esse fim.

3.1 ANÁLISE DA CARROCERIA

As carrocerias dos caminhões recebem cargas, especificadas por normas, de 3 a 30 toneladas, que são determinadas através da quantidade de eixos. Esses valores dependem da característica e do modelo do caminhão, entre outros; e obviamente são calculados para que não danifiquem a pavimentação das estradas do país.

Na estrutura normal de uma carroceria o carregamento se dá no assoalho que o transmite para a base da carroceria para, posteriormente, ser transmitida ao chassi do caminhão que será finalmente descarregado no solo através da pavimentação existente. O carregamento permitido por eixo é especificado por normas para não comprometer as estradas, como dito anteriormente. A parte do chassi do caminhão é planejada e estudada por cada fabricante para suportar a carga estipulada por norma e reduzir os custos de fabricação. Neste contexto, o que se

pretende evidenciar é que na análise de carregamento de todo o sistema, a única etapa que não obedece a critérios de cálculo, segundo a engenharia, é a carroceria. Tudo o que se conhece sobre o assunto é empírico.

Analisando então a *base da carroceria*, há duas estruturas fundamentais que são as *travessas* e as *longarinas*. Esses dois componentes determinarão a vida útil da carroceria. As longarinas são duas e ficam totalmente apoiadas sobre o chassi do caminhão. Perpendicularmente estão as travessas que ficam espaçadas a cada 90 cm, aproximadamente. Elas são as peças que recebem maior solicitação e estão em situação mais crítica porque recebem grande carregamento, inclusive impacto, estando em balanço. É por esse motivo que pretende-se estudá-las. No caso específico desse trabalho, a travessa analisada é a da carroceria do caminhão *Ford Cargo*. Ela será analisada pelo fato ser a de pior situação de carregamento, uma vez que tem maior comprimento do balanço.

A travessa da carroceria é uma peça com seção variável, como mostrada na Figura 2.15 e submetida frequentemente a cargas de impacto, principalmente através de queda livre.

4

Conceitos Teóricos Básicos

4.1 CARREGAMENTO DINÂMICO

Quando o movimento de um corpo é alterado (acelerado), a força necessária para produzir esta aceleração é chamada de carga dinâmica. A força que uma curva em um duto exerce sobre o fluido no tubo para mudar sua direção de fluxo, a pressão sobre as asas de um avião saindo de um mergulho, a colisão de dois automóveis e um homem pulando sobre um trampolim são exemplos de *carregamento dinâmico*. A análise mostrada nesta seção foi retirada de Higdon et al. (1981) e Hibbeler (2000).

Uma carga aplicada repentinamente é chamada uma *carga de impacto*. Sob carregamento de impacto, se há ação elástica, o sistema carregado vibrará até que o equilíbrio seja restabelecido. Uma carga dinâmica pode ser expressa em termos de massa vezes a aceleração do centro

de gravidade, em termos de taxa de variação do momento, ou em termos da variação da energia cinética do corpo.

Para muitos problemas em mecânica dos materiais, o conceito de energia de deformação, é mais efetivo. A intensidade da carga dinâmica é, algumas vezes, expressa em termos da energia cinética libertada pelo sistema carregado. Portanto, ela é freqüentemente referida como uma carga energética. Por exemplo, uma partícula de massa m movendo-se com uma velocidade v possui uma energia cinética $mv^2/2$; se esta partícula é parada por um corpo, a energia absorvida pelo sistema carregado é alguma fração de $mv^2/2$, sendo o equilíbrio energético convertido em som, calor e deformação permanente da partícula em questão.

No sistema carregado, o carregamento dinâmico produz tensões e deformações, cujas intensidades e distribuições dependerão não apenas dos parâmetros usuais encontrados previamente, mas também da velocidade de propagação das ondas de deformação, através do material que compõe o sistema. Esta última consideração, embora muito importante quando as cargas são aplicadas com altas velocidades, pode, algumas vezes, ser desprezada quando a velocidade de aplicação da carga é baixa. As velocidades são consideradas baixas quando o tempo de carregamento permite ao material atuar da mesma maneira que sob carregamento estático, isto é, as relações entre tensão e deformação e entre carga e deflexão são essencialmente as mesmas que aquelas já desenvolvidas para carregamento estático.

O carregamento dinâmico é, portanto, considerado como a transferência de energia de um sistema para outro. Nesse sentido o conceito de energia de configuração (energia de deformação) como um indicador da resistência à deterioração estrutural é considerado importante como desenvolvimento da base teórica.

Considerando uma carga axial P aplicada lentamente no alongamento de uma barra de seção transversal uniforme e alongamento total δ_2 conforme Figura 4.1, o trabalho executado no seu alongamento quando axialmente carregada é dado pela seguinte equação:

$$W_k = \int_0^{\delta_2} P d\delta \quad (4.1)$$

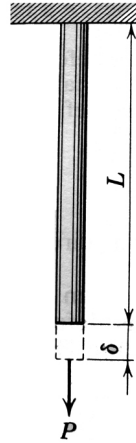


Figura 4.1: Barra de seção transversal uniforme sujeita a uma carga axial P .
 Fonte: HIGDON et al., 1981, p. 79.

Uma vez que o trabalho feito sobre a barra precisa ser igual à energia de deformação armazenada na barra, a expressão para energia de deformação em termos de tensão axial e deformação axial se torna a seguinte:

$$W_k = U = \int_0^{\varepsilon_2} \sigma AL d\varepsilon = AL \int_0^{\varepsilon_2} \sigma d\varepsilon \quad (4.2)$$

Nesta dissertação está sendo admitido que a aplicação da carga dinâmica não faz com que o material perca suas características em relação à aplicação de cargas estáticas. Como observado anteriormente nesta seção, tensões e deformações produzidas por carregamento dinâmico dependem da velocidade de propagação da onda de deformação através do material. Entretanto, para muitas das aplicações na Engenharia (quando as velocidades das cargas aplicadas não são muito altas), podem ser desprezadas tais complicações e admitir que o material se comporte da mesma forma que sob carregamentos aplicados lentamente. Este foi o procedimento admitido no presente trabalho. Neste caso, pode-se aplicar uma carga estática equivalente (isto é, uma carga aplicada lentamente que produza a mesma deflexão máxima que aquela devida à carga dinâmica) e admitir que o material se comporte da mesma forma sob os dois carregamentos. Com esta hipótese, o diagrama tensão-deformação (Figura 4.2) para qualquer ponto do sistema carregado, bem como a distribuição de deformação, será idêntico sob ambas as cargas.

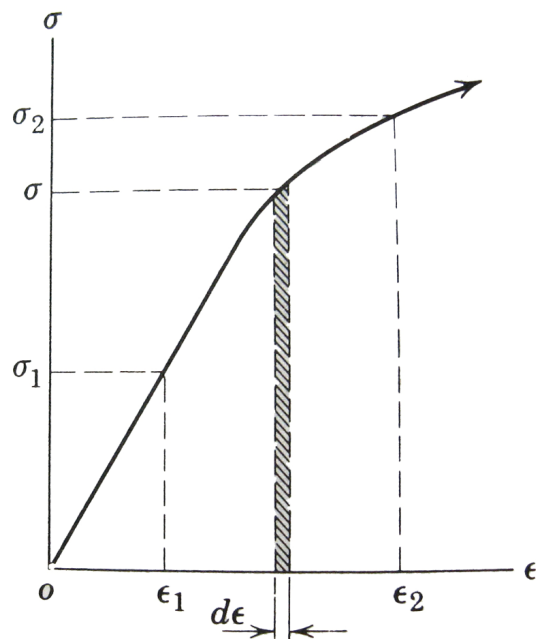


Figura 4.2: Diagrama tensão deformação de uma barra de seção uniforme axialmente carregada.
Fonte: HIGDON et al., 1981, p. 79.

Como ilustração, pode ser considerada a viga em balanço da Figura 4.3a, sobre a qual cai o bloco W , como indicado.

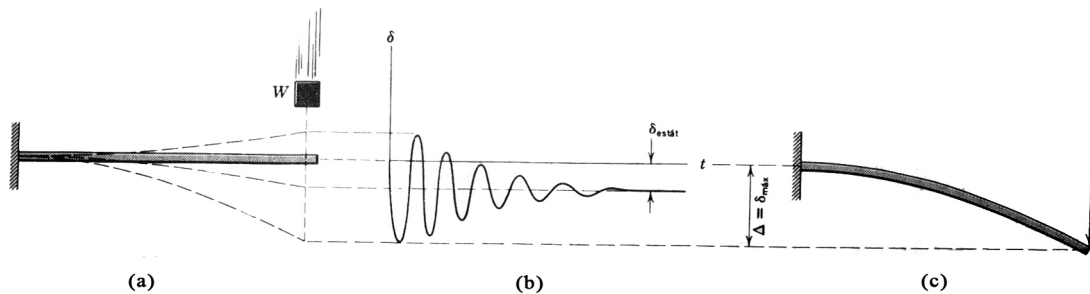


Figura 4.3: Ilustração do efeito da queda de um bloco W sobre uma viga.
Fonte: HIGDON et al., 1981, p. 440.

A variação da deflexão da extremidade da viga com relação ao tempo é mostrada na Figura 4.3 b onde Δ , igual a $\delta_{máx}$, é a deflexão máxima resultante do corpo em questão, transferindo parte de sua energia cinética ($mv^2/2$) à viga, e onde $\delta_{estát}$ é a deflexão estática resultante quando a viga e o bloco alcançam finalmente o equilíbrio. A carga estática P , aplicada como na Figura 4.3c, produz a mesma deflexão máxima Δ ; a curva de deflexão e o diagrama tensão-deformação são admitidos iguais em ambos os casos. Portanto, a energia de deformação da viga é a mesma em ambos os casos e, já que a energia de deformação é igual à energia efetivamente aplicada (trabalho executado sobre a viga), a relação seguinte pode ser estabelecida:

$$\begin{bmatrix} \textit{energia} \\ \textit{efetivamente} \\ \textit{aplicada} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \textit{trabalho realizado} \\ \textit{pela carga estática} \\ \textit{equivalente} \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

A energia efetiva é aquela parcela de energia aplicada que produz o deslocamento máximo. Entretanto, em adição à energia perdida nas formas sonora, de calor e de distorção local, uma parcela é absorvida pelos apoios.

Um termo encontrado algumas vezes no trabalho com carregamento dinâmico é o *fator de carga* (ou *fator de impacto*), definido como a *relação entre a carga estática equivalente e a intensidade da força que a massa de carregamento exerceria sobre o sistema carregado se aplicada lentamente*. Por exemplo, o carregamento estático sobre as asas de um avião saindo de um mergulho, dividido pela força gravitacional mg sobre o plano (carregamento sobre as superfícies horizontais da cauda desprezadas), é o fator de carga.

Para ser encontrado o fator de impacto, será analisado o movimento do sistema bloco e mola, mostrado na Figura 4.4.

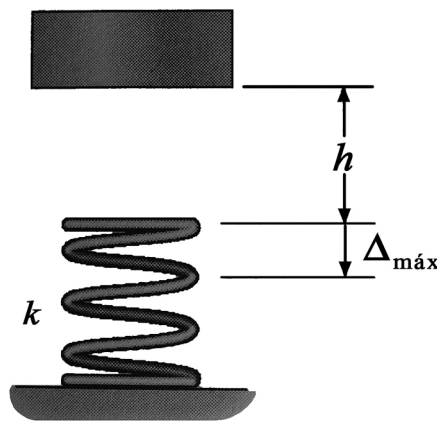


Figura 4.4: Movimento do sistema bloco e mola.
Fonte: HIBBELER, 2000, p. 603.

Ao ser abandonado do repouso, o bloco cai de uma distância h , atinge a mola e a comprime de um valor $\Delta_{máx}$, quando atinge um repouso momentâneo. Se desprezada a massa da mola e admitido que ela tenha um comportamento *elástico*, então a conservação da energia requer que toda a energia referente à queda do bloco seja transformada em energia de deformação armazenada na mola; ou em outras palavras, o trabalho realizado pelo peso do bloco, ao cair de uma $h + \Delta_{máx}$, é igual ao trabalho necessário para deslocar a extremidade da mola de um valor

$\Delta_{m\acute{a}x}$. Uma vez que a força na mola está relacionada à $\Delta_{m\acute{a}x}$ pela equação $F = k \Delta_{m\acute{a}x}$, onde k é a constante de rigidez da mola, pode-se aplicar a conservação da energia para se chegar ao desenvolvimento abaixo:

$$\begin{aligned}
 U_e &= U_i \\
 W(h + \Delta_{m\acute{a}x}) &= \frac{1}{2}(k\Delta_{m\acute{a}x})\Delta_{m\acute{a}x} \\
 W(h + \Delta_{m\acute{a}x}) &= \frac{1}{2}k\Delta_{m\acute{a}x}^2 \\
 \Delta_{m\acute{a}x}^2 - \frac{2W}{k}\Delta_{m\acute{a}x} - 2\left(\frac{W}{k}\right)h &= 0
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

Esta equação quadrática pode ser resolvida para $\Delta_{m\acute{a}x}$. A maior raiz é a mostrada abaixo:

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{W}{k} + \sqrt{\left(\frac{W}{k}\right)^2 + 2\left(\frac{W}{k}\right)h} \tag{4.5}$$

Se o peso W for aplicado estaticamente (gradualmente aplicado) à mola, o deslocamento de sua extremidade será $\Delta_{est} = W/k$. Utilizando-se esta relação, a equação anterior fica da seguinte maneira:

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \Delta_{est} + \sqrt{(\Delta_{est})^2 + 2\Delta_{est}h} \tag{4.6}$$

ou

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \Delta_{est} \left[1 + \sqrt{1 + 2\left(\frac{h}{\Delta_{est}}\right)} \right] \tag{4.7}$$

Uma vez calculado $\Delta_{m\acute{a}x}$, a força máxima aplicada à mola pode ser determinada por

$$F_{m\acute{a}x} = k\Delta_{m\acute{a}x} \tag{4.8}$$

Entretanto, deve-se lembrar que esta força e o deslocamento a ela associado ocorrem apenas em um instante. Considerando-se que o bloco não rebata, perdendo contato com a mola, ele continuará a vibrar até que seu movimento seja amortecido, assumindo a posição de equilíbrio estático, Δ_{est} . É importante notar também que se o bloco for colocado imediatamente acima da

mola, $h = 0$, e *largado*, ter-se-á, pela Equação (4.4), o deslocamento máximo do bloco expresso pela seguinte relação:

$$\Delta_{m\acute{a}x} = 2\Delta_{est} \quad (4.9)$$

Em outras palavras, quando o bloco é largado do topo da mola (carga dinamicamente aplicada), o deslocamento será o *dobro* do que seria se ele fosse colocado sobre a mola (carga estaticamente aplicada).

Utilizando-se uma análise similar, é também possível determinar o deslocamento máximo da extremidade da mola caso o bloco deslizasse sobre uma superfície horizontal lisa com uma velocidade conhecida v no instante imediatamente anterior à sua colisão com a mola, Figura 4.5.

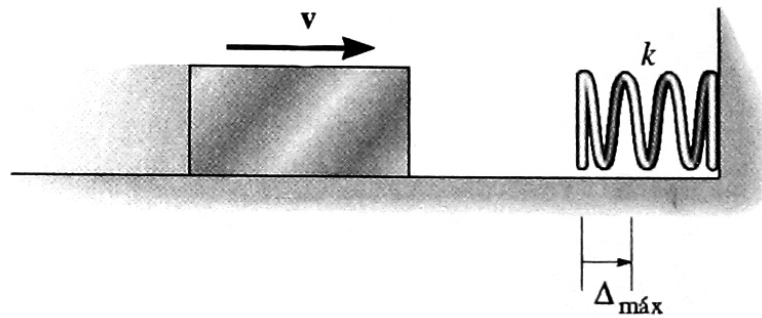


Figura 4.5: Colisão de um bloco com velocidade v com uma mola.
Fonte: HIBBELER, 2000, p. 603.

Neste caso a energia cinética do bloco dada pela equação $E_c = (1/2)mv^2$, será transformada em energia armazenada na mola. Assim, novamente igualando o *trabalho externo* ao *trabalho interno* e considerando que W seja o peso do corpo e g a aceleração da gravidade, tem-se o seguinte desenvolvimento:

$$\begin{aligned} U_e &= U_i \\ \frac{1}{2} \left(\frac{W}{g} \right) v^2 &= \frac{1}{2} k \Delta_{m\acute{a}x}^2 \\ \Delta_{m\acute{a}x} &= \sqrt{\frac{Wv^2}{gk}} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Uma vez que o deslocamento estático no topo da mola causado pelo peso W em repouso sobre ela é $\Delta_{est} = W/k$, temos

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{\Delta_{est} v^2}{g}} \quad (4.11)$$

Os resultados desta análise simplificada serão utilizados na determinação tanto do deslocamento aproximado quanto da tensão desenvolvida em um elemento deformável quando sujeito a uma carga de impacto. Para isso foi admitido que o mecanismo da colisão dos corpos foi similar à resposta do modelo bloco e mola mostrado anteriormente. Dessa forma, foi considerado que o corpo em movimento é *rígido* como o bloco e que o corpo estacionário é *deformável* como a mola. Foi admitido, também, que o material tem um comportamento elástico linear. Além disso, durante a colisão nenhuma energia seria perdida por efeito térmico, som ou deformações plásticas localizadas. Quando a colisão ocorreu, os corpos permaneceram em contato até o corpo elástico atingir sua deformação máxima e, durante o movimento, a inércia ou massa do corpo elástico foi desprezada. É importante lembrar que cada uma dessas hipóteses conduz a uma estimativa *conservativa* tanto das tensões quanto dos deslocamentos no corpo elástico. Em outras palavras, *os valores teóricos deveriam ser superiores aos que ocorrem na realidade*.

A Figura 4.6 mostra duas aplicações dessa teoria. Na Figura 4.6a, o primeiro caso é o de um peso conhecido (bloco) que cai sobre uma coluna e na Figura 4.6b o segundo caso é o mesmo bloco que cai sobre uma viga (que será o caso da travessa de madeira analisada neste trabalho), causando nesses elementos uma deformação máxima $\Delta_{m\acute{a}x}$. A energia da queda do bloco é transformada momentaneamente em energia de deformação axial na coluna e em energia de deformação por flexão na viga. Embora seja estabelecido um movimento vibratório em cada um desses elementos após o impacto, este efeito tende a ser dissipado com o passar do tempo. Ao determinar a deformação máxima $\Delta_{m\acute{a}x}$, pode-se utilizar a mesma idealização do sistema bloco e mola. Ou seja, escrever a equação de conservação da energia para o bloco e coluna ou bloco e viga e, em seguida, resolver para $\Delta_{m\acute{a}x}$. Entretanto, pode-se também resolver este problema de forma mais direta, modelando-se a coluna e a viga por uma mola equivalente. Por exemplo, se uma força P desloca o topo da coluna de um valor $\Delta = PL/AE$, então uma mola com rigidez $k = AE/L$ seria deslocada da mesma quantidade pela carga P , isto é, $\Delta = P/k$. De forma similar uma força P aplicada ao centro de uma viga simplesmente apoiada é deslocada de um valor $\Delta = PL^3/48EI$ e, portanto, uma mola equivalente deverá ter uma rigidez $k = 48EI/L^3$. Entretanto, na realidade, não é necessário obter a rigidez da mola equivalente para se aplicar as Equação (4.7) ou (4.10). Para se determinar o deslocamento dinâmico $\Delta_{m\acute{a}x}$ é

necessário apenas calcular o *deslocamento estático* Δ_{est} devido ao peso W do bloco apoiado sobre o elemento.

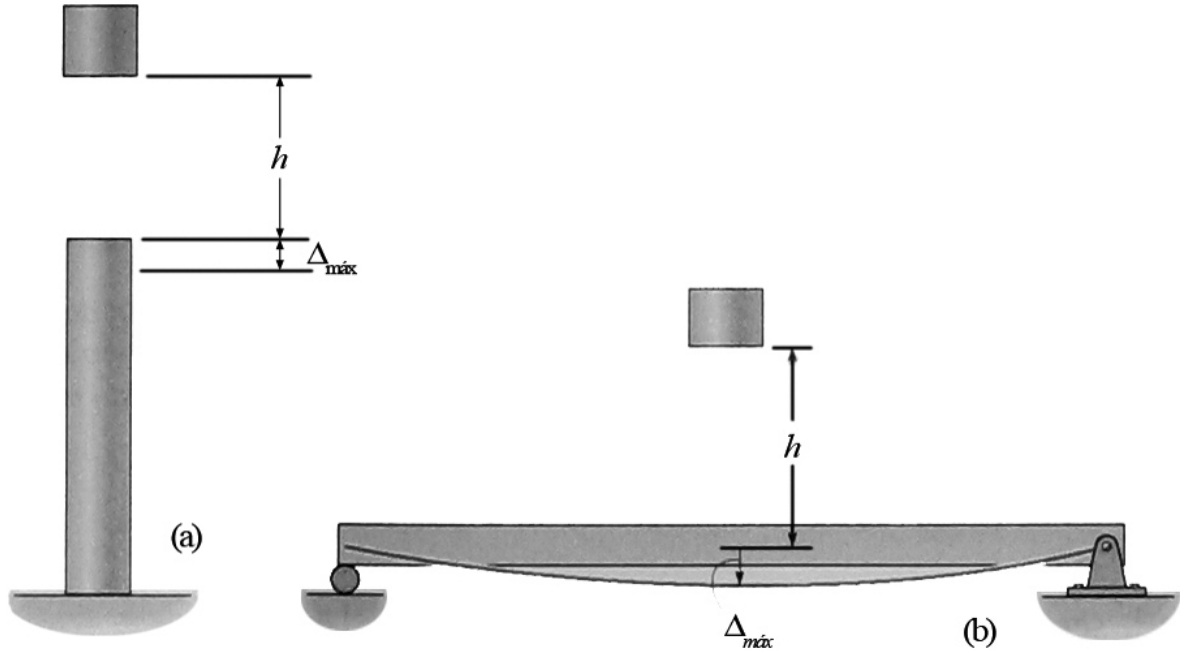


Figura 4.6: Queda livre de um bloco (a) sobre uma coluna e (b) sobre uma viga.
Fonte: HIBBELER, 2000, p. 604 (Adaptada).

Uma vez determinado $\Delta_{máx}$, a força dinâmica máxima pode ser calculada pela expressão $P_{máx} = k\Delta_{máx}$. Considerando que $P_{máx}$ é uma *carga estática equivalente*, a tensão máxima atuante no elemento pode ser determinada através da estática e das teorias da resistência dos materiais. É importante lembrar que esta tensão atua apenas por um instante. Na realidade, as ondas de vibração passam pelo material, e a tensão na coluna ou na viga, por exemplo, não permanece constante.

A relação entre a carga estática equivalente $P_{máx}$ e a carga W é chamada de *fator de impacto*, n . Uma vez que $P_{máx} = k\Delta_{máx}$ e $W = k\Delta_{est}$, pela Equação (4.7) este fator pode ser expresso como

$$n = 1 + \sqrt{1 + 2\left(\frac{h}{\Delta_{est}}\right)} \quad (4.12)$$

Este fator representa a amplificação de uma carga estaticamente aplicada de modo que ela possa ser tratada dinamicamente. Utilizando-se a Equação (4.12), n pode ser calculado para qualquer elemento estrutural que apresente uma relação linear entre a carga e o deslocamento

(deformação). Entretanto, para sistemas complexos de elementos conectados os fatores de impacto são determinados pela experiência ou através de ensaios experimentais. Uma vez determinado n , as tensões e os deslocamentos dinâmicos são facilmente obtidos a partir da tensão estática σ_{est} e do deslocamento estático Δ_{est} causados pela carga W , isto é, $\sigma_{máx} = n \sigma_{est}$ e $\Delta_{máx} = n \Delta_{est}$.

4.2 DEFORMAÇÃO DE VIGAS EM BALANÇO

4.2.1 Equação da linha elástica: contribuição do momento fletor

A Figura 4.7 mostra o eixo da viga representada pela curva AmB depois de submetida à flexão. O movimento devido à flexão se processa no plano de simetria devido às forças transversais que agem nesse plano. Esta curva é chamada de *linha elástica*. A análise mostrada nesta seção foi retirada de Timoshenko (1985).

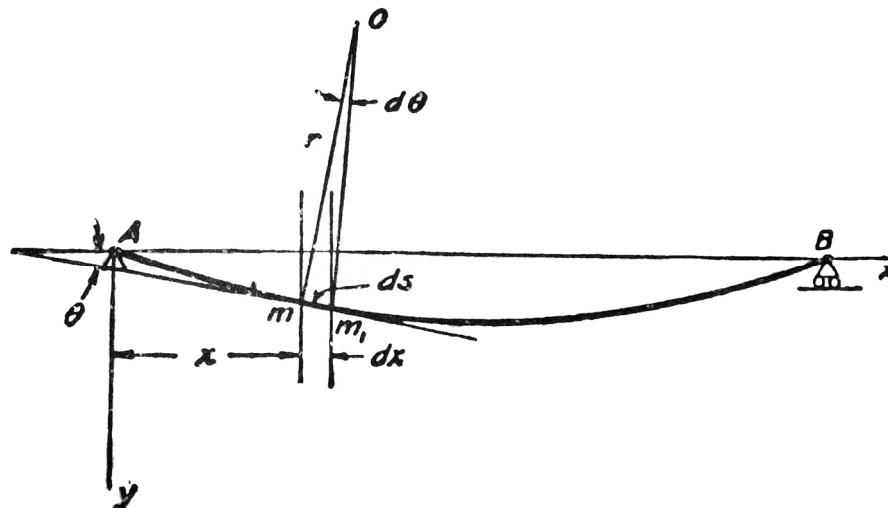


Figura 4.7: Diagrama representativo da linha elástica.
Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 147.

Para se chegar à equação diferencial da linha elástica, são tomados os eixos coordenados como estão representados na Figura 4.7 e admitido que sua curvatura em qualquer ponto depen-

da somente da grandeza do momento fletor M naquele ponto. Neste caso, a relação entre a curvatura e o momento será o da flexão pura e se obtém a Equação (4.13):

$$\frac{1}{r} = \frac{M}{EI_z} \quad (4.13)$$

Para que seja possível chegar a uma expressão que dê a relação entre a curvatura e a forma da linha, são considerados dois pontos adjacentes m e m_1 , distantes um do outro de ds . Se o ângulo que a tangente em m faz com o eixo dos x for chamado de θ , o ângulo entre as normais à curva em m e m_1 será $d\theta$. O ponto de interseção O destas normais dá o centro de curvatura e define o comprimento r do raio de curvatura. Então:

$$ds = rd\theta \quad \text{e} \quad \frac{1}{r} = \left| \frac{d\theta}{ds} \right| \quad (4.14)$$

Convencionando a equação acima de modo que as deflexões com concavidade para baixo tenham sinais positivos, a Equação (4.14) pode ser escrita sob a seguinte forma

$$\frac{1}{r} = -\frac{d\theta}{ds} \quad (4.15)$$

Nas aplicações práticas, só são permitidas curvaturas muito pequenas das vigas e as linhas elásticas serão muito achatadas. Nesses casos pode-se admitir, com precisão suficiente, que

$$ds \approx dx \quad \text{e} \quad \theta \approx \text{tg}\theta = \frac{dy}{dx} \quad (4.16)$$

Levando esses valores aproximados de ds e θ na Equação (4.15), obtém-se:

$$\frac{1}{r} = -\frac{d^2y}{dx^2} \quad (4.17)$$

Substituindo na Equação (4.14) obtém-se a Equação (4.18), que é a equação diferencial da linha elástica. Ela deve ser integrada em cada caso particular, a fim de que se achem as deformações das vigas.

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = -M \quad (4.18)$$

Para o caso específico deste estudo, uma viga biapoiada com extremidade em balanço e seção transversal retangular é fletida por uma força P aplicada na ponta (Figura 4.8).

Segundo Lekhnitskii et al. (1968, apud VANALLI, 2001) para materiais anisotrópicos (que é o caso da madeira) as tensões σ_x não são distribuídas linearmente na seção transversal mas de acordo com uma lei parabólica.

Segundo ainda os mesmos autores, a lei parabólica para a distribuição de tensões normais na seção transversal não influencia a equação da linha elástica, a qual é a mesma de uma viga ortotrópica (ou isotrópica) dada a seguir:

$$y_1 = \frac{P}{6EI} (x^3 - 3l^2x + 2l^3) \quad (4.19)$$

Sendo P a carga aplicada, EI a rigidez do elemento estrutural, x a distância do apoio, e l o comprimento em balanço (0,80 m).

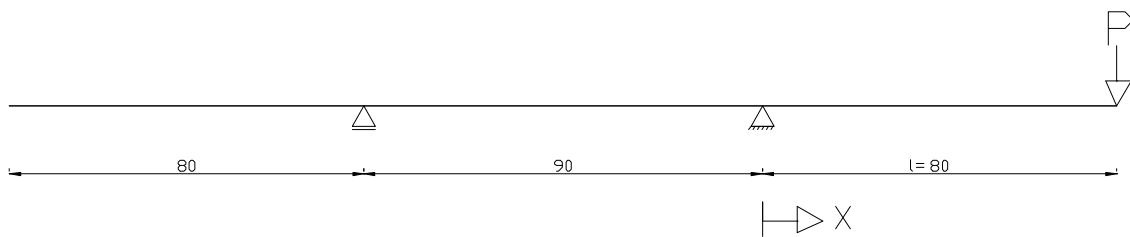


Figura 4.8: Esquema estático da travessa.

4.2.2 Equação da linha elástica: contribuição da força cortante

Até agora foi considerada somente a deformação produzida pelo momento fletor. Uma deformação adicional será produzida pela força cortante, sob a forma de um deslizamento mútuo de

seções transversais adjacentes, ao longo umas das outras (Figura 4.9). Como resultado da distribuição não uniforme das tensões de cisalhamento, as seções transversais, previamente planas, tornam-se curvas como na Figura 4.10, a qual mostra a deformação devida somente ao cisalhamento.

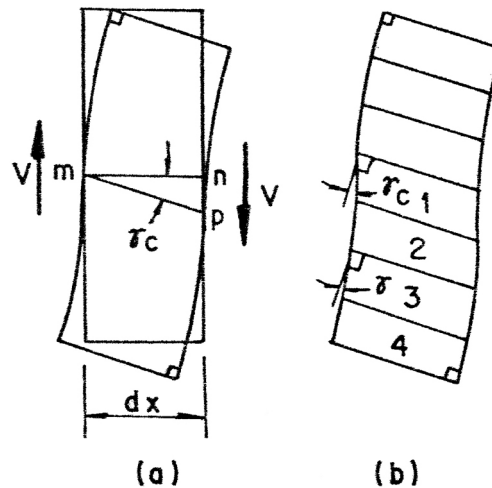


Figura 4.9: Deformações angulares.
 Fonte: TIMOSHENKO; GERE (1983) apud CARRASCO, 1989, p. 6.15.

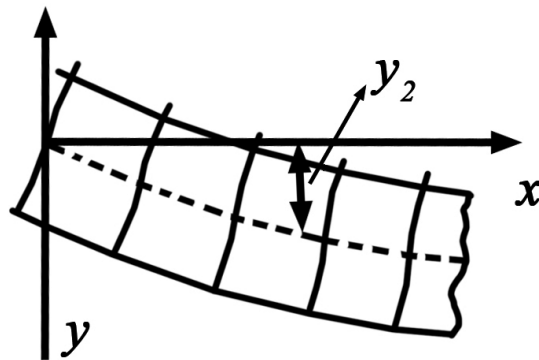


Figura 4.10: Efeito da força cortante.
 Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 177 (Adaptada).

Os elementos das seções transversais nos centros de gravidade permanecem verticais e deslizam uns ao longo dos outros, portanto, o deslocamento angular da linha elástica devido somente ao cisalhamento é igual em cada seção transversal à deformação de cisalhamento no centro de gravidade desta seção transversal. Representando por y_2 os afundamentos devido ao cisalhamento, pode-se obter para qualquer seção transversal, a seguinte expressão para o deslocamento angular:

$$\frac{dy_2}{dx} = \frac{(\tau_{yx})_{y=0}}{G} = \frac{\alpha_c V}{AG} \quad (4.20)$$

onde V/A é a tensão de cisalhamento média τ_{yx} , G o módulo de elasticidade transversal e, α_c um coeficiente numérico que deve ser multiplicado pela tensão de cisalhamento média, a fim de se obter a tensão de cisalhamento no centro de gravidade das seções transversais. Segundo Timoshenko e Gere (1983, apud CARRASCO, 1989, p. 6.16), para uma seção transversal retangular, o valor de α_c é $3/2$. Já Cowper (1966, apud CARRASCO, 1989, p. 6.16) determinou, através da integração das equações tridimensionais da teoria da elasticidade, um valor equivalente a 1,18.

Integrando a Equação (4.20), obtém-se a Equação (4.21):

$$y_2 = \frac{\alpha_c}{AG} \cdot P \cdot x \quad (4.21)$$

4.2.3 Equação da linha elástica resultante

A equação da linha elástica resultante para o caso estudado fica portanto:

$$y = y_1 + y_2 = \frac{P}{6EI} (x^3 - 3l^2x + 2l^3) + \frac{\alpha_c}{AG} \cdot P \cdot x \quad (4.22)$$

Para aplicação de impacto, a equação da linha elástica fica:

$$y = \frac{P \cdot n}{6EI} (x^3 - 3l^2x + 2l^3) + \frac{\alpha_c}{AG} \cdot P \cdot n \cdot x \quad (4.23)$$

Sendo P a carga aplicada estaticamente, n o fator de impacto calculado pela Equação (4.12) que transforma a carga estática P em carga dinâmica equivalente, EI a rigidez do elemento estrutural, x a distância do apoio, l o comprimento em balanço, G o módulo de elasticidade transversal considerado $E/20$ e $\alpha_c = 3/2$.

No APÊNDICE A são mostradas mais informações sobre deslocamentos de vigas prismáticas.

4.3 MOMENTO DE INÉRCIA EM VIGAS COM SEÇÃO VARIÁVEL

Pesquisas no assunto mostram que as equações deduzidas para barras prismáticas, podem, também, ser usadas, com precisão suficiente, para barras de seção transversal variável, desde que a variação não seja excessivamente forte. Os casos de variações bruscas de seção transversal, em que ocorre considerável concentração de tensões devem ser estudados separados. O caso desta dissertação é de aumento linear de altura como mostrado na Figura 5.4, o que provoca mudança *gradual* no momento de inércia.

Timoshenko (1985), propõe uma viga em balanço de *resistência uniforme*, isto é, uma viga em que o momento resistente varia ao longo da viga na mesma proporção que o momento fletor. Então, $(\sigma_x)_{máx}$ permanece constante ao longo da viga e pode-se tomá-lo igual a σ_{adm} . Essa condição é favorável sob o ponto de vista da quantidade de material usado, porque todas as seções transversais terão somente a área necessária para satisfazer as condições de resistência. Para uma viga em balanço com carga na extremidade (Figura 4.11), o momento fletor numa seção transversal distante x da carga é numericamente igual à Px . A fim de ter uma viga de igual resistência, o momento resistente deve também ser proporcional a x . Numa travessa de carroceria, por exemplo, o valor de x muda a altura h , fazendo variar o momento de inércia da mesma (Figura 5.4).

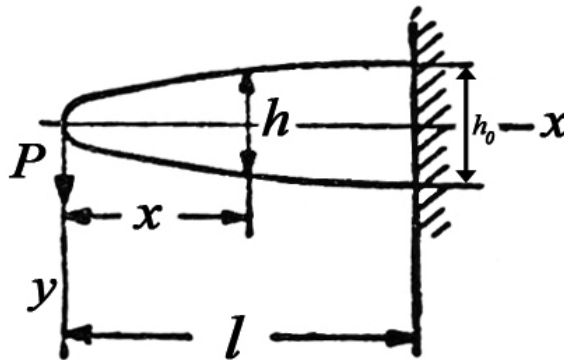


Figura 4.11: Viga em balanço com carga na extremidade.
Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 217.

Pode-se tomar o caso de uma seção transversal retangular de largura constante b e altura variável h , Figura 4.11. Da condição de viga de resistência uniforme, conclui-se que:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{6Px}{bh^2} = \frac{6Pl}{bh_0^2} = \text{constante} \quad (4.24)$$

onde h_0 é a altura da viga na extremidade engastada e Z é o módulo de resistência, definido por:

$$Z = \frac{I}{y} = \frac{bh^2}{6} \quad (4.25)$$

Então,

$$h^2 = \frac{h_0^2 x}{l} \quad (4.26)$$

Observa-se que, neste caso, a altura da viga varia segundo uma lei parabólica. Na extremidade carregada a área da seção transversal é zero. Este resultado é obtido, porque foi desprezada a tensão de cisalhamento na dedução da forma da viga de resistência uniforme. Nas aplicações práticas deve-se levar em conta esta tensão, fazendo certas mudanças da forma acima na extremidade carregada, a fim de que se tenha uma área de seção transversal suficiente para transmitir a força cortante. No caso prático de carrocerias de caminhão, por exemplo, na extremidade do balanço existe uma pequena área de seção transversal para resistir às tensões de cisalhamento. O deslocamento da viga na extremidade é determinado pela Equação (4.27):

$$\delta = \int_0^l \frac{12Px^2 dx}{Ebh^3} = \frac{12Pl^{3/2}}{Ebh_0^3} \int_0^l \sqrt{x} dx = \frac{2}{3} \cdot \frac{Pl^3}{EI_0} \quad (4.27)$$

onde $I_0 = bh_0^2/12$ representa o momento de inércia da seção transversal na extremidade engastada. A comparação com equações de vigas de seção prismática mostra que este afundamento é o dobro para os casos de mesmo módulo de rigidez EI_0 e sujeita à mesma carga. Isto significa que a viga tem a mesma resistência da viga prismática, mas não possui a mesma rigidez.

No APÊNDICE B são mostradas mais informações sobre vigas com seções variáveis.

5

Materiais e Métodos

5.1 MATERIAIS

5.1.1 A madeira

Foram utilizadas no trabalho 3 espécies de madeira nativa e 1 de reflorestamento (Tabela 5.1). Para cada espécie foram ensaiadas 4 amostras, totalizando 16 travessas (Figura 5.1).

Tabela 5.1: Espécies de madeira utilizadas no trabalho

Tipo	Espécies	Nomes para Ensaio
Madeira de Lei	Angelim Vermelho	AV 1
		AV 2
		AV 3
		AV 4
	Roxinho	RO 1
		RO 2
		RO 3
		RO 4
	Cumaru	CU 1
		CU 2
		CU 3
		CU 4
Madeira de Reflorestamento	Eucalipto Grandis	MLC 1
		MLC 2
		MLC 3
		MLC 4

As espécies foram escolhidas para ensaio, de modo que representasse a realidade da atividade de fabricação de carrocerias. A exceção dentre as espécies acima é o eucalipto, que não é usado ainda no Brasil para esta atividade. A utilização dessa espécie no estudo tem o objetivo de comparação dos valores de resistência a cargas de impacto com os valores de madeiras nativas. Na colagem entre as lâminas de MLC foi utilizado adesivo *Cascophen*[®], fabricado pela Borden Química Ltda.

A Figura 5.1 mostra as peças antes de serem ensaiadas.



Figura 5.1: Travessas antes de serem ensaiadas.

As Figuras 5.2, 5.3 e 5.4 mostram todas as dimensões da travessa, através de três vistas.

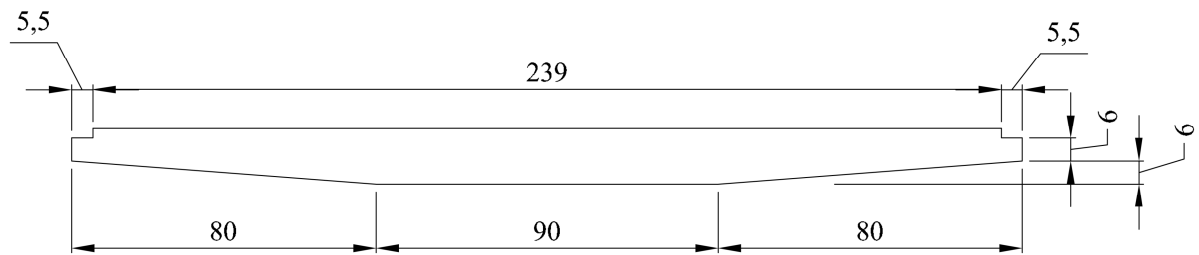


Figura 5.2: Vista frontal da travessa analisada (Dimensões em cm).

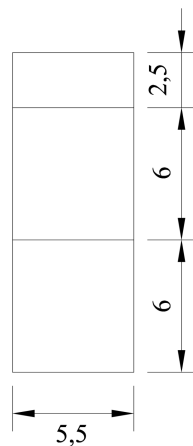


Figura 5.3: Vista lateral da travessa analisada (Dimensões em cm).

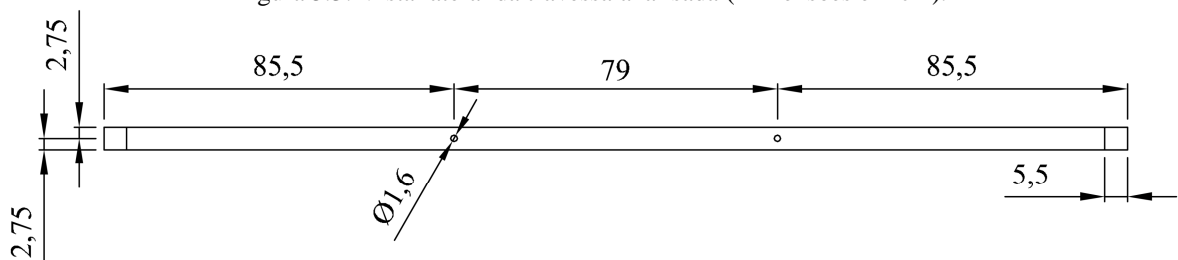


Figura 5.4: Vista superior da travessa analisada (Dimensões em cm).

Todas as peças foram confeccionadas em tamanho real, ou seja, exatamente nas dimensões de uma travessa para caminhão Ford Cargo.

5.2 MÉTODOS

5.2.1 Fabricação das travessas

As peças utilizadas no ensaio denominadas travessas têm comprimento total de 2,50 m e foram fabricadas por empresa especializada. Elas têm exatamente as dimensões usadas na realidade com a finalidade de reproduzir fielmente os efeitos decorrentes de seu uso como, por exemplo, queda livre de objetos sobre ela. Foram confeccionadas 16 peças com as mesmas dimensões (4 de madeira laminada colada de eucalipto, 4 de Cumaru, 4 de Roxinho e 4 de Angelim Vermelho), conforme exposto na seção anterior.

5.2.2 Metodologia experimental

A parte experimental deste trabalho está dividida em duas etapas. Na primeira foram feitos os ensaios de queda livre para determinar a resistência de cada travessa ao impacto. Na segunda, utilizando cada amostra ensaiada à queda livre, foram feitas as caracterizações da madeira utilizada.

5.2.2.1 ENSAIOS DE QUEDA LIVRE

5.2.2.1.1 Montagem do protótipo

A montagem do protótipo tentou reproduzir ao máximo a base de uma carroceria. Então foram utilizadas duas peças de madeira com dimensões de 60 x 20 x 8 cm que funcionaram como um trecho da longarina. Na utilização real, a longarina está diretamente apoiada no chassis do caminhão. Para o caso experimental, a peça ficou totalmente apoiada na laje de piso e presa por sistemas de tirantes. A Figura 5.5 mostra as duas peças totalmente apoiadas no solo através de chapas e tirantes que atravessam a laje dando rigidez ao sistema.

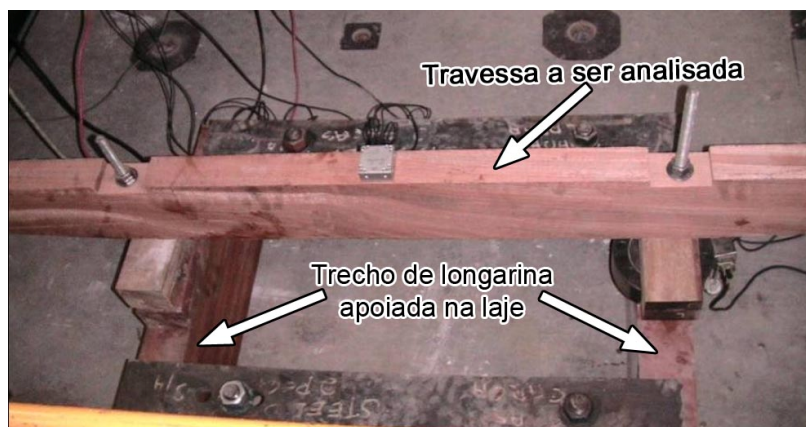


Figura 5.5: Sistema de apoio das longarinas no solo.

Em uma carroceria, a longarina e a travessa são ligadas por um parafuso de 5/8" (16 mm). As duas barras de aço que aparecem na Figura 5.5, portanto, são para a ligação dos dois elementos.

5.2.2.1.2 Aparelhos utilizados

Para a instrumentação dos ensaios foram utilizados célula de carga e transdutores de deslocamentos (DT's).

Foram usadas duas células de carga durante a execução dos ensaios conforme descrito abaixo:

- Uma célula de carga fabricada pela Sensotec, modelo 41/0573-02, capacidade de 100 kN (Figura 5.6a);
- Uma célula de carga fabricada no Laboratório de Análise Experimental de Estrutural (LAEES) utilizando extensômetros da marca Kyowa (Figura 5.6b).

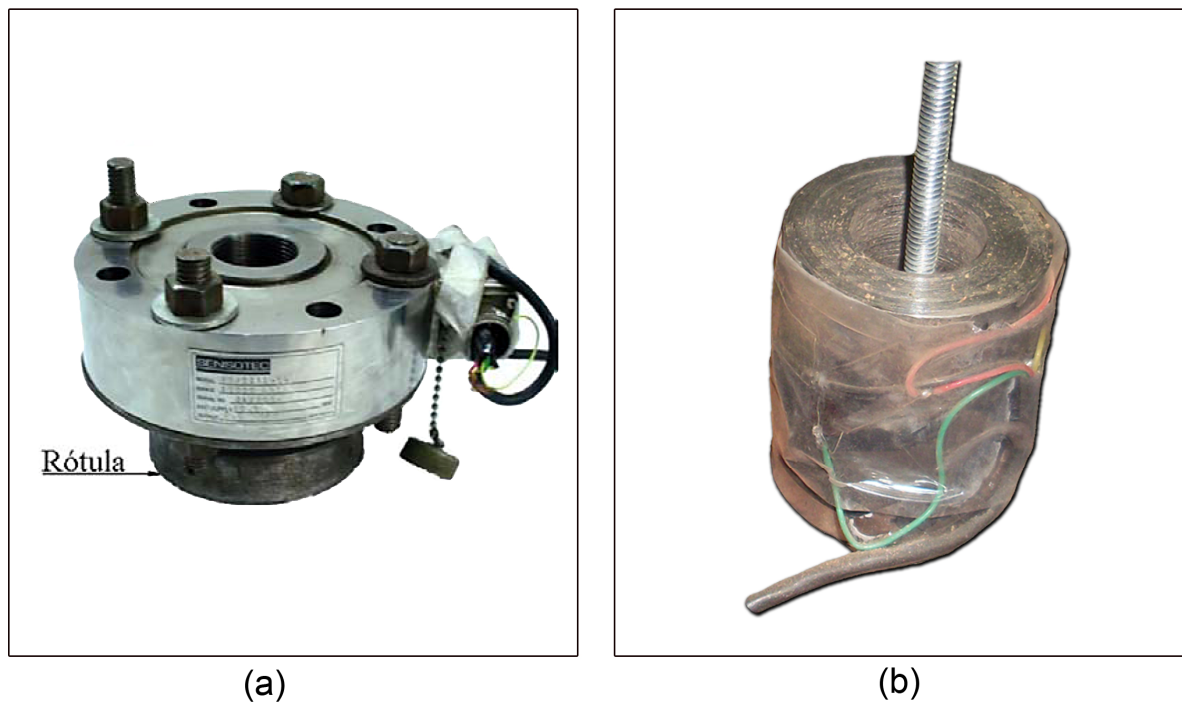


Figura 5.6: (a) Célula de carga Sensotec de 100 kN; (b) Célula de carga fabricada no LAEES.

Foram utilizados também, dois DT's conforme descrito abaixo:

- Um DT fabricado pela Kyowa, modelo 100A (Figura 5.7a);
- Um DT fabricado no LAEES, utilizando extensômetros da marca Kyowa (Figura 5.7b).

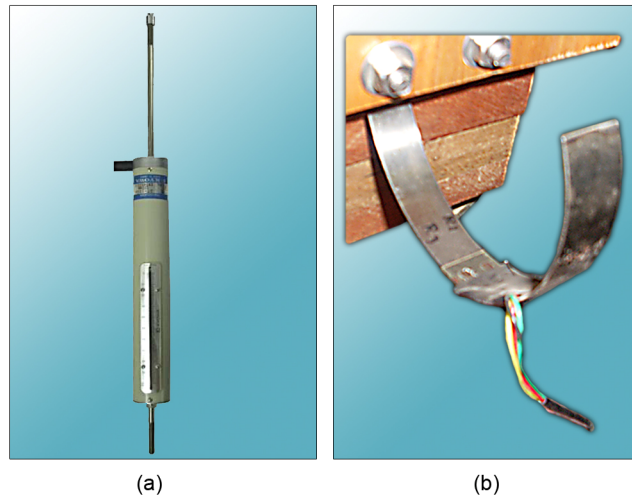


Figura 5.7: (a) Transdutor de deslocamento Kyowa, modelo 100 A;
(b) Transdutor de deslocamento fabricado no LAEES.

5.2.2.1.3 Instrumentação

A instrumentação foi disposta de maneira que se obtivessem os resultados mais relevantes ao estudo, ou seja, a célula de carga e o transdutor de deslocamento foram posicionados de tal forma a saber os registros de força e deslocamento em locais pré-determinados.

a) célula de carga:

Depois de presas as duas longarinas na laje, colocou-se a célula de carga exatamente no local da ligação longarina/travessa para determinar a carga que está sendo aplicada naquele lugar. Através de conhecimentos práticos com empresa fabricante de carrocerias, sabe-se que é naquele local onde primeiramente há ruptura da madeira quando a peça sofre carregamento excessivo.

A célula de carga ficou, então, entre a longarina e a travessa, como pode ser visto na Figura 5.8. Numa carroceria, no local da ligação entre a travessa e a longarina, há um parafuso de 5/8" (16 mm) conforme já mencionado anteriormente. Para o caso particular dos ensaios realizados, esse parafuso foi substituído por um de 5/16" (8 mm) conforme pode ser visto na Figura 5.8. A modificação foi feita para que a célula de carga fosse acomodada de tal maneira

a impedir o atrito entre a madeira e o parafuso o que poderia interferir nos valores medidos. A Figura 5.9 mostra o detalhe da célula de carga utilizada.



Figura 5.8: Detalhe do posicionamento da célula de carga.

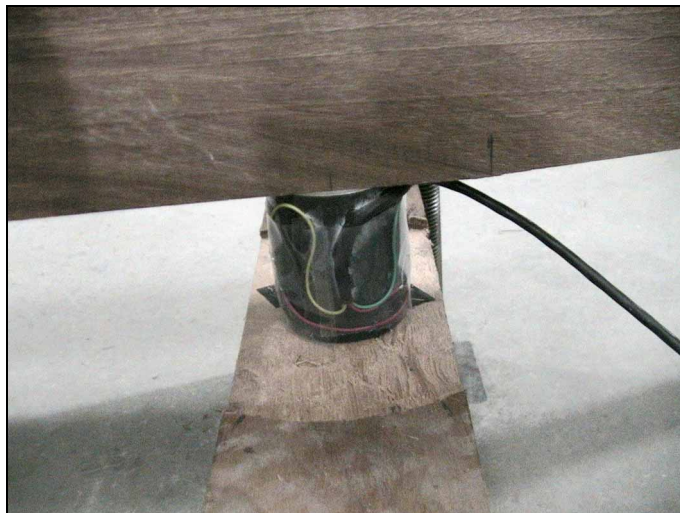


Figura 5.9: Detalhe da célula de carga utilizada.

b) transdutor de deslocamento:

Em seguida foi colocado um transdutor de deslocamento (DT) a 62 cm da posição da célula de carga. O DT foi posicionado o mais próximo possível do local de aplicação de cargas (ponta da travessa) mas que não interferisse no funcionamento do equipamento de aplicação de cargas. Através da equação da linha elástica, Equação (4.23), é possível saber o deslocamento em qualquer local da viga. As Figuras 5.10, 5.11 e 5.12 ilustram esta localização.



Figura 5.10: Detalhe do posicionamento do transdutor de deslocamento.

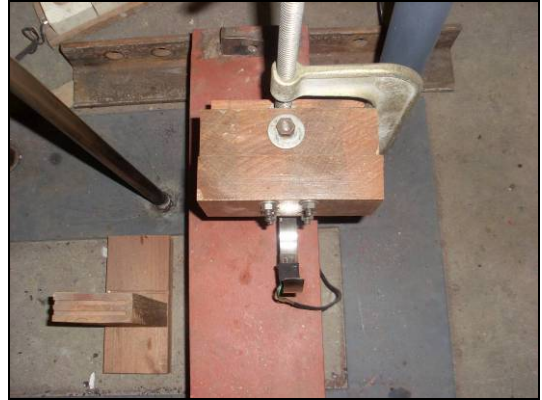


Figura 5.11: Vista superior do DT posicionado a 62 cm da célula de carga.

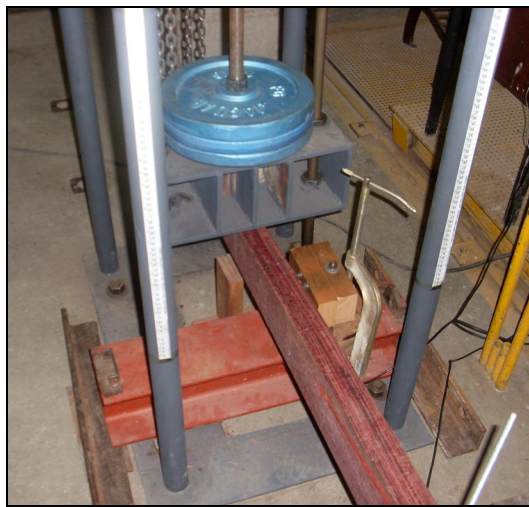
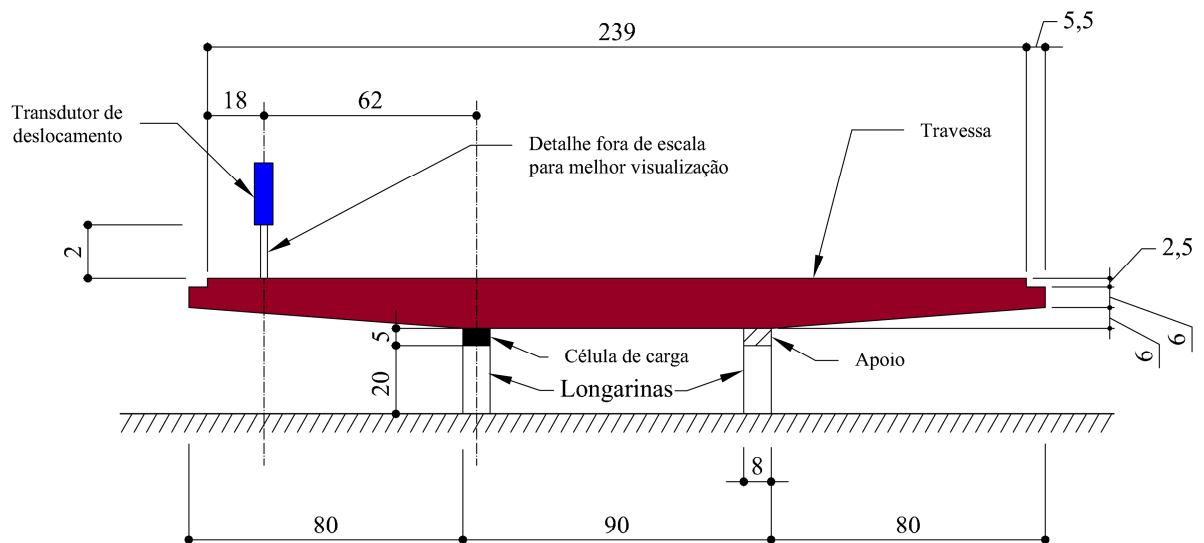


Figura 5.12: Travessa colocada sobre o DT.

A Figura 5.13 abaixo mostra um desenho esquemático com o posicionamento da célula de carga e do DT utilizados.



Dimensões em cm

Figura 5.13: Desenho esquemático do posicionamento do transdutor de deslocamento e da célula de carga.

5.2.2.1.4 Aplicação do carregamento

A aplicação do carregamento se deu através de um equipamento de aplicação de carga em queda livre especialmente desenvolvido no LAEES para esse fim como pode ser visto na Figura 5.14. O equipamento foi baseado em trabalhos científicos a respeito do comportamento de materiais, como aço e compósitos de madeira a impacto de queda livre.

Consiste em um equipamento de 2,50 m de altura feito a partir de tubos de aço e preso à laje de reação através de tirantes próprios de diâmetro de 32 mm que a atravessaram dando sustentação ao equipamento. Para garantir a direção vertical de aplicação de carga, foram utilizadas duas guias em aço maciço de diâmetro 16 mm. Foi utilizada uma roldana com cabo de aço ligado a ela para que os pesos fossem suspensos até as alturas pré-determinadas para serem soltos em queda livre. Para o acréscimo sequencial de pesos foi criado um dispositivo onde eles foram presos através de uma barra rosqueada.

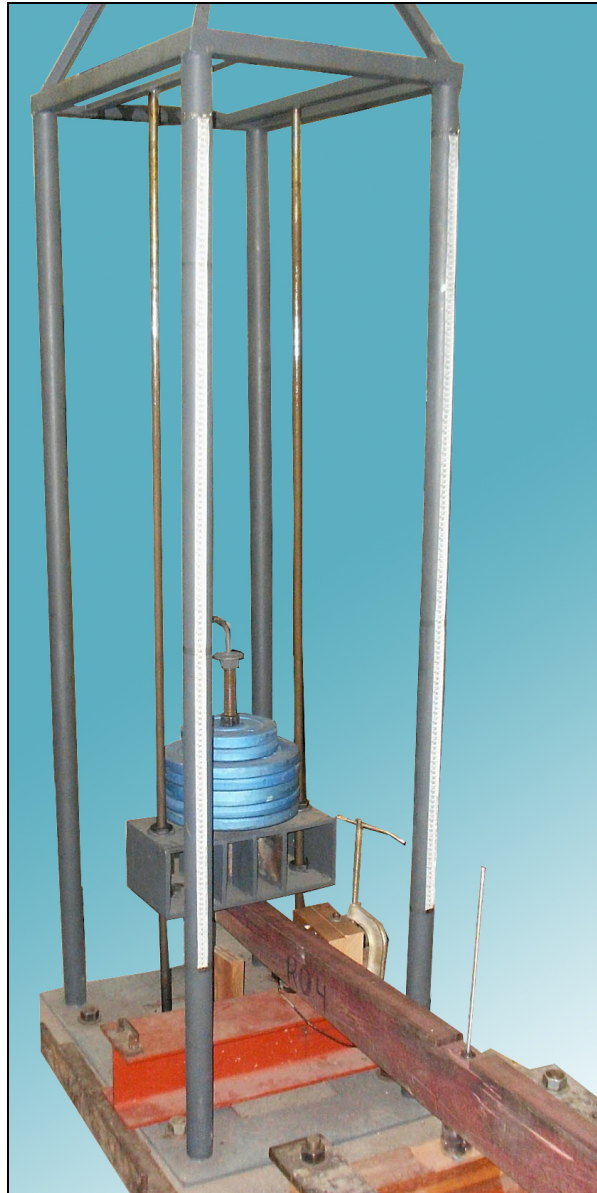


Figura 5.14: Equipamento de aplicação de carga.

5.2.2.1.5 Captura de dados

Para capturar os dados do experimento foram utilizados um notebook e um sistema de aquisição de dados (*Spider 8*[®]), como pode ser visto nas Figuras 5.15 e 5.16. O programa instalado no computador para gravar os dados obtidos foi o *Catman 4.5*[®] que trabalha em conjunto com o *Spider 8*[®]. Todos os canais utilizados foram configurados em ponte completa.

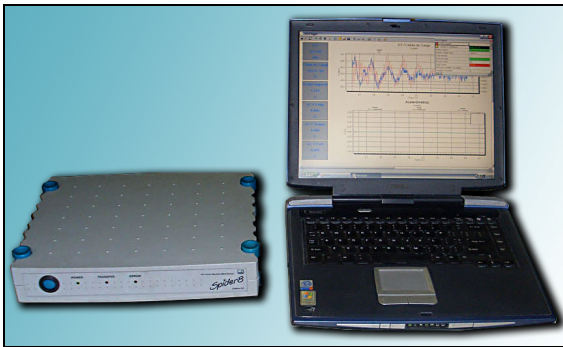


Figura 5.15: Sistema de aquisição de dados com computador utilizado.



Figura 5.16: Detalhe do sistema de aquisição de dados utilizados – Spider 8®.

5.2.2.2 ENSAIOS DESTRUTIVOS NA MADEIRA

Os materiais utilizados na pesquisa foram ensaiados no Centro de Pesquisa Avançada de Móveis, Madeira e Novos Materiais (CPAM³) do Departamento de Engenharia de Estruturas (DEES) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Foram feitas caracterizações em dois laboratórios do CPAM³: Laboratório de Caracterização Mecânica da Madeira (LACAM) e Laboratório de Caracterização Física da Madeira (LACAF).

Todas as caracterizações foram feitas segundo especificações do anexo B da norma NBR 7190/97. Foi utilizada a máquina universal de ensaios com capacidade de 300 kN da marca EMIC (Figura 5.17).



Figura 5.17: Máquina universal EMIC com capacidade de 300 kN, utilizada nas caracterizações da madeira.

6

Realização dos Ensaios

6.1 CALIBRAÇÃO DOS APARELHOS

Antes da realização dos ensaios a célula de carga e o DT foram calibrados, utilizando-se regressão linear. Em tal método são inseridos pares de valores (tensão na entrada do canal e valor na unidade de engenharia) que são utilizados para a determinação do fundo de escala do canal. Para a calibração da célula de carga foi utilizado um pórtico de reação (identificado como Pórtico 02 no LAEES) e um anel dinamométrico com capacidade de 200 kN e aferido recentemente. A Figura 6.1 mostra o pórtico utilizado para realização da calibração.

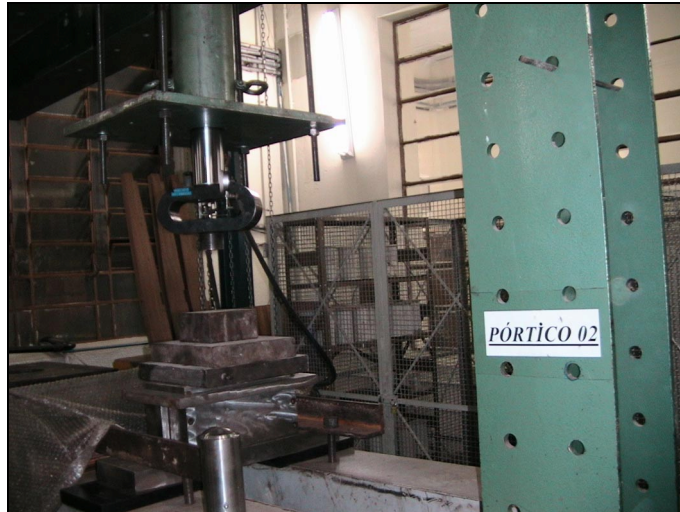


Figura 6.1: Pórtico de reação utilizado para calibração da célula de carga.

6.2 APLICAÇÃO DO CARREGAMENTO

Toda a aplicação de carga foi feita a 5,5 cm da ponta da travessa (Figura 6.2). Esse local refere-se à parte mais externa possível onde a carga pode ser aplicada no uso prático de carrocerias, uma vez que representa a face interna dela (não existindo, portanto, a possibilidade de aplicação de carga vertical sobre as tampas laterais da carroceria).



Figura 6.2: Detalhe do local de aplicação da carga.

O mecanismo de aplicação (Figura 6.3) de carga consiste em um equipamento fixado à laje de piso de maneira rígida em 4 apoios. Esse sistema foi feito de modo que permitisse que a carga fosse aplicada na vertical. Existem duas guias por onde o peso deslizou até se chocar com a travessa que está totalmente presa. Nas guias foi aplicada graxa, para que não existisse atrito,

ou pelo menos, fosse o mínimo possível, com a finalidade de que não interferisse nas medições da célula de carga e DT. Foram colocadas no equipamento de queda livre duas fitas métricas que serviu como referência para medir a altura de queda em cada etapa do ensaio conforme Figura 6.4.

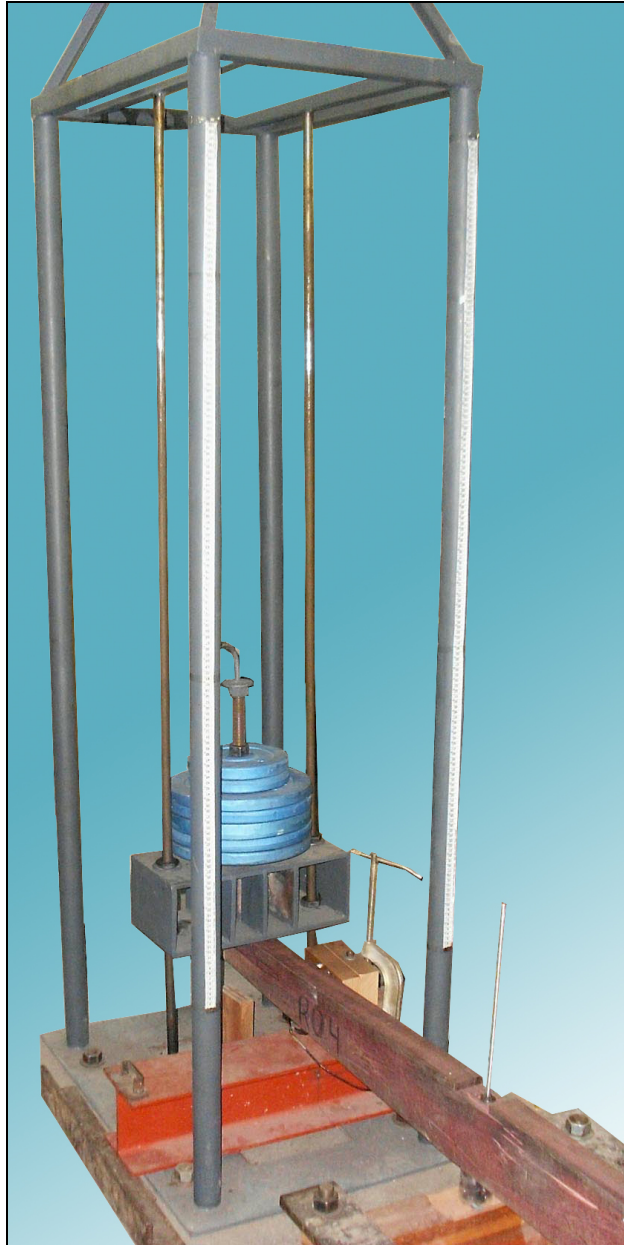


Figura 6.3: Detalhe do equipamento de aplicação de carga.

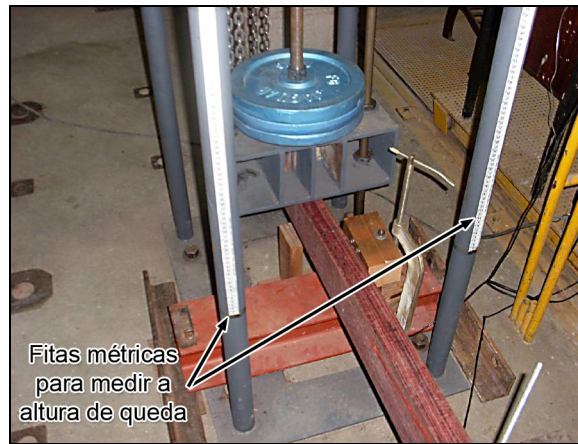


Figura 6.4: Detalhe da fita graduada para medir a altura de queda do objeto.

A Figura 6.5, abaixo, mostra o desenho esquemático da posição de aplicação das cargas na ponta da travessa.

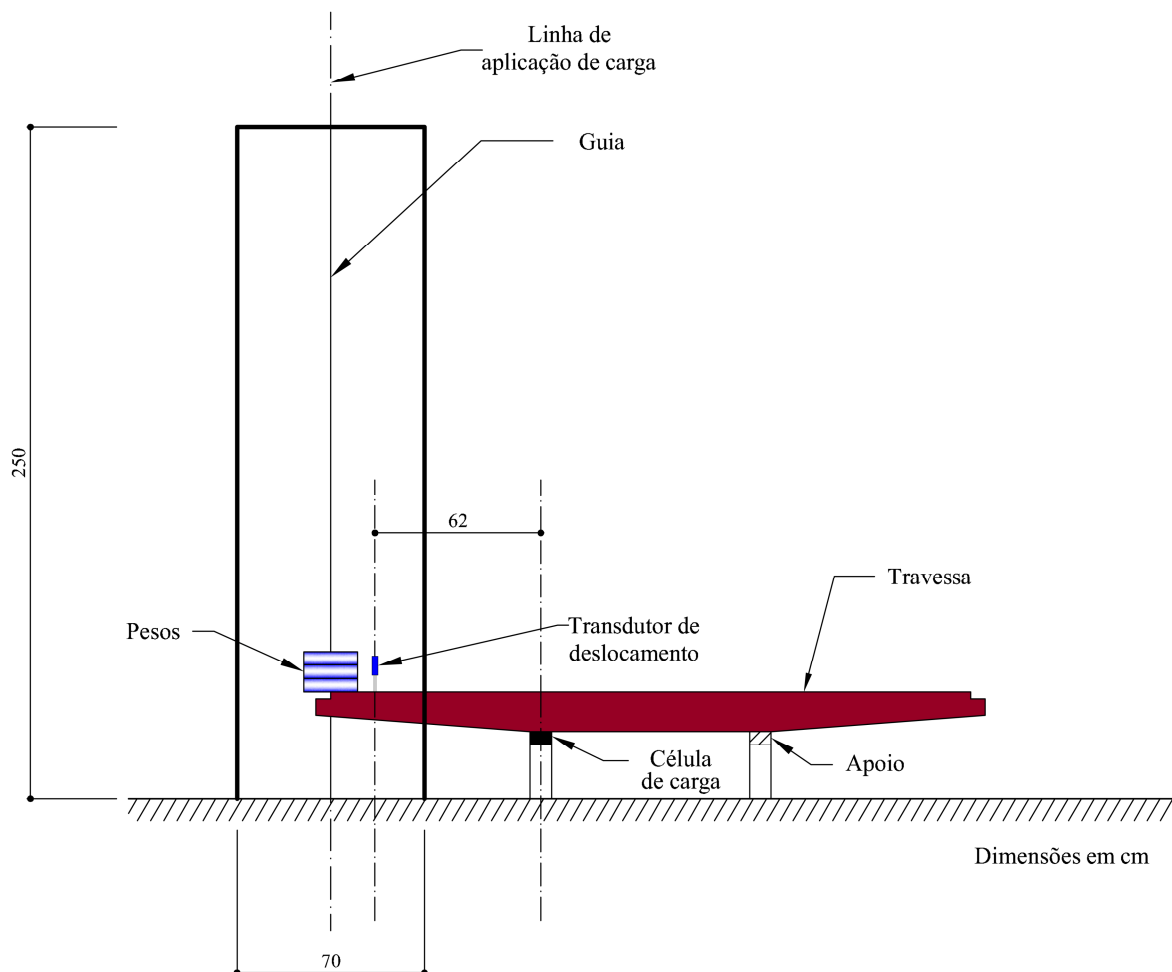


Figura 6.5: Desenho esquemático do local de aplicação de carga através do equipamento utilizado.

O sistema de aplicação de carga foi queda livre. O ensaio iniciou-se com altura de queda igual a zero e foi sendo aumentado de 10 em 10 cm até chegar a 100 cm (com exceção das espécies

Roxinho e Cumaru, que foram realizados alguns ensaios com altura de queda de 110 cm e 120 cm por se tratar de espécies que apresentaram maior resistência ao impacto). A cada ensaio que se procedia era registrado um arquivo específico no Sistema de Aquisição de Dados (SAD). Neste arquivo foram gravadas informações importantes como valores máximos lidos pela célula de carga e DT, e tempo de duração do ensaio. Quando se chegava à altura máxima, era feita uma vistoria na travessa de madeira e o procedimento era novamente iniciado com altura de queda igual a zero. Entretanto, essa etapa subsequente era feita com a inclusão de 1 disco de massa nominal igual a 10 kg. Dessa maneira o procedimento de aplicação de carga era realizado, aumentando a quantidade de discos e variando gradualmente a altura de queda até chegar a ruptura do material.

Quando do início do carregamento da 4ª travessa da mesma espécie, era feito o cálculo da resistência das três ensaiadas anteriormente e obtinha-se a média. Então o 4º carregamento era iniciado com aproximadamente 70% dessa média. Esse procedimento foi feito com finalidade de ter informações comparativas da influência entre a trajetória de carregamento das travessas e a resistência última a que ela suporta.

6.3 SEQUÊNCIA DE APLICAÇÃO DA CARGA

A sequência de aplicação do carregamento utilizada nos ensaios está mostrada na Tabela 6.1. Nos experimentos, as cargas foram aplicadas até a ruptura do material, o que no caso mais extremo foi de 76,63 kg com altura de queda de 1,20 m (para a travessa RO 4 – espécie Roxinho). Para as demais travessas a ruptura ocorreu com cargas inferiores conforme Tabela 7.2.

6.4 QUANTIDADE DE ENSAIOS REALIZADOS

Para se chegar à ruptura de cada travessa, seguindo os critérios de aumento de massa e altura de queda detalhados nas seções anteriores foram realizados 638 ensaios (Tabela 6.2)

Tabela 6.2: Quantidade de ensaios realizados por travessa

Espécie	Travessa	Quantidade de ensaios	Totais
Angelim Vermelho	AV 1	30	137
	AV 2	33	
	AV 3	68	
	AV 4	6	
MLC - Eucalipto	MLC 1	22	86
	MLC 2	10	
	MLC 3	46	
	MLC 4	8	
Roxinho	RO 1	55	244
	RO 2	80	
	RO 3	60	
	RO 4	49	
Cumarú	CU 1	60	171
	CU 2	56	
	CU 3	33	
	CU 4	22	
TOTAL DE ENSAIOS REALIZADOS:			638

7

Resultados e Discussões

7.1 ENSAIOS DE CARACTERIZAÇÃO DA MADEIRA

Os ensaios de caracterização das madeiras utilizadas para a confecção das travessas permitiu determinar os seguintes parâmetros de cada espécie: umidade (U), densidade aparente (ρ_{ap}), resistência à compressão paralela às fibras (f_{co}), resistência ao cisalhamento (f_s), módulo de elasticidade paralelo às fibras (E_{co}), módulo de elasticidade normal às fibras (E_{c90}), módulo de elasticidade na flexão (E_b) e resistência à flexão (f_b). É interessante ressaltar que as amostras foram retiradas da parte não danificada das peças rompidas, ou seja, do lado contrário à aplicação do carregamento. Os resultados das caracterizações realizadas estão mostrados na Tabela 7.1.

Tabela 7.1: Caracterização das peças através de ensaios destrutivos

Madeira (Espécie)		U%	ρ_{ap} (kg/m³)	f_{co} (MPa)	f_s (MPa)	E_{co} (MPa)	E_{c90} (MPa)	E_b (MPa)	f_b (MPa)
Angelim	AV 1	23,70	1075	76,54	14,92	19462	797	9868	109,00
Vermelho	AV 2	26,89	1021	82,07	11,13	21148	744	11708	39,00
<i>(Dinizia excelsa Ducke)</i>	AV 3	22,16	1088	84,41	15,41	20622	1072	16950	73,00
	AV 4	22,36	1104	80,06	18,47	13033	1140	9679	59,00
Madeira laminada colada	MLC 1	21,20	850	70,42	3,3	20439	856	9016	58,00
	MLC 2	25,55	848	56,41	13,6	21721	799	12197	13,00
Eucalipto Grandis <i>(Eucalyptus)</i>	MLC 3	23,54	697	65,28	12,37	21415	771	7202	22,00
	MLC 4	25,77	851	73,65	14,81	17295	1293	11934	97,00
Roxinho <i>(Peltogyne recifensis Ducke)</i>	RO 1	12,23	914	74,04	11,75	20550	891	18910	131,00
	RO 2	12,09	978	72,84	11,23	23968	663	13509	137,00
	RO 3	11,57	990	93,42	11,32	20985	1486	13281	101,00
	RO 4	12,80	1044	71,53	9,76	19812	713	15044	99,00
Cumarú <i>(Dipteryx odorata Willd)</i>	CU 1	11,47	1028	84,54	7,84	25278	1149	18261	164,00
	CU 2	10,97	999	89,48	5,52	26620	1438	19569	113,00
	CU 3	9,43	1126	70,69	18,18	20363	1266	15595	102,00
	CU 4	9,41	1070	84,23	14,98	19171	1402	19044	172,00

7.2 ENSAIOS DE QUEDA LIVRE (IMPACTO)

7.2.1 Linha elástica

Utilizando a Equação (4.23), foi determinada a linha elástica para cada travessa com a utilização de uma planilha eletrônica. Para cada peça foi utilizado o módulo de elasticidade paralelo às fibras - E_{co} (Tabela 7.1) encontrado através dos ensaios de caracterização da madeira. Para a linha elástica, o cálculo do momento de inércia seguiu os critérios de seção variável, conforme apresentado no item 4.3.

A Figura 7.1 mostra a linha elástica teórica para o caso da travessa RO 2 (espécie Roxinho - Módulo de elasticidade $E_{co} = 23967,90$ MPa) quando submetida a uma carga de 48,29 kg em queda livre de 50 cm de altura.

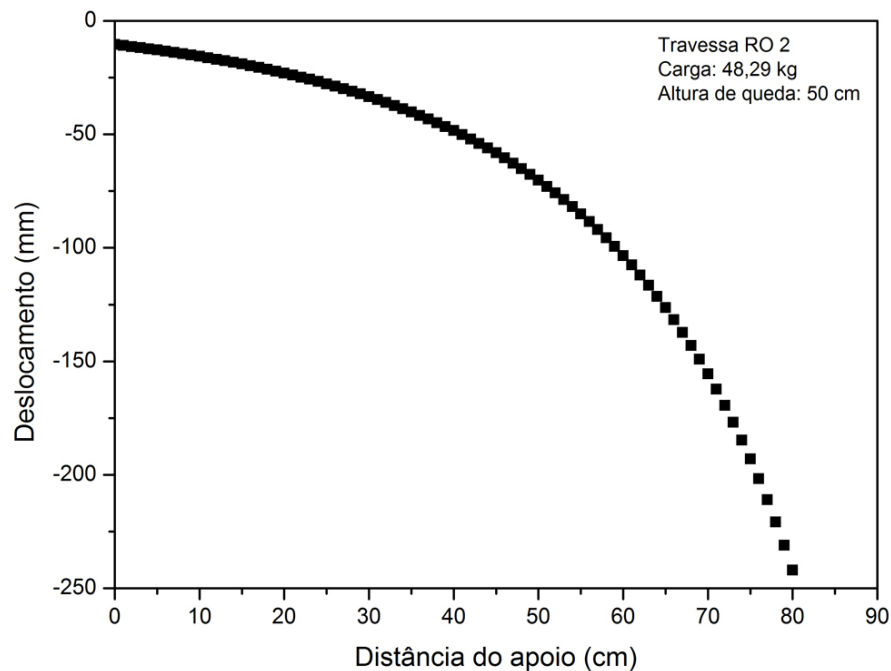


Figura 7.1: Deformações da parte em balanço da travessa RO 2 quando submetida à carga de 48,29 kg em queda livre de 50 cm.

No APÊNDICE D são mostrados os principais valores teóricos para a linha elástica quando submetidos a cargas estáticas segundo teoria descrita no item 4.2, resumida na Equação (4.23).

7.2.2 Altura de queda x Força e Deslocamento (Gráficos dente de serra)

Encontrados os valores teóricos de deslocamentos e carga para cada situação de carregamento dinâmico, eles foram lançados em gráficos tipo dente de serra e comparados com os valores experimentais para cada caso. As Figuras 7.2 e 7.3 ilustram o caso da travessa AV 1 (espécie Angelim Vermelho - Módulo de elasticidade $E_{co} = 19462,15$ MPa).

Para o cálculo dos valores teóricos da linha elástica foi utilizada a Equação (4.23), repetida a seguir:

$$y = \frac{P \cdot n}{6EI} (x^3 - 3l^2x + 2l^3) + \frac{\alpha_c}{AG} \cdot P \cdot n \cdot x \quad (7.1)$$

O cálculo do valor teórico dinâmico da carga foi feito conforme descrito no item 4.1 em que se utiliza o fator de impacto n obtido através da Equação (4.12). Nesse método a carga estática é multiplicada por n vezes, fator esse que leva em consideração a altura de queda e o módulo de elasticidade do material. A carga encontrada é chamada carga estática teórica equivalente.

No APÊNDICE E encontram-se os gráficos tipo dentes de serra para as outras travessas ensaiadas.

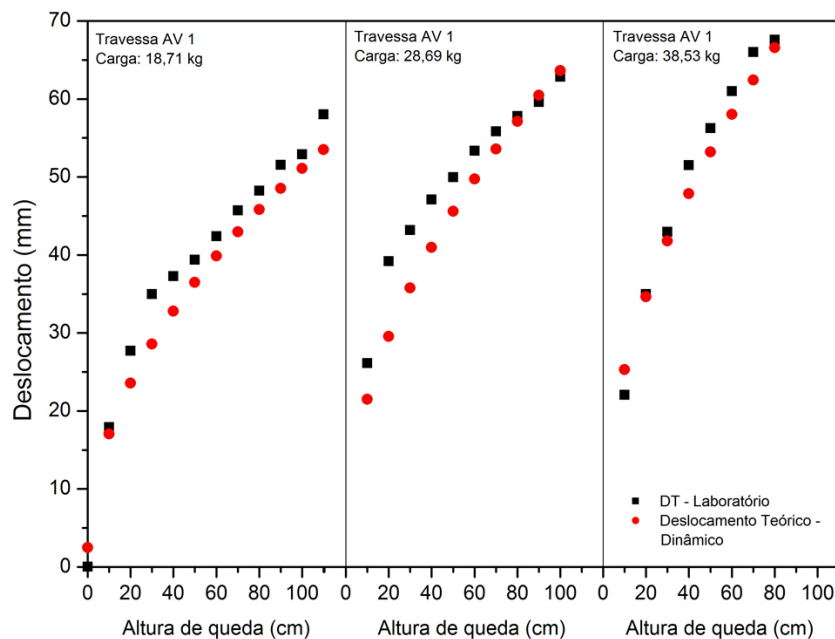


Figura 7.2: Análise de deslocamentos através do gráfico tipo dente de serra para a travessa AV 1.

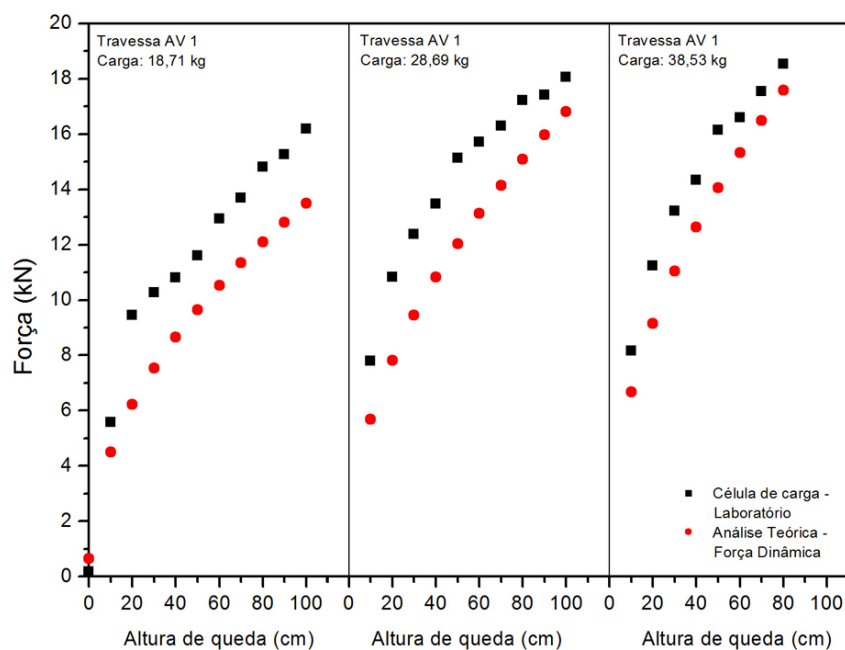


Figura 7.3: Análise de forças através do gráfico tipo dente de serra para a travessa AV 1.

Os valores registrados pela célula de carga e DT para força e deslocamento, respectivamente, foram maiores que os da teoria apresentada. É preciso lembrar, então, que segundo a teoria apresentada, a energia efetiva é aquela parcela de energia aplicada que produz o deslocamento máximo. Ou seja, o trabalho da energia aplicada seria igual ao trabalho realizado pela carga equivalente. Entretanto, em adição à energia perdida nas formas sonora, de calor e de distorção local, uma parcela é absorvida pelos apoios. Em resumo, a carga lida na célula de carga leva em conta a força devido à carga equivalente mais aquela parte de trabalho perdido, mas absorvido pelo apoio.

Em adição, outra importante ressalva é que no sistema carregado, o carregamento dinâmico produz tensões e deformações, cujas intensidades e distribuições dependerão não apenas dos parâmetros usuais encontrados previamente, mas também da *velocidade de propagação das ondas de deformação*, através do material que compõe o sistema. Essa consideração é importante porque ela é mais representativa em carregamentos dinâmicos com velocidades altas, o que seria o caso desse trabalho. Tal fato, em adição com o exposto no parágrafo anterior, explica por que os valores de deslocamentos registrados pelo DT são maiores que os teóricos.

7.2.3 Força x Deslocamento

Na Figura 7.4 são mostrados os valores experimentais de força e deslocamento para a travessa AV 1, considerando cargas de 18,71 kg, 28,69 kg e 38,53 kg, e alturas de queda de 0 a 100 cm, em múltiplos de 10 cm.

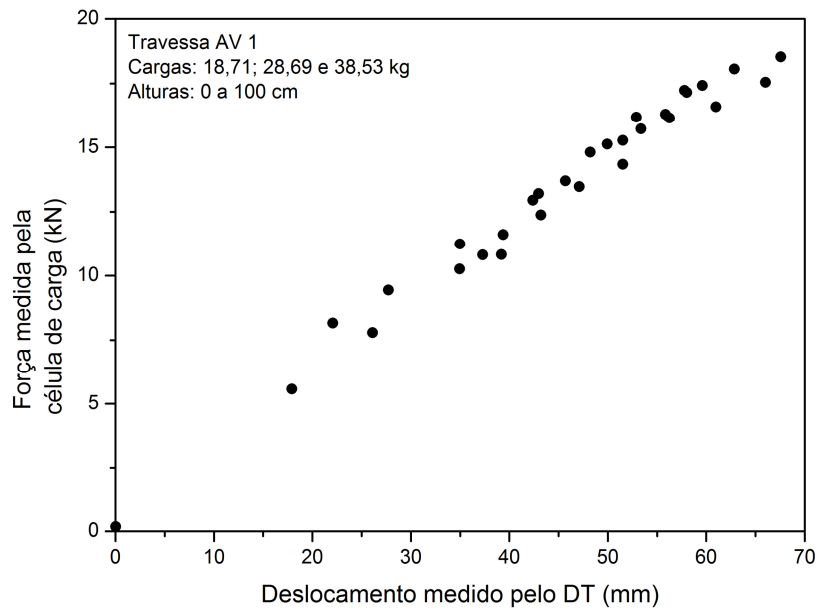


Figura 7.4: Gráfico força-deslocamento para a travessa AV 1.

Os mesmos valores calculados do deslocamento (flecha) e força teórica no item 7.2.2, foram lançados em gráfico força x deslocamento. Como exemplo é mostrado o gráfico da Figura 7.5 que apresenta alguns dados de força x deslocamento, experimentais e teóricos, para a travessa AV 1, solicitada à carga de 18,71 kg em queda livre.

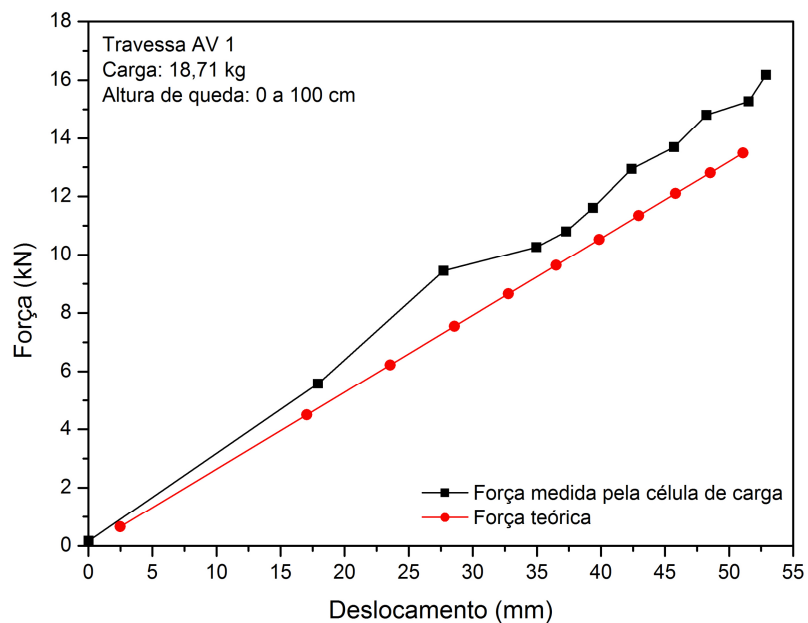


Figura 7.5: Força x deslocamento para travessa AV 1 quando submetida à queda livre de 18,71 kg. Comparação de valores experimentais e teóricos.

A diferença entre os valores teóricos e experimentais é explicada pela absorção de trabalho nos apoios conforme descrito no item 7.2.2.

7.2.4 Resistências máximas das travessas ensaiadas

A Tabela 7.2 mostra a máxima altura de queda a qual cada travessa resistiu e a massa que foi aplicada naquele momento. Além disso, estão mostrados os registros da célula de carga no mesmo instante e o módulo de elasticidade paralelo às fibras de cada peça à compressão. É possível notar que a espécie Roxinho é a que suportou maiores cargas em queda livre.

Tabela 7.2: Resistência máxima por travessa ensaiada

Espécie	Travessa	Módulo de Elasticidade Paralelo às Fibras - E (MPa)	Massa (kg)	Última Altura de Queda (cm)	Registros Máximos Célula de Carga (N)	Média Registros Máximos Célula de Carga (N)
Angelim Vermelho	AV 1	19462,15	38,53	80	18523,22	21553,20
	AV 2	21147,76	38,53	100	20710,24	
	AV 3	20621,65	66,75	80	28376,71	
	AV 4	13032,89	57,55	90	18602,63	
Madeira Laminada Colada	MLC 1	20439,20	28,69	100	19936,11	17628,05
	MLC 2	21721,22	18,71	90	12955,61	
	MLC 3	21415,15	48,29	100	23228,39	
	MLC 4	17295,43	38,53	70	14392,08	
Roxinho	RO 1	20550,48	57,55	100	26663,21	31615,39
	RO 2	23967,90	76,63	110	37308,75	
	RO 3	20984,65	57,55	110	27017,72	
	RO 4	19811,90	76,63	120	35471,87	
Cumaru	CU 1	25278,20	57,55	110	32247,3	28027,97
	CU 2	26620,49	57,55	110	36093,23	
	CU 3	20362,89	38,53	100	20851,34	
	CU 4	19171,14	48,29	100	22920,03	

7.2.5 Correlação entre força, módulo de elasticidade, carga de impacto e altura de queda

Foram feitas várias análises de regressão linear múltipla, considerando diferentes parâmetros envolvidos. Após uma série de tentativas, foi possível obter uma equação com alto grau de significância ($R^2 = 93,47\%$). Segundo dados da tabela ANOVA, todos os parâmetros são importantes na equação de acordo com o índice t de Student ($\frac{P}{h^2} = 24,85$, $E = 5,78$ e $\sqrt{h \cdot P} = -11,30$).

A equação é dada a seguir:

$$\frac{F}{h^2} = 2400 + \frac{21,2P}{h^2} + 0,000007E - 7312\sqrt{h \times P} \quad (7.2)$$

Sendo F a força devida à queda do objetivo de massa P de uma altura h ; h altura de queda; P a massa solta em queda livre da altura h ; e E o módulo de elasticidade paralelo às fibras específico de cada travessa encontrado através da caracterização.

A Tabela 7.3 exibe os dados de saída da regressão linear múltipla feita no software Minitab 14.

Tabela 7.3: Regressão e tabela ANOVA

Regression Analysis: F/h^2 versus P/h^2; E (Pa); RAIZ(H*P)					
The regression equation is					
F/h^2 = 2400 + 21,2 P/h^2 + 0,000007 E (Pa) - 7312 RAIZ(H*P)					
Predictor	Coef	SE Coef	T	P	
Constant	2400	28423	0,08	0,933	
P/h^2	21,1563	0,2827	74,85	0,000	
E (Pa)	0,00000700	0,00000121	5,78	0,000	
RAIZ (H*P)	-7312,2	647,1	-11,30	0,000	
S = 72169,5		R-Sq = 93,7%		R-Sq(adj) = 93,7%	
PRESS = 3,129082E+12		R-Sq(pred) = 93,47%			
Analysis of Variance					
Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	3	4,49251E+13	1,49750E+13	2875,15	0,000
Residual Error	576	3,00006E+12	5208435486		
Total	579	4,79252E+13			
Source	DF	Seq SS			
P/h^2	1	4,40827E+13			
E (Pa)	1	1,77370E+11			
RAIZ(H*P)	1	6,65073E+11			

7.2.6 Coeficiente de impacto - n

Foi feita uma análise dos valores do coeficiente de impacto (n), cuja formulação é dada pela Equação (4.12), transcrita a seguir:

$$n = 1 + \sqrt{1 + 2 \left(\frac{h}{\Delta_{est}} \right)} \quad (7.3)$$

A análise foi feita através da comparação entre os valores teórico e experimental de n . O valor experimental foi obtido através do princípio que diz que esse fator é dado pelo quociente entre a carga dinâmica e a carga estática, conforme definido no capítulo 4.

Segundo o estudo comparativo realizado, os valores experimentais são maiores que os teóricos.

Na análise feita da diferença entre os valores experimentais e teóricos, o intervalo de confiança não contém o zero, o que indica que os valores não podem ser considerados iguais. Uma explicação preliminar indicaria que a teoria proposta no capítulo 4 não poderia ser utilizada, mas um tratamento mais profundo remete ao fato que a madeira quando submetida a cargas dinâmicas apresenta resistências maiores que quando carregadas estaticamente através de forças equivalentes. O fator de impacto é consequência dos valores medidos de célula de carga e DT, ou seja, dados os registros de carga e deslocamento maiores que os da teoria conforme item 7.2.2, os valores de n experimentais são maiores que os teóricos.

A Figura 7.6 mostra os valores teóricos e experimentais para o fator de impacto n .

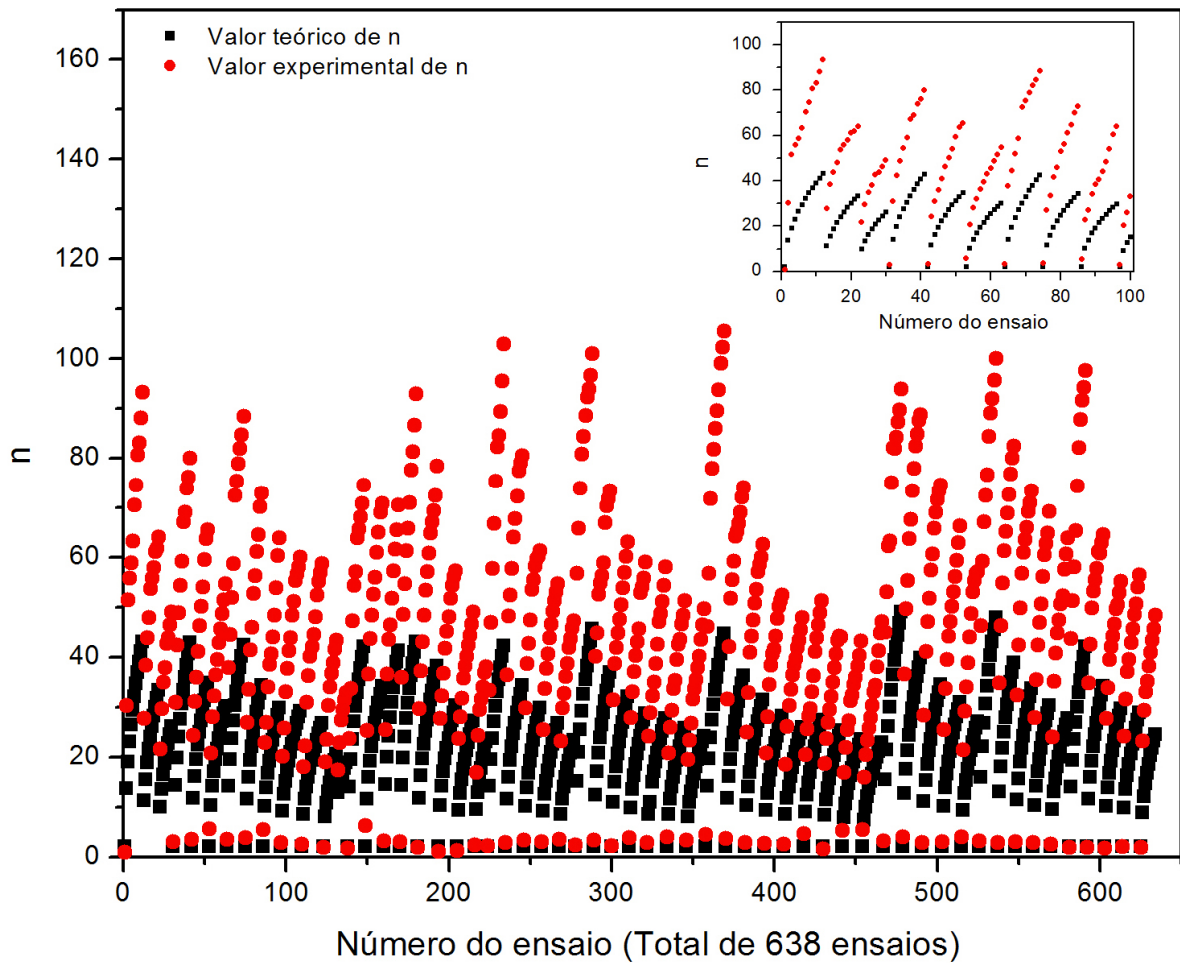


Figura 7.6: Gráfico dos valores de n teórico e experimental.

Foram feitas análises de regressão linear múltipla para correlacionar os fatores de impacto (n) experimentais e teóricos.

A equação é dada a seguir:

$$\frac{n_{exp}}{n_{teor}} = 2,67 - 1,08h + 0,000403F - 0,00118h \cdot F - 0,000001F^2 + 0,671h^2 + 0,000021h^2 \cdot F + 0,000002F^2 \cdot h \quad (7.4)$$

Sendo n_{exp} o fator de impacto encontrado nos ensaios de laboratório, n_{teor} o fator de impacto definido pela Equação (7.3), h a altura de queda em metros e F o peso em Newtons solto da altura h .

A Tabela 7.4 exibe os dados de saída da regressão linear múltipla feita no software Minitab 14.

Tabela 7.4: Regressão para correção do n e tabela ANOVA

Regression Analysis: n exp / n teor versus h (m); F (N)					
The regression equation is					
n exp / n teor = 2,67 - 1,08 h (m) + 0,000403 F (N) - 0,00118 h(m)*F(N) - 0,000001 F(N)^2 + 0,671 h(m)^2 + 0,000021 h(m)^2 * F(N) + 0,000002 F(N)^2 * h(m)					
Predictor	Coef	SE Coef	T	P	
Constant	2,66602	0,07701	34,62	0,000	
h (m)	-1,0779	0,1970	-5,47	0,000	
F (N)	0,0004028	0,0003245	1,24	0,219	
h(m)*F(N)	-0,0011827	0,0005479	-2,16	0,034	
F(N)^2	-0,00000118	0,00000034	-3,50	0,001	
h(m)^2	0,6708	0,1450	4,63	0,000	
h(m)^2 * F(N)	0,0000209	0,0002737	0,08	0,939	
F(N)^2 * h(m)	0,00000165	0,00000049	3,39	0,001	
S = 0,0433672		R-Sq = 94,2%		R-Sq(adj) = 93,7%	
PRESS = 0,168596		R-Sq(pred) = 92,52%			
Analysis of Variance					
Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	7	2,12410	0,30344	161,34	0,000
Residual Error	69	0,12977	0,00188		
Total	76	2,25387			
Source	DF	Seq SS			
h (m)	1	1,15246			
F (N)	1	0,56061			
h(m)*F(N)	1	0,07157			
F(N)^2	1	0,00042			
h(m)^2	1	0,31704			
h(m)^2 * F(N)	1	0,00036			
F(N)^2 * h(m)	1	0,02163			

7.2.7 Tensão devido à flexão

Foi feita uma análise dos valores da tensão devido à flexão, comparando a resistência à flexão (f_b) (Tabela 7.1) com os valores experimentais encontrados a partir da formulação dada a seguir:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y \quad (7.5)$$

Sendo M o momento fletor devido à força registrada pela célula de carga; I o momento de inércia da seção resistente; y a posição da linha neutra na seção transversal; e σ a tensão de

flexão devido ao momento M . A Figura 7.7 apresenta os valores de resistência à flexão obtidos.

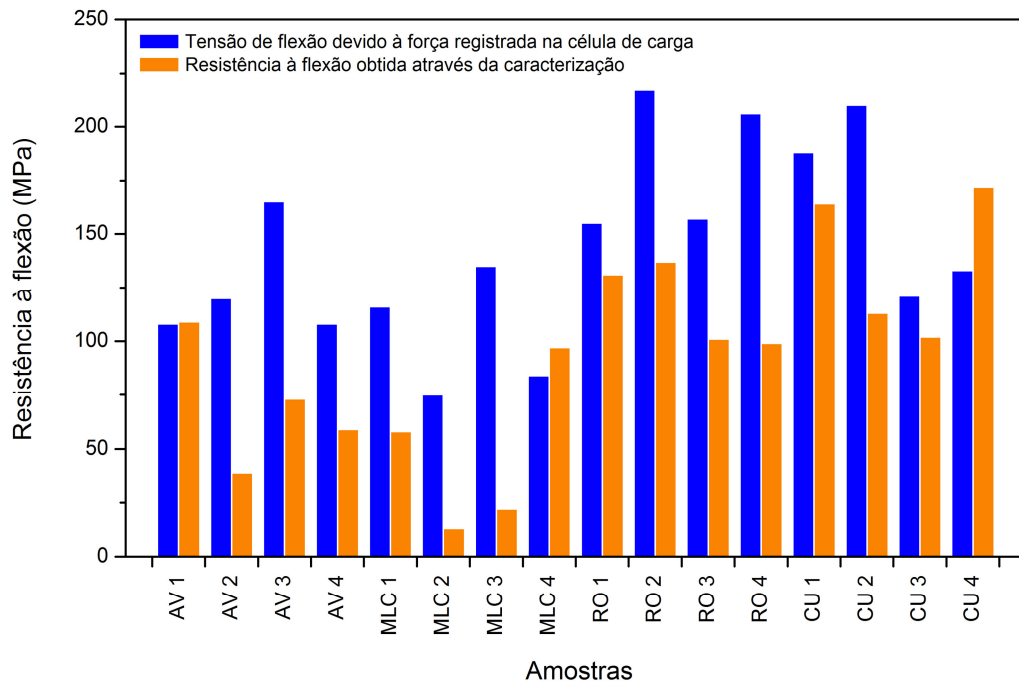


Figura 7.7: Análise de tensão na flexão.

Segundo a análise feita, houve aumento da resistência à flexão quando submetida a impacto nas quatro espécies analisadas. Os aumentos foram de 104,30% para Angelim Vermelho, 270,01% para MLC de Eucalipto, 60,20% para Roxinho e 24,14% para Cumaru. O acréscimo na resistência da madeira quando submetida a carregamento de impacto já foi constatado em alguns estudos realizados, como por exemplo, Fernie e Warrior (2002) e Berg (2001).

8

Conclusão e Expectativas

A confecção do equipamento de aplicação de carga em queda livre foi bem sucedida. Através do equipamento construído foi possível realizar os ensaios de maneira adequada. O equipamento atingiu de maneira satisfatória seu objetivo que era aplicação de carga perpendicular à travessa e com nível baixo de atrito que não interferisse nos ensaios realizados.

Em relação à influência do carregamento de impacto nos valores da tensão devido à flexão, concluiu-se que houve aumento de 104,30% para a espécie Angelim Vermelho, 270,01% para MLC de Eucalipto, 60,20% para Roxinho e 24,14% para Cumaru em comparação com os valores de referência encontrados através das caracterizações realizadas.

Foi possível determinar uma equação que correlacione a força de reação em função da altura de queda, módulo de elasticidade e carga de impacto. De acordo com a regressão realizada (e comprovado pelos índices R^2 e t de Student) a Equação (7.2) possui alto grau de correlação entre as variáveis.

Na determinação do coeficiente de impacto para a estrutura da travessa concluiu-se que a teoria apresentada no capítulo 4 pode ser usada, mas com várias ressalvas visto que a madeira apresenta maior resistência ao impacto do que a cargas estáticas equivalentes, fato já comprovado por alguns pesquisadores. Além disso, a velocidade de propagação das ondas de deformação dentro do material influencia a teoria, e como a madeira é um material anisotrópico, a teoria deve ser adequada à situação real. Foi proposta, então, uma equação para ajustar a teoria apresentada ao caso das travessas de madeira.

Segundo a sequência de aplicação do carregamento, sempre na última travessa de cada espécie (AV 4, MLC 4, RO 4 e CU 4) o carregamento aplicado foi iniciado com aproximadamente 70% da carga de ruptura média da espécie. Os valores de resistência máxima dessas travessas ficaram na média das outras três da mesma espécie. Tal fato evidencia que as travessas foram ensaiadas dentro do limite elástico.

A espécie que apresentou maior resistência ao impacto foi o Roxinho (conforme Tabela 7.2). Conclui-se, portanto, que essa espécie de madeira seria a mais indicada para a fabricação de carrocerias.

No que se refere à caracterização das madeiras, o módulo de elasticidade longitudinal da MLC tem valores semelhantes ao Angelim Vermelho e ao Roxinho, entretanto no que se refere à resistência ao impacto seus valores são bem menores.

Os valores registrados na célula de carga e no DT apresentam boa correlação com os valores teóricos. Entretanto, considerando uma análise geral, os registros experimentais de força e deslocamento estão sempre maiores que os teóricos. Neste caso há duas explicações para essas diferenças que é a parcela de carga absorvida pelos apoios e a variação da velocidade de deformação na madeira conforme discutido no item 7.2.2.

Como se trata de uma viga de pequeno vão, ou seja, onde a relação altura/vão é menor do que 1/10, a contribuição do cisalhamento nos deslocamentos é maior, trazendo, como consequência, maior participação da anisotropia, que por sua vez é associada aos coeficientes de influência mútua que quantificam a influência de tensões normais em deformações tangenciais e de tensões tangenciais em deformações normais. O módulo de elasticidade foi determinado também experimentalmente e as amostras foram retiradas das travessas na mesma direção do carregamento. Nesse caso, não existe a possibilidade do valor do módulo de elasticidade para-

lelo às fibras, determinado experimentalmente, ter sido usado nas equações de maneira equivocada.

Algumas sugestões para pesquisas futuras no assunto:

Em relação a impacto de queda livre:

- Estudos comparativos entre a resistência da madeira quando submetida a carregamentos de impacto e estático, evidenciando as diferenças de comportamento quando submetidas à flexão, compressão e tração;
- Determinações dos módulos de elasticidade da madeira quando submetida a cargas de impacto, quantificando esses valores por espécies;
- Determinações experimentais de fatores de impacto (n) para vários materiais, principalmente os anisotrópicos.

Em relação a carrocerias de madeira:

- Cálculo estrutural dos componentes de carrocerias de madeira;
- Adequação dos métodos de tratamento de madeiras reflorestadas para o caso de carrocerias, viabilizando seu uso comercial.

9

Referências Bibliográficas

- 1 ANSELL, A. Laboratory testing of a new type of energy absorbing rock bolt. **Tunnelling and underground space technology**, Amsterdã, v. 20, n. 3, p. 291-300, 2005.
- 2 ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7190**: Projeto de estruturas de madeira. Rio de Janeiro, 1997.
- 3 BERG, J.-E. Effect of impact velocity on the fracture of wood as related to the mechanical pulping process. **Wood science and technology**, Berlim, v. 35, n. 4, p. 343 - 351, 2001.
- 4 CARRASCO, E. V. M. **Análise experimental de tensões**. 2003. Apostila do curso oferecido pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Estruturas, Belo Horizonte, 2003.
- 5 CARRASCO, E. V. M. **Resistência, elasticidade e distribuição de tensões nas vigas retas de madeira laminada colada (MLC)**. 1989. 355 p.. Tese (Doutorado em

Engenharia de Estruturas), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1989.

- 6 FERNIE, R.; WARRIOR, N. A. Impact test rigs for high strain rate tensile and compressive testing of composite materials. **Strain**, Hoboken, v. 38, n. 2, p. 69-73, 2002.
- 7 HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2000. p. 597 – 607.
- 8 HIGDON, A. et al. **Mecânica dos materiais**. 3. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981. 549 p.
- 9 HRISTOV, V. N.; LACH, R.; GRELLMANN, W. Impact fracture behavior of modified polypropylene/wood fiber composites. **Polymer testing**, Amsterdã, v. 23, n. 5, p. 581 - 589, 2004.
- 10 MARIA FLOR, J. **Preservação de madeiras**. 1992. Apostila do curso de mestrado em Engenharia de Estruturas, UFMG, 1992.
- 11 PONCE, R. H. Madeira serrada de eucalipto: desafios e perspectivas. In: SEMINÁRIO INTERNACIONAL DE UTILIZAÇÃO DA MADEIRA DE EUCALIPTO PARA SERRARIA, 1., 1995, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Departamento de Ciências Florestais, Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo, 1995. p. 50-58.
- 12 RAPP, A. O., BRISCHKE, C.; WELZBACHER, C. R. Interrelationship between the severity of heat treatments and sieve fractions after impact ball milling: a mechanical test for quality control of thermally modified wood. **Holzforschung**, Berlim, v. 60, n. 1, p. 64-70, 2006.
- 13 RAZI, P. S.; RAMAN, A. Studies on impact fracture properties of wood-polymer composites. **Journal of composite materials**, Thousand Oaks, v. 34, n. 12, p. 980-997, 2000.
- 14 ROCHA, J. A. L.; CARVALHO, R. F. Avaliação do comportamento de compensados de madeira a impacto considerando as curvaturas exatas à flexão. In: ENCONTRO BRASILEIRO EM MADEIRAS E EM ESTRUTURAS DE MADEIRA, 10., 2006, São Pedro. **Anais...** São Carlos : EBRAMEM, 2006. 1 CD-ROM.
- 15 ROUILLARD, V; SEK, M. A. Behaviour of multi-layered corrugated paperboard cushioning systems under impact loads. **Strain**, Hoboken, v. 43, n. 4, p. 345-347, 2007.

- 16 TIMOSHENKO, S. P. **Resistência dos materiais**. Rio de Janeiro: LTC, 1985. v. 1, 451 p.
- 17 VANALLI, L. **Análise das distribuições de tensões e de deformações em vigas anisotrópicas**. 2001. 181 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2001.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Deformação de uma viga em balanço pelo método dos momentos estáticos das áreas

Para o caso de uma viga em balanço com uma carga concentrada na ponta (Figura A.1a), o diagrama dos momentos fletores está dado na Figura A.1b.

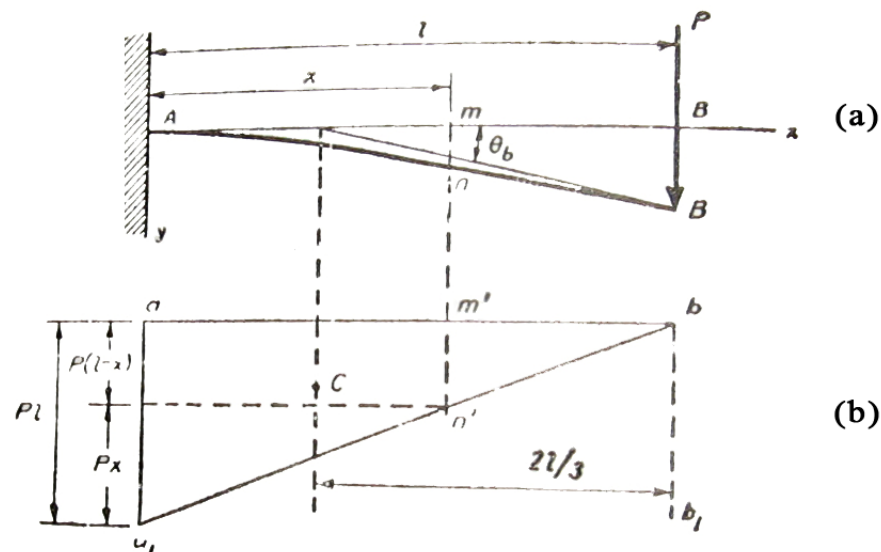


Figura A.1: Diagrama de uma viga em balanço com uma carga na ponta.
Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 158.

Como uma tangente da extremidade engastada A permanece fixa, as distâncias dos pontos da linha elástica a esta tangente são os afundamentos reais. O ângulo θ_b que a tangente à linha elástica em B faz com a tangente em A é chamado de *deformação angular* de B em relação a A . Então:

$$\theta_b = Pl \times \frac{l}{2} \times \frac{1}{EI_z} = \frac{Pl^2}{2EI_z} \quad (\text{A.1})$$

O afundamento δ é calculado como o momento da área aba_1 em relação ao eixo bb' , dividido por EI_z . Então:

$$\delta = Pl \times \frac{l}{2} \times \frac{2}{3} l \times \frac{1}{EI_z} = \frac{Pl^3}{3EI_z} \quad (\text{A.2})$$

Para qualquer seção transversal como mn , o deslocamento angular de A será a área $m'n'aa_1$, da Figura A.1b, dividida por EI_z . No caso de curvas achatadas, como as linhas elásticas das vigas, os deslocamentos angulares podem ser considerados iguais à inclinação da curva e obtém-se o seguinte:

$$\theta = \frac{dy}{dx} = \frac{Pl^2}{2EI_z} \left[1 - \frac{(l-x)^2}{l^2} \right] \quad (\text{A.3})$$

O afundamento y , na mesma seção transversal, é o momento estático da área $m'n'aa_1$ em relação a $m'n'$ dividido por EI_z . Dividindo esta área, no retângulo e no triângulo indicados na figura, tem-se o seguinte:

$$y = \frac{1}{EI_z} \left[P(l-x) \frac{x^2}{2} + \frac{Px^2}{2} \frac{2x}{3} \right] = \frac{P}{EI_z} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) \quad (\text{A.4})$$

Para uma viga em balanço, com uma carga concentrada P numa seção transversal distante c do apoio (Figura A.2a), o diagrama dos momentos fletores está dado na Figura A.2b. O deslocamento angular e o afundamento, para qualquer seção à esquerda do ponto de aplicação da carga, são determinados pelas Equações (A.3) e (A.4) com c em lugar de l . Para qualquer seção transversal à direita da carga, o momento fletor e a curvatura são nulos. Portanto, esta parte da viga permanece reta. O deslocamento angular é constante e igual ao deslocamento angular em D , isto é, pela Equação (A.1), Pc^2/EI_z .

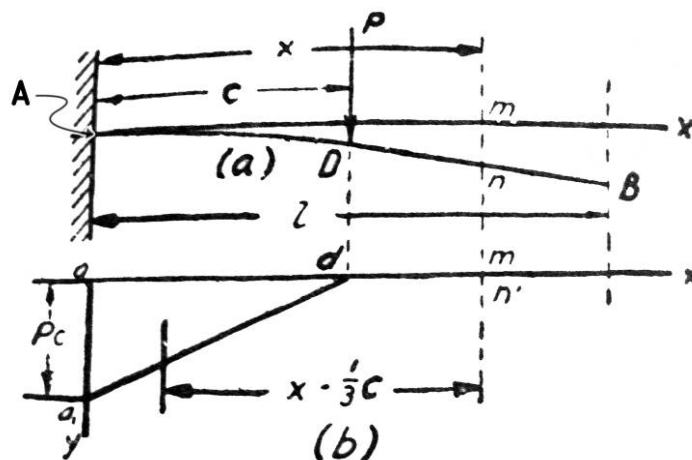


Figura A.2: Viga em balanço com uma carga concentrada em um ponto distante c do apoio.

Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 159.

O afundamento em qualquer seção transversal mn é o momento estático da área do triângulo aa_1d em relação a $m'n'$, dividido por EI_z , o que dá

$$y = \frac{1}{EI_z} \frac{Pc^2}{2} \left(x - \frac{1}{3}c \right) \quad (\text{A.5})$$

No caso de uma viga em balanço, com uma carga uniforme de intensidade q (Figura A.3a), o momento fletor em qualquer seção transversal mn distante x_1 da extremidade engastada é

$$M = -\frac{q(l-x_1)^2}{2} \quad (\text{A.6})$$

e é representada pela parábola a_1db , na Figura A.3b.

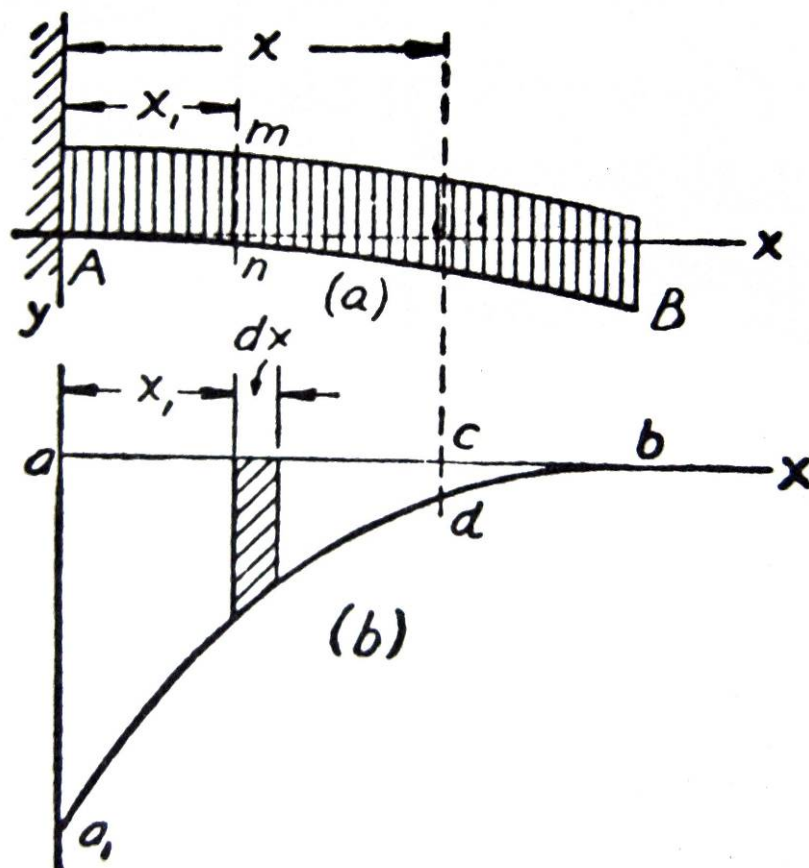


Figura A.3: Viga em balanço submetida a uma carga q uniformemente distribuída.

Fonte:TIMOSHENKO, 1985, p. 160.

O deslocamento angular em qualquer seção transversal distante x do apoio é o seguinte:

$$\theta = \frac{dy}{dx} = \frac{1}{EI_z} \int_0^x \frac{q(l-x_1)^2}{2} dx_1$$

$$\theta = \frac{q}{2EI_z} \left(l^2x - lx^2 + \frac{x^3}{3} \right) \quad (\text{A.7})$$

O deslocamento angular na extremidade é obtido substituindo x por l na Equação (A.7), o que dá

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=l} = \frac{ql^3}{6EI_z} \quad (\text{A.8})$$

O afundamento em qualquer seção transversal distante x da extremidade engastada é o momento estático da área aa_1cd em relação à vertical cd , dividido por EI_z (Figura A.3b). O momento de um elemento dessa área, representado tracejado, é

$$(x-x_1) \frac{q(l-x_1)^2}{2} dx_1 \quad (\text{A.9})$$

e o momento total é a integral em relação a x_1 , de $x_1=0$ a $x_1=x$. Portanto:

$$y = \frac{1}{EI_z} \frac{q}{2} \int_0^x \left[(x-x_1)(l-x_1)^2 \right] dx_1 \quad (\text{A.10})$$

O afundamento em qualquer ponto distante x do apoio é, então, depois da integração:

$$y = \frac{q}{2EI_z} \left(\frac{l^2x^2}{2} - \frac{lx^3}{3} + \frac{x^4}{12} \right) \quad (\text{A.11})$$

Para o afundamento na extremidade $x=l$,

$$\delta = (y)_{x=l} = \frac{ql^4}{8EI_z} \quad (\text{A.12})$$

Uma viga com uma extremidade em balanço pode ser dividida em duas partes: uma entre os apoios, a qual deve ser tratada como uma viga simplesmente apoiada; e a outra, o balanço, o qual deve ser tratado como uma viga em balanço. Como ilustrado, considera-se a flexão de

uma viga com uma extremidade em balanço, sob a ação de uma carga uniformemente distribuída q (Figura A.4).

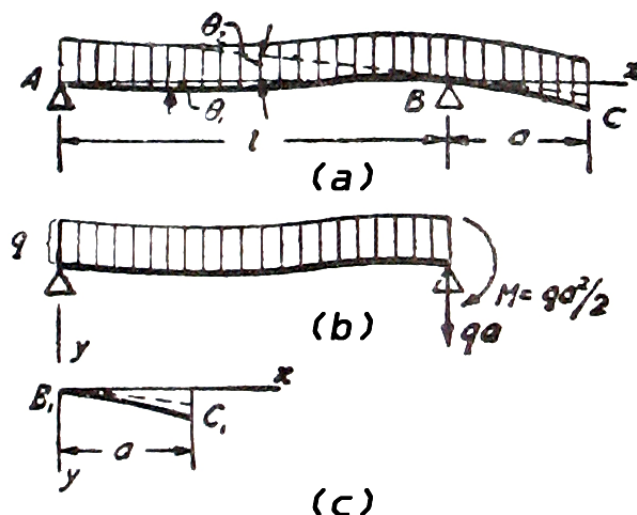


Figura A.4: Viga com as extremidades em balanço.
Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 174.

A viga é dividida nas partes AB e BC e a ação do balanço, na parte da viga compreendida entre os apoios, substituída por uma força cortante qa e um conjugado $M = qa^2/2$. A força cortante é transmitida diretamente ao apoio e só o conjugado $qa^2/2$ precisa ser considerado. Então, o afundamento em qualquer seção transversal, compreendida entre os apoios, é obtido subtraindo o afundamento produzido pelo conjugado $qa^2/2$, dos afundamentos produzidos pela carga uniforme q (Figura A.4b). Aplicando as equações específicas de carregamento uniformemente distribuído para vigas biapoiadas¹, obtém-se:

$$y = \frac{q}{24EI_z} (l^3x - 2lx^3 + x^4) - \frac{qa^2lx}{12EI_z} \left(1 - \frac{x^2}{l^2} \right) \quad (\text{A.13})$$

O ângulo de rotação da seção transversal em B é obtido aplicando as equações específicas de rotação para este tipo de carregamento². Tem-se, portanto, que:

1 As expressões detalhadas de carregamento de viga uniformemente carregada podem ser encontradas em Timoshenko (1985), página 150 e as expressões para vigas simplesmente apoiadas na página 166 do mesmo livro.

2 As expressões detalhadas para rotações em vigas com carregamento uniformemente distribuído podem ser encontradas em Timoshenko (1985), página 150 e as expressões para rotações em vigas simplesmente apoiadas na página 166 do mesmo livro.

$$\theta_2 = \frac{qa^2l}{6EI_z} - \frac{ql^3}{24EI_z} \quad (\text{A.14})$$

O afundamento em qualquer seção transversal do balanço (Figura A.4c) é obtido, agora, superpondo o afundamento de uma viga em balanço, ao afundamento

$$\theta_2 = \left(\frac{qa^2l}{6EI_z} - \frac{ql^3}{24EI_z} \right) x \quad (\text{A.15})$$

devido à rotação da seção transversal B .

APÊNDICE B – Exemplos de vigas com seções variáveis

Como exemplo, pode-se considerar um balanço de seção transversal retangular de altura constante h e largura variável b (Figura B.1a e b).

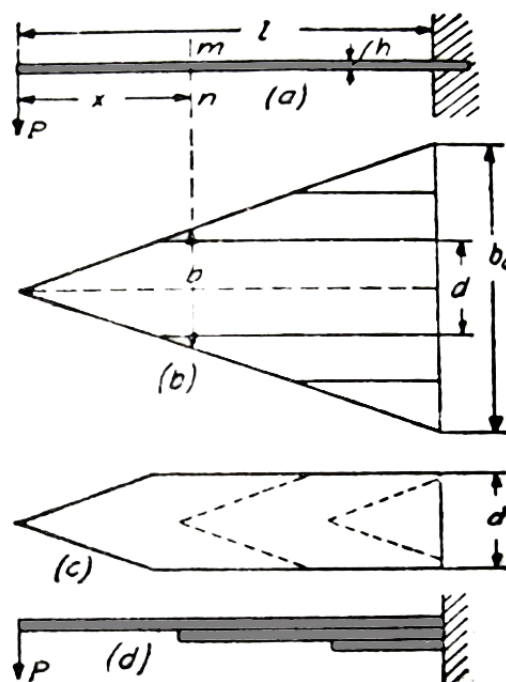


Figura B.1: Viga em balanço de seção retangular, altura constante h e largura variável b .
Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 218.

Como o módulo de resistência à flexão e o momento de inércia I_z de uma viga de forma triangular crescem com x na mesma proporção que o momento fletor, a tensão máxima $(\sigma_x)_{máx}$ e a curvatura³ permanecem constantes ao longo da viga e a grandeza do raio de curvatura (r) pode ser determinada pela seguinte equação:

$$(\sigma_x)_{máx} = \frac{hE}{2r} \quad (\text{B.1})$$

O afundamento na extremidade de um arco circular pode ser suposto, para pequenos afundamentos, igual a

³ As expressões podem ser verificadas através das equações 55 e 56 em Timoshenko (1985), páginas 109 e 110.

$$\delta = \frac{l^2}{2r} = \frac{Pl^3}{2EI_0} \quad (\text{B.2})$$

ou,

$$\delta = (\sigma_x)_{\text{máx}} \frac{l^2}{hE} \quad (\text{B.3})$$

Vê-se por esta equação que, para este tipo de balanço de resistência uniforme, o afundamento na extremidade varia com o quadrado de seu comprimento e inversamente com sua altura.

Este resultado pode ser empregado para se computar as tensões aproximadas e os afundamentos de uma *mola de lâminas*. A placa triangular considerada acima é suposta dividida em lâminas, distribuídas como se vê na Figura B.1(b, c e d). A curvatura inicial e o atrito entre as lâminas podem ser desprezados em primeira aproximação e a Equação (B.3) pode ser então considerada como de precisão suficiente⁴.

O método dos momentos estáticos das áreas pode ser empregado, vantajosamente, para calcular a deformação das vigas das seções transversais variáveis. Para isso é necessário, somente, que se lembre que a curvatura da linha elástica, em qualquer seção transversal, deve ser igual à relação M/EI_z . Portanto, o aumento da rijeza à flexão numa dada seção, terá o mesmo efeito sobre a deformação que o decréscimo do momento fletor nesta seção e guarda a mesma relação. Por conseguinte, o problema da deformação de vigas de seção transversal variável pode ser reduzido ao de vigas de seção transversal constante, usando para isso o diagrama dos momentos fletores reduzidos, em que cada ordenada é multiplicada por I_0/I , sendo I o momento de inércia naquela seção transversal e I_0 o momento de inércia constante de uma barra uniforme a cuja deformação reduziremos à de nossa barra de seção transversal variável.

A título de exemplo, o problema da deformação de um eixo circular (Figura B.2) que tem seções com dois diâmetros diferentes, de momentos de inércia I_0 e I_1 e carregado por P , pode ser reduzido ao de um eixo circular tendo um momento de inércia da seção transversal constante I_0 , como segue. Considerando a viga conjugada A_1B_1 em vez de um carregamento triangular $A_1C_1B_1$, representando o diagrama dos momentos fletores, usa-se o carregamento repre-

⁴ De acordo com Timoshenko (1985, p. 219), esta solução foi obtida por E. Phillips (Annales des Mines, v. 1, p. 195-336, 1852).

sentado pela área tracejada. Esta área é obtida reduzindo as ordenadas do diagrama, ao longo da parte média do eixo pela relação I_0/I_1 . A determinação dos afundamentos e dos deslocamentos angulares pode ser feita, neste instante, como no caso de barras prismáticas, sendo a grandeza do afundamento e do deslocamento angular, em qualquer seção transversal da viga, igual ao momento fletor e à força cortante da viga conjugada dividida por EI_0 . Deve-se notar que, no caso representado na Figura B.2, há mudança brusca no diâmetro do eixo a uma distância $l/4$ dos apoios, o que produz tensões locais nestes pontos. Estas não têm efeito substancial na deformação do eixo desde que a diferença de diâmetro das duas partes seja pequena, quando comparada aos seus comprimentos.

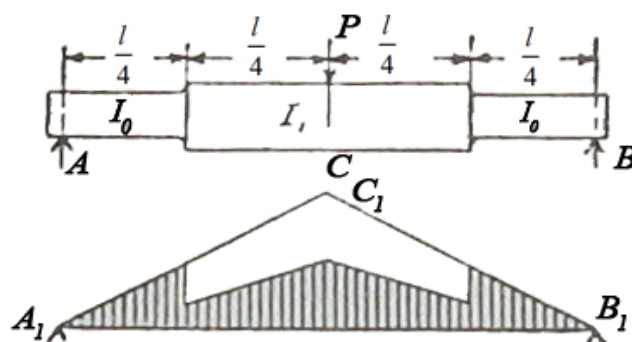


Figura B.2: Eixo circular com seções com dois diâmetros diferentes.
Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 220.

O método usado para um eixo de seção transversal variável pode também ser aplicado às vigas compostas em I, de seção transversal variável. Um exemplo de viga em I apoiada nas extremidades e carregada uniformemente, está dado na Figura B.3. O momento fletor decresce do meio para as extremidades da viga e o seu peso pode ser reduzido diminuindo o número de mesas, como está indicado, esquematicamente, na Figura B.3. A deformação dessa viga pode ser calculada quando se tem por base o momento de inércia da seção transversal do meio. A carga da viga conjugada, em vez de ser a simples parábola, indicada pela linha tracejada, é a que está representada na Figura B.3 pelo diagrama tracejado, sendo cada diminuição da seção transversal compensada por um aumento das ordenadas do diagrama dos momentos da relação I_{meio}/I .

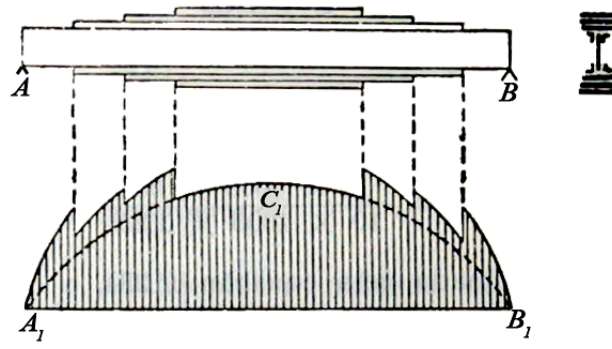


Figura B.3: Viga em I apoiada nas extremidades.
Fonte: TIMOSHENKO, 1985, p. 221.

APÊNDICE C - Determinação do tratamento da madeira para carroceria

Numa estrutura de madeira convencional, para se fazer a opção por um método de tratamento, devem ser analisados todos os agentes que podem ser prejudiciais, levando-se em consideração as situações de risco da norma NBR 7190. Após isso então, analisam-se os métodos de tratamentos existentes atualmente, focando principalmente nos que são encontrados no Brasil.

NBR 7190

A norma *NBR 7190 – Projeto de Estruturas de Madeira*, em seu anexo D, recomenda que no projeto de estruturas de madeira seja considerada a durabilidade do material, em virtude dos riscos de deterioração biológica. O risco de deterioração, em geral, depende do teor de umidade da madeira e da duração do período de umidificação. A norma separa, então, as classes de umidade da madeira como mostrado na Tabela C.1.

Tabela C.1: Classes de umidade segundo o anexo D da NBR 7190

Classe de umidade	Umidade relativa do ambiente, U_{amb}	Umidade de equilíbrio da madeira
1	$U_{amb} < 65\%$	12%
2	$65\% < U_{amb} < 75\%$	15%
3	$75\% < U_{amb} < 85\%$	18%
4	$U_{amb} > 85\%$ durante longos períodos	> 25%

Fonte: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1997.

As classes de duração dos períodos de umidificação são, da mesma maneira, especificadas nesta norma como apresentadas na Tabela C.2.

Tabela C.2: Classes de duração da umidade segundo o anexo D da NBR 7190

Classe de carregamento	Ação variável principal da combinação	
	Duração acumulada	Ordem de grandeza da duração acumulada da ação característica
Permanente	Permanente	Vida útil da construção
Longa duração	Longa duração	Mais de seis meses
Média duração	Média duração	Uma semana a seis meses
Curta duração	Curta duração	Menos de uma semana
Duração instantânea	Duração instantânea	Muito curta

Fonte: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1997.

Determinados então, as classes de umidade e de carregamento segundo as tabelas acima, a norma diz que, no projeto de estruturas de madeira, devem ser consideradas as seguintes situações de risco de biodeterioração:

- Situação 1: caracterizada pelas condições em que a madeira está inteiramente protegida das intempéries e não sujeita à reumidificação. Estão nesta situação as madeiras que pertencem às classes de umidade 1 a 3, especificadas pela Tabela C.1, com duração permanente conforme a Tabela C.2;
- Situação 2: caracterização pelas condições em que a madeira está inteiramente protegida das intempéries, mas sujeita à reumidificação ocasional. Estão nesta situação as madeiras pertencentes às classes de umidade 1 a 3, especificadas pela Tabela C.1, sujeitas à reumidificação de curta duração conforme a Tabela C.2;
- Situação 3: caracterizada pelas condições em que a madeira não está protegida das intempéries, ou está protegida mas sujeita à reumidificação freqüente. Estão nesta situação as madeiras pertencentes à classe de umidade 4, definida pela Tabela C.1, sujeitas à reumidificação de longa duração conforme a Tabela C.2;
- Situação 4: caracterizada pelas condições em que a madeira está permanentemente em contato com o solo ou com água doce, e
- Situação 5: caracterizada pelas condições em que a madeira está permanentemente em contato com água salgada.

A Tabela C.3 mostra as situações de risco da norma segundo os principais agentes biológicos de deterioração da madeira.

Tabela C.3: Agentes biológicos em função das situações de risco de deterioração da madeira segundo o anexo D da NBR 7190

Situação de risco	Agentes biológicos					
	Fungos apodrecedores		Fungos manchadores e emboladores	Insetos		Furadores marinhos
	Basidiomicetos	Podridão mole	Azulão	Besouros	Cupins	
1	-	-	-	L	L	-
2	U	-	U	L	L	-
3	U	-	U	L	L	-
4	U	U	U	L	L	-
5	U	U	U	L	L	U

NOTA :U = Agente biológico presente; L = pontos localizados.

Fonte: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1997.

Escolha do método

A NBR 7190 fixa as condições gerais que devem ser seguidas no projeto, na execução e no controle das estruturas correntes de madeira, tais como pontes, pontilhões, coberturas, pisos e cimbres.

Neste instante o intuito é determinar um método de tratamento de madeiras para a utilização na fabricação de carrocerias. Entretanto, não existe uma norma específica que conduza a escolha por tratamentos para esse fim.

Considerando-se, então, que há uma grande similaridade de situações de risco entre as apresentadas na Tabela C.3 e as que a carroceria de madeira está submetida, será considerada a própria norma NBR 7190 para a escolha do tratamento.

Foi feito um estudo junto a uma empresa que fabrica carrocerias de madeira há 40 anos para saber a que situação de risco essa madeira está submetida. Ficou evidente que a situação 3 é a que melhor se aproxima do ciclo de vida da carroceria. Essa consideração inicial é importante para que, num próximo estudo, seja desenvolvido um sistema de tratamento de madeiras específico para a atividade de fabricação de carrocerias.

APÊNDICE D – Linha elástica: Principais valores teóricos para cargas estáticas

Tabela D.1: Angelim Vermelho: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas

	x (m)	Carga Estática (N)	Altura seção transversal (m)	I (m ⁴)	E (N/m ²)	Deslocamento Momento Fletor (m)	Deslocamento Força Cortante (m)	Deslocamento Total (mm)
AV 1	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	1,946E+10	0,0012	3,86441E-05	1,242
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	1,946E+10	0,0018	5,92577E-05	1,904
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	1,946E+10	0,0025	7,95823E-05	2,557
AV 2	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,115E+10	0,0011	3,55639E-05	1,143
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,115E+10	0,0017	5,45345E-05	1,752
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,115E+10	0,0023	7,32391E-05	2,353
AV 3	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,062E+10	0,0011	3,64712E-05	1,172
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,062E+10	0,0017	5,59258E-05	1,797
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,062E+10	0,0023	7,51076E-05	2,413
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	2,062E+10	0,0029	9,41333E-05	3,025
	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	2,062E+10	0,0035	0,000112184	3,605
	0,18	655,48	0,0826	2,58E-06	2,062E+10	0,0041	0,000130119	4,181
AV 4	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	1,303E+10	0,0055	0,000177507	5,704

Tabela D.2: Madeira laminada colada: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas

	x (m)	Carga Estática (N)	Altura seção transversal (m)	I (m ⁴)	E (N/m ²)	Deslocamento Momento Fletor (m)	Deslocamento Força Cortante (m)	Deslocamento Total (mm)
MLC 1	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,044E+10	0,0011	3,67968E-05	1,182
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,044E+10	0,0018	5,64251E-05	1,813
MLC 2	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,172E+10	0,0011	3,4625E-05	1,113
MLC 3	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,142E+10	0,0011	3,51198E-05	1,129
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,142E+10	0,0017	5,38536E-05	1,731
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,142E+10	0,0023	7,23246E-05	2,324
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	2,142E+10	0,0028	9,06454E-05	2,913
MLC 4	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	1,730E+10	0,0028	8,95521E-05	2,878

Tabela D.3: Roxinho: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas

	x (m)	Carga Estática (N)	Altura seção transversal (m)	I (m ⁴)	E (N/m ²)	Deslocamento Momento Fletor (m)	Deslocamento Força Cortante (m)	Deslocamento Total (mm)
RO 1	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,055E+10	0,0011	3,65975E-05	1,176
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,055E+10	0,0017	5,61195E-05	1,803
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,055E+10	0,0023	7,53677E-05	2,422
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	2,055E+10	0,0029	9,44593E-05	3,035
	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	2,055E+10	0,0035	0,000112573	3,617
RO 2	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,397E+10	0,0010	3,13793E-05	1,008
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,397E+10	0,0015	4,81178E-05	1,546
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,397E+10	0,0020	6,46215E-05	2,077
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	2,397E+10	0,0025	8,0991E-05	2,603
	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	2,397E+10	0,0030	9,65219E-05	3,102
	0,18	655,48	0,0826	2,58E-06	2,397E+10	0,0035	0,000111952	3,597
	0,18	752,50	0,0826	2,58E-06	2,397E+10	0,0040	0,000128523	4,130
RO 3	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,098E+10	0,0011	3,58403E-05	1,152
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,098E+10	0,0017	5,49584E-05	1,766
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,098E+10	0,0023	7,38083E-05	2,372
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	2,098E+10	0,0029	9,2505E-05	2,973
	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	2,098E+10	0,0034	0,000110244	3,543
RO 4	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	1,981E+10	0,0031	9,79808E-05	3,148
	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	1,981E+10	0,0036	0,00011677	3,752
	0,18	655,48	0,0826	2,58E-06	1,981E+10	0,0042	0,000135437	4,352
	0,18	752,50	0,0826	2,58E-06	1,981E+10	0,0048	0,000155484	4,996

Tabela D.4: Cumaru: principais valores teóricos da linha elástica para cargas estáticas

	x (m)	Carga Estática (N)	Altura seção transversal (m)	I (m ⁴)	E (N/m ²)	Deslocamento Momento Fletor (m)	Deslocamento Força Cortante (m)	Deslocamento Total (mm)
CU 1	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,528E+10	0,0009	2,97528E-05	0,956
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,528E+10	0,0014	4,56236E-05	1,466
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,528E+10	0,0019	6,12718E-05	1,969
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	2,528E+10	0,0024	7,67928E-05	2,468
	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	2,528E+10	0,0028	9,15187E-05	2,941
CU 2	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,662E+10	0,0009	2,82525E-05	0,908
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,662E+10	0,0013	4,33231E-05	1,392
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,662E+10	0,0018	5,81823E-05	1,870
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	2,662E+10	0,0023	7,29207E-05	2,343
	0,18	565,13	0,0826	2,58E-06	2,662E+10	0,0027	8,6904E-05	2,793
CU 3	0,18	183,73	0,0826	2,58E-06	2,036E+10	0,0011	3,69347E-05	1,187
	0,18	281,73	0,0826	2,58E-06	2,036E+10	0,0018	5,66365E-05	1,820
	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	2,036E+10	0,0024	7,6062E-05	2,444
CU 4	0,18	378,36	0,0826	2,58E-06	1,917E+10	0,0025	8,07903E-05	2,596
	0,18	474,20	0,0826	2,58E-06	1,917E+10	0,0032	0,000101256	3,254

APÊNDICE E - Gráficos tipo dentes de serra para todas as peças ensaiadas

TRAVESSA AV 2

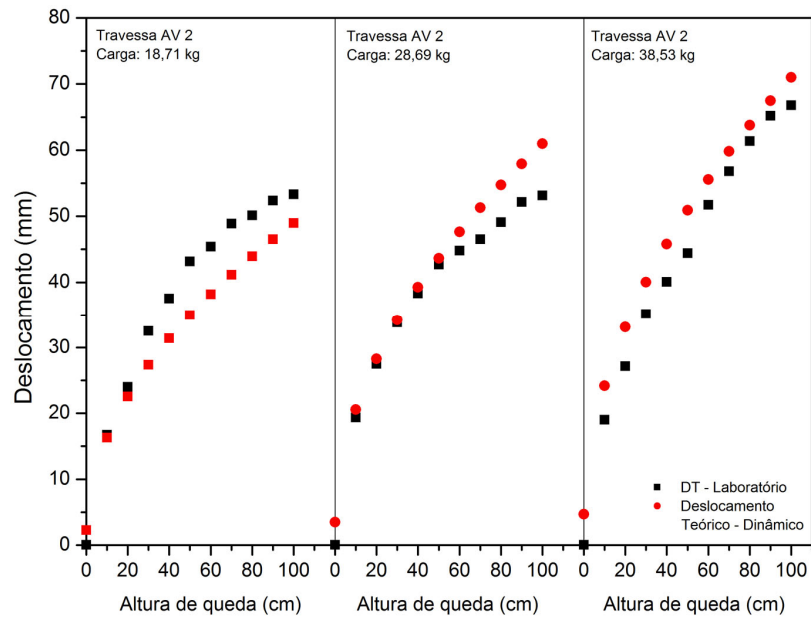


Figura E.1: Análise de deslocamentos para a travessa AV 2.

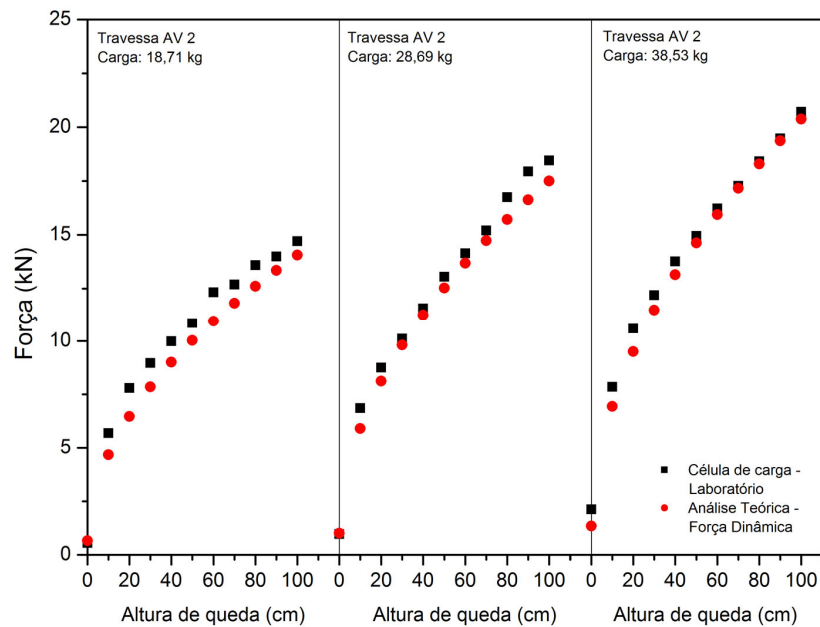


Figura E.2: Análise de forças para a travessa AV 2.

TRAVESSA AV 3

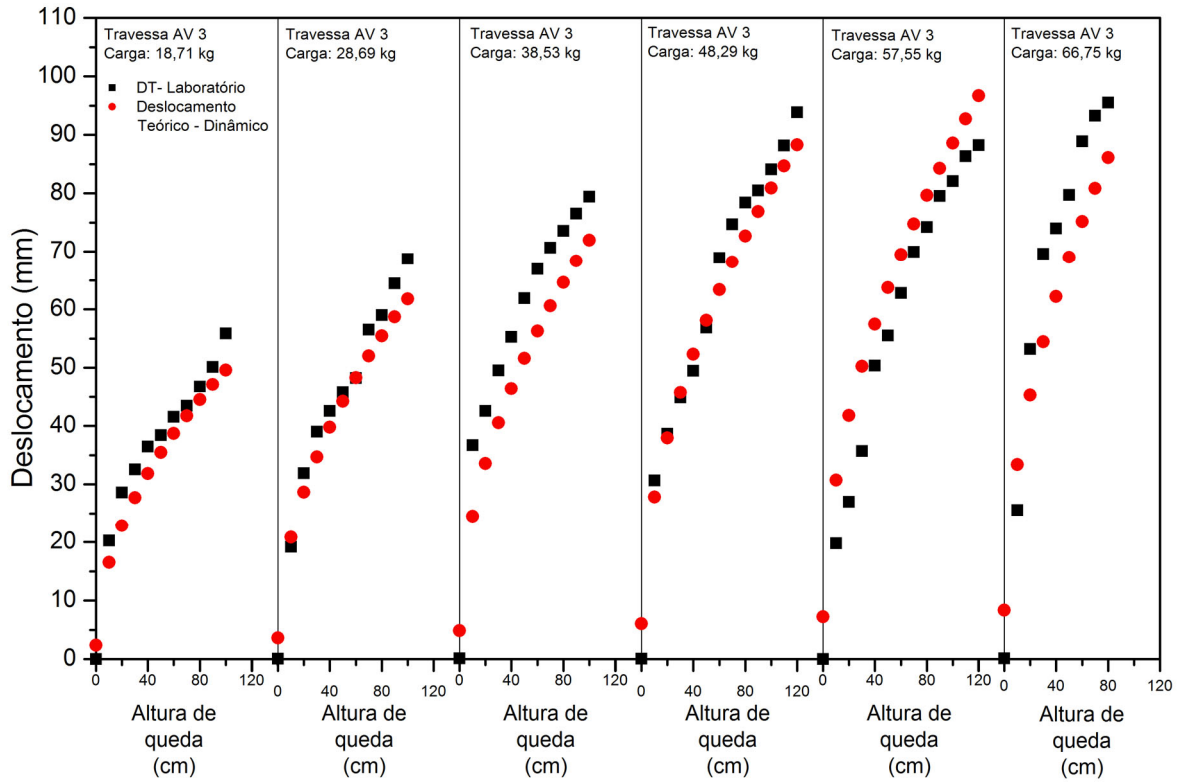


Figura E.3: Análise de deslocamentos para a travessa AV 3.

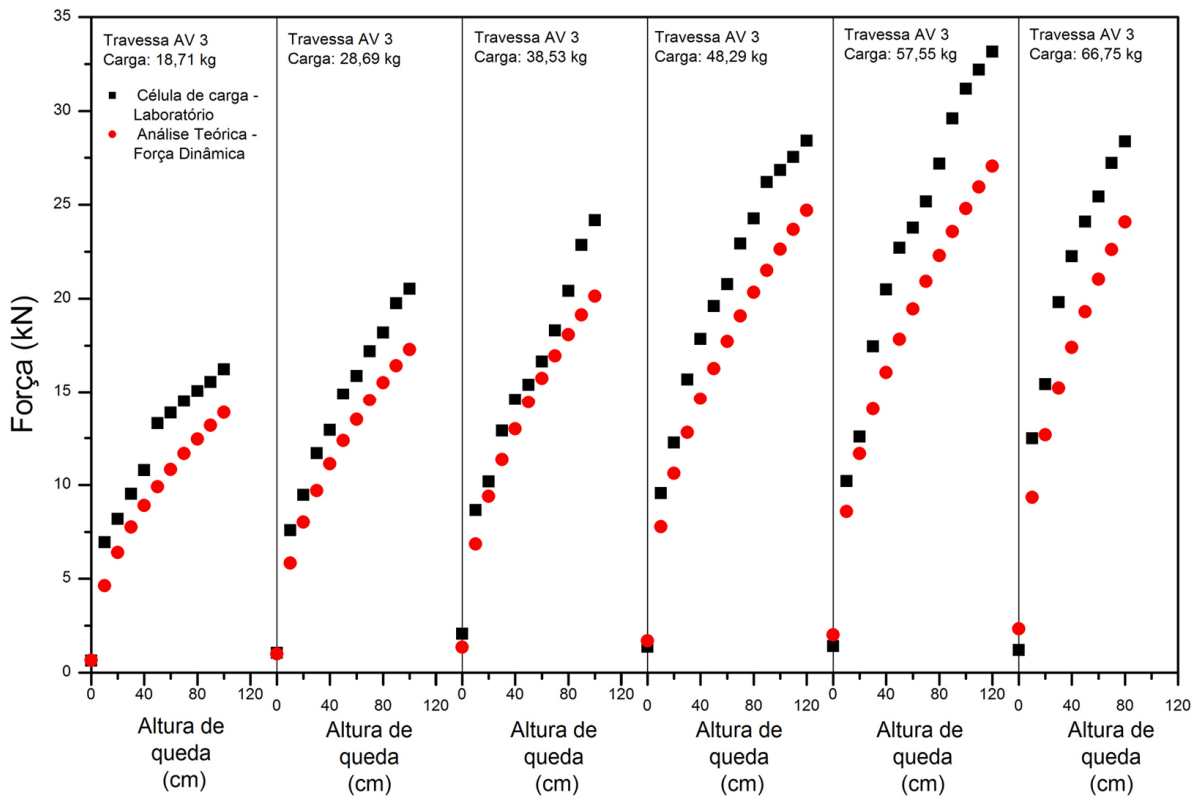


Figura E.4: Análise de forças para a travessa AV 3.

TRAVESSA AV 4

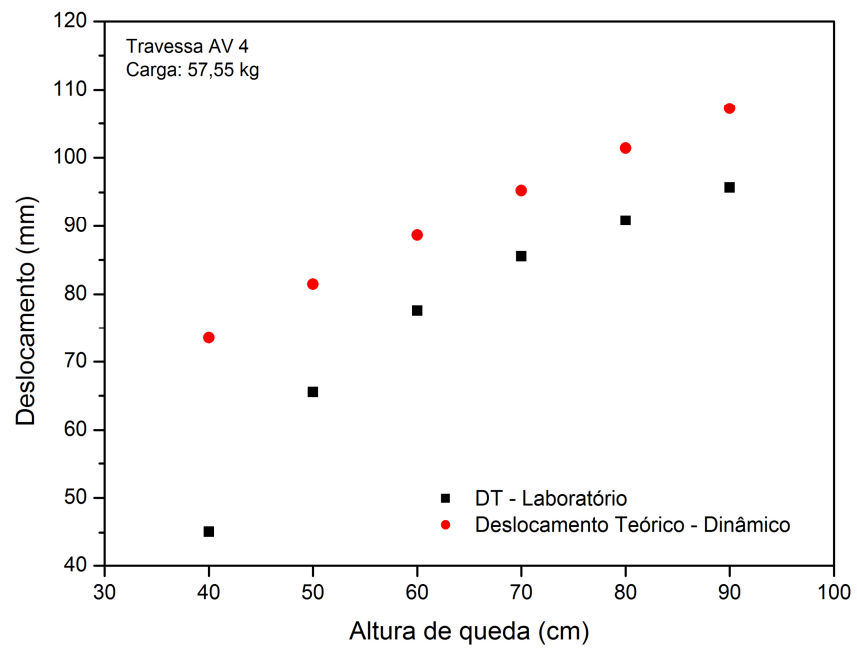


Figura E.5: Análise de deslocamentos para a travessa AV 4.

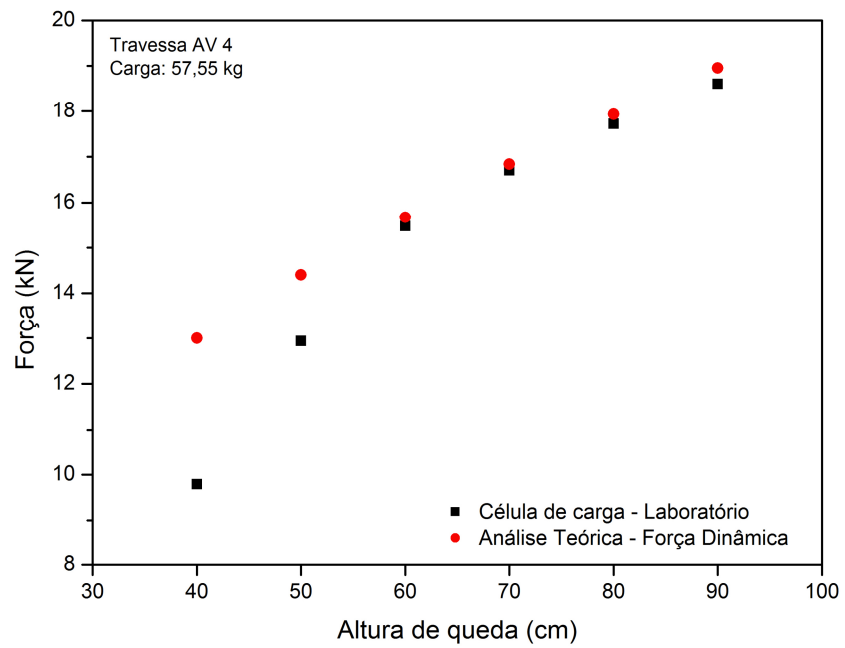


Figura E.6: Análise de forças para a travessa AV 4.

TRAVESSA MLC 1

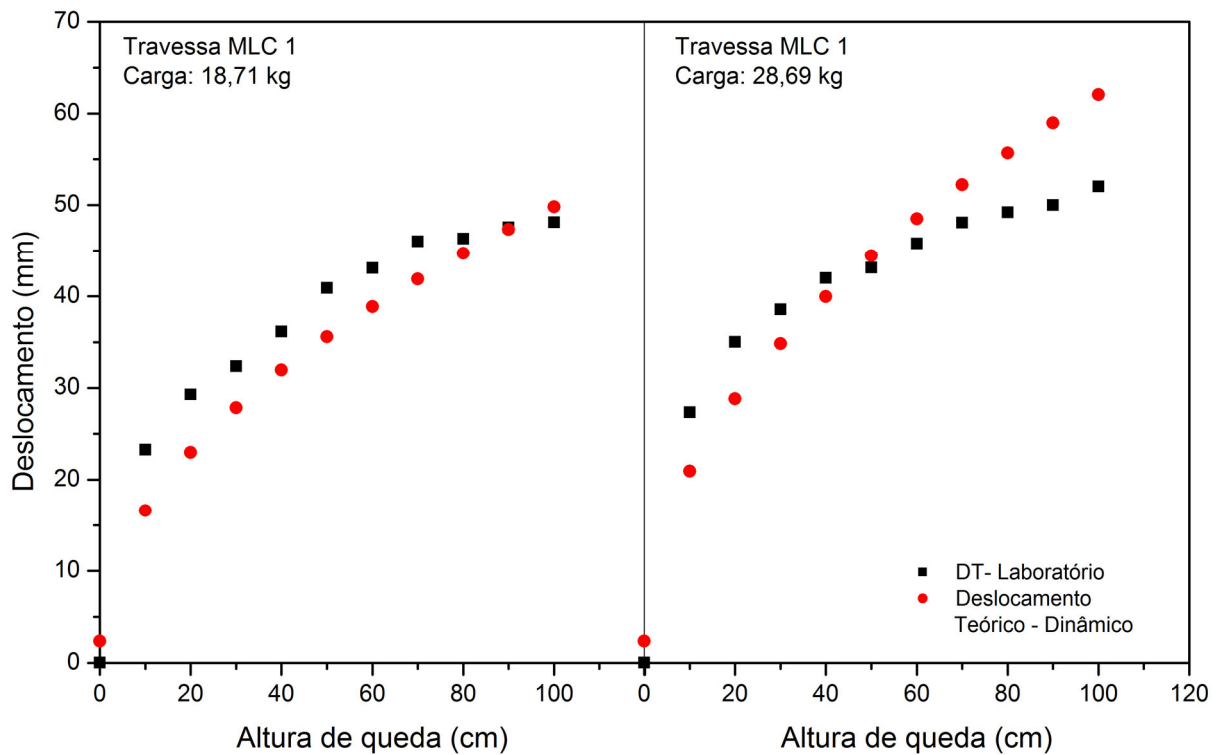


Figura E.7: Análise de deslocamentos para a travessa MLC 1.

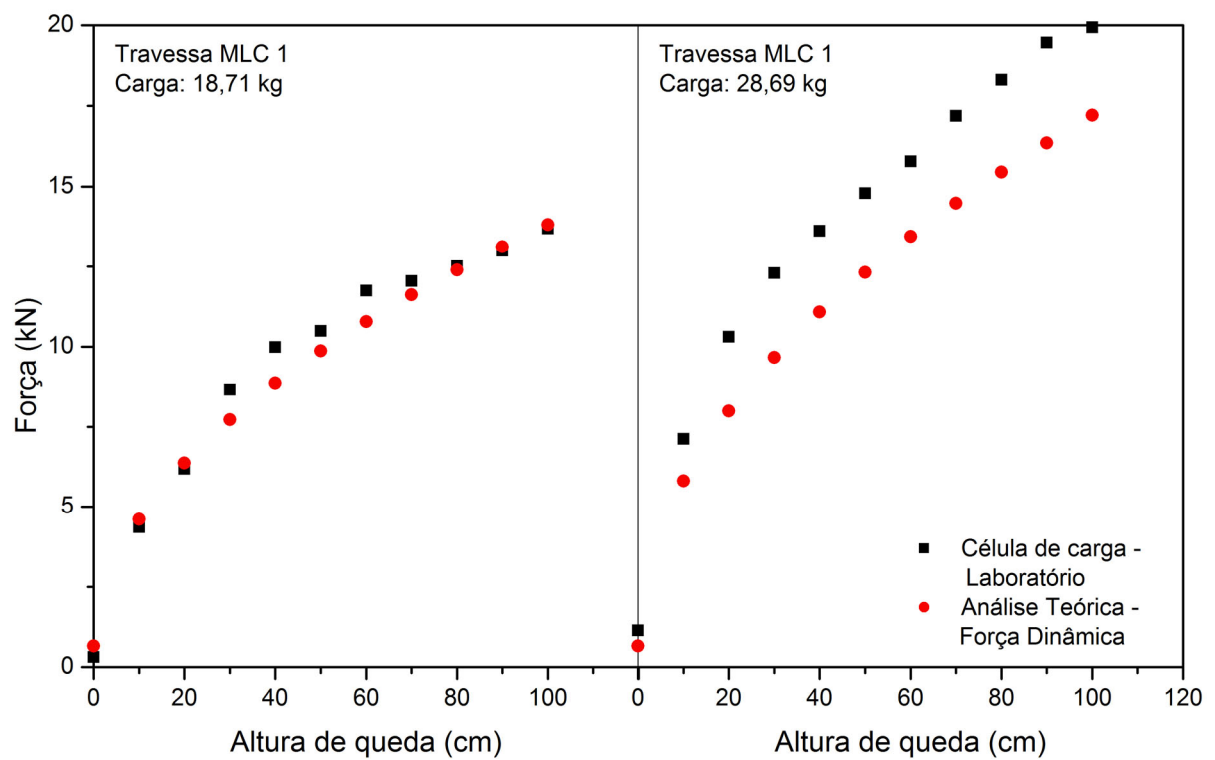


Figura E.8: Análise de forças para a travessa MLC 1.

TRAVESSA MLC 2

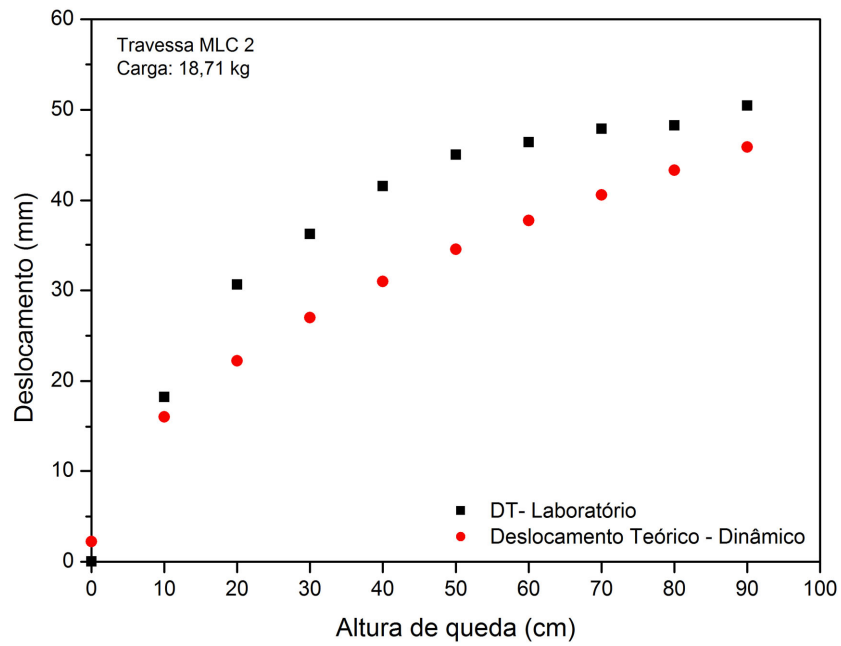


Figura E.9: Análise de deslocamentos para a travessa MLC 2.

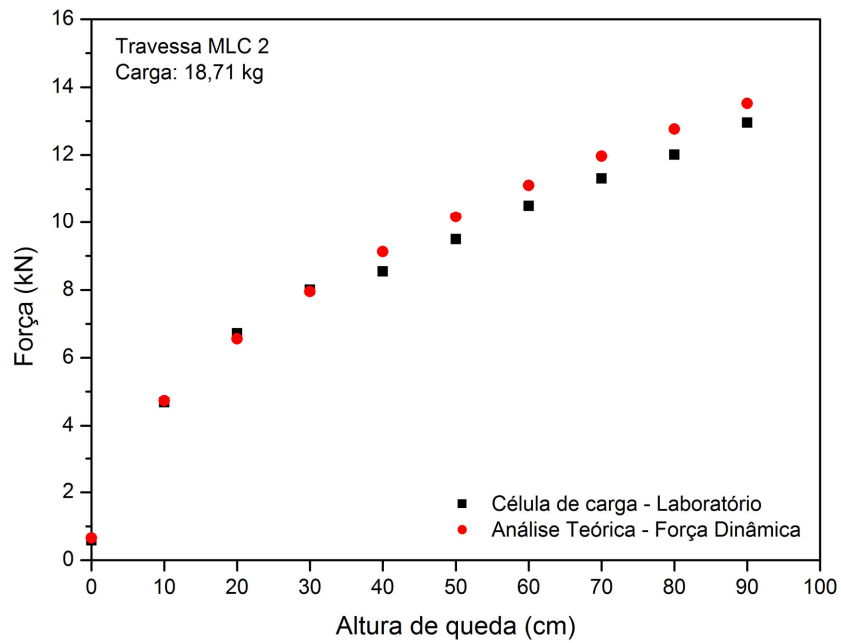


Figura E.10: Análise de forças para a travessa MLC 2.

TRAVESSA MLC 3

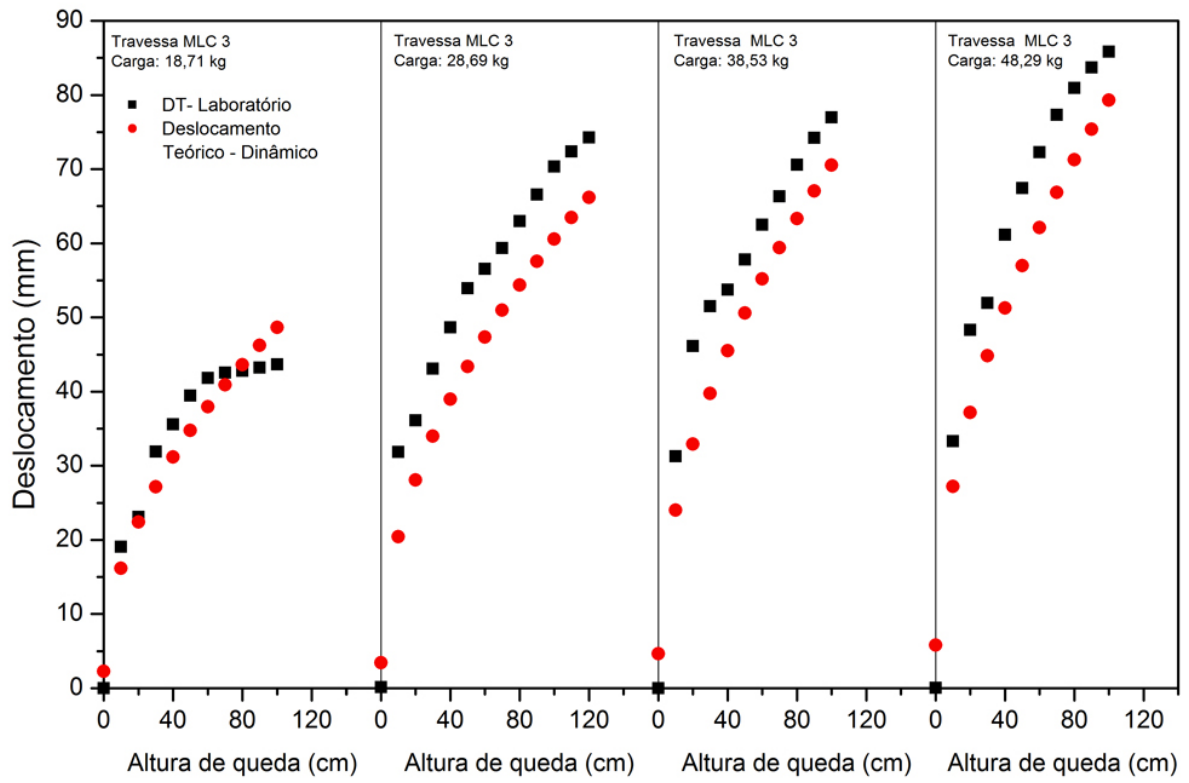


Figura E.11: Análise de deslocamentos para a travessa MLC 3.

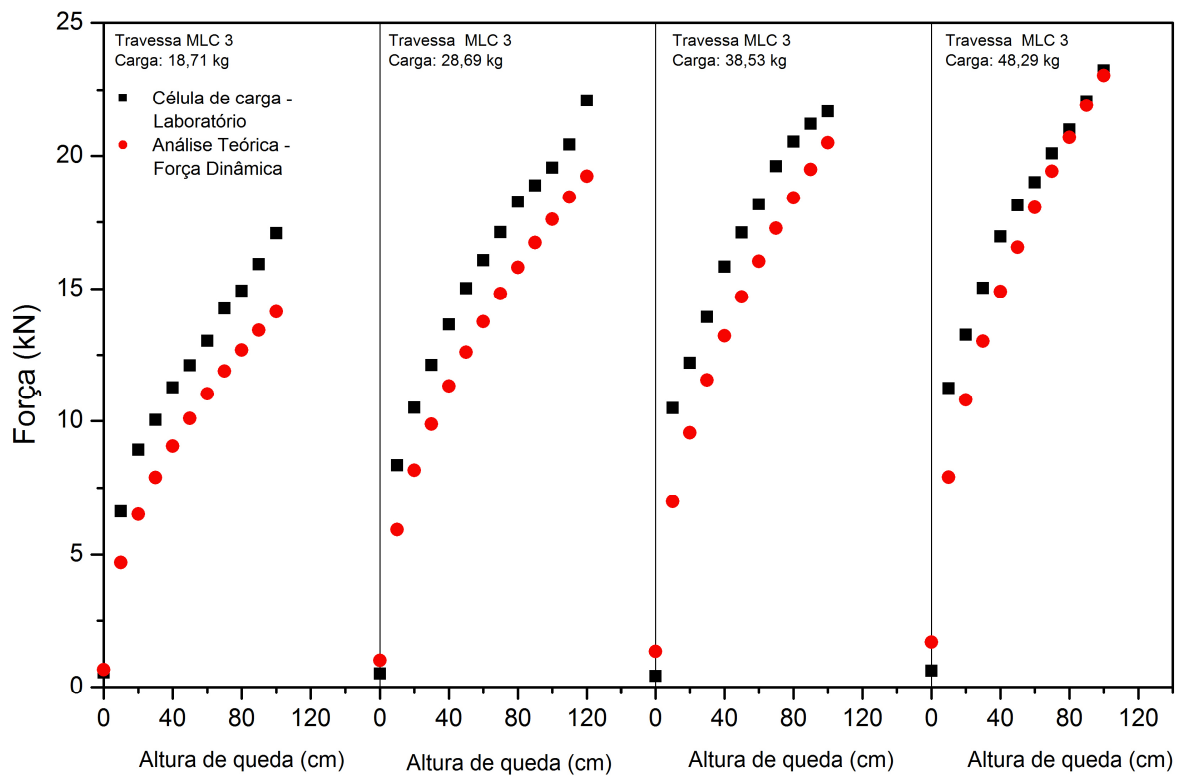


Figura E.12: Análise de forças para a travessa MLC 3.

TRAVESSA MLC 4

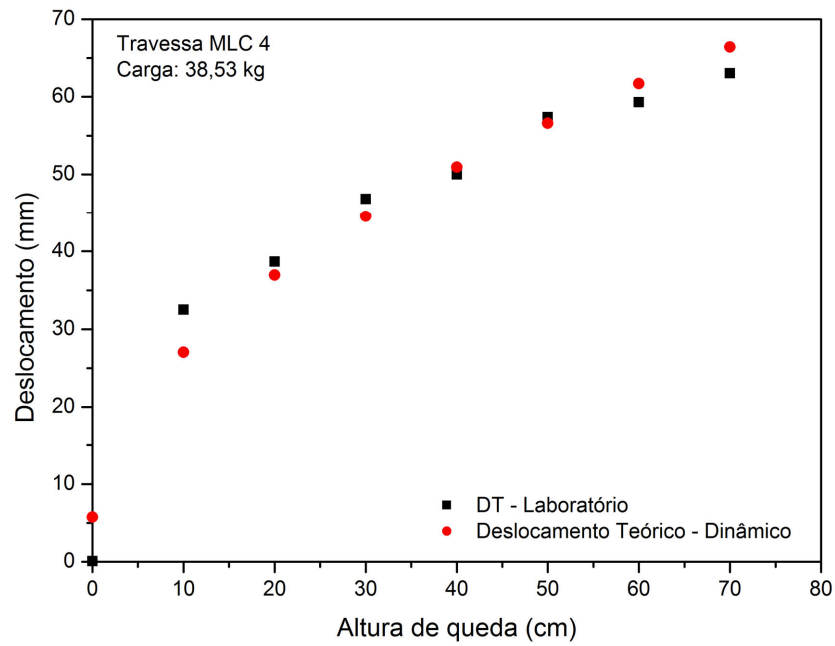


Figura E.13: Análise de deslocamentos para a travessa MLC 4.

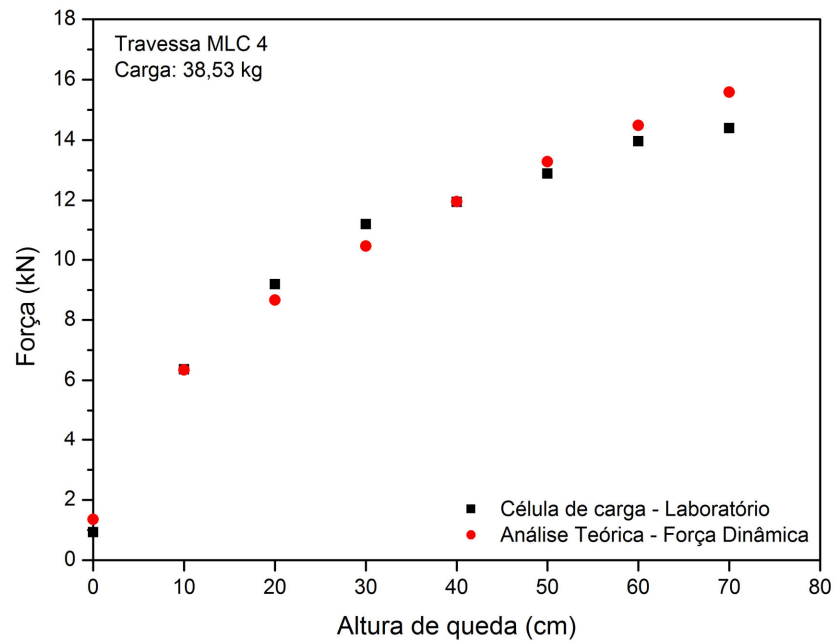


Figura E.14: Análise de forças para a travessa MLC 4.

TRAVESSA RO 1

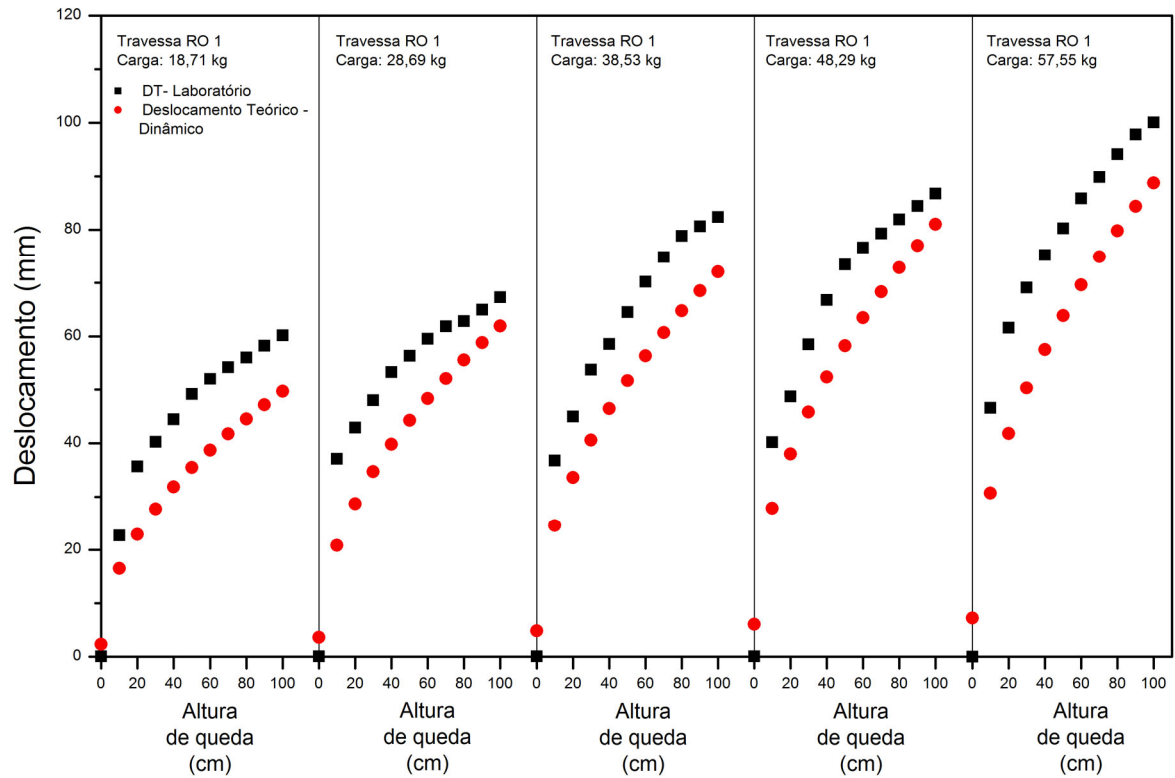


Figura E.15: Análise de deslocamentos para a travessa RO 1.

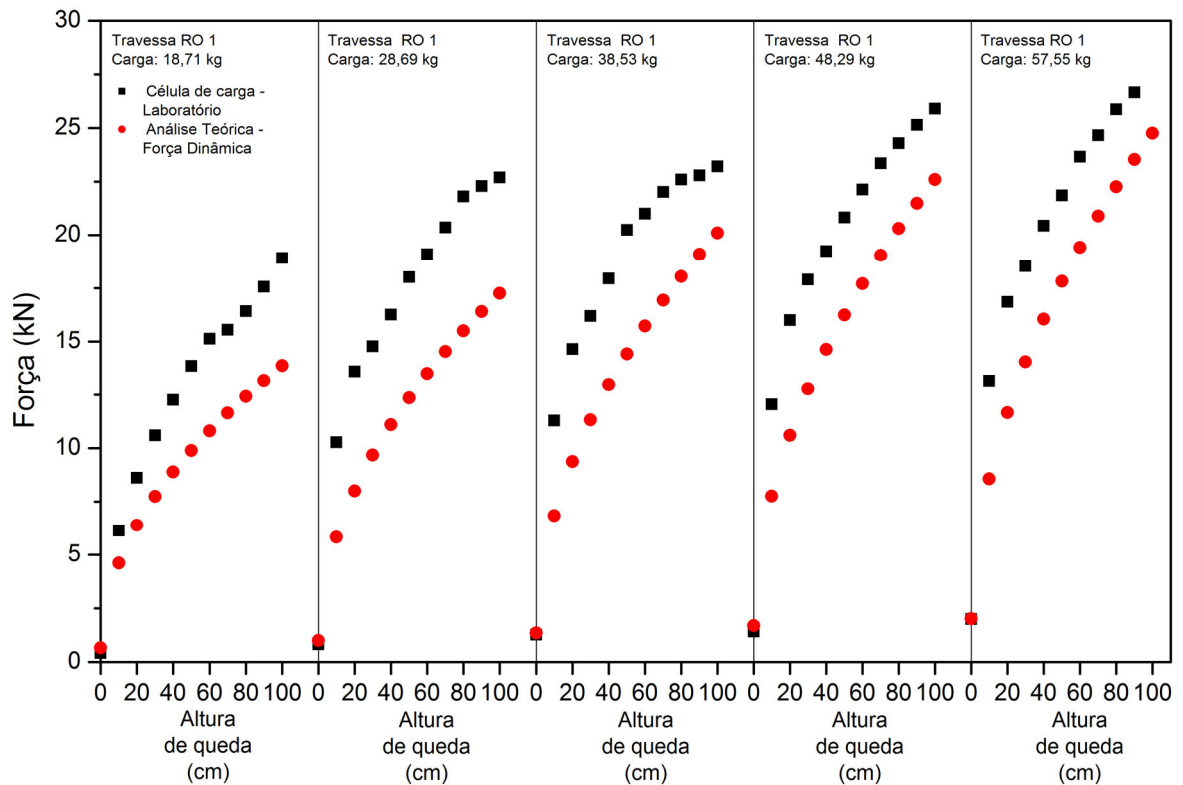


Figura E.16: Análise de forças para a travessa RO 1.

TRAVESSA RO 2

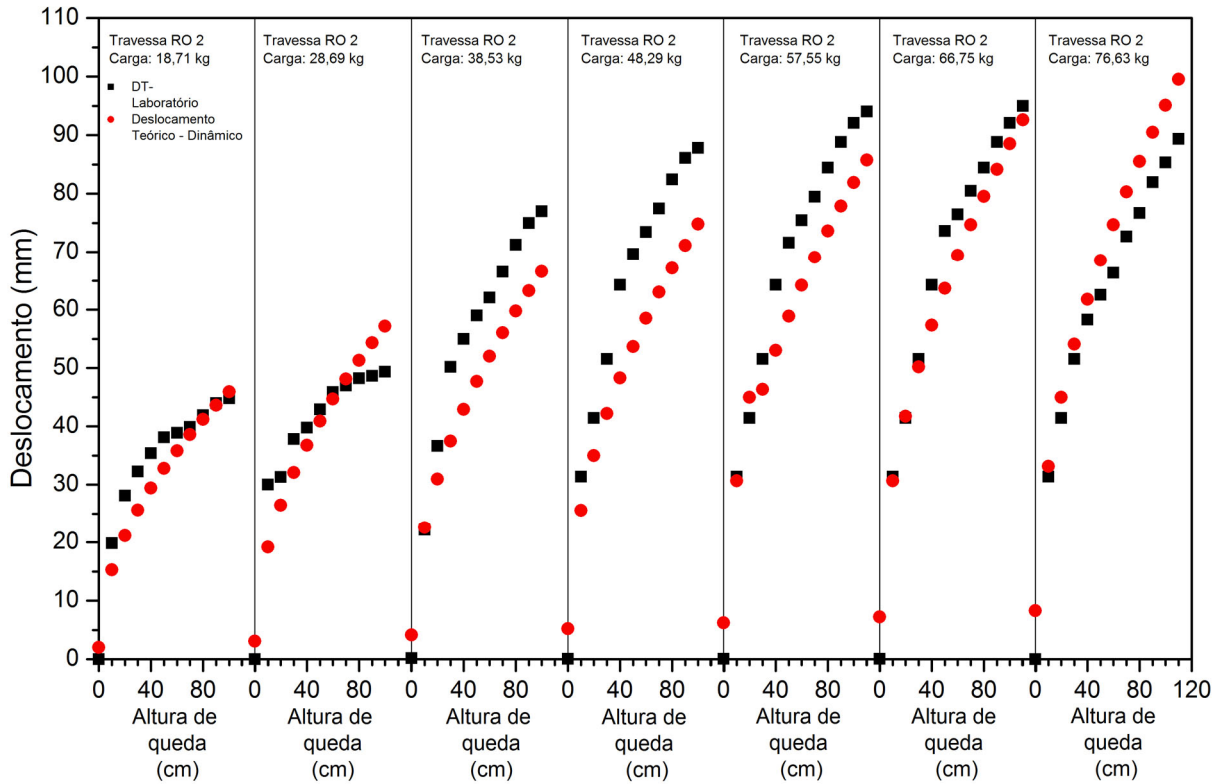


Figura E.17: Análise de deslocamentos para a travessa RO 2.

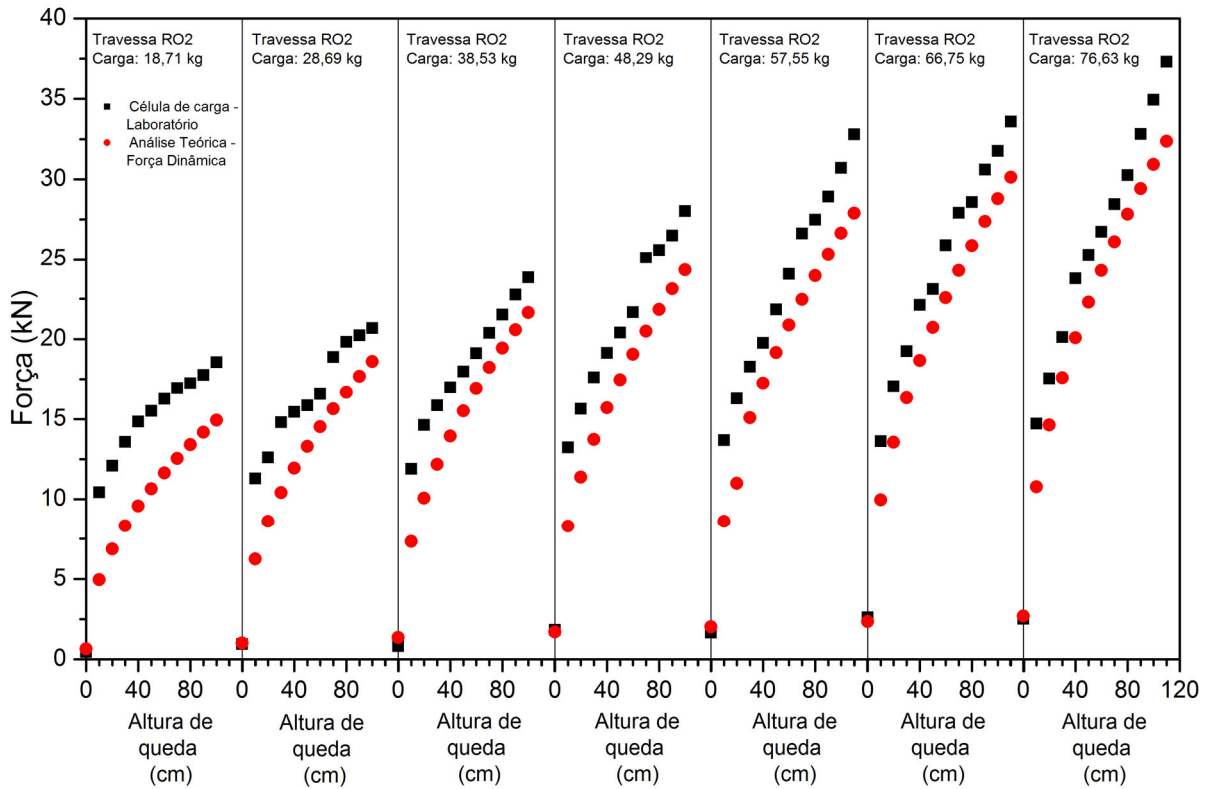


Figura E.18: Análise de forças para a travessa RO 2.

TRAVESSA RO 3

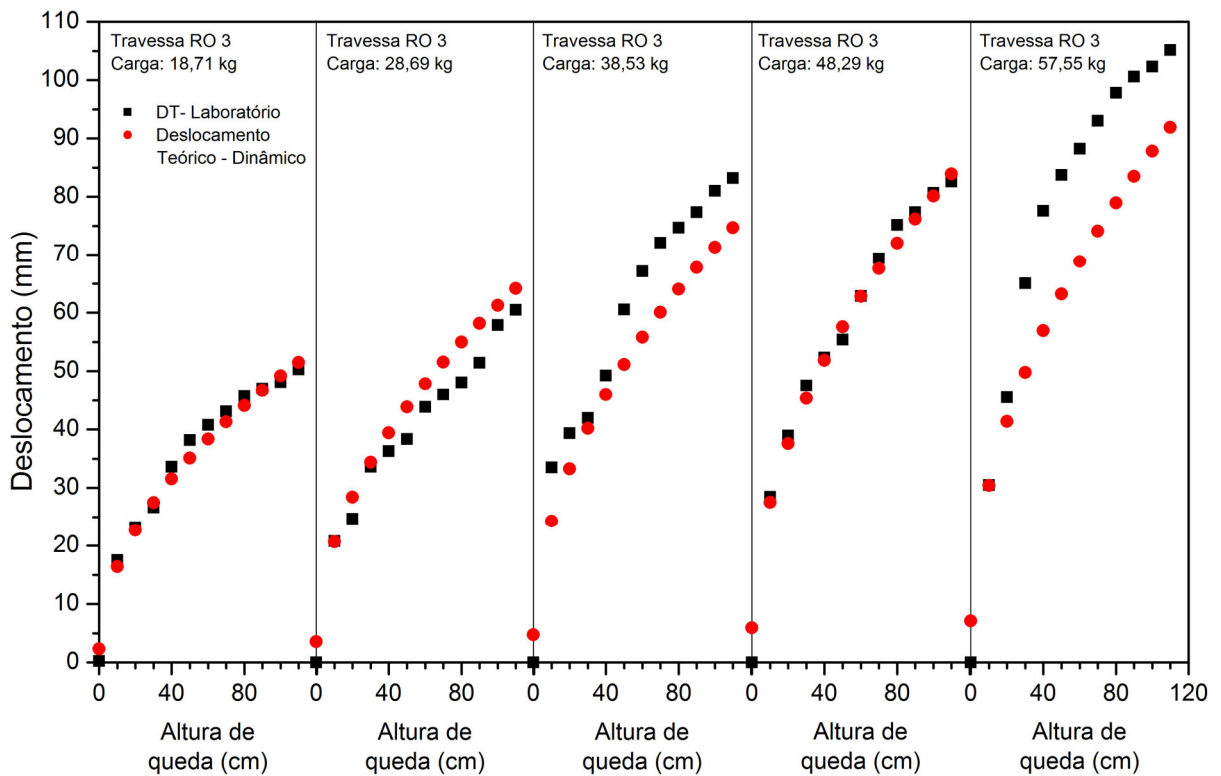


Figura E.19: Análise de deslocamentos para a travessa RO 3.

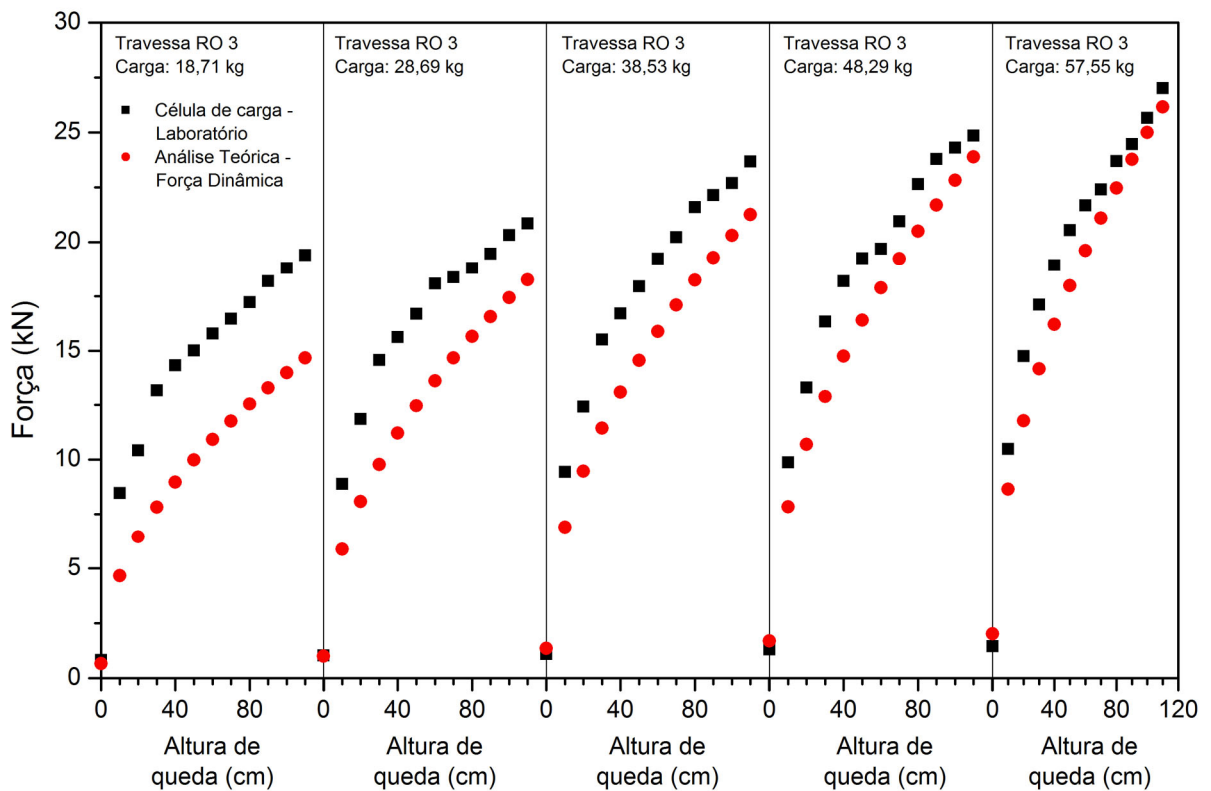


Figura E.20: Análise de forças para a travessa RO 3.

TRAVESSA RO 4

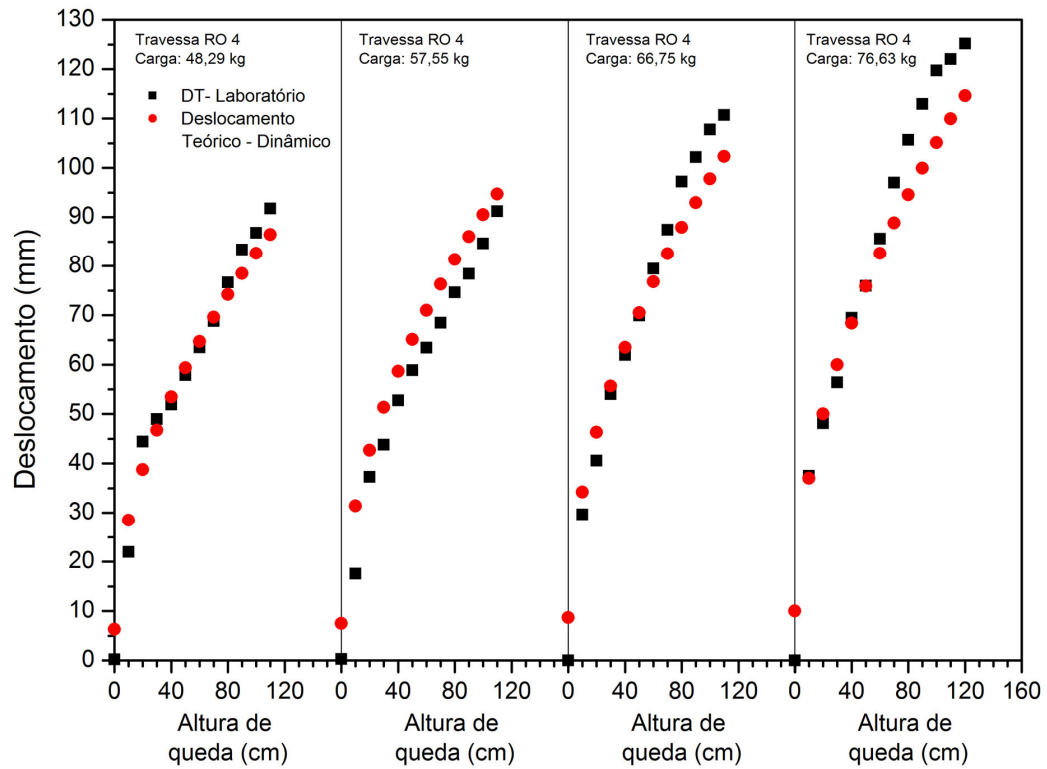


Figura E.21: Análise de deslocamentos para a travessa RO 4.

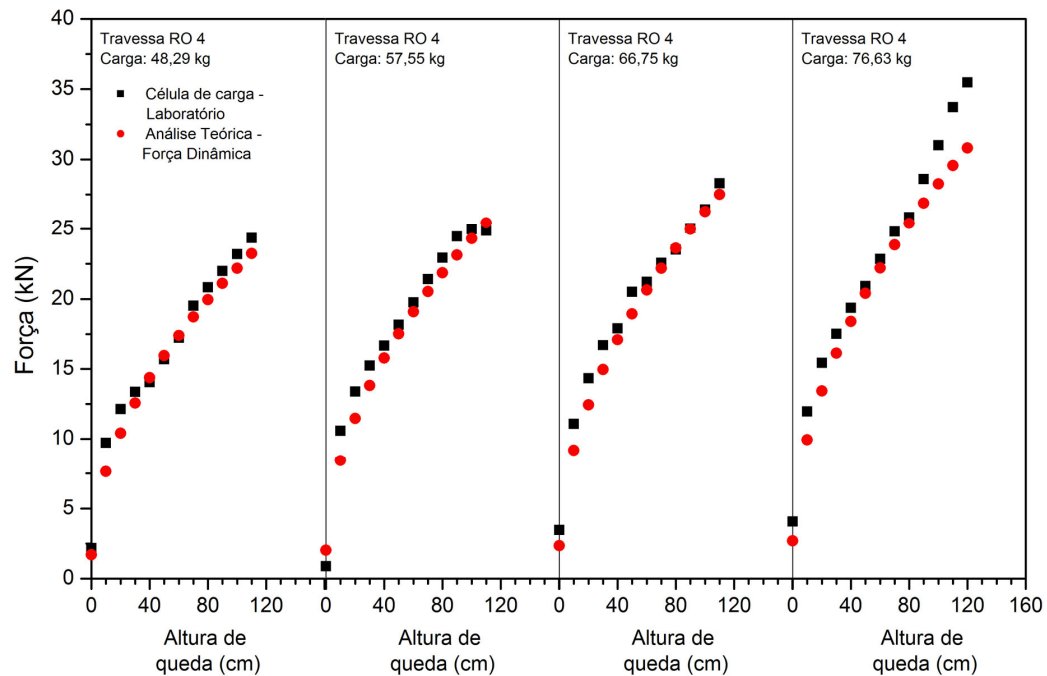


Figura E.22: Análise de forças para a travessa RO 4.

TRAVESSA CU 1

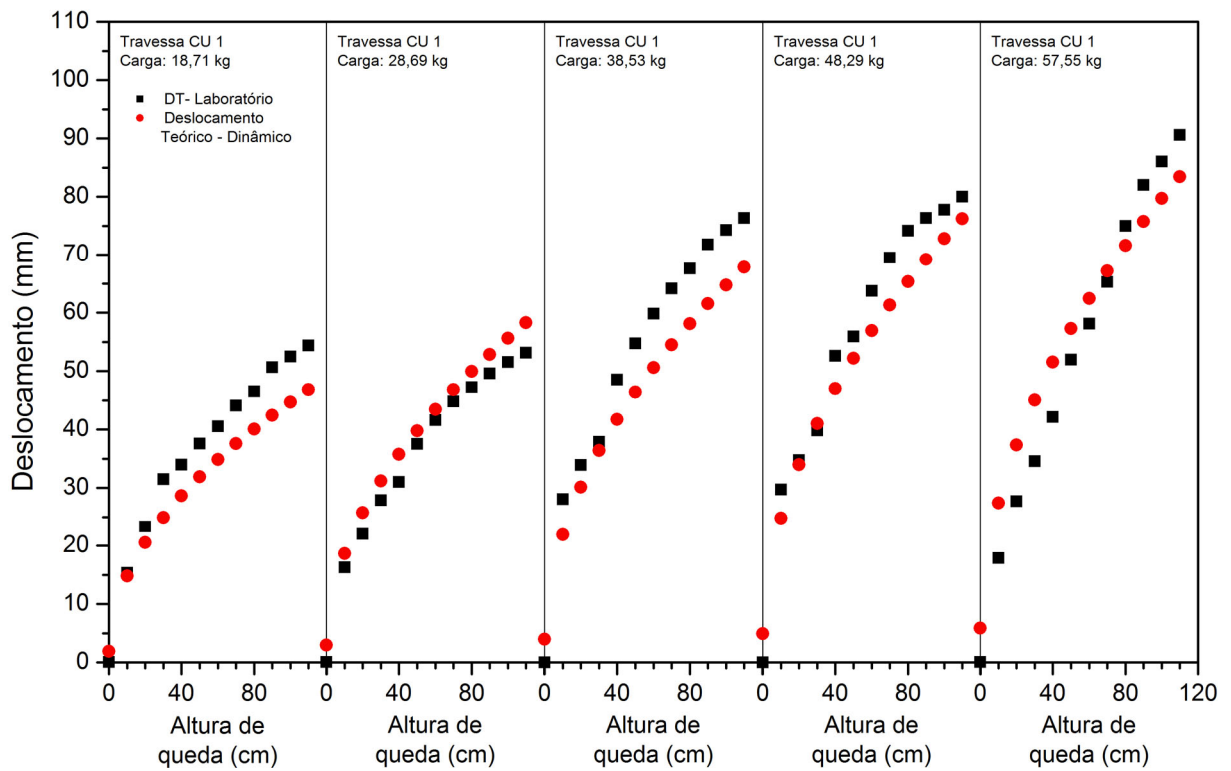


Figura E.23: Análise de deslocamentos para a travessa CU 1.

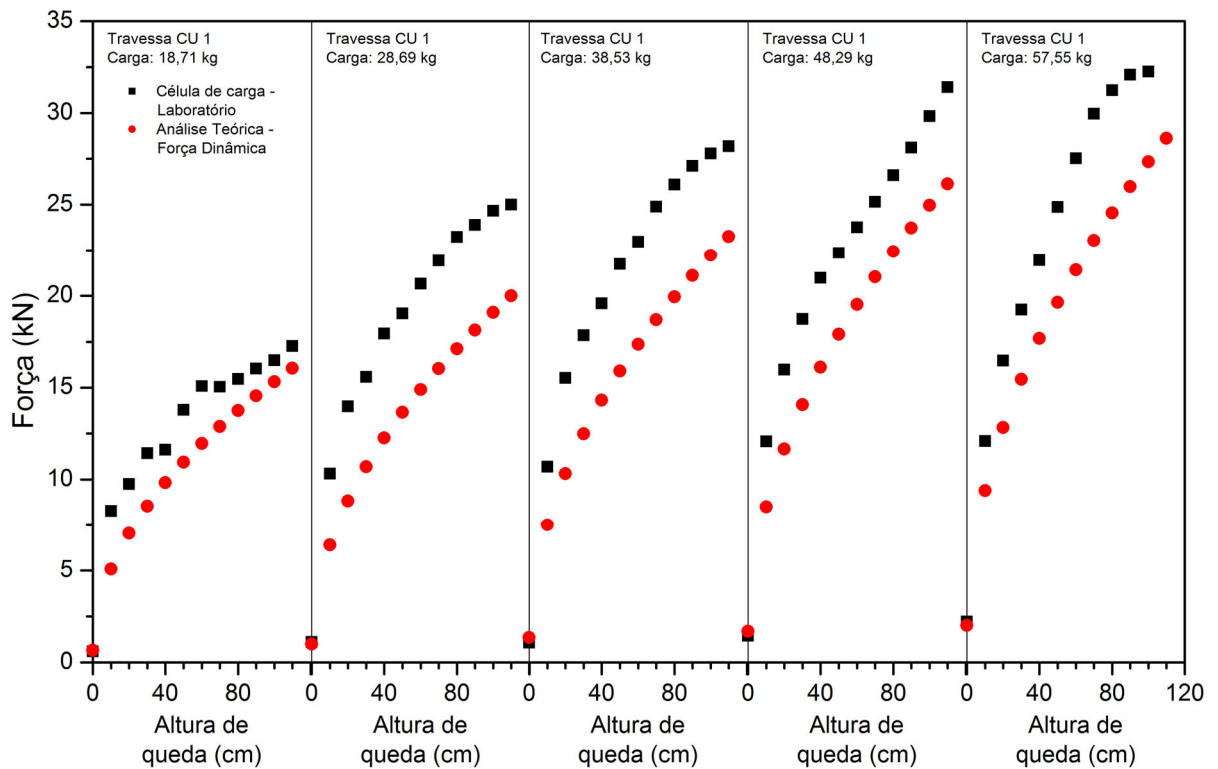


Figura E.24: Análise de forças para a travessa CU 1.

TRAVESSA CU 2

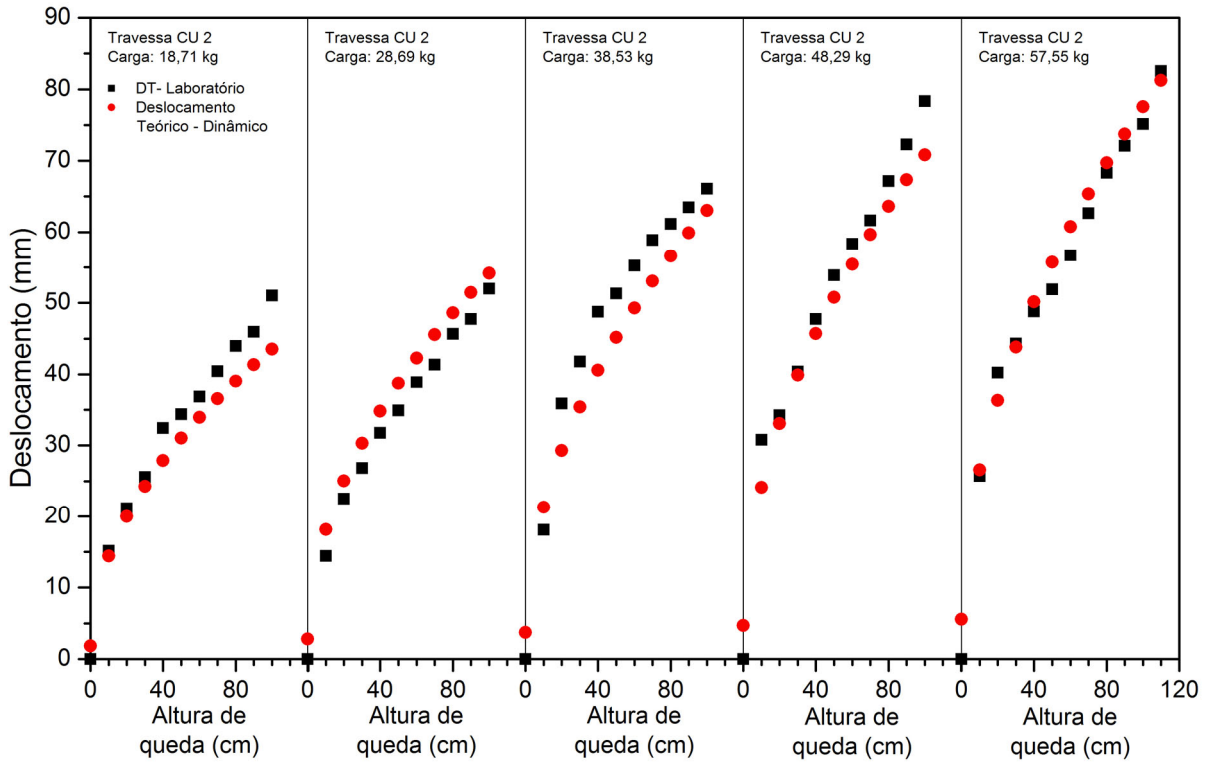


Figura E.25: Análise de deslocamentos para a travessa CU 2.

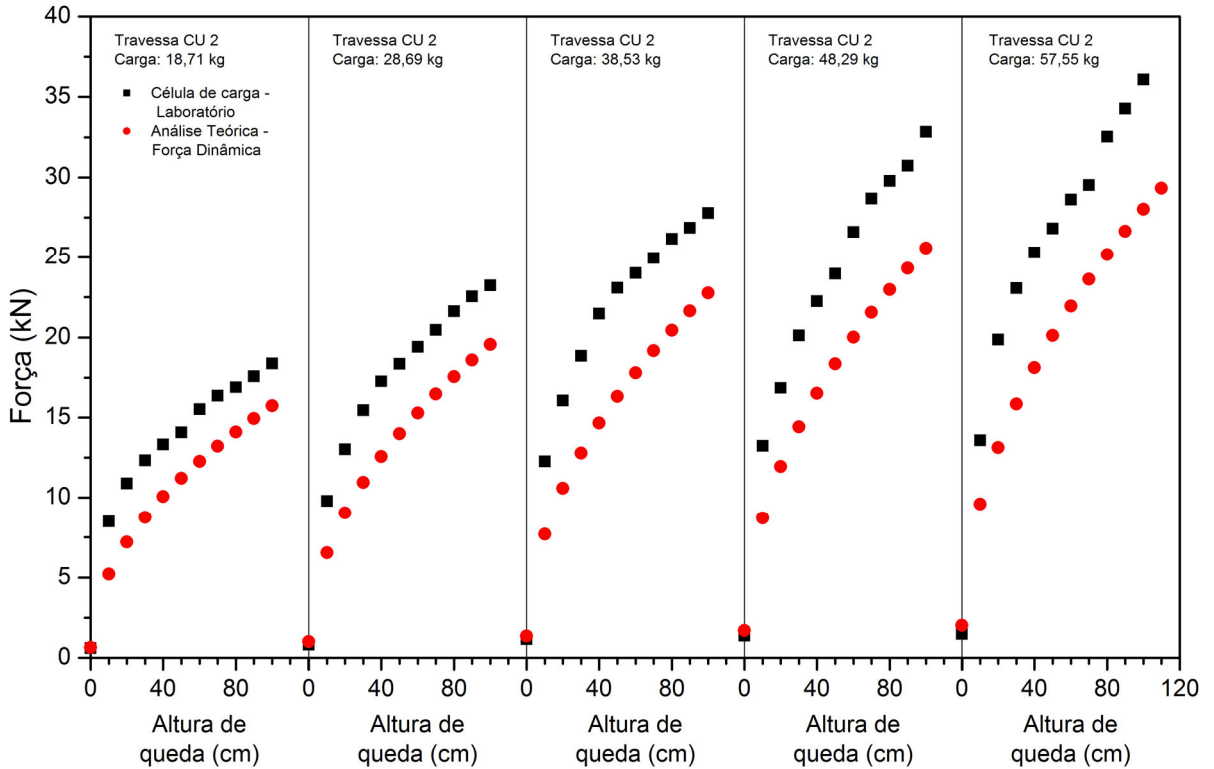


Figura E.26: Análise de forças para a travessa CU 2.

TRAVESSA CU 3

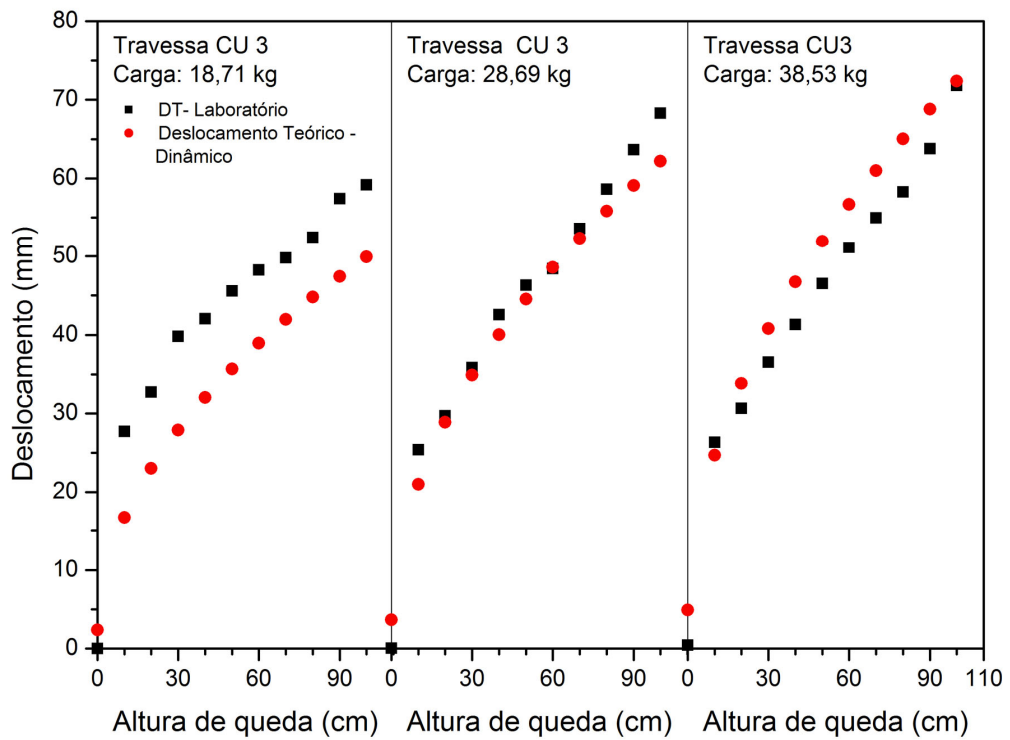


Figura E.27: Análise de deslocamentos para a travessa CU 3.

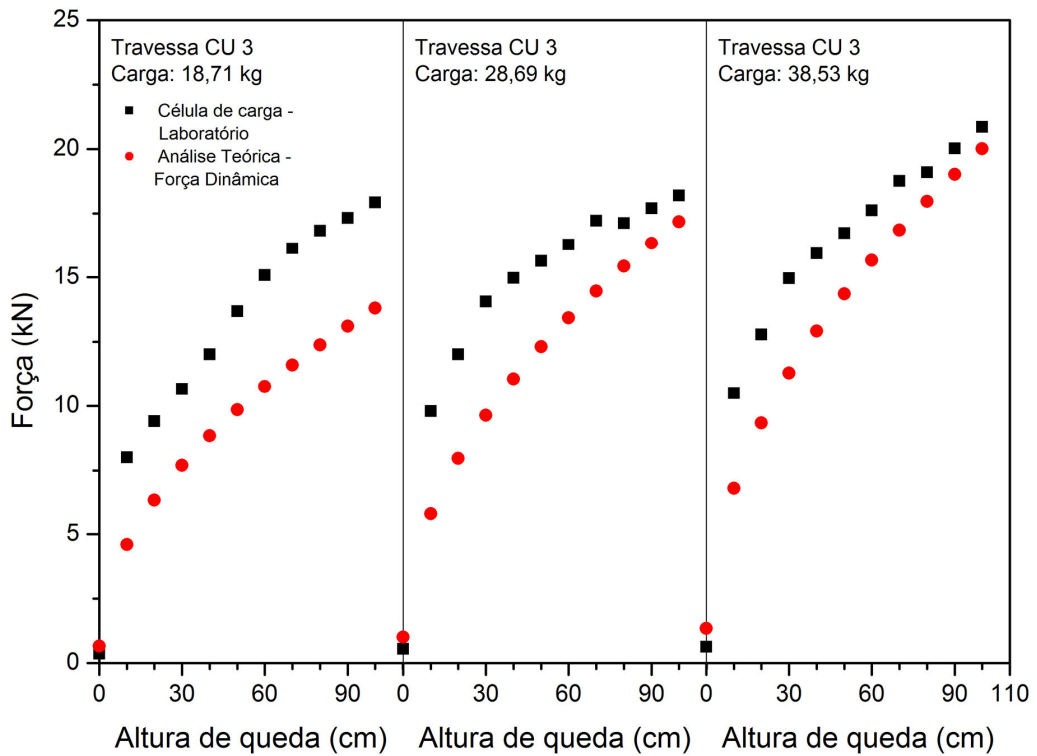


Figura E.28: Análise de forças para a travessa CU 3.

TRAVESSA CU 4

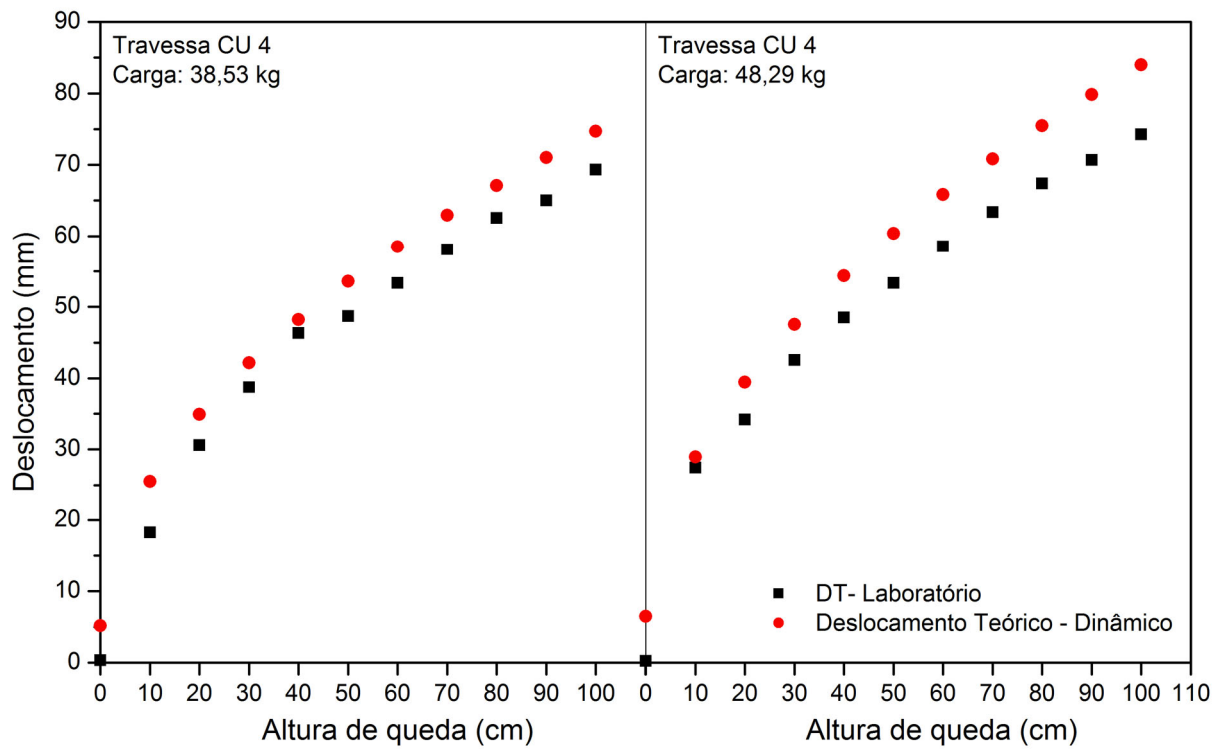


Figura E.29: Análise de deslocamentos para a travessa CU 4.

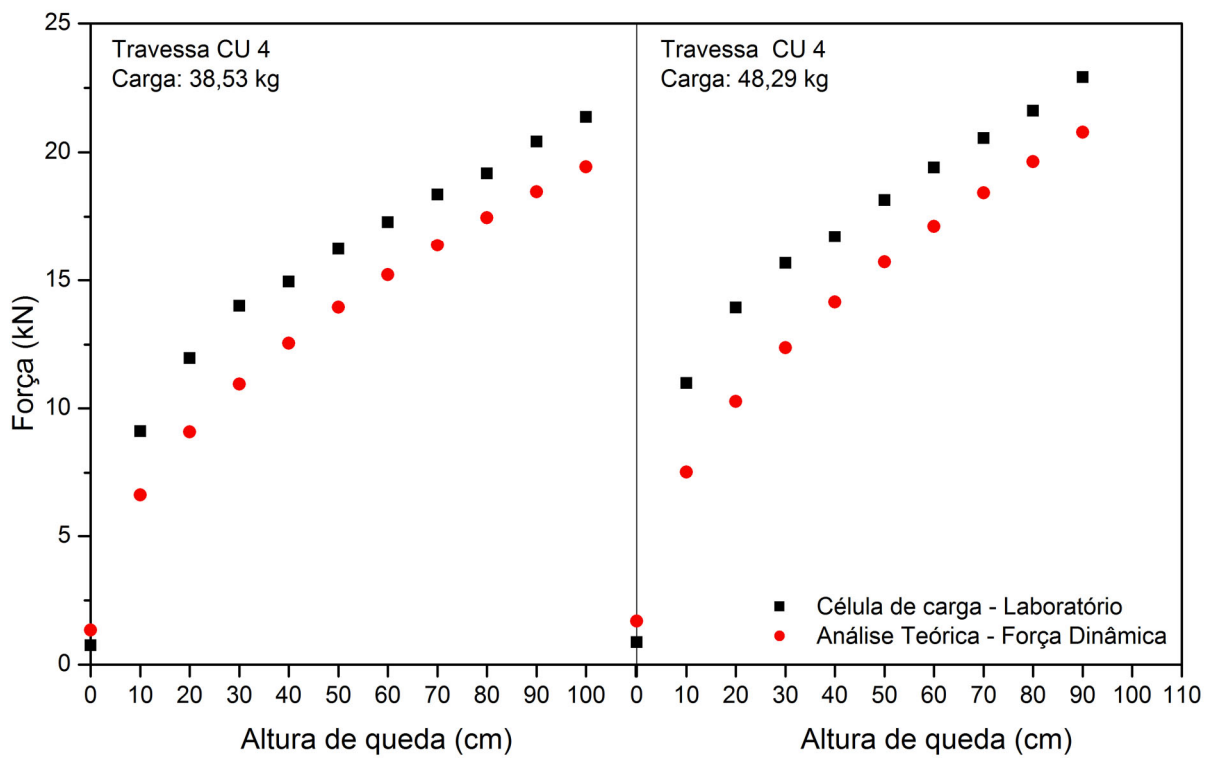


Figura E.30: Análise de forças para a travessa CU 4.