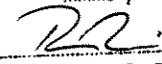


ESTE EXEMPLAR COMPLETO  
TESE DEFENDIDA POR FLÁVIO NAPOLITANO  
E APROVADA PELO  
COMISSÃO JULGADORA EM 29/02/2000  
  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

# **Projeto de uma Célula de Carga para Aplicação em Suspensões Veiculares**

**Autor: Flávio Napolitano**  
**Orientador: Robson Pederiva**

61/00

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL  
SEÇÃO CIRCULANTE

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

# **Projeto de uma Célula de Carga para Aplicação em Suspensões Veiculares**

**Autor: Flávio Napolitano  
Orientador: Robson Pederiva**

Curso: Engenharia Mecânica.  
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2000  
S.P. - Brasil

UNIVERSIDADE DE  
CHAMADA:  
UNICAMP  
N 162p  
Ex.  
IMBO BC/ 43380  
LOC. 16-392/07  
C  D   
REC R\$ 11,00  
DATA 06/01/07  
\* CPD



CM-00153263-2

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

N162p Napolitano, Flávio  
Projeto de uma célula de carga para aplicação em  
suspensões veiculares / Flávio Napolitano.--Campinas,  
SP: [s.n.], 2000.

Orientador: Robson Pederiva.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

I. Dispositivos eletromecânicos. 2. Transdutores. I.  
Pederiva, Robson. II. Universidade Estadual de  
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.  
Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

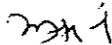
**Projeto de uma Célula de Carga para  
Aplicação em Suspensões Veiculares**

Autor: **Flávio Napolitano**  
Orientador: **Robson Pederiva**



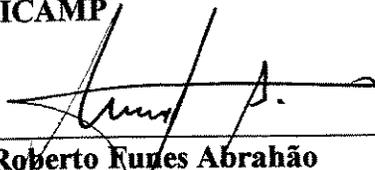
---

**Prof. Dr. Robson Pederiva, Presidente  
FEM / UNICAMP**



---

**Prof. Dr. Loir Afonso Moreira  
FEM / UNICAMP**



---

**Prof. Dr. Roberto Fuxes Abrahão  
FEAGRI / UNICAMP**

Campinas, 29 de Fevereiro de 2000

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho à minha esposa que muito amo, Júnia Ribeiro de Brito Napolitano (Juju), por sempre ter acreditado em minhas idéias e pelo apoio nas horas mais difíceis.

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL  
SEÇÃO CIRCULANTE

## **Agradecimentos**

Ao meus pais Tommaso Napolitano e Haydée Tino Napolitano e minha irmã Ângela Napolitano pelo apoio e incentivo, juntamente com nossa grande amiga Isabel Santoro.

Ao professor Dr. Robson Pederiva, orientador desta dissertação, pelas valiosas informações e sugestões dadas ao longo do trabalho e também ao professor Dr. Loir Afonso Moreira.

Ao professor e amigo MSc. Jorge Nei Brito da FUNREI - Fundação de Ensino Superior de São João del Rei, doutorando na UNICAMP, por suas sugestões, valiosa colaboração e apoio constante. Agradecimento extensivo a sua família.

A minha tia Maria de Lourdes Anhaia Ferraz pelo apoio espiritual.

Ao amigo Eng. Pacífico Pinheiro Neto (in memoriam) pela inspiração.

Aos professores do DPM e DMC pelo conhecimento que passaram durante a fase de crédito, aos técnicos da Oficina Mecânica, Secretárias e todos os colegas de pós-graduação.

Aos amigos Eng. Sérgio Della Antônio, Eng. Ricardo Furlan e Eng. Fábio Jacon pela disponibilização de seus conhecimentos práticos.

A UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas, particularmente ao Prof. Kamal A. R. Ismail, pela oportunidade de realização deste trabalho e à CNPQ pela viabilização do mesmo através da Bolsa de Estudo.

A Deus por ter me concedido o estado de Espírito, a perseverança e tranquilidade

## **Resumo**

Napolitano, Flávio, *Projeto de uma Célula de carga para Aplicação em Suspensões Veiculares*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 71 p. Dissertação (Mestrado)

Este trabalho apresenta o projeto de uma célula de carga para aplicação em suspensões veiculares, parte integrante de um Dispositivo Automático de Pesagem - DAP. O projeto desta célula de carga foi concebido a partir da teoria de flexão de placas circulares carregadas simetricamente com relação ao centro. Consequentemente, obtiveram-se as equações de tensões máximas no centro da placa e suas direções principais, que foram utilizadas no cálculo da geometria da célula de carga. Fez-se um projeto inicial da célula de carga, sem o efeito do assento esférico da região de aplicação da força, utilizando-se os conceitos teóricos e comparando os resultados com os obtidos pelo programa ANSYS. O projeto final inclui o efeito do assento esférico, sendo que as diferenças entre os resultados da análise experimental e modelagem numérica confirmaram a correta escolha da geometria da célula de carga. Finalmente, fez-se um estudo da célula de carga trabalhando com uma força aplicada com pequenos desvios em relação à direção nominal, possibilidade mais próxima da realidade para aplicação em veículos.

### *Palavra Chave*

Célula de Carga, Suspensões Veiculares, Dispositivo Automático de Pesagem

## **Abstract**

NAPOLITANO, Flávio, *Project of a Load Cell for Application in Vehicular Suspension*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 71 p. Dissertação (Mestrado)

The project of the load cell for application in vehicular suspension, as a part of an Automatic Weighting System is presented. The project of this load cell was conceived from bending theory of circular plate loaded symmetrically related with the center. Consequently were obtained the equations of maximum tensions in the center of the plate, and the principal directions that was used to determine the load cell's geometry. The initial project of the load cell was done without the spherical angle effect, region of load application. It was used theoretical concepts and compared the results with the others obtained by ANSYS programme. In the final project was included the spherical angle effect. The difference between experimental analyze and numerical modeling confirm the right chose of the load cell's geometry. Finally, it was studied the load cell working with load applied with small diversion related with the nominal direction. This is the nearest possibility to the reality in vehicle application.

### **Key Words**

Load Cell, Automatic Weighting System, Vehicular Suspension

# Índice

Lista de Figuras	i
Lista de Tabelas	ii
Nomenclatura	iii
1 - Introdução	1
2 - Modelagem Teórica	6
2.1 Flexão em placas circulares carregadas simetricamente com relação ao centro	6
2.2 Determinação da força cortante ( $q$ )	11
2.3 Determinação das expressões teóricas	12
2.4 Determinação dos momentos fletores e das tensões radiais e tangenciais	14
2.5 Cálculo das tensões máximas no bordo ( $r = a$ ) e no centro da placa	16
2.6 Cálculo das tensões máximas para o caso particular em estudo (Placa circular carregada concentricamente)	16
3 - Projeto da célula de carga	21
3.1 Dimensionamento da célula de carga	24
3.2 Checagem da geometria da célula de carga com o programa ANSYS	27

4 - Simulação Numérica	29
4.1 Geração da malha	29
4.2 Saída numérica do programa ANSYS	32
5 - Análise experimental	37
5.1 Bancada de testes	37
5.2 Análise experimental com extensômetros unidirecionais	40
5.2.1 Análise dos experimentos utilizando-se extensômetros unidirecionais	46
5.3 Análise experimental com extensômetros bidirecionais	47
5.3.1 Estudo das tensões no plano horizontal	48
5.3.2 Estudo das tensões no plano inclinado a direita	53
5.3.3 Estudo das tensões no plano inclinado a esquerda	57
5.3.4 Análise dos experimentos utilizando-se extensômetros bidirecionais	61
6 - Resultados e Comentários	63
7 - Conclusões e Sugestões	66
Referência Bibliográficas	69

## Lista de Figuras

2.1 - Plano diametral com eixo de simetria oz	7
2.2 - Equilíbrio de um elemento abcd da placa	9
2.3 - Tensões radiais e tangenciais da placa plana	15
2.4 - Placa circular carregada concentricamente	17
2.5 - Carga uniformemente distribuída sobre a parte interna da placa	18
3.1 - Suspensão sobre feixe de molas	21
3.2 - Suspensão sobre bolsa de ar	22
3.3 - Esquema de montagem da célula de carga no eixo de um veículo	23
3.4 - Esquema geral do DAP	24
3.5 - Geometria da célula de carga	24
3.6 - Malha da célula de carga	27
3.7 - Resultado das Tensões	28
4.1 - Malha da célula de carga com assento esférico	30
4.2 - Resultado das tensões da célula de carga com assento esférico	31
4.3 - Vista inclinada da célula de carga	31
4.4 - Vista de topo da célula de carga	31
4.5 - Esquema de distribuição dos nós	36
5.1 - Bancada de teste	38
5.2 - Detalhe da célula de carga na prensa	38
5.3 - Dispositivo de Montagem	39
5.4 - Pré-montagem da célula padrão	39

5.5 - Montagem da células na prensa hidráulica	39
5.6 - Célula de carga instrumentada com extensômetros unidirecionais	40
5.7 - Fixação dos extensômetros unidirecionais na célula de carga	41
5.8 - Curva de linearidade tabela 5.1	43
5.9 - Célula de carga instrumentada com extensômetros bidirecionais	47
5.10 - Fixação dos extensômetros na célula de carga	48
5.11- Montagem da célula de carga na posição horizontal	48
5.12 - Curva de linearidade da tabela 5.7 plano horizontal	50
5.13 - Montagem da célula de carga na posição inclinada a direita	53
5.14 - Curva de linearidade da tabela 5.13 plano inclinado a direita	55
5.15 Montagem da célula de carga na posição inclinada a esquerda	57
5.16 Curva de linearidade da tabela 5.19 plano inclinado a esquerda	59

## Lista de Tabelas

3.1 - Valores de espessura $t$	26
3.2 - Comparação das tensões : modelo matemático x ANSYS	28
5.1 - Resultado em mV do primeiro teste	41
5.2 - Resultado em mV do segundo teste	42
5.3 - Resultado em mV do terceiro teste	42
5.4 - Cálculo da tensão no centro da célula de carga, primeiro teste	45
5.5 - Cálculo da tensão no centro da célula de carga, segundo teste	45
5.6 - Cálculo da tensão no centro da célula de carga, terceiro teste	45
5.7 - Resultado da deformações mV no plano horizontal primeiro teste	49
5.8 - Resultado da deformações mV no plano horizontal segundo teste	49
5.9 - Resultado da deformações mV no plano horizontal terceiro teste	50
5.10 - Resultado das tensões principais no plano horizontal primeiro teste	51
5.11 - Resultado das tensões principais no plano horizontal segundo teste	52
5.12 - Resultado das tensões principais no plano horizontal terceiro teste	52
5.13 - Resultado das deformações mV na posição inclinada a direita primeiro teste	53
5.14 - Resultado das deformações mV na posição inclinada a direita segundo teste	54
5.15 - Resultado das deformações mV na posição inclinada a direita terceiro teste	54
5.16 - Resultado das tensões principais inclinada a direita , primeiro teste	55
5.17 - Resultado das tensões principais inclinada a direita , segundo teste	56
5.18 - Resultado das tensões principais inclinada a direita , terceiro teste	56
5.19 - Resultado das deformações mV na posição inclinada a esquerda primeiro teste	57
5.20 - Resultado das deformações mV na posição inclinada a esquerda segundo teste	58
5.21 - Resultado das deformações mV na posição inclinada a esquerda terceiro teste	58

5.22 - Resultado das tensões principais inclinada a esquerda , primeiro teste	59
5.23.- Resultado das tensões principais inclinada a esquerda, segundo teste	60
5.24 - Resultado das tensões principais inclinada a esquerda, terceiro teste	60
6.1 - Resultado do primeiro experimento com extensômetros unidirecionais	63
6.2 - Resultado do segundo experimento utilizando-se extensômetros bidirecionais	64
6.3 - Comparação dos resultados da célula de carga posicionada nos três planos	65

## Nomenclatura

q - Carga uniformemente distribuída	Kgf/mm <sup>2</sup>
Q - Força cortante por unidade de comprimento	Kgf/mm
r - Raio	mm
$\phi$ - Ângulo de deflexão	graus
W - Deflexão	mm
P - Carga aplicada	Kgf
F - Força aplicada	Kgf
$\sigma_r$ - Tensão radial	Kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_t$ - Tensão tangencial	Kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{adm}$ - Tensão admissível	Kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{max}$ - Tensão máxima	Kgf/mm <sup>2</sup>
t - Espessura	mm
E - Modulo de elasticidade	Kgf/mm <sup>2</sup>
$\epsilon$ - Deformação	microstrain
$\mu$ - Coeficiente de Poisson	
D - Modulo de rigidez a flexão	
$\rho_1$ - Raio de curvatura no plano diametral rz	
$\rho_2$ - Raio de curvatura no plano perpendicular ao plano rz	
$M_r$ - Momento fletor na direção radial	
$M_t$ - Momento fletor no sentido tangencial	
E I, E II, E III, E IV, E V, E VI,- Extensômetros de 1 a 6	

## **Capítulo 1**

### **Introdução**

A motivação para o desenvolvimento dessa dissertação de Mestrado nasceu há alguns anos atrás, trabalhando como Engenheiro Mecânico na empresa ENGESA - Engenheiros Especializados SA, Departamento de Projetos, quando senti a grande dificuldade de se fazer a pesagem de veículos longos. Com seus doze metros de comprimento, esses veículos necessitam de balanças especiais para a pesagem de sua carga.

Pressentindo que essa dificuldade também se estendia ao mercado e que este tinha necessidade de uma inovação no que se refere à pesagem de carga transportada, idealizou-se o DAP - Dispositivo Automático de Pesagem. Este dispositivo é constituído basicamente de sensores, como por exemplo, células de carga, que são acoplados à suspensão do veículo e ligados a uma unidade de avaliação de pesagem, onde deverá ser feito o registro analógico ou digital das cargas transportadas. Essas informações possibilitariam a transmissão via rádio frequência a uma unidade externa ao veículo, caracterizando o monitoramento à distância.

Dessa forma a idéia do DAP dispensaria o uso das balanças convencionais, instaladas nos postos de fiscalização ao longo das rodovias, tornando o controle das cargas transportadas mais rápido. A perspectiva de aplicação do DAP no mercado é ampla, sendo perfeitamente adaptável a caminhonetes, caminhões leves, médios ou pesados, ou em qualquer outro veículo utilizado no transporte de carga, agilizando, principalmente, o transporte de produtos perecíveis e de animais.

O controle das cargas através das balanças instaladas nas rodovias brasileiras, muitas vezes fazem com que os caminhões permaneçam por longo tempo nas filas, esperando que suas cargas sejam pesadas, muitas vezes invadindo a rodovia e dificultando a fluidez do tráfego.

A lentidão na pesagem das cargas pelo sistema convencional motivou o surgimento no mercado de Balanças Seletivas, possibilitando uma redução de até 70% no número de caminhões fiscalizados. Nos postos de aferição de peso, essas balanças têm o objetivo de reduzir o tempo de espera do motorista, pois possibilitam a pesagem do veículo com velocidade de até 60 km/h. As Balanças Seletivas liberam caminhões que estejam vazios ou abaixo dos limites, não dispensando a pesagem em balanças convencionais para os demais veículos. Publicado na AutoBAN, revista brasileira - janeiro de 2000 n° 8.

O DAP além de não necessitar de nenhum outro dispositivo auxiliar de pesagem, tem ainda outras vantagens, tais como: maior segurança, conforto e estabilidade do veículo, já que o sistema fornece o peso por roda ou eixo, facilitando uma melhor distribuição da carga, melhor conservação das estradas, minimizando os acidentes nos casos de transporte com excesso de peso, pois o sistema poderia acusar de maneira rápida e precisa o limite da carga a ser transportada, compatível com a capacidade do veículo, simplificando a fiscalização. O monitoramento, pode ser feito com precisão durante o período de garantia do veículo, uma vez que o dispositivo registraria pesos, funcionando como uma “caixa preta”, possibilitando o monitoramento e controle à distância da carga transportada

A falta de um controle mais eficiente das cargas transportadas pode ser vista pela declaração do diretor de operações rodoviárias do DNER - Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, Jesus Pinheiro, publicada no Jornal Estado de São Paulo , jornal brasileiro - 16/02/1997. Ele cita textualmente , " A BR-020, que liga Brasília a Barreira, que devido ao excesso de carga e o intenso tráfego de caminhões carregados com soja, tem destruído, todos os anos, cerca de seus 300 km. As estradas federais são feitas para durar 10 anos, porém com excesso de carga a vida média não passa 5 anos. O excesso de carga afeta o caminhão reduzindo sua vida útil. O DNER acredita que a sobrecarga é responsável pelo sucateamento da frota de caminhões do país. Nas estradas o piso afunda, formando “costelas” e nas curvas o asfalto se

deforma e se espalha. O DNER não tem cálculos dos prejuízos que a sobrecarga provoca nas rodovias, mas sabe que custo de restauração de 1 km, é de US\$ 100,000.00. Além disso, o prejuízo não é só material pois um caminhão ou ônibus com excesso de peso é um perigo para os passageiros e para os demais motoristas que trafegam nas estradas. "

Além destes, outros fatores que estão relacionados como: a tendência do avanço da eletrônica embarcada em caminhões pesados, como publicada na Carga & Transporte, revista brasileira - 1996 n° 117; a melhoria das rodovias brasileiras como consequência das privatizações, efetuando com maior rigor a fiscalização nos pesos transportados; a declaração do ex-piloto de Fórmula I e atual proprietário da empresa Autotrac, Nelson Piquet, "O monitoramento via satélite já é uma realidade, só os valores transportados o justificam, inibindo furtos e diminuindo-se valores dos seguros" publicada na Transportes, revista brasileira - setembro de 1993 n° 318; pelos números do mercado, frota nacional de 1.650.000 caminhões e da aquisição de 50.000 novas unidades/ano, publicado na NTC (Associação Nacional do Transporte Rodoviário de Cargas), revista brasileira - setembro de 1999 n° 19; finalmente pela necessidade de renovação da frota nacional de caminhões.

Pelo exposto acima, conclui-se que o DAP pode ser um marco no controle de cargas transportadas por veículos de transporte de carga, acompanhando a evolução tecnológica dos novos tempos.

Para se conceber o DAP é necessário projetar uma célula de carga especial para aplicação em suspensões veiculares, objetivo desta dissertação de Mestrado. Assim, essa célula de carga precisa ter uma geometria compatível com o tipo de suspensão que se deseja adaptar, o que não se tem disponível no mercado. As empresas que produzem e comercializam células de carga normalmente atendem usos específicos já consagrados no mercado e nos laboratórios e também fazem projetos especiais, porém neste caso seu preço normalmente é muito significativo. Por este motivo, idealizou-se projetar a célula de carga e após idealizar-se uma geometria baseada em placas planas para mesma, passou-se a estudá-la.

No Capítulo 2 é apresentado a modelagem teórica da flexão de placas circulares, carregadas simetricamente em relação ao centro, obtendo-se assim a fundamentação matemática necessária para a definição da geometria da célula de carga em estudo. O estudo da geometria circular da célula de carga foi baseada nos livros publicados por Timoshenko em 1966, Timoshenko e Krieger em 1959, Timoshenko e Goodier em 1984, Roark e Raymond em 1965 e Ugural em 1981.

O projeto da célula de carga é apresentado no Capítulo 3. Depois da modelagem teórica e de análise das suspensões existentes nos veículos de carga, optou-se por uma geometria em forma de disco, instrumentando-a com extensômetros elétricos de resistência. O uso destes extensômetros iniciou-se com Lord Kelvin em 1856, onde foi observado que a resistência de um condutor aumentava quando este era submetido à uma força de tração e diminuía quando a força de tração diminuía.

Esta descoberta só teve sua aplicação prática para realização de medidas, com as experiências realizadas por Bridgman em 1917. Mas somente nas década de 30 e 40 que realmente se realmente aplicou o princípio na construção de extensômetros de fio livre, que são utilizados até hoje em transdutores de pressão, aceleração, torção e outros. No trabalho publicado por Simmons e Ruge 1938, foram utilizados pela primeira vez fios metálicos colados à superfície de um corpo de prova para medição de deformações, que deram origem aos extensômetros que são utilizados hoje.

A definição do melhor tipo de extensômetro a ser utilizado na célula de carga, seu circuito, calibração, sensibilidade, balanceamento da Ponte de Wheatstone, instrumentação e análise de tensões principais e direções principais, foi baseado no livro publicado por Dally e Riley em 1987, além da vasta pesquisa realizada, pois atualmente a Extensometria é uma ciência bem difundida.

No Capítulo 4, apresenta-se a simulação numérica da célula de carga, através do programa ANSYS 5.4, levando-se em consideração o efeito do assento esférico.

No Capítulo 5, apresenta-se a análise experimental da célula de carga. O experimento foi dividido em duas partes. Primeiramente, fez-se a análise experimental com extensômetros unidirecionais, com objetivo de se fazer uma sondagem no comportamento das deformações para a geometria proposta. Posteriormente, usou-se extensômetros bidirecionais, obtendo-se as tensões radial e tangencial. Nessa análise a célula de carga foi posicionada no plano e também no plano inclinado, com inclinação de 3 graus, tanto para a direita quanto para a esquerda, simulando-se a inclinação da força ou carga aplicada.

O capítulo 6 apresenta os resultados da célula de carga instrumentada com extensômetros unidirecionais e bidirecionais e as diferenças relativas entre a modelagem numérica e a análise experimental. Apresentam-se também os resultados da célula posicionada nos planos horizontal, inclinado com  $3^{\circ}$  à direita e inclinado com  $3^{\circ}$  à esquerda e as diferenças relativas entre análise com a célula de carga posicionada no plano horizontal e nos planos inclinados.

As conclusões e sugestões para trabalhos futuros são incluídas no Capítulo 7.

## Capítulo 2

### Modelagem Teórica

Neste capítulo é apresentada a análise teórica da flexão de placas circulares, carregadas simetricamente em relação ao centro, obtendo-se assim a fundamentação matemática necessária para a definição da geometria da célula de carga em estudo.

#### **2.1 - Flexão em placas circulares carregadas simetricamente com relação ao centro**

Considere-se o caso de flexão produzida numa placa circular por uma carga  $q$  uniformemente distribuída e por uma força  $P$  concentrada no centro da placa. A superfície elástica, neste caso, é simétrica em relação ao eixo perpendicular à placa que passa por seu centro.

A consideração de um plano diametral, passando por este eixo, é suficiente para calcular as deflexões e as tensões. A figura 2.1, representa esse plano diametral com eixo de simetria  $OZ$ .

Represente-se por  $W$  a deflexão da placa em qualquer ponto  $A$ , distante  $r$  do eixo  $Z$  e suponha-se que estas deflexões tenham valores pequenos. O deslocamento angular da superfície elástica em qualquer ponto  $A$  é representado pela equação,

$$\phi \approx - \frac{dw}{dr} . \quad (2.1)$$

A curvatura da placa no plano diametral  $rz$  é dada pela equação,

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{d\phi}{dr} = - \frac{d^2w}{dr^2} \quad (2.2)$$

sendo  $\rho_1$  o raio de curvatura no plano diametral  $rz$ .

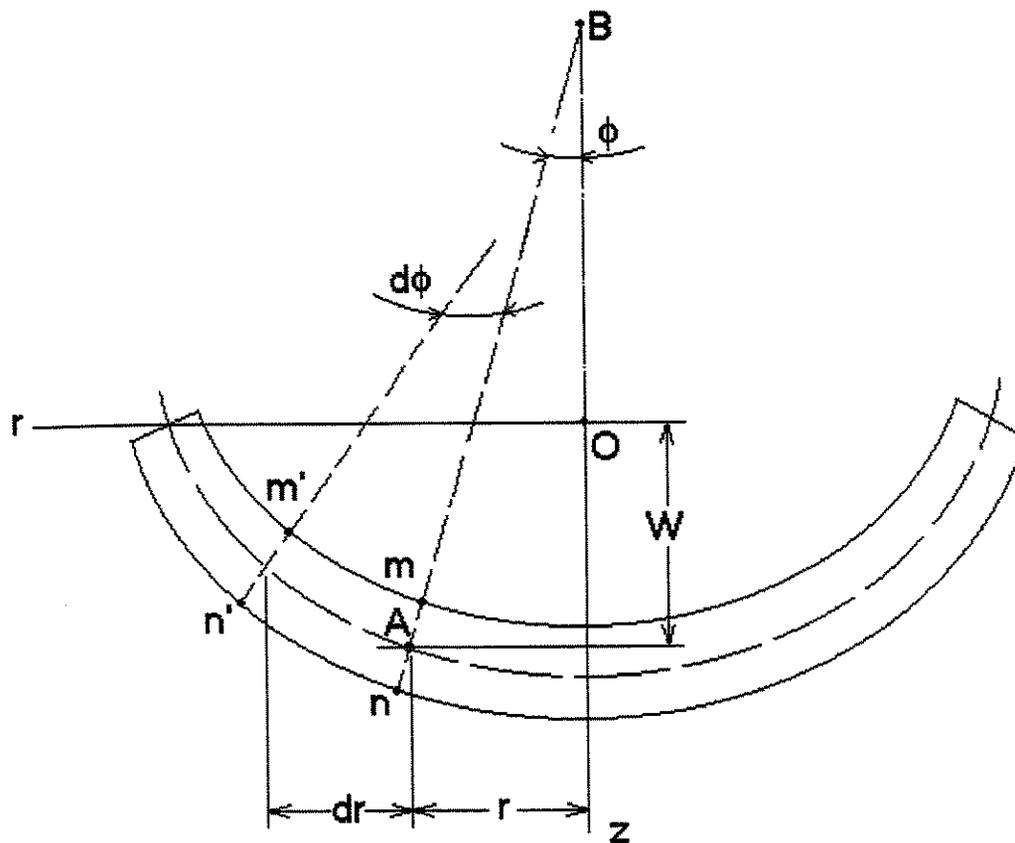


Figura 2.1- Plano diametral com eixo de simetria  $oz$ .

A curvatura na direção perpendicular ao plano rz é dado pela equação,

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{\phi}{r} = -\frac{1}{r} \cdot \frac{dw}{dr} \quad (2.3)$$

sendo  $\rho_2$  raio de curvatura na direção perpendicular ao plano rz.

É necessário observar que depois da deformação da placa as seções n, m formarão uma superfície cônica cujo vértice B é o ponto de interseção de n, m com o eixo OZ . Portanto, A B representa o raio de curvatura  $\rho_2$ .

Tendo-se as expressões 2.2 e 2.3, que representam as curvaturas principais, admite-se existir a mesma relação entre os momentos fletores e as curvaturas, como no caso de composições de flexões puras em duas direções ortogonais de uma placa (Timoshenko), onde  $M_r$  é o momento fletor na direção radial por unidade de comprimento,  $M_t$  é o momento fletor na direção tangencial por unidade de comprimento, D é o módulo de rigidez à flexão e  $\mu$  é o Coeficiente de Poisson.

$$M_r = D \left( \frac{1}{\rho_1} + \mu \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (2.4)$$

$$M_t = D \left( \frac{1}{\rho_2} + \mu \frac{1}{\rho_1} \right) \quad (2.5)$$

Desconsidera-se aqui o efeito da tensão de cisalhamento sobre a seção normal da placa. Esse efeito é insignificante em face a efeitos de flexão, no caso de placas, na qual a espessura é pequena comparada com o diâmetro.

Substituindo-se 2.1 e 2.2 em 2.4 e 2.5, obtém-se 2.6 e 2.7. Essas equações têm somente uma variável  $\phi$  a qual é determinada pelo equilíbrio de um elemento abcd, figura 2.2, cortado da placa por duas seções cilíndricas ab e cd, e por dois planos diametrais aO e bO.

$$M_r = D \left( \frac{d\phi}{dr} + \mu \frac{\phi}{r} \right) \quad (2.6)$$

$$M_t = D \left( \frac{\phi}{r} + \mu \frac{d\phi}{dr} \right) \quad (2.7)$$

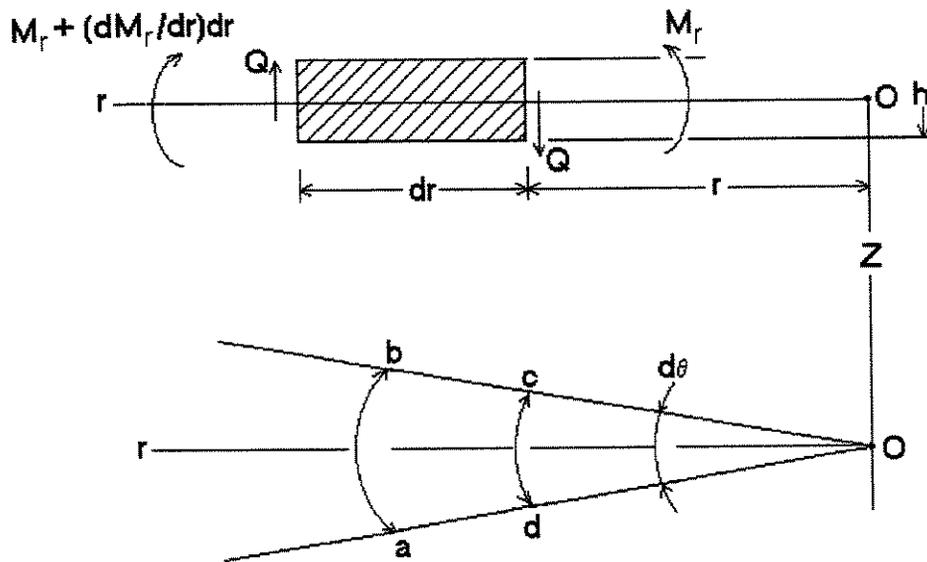


Figura 2.2 - Equilíbrio de um elemento abcd da placa.

O momento que atua na face  $cd$  do elemento é dado por 2.8 e o momento correspondente na face  $ab$  por 2.9. Os momentos nas faces  $ad$  e  $bc$  são, cada um, " $M_t dr$ " e têm uma resultante no plano  $roz$  dado por 2.10.

$$M_r r d\theta \quad (2.8)$$

$$\left( M_r + \frac{dM_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta \quad (2.9)$$

$$M_t dr d\theta \quad (2.10)$$

Além destes conjugados existem forças cortantes Q nas faces ab e cd. Se Q representa a força cortante por unidade de comprimento, a força cortante total que atua na face cd do elemento é representado por:

$$Q.r.d\theta \quad (2.11)$$

Desprezando-se os infinitésimos de ordem superior, atuará na face ab uma força cortante de mesma grandeza que em cd. Estas duas forças fornecem um conjugado no plano rz representado por  $Q r d\theta dr$  (2.12)

Somando-se os momentos, equações de 2.8 a 2.12 com os seus respectivos sinais; a equação de equilíbrio do elemento abcd será,

$$\left( M_r + \frac{dM_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta - M_r . r . d\theta - M_t . dr . d\theta + Q . r . dr . d\theta = 0 \quad (2.13)$$

Desprezando-se os infinitésimos de ordem superior, obtém-se 2.14

$$M_r + \frac{dM_r}{dr} r - M_t + Q.r = 0 \quad (2.14)$$

Substituindo-se  $M_r$  e  $M_t$  das expressões 2.6 e 2.7 em 2.14, obtém-se,

$$\frac{d^2\phi}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\phi}{dr} - \frac{\phi}{r^2} = -\frac{Q}{D} \quad (2.15)$$

Onde :

$$D = \frac{E.t^3}{12(1-\mu^2)} \quad (2.16)$$

E é o módulo de elasticidade longitudinal, t é a espessura da placa e  $\mu$  é o Coeficiente de Poisson, semelhante ao caso de uma barra (Timoshenko).

## 2.2 - Determinação da força cortante (Q)

Em qualquer caso particular de uma placa circular carregada simetricamente, a força cortante Q será determinada pelas equações da estática. Então, a resolução da equação 2.15 determinará o deslocamento angular  $\phi$  e a deflexão W da placa. Tome-se uma placa circular solicitada por uma carga uniformemente distribuída de intensidade q e uma carga concentrada P aplicada no centro.

Tomando-se uma seção da placa limitada por uma superfície cilíndrica com eixo oz e raio r, a força cortante Q por unidade de comprimento desta seção é determinada pela condição de equilíbrio na parte interna da placa cortada pela superfície cilíndrica. A carga que atua nesta placa é  $P + \pi \cdot r^2 \cdot q$ . Esta resultante deve ser igual à resultante das forças cortantes distribuídas na seção cilíndrica,  $2 \cdot \pi \cdot r \cdot Q = P + \pi \cdot r^2 \cdot q$  e isolando-se Q; temos,

$$Q = \frac{q \cdot r}{2} + \frac{P}{2\pi r} \quad (2.17)$$

Substituindo-se a equação 2.17 em 2.15 obtém-se a equação 2.18.

$$\frac{d^2\phi}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\phi}{dr} - \frac{\phi}{r^2} = -\frac{1}{D} \left( \frac{q \cdot r}{2} + \frac{P}{2\pi r} \right)$$

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (r\phi) \right] = -\frac{1}{D} \left( \frac{qr}{2} + \frac{P}{2\pi r} \right) \quad (2.18)$$

A equação 2.18 pode ser facilmente integrada se a intensidade das cargas P e q forem dadas como uma função de r., obtendo-se a equação,

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (r\phi) = -\frac{1}{D} \left( \frac{qr^2}{4} + \frac{P}{2\pi} \ln r \right) + C_1. \quad (2.19)$$

Onde  $C_1$  é uma constante de integração e integrando-se a equação 2.19 obtém-se 2.20, onde  $C_2$  é a segunda constante de integração.

$$\phi = -\frac{qr^3}{16D} - \frac{Pr}{8\pi D} (2 \ln r - 1) + C_1 \frac{r}{2} + \frac{C_2}{r} \quad (2.20)$$

Conforme mostrado na figura 2.1, o deslocamento angular é dado por,  $\phi = -\frac{dW}{dr}$  para pequenos deslocamentos. Substituindo-se  $\phi$  em 2.20 tem-se 2.21. Integrando-se a equação 2.21 obtém-se 2.22 que é a deflexão W.

$$\phi = -\frac{dW}{dr} = \frac{qr^3}{16\pi D} + \frac{Pr}{8\pi D} (2 \ln r - 1) - \frac{C_1}{2} r - \frac{C_2}{r} \quad (2.21)$$

$$W = \frac{qr^4}{64D} + \frac{Pr^2}{8\pi D} (\ln r - 1) - \frac{C_1 r^2}{4} - C_2 \ln r + C_3 \quad (2.22)$$

As constantes de integração  $C_1, C_2, C_3$  das equações 2.20 e 2.21 devem ser determinadas em cada caso particular, pelas condições de contorno nos bordos da placa. O estudo acima é fundamentado na teoria da flexão pura em placas finas, equações 2.4 e 2.5 (Timoshenko). Admitiu-se que a superfície média da placa fosse uma superfície neutra, isto é, que não houvesse deformação nesse plano. Esta hipótese só é justificável se os bordos forem livres de tensões no plano médio da placa e se os “deslocamentos” forem pequenos em face de sua espessura.

### 2.3 - Determinação das expressões teóricas

Para placa circular carregada no centro e de bordos engastados  $q = 0$ . Substituindo este valor nas equações 2.20 e 2.22 tem-se 2.23 e 2.24, respectivamente.

$$\phi = -\frac{Pr}{8\pi D}(2 \ln r - 1) + \frac{C_1}{2}r + \frac{C_2}{r} \quad (2.23)$$

$$W = +\frac{Pr^2}{8\pi D}(\ln r - 1) - \frac{C_1 r^2}{4} - C_2 \ln r + C_3 \quad (2.24)$$

As constantes de integração  $C_1$  e  $C_2$  são determinadas pelas condições de contorno  $\phi = 0$  no bordo engastado,  $r = a$  e no centro da placa,  $r = 0$ , onde  $a$  é o raio externo da placa, equações 2.25 e 2.26, respectivamente.

$$\left[ -\frac{Pr}{8\pi D}(2 \ln r - 1) + \frac{C_1}{2}r + \frac{C_2}{r} \right]_{r=0} = 0 \quad (2.25)$$

$$\left[ -\frac{Pr}{8\pi D}(2 \ln r - 1) + \frac{C_1}{2}r + \frac{C_2}{r} \right]_{r=a} = 0 \quad (2.26)$$

Como  $r \cdot (\ln r)_{r=0} = 0$ , substituindo este valor nas equações 2.25 e 2.26, obtém-se as constantes  $C_1 = \frac{P}{4\pi D}(2 \ln a - 1)$  e  $C_2 = 0$ . Substituindo estes valores em 2.23 e 2.24 tem-se as novas equações do ângulo de deflexão e da deflexão, 2.27 e 2.28, respectivamente.

$$\phi = -\frac{Pr}{8\pi D}(2 \ln r - 1) + \frac{Pr}{8\pi D}(2 \ln a - 1) + \frac{0}{r}$$

$$\phi = -\frac{Pr \, 2 \ln r}{8\pi D} + \frac{Pr}{8\pi D} + \frac{Pr \, 2 \ln a}{8\pi D} - \frac{Pr}{8\pi D}$$

$$\phi = \frac{Pr}{4\pi D} (\ln a - \ln r)$$

$$\phi = \frac{Pr}{4\pi D} \cdot \ln\left(\frac{a}{r}\right) \quad (2.27)$$

$$W = \frac{Pr^2}{8\pi D} \left( \ln \frac{r}{a} - \frac{1}{2} \right) + C_3 \quad (2.28)$$

A constante  $C_3$  é obtida pela condição de contorno onde a deflexão no bordo da placa é nula,  $W = 0$  e  $r = a$ . Substituindo esses valores em 2.28 tem-se  $C_3 = \frac{Pa^2}{16\pi D}$ .

Substituindo o valor de  $C_3$  em 2.28 tem-se o valor da deflexão  $W$ , equação 2.29. O valor da deflexão calculado no meio da placa,  $r = 0$ , é dado pela equação 2.30.

$$W = \frac{Pr^2}{8\pi D} \cdot \ln \frac{r}{a} + \frac{P}{16\pi D} (a^2 - r^2) \quad (2.29)$$

$$W = \frac{Pa^2}{16\pi D} \quad (2.30)$$

#### 2.4 - Determinação dos momentos fletores e das tensões radiais e tangenciais

Substituindo-se a equação 2.27 em 2.6 e 2.7 obtêm-se os momentos fletores, radiais e tangenciais, equações 2.31 e 2.32.

$$M_r = \frac{P}{4\pi} \left[ (1+\mu) \ln \frac{a}{r} - 1 \right] \quad (2.31)$$

$$M_t = \frac{P}{4\pi} \left[ (1+\mu) \ln \frac{a}{r} - \mu \right] \quad (2.32)$$

Sendo em placas circulares, figura 2.4, as tensões radiais e tangenciais são dadas pelas equações 2.33 e 2.34, onde a linha neutra  $z$  é dada por  $z = \frac{t}{2}$ , sendo  $t$  a espessura da placa.

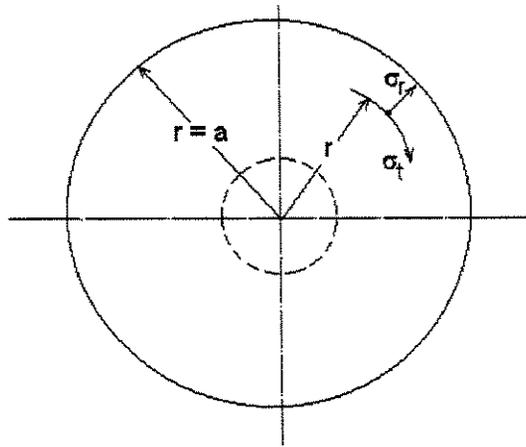


Figura 2.3 - Tensões radiais e tangenciais da placa plana.

$$\sigma_r = -\frac{12M_r \cdot z}{t^3} = -\frac{6M_r}{t^2} \quad (2.33)$$

$$\sigma_t = -\frac{12M_t \cdot z}{t^3} = -\frac{6M_t}{t^2} \quad (2.34)$$

Substituindo 2.33 e 2.34 em 2.31 e 2.32, tem-se as tensões radiais e tangenciais, equações 2.35 e 2.36, respectivamente.

$$\sigma_r = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi \cdot t^2} \left[ (1+\mu) \ln \frac{a}{r} - 1 \right] \quad (2.35)$$

$$\sigma_t = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi t^2} \left[ (1 + \mu) \ln \frac{a}{r} - \mu \right] \quad (2.36)$$

Observando-se as equações 2.35 e 2.36 tem-se que os momentos são máximos nos bordos,  $r = a$ , e no centro da placa,  $r = 0$ .

## 2.5 - Cálculo das tensões máximas no bordo ( $r = a$ ) e no centro da placa.

Substituindo-se  $r = a$  nas equações 2.35 e 2.36 tem-se 2.37 e 2.38. Sendo  $\mu \cong 0,3$ , observa-se que  $\sigma_t$ , corresponde aproximadamente à 30% de  $\sigma_r$ .

$$\sigma_r = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi t^2} \quad (2.37)$$

$$\sigma_t = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi t^2} \mu \quad (2.38)$$

No centro da placa, as equações 2.31 e 2.32 resultam valores infinitamente grandes para os momentos e para as tensões, pois  $\lim_{r \rightarrow 0} \ln \frac{a}{r} = |\infty|$ . Este resultado é devido à hipótese de que a carga está concentrada num único ponto no centro da placa. Se a distribuição da carga for sobre um pequeno círculo, as tensões tornam-se finitas e a fórmula mais conveniente para o cálculo desta tensão é dada pela equação 2.39 (TIMOSHENKO, S.P.).

$$(\sigma_r)_{\max} = \frac{P}{t^2} (1 + \mu) \left[ 0,485 \ln \frac{a}{t} + 0,52 \right] \quad (2.39)$$

## 2.6 - Cálculo das tensões máximas para o caso particular em estudo

Para o estudo da placa circular carregada concêntricamente, considera-se que a carga está uniformemente distribuída ao longo de uma circunferência de raio  $b$ , figura 2.4.

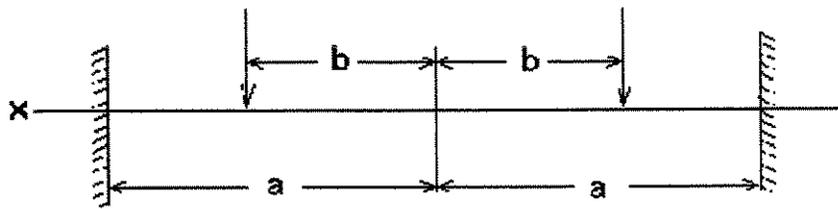


Figura 2.4 - Placa circular carregada concentricamente.

Neste caso considera-se, separadamente, a parte do lado de dentro da circunferência e a do lado de fora. Para cada parte considerada, aplica-se a equação geral 2.22, com a carga distribuída  $q = 0$  para ambas as partes e carga total  $P = 0$  para a parte interna.

As constantes arbitrárias são determinadas de tal forma que satisfaçam as condições de continuidade na circunferência, ou seja,  $x = b$ . Dessa forma obtém-se as equações 2.40 e 2.41 para o bordo engastado parte interna,  $x < b$ , e externa,  $x > b$ , respectivamente.

$$W = \frac{P}{8\pi D} \left[ - (x^2 + b^2) \ln \frac{a}{b} + (x^2 + b^2) + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{b^2}{a^2} \right) (a^2 - x^2) \right] \quad (2.40)$$

$$W = \frac{P}{8\pi D} \left[ - (x^2 + b^2) \ln \frac{a}{x} + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{b^2}{a^2} \right) (a^2 - x^2) \right] \quad (2.41)$$

Qualquer caso de flexão de uma placa circular carregada simetricamente em relação ao centro, pode ser resolvido pela aplicação destas equações juntamente com o método da superposição (TIMOSHENKO, S.P.).

Considere-se o caso em que a carga é uniformemente distribuída sobre a parte interna da placa, limitada por uma circunferência de raio  $c$ , figura 2.5.

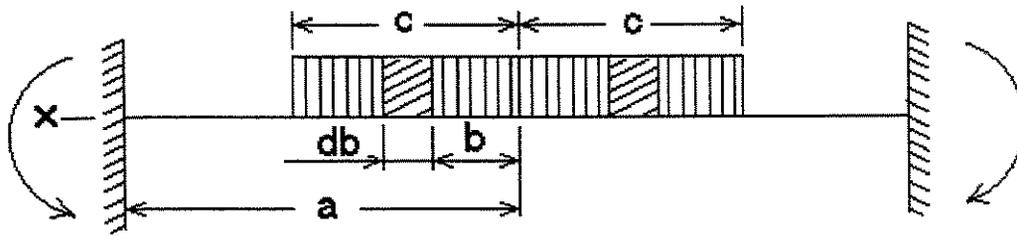


Figura 2.6 - Carga uniformemente distribuída sobre a parte interna da placa.

Substituindo  $P = 2\pi b q db$  na equação 2.40, a deflexão produzida no centro da placa pelo carregamento do anel elementar, indicado na figura, é dado pela equação 2.42. A deflexão produzida pela carga total é dado pela equação 2.43.

$$dW = \frac{q}{4D} \left[ -b^2 \ln \frac{a}{b} - b^2 + \frac{1}{2}(a^2 + b^2) \right] b db \quad (2.42)$$

$$W = \int_0^c dW = \frac{q}{4D} \int_0^c \left[ -b^2 \ln \frac{a}{b} - b^2 + \frac{1}{2}(a^2 + b^2) \right] b db = \frac{q}{4D} \left[ -\frac{c^4}{4} \ln \frac{a}{c} - \frac{3}{16} c^4 + \frac{a^2 c^2}{4} \right] \quad (2.43)$$

Se  $c = a$ , a equação 2.43 coincidirá com a equação para uma placa uniformemente carregada de bordos engastados onde  $W = \frac{q \cdot a^4}{64D}$ . Fazendo  $c = 0$  e  $\pi \cdot c^2 q = P$  na equação 2.43,  $W$

coincidirá com a equação 2.30, ou seja,  $W = \frac{P a^2}{16\pi D}$ . Esta é a deflexão produzida por uma placa com carga concentrada de bordos engastados.

Para determinar os momentos fletores e as tensões no centro da placa, calcula-se a derivada segunda em relação a  $x$  da equação 2.40. Fazendo-se  $x = 0$  e  $P = 2\pi b q db$  na derivada, a curvatura no centro, produzida pelo carregamento de um anel elementar, figura 2.5, obtém-se:

$$\frac{q}{4D} \left( -2 \ln \frac{a}{b} + 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) b db. \text{ A curvatura no centro produzida pela carga total, é dado por,}$$

$$\left(\frac{d^2W}{dx^2}\right)_{x=0} = \frac{q}{4D} \int_0^c \left(-2 \ln \frac{a}{b} + 1 - \frac{b^2}{a^2}\right) b db = -\frac{q.c^2}{4D} \left(\ln \frac{a}{c} + \frac{c^2}{4a^2}\right) \quad (2.44)$$

O momento fletor no centro é dado pelas equações da composição de flexões puras em duas direções ortogonais (Timoshenko) dado por,  $M_r = -D \left( \frac{d^2w}{dx^2} + \mu \frac{d^2w}{dy^2} \right)$  e

$$M_t = -D \left( \frac{d^2w}{dy^2} + \mu \frac{d^2w}{dx^2} \right) \quad (2.45)$$

E para este caso particular observa-se que  $M_r = M_t = M$ , pois as curvaturas da superfície elástica em duas direções ortogonais são iguais, uma vez que a superfície é esférica. A curvatura da esfera é dada, segundo Timoshenko, pela equação

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{D(1+\mu)} \quad (2.46)$$

Assim pode-se escrever,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{D(1+\mu)} = -\frac{d^2w}{dx^2} \quad (2.47)$$

Arranjando os termos, tem-se:

$$M_r = M_t = M = -D(1+\mu) \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \quad (2.48)$$

Substituindo-se 2.44 em 2.48, tem-se:

$$M = -D(1+\mu) \cdot \frac{d^2w}{dx^2} = -D(1+\mu) - \frac{q.c^2}{4D} \left( \ln \frac{a}{c} + \frac{c^2}{4a^2} \right) = \frac{1+\mu}{4} qc^2 \left( \ln \frac{a}{c} + \frac{c^2}{4a^2} \right) \quad (2.49)$$

Como em placas circulares as tensões radiais e tangenciais são iguais a  $\sigma = \frac{|6M|}{t^2}$ , substituindo-se M nesta equação tem-se as tensões de flexão máxima no centro, dado por:

$$(\sigma_r)_{\max} = (\sigma_t)_{\max} = \frac{3}{2}(1 + \mu) \frac{qc^2}{t^2} \left( \ln \frac{a}{c} + \frac{c^2}{4a^2} \right) \quad (2.50)$$

Adotando-se a notação P para carga total  $P = \pi c^2 \cdot q$ , tem-se a tensão máxima no centro da placa, dado por:

$$(\sigma_r)_{\max} = (\sigma_t)_{\max} = \frac{3}{2}(1 + \mu) \frac{P}{\pi t^2} \left( \ln \frac{a}{c} + \frac{c^2}{4a^2} \right) \quad (2.51)$$

Para o cálculo das tensões nos bordos, tem-se:

$$\sigma_r = \frac{3}{8}(1 + \mu) \frac{P}{\pi t^2} \quad (2.52)$$

Finalmente, pelo método de superposição, tem-se:

$$\sigma_t \cong \mu \sigma_r \quad (2.53)$$

Onde a equação (2.51) (tensão máxima no centro de uma placa carregada concentricamente) será usada no Capítulo 3, para o cálculo da espessura da célula de carga. Será usada também juntamente com as equação 2.52 (tensão radial no bordo de uma placa carregada concentricamente) para efeito de comparação com a simulação numérica da célula de carga feita no programa ANSYS; sendo que este procedimento servirá para fazer uma primeira análise da geometria da célula de carga proposta.

## Capítulo 3

### Projeto da Célula de Carga

As suspensões de caminhões existentes no mercado são montadas sobre feixe de molas ou montadas sobre bolsas de ar, conhecidas como suspensão a ar, figuras 3.1 e 3.2, respectivamente.



Figura 3.1 - Suspensão sobre feixe de molas.

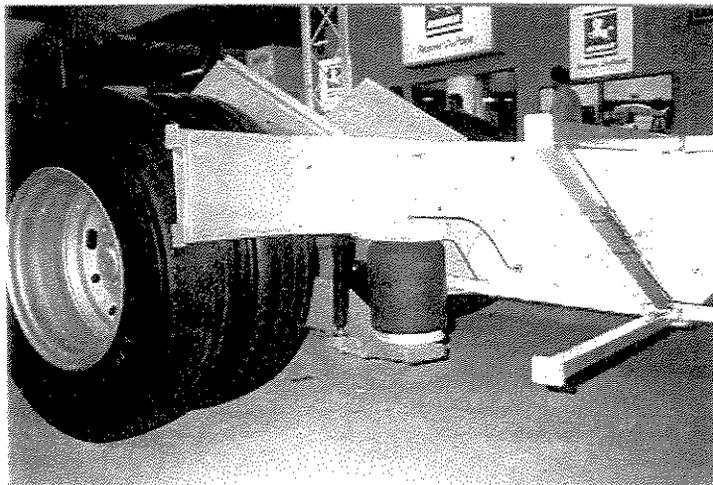


Figura 3.2 – Suspensão sobre bolsa de ar

As suspensões sobre feixe de molas ainda são as mais utilizadas no Brasil, apesar de serem duras e desconfortáveis. Segundo os frotistas, devido às péssimas condições das estradas brasileiras, este tipo de suspensão é a que melhor suporta essas condições, gerando menor custo. Existe uma tendência das suspensões sobre feixe de molas serem substituídas por suspensões a ar.

Esse novo tipo de suspensão já está sendo utilizado nos países de primeiro mundo. São suspensões mais confortáveis e macias, que além de trazer conforto para o motorista permite que a carga seja transportada com mais segurança evitando quebras ou defeitos não visíveis no momento de descarga, mas que posteriormente serão observados. Este é o caso, por exemplo, de cargas sensíveis tais como: computadores, televisores, produtos eletrônicos, entre outros. Outro destaque desta suspensão é sua aplicação no transporte de cargas vivas, causando menos *stress* aos animais, Revista NTC (1999).

Com o aumento significativo da privatização das rodovias brasileiras e conseqüentemente sua melhoria, as montadoras de caminhões já estão começando a trazer a suspensão a ar para o Brasil. Esta suspensão trará novos projetos para a frota de caminhões, principalmente no que tange a "Eletrônica Embarcada".

Observando estas suspensões procurou-se projetar uma célula de carga, dentre às várias geometrias possíveis, que atendesse aos dois tipos de suspensão, originando uma peça compacta e simples de ser instalada.

Escolheu-se uma geometria tipo placa plana que permite o estudo das tensões, possibilitando comparar os resultados com os estudos de Timoshenko 1966, desenvolvido no capítulo anterior.

Esta célula de carga pode ser instalada no eixo de qualquer veículo de carga: caminhões, vagões de trem, entre outros. Na figura 3.3 tem-se o esquema da montagem da célula de carga [1] sobre o eixo de um veículo [2], onde [3] representa os pneus.

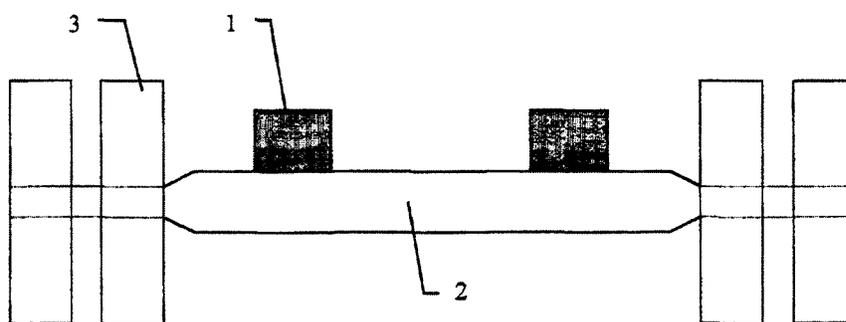


Figura 3.3 - Esquema da montagem da célula de carga no eixo de um veículo.

O projeto desta célula de carga é parte integrante do Dispositivo Automático de Pesagem - DAP. Na figura 3.4 tem-se o esquema geral deste dispositivo, onde a força  $F$  aplicada na célula de carga [1] será transformada em sinais elétricos que serão transmitidos através dos cabos [2] até a unidade de avaliação de pesagem (amplificador de sinais) [3], que será lido através de um indicador de leitura analógico [4] ou de um indicador de leitura digital [5], que pode ser instalado no painel de instrumentos do veículo de cargas. Também tem-se a opção de ter uma unidade de avaliação de pesagem externa ao veículo [6], onde os sinais são transmitidos via rádio frequência [7] pela unidade de avaliação de pesagem [3]. Essa opção é interessante porque permite o monitoramento de cargas transportadas sem uso de balanças fixas, ou seja, é possível monitorar o peso da carga com o veículo em movimento.

O DAP também pode ser aplicado nas suspensões sobre bolsas de ar, onde a leitura pode ser feita através de transdutores de pressão colocados dentro da própria bolsa.

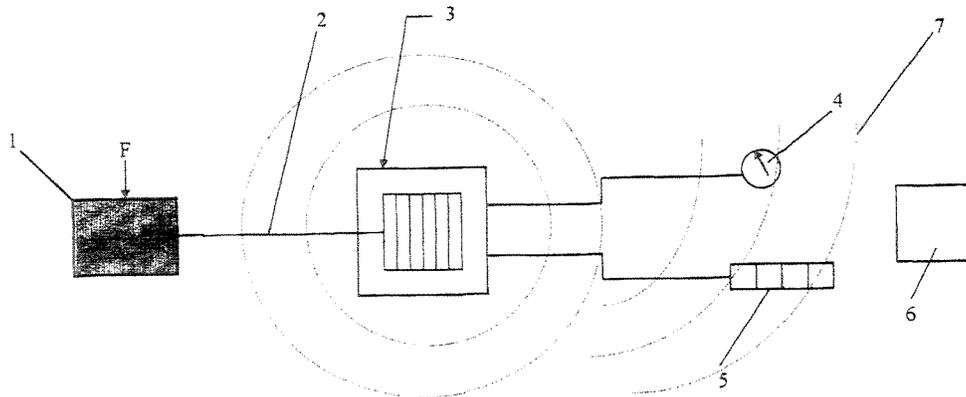


Figura 3.4- Esquema geral do DAP.

### 3.1 - Dimensionamento da Célula de Carga

A figura 3.5 mostra a geometria da célula de carga escolhida. Esta geometria pode ser aproximada pelo modelo matemático de placas circulares carregadas concentricamente, de bordos engastados e espessura constante, desenvolvido no Capítulo 2.

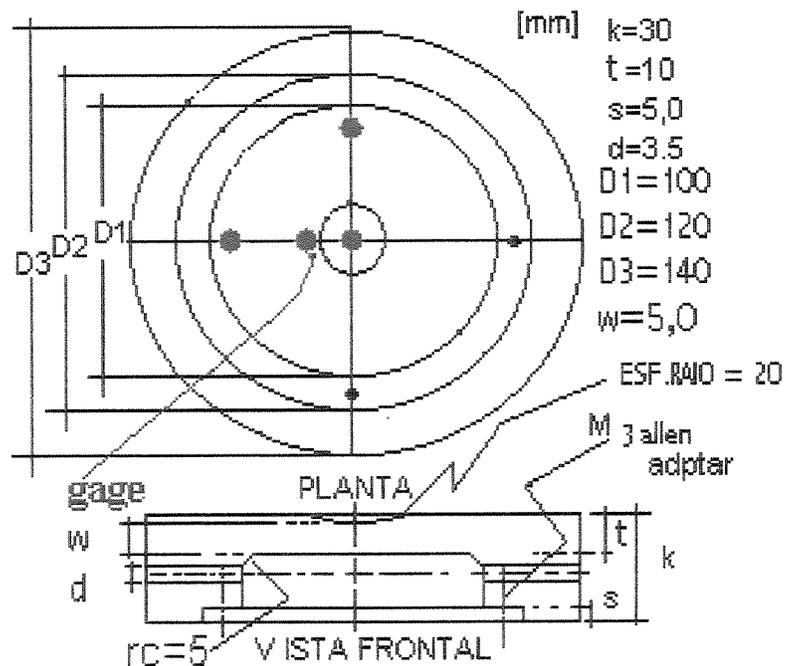


Figura 3.5 - Geometria da célula de carga.

Considera-se que a força  $F$  exercida sobre a célula de carga seja sempre perpendicular e distribuída sobre o assento esférico central de raio  $r = 13,2$  mm. Este ponto de concentração de tensões foi projetado para aumentar a sensibilidade dos extensômetros. Logo, a parte mais crítica da célula de carga é o cálculo da sua espessura  $w$ , calculada a seguir.

Segundo trabalho publicado por Fink 1958, para se obter ótimos resultados em células de carga com características de mola, a tensão de trabalho ou tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ) deve ser inferior a 1/3 da tensão de escoamento do material ( $\sigma_e$ ), equação 3.1.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{3} \quad (3.1)$$

Para o aço SAE 1045, tem-se que o limite de resistência à tração é  $\sigma_r = 65,6$  kgf/mm<sup>2</sup> e o limite de escoamento é  $\sigma_e = 40,18$  kgf/mm<sup>2</sup>. Substituindo-se o valor de  $\sigma_e$  em 3.1 tem-se a  $\sigma_{adm} = 13,39$  kgf/mm<sup>2</sup>. A condição de projeto é que a  $\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adm}$ , onde  $\sigma_{m\acute{a}x}$  é a tensão máxima no centro da célula de carga.

A espessura da placa  $t$  é calculada através da equação 2.51, desenvolvida no Capítulo 2, onde  $\mu = 0,3$  é o coeficiente de Poisson,  $P = F$  é a carga aplicada,  $a = 50$  mm é o raio interno,  $c = r = 13,2$  mm é o raio da cunha central.

$$(\sigma_r)_{max} = (\sigma_t)_{max} = \frac{3}{2}(1+\mu) \frac{P}{\pi.t^2} \left( \ln \frac{a}{c} + \frac{c^2}{4a^2} \right) \quad (2.51)$$

$$13,39 \geq \frac{3}{2}(1+0,3) \frac{P}{\pi.t^2} \left[ \ln \frac{50}{13,2} + \frac{13,2^2}{4.50^2} \right]$$

$$t^2 \geq \frac{0,83745}{13,39} P$$

$$t \geq 0,25\sqrt{P} \quad (3.2)$$

De forma análoga pode-se calcular a relação entre a espessura  $t$  e a carga aplicada  $P$  para diferentes materiais. Na tabela 3.1 tem-se esta relação para os aços SAE 1020, 1045 e 4340 e o valor de  $t$  para as cargas de 1500 e 2000 kgf.

Tabela 3.1 - Valores da espessura  $t$ .

	SAE 1020	SAE 1045	SAE 4340
$t$	$t \geq 0,35\sqrt{P}$	$t \geq 0,25\sqrt{P}$	$t \geq 0,07\sqrt{P}$
$F = 1500 \text{ kgf}$	$t \geq 13,55 \text{ mm}$	$t \geq 9,6 \text{ mm}$	$t \geq 2,71 \text{ mm}$
$F = 2000 \text{ kgf}$	$t \geq 15,65 \text{ mm}$	$t \geq 11,18 \text{ mm}$	$t \geq 3,13 \text{ mm}$

Para o projeto da célula de carga adotou-se uma espessura  $t = 10 \text{ mm}$  objetivando um projeto mais compacto e carga máxima de teste de 1500 Kgf.

Com a espessura  $t = 10 \text{ mm}$  e carga de teste de 1500 Kgf, substituiu-se esses valores na equação 2.51 calculando-se a tensão máxima de trabalho no centro da célula de carga,  $\sigma_{\text{máx}} = 12,56 \text{ kgf/mm}^2$ .

As tensões de bordo  $\sigma_r$  e  $\sigma_t$  são calculadas através das equações 2.52 e 2.53, Capítulo 2, obtendo-se os valores de  $\sigma_r = 2,33 \text{ Kgf/mm}^2$  e  $\sigma_t = 0,69 \text{ Kgf/mm}^2$ . Os valores destas tensões serão comparadas com os valores obtidos através da simulação numérica, programa ANSYS, objetivando avaliar a geometria da célula de carga proposta.

$$\sigma_r = \frac{3}{8}(1 + \mu) \frac{P}{\pi.t^2} \quad 2.52$$

$$\sigma_t \cong \mu.\sigma_r \quad 2.53$$

### 3.2 - Checagem da geometria da célula de carga através do programa ANSYS

A geometria da célula de carga proposta foi verificada através do programa ANSYS 5.4, checando principalmente a tensão máxima no seu centro e em seus bordos. Nessa modelagem numérica não foi introduzido o efeito do assento esférico, isto porque o mesmo também não foi introduzido no modelo matemático, permitindo uma comparação entre os referidos modelos. Após verificar a viabilidade da geometria proposta, será realizado no Capítulo 4, um estudo detalhado da célula de carga através do programa ANSYS, com a introdução de todos os detalhes da peça final.

A figura 3.6 mostra a malha da célula de carga discretizada pelo elemento sólido 45, com 3 GDL - graus de liberdade por nó, num total de 8 nós.

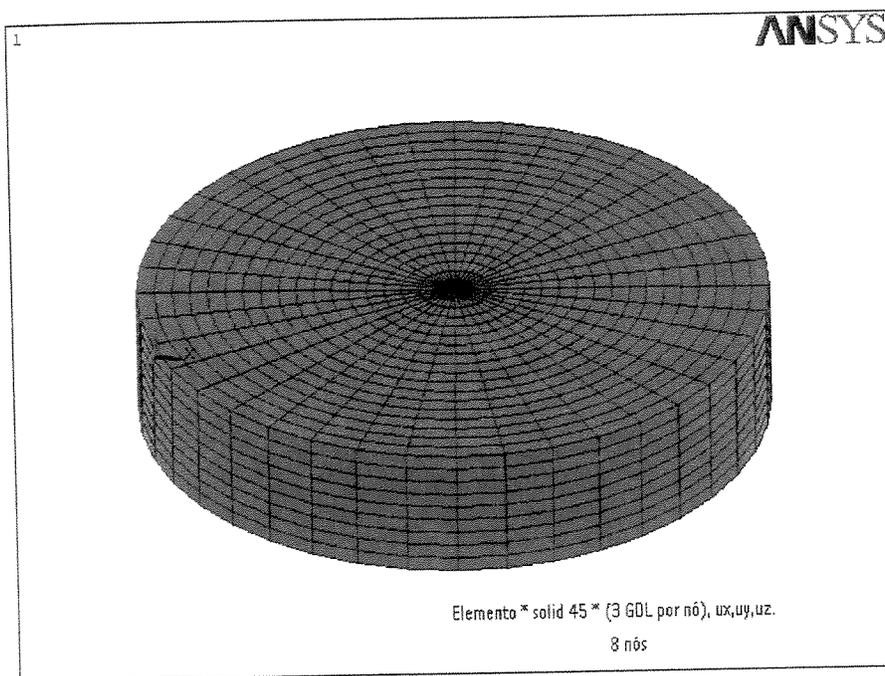


Figura 3.6 - Malha da célula de carga.

A figura 3.7 mostra o resultado das tensões na célula de carga para uma força de 1500 kgf, distribuídas sobre um círculo central de raio 13,2 mm, que corresponde a uma pressão de 2,7 kgf/mm<sup>2</sup>.

Na tabela 3.2 tem-se os resultados das tensões do centro da célula de carga  $\sigma_{\text{máx}}$  e a tensão de bordo no sentido radial  $\sigma_r$ .

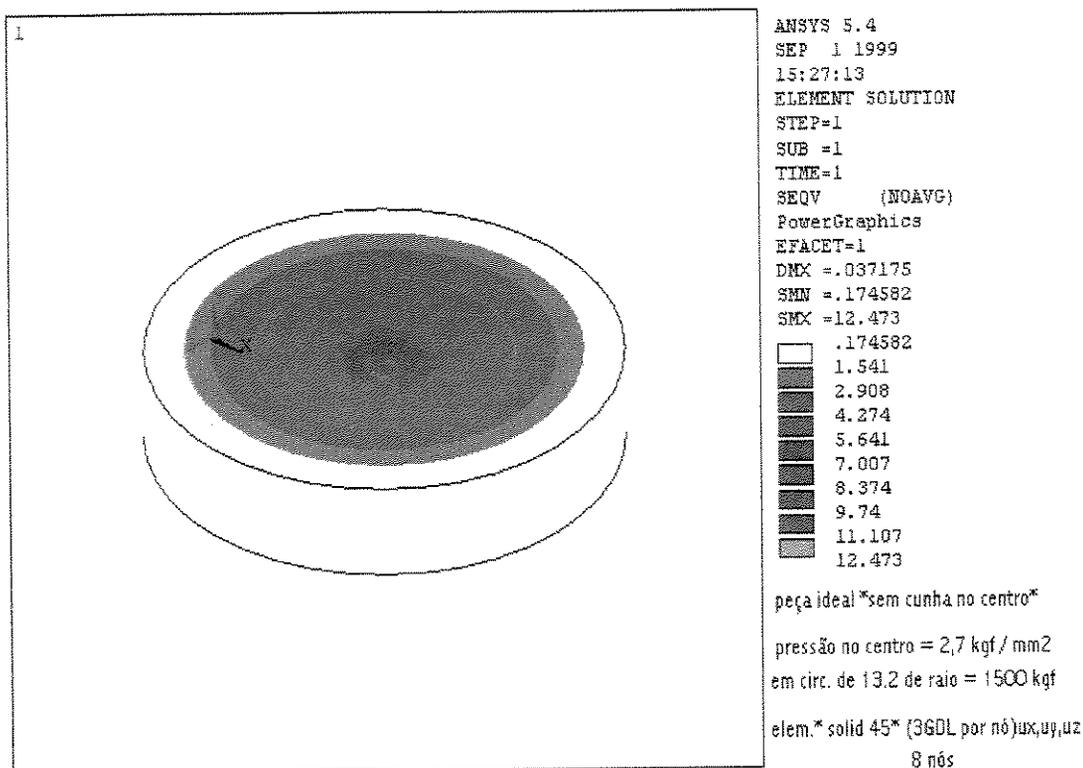


Figura 3.7 - Resultado das tensões no plano xz.

Tabela 3.2 - Comparação das tensões: modelo matemático x ANSYS.

Posição	Modelo Teórico	ANSYS 5.4
No centro	$\sigma_{\text{máx}} = 12,56 \text{ kgf/mm}^2$	$\sigma_{\text{máx}} = 12,47 \text{ kgf/mm}^2$
No Bordo	$\sigma_r \text{ máx} = 2,33 \text{ kgf/mm}^2$	$\sigma_r \text{ máx} = 2,23 \text{ kgf/mm}^2$

A tensão de bordo no sentido radial  $\sigma_r$ , foi calculada pela média entre a os valores de 1,541 e 2,908 kgf/mm<sup>2</sup>, faixa laranja, figura 3.7.

Os valores apresentados na tabela 3.2 estão muito próximos, permitindo se usar, com segurança, a geometria da célula de carga definida na figura 3.5., pois os dois modelos teóricos estão compatíveis

## Capítulo 4

### Simulação Numérica

Neste capítulo será apresentado a simulação numérica da célula de carga levando-se em consideração o assento esférico no centro.

#### 4.1 - Geração da Malha

De forma análoga à primeira simulação numérica, Capítulo 3, para geração da malha, primeiramente utilizou-se o elemento finito *plane 42* com 3 GDL e 4 nós. Posteriormente, aproveitando-se essa malha no plano, utilizou-se o elemento *solid 45*, nas três dimensões, x, y e z, com 3 GDL e 8 nós, para gerar a malha final da célula de carga.

Foi utilizado o programa de elementos finitos, ANSYS 5.4, licenciado para uso dos pesquisadores da FEM - Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas.

Na figura 4.1, tem-se a malha final da célula de carga. Para sua geração, fez-se necessário seguir a hierarquia do ANSYS, ou seja: geração dos *key points*, geração das linhas de união dos *key points*, a divisão das linhas, a geração de áreas, a geração da malha no plano e finalmente a rotação da peça em  $360^{\circ}$ , criando-se a célula de carga em formato de um sólido.

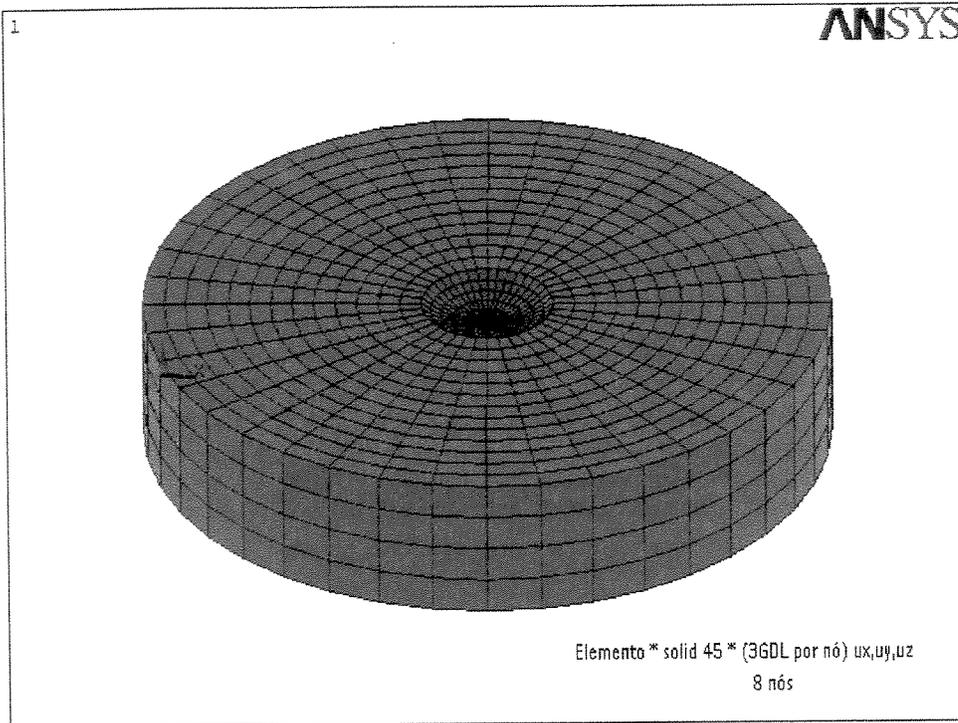


Figura 4.1 – Malha da célula de carga.

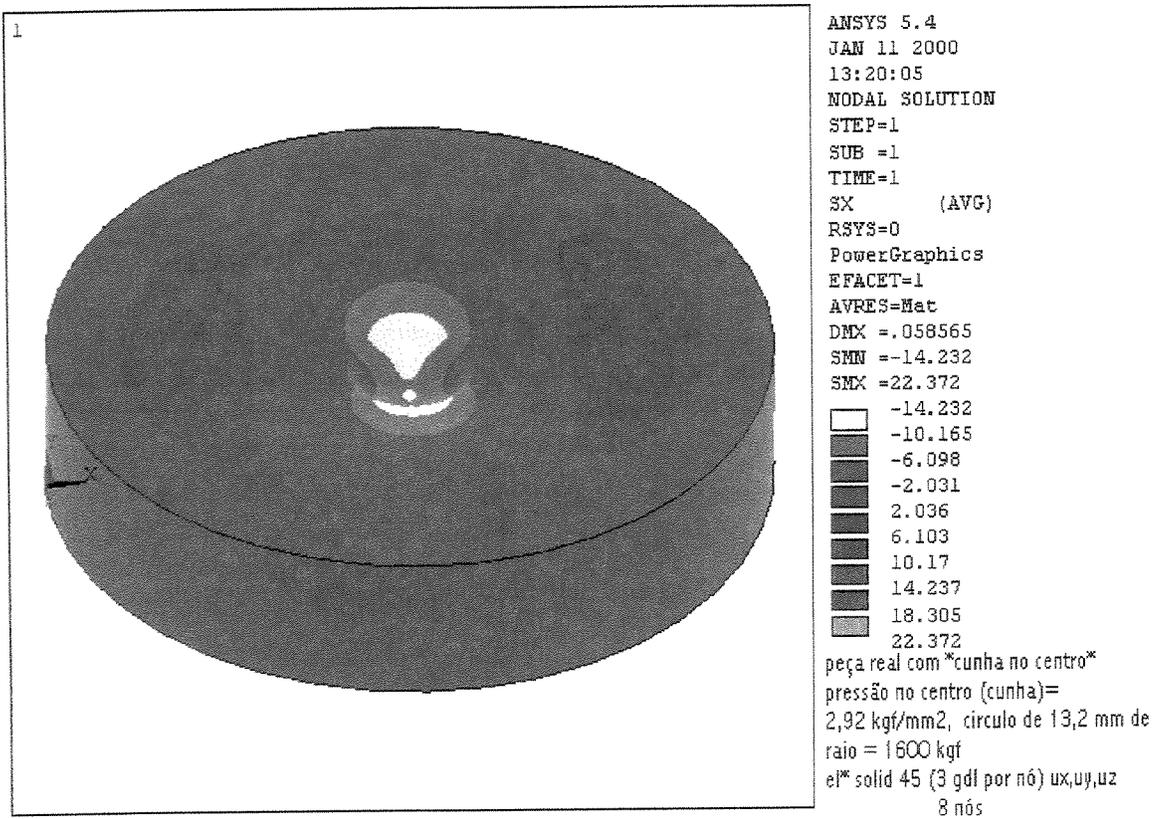


Figura 4.2 - Resultado das tensões na célula de carga, plano xz.

A figura 4.2 mostra o resultado das tensões na célula de carga para uma força de 1600 kgf, distribuída sobre um círculo central de raio  $r = 13,2$  mm, que corresponde a uma pressão de  $2,92 \text{ kgf/mm}^2$ . Optou-se por essa força devido à facilidade de aplicação de carga, Capítulo 5.

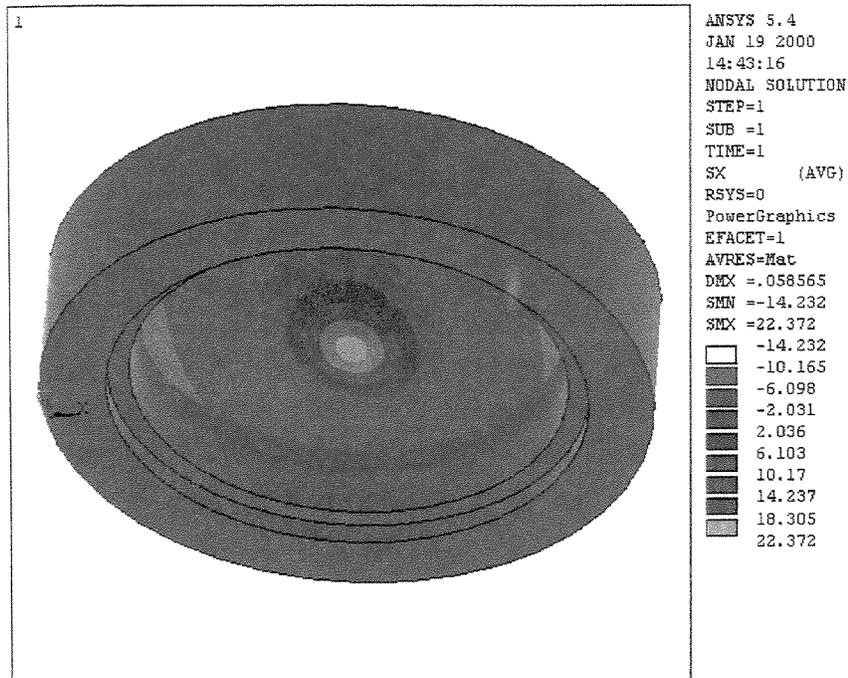


Figura 4.3 - Vista inclinada da célula de carga.

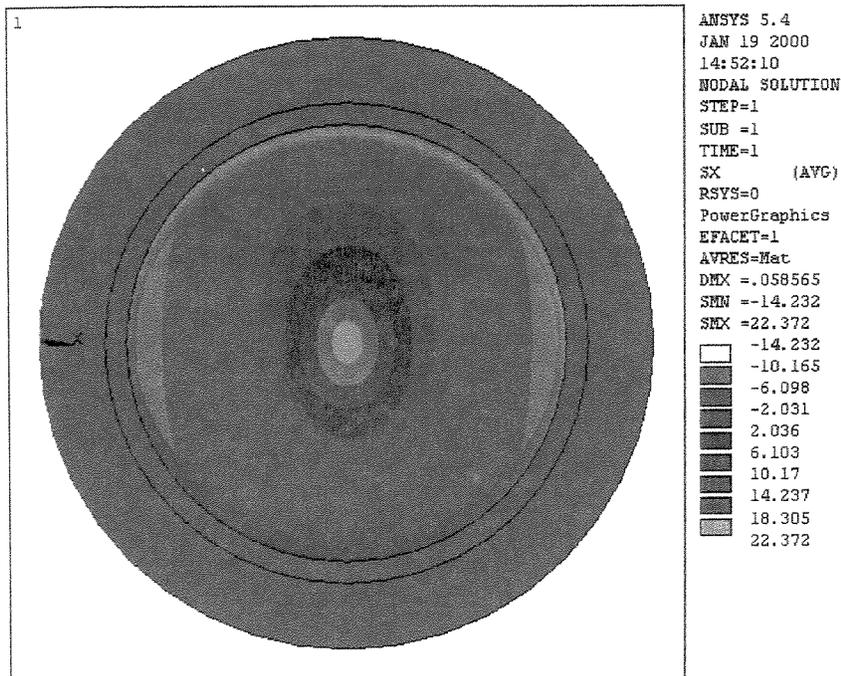


Figura 4.4 - Vista de topo da célula de carga.

Nas figuras 4.3 e 4.4 tem-se, respectivamente, a vista inclinada e a vista de topo da célula de carga, onde se pode visualizar mais claramente as faixas de distribuição de tensões.

#### 4.2 - Saída numérica do programa ANSYS

O programa ANSYS discretiza a célula de carga em 4043 nós. Na saída numérica é apresentado até o nó 51, isto porque os nós de interesse de análise são: o nó central 25, nó de bordo 36 e nó 28 que será objeto de comentário no primeiro experimento.

A seguir tem-se a saída numérica do ANSYS para as tensões radial SX, de cisalhamento SY e tangencial SZ, em kgf/mm<sup>2</sup>.

```

PRINT S - NODAL SOLUTION PER NODE
POST1 NODAL STRESS LISTING
PowerGraphics Is Currently Enabled
LOAD STEP = 1 SUBSTEP = 1
TIME = 1.0000 LOAD CASE = 0
NODAL RESULTS ARE FOR MATERIAL = 1
THE FOLLOWING X,Y,Z VALUES ARE IN GLOBAL COORDINATES

```

TENSÕES [Kgf/mm <sup>2</sup> ]			
NODE	SX	SY	SZ
1	.54456E-01	.19725	.74462E-01
2	.24309E-01	.12501	-.33640
3	-.61684E-01	.59850	.21879
4	-.18560E-01	.89413	.27019
5	-.25685E-01	.46413	-.35466E-01
6	-3.7177	-.84796	-14.232
7	.19741	.11162	-.31709
8	.78117	.13750E-01	-.23159
9	1.9310	.49478E-01	-.28358E-02
10	3.5814	.80580E-02	.22655
11	4.3894	-.23484	-.60434E-01

UNICAMP  
 BIBLIOTECA CENTRAL  
 SEÇÃO CIRCULANTE

12	4.9609	-.23916	-.52425
13	4.3666	.64918E-02	-1.4097
14	3.2687	-.10813E-01	-2.6364
15	2.0306	-.19805E-01	-4.0486
16	.65741	-.17078E-01	-5.7045
17	-.84695	.26341E-02	-7.6992
18	-2.2726	.19612	-10.130
19	-12.295	-7.5351	-12.295
20	-8.6470	-1.9597	-9.5590
21	-7.5102	-3.8300	-10.323
22	-5.6982	-3.3092	-10.851
23	-3.9957	-2.0549	-11.468
24	-3.6081	-1.9616	-12.913
<b>25</b>	<b>22.372</b>	<b>5.4173</b>	<b>22.372 - NÓ CENTRAL</b>
27	-7.2592	-.41153	-1.6426
<b>28</b>	<b>16.722</b>	<b>-1.5959</b>	<b>18.390</b>
29	11.470	.28322	14.633
30	6.4974	-.90869E-02	10.842
31	2.7014	.33395E-01	7.8553
32	.25180	.26722E-01	5.5764
33	-1.5614	.27288E-01	3.7609
34	-3.0854	.17135E-01	2.2279
35	-4.3822	.21937E-01	.91359
<b>36</b>	<b>-5.6499</b>	<b>.38966E-01</b>	<b>-.27571 - NÓ BORDO</b>
37	-.47287	-2.5574	-.80298
38	-1.7914	-3.7220	-1.5145
39	-3.8008	-3.9351	-2.1306
40	-6.1814	-3.1829	-2.5372
41	-7.5871	-2.1001	-2.4818
42	-.10696	-.14320	.62956E-01
43	.16111E-01	-1.1174	-.25529

44	-.12623	-.26771	-.32966E-01
45	-.68622	-1.4924	-.55355
46	-.44378	-.15195	-.52175E-01
47	-.32180	-.68066	-.29976
48	-.10134	-1.1692	-.34886
49	-.24991	-.72158	-.29136
50	-.14070	-.18193	-.98220E-01
51	.14869E-01	.16904	.53774E-01

A seguir tem-se a saída numérica do ANSYS para as coordenadas dos nós. X, Y e Z, em mm.

LIST ALL SELECTED NODES.DSYS = 0

SORT TABLE ON NODE

NODE	COORDENADAS [mm]		
	X	Y	Z
1	.000	.000000000000	.000000000000
2	.000	30.0000000000	.000000000000
3	.000	7.5000000000	.000000000000
4	.000	15.0000000000	.000000000000
5	.000	22.5000000000	.000000000000
6	56.7	30.0000000000	.000000000000
7	4.36	30.0000000000	.000000000000
8	8.73	30.0000000000	.000000000000
9	13.1	30.0000000000	.000000000000
10	17.4	30.0000000000	.000000000000
11	21.8	30.0000000000	.000000000000
12	26.2	30.0000000000	.000000000000
13	30.5	30.0000000000	.000000000000
14	34.9	30.0000000000	.000000000000
15	39.3	30.0000000000	.000000000000

16	43.6	30.0000000000	.000000000000
17	48.0	30.0000000000	.000000000000
18	52.4	30.0000000000	.000000000000
19	70.0	25.0000000000	.000000000000
20	67.5	25.1449204208	.000000000000
21	65.2	25.5775814902	.000000000000
22	62.9	26.2917130655	.000000000000
23	60.7	27.2769659227	.000000000000
24	58.6	28.5190617354	.000000000000
<b>25</b>	<b>70.0</b>	<b>20.0000000000</b>	<b>.00 NÓ CENTRAL</b>
26	70.0	22.5000000000	.000000000000
27	25.0	20.0000000000	.000000000000
<b>28</b>	<b>65.5</b>	<b>20.0000000000</b>	<b>.000000000000</b>
29	61.0	20.0000000000	.000000000000
30	56.5	20.0000000000	.000000000000
31	52.0	20.0000000000	.000000000000
32	47.5	20.0000000000	.000000000000
33	43.0	20.0000000000	.000000000000
34	38.5	20.0000000000	.000000000000
35	34.0	20.0000000000	.000000000000
<b>36</b>	<b>29.5</b>	<b>20.0000000000</b>	<b>.00 NÓ DE BORDO</b>
37	20.0	15.0000000000	.000000000000
38	20.2	16.5450849719	.000000000000
39	20.9	17.9389262621	.000000000000
40	22.0	19.0450849727	.000000000000
41	23.4	19.7552825822	.000000000000
42	20.0	5.0000000000	.000000000000
43	20.0	11.6666666667	.000000000000
44	20.0	8.3333333333	.000000000000
45	15.0	5.0000000000	.000000000000
46	17.5	5.0000000000	.000000000000



## Capítulo 5

### Análise Experimental

Neste capítulo será apresentada a análise experimental da célula de carga para aplicação em suspensões veiculares. O experimento foi dividido em duas partes. Primeiramente fez-se a análise experimental com extensômetros unidirecionais para se observar o comportamento da geometria proposta, obtendo-se as tensões no sentido radial. Posteriormente usou-se extensômetros bidirecionais, obtendo-se as tensões radial e tangencial. Nessa modelagem a célula de carga foi posicionada no plano e também no plano inclinado, com inclinação de 3 graus, tanto para a direita quanto para a esquerda., simulando a inclinação da força aplicada.

#### 5.1 - Bancada de Teste

A figura 5.1 mostra uma visão global da bancada de teste utilizada na análise experimental, onde 1 é a prensa hidráulica, marca SCHULZ, capacidade de 15 t que será usada como dispositivo de aplicação de carga; 2 é a ponte *Philips*, modelo PR 9330, para leitura da célula de carga padrão em micro deformação, 3 é o multímetro *Minipa*, modelo ET 2002 para leitura da célula de carga padrão em mV; 4 é a célula de carga padrão, marca BLH *Eletrônix*, modelo U3L, capacidade 5000 Lbs = 2267,9 Kgf; 5 é a ponte *Kyowa*, *Portable Dynamic Strain Amplifiers*, modelo DPM - 6H, para leitura das micro deformações da célula de carga projetada; 6 é o multímetro *Tektronix*, modelo DM 502, para leitura da célula de carga projetada em mV e 7 é a célula de carga projetada.

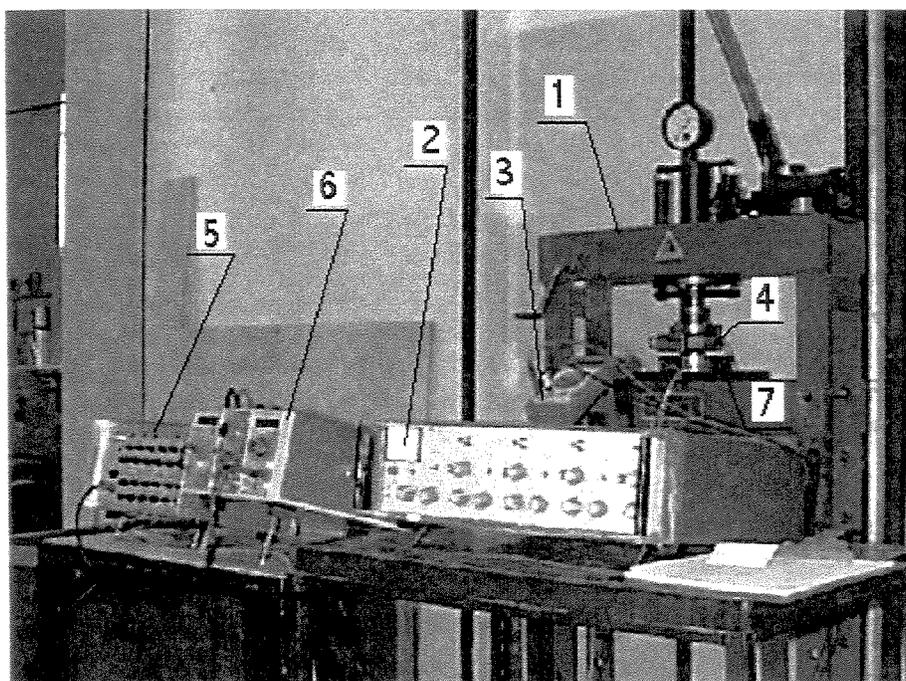
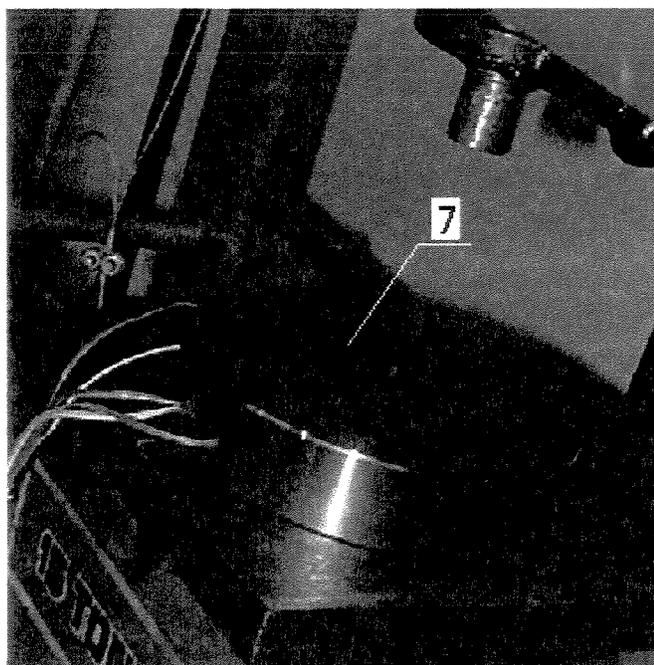


Figura 5.1 - Bancada de teste.

Um detalhe da célula de carga projetada na prensa é mostrado na figura 5.2 Na figura 5.3 tem-se os dispositivos para a montagem da célula de carga padrão e a célula de carga projetada; na prensa.



5.2 - Detalhe da célula projetada na prensa.

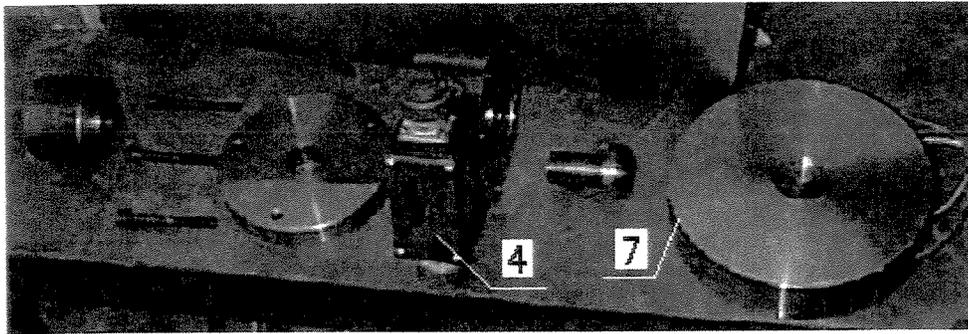


Figura 5.3 - Dispositivos de montagem.

Na figura 5.4 tem-se um detalhe da pré-montagem da célula de carga padrão. A figura 5.5 mostra a montagem final das células de carga, padrão e projetada, na prensa hidráulica.

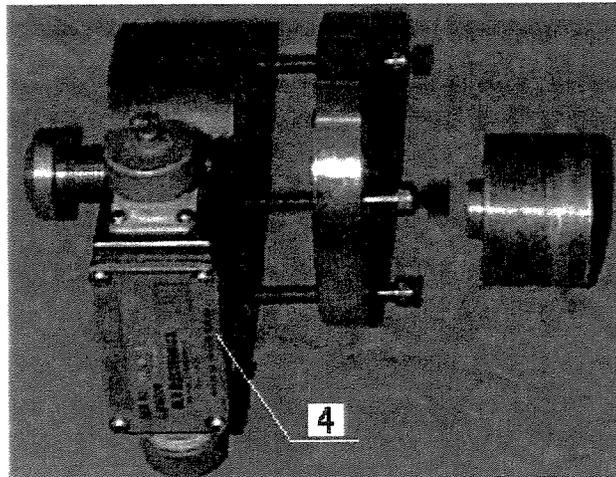


Figura 5.4 - Pré-montagem da célula de carga padrão.

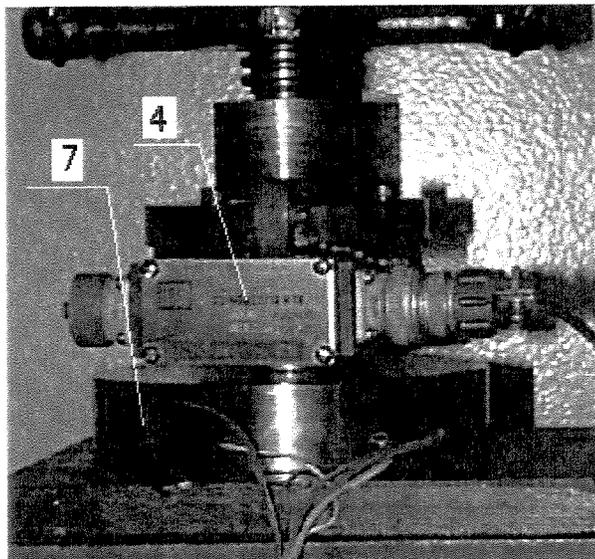
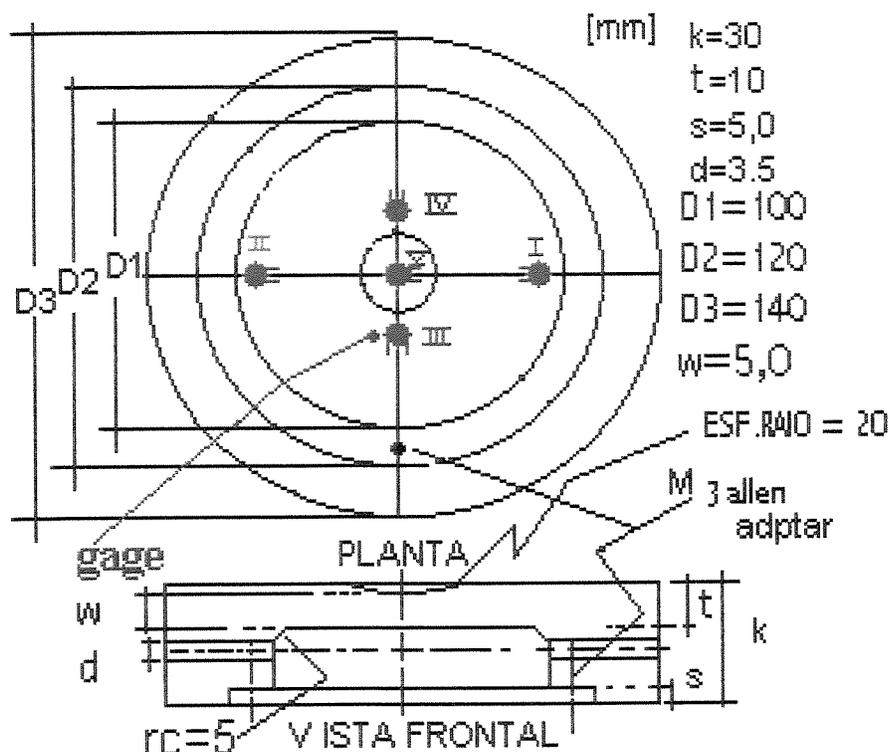


Figura 5.5 - Montagem final das células de carga na prensa hidráulica.

## 5.2 - Análise experimental com extensômetros unidirecionais

Através da modelagem computacional, Capítulo 4, verificou-se a validade do modelo matemático, Capítulo 3, determinando-se os pontos de maior tensão e a direção das tensões principais. A partir destes estudos tem-se a posição precisa para efeito de comparação da fixação dos extensômetros, conforme mostrado na figura 5.6 e 5.7.



UNICAMP  
 BIBLIOTECA CENTRAL  
 SEÇÃO CIRCULANTE

Figura 5.6 - Célula de carga instrumentada com extensômetros unidirecionais.

A célula de carga foi instrumentada com extensômetros (*strain gages*) unidirecionais, marca MM - *Micro-Measurements*, tipo AS-06-125AD-120, resistência  $120 \pm 0,3 \% \Omega$ , *Gage factor*  $2,045 \pm 0,5\%$ .

Utilizou-se a prensa hidráulica, marca SCHULZ, capacidade de 15 t, como dispositivo de aplicação de carga. As cargas foram aplicadas na faixa de 200 a 1600 kg, com incremento de 200 kg. Realizou-se uma série de três testes com o objetivo de se verificar a repetibilidade dos dados e, conseqüentemente, conhecer o comportamento da célula de carga projetada. Os resultados destes testes são mostrados nas tabelas 5.1 a 5.3.

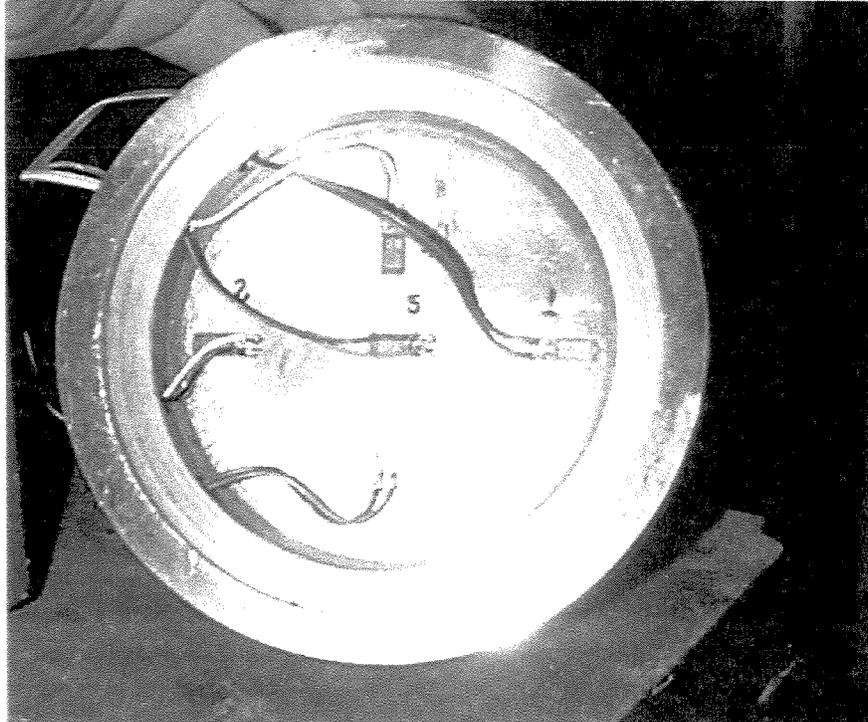


Figura 5.7 - Fixação dos extensômetros unidirecionais na célula de carga.

Tabela 5.1 - Resultados em mV do primeiro teste.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)				
			Bordo Esquerdo E - I	Bordo Direito E - II	Próximo ao Centro E - III	Próximo ao Centro E - IV	Posição Central E - V
0	0	0	0	0	0	0	0
1	200	105,7	-38	-33	-1	9	70
2	400	211,4	-76	-70	-5	19	143
3	600	317,2	-114	-108	-10	29	220
4	800	422,9	-153	-152	-16	37	308
5	1000	528,7	-178	-184	-21	43	371
6	1200	634,4	-208	-219	-25	47	446
7	1400	740,2	-242	-250	-28	50	513
8	1600	845,9	-275	-282	-31	54	580
9	0	0	0	2	3	6	-1

Tabela 5.2 - Resultados em mV do segundo teste.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)				
			Bordo Esquerdo E - I	Bordo Direito E - II	Próximo ao Centro E - III	Próximo ao Centro E - IV	Posição Central E - V
0	0	0	0	2	3	6	-1
1	200	105,7	-40	-36	-3	9	75
2	400	211,4	-77	-73	-5	18	147
3	600	317,2	-113	-109	-11	25	221
4	800	422,9	-149	-151	-11	33	311
5	1000	528,7	-175	-184	-21	39	377
6	1200	634,4	-208	-220	-27	42	451
7	1400	740,2	-240	-253	-29	45	518
8	1600	845,9	-272	-283	-32	48	582
9	0	0	1	1	2	5	-1

Tabela 5.3 - Resultados em mV do terceiro teste.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)				
			Bordo Esquerdo E - I	Bordo Direito E - II	Próximo ao Centro E - III	Próximo ao Centro E - IV	Posição Central E - V
0	0	0	-1	0	1	4	-2
1	200	105,7	-40	-36	-4	9	73
2	400	211,4	-77	-71	-7	18	145
3	600	317,2	-116	-108	-13	25	223
4	800	422,9	-154	-151	-19	34	315
5	1000	528,7	-181	-185	-24	38	377
6	1200	634,4	-210	-219	-29	43	450
7	1400	740,2	-245	-250	-31	45	514
8	1600	845,9	-278	-282	-34	48	584
9	0	0	-2	-1	0	3	-3

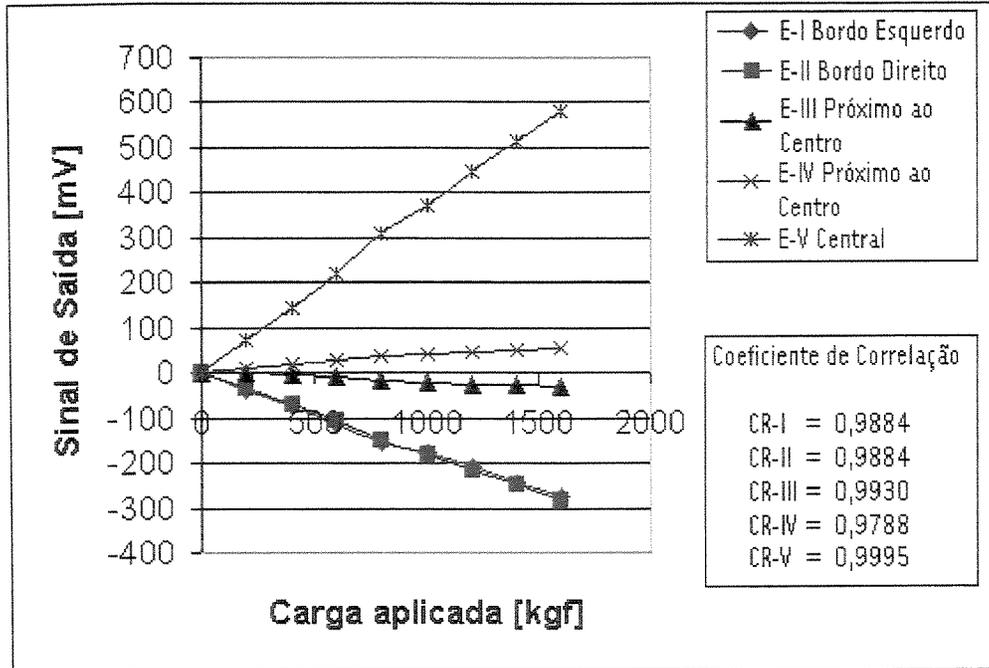


Figura 5.8 - Curva de linearidade da tabela 5.1.

Observando-se o gráfico e o coeficiente de correlação temos o comportamento linear esperado. O melhor comportamento linear ocorre no centro da célula, sendo que esta situação se repete para os demais experimentos. Observando-se as tabelas de 5.1 a 5.3 nota-se a repetibilidade dos dados. A figura 5.8 mostra o gráfico de linearidade das deformações  $\epsilon$  [mV] em relação à força aplicada  $F$  [kgf], da tabela 5.1.

Os valores das leituras, terceira coluna, lidas no multímetro da célula de carga padrão, em mV, foram verificados pela equação 5.1, onde  $F$  é a força aplicada em kgf e  $FC = 0,000528751$  é o fator de calibração da célula de carga padrão, em V/Kgf.

$$\text{Valor}_{\text{lido}} = F_{\text{aplicada}} FC 10^3 \quad (5.1)$$

As deformações  $\varepsilon$  em milivolts (mV), das tabelas anteriores são transformados para micro deformação ( $\mu\varepsilon$ ), através da equação 5.2, onde  $V_{saída}$  é a tensão de saída em V,  $V_{excitação}=2$  V é a tensão de excitação da ponte Kyowa,  $A = 1000 \mu\varepsilon/V$  é a sensibilidade dos canais de leitura dos extensômetros e  $k = 2,045$  é o *Gage factor* dos extensômetros.

$$V_{saída} = V_{excitação} A \frac{k}{4} \varepsilon 10^{-6} \quad (5.2)$$

Isto se faz necessário para o cálculo da tensão  $\sigma$ , em  $\text{kgf/mm}^2$ , no centro da célula de carga, obtidas através da equação 5.3, onde  $\mu = 0,3$  é o coeficiente de Poisson,  $E = 21000 \text{ kgf/mm}^2$  é o módulo de elasticidade do aço e  $\varepsilon$  é a deformação em  $\mu\varepsilon$ . Nas tabelas 5.4 a 5.6, tem-se o cálculo das tensões.

$$\sigma = \frac{E}{1-\mu} \varepsilon 10^{-6} \quad (5.3)$$

Esta análise foi feita para o centro da célula de carga, região onde ocorre a maior tensão e onde  $\sigma_5 = \sigma_{radial} = \sigma_{tangencial}$ . Este experimento foi realizado para balizar a geometria proposta.

Tabela 5.4 - Cálculo da tensão no centro da célula de carga, primeiro teste.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Tensão $\sigma_s$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]
0	0	0
1	1600	17,05
2	0	-0,03

Tabela 5.5 - Cálculo da tensão no centro da célula de carga, segundo teste.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Tensão $\sigma_s$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]
0	0	0
1	1600	17,11
2	0	-0,03

Tabela 5.6 - Cálculo da tensão no centro da célula de carga, terceiro teste.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Tensão $\sigma_s$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]
0	0	0
1	1600	17,11
2	0	-0,03

## 5.2 1- Análise dos experimentos utilizando-se extensômetros unidirecionais

Como a região central é a que apresenta maior sensibilidade, optou-se por fazer um estudo mais detalhado e preciso do mesmo. Neste item será apresentado a análise experimental usando-se extensômetros bidirecionais, marca *Kyowa*, tipo KFC-5-D16-11, resistência  $120 \pm 0,4$  %  $\Omega$ , *Gage factor*  $2,14 \pm 1\%$ .

Nas figuras 5.9 e 5.10 tem-se a fixação dos extensômetros na célula de carga, permitindo que as tensões radiais e tangenciais possam ser estudadas e comparadas com a simulação numérica. Para os testes experimentais será adotado os mesmos procedimentos anterior e usada a mesma bancada de teste, figura 5.1, acrescida de um dispositivo que permite ensaiar a célula de carga na posição inclinada, 3 graus com relação a horizontal, figuras 5.11 a 5.13.

Assim, é possível estudar o comportamento das tensões próximas do bordo, nó 36, e no centro da célula de carga, nó 25, para as três posições: plana, inclinada à direita e inclinada à esquerda.

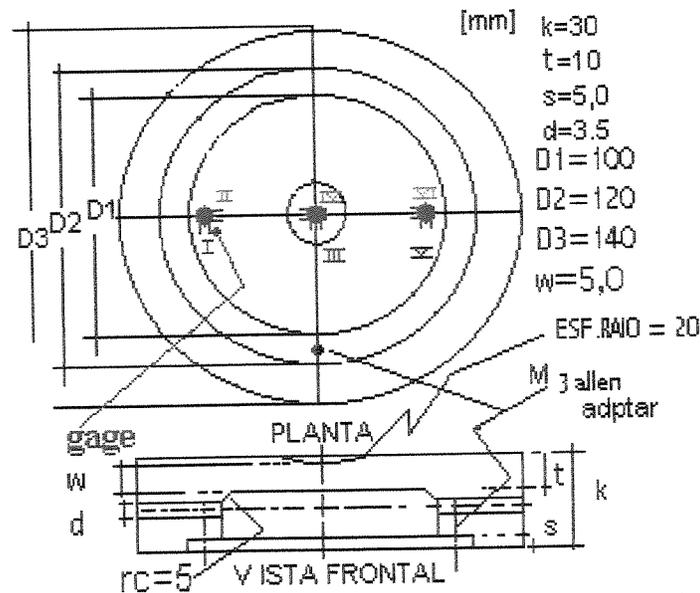


Figura 5.9 - Célula de carga instrumentada com extensômetros bidirecionais.

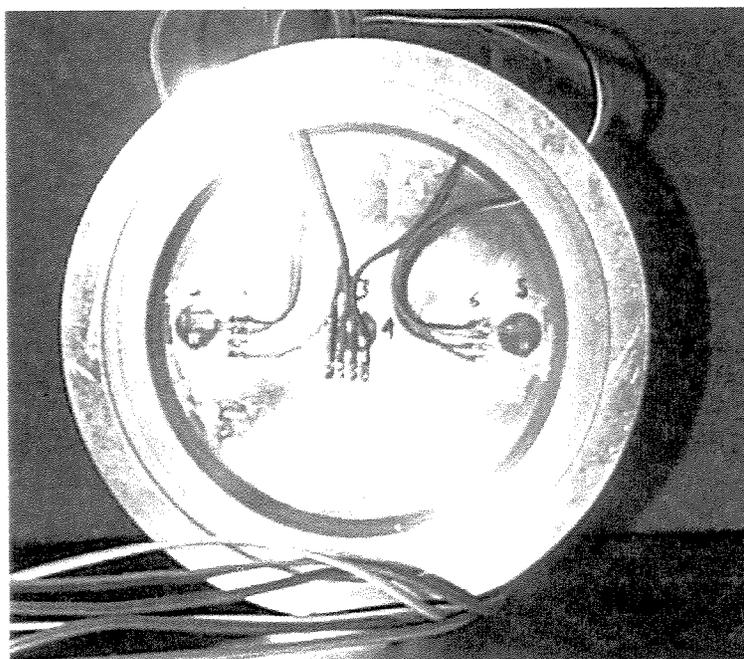


Figura 5.10 - Fixação dos extensômetros bidirecionais na célula de carga.

### 5.3.1 - Estudo das tensões no plano horizontal

A figura 5.11 mostra a montagem da célula de carga na posição horizontal e nas tabelas 5.7 a 5.9 tem-se os resultados destes testes.

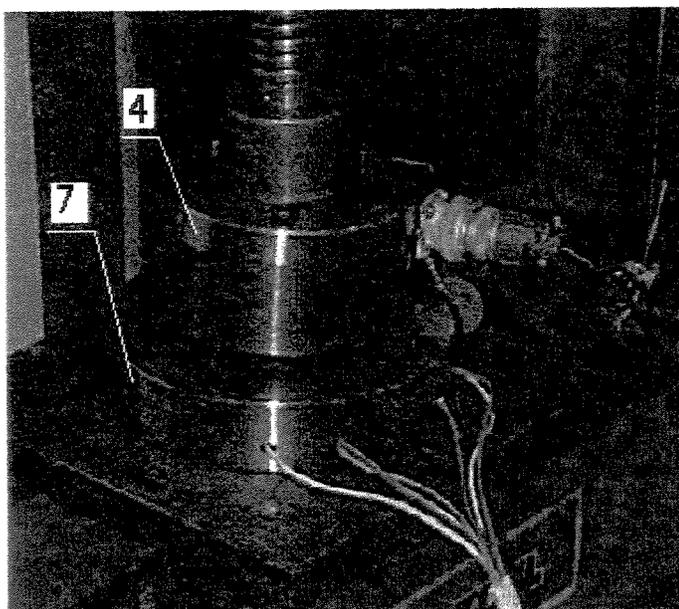


Figura 5.11 - Montagem da célula de carga na posição horizontal.

Tabela 5.7 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] no plano horizontal, teste 1.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	200	105,7	68	-333	183	263	70	-335
2	400	211,4	74	-371	379	502	74	-370
3	600	317,2	81	-409	568	733	82	-410
4	800	422,9	89	-448	779	951	89	-450
5	1000	528,7	93	-473	983	1171	94	-470
6	1200	634,4	140	-503	1202	1403	140	-504
7	1400	740,2	169	-537	1404	1618	170	-538
8	1600	845,9	196	-570	1599	1812	195	-572
9	0	0	2	-3	2	6	2	-2

Tabela 5.8 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] no plano horizontal, teste 2.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	1	0	0	0	0	0
1	200	105,7	69	-331	180	265	69	-334
2	400	211,4	75	-369	375	504	72	-368
3	600	317,2	80	-405	570	734	80	-408
4	800	422,9	85	-445	780	951	86	-445
5	1000	528,7	95	-475	985	1171	92	-465
6	1200	634,4	138	-502	1204	1404	137	-502
7	1400	740,2	170	-536	1404	1619	168	-534
8	1600	845,9	195	-569	1599	1813	193	-570
9	0	0	4	-2	1	5	1	-1

Tabela 5.9 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] no plano horizontal, teste3.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	-1	0	2	4	2	-1
1	200	105,7	68	-334	182	264	69	-334
2	400	211,4	75	-370	376	504	71	-370
3	600	317,2	80	-407	569	733	81	-409
4	800	422,9	89	-447	780	952	85	-446
5	1000	528,7	95	-474	985	1170	93	-468
6	1200	634,4	140	-503	1203	1402	138	-501
7	1400	740,2	170	-536	1404	1619	170	-538
8	1600	845,9	195	-570	1599	1812	184	-571
9	0	0	1	-1	1	5	1	0

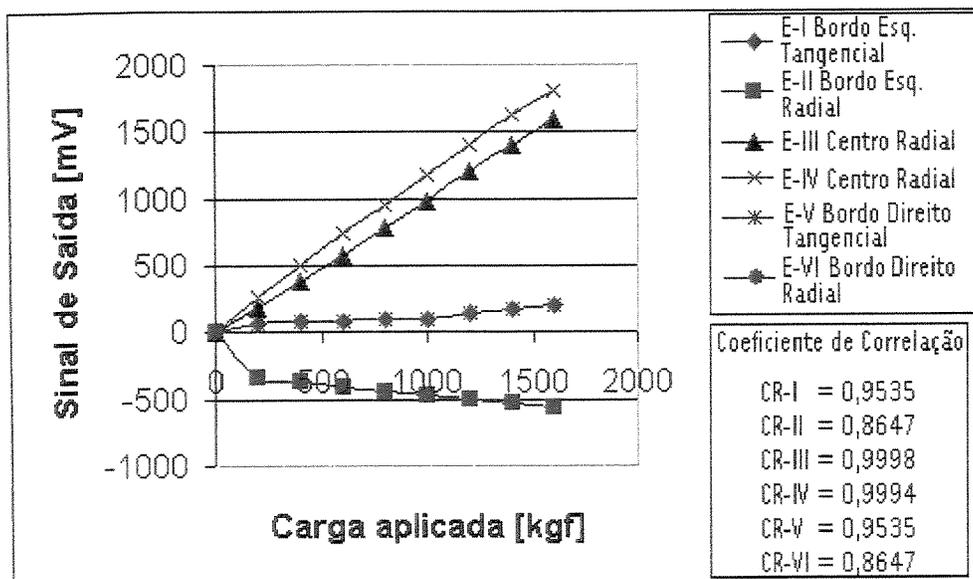


Figura 5.12 - Curva de linearidade da tabela 5.7, plano horizontal.

Observando-se as tabelas de 5.7 a 5.9 nota-se a repetibilidade dos dados. A figura 5.12 mostra o gráfico de linearidade das deformações  $\epsilon$  [mV] em relação à força aplicada F [kgf], da tabela 5.7.

As deformações  $\epsilon$  em milivolts (mV), das tabelas anteriores, são transformados para micro deformação ( $\mu\epsilon$ ), através da equação 5.2, sendo,  $A = 2000 \mu\epsilon/V$  é a sensibilidade dos canais de leitura dos extensômetros e  $k = 2,14$  é o *Gage factor* dos extensômetros. Isto se faz necessário para o cálculo das tensões  $\sigma$ , em  $\text{kgf/mm}^2$ , obtidas através da equação 5.4 para tensões radiais ( $\sigma_1$ ) e 5.5 para as tensões tangenciais ( $\sigma_2$ ), onde  $\mu = 0,3$  é o coeficiente de Poisson,  $E = 21000 \text{ kgf/mm}^2$  é o módulo de elasticidade do aço e  $\epsilon$  é a deformação em  $\mu\epsilon$ . Nas tabelas 5.10 a 5.12, tem-se o cálculo das tensões.

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_1 + \mu \epsilon_2) 10^{-6} \quad (5.4)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_2 + \mu \epsilon_1) 10^{-6} \quad (5.5)$$

Tabela 5.10 - Resultado das tensões principais no plano horizontal, primeiro teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [ $\text{kgf/mm}^2$ ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0	0	0	0	0	0
1	200	-0,29	-2,90	2,95	2,43	-0,28	-2,92
2	400	-0,34	-3,24	5,72	4,92	-0,34	-3,23
3	600	-0,38	-3,57	8,40	7,32	-0,38	-3,58
4	800	-0,42	-3,91	11,01	9,89	-0,42	-3,93
5	1000	-0,45	-4,13	13,63	12,40	-0,43	-4,10
6	1200	-0,10	-4,28	16,40	15,09	-0,10	-4,29
7	1400	0,073	-4,52	18,96	17,57	0,07	-4,52
8	1600	0,23	-4,75	21,31	19,92	0,21	-4,77
9	0	0,01	-0,02	0,06	0,03	0,01	-0,01

Tabela 5.11 - Resultado das tensões principais no plano horizontal, segundo teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0,01	0,01	0	0	0	0
1	200	-0,28	-2,88	2,96	2,41335	-0,29	-2,91
2	400	-0,33	-3,22	5,73	4,89366	-0,35	-3,55
3	600	-0,38	-3,54	8,41	7,34886	-0,39	-3,57
4	800	-0,45	-3,90	11,02	9,90729	-0,44	-3,89
5	1000	-0,44	-4,15	13,63	12,42759	-0,44	-4,06
6	1200	-0,11	-4,28	16,41	15,11436	-0,12	-4,28
7	1400	0,08	-4,51	18,97	17,57421	0,07	-4,40
8	1600	0,22	-4,74	21,32	19,92897	0,20	-4,76
9	0	0,03	-0,00	0,04	0,02	0,01	-0,01

Tabela 5.12 - Resultado das tensões principais no plano horizontal, terceiro teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	-0,01	-0,01	0,04	0,02	0,01	-0,01
1	200	-0,29	-2,91	2,96	2,42	-0,29	-2,91
2	400	-0,33	-3,23	5,73	4,90	-0,37	-3,24
3	600	-0,39	-3,56	8,40	7,33	-0,38	-3,57
4	800	-0,41	-3,90	11,02	9,91	-0,45	-3,91
5	1000	-0,43	-4,14	13,62	12,42	-0,44	-4,09
6	1200	-0,10	-4,28	16,39	15,09	-0,11	-4,27
7	1400	0,08	-4,51	18,97	17,57	0,08	-4,51
8	1600	0,22	-4,75	21,31	19,92	0,18	-4,78
9	0	0,01	-0,01	0,04	0,02	0,01	-0,01

### 5.3.2 - Estudo das tensões no plano inclinado à direita

A figura 5.13 mostra a montagem da célula de carga inclinada  $3^{\circ}$  à direita e nas tabelas 5.13 a 5.18 tem-se os resultados destes testes.

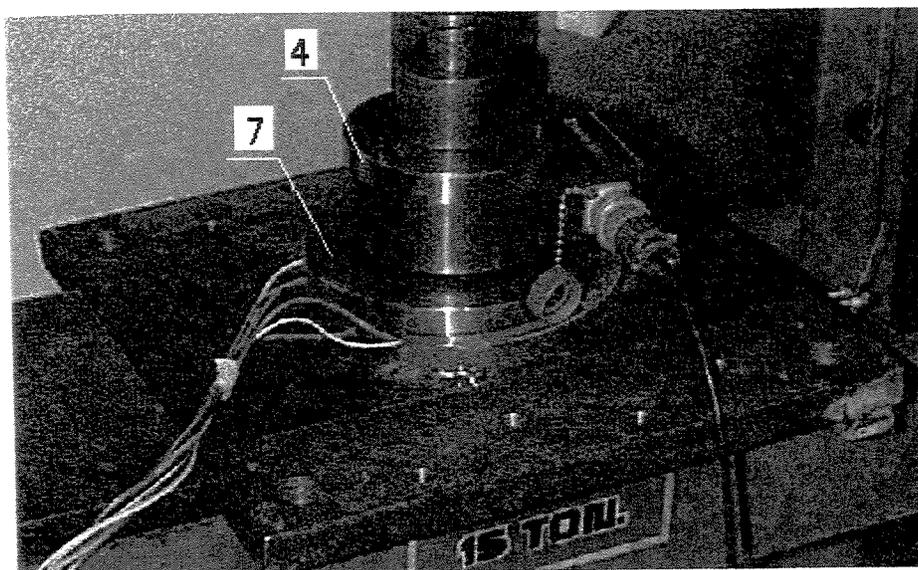


Figura 5.13 - Montagem da célula de carga na posição inclinada à direita.

Tabela 5.13 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] na posição inclinada à direita, teste 1.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	200	105,7	163	-570	263	186	85	-445
2	400	211,4	167	-600	530	396	89	-475
3	600	317,2	169	-630	681	610	95	-510
4	800	422,9	184	-734	985	779	115	-540
5	1000	528,7	215	-737	1110	983	124	-575
6	1200	634,4	235	-744	1334	1192	154	-614
7	1400	740,2	261	-762	1572	1423	187	-656
8	1600	845,9	297	-792	1806	1631	214	-697
9	0	0	-1	-1	0	3	6	-4

Tabela 5.14 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] na posição inclinada à direita, teste 2.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	1	1	0	4	4	-6
1	200	105,7	165	-572	263	185	86	-446
2	400	211,4	168	-601	531	395	70	-476
3	600	317,2	170	-632	682	612	93	-511
4	800	422,9	186	-734	896	778	114	-540
5	1000	528,7	218	-737	1112	988	123	-576
6	1200	634,4	237	-745	1335	1190	155	-613
7	1400	740,2	263	-763	1570	1428	188	-656
8	1600	845,9	299	-791	1805	1630	215	-695
9	0	0	-4	-2	1	2	4	-3

Tabela 5.15 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] na posição inclinada à direita, teste 3.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	-1	0	2	4	2	-1
1	200	105,7	163	-570	264	186	86	-446
2	400	211,4	168	-601	533	395	71	-476
3	600	317,2	170	-632	683	611	93	-511
4	800	422,9	184	-733	896	779	113	-541
5	1000	528,7	216	-738	1111	985	123	-576
6	1200	634,4	235	-745	1335	1190	156	-614
7	1400	740,2	262	-761	1571	1423	188	-657
8	1600	845,9	289	-793	1806	1630	215	-695
9	0	0	2	-1	1	4	3	0

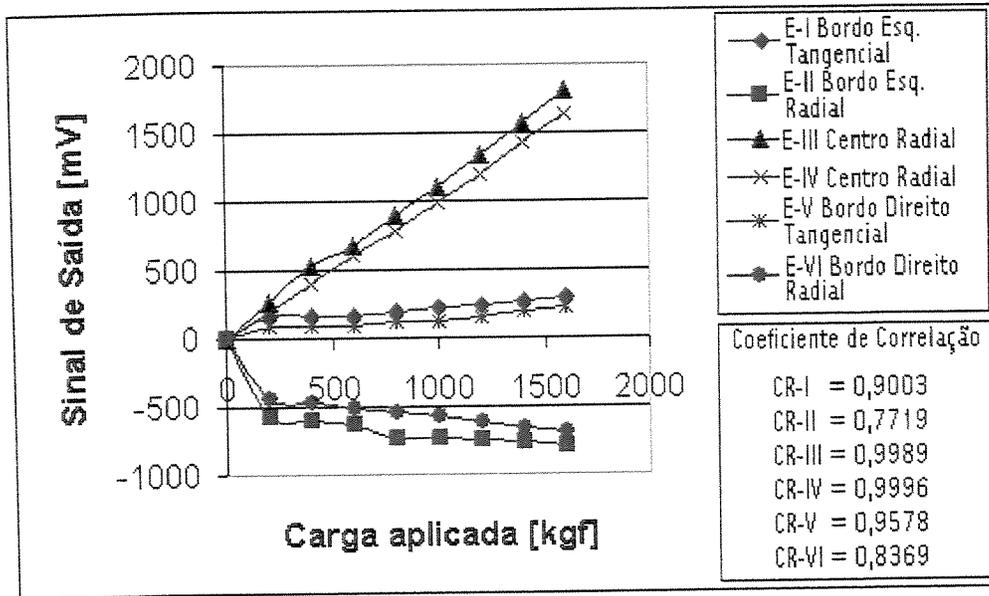


Figura 5.14 - Curva de linearidade da tabela 5.13, plano inclinado à direita.

Observando-se as tabelas de 5.13 a 5.15 nota-se a repetibilidade dos dados. A figura 5.14 mostra o gráfico de linearidade das deformações  $\varepsilon$  [mV] em relação à força aplicada  $F$  [kgf], da tabela 5.13.

Tabela 5.16 - Resultado das tensões principais na posição inclinada à direita, primeiro teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0	0	0	0	0	0
1	200	-0,07	-4,84	2,46	2,96	-0,45	-3,90
2	400	-0,12	-5,11	5,16	6,03	-0,49	-4,16
3	600	-0,18	-5,38	7,57	8,03	-0,53	-4,47
4	800	-0,33	-6,31	9,74	10,49	-0,43	-4,70
5	1000	-0,05	-6,25	12,23	13,06	-0,45	-5,00
6	1200	0,10	-6,26	14,80	15,73	-0,28	-5,28
7	1400	0,30	-6,35	17,61	18,58	-0,09	-5,88
8	1600	0,55	-6,53	20,20	21,34	0,04	-5,88
9	0	-0,01	0,01	0,02	0,01	0,04	-0,02

Tabela 5.17 - Resultado das tensões principais na posição inclinada à direita, segundo teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0,01	0,01	0,03	0,01	0,02	0,04
1	200	-0,06	-4,85	2,45	2,96	-0,44	-3,90
2	400	-0,11	-5,12	5,15	6,04	-0,67	-4,23
3	600	-0,18	-5,40	7,59	8,05	-0,56	-4,49
4	800	-0,31	-6,30	9,73	10,50	-0,44	-4,70
5	1000	-0,02	-6,24	12,29	13,09	-0,46	-5,01
6	1200	0,12	-6,26	14,79	15,73	-0,26	-5,26
7	1400	0,31	-6,36	17,61	18,57	-0,08	-5,57
8	1600	0,57	-6,52	20,19	21,33	0,06	-5,86
9	0	-0,031	0,01	0,02	0,01	0,02	-0,01

Tabela 5.18 - Resultado das tensões principais na posição inclinada à direita, terceiro teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01	0,03
1	200	-0,07	-4,84	2,97	2,97	-0,44	-3,90
2	400	-0,11	-5,12	5,05	6,05	-0,66	-4,22
3	600	-0,18	-5,40	7,58	8,05	-0,56	-4,49
4	800	-0,33	-6,30	9,74	10,50	-0,45	-4,71
5	1000	-0,05	-6,26	12,26	13,08	-0,46	-5,01
6	1200	0,10	-6,27	14,79	15,73	-0,26	-5,27
7	1400	0,31	-6,34	17,61	18,58	-0,08	-5,58
8	1600	0,55	-6,54	20,19	21,34	0,06	-5,86
9	0	-0,01	0,01	0,03	0,02	0,02	-0,01

### 5.3.3 - Estudo das tensões no plano inclinado à esquerda

A figura 5.15 mostra a montagem da célula de carga inclinada  $3^{\circ}$  à esquerda e nas tabelas 5.19 a 5.24 tem-se os resultados destes testes.

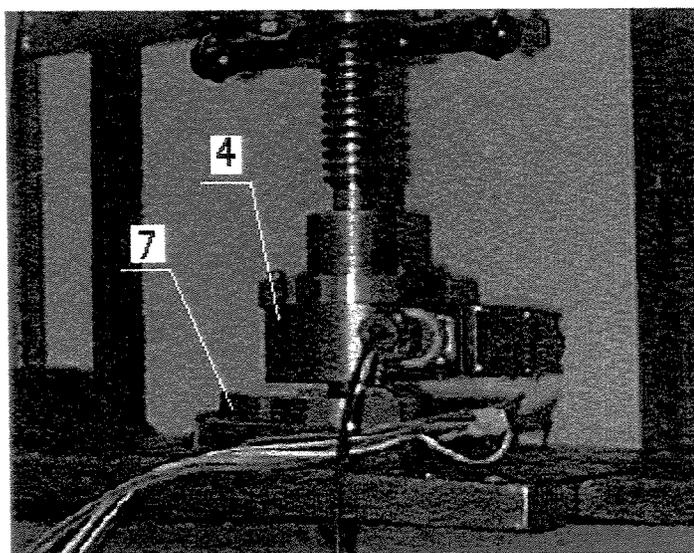


Figura 5.15 - Montagem da célula de carga na posição inclinada à esquerda.

Tabela 5.19 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] na posição inclinada à esquerda, teste 1.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\epsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	200	105,7	165	-572	365	187	84	-443
2	400	211,4	168	-605	535	317	87	-472
3	600	317,2	170	-632	684	615	93	-508
4	800	422,9	189	-736	895	782	114	-537
5	1000	528,7	220	-748	1115	987	123	-572
6	1200	634,4	237	-758	1135	1197	153	-612
7	1400	740,2	267	-768	1574	1428	184	-652
8	1600	845,9	301	-798	1807	1639	212	-696
9	0	0	-1	-1	0	3	6	7

Tabela 5.20 - Resultados das deformações  $\epsilon$  [mV] na posição inclinada à esquerda, teste 2.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\varepsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	1	0	0	0	0	0
1	200	105,7	163	-571	366	188	85	-444
2	400	211,4	167	-604	537	318	89	-473
3	600	317,2	169	-631	685	614	94	-509
4	800	422,9	186	-737	896	780	114	-538
5	1000	528,7	219	-749	1117	980	124	-573
6	1200	634,4	235	-757	1137	1195	154	-613
7	1400	740,2	265	-769	1575	1420	184	-654
8	1600	845,9	300	-799	1808	1635	212	-697
9	0	0	-2	-2	1	4	-3	1

Tabela 5.21 - Resultados das deformações  $\varepsilon$  [mV] na posição inclinada à esquerda, teste 3.

Leitura	Carga Aplicada F [kgf]	Célula Padrão $\varepsilon$ [mV]	Extensômetros (E)					
			Bordo Esquerdo Tangencial E - I	Bordo Esquerdo Radial E - II	Posição Central Radial E - III	Posição Central Radial E - IV	Bordo Direito Tangencial E - V	Bordo Direito Radial E - VI
0	0	0	1	0	2	4	2	-1
1	200	105,7	164	-572	365	187	85	-444
2	400	211,4	168	-604	535	317	85	-472
3	600	317,2	170	-632	685	615	87	-473
4	800	422,9	187	-737	895	781	94	-509
5	1000	528,7	220	-748	1115	989	114	-537
6	1200	634,4	236	-758	1135	1197	123	-572
7	1400	740,2	267	-769	1574	1425	185	-652
8	1600	845,9	300	-799	1807	1639	213	-686
9	0	0	2	-1	1	5	1	0

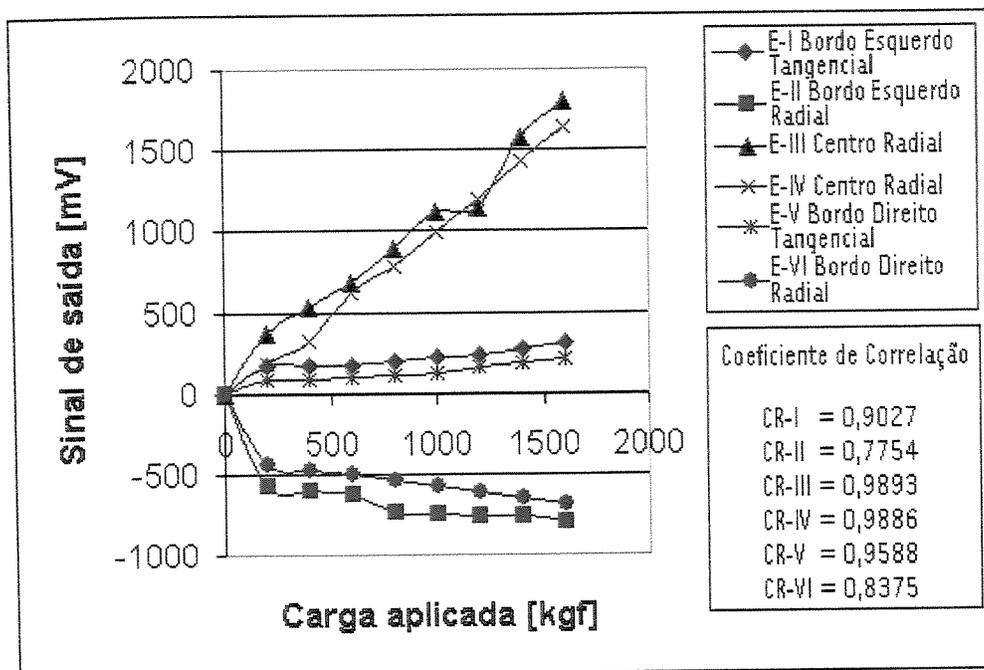


Figura 5.16 - Curva de linearidade da tabela 5.19, plano inclinado à esquerda

Observando-se as tabelas de 5.19 a 5.21 nota-se a repetibilidade dos dados. A figura 5.16 mostra o gráfico de linearidade das deformações  $\epsilon$  [mV] em relação à força aplicada  $F$  [kgf], da tabela 5.19.

Tabela 5.22 - Resultado das tensões principais na posição inclinada à esquerda, primeiro teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0	0	0	0	0	0
1	200	-0.06	-4.85	2.75	3.91	-0.45	-3.88
2	400	-0.12	-5.15	4.44	5.85	-0.50	-4.14
3	600	-0.18	-5.40	7.62	8.07	-0.55	-4.46
4	800	-0.29	-6.31	9.76	10.50	-0.43	-4.67
5	1000	-0.04	-6.34	12.29	13.12	-0.45	-4.97
6	1200	0.08	-6.38	14.29	13.89	-0.28	-5.26
7	1400	0.34	-6.39	17.67	18.62	-0.10	-5.55
8	1600	0.57	-6.58	20.28	21.37	0.03	-5.8
9	0	0.01	0.07	0.04	0.02	-0.01	0.05

Tabela 5.23 - Resultado das tensões principais na posição inclinada à esquerda, segundo teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0.01	0.01	0	0	0	0
1	200	-0.07	-4.85	2.76	3.92	-0.44	-3.89
2	400	-0.13	-5.15	4.45	5.88	-0.4	-4.15
3	600	-0.18	-5.39	7.62	8.08	-0.54	-4.47
4	800	-0.32	-6.33	9.75	10.50	-0.44	-4.68
5	1000	-0.05	-6.35	12.23	13.12	-0.44	-4.98
6	1200	0.07	-6.38	14.28	13.90	-0.27	-5.27
7	1400	0.31	-6.41	17.60	18.60	-0.11	-5.56
8	1600	0.56	-6.59	20.24	21.37	0.02	-5.89
9	0	-0.01	-0.01	0.03	0.02	-0.02	0

Tabela 5.24 - Resultado das tensões principais na posição inclinada à esquerda, terceiro teste.

Leitura	Carga Aplicada kgf	Tensões $\sigma$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]					
		$\sigma_1$ Tangencial	$\sigma_2$ Radial	$\sigma_3$ Radial	$\sigma_4$ Radial	$\sigma_5$ Tangencial	$\sigma_6$ Radial
0	0	0	0.01	0.04	0.02	0.01	-0.01
1	200	-0.07	-4.86	2.75	3.91	-0.44	-3.89
2	400	-0.12	-5.14	4.44	5.85	-0.52	-4.15
3	600	-0.18	-5.40	7.63	8.08	-0.51	-4.15
4	800	-0.31	-6.33	9.76	10.50	-0.54	-4.47
5	1000	-0.04	-6.34	12.30	13.12	-0.43	-4.67
6	1200	0.07	-6.39	14.29	13.89	-0.45	-4.97
7	1400	0.33	-6.40	17.64	18.61	-0.09	-5.54
8	1600	0.56	-6.59	20.28	21.37	0.03	-5.87
9	0	0.01	-0.01	0.04	0.02	0.01	0.01

### 5.3.4- Análise dos experimentos utilizando-se extensômetros bidirecionais

A repetibilidade dos resultados das tensões são observados claramente através das tabelas 5.10 a 5.12 para a célula de carga posicionada no plano horizontal, tabelas 5.16 a 5.18 no plano inclinado à direita e tabelas 5.22 a 5.24 no plano inclinado à esquerda, como era esperado.

As análises serão feitas nos nós 25 (central) e 36 (bordo), onde foram fixados os extensômetros bidimensionais. Tomou-se o cuidado de posicionar os extensômetros exatamente em cima destes nós, obedecendo-se rigorosamente as coordenadas X e Y fornecidas pela modelagem numérica, Capítulo 4, item 4.2.

Analisando-se o nó 25 para a célula de carga posicionada no plano horizontal, tem-se para a simulação numérica o valor da tensão  $\sigma = 22,372 \text{ kgf/mm}^2$ . As tensões correspondentes ao modelo experimental, para uma carga de 1600 kgf, são  $\sigma_3 = 21,31 \text{ kgf/mm}^2$  e  $\sigma_4 = 19,92 \text{ kgf/mm}^2$ , tabela 5.10. A diferença relativa entre a simulação numérica e análise experimental é de 4,7% e 10,9% respectivamente. Este comportamento se repete para a célula de carga inclinada à direita e à esquerda, ambas com inclinação de  $3^\circ$ , nas três séries de testes.

Analisando-se o nó 36 para a célula de carga posicionada no plano horizontal, tem-se para a simulação numérica os seguintes valores para a tensão: radial  $\sigma_r = 5,6499 \text{ kgf/mm}^2$  e axial  $\sigma_t = 0,27571 \text{ kgf/mm}^2$ . As tensões correspondentes a análise experimental, para uma carga de 1600 kgf, são  $\sigma_1 = 0,23 \text{ kgf/mm}^2$  e  $\sigma_2 = 4,75 \text{ kgf/mm}^2$ , tabela 5.10. A diferença relativa entre a simulação numérica e análise experimental é de 17%.

As tensões apresentam uma diferença entre a modelagem numérica e a análise experimental maior no nó 36 (17%) do que no nó 25 (4,7%), isso devido ao assento esférico (região de aplicação da força), no centro da célula de carga, onde esta geometria produz uma maior sensibilidade. Em termos práticos isto significa dizer que a melhor posição para instrumentação da célula de carga é o seu centro.

Para os testes com a célula de carga inclinada, tanto para direita como para esquerda, observou-se que não houve variação significativa nos valores das tensões centrais  $\sigma_3$  e  $\sigma_4$ , tabelas 5.16 e 5.22, nas três séries de teste. Para as tensões de bordo  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_5$  e  $\sigma_6$ , observa-se uma variação significativa nos valores de tensão com relação aos valores obtidos no plano. Isto significa que a célula de carga projetada para uso em suspensões veiculares não deve trabalhar em ângulo e se isto ocorrer, a mesma deve-se ser instrumentada no seu centro.

No, Capítulo 6, Resultados e Comentários, têm-se as diferenças relativas entre os três experimentos, plano horizontal, inclinada a direita e a esquerda.

## Capítulo 6

### Resultados e Comentários

No primeiro experimento, instrumentou-se a célula de carga com extensômetros unidirecionais obtendo-se os resultados mostrados na tabela 6.1, onde os sinais negativos significam esforço de compressão. Com os resultados das tensões obtidos através da análise experimental ( $A_{\text{experimental}}$ ) e numérica ( $M_{\text{numérica}}$ ) calculou-se a diferença relativa (DR), em percentual, através da equação 6.1.

Tabela 6.1 - Resultado do primeiro experimento com extensômetros unidirecionais.

	$\sigma_{\text{máx}} = (\text{kgf/mm}^2) \quad F = 1600 \text{ kgf}$	
	Região central	
	Nó 25 radial	Nó 28 radial
$M_{\text{numérica}}$	22,372	16,722
$A_{\text{experimental}}$	17,17	17,17
DR [%]	30,29	2,61

$$DR = \left| \frac{A_{\text{experimental}} - M_{\text{numérica}}}{A_{\text{experimental}}} \right| 100 \quad (6.1)$$

Os resultados da tabela 6.1 mostram que o extensômetro foi colado sem muita precisão e mais próximo do nó 28. Na figura 4.5 tem-se o esquema da distribuição dos nós.

Os resultados da região central para o nó 28, apresenta DR = 2,61 %. Esta pequena diferença relativa demonstra que esta região é ideal para colagem dos extensômetros. Para aferição destas tensões foram realizados, os demais experimentos com extensômetros bidirecionais, permitindo um posicionamento mais preciso do extensômetro e os resultados estão nas tabelas abaixo

No segundo experimento utilizou-se extensômetros bidirecionais em nós bem definidos de acordo com a modelagem computacional. A tabela 6.2 mostra o resultado desse experimento :

Tabela 6.2 - Resultado do segundo experimento utilizando-se extensômetros bidirecionais.

	$\sigma_{\text{máx}} = (\text{kgf/mm}^2) \quad F = 1600 \text{ kgf}$		
	Região central	Região de bordo	
	Nó 25 radial	Nó 36 Tangencial	Nó 36 radial
$M_{\text{numérica}}$	22,372	-0,2757	-5,6499
$A_{\text{experimental}}$	21,32 e 19,92	0,23	-4,75
DR [%]	4,9 e 10,9	18,58	18,84

Para o nó 25 tem-se um DR = 4,9%, o que significa ser este nó um bom local para se colar os extensômetros e, conseqüentemente, obter boas respostas em termos de medições de cargas aplicadas.

Para o nó 36 tem-se um DR  $\approx$  18%, em ambas direções. Este erro mais acentuado deve-se à não definição perfeita do bordo da célula de carga.

Na tabela 6.3 tem-se a comparação dos resultados do segundo experimento, para a célula de carga posicionada nos três planos: horizontal, inclinado 3° à direita e inclinado 3° à esquerda. As diferenças relativas são calculados segundo equações 6.2 e 6.3, onde  $AE_{\text{horizontal}}$  é a análise experimental no plano horizontal e  $AE_{\text{inclinado}}$  é a análise experimental no plano inclinado.

$$DR_1 = \left| \frac{AE_{\text{horizontal1}} - AE_{\text{inclinado à direita}}}{AE_{\text{horizontal1}}} \right| 100 \quad (6.2)$$

$$DR_2 = \left| \frac{AE_{\text{horizontal1}} - AE_{\text{inclinado à esquerda}}}{AE_{\text{horizontal1}}} \right| 100 \quad (6.2)$$

Tabela 6.3 - Comparação dos resultados da célula de carga posicionada três planos.

	$\sigma_{\text{máx}} = (\text{kgf/mm}^2) \quad F = 1600 \text{ kgf}$		
	Região central	Região de bordo	
	Nó 25 radial	Nó 36 Tangencial	Nó 36 radial
$AE_{\text{horizontal}}$	21,31 e 19,92	-0,23	-4,75
$AE_{\text{inclinado à direita}}$	21,34 e 20,19	-0,57	-6,52
$AE_{\text{inclinado à esquerda}}$	21,37 e 20,28	-0,57	-6,58
$DR_1$ [%]	0 e 1	146	37,18
$DR_2$ [%]	0 e 2	146	38,43

Da tabela 6.3 nota-se que no plano inclinado as tensões no centro da célula de carga, nó 25, não se alteraram. Isto confirma os resultados anteriores demonstrando que a célula de carga deve ser instrumentada, sempre que possível, na sua região central.

No bordo, nó 36 não se pode afirmar o mesmo, pois as diferenças relativas são muito elevadas. No sentido tangencial o  $DR = 146 \%$ , apesar das tensões tangenciais serem desprezíveis. No sentido radial, as diferenças relativas são aproximadamente  $ER = 38 \%$ . Isto demonstra que o bordo é uma região muito sensível, mesmo para uma pequena inclinação de  $3^\circ$  na posição de trabalho da célula de carga., isto é quando a força aplicada apresenta pequenos desvio com relação a posição nominal que é, a força aplicada perpendicularmente a célula de carga.

Em termos de medições de cargas, para uma célula de carga trabalhando num plano inclinado, a região do bordo não é ideal para se obter boas respostas.

## **Capítulo 7**

### **Conclusões e Sugestões**

A motivação dessa dissertação de Mestrado é o projeto de uma célula de carga para aplicação específica em suspensão veiculares, parte integrante do DAP - Dispositivo Automático de Pesagem.

A modelagem teórica apresentada na Capítulo 2 para uma placa plana, serviu de base para o projeto da célula de carga. Partiu-se do estudo da flexão em placas circulares carregadas simetricamente com relação ao centro, obtendo-se as equações de tensões máximas, no centro e no bordo da placa e suas direções principais. Essas tensões foram usadas no cálculo da geometria da célula de carga em estudo.

No projeto da célula de carga apresentada no Capítulo 3, foi definido uma geometria inicial aproximada pela modelagem teórica de placas circulares carregada concentricamente, de bordos engastados e espessura constante. Foi calculada a espessura da célula de carga e suas tensões principais, comparando seus resultados com o programa ANSYS. A coerência entre os resultados mostrou que a geometria inicial é válida, podendo-se partir para seu projeto definitivo.

A modelagem numérica do projeto final da célula de carga apresentada no Capítulo 4, incluiu o efeito assento esférico, que é a área de aplicação da força. Um cuidado especial foi tomado na geração da malha da célula de carga, com o objetivo de obter respostas precisas de

tensões nos nós onde foram fixados os extensômetros, facilitando a comparação dos resultados dessas tensões entre os modelos numérico e análise experimental.

A saída do programa ANSYS forneceu as tensões radiais, tangenciais e de cisalhamento e as coordenadas X, Y e Z de cada um dos 4043 nós.

No Capítulo 5 foi apresentado a análise experimental, onde se dividiu o experimento em duas partes, numa série de três teste para cada experimento. Primeiramente com a célula de carga instrumentada com extensômetros unidirecionais e posteriormente com extensômetros bidirecionais.

Os resultados do primeiro experimento foram próximos aos obtidos pela modelagem numérica, porém, com o intuito de se obter um projeto da célula de carga mais preciso, realizou-se o segundo experimento. Com a aplicação dos extensômetros bidirecionais tem-se maior precisão das tensões lidas num determinado nó. Isto garantiu que a comparação entre as modelagem numérica e análise experimental fossem realizadas exatamente no mesmo ponto.

Também na modelagem experimental realizou-se experimentos com a célula de carga trabalhando no plano horizontal, inclinado  $3^{\circ}$  à direita e  $3^{\circ}$  à esquerda. O objetivo desses experimentos foi verificar o comportamento da célula de carga quando solicitada a trabalhar fora do plano horizontal, seu plano normal de funcionamento, isto é quando a força aplicada na célula de carga sofre um pequeno desvio com relação a posição nominal de trabalho que é perpendicular a mesma..

Este estudo é interessante porque na prática há possibilidade do veículo de carga trabalhar nessa situação. Nos resultados destes experimentos verificou-se que a célula de carga pode até trabalhar nessa situação. Caso haja essa necessidade a mesma deve ser instrumentada somente na região central, pois na região de bordo as leituras de tensões registraram uma variação significativa.

O estudo das diferenças relativas de todos os experimentos apresentados no Capítulo 6, mostram que a célula de carga para aplicação em suspensões veiculares foi projetada com sucesso. Neste trabalho não foi possível fazer um teste de campo, onde se pretendia instalar a célula de carga projetada em um veículo de transporte de carga.

Essa impossibilidade se deve ao fato das várias montadoras visitadas terem se negado a fornecer um veículo para teste. Este teste de campo é uma sugestão para trabalhos futuros. Outra sugestão para trabalhos futuros é adaptar o projeto dessa célula de carga para trabalhar como um transdutor de pressão em suspensão a ar, que é a forte tendência do mercado de transporte.

Pretende-se, num programa de doutorado, atingir esses objetivos e implementar o DAP - Dispositivo Automático de Pesagem.

## **Referências Bibliográficas**

- DALLY, J.W., RILEY W.F. **Experimental Stress Analysis**. Second Edition McGraw Hill Book Company, 1987. Cap. 8-9-10. p. 217-332.
- TIMOSHENKO, S.P. **Resistência dos Materiais**. Livro Técnico S/A, 1996. Cap. 4: Placas Finas Cascas. p. 73-109.
- TIMOSHENKO, S.P., KRIEGER, S.W. **Theory of Plates and Shells**. Second Edition McGraw Hill Book Company, 1959. Cap. 3 : Symmetrical Bending of Circular Plates. p. 51-78.
- TIMOSHENKO, S.P., GOODIER, J.N. **Theory of Elasticity**. Third Edition McGraw Hill Book Company, 1982. Cap. 7 : Analysis of Stress and Strain in Three Dimensions. p. 219-234.
- TIMOSHENKO, S.P., LESSELLS, J.M. **Applied Elasticity**. First Edition London Constable and Company LTD, 1960.
- ROARK, J.R. **Fórmulas for Stress and Strain**. Fourth Edition McGraw Hill Book Company, 1965.
- DOEBLIN, ERNEST O. **Measurements System and Application and Design**. McGraw Hill Book Company, 1996.

- DOVER, RICHARD C. AND ADAMS, PAUL H. **Experimental Stress Analysis and Motion Measurements.** Prentice-Hall of India LTD New Delhi, 1965.
- MATHIAS, G. M. **Materiais Metálicos para Construção Mecânica.** Faculdade de Engenharia Industrial - F.E.I, 1983.
- PERRY, C.C. AND LISSNER, H.D. **The Strain Gage Primer.** Second Edition, McGraw Hill Book Company, New York, 1962.
- POTMA, T. **Strain Gages Theory and Application.** Philips, Paperback, 1967.
- NORTON, H. N. **Handbook of Transducers for Electronic Measuring System.** Prentice-Hall, 1969.
- MASSA EMILIO. **Costruzioni degli Elementi Delle Macchine.** Vol. 1, 2, Stamperia Cesare Tamburini, Milano, 1956/58.
- GOMES, A. N. **Uma Contribuição ao Estudo de Células de Carga Resistivas.** Campinas : FEM, UNICAMP, 1982. Tese ( Mestrado ) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1982.
- FINK, K. E ROHRBACH, C. **Handbuch des Spannungs und Dehnungsmessung Dulsselford,** VDI verlag, 1958.
- SEYBOLT, A. U. , BURKE, J. E. **Técnicas de Metalurgia Experimental.** Editora Limusa Wiley S/A, Mexico, 1969.
- DIVERSOS AUTORES, **Measurement Engineering.** Fourth Edition, Enlarged Revised. 1982.

CATÁLOGO, **Micro-Measurements**, Romulus Michigan, 1993.

CATÁLOGO, **Alpha Instrumentos**. São Paulo, SP. 1989.

São Paulo, S.P. Flávio Napolitano. **Dispositivo Automático de Pesagem**. BR n. PI 9200286-2  
20 jan. 1992. **Revista da Propriedade Industrial**, Rio de Janeiro, n. 1304, 28 nov. 1995.

SOARES, A. R.. DNRE instalará balança móvel para coibir excesso de carga. **O Estado de São Paulo**, 16 fev. 1997.

ANSYS SAS IP, INC. **Ansys Workbook Release 5.4**. Third Edition, U.S.A, 1997.