TARCISIO ANTONIO HESS COELHO

**OTIMIZAÇÃO NO BALANCEAMENTO DE MECANISMOS TRI-DIMENSIONAIS
DO TIPO "RSSR"**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Engenharia

São Paulo

1997

TARCISIO ANTONIO HESS COELHO

**OTIMIZAÇÃO NO BALANCEAMENTO DE MECANISMOS TRI-DIMENSIONAIS
DO TIPO "RSSR"**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Valter Francisco Arruda Alves

1997

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Valter Francisco Arruda Alves, pelo incentivo e apoio.

Ao Prof. Omar Moore de Madureira, pelas sugestões e comentários motivadores.

A todos os colegas e funcionários da Escola Politécnica que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	x
Lista de Símbolos	xii
Resumo	xv
“Abstract”	xvi
1. Introdução.....	1
1.1 - Considerações preliminares.....	1
1.2 - Objetivos.....	2
1.3 - Sobre a divisão do trabalho.....	3
2. Revisão da Literatura.....	6
2.1 - Introdução.....	6
2.2 - Considerações básicas sobre mecanismos.....	6
2.2.1 - Definição de mecanismo.....	6
2.2.2 - Partes principais de um mecanismo.....	6
2.2.3 - Grau de liberdade e grau de mobilidade.....	7
2.2.4 - Tipos de mecanismos.....	8
2.2.5 - Mecanismos planos e espaciais ou tri-dimensionais.....	8
2.2.5.1 - Mecanismo RSSR.....	9
2.2.5.2 - Aplicações do mecanismo RSSR.....	9
2.2.6 - Análise e Síntese; Cinemática e Dinâmica.....	12
2.2.7 - Notações utilizadas na modelagem matemática.....	13
2.2.8 - Métodos analíticos e numéricos.....	13
2.2.9 - Tendências da pesquisa na área de “projeto de mecanismos auxiliado por computador”.....	14
2.3 - Balanceamento.....	15
2.3.1 - Importância do balanceamento.....	15
2.3.2 - Balanceamento de rotores rígidos.....	15
2.3.2.1 - Desbalanceamento “estático”.....	16
2.3.2.2 - Desbalanceamento “dinâmico”.....	16
2.3.3 - Balanceamento de mecanismos.....	17
2.3.3.1 - Balanceamento de motores de combustão interna.....	18
2.3.3.2 - Balanceamento de mecanismos em geral.....	22
2.3.3.2.1 - Balanceamento total das forças e/ou momentos transmitidos para a base em mecanismos planos.....	22
2.3.3.2.2 - Balanceamento parcial das forças e/ou momentos em mecanismos planos.....	31
2.3.3.2.3 - Trabalho experimental envolvendo o balanceamento de mecanismos e o mecanismo RSSR.....	32
2.3.3.2.4 - Balanceamento de mecanismos espaciais.....	33
2.3.3.2.5 - Emprego de molas na síntese dinâmica de mecanismos.....	36
2.4 - Comentários sobre a revisão da literatura.....	38

3. Análise Cinemática do mecanismo “RSSR”	39
3.1. Análise de Posições	40
3.1.1 - Definição das posições dos baricentros	41
3.2. Análise de Velocidades	44
3.3. Análise de Acelerações	47
3.4 - Programas de computador para análise cinemática	49
3.4.1 - Programa “POS”	49
3.4.2 - Programa “VEL”	49
3.4.3 - Programa “ACEL”	50
3.4.4 - Verificação da exatidão dos programas “POS”, “VEL” e “ACEL”	50
4. Análise Cineto-estática	51
4.1 - Desenvolvimento das equações da análise	51
4.2 - Programa FORÇA	57
4.2.1 - Verificação da exatidão do programa FORÇA	57
5. Método do Gradiente Reduzido e Generalizado	58
5.1 - Introdução	58
5.2 - Características do Método do Gradiente Reduzido Generalizado	58
6. Otimização das Resultantes das Forças e dos Momentos transmitidos para a base	64
6.1 - Introdução	64
6.2 - Vetor das variáveis de projeto	64
6.2.1 - Forma dos contra-pesos e sua posição em cada peça móvel	64
6.2.2 - Baricentros e momentos de inércia parcial e total de cada peça	65
6.3 - Função-Objetivo	66
6.4 - Limites inferiores e superiores das variáveis de projeto	66
6.5 - Estrutura do algoritmo de solução	67
7. Problema de Aplicação	69
7.1 - Introdução	69
7.2 - Parâmetros do mecanismo	69
7.3 - Valores iniciais das componentes do vetor das variáveis de projeto	71
7.4 - Função-Objetivo	71
7.5 - Limites inferiores e superiores das componentes do vetor das variáveis de projeto	72
8. Resultados da Otimização	73
9. Bancada de Ensaios	79
9.1 - Introdução	79
9.2 - Aferição do modelo computacional	79
9.2.1 - Visão geral da bancada de ensaios	79
9.2.2 - Sub-sistema mecânico	81
9.2.3 - Sub-sistema de acionamento do mecanismo	83
9.2.4 - Sub-sistema de medição	83
9.2.5 - Descrição do procedimento seguido nas medições das variáveis de interesse	93
9.3 - Comparação entre os níveis de vibração da base do mecanismo desbalanceado e balanceado	93
9.3.1 - Visão geral da bancada de ensaios	94
9.3.2 - Sub-sistema de medição	96
9.3.3 - Descrição do procedimento seguido nas medições das variáveis de interesse	102

10. Resultados da bancada de ensaios.....	103
10.1 - Resultados da aferição do modelo computacional.....	103
10.2 - Resultados da comparação entre os níveis de vibração do mecanismo desbalanceado e balanceado.....	106
11. Discussão.....	109
11.1 - Introdução.....	109
11.2 - Modelo computacional.....	109
11.3 - Otimização.....	111
11.4 - Bancada de ensaios.....	119
12. Conclusões.....	123
12.1 - Conclusões.....	124
12.2 - Contribuições do trabalho.....	125
12.3 - Sugestão de temas para futuras pesquisas.....	126
13. Referências Bibliográficas.....	127
Anexos	
A Quaternions.....	132
B Verificação da exatidão dos programas desenvolvidos para a análise cinemática do mecanismo “RSSR”.....	135
C Verificação da exatidão do programa “FORÇA” para a análise cineto-estática do mecanismo “RSSR”.....	142
D Listagem da saída do programa “OPT3.2”.....	152
E Modelos matemático e computacional do dinamômetro.....	154
F Calibrações estáticas do dinamômetro.....	161
G Otimizações para outras estimativas iniciais.....	166
H	170
I	184
J	189
K	195

Apêndices

- I** - Listagem dos programas desenvolvidos
- II** - Sub-sistema mecânico
- III** - Sub-sistema de acionamento
- IV** - Sub-sistema de medição

Lista de Figuras

2.1 - Mecanismo biela-manivela com indicação do movimento de entrada e de saída.....	6
2.2 - Indicação das partes do mecanismo biela-manivela: peça fixa, peças móveis, peça motora, peças movidas, peças e conexões.....	6
2.3 - Tipos de pares cinemáticos (SUH; RADCLIFFE, 1978).....	7
2.4 - Mecanismo quadrilátero articulado.....	8
2.5 - Esquema cinemático do mecanismo espacial RSSR.....	10
2.6 - Alimentador de prensa (CHASSAPIS; LOWEN, 1994 b).....	10
2.7 - Representação esquemática do mecanismo RSSR no alimentador (CHASSAPIS; LOWEN, 1994a).....	11
2.8 - Os componentes do alimentador (CHASSAPIS; LOWEN, 1994a).....	11
2.9 - Limpador de pára-brisas.....	14
2.10 - O desbalanceamento mais geral num rotor rígido pode ser corrigido pela colocação de uma massa em cada um dos planos I e II (DEN HARTOG, 1956).....	15
2.11 - Máquina de balanceamento para rotores de tamanho pequeno e médio com dois pivôs intercambiáveis (DEN HARTOG, 1956).....	15
2.12 - Mecanismo biela-manivela do motor de combustão interna (DEN HARTOG, 1956).....	19
2.13 - Forças de inércia de 1a. ordem num motor de quatro cilindros de dois tempos (DEN HARTOG, 1956).....	19
2.14 - (a) forças de inércia de 2a. ordem; (b) momentos de 1a. ordem; (c) momentos de 2a. ordem do motor de 4 cilindros da fig. 2.13 (DEN HARTOG, 1956).....	19
2.15 - (a) quadrilátero articulado; (b) forças e momentos de reação na base; (c) resultante das forças na base; (d) resultante dos momentos na base.....	23
2.16 - Quadrilátero articulado com distribuição de massa arbitrária (BERKOF; LOWEN, 1969).....	24
2.17 - Representação esquemática do quadrilátero articulado balanceado (BERKOF, 1973).....	25
2.18 - Distribuição de massa no quadrilátero articulado (WIEDERRICH; ROTH, 1976).....	26
2.19(a) - Distribuição de massa do biela-manivela na primeira inversão; (b) Distribuição de massa do biela-manivela na segunda inversão; (c) Distribuição de massa do biela-manivela na terceira inversão (ELLIOT; TESAR, 1977).....	27
2.20 (a) - Mecanismo plano de 4 barras RRPP; (b) Mecanismo plano de 4 barras RRPP e as barras e juntas adicionais para o balanceamento da força (BAGCI, 1979).....	28
2.21 - Quadrilátero articulado balanceado (CHEN, 1988a).....	30
2.22 - Acionamento do mecanismo por uma roda dentada não circular (KOCHEV, 1990).....	30
2.23 - Mecanismo espacial RSSP (KAUFMAN; SANDOR, 1971).....	34
2.24 - Mecanismo de Bennett (CHEN, 1988a).....	34
2.25 - Mecanismo espacial RSS'R (CHEN, 1988b).....	35
2.26 - (a) Mecanismo espacial HCCC; (b) Mecanismo espacial RCCC (ABOUELWafa et al., 1989).....	35
2.27 - Mecanismo espacial 7-R (CHIOU; TZOU, 1996).....	36
2.28 - Emprego de uma mola de torção (SINHA; RILEY, 1990).....	37
2.29 - Emprego de duas molas de torção (SINHA; RILEY, 1990).....	37
3.1 - Mecanismo RSSR com indicação do número das peças, dos pares cinemáticos e dos vetores que definem a direção de rotação das alavancas.....	39

3.2 - Sistema de eixos ortogonais A $\vec{I}\vec{J}\vec{K}$ preso à peça 3	42
3.3 - Indicação das coordenadas locais que definem o baricentro da peça 2.....	44
4.1 - Diagramas de corpo livre das peças do mecanismo.....	51
4.2 - Sistema de eixos ortogonais G_3 XYZ preso à peça 3.....	54
6.1 - Algoritmo de solução.....	67
8.1 - Módulo do vetor resultante das forças transmitidas para a base.....	74
8.2 - Módulo do vetor resultante dos momentos transmitidos para a base.....	75
8.3 - Torque fornecido pelo motor.....	75
8.4 - Resultante das forças transmitidas para a base na direção X.....	76
8.5 - Resultante das forças transmitidas para a base na direção Y.....	76
8.6 - Resultante das forças transmitidas para a base na direção Z.....	77
8.7 - Resultante dos momentos transmitidos para a base na direção X.....	77
8.8 - Resultante dos momentos transmitidos para a base na direção Y.....	78
8.9 - Resultante dos momentos transmitidos para a base na direção Z.....	78
9.1 - Bancada de ensaios.....	80
9.2 - Sub-sistema mecânico.....	82
9.3 - Sub-sistema de acionamento do mecanismo.....	84
9.4 - Detalhe do dinamômetro de múltiplas componentes, instalado na bancada de ensaios.....	86
9.5 - Dinamômetro de múltiplas componentes.....	87
9.6a - Representação esquemática da estrutura do dinamômetro.....	88
9.6b - Localização do dinamômetro em relação ao mecanismo.....	88
9.7 - Diagrama de corpo livre da plataforma do dinamômetro.....	89
9.8 - Detalhe do conjunto anel-coluna.....	90
9.9 - Posições de colagem dos extensômetros nos anéis.....	90
9.10 - Esquema do circuito elétrico empregado.....	91
9.11 - Alguns componentes do sub-sistema de medição: amplificador, filtro e osciloscópio.....	91
9.12 - Esquema do sub-sistema de medição.....	92
9.13 - Bancada de ensaios.....	94
9.14 - Sub-sistema mecânico.....	95
9.15 - Detalhe do mecanismo.....	95
9.16 - Esquema do sub-sistema de medição.....	96
9.17 - Contra-pesos da manivela (peça 2).....	98
9.18 - Contra-pesos da alavanca (peça 4).....	99
9.19 - Detalhe do tacômetro e acelerômetro (posicionado para medir a vibração na direção "x").....	100
9.20 - Alguns componentes do sub-sistema de medição: amplificador de carga, filtro, osciloscópio e registrador.....	100
9.21 - Detalhe do acelerômetro (posicionado para medir a vibração na direção "z").....	101
10.1 - Gráfico das forças atuantes nos anéis do dinamômetro, obtido com a utilização do modelo computacional.....	103
10.2 - Gráfico das forças atuantes nos anéis do dinamômetro, obtido com as medições na bancada de ensaios.....	103
10.3 - Gráfico das forças atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{F}_{21}$, obtido com a utilização do modelo computacional.....	104
10.4 - Gráfico das forças atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{F}_{21}$, obtido com as medições na bancada de ensaios.....	104
10.5 - Gráfico dos momentos atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{M}_{21}$, obtido com a utilização do modelo computacional.....	105

10.6 - Gráfico dos momentos atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{M}_{21}$, obtido com as medições na bancada de ensaios.....	106
10.7 - Nível de vibração na direção “x” na frequência fundamental (12 Hz).....	106
10.8 - Nível de vibração na direção “z” na frequência fundamental (12 Hz).....	106
10.9 - Nível de vibração do mecanismo desbalanceado na direção “x” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.....	107
10.10 - Nível de vibração do mecanismo balanceado na direção “x” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.....	107
10.11 - Nível de vibração do mecanismo desbalanceado na direção “z” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.....	108
10.12 - Nível de vibração do mecanismo balanceado na direção “z” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.....	108
11.1 - Contra-peso 3 posicionado além do par cinemático esférico B.....	113
11.2 - Esquema das alterações implementadas no dinamômetro.....	121
B.1 - Mecanismo “RSSR” do exemplo 1.....	135
B.2 - Mecanismo quadrilátero articulado do exemplo 2.....	137
B.3 - Mecanismo RSSR do exemplo 3.....	140
C.1 - Mecanismo quadrilátero articulado do exemplo 1.....	142
C.2 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{12}$ em função do tempo....	146
C.3 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{12}$ em função do tempo....	146
C.4 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{14}$ em função do tempo....	148
C.5 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{14}$ em função do tempo....	148
C.6 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{23}$ em função do tempo.....	149
C.7 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{23}$ em função do tempo....	149
C.8 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{34}$ em função do tempo.....	151
C.9 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{34}$ em função do tempo....	151
E.1 - Diagrama de corpo livre da plataforma do dinamômetro.....	154

Lista de Tabelas

7.1 - Coordenadas de pontos notáveis do mecanismo.....	69
7.2 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$	70
7.3 - Componentes dos vetores que definem os baricentros tanto parcial como os dos contrapesos da peça 2 em relação ao seu sistema de coordenadas local.....	70
7.4 - Escalar que define o baricentro parcial da peça 3 em relação ao seu sistema de coordenadas local.....	70
7.5 - Componentes dos vetores que definem os baricentros tanto parcial como os dos contrapesos da peça 4 em relação ao seu sistema de coordenadas local.....	70
7.6 - Massas parciais das peças móveis.....	71
7.7 - Momentos parciais de inércia de massa das peças móveis.....	71
7.8 - Valores iniciais das componentes do vetor das variáveis de projeto.....	71
8.1 - Resultados da otimização: vetor ótimo das variáveis de projeto.....	73
8.2 - Coordenadas locais do baricentro da peça 2 do mecanismo balanceado.....	73
8.3 - Coordenadas locais do baricentro da peça 3 do mecanismo balanceado.....	73
8.4 - Coordenadas locais do baricentro da peça 4 do mecanismo balanceado.....	73
8.5- Momentos de inércia de massa das peças móveis do mecanismo balanceado.....	74
8.6 - Massas das peças móveis do mecanismo balanceado.....	74
11.1 - Nível de redução nas resultantes dos esforços com a otimização.....	111
11.2 - Picos de $\vec{F}_{base}$ e $\vec{M}_{base}$ para o mecanismo RSSR nas duas condições.....	112
11.3 - Comparação entre os níveis de redução dos esforços na base com a otimização.....	112
11.4 - Picos de $\vec{F}_{base}$ e $\vec{M}_{base}$ para o mecanismo RSSR em três condições.....	116
11.5 - Comparação entre os níveis de redução dos esforços na base.....	117
11.4.1 - Valores máximos das forças atuantes nos anéis.....	119
11.4.2 - Valores mínimos das forças atuantes nos anéis.....	119
11.4.3 - Valores máximos da força $\vec{F}_{21}$	120
11.4.4 - Valores mínimos da força $\vec{F}_{21}$	120
B.1 - Coordenadas de pontos notáveis do mecanismo.....	135
B.2 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$	136
B.3 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na sua posição inicial ($\beta_2 = 0^0$)	136
B.4 - Coordenadas de pontos notáveis.....	137
B.5 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$	137
B.6 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição p/ $\beta_2 = 0^0$	138
B.7 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição p/ $\beta_2 = 30^0$	138
B.8 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição p/ $\beta_2 = 60^0$	138
B.9 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição p/ $\beta_2 = 90^0$	139
B.10 - Coordenadas de pontos notáveis.....	140
B.11 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$	140
B.12 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição p/ $\beta_2 = 10^0$	141
B.13 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição p/ $\beta_2 = 20^0$	141
C.1 - Coordenadas dos baricentros das peças móveis.....	143

C.2 - Massas das peças móveis.....	43
C.3 - Momentos de inércia de massa das peças móveis.....	143
C.4 - Valores das componentes das forças internas e do torque de acionamento.....	143
C.5 - Coordenadas de pontos notáveis do mecanismo.....	144
C.6 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$	144
C.7 - Componentes do vetor que define o baricentro da peça 2 em relação ao seu sistema de coordenadas local.....	144
C.8 - Escalar que define o baricentro da peça 3 em relação ao seu sistema de coordenadas local.....	144
C.9 - Componentes do vetor que define o baricentro da peça 4 em relação ao seu sistema de coordenadas local.....	145
C.10 - Massas das peças móveis.....	145
C.11 - Momentos de inércia de massa das peças móveis.....	145
C.12 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{12x}(t)$	147
C.13 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{12y}(t)$	147
C.14 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{12z}(t)$	147
C.15 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{14x}(t)$	147
C.16 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{14y}(t)$	147
C.17 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{14z}(t)$	147
C.18 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{23x}(t)$	150
C.19 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{23y}(t)$	150
C.20 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{23z}(t)$	150
C.21 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{34x}(t)$	150
C.22 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{34y}(t)$	150
C.23 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente $F_{34z}(t)$	150
E.1 - Coordenadas dos centros dos pares cinemáticos do dinamômetro em relação ao centro do par O_2	157
E.2 - Valor do ângulo α	157
F.1.1 - Anel-coluna 1	161
F.1.2 - Anel-coluna 2.....	161
F.1.3 - Anel-coluna 3.....	161
F.1.4 - Anel-coluna 4.....	161
F.1.5 - Anel-coluna 5.....	162
F.1.6 - Anel-coluna 6.....	162
F.2.1 - Anel-coluna 1.....	162
F.2.2 - Anel-coluna 2.....	163
F.2.3 - Anel-coluna 3.....	163
F.2.4 - Anel-coluna 4.....	164
F.2.5 - Anel-coluna 5.....	164
F.2.6 - Anel-coluna 6.....	165
I.1 - Resultados da otimização: vetor ótimo das variáveis de projeto.....	184

Lista de Símbolos

- A - vetor-posição do centro do par cinemático esférico que conecta a manivela ao acoplador
 $\vec{a}_P$ - vetor-aceleração do ponto P
 B - vetor-posição do centro do par cinemático esférico que conecta a alavanca ao acoplador
 β_2 - deslocamento angular da manivela em relação à sua posição inicial
 β_4 - deslocamento angular da alavanca em relação à sua posição inicial
 C - vetor-posição de um ponto notável da base do mecanismo
 $d_{CP_{2,1}}$ - diâmetro do primeiro contra-peso instalado na peça 2
 $d_{CP_{2,2}}$ - diâmetro do segundo contra-peso instalado na peça 2
 $d_{CP_{4,1}}$ - diâmetro do primeiro contra-peso instalado na peça 4
 $d_{CP_{4,2}}$ - diâmetro do segundo contra-peso instalado na peça 4
 d_{CP_3} - diâmetro do contra-peso instalado na peça 3
 d_{min} - limite inferior dos diâmetros dos contra-pesos
 d_{max} - limite superior dos diâmetros dos contra-pesos
 $\vec{F}_{ij}$ - vetor-força de reação que a peça “i” provoca sobre a peça “j”
 $\vec{F}_{base}$ - vetor resultante das forças transmitidas para a base
 F_i - força de tração/compressão atuante no conjunto anel-coluna “i” do dinamômetro
 $f(\vec{X})$ - função objetivo da otimização
 g_{CP_3} - escalar que define a posição do baricentro do contra-peso instalado da peça 3 em relação ao seu sistema de coordenadas local
 G_{pj} - vetor-posição do baricentro parcial da peça “j” em relação ao sistema de coordenadas global
 G_j - vetor-posição do baricentro da peça “j” em relação ao sistema de coordenadas global
 $\vec{g}_{p,2}$ - vetor-posição do baricentro parcial da peça 2 em relação ao sistema de coordenadas local fixo à peça
 $\vec{g}_{cp,2,1}$ - vetor-posição do primeiro contra-peso instalado na peça 2 em relação ao seu sistema de coordenadas local
 $\vec{g}_{cp,2,2}$ - vetor-posição do segundo contra-peso instalado na peça 2 em relação ao seu sistema de coordenadas local

- $g_{p,3}$ - escalar que define a posição do baricentro parcial da peça 3 em relação ao seu sistema de coordenadas local
- $\vec{g}_{p,4}$ - vetor-posição do baricentro parcial da peça 4 em relação ao sistema de coordenadas local fixo à peça
- $\vec{g}_{cp,4.1}$ - vetor-posição do primeiro contra-peso instalado na peça 4 em relação ao seu sistema de coordenadas local
- $\vec{g}_{cp,4.2}$ - vetor-posição do segundo contra-peso instalado na peça 4 em relação ao seu sistema de coordenadas local
- $\vec{g}_{b,j}$ - vetor-posição do baricentro da peça “j” do mecanismo balanceado em relação ao sistema de coordenadas local fixo à peça
- $\vec{H}_{3,G_3}$ - momento angular da peça 3 em relação ao baricentro G_3
- $J_{p2,G_{p2}\hat{q}_2}$ - momento parcial de inércia de massa da peça 2 em relação ao eixo definido pelo versor $\hat{q}_2$ e que passa pelo ponto G_{p2}
- $J_{p4,G_{p4}\hat{q}_4}$ - momento parcial de inércia de massa da peça 4 em relação ao eixo definido pelo versor $\hat{q}_4$ e que passa pelo ponto G_{p4}
- $J_{p3,G_{p3}X}$ - momento parcial de inércia de massa da peça 3 em relação ao eixo $G_{p3}X$
- $J_{p3,G_{p3}Y}$ - momento parcial de inércia de massa da peça 3 em relação ao eixo $G_{p3}Y$
- $J_{p3,G_{p3}Z}$ - momento parcial de inércia de massa da peça 3 em relação ao eixo $G_{p3}Z$
- $J_{2,G_2\hat{q}_2}$ - momento total de inércia de massa da peça 2 em relação ao eixo definido pelo versor $\hat{q}_2$ e que passa pelo ponto G_2
- J_{3,G_3X} - momento total de inércia de massa da peça 3 em relação ao eixo G_3X
- J_{3,G_3Y} - momento total de inércia de massa da peça 3 em relação ao eixo G_3Y
- J_{3,G_3Z} - momento total de inércia de massa da peça 3 em relação ao eixo G_3Z
- $J_{4,G_4\hat{q}_4}$ - momento total de inércia de massa da peça 4 em relação ao eixo definido pelo versor $\hat{q}_4$ e que passa pelo ponto G_4
- L_{min} - limite inferior da posição do contra-peso a ser instalado na peça 3
- L_{max} - limite superior da posição do contra-peso a ser instalado na peça 3
- $m_{p,j}$ - massa parcial da peça “j”
- m_j - massa total da peça “j”
- $\vec{M}_{ij}$ - vetor-momento de reação que a peça “i” provoca sobre a peça “j”

$\vec{M}_{base}^C$ - vetor resultante dos momentos transmitidos para a base em relação ao pólo C

n - número de posições consideradas no ciclo de movimento do mecanismo

O_2 - vetor-posição do centro do par cinemático de revolução que conecta a base à manivela

O_4 - vetor-posição do centro do par cinemático de revolução que conecta a base à alavanca

O_E - ponto de origem do sistema de coordenadas global (absoluto)

$\hat{q}_2$ - versor que define o sentido de rotação da manivela

$\hat{q}_4$ - versor que define o sentido de rotação da alavanca

$\Delta\theta$ - intervalo de deslocamento angular da manivela

θ_i - deslocamento angular da manivela para a posição “i”

$\vec{v}$ - vetor v

$\hat{v}$ - versor v

$\vec{V}_P$ - vetor-velocidade do ponto P

$\vec{x}$ - vetor das variáveis de projeto

$\vec{x}^{(k)}$ - vetor das variáveis de projeto na iteração “k” do processo de otimização

x - eixo do sistema de coordenadas global; coincide com a direção do eixo de rotação da alavanca

X - eixo do sistema de coordenadas local da peça 3

y - eixo do sistema de coordenadas global; coincide com a direção do eixo de rotação da manivela

Y - eixo do sistema de coordenadas local da peça 3

z - eixo do sistema de coordenadas global; coincide com a direção vertical

Z - eixo do sistema de coordenadas local da peça 3

$\vec{\omega}_i$ - vetor de rotação da peça “i”

$\dot{\vec{\omega}}_i$ - vetor-aceleração angular da peça “i”

Resumo

Este trabalho trata do emprego de técnicas numéricas de otimização - utilizando o método do Gradiente Reduzido Generalizado - para o balanceamento de mecanismos espaciais ou tri-dimensionais do tipo "RSSR". O critério de balanceamento visa a minimização da resultante das forças e da resultante dos momentos de reação na base do mecanismo. As modificações no comportamento dinâmico do mecanismo são realizadas por meio da variação na geometria de contra-pesos acrescentados às peças móveis numa distribuição de massa "off-line". Para verificação dos resultados teóricos, construiu-se uma bancada de ensaios para comparação entre os níveis de vibração da base dos mecanismos desbalanceado e balanceado, ambos funcionando na mesma condição de operação.

Abstract

The Generalized Reduced Gradient method of numerical optimization was successfully applied in obtaining the reduction of moments and forces transmitted by a spatial RSSR mechanism to its base. Such a modification of dynamical behavior of the mechanism, or balancing, was achieved by the addition of counter-weights attached to the movable links in an off-line position. The evaluation of the obtained optimum configuration has been performed by comparing the measured vibration levels of the base of physical models of the balanced and unbalanced mechanism.

1. INTRODUÇÃO

1.1 - Considerações preliminares

Uma das tendências atuais é a de que todos os países formem um único mercado internacional, reduzindo suas fronteiras e barreiras alfandegárias, levando a uma competição acirrada em todos os níveis da sociedade. Sendo assim, para que se atenda aos pedidos de clientes cada vez mais exigentes, surge a necessidade da fabricação de produtos altamente competitivos, que possuam alta qualidade, baixo custo e curto prazo de entrega. Isso implicará no desenvolvimento de máquinas de alto desempenho, flexíveis quanto ao tipo de produto fabricado e tamanho do lote, consumidoras de pouca energia e de baixo custo de manutenção. Diante desse quadro, os mecanismos, encarados como dispositivos mecânicos ou mesmo sub-sistemas de equipamentos maiores, se constituem em recursos estratégicos para o domínio da tecnologia associada ao desenvolvimento dessas máquinas.

O conhecimento acumulado até o presente momento sobre o projeto de mecanismos se concentrou principalmente em como modificações realizadas na geometria de um dado mecanismo alteram as suas características cinemáticas e dinâmicas. As características cinemáticas estão relacionadas, por exemplo, com posicionamento de precisão, tempos de avanço e retorno. Por outro lado, as características dinâmicas lidam, por exemplo, com redução dos esforços de acionamento e balanceamento. Normalmente, o projeto é desenvolvido sequencialmente, primeiro o mecanismo deve atender às especificações cinemáticas e depois às especificações dinâmicas. No entanto, algumas pesquisas têm sido desenvolvidas no sentido de considerar ambas especificações simultaneamente.

Seguindo ainda com as características dinâmicas, deve-se acrescentar também que o balanceamento de mecanismos é condição necessária no projeto de uma máquina em que se pretenda executar um número maior de operações num mesmo intervalo de tempo; e, portanto, gerando um aumento de produção. O objetivo principal do balanceamento de um mecanismo é eliminar ou reduzir os esforços cíclicos que ele transmite para a sua base ou fundação. Desta forma, o seu funcionamento será isento de vibrações e ruídos, evitando-se o desgaste de seus componentes ou mesmo a quebra destes por fadiga. As técnicas de balanceamento de mecanismos comumente empregadas têm sido as seguintes: redistribuição interna de massa (mudança da geometria das peças ou acréscimo de contra-pesos); introdução

de mecanismos adicionais; adição de eixos contendo discos girantes engrenados com o mecanismo original. Apesar das melhorias conseguidas com o balanceamento, ele acarreta algumas desvantagens quando há aumento da inércia total do mecanismo, levando a um aumento significativo do torque de acionamento e aumento das forças internas nas juntas.

Tradicionalmente, os métodos de balanceamento de mecanismos são analíticos e envolvem a busca de expressões matemáticas que uma vez obtidas, tornam possível por substituição direta dos parâmetros conhecidos, a determinação de incógnitas como as massas e as posições dos contra-pesos. Contudo, estes métodos apresentam limitações quando se pretende satisfazer, simultaneamente, diferentes especificações de projeto sujeitas a um grande número de restrições físicas. Devido a isso, existe atualmente um interesse crescente pelo emprego de métodos numéricos iterativos para otimização das características cinemáticas e dinâmicas dos mecanismos por oferecem uma perspectiva mais promissora e superior se comparados aos métodos analíticos.

Historicamente, os mecanismos planos têm sido muito mais aplicados e estudados que os tri-dimensionais ou espaciais. Isso se deve a vários fatores como, a maior simplicidade do modelo físico e matemático, facilidade de visualização do seu movimento e simplicidade construtiva, dentre outros. Por outro lado, observa-se que os mecanismos tri-dimensionais representam um potencial enorme que não está sendo aproveitado. Isso porque eles podem fornecer uma variedade muito maior de movimentos de saída do que os mecanismos planos.

Nesta pesquisa, pretende-se estudar um tipo de mecanismo tri-dimensional que já satisfaz previamente a certas especificações cinemáticas, em condições de funcionamento de alta rotação, caso em que suas características dinâmicas são importantes e seja necessário o seu balanceamento.

1.2 - Objetivos

Esta pesquisa tem por objetivo estudar o balanceamento de mecanismos tri-dimensionais do tipo RSSR. O critério de balanceamento prevê a redução das forças e dos momentos transmitidos para a base. Admite-se que as peças do mecanismo sejam corpos rígidos. A técnica de balanceamento se baseará na redistribuição interna de massa com acréscimo de contra-pesos nas peças móveis numa distribuição de massa "off-line" (baricentro

situado fora da linha que passa pelos centros dos pares cinemáticos). Utilizar-se-á o método numérico conhecido como “Método do Gradiente Reduzido Generalizado”, para otimização da geometria do mecanismo de modo a atender ao critério de balanceamento. Para verificação dos resultados teóricos, o mecanismo considerado balanceado pelo programa de otimização será construído e ensaiado na condição de operação.

1.3 - Sobre a divisão do trabalho

O capítulo 2 se inicia com uma revisão da literatura apresentando conceitos básicos sobre mecanismos em geral e sobre o mecanismo RSSR especificamente, tais como, suas aplicações, seus pares cinemáticos e seu grau de mobilidade. São apresentados também diferentes técnicas e métodos aplicáveis ao balanceamento de mecanismos, sejam eles planos ou tri-dimensionais.

No capítulo 3 são desenvolvidas as equações para análise cinemática do mecanismo RSSR. Também neste capítulo são apresentados comentários sobre os programas de computador desenvolvidos para execução dos cálculos teóricos tais como, obtenção dos vetores-aceleração dos baricentros e vetores-aceleração angular das peças móveis.

As equações para análise cineto-estática são apresentadas no capítulo 4. Nele também estão contidas considerações sobre os programas de computador para realização dos cálculos teóricos como, por exemplo, determinação das forças e momentos de reação em cada peça do mecanismo.

No capítulo 5 apresenta-se o método do Gradiente Reduzido Generalizado. Também neste capítulo inclui-se um exemplo de aplicação para um maior esclarecimento sobre como o método funciona.

O vetor das variáveis de projeto, a função-objetivo e as restrições para a realização da otimização são definidos no capítulo 6.

No capítulo 7 apresenta-se um problema de aplicação que esta tese se propõe a resolver.

A seguir, no capítulo 8, são apresentados os resultados da otimização, onde se incluem os gráficos comparativos entre o mecanismo desbalanceado e balanceado.

No capítulo 9, trata-se da bancada construída para levantamento de dados experimentais para comprovação dos resultados da análise teórica.

Os resultados da bancada de ensaios são apresentados no capítulo 10.

No capítulo 11 desenvolve-se uma discussão geral sobre vários aspectos essenciais da tese, tais como, hipóteses adotadas, simulações realizadas, alcance dos resultados bem como suas limitações.

No capítulo 12 apresentam-se as principais conclusões da tese e também são incluídas sugestões de temas para pesquisas futuras.

Finalmente, foram incluídos no texto uma série de anexos que apresentam desde esclarecimentos sobre os modelos matemáticos desenvolvidos, até gráficos e listagens fornecidas pelo programa de otimização.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1 - Introdução

Por questões de ordem didática, a revisão da literatura se inicia com algumas considerações básicas sobre mecanismos. A seguir, trata-se do balanceamento aplicável a rotores e mecanismos, mencionando-se tantos os métodos analíticos quanto numéricos empregados.

2.2 - Considerações básicas sobre mecanismos

2.2.1 - Definição de mecanismo

Mecanismo foi definido por REULEAUX (1875) como sendo “uma combinação de corpos rígidos ou resistentes de tal forma conectados que se movem um em relação ao outro com movimento relativo definido”.

É geralmente um sub-sistema de uma máquina ou ainda, um dispositivo mecânico independente, e sua função é ser um transformador de movimento (HARTENBERG; DENAVIT, 1964). Ele transforma um movimento disponível (movimento de entrada) num movimento desejado (movimento de saída). Um exemplo bem comum de mecanismo é o biela-manivela, que no caso do motor de combustão interna, transforma um movimento de translação do pistão num movimento de rotação do eixo de manivelas.

2.2.2 - Partes principais de um mecanismo

Um mecanismo é formado por peças e pelas conexões entre as peças (HARTENBERG; DENAVIT, 1964). Uma dessas peças é chamada de base ou peça fixa pois não realiza qualquer movimento. Outras peças são chamadas de peças motoras porque estão ligadas diretamente aos motores ou acionadores do mecanismo. As demais peças são ditas peças movidas.

As conexões são os elementos de ligação entre as peças. São também chamados de pares cinemáticos (SUH; RADCLIFFE, 1978). Há diversos tipos de pares cinemáticos. Existem os pares de revolução (ou de rotação), os prismáticos (ou de translação), os

helicoidais, os cilíndricos, os esféricos, os planos, dentre outros. Cada tipo de par cinemático permite um determinado número de graus de liberdade entre as peças por ele conectadas. Como cada tipo de par cinemático possui uma forma geométrica básica, mas pode assumir diferentes formas construtivas, adota-se algumas representações esquemáticas para facilitar o seu desenho na estrutura do mecanismo.

Fig. 2.1 - Mecanismo biela-manivela com indicação do movimento de entrada e de saída.

Fig 2.2 - Indicação das partes do mecanismo biela-manivela: peça fixa, peças móveis, peça motora, peças movidas, peças e conexões.

2.2.3 - Grau de liberdade e grau de mobilidade

Grau de liberdade é o número total de movimentos disponíveis e independentes de uma peça em relação à outra, permitidos pelo par cinemático que une as duas peças.

Grau de Mobilidade (HARTENBERG; DENAVIT, 1964) é o número de variáveis independentes necessárias para definir completamente a posição relativa de todas as peças de um mecanismo.

Para a determinação do grau de mobilidade (G.M.) de um mecanismo, utiliza-se dois critérios conhecidos como critérios de Grübler (SHIGLEY; UICKER, 1981), um para mecanismos planos e outro para espaciais.

Nome do par cinemático	Forma geométrica	Representações esquemáticas	Graus de liberdade
1. Revolução (R)			1
2. Cilíndrico (C)			2
3. Prismático (P)			1
4. Esférico (S)			3
5. Helicoidal (H)			1
6. Plana (P _L)			3

Fig. 2.3 - Tipos de pares cinemáticos (SUH; RADCLIFFE, 1978)

Fig. 2.4 - Mecanismo quadrilátero articulado.

Para mecanismos planos,

$$G.M. = 3.(n-1) - 2.n_{p1} - n_{p2} \quad (2.1)$$

e para espaciais,

$$G.M. = 6.(n-1) - 5.n_{p1} - 4.n_{p2} - 3.n_{p3} - 2.n_{p4} - n_{p5} \quad (2.2)$$

sendo que n é o número total de peças e n_{pj} o número total de pares que permitem j ($1 \leq j \leq 5$) graus de liberdade. Para o quadrilátero articulado, $n = 4$, $n_{p1} = 4$, $n_{p2} = 0$, portanto, $G.M. = 1$.

2.2.4 - Tipos de mecanismos

Tradicionalmente, incluem-se no grupo dos mecanismos (SUH; RADCLIFFE, 1978) os formados por um conjunto de barras conectadas por diferentes tipos de pares cinemáticos, os engrenamentos de rodas dentadas e aqueles que possuem camo e seguidor.

2.2.5 - Mecanismos planos e espaciais ou tri-dimensionais (HARTENBERG; DENAVIT, 1964)

Os mecanismos podem ser planos ou espaciais. Os mecanismos planos são aqueles cujas peças realizam movimentos planos que sejam paralelos a um plano comum. Os

mecanismos espaciais, ou contêm pelo menos uma de suas peças que execute movimento espacial, ou ainda possuem um número de peças que desenvolvam movimentos planos que não sejam paralelos a um plano comum.

2.2.5.1 - Mecanismo RSSR

O mecanismo espacial RSSR é formado por 4 peças e 4 pares cinemáticos. As 4 peças são uma base, duas alavancas e um acoplador montado entre estas duas alavancas. A base é geralmente considerada como peça fixa, ou seja, considera-se esta peça como um referencial fixo e os movimentos das demais peças são relativos a ela. Se uma das alavancas realizar um deslocamento angular de 360 graus em torno de seu eixo de rotação, esta alavanca passa a se chamar manivela. O esquema cinemático do mecanismo RSSR pode ser visto na figura 2.5. Com relação ao nome "RSSR", ele decorre da sequência em que os tipos de pares cinemáticos aparecem na estrutura do mecanismo.

No caso do mecanismo RSSR, há 4 peças, 2 pares de revolução e dois pares esféricos, e portanto a mobilidade deste mecanismo assumirá o valor 2. Esta mobilidade superior à unidade se deve ao giro do acoplador em torno de seu próprio eixo. Esta mobilidade excedente será redundante, no caso de não existir um motor responsável pelo acionamento direto do acoplador e, ao mesmo tempo, se o seu baricentro estiver alinhado com seus pares cinemáticos. Desta forma, a desconsideração desta mobilidade não altera a análise cinemática do mecanismo.

2.2.5.2 - Aplicações do mecanismo RSSR

Como aplicações do mecanismo poderiam ser citadas duas: uma no setor de máquinas para estampagem e outra como um sub-sistema de automóveis.

Com relação ao setor de máquinas para estampagem, o mecanismo em questão é utilizado como alimentador de chapas metálicas que são estampadas numa prensa (CHASSAPIS; LOWEN, 1994a e b). A figura 2.6 mostra uma foto deste alimentador e a figura 2.7 e 2.8 mostram esquematicamente o mecanismo RSSR e outros componentes a ele associados.

Fig. 2.5 - Esquema cinemático do mecanismo espacial RSSR.

Fig. 2.6 - Alimentador de prensa (CHASSAPIS; LOWEN, 1994 b).

Fig. 2.7 - Representação esquemática do mecanismo RSSR no alimentador (CHASSAPIS; LOWEN, 1994a).

Fig. 2.8 - Os componentes do alimentador (CHASSAPIS; LOWEN, 1994a).

No caso de um sub-sistema de automóveis, como, por exemplo, em limpadores de pára-brisas, há dois mecanismos RSSR presentes. A figura 3.6 mostra detalhes do mecanismo de um limpador de pára-brisas desmontado do chassi de um veículo Monza (General Motors).

2.2.6 - Análise e Síntese; Cinemática e Dinâmica

Entende-se por análise o estudo do comportamento estático, cinemático, cineto-estático, dinâmico, ou ainda cineto-elasto-dinâmico, de um determinado tipo de mecanismo assumindo que sejam conhecidos os seus pares cinemáticos, a forma de suas peças, bem como suas dimensões.

A análise estática (ERDMAN; SANDOR, 1972) envolve a obtenção das forças e/ou momentos internos ao mecanismo a partir de forças e/ou momentos externos conhecidos aplicados ao mecanismo, assumindo que não haja qualquer movimento deste, ou seja, equilíbrio. A análise cinemática (ERDMAN; SANDOR, 1972) trata da obtenção das posições, velocidades e acelerações de pontos e peças do mecanismo, admitindo que o movimento da peça motora seja conhecido e que as peças sejam corpos rígidos. A análise cineto-estática (ERDMAN; SANDOR, 1984) envolve a obtenção das forças e/ou momentos internos ao mecanismo sujeito ou não a forças e/ou momentos externos, a partir dos resultados da análise cinemática. A análise dinâmica (ERDMAN; SANDOR, 1984) trata da determinação do movimento (posições, velocidades e acelerações) de pontos e peças do mecanismo a partir de uma posição inicial conhecida, em que uma ou mais peças estejam sujeitas à ação de forças ou momentos externos conhecidos (por exemplo, força da gravidade). Assume-se que as peças sejam corpos rígidos (ERDMAN; SANDOR, 1972). A análise cineto-elasto-dinâmica (ERDMAN; SANDOR, 1972) é semelhante à análise dinâmica nso seus objetivos, mas considera que as peças do mecanismo sejam elásticas. Além disso, os efeitos de deformação elástica sobre as forças de inércia são incluídos nesse tipo de análise.

Entende-se por síntese a determinação do tipo de mecanismo, seus pares cinemáticos, as formas e dimensões de suas peças de modo que ele satisfaça a especificações de projeto previamente estabelecidas (HARTENBERG; DENAVIT, 1964). A síntese pode ser cinemática ou dinâmica.

A síntese cinemática envolve a satisfação de especificações de posições - que é o caso mais comum - ou ainda de velocidades ou acelerações de uma ou mais peças, ou mesmo de pontos escolhidos do mecanismo. A síntese cinemática se distingue por três tarefas básicas (SUH; RADCLIFFE, 1978): projeto de posicionadores, de geradores de trajetória e de geradores de função.

A síntese dinâmica (LIMA, 1985) (SALEM; MANOOCHEHRI, 1990) trata da satisfação de especificações do tipo: minimizar o torque do motor, diminuir a flutuação desse torque, balanceamento do mecanismo, entre outras.

2.2.7 - Notações utilizadas na modelagem matemática

No caso de mecanismos planos, as notações comumente utilizadas (SUH e RADCLIFFE, 1978) incluem a vetorial (cartesiana e polar complexa) e a matricial. No caso de mecanismos espaciais, utiliza-se como notações a vetorial (cartesiana), o quatérnion (KOREN, 1985), (NIKRAVESH, 1988) e a matricial.

2.2.8 - Métodos analíticos e numéricos

Tanto para o desenvolvimento da análise quanto da síntese, os métodos para resolução desses problemas podem ser divididos em dois grupos: os analíticos e os numéricos (NIKRAVESH, 1988). Os métodos analíticos são aqueles que, para a resolução das equações da modelagem matemática, necessitam somente da substituição dos valores conhecidos para a determinação das incógnitas e assim, fornecem uma solução exata. No caso dos métodos numéricos, emprega-se uma técnica numérica para resolver as equações do problema. Desta forma, a solução obtida não é exata, mas aproximada. A técnica numérica pode ser, no caso da solução de um sistema de equações não-lineares, a aplicação do método de "Newton-Raphson" (SUH; RADCLIFFE, 1978), ou ainda no caso de uma minimização de uma função, a utilização do método do Gradiente Reduzido Generalizado (GABRIELE; RAGSDALL, 1977).

Apenas para exemplificar a utilização de um ou outro método, pode-se mencionar o problema da síntese cinemática para três posições exatas, que recai num sistema de equações não-lineares que possui solução analítica (ERDMAN; SANDOR, 1984), mas também pode

ser resolvido numericamente pelo método anteriormente mencionado. Quanto ao problema da análise cineto-estática, que recai num sistema de equações lineares, este pode ser resolvido analiticamente por substituição (dependendo da ordem do sistema pode ser inviável) ou por um método numérico através de um algoritmo de Gauss-Seidel (NIKRAVESH, 1988).

2.2.9 - Tendências da pesquisa na área de “projeto de mecanismos auxiliado por computador”

ERDMAN (1995) publicou uma revisão sobre o estado da arte em projeto de mecanismos auxiliado por computador. Ele apontou que até o presente momento, a esmagadora maioria dos “softwares” disponíveis comercialmente resolvem os problemas de análise cinemática e dinâmica de mecanismos planos e espaciais. Comentou que os poucos “softwares” de síntese desenvolvidos realizam somente a síntese cinemática de alguns tipos de mecanismos planos. Finalmente, concluiu seu artigo comentando sobre as grandes possibilidades na utilização combinada de técnicas numéricas de otimização e de interface gráfica (realidade virtual ou imagens 3D na tela do monitor de vídeo) para o projeto de mecanismos - análise e síntese tanto cinemática quanto dinâmica - no futuro.

Fig. 2.9 - Limpador de pára-brisas.

Fig. 2.10 - O desbalanceamento mais geral num rotor rígido pode ser corrigido pela colocação de uma massa em cada um dos planos I e II (DEN HARTOG, 1956, fig.6.9, p234,).

Fig. 2.11 - Máquina de balanceamento para rotores de tamanho pequeno e médio com dois pivôs intercambiáveis (DEN HARTOG, 1956, fig.6.10, p234).

2.3 - Balanceamento

2.3.1 - Importância do balanceamento

O objetivo primário do balanceamento de um sistema mecânico, entendendo-se neste contexto um sistema mecânico como sendo um rotor ou um mecanismo, é remover ou reduzir o movimento que ele transmite para a sua base ou fundação (WIEDERRICH; ROTH, 1976). Isso se deve a que um sistema mecânico, particularmente aquele que funcione em alta rotação, gera esforços variáveis nas suas fundações. Estes esforços podem causar ruído, vibração, desgaste desnecessário, e fadiga (ELLIOT; TESAR, 1977).

2.3.2 - Balanceamento de rotores rígidos

A importância do balanceamento de rotores rígidos (ERDMAN, 1984) está associada à operação de um grande número de equipamentos. É necessário ou mesmo desejável

balancear componentes como os conjuntos pneu-roda, volantes, ventiladores, motores, turbinas, etc. Os termos balanceamento “estático” e “dinâmico” são comumente empregados para descrever dois tipos de problemas de balanceamento, ainda que o balanceamento dinâmico garanta também o balanceamento estático.

2.3.2.1 - Desbalanceamento “estático”

O desbalanceamento “estático” (ERDMAN, 1984) num sistema girante é o efeito provocado por uma massa excêntrica que pode ser detectado por métodos quasi-estáticos em que o peso da massa de desbalanceamento revela a sua localização. Estes métodos são aplicáveis a rotores em que o seu comprimento (L) é pequeno em relação ao seu diâmetro (D), ou seja, sua forma se aproxima mais de um disco do que de um cilindro. Um destes métodos é descrito a seguir (DEN HARTOG, 1956).

- a) Coloca-se o rotor apoiado sobre dois trilhos paralelos horizontais;
- b) Move-se o rotor de modo que saia da sua posição inicial até encontrar sua posição de equilíbrio, que indicará sua região mais pesada;
- c) Deve-se acrescentar uma massa de correção a ser fixada a 180° da região mais pesada;
- d) O valor exato da massa de correção será aquele que permita ao rotor estar em equilíbrio indiferente, ou seja, o rotor não deve apresentar tendência de giro quando colocado em qualquer posição.

2.3.2.2 - Desbalanceamento “dinâmico”

O desbalanceamento “dinâmico” pode ocorrer num rotor mesmo que ele tenha sido previamente balanceado estaticamente. Este é o caso de rotores longos em que a relação L/D não for pequena (DEN HARTOG, 1956). Para a realização do balanceamento dinâmico destes rotores deve-se considerar o seguinte:

- a) acrescentando-se uma única massa de correção numa posição adequada sobre cada um dos planos extremos do rotor é suficiente para que se alcance o seu balanceamento.

b) descrição de um tipo de máquina de balanceamento dinâmico. Ela é composta de uma mesa suspensa à base por molas. Nesta mesa há dois mancais onde se apóia o rotor. O movimento da mesa em relação à base pode ser restringido a apenas uma rotação em torno de um eixo ortogonal ao eixo do rotor. Isto é possível através do emprego de pivôs (articulações) situados ora num plano extremo do rotor, ora no seu outro plano extremo. Em primeiro lugar, se balanceia o rotor eliminando-se, através de um método conveniente, os momentos das forças de inércia de desbalanceamento em relação a um dos planos extremos, permitindo-se que a mesa gire em relação a este plano extremo. Em segundo lugar, muda-se o pivô da mesa para o outro plano extremo do rotor e procede-se a eliminação dos momentos em relação a este plano.

c) utilização de um método baseado em observações da amplitude de vibração do conjunto mesa-rotor. Ele consiste na colocação do rotor em movimento em três condições diferentes:

- c1) funcionamento do rotor sem acréscimo de qualquer massa adicional;
- c2) funcionamento do rotor com acréscimo de uma massa adicional de valor conhecido posicionada num ponto arbitrário do rotor;
- c3) funcionamento do rotor com acréscimo da mesma massa adicional anterior só que desta vez colocada numa posição diametralmente oposta.

Assim, através da medição da amplitude de vibração do conjunto mesa-rotor nas três condições anteriormente descritas, consegue-se determinar o valor da massa corretiva num determinado plano extremo, bem como sua posição.

2.3.3 - Balanceamento de mecanismos

O assunto “balanceamento de mecanismos”, por ser muito amplo, será apresentado em duas partes. Inicialmente abordar-se-á um tipo especial de mecanismo, o motor de combustão interna. Posteriormente, serão tratados os demais tipos de mecanismos de barras, tanto planos quanto espaciais.

2.3.3.1 - Balanceamento de motores de combustão interna (DEN HARTOG, 1956)

Para a realização do balanceamento de um motor de combustão interna, deve-se considerar o tipo de motor, ou seja, se é mono-cilíndrico ou poli-cilíndrico; deve-se levar em conta também a sequência em que a combustão se dá nos seus cilindros, que se relaciona com os tempos do motor (dois ou quatro).

A abordagem usualmente seguida para solução deste problema é a seguinte:

- a) define-se o tipo de motor e suas características (p.ex., mono-cilíndrico, dois tempos);
- b) determina-se as forças de inércia e os momentos devidos a essas forças;
- c) empregam-se técnicas para eliminação das forças e momentos do item b (p.ex., extensão do comprimento da biela, uso de contra-peso na manivela, compensador de massas)

Para maior clareza na abordagem anteriormente mencionada serão apresentados dois exemplos: motor mono-cilíndrico e motor de quatro cilindros de dois tempos.

2.3.3.1.1 - Motor mono-cilíndrico.

Admite-se que o motor esteja girando a rotação constante ω . Tanto o baricentro do pistão quanto o da manivela, descrevem trajetórias simples. Por outro lado, o mesmo não ocorre com o baricentro da biela. Devido a isso, usualmente recorre-se ao seguinte artifício para facilitar a determinação das forças de inércia e dos momentos devidos a essas forças. A inércia da biela é dividida em duas massas: uma massa que executa movimento de translação alternativa a ser acrescentada à massa do pistão, e uma outra massa que executa movimento de rotação a ser acrescentada à massa da manivela. Assim, m_{rec} será a massa total que executa um movimento de translação alternativa, e m_{rot} será a massa total que realiza movimento de rotação.

Fig. 2.12 - Mecanismo biela-manivela do motor de combustão interna (DEN HARTOG, 1956, fig. 5.2, p174).

Fig. 2.13 - Forças de inércia de 1a. ordem num motor de quatro cilindros de dois tempos (DEN HARTOG, 1956, fig. 5.7, p.181)

Fig. 2.14 - (a) forças de inércia de 2a. ordem; (b) momentos de 1a. ordem; (c) momentos de 2a. ordem do motor de 4 cilindros da fig. 2.13 (DEN HARTOG, 1956, fig. 5.8, p.182)

As equações apresentadas a seguir são, respectivamente, a resultante das forças de inércia na direção X, na direção Y e o momento na direção do eixo das manivelas.

$$X = m_{\text{rec}} \ddot{x}_p + m_{\text{rot}} \ddot{x}_c = (m_{\text{rec}} + m_{\text{rot}}) r \omega^2 \cos \omega t + m_{\text{rec}} \frac{r^2}{l} \omega^2 \cos 2\omega t \quad (2.3)$$

$$Y = m_{\text{rot}} \ddot{y}_c = m_{\text{rot}} r \omega^2 \sin \omega t \quad (2.4)$$

$$M = -m_{\text{rec}} \ddot{x}_p \cdot x \cdot \text{tg} \varphi \quad (2.5)$$

As parcelas das expressões anteriores que contém ângulos ωt são chamadas de termos de 1a. ordem; as parcelas que contém ângulos $2\omega t$ são chamadas de termos de 2a. ordem.

Para eliminar-se as forças de inércia devidas ao movimento de translação alternativa, pode-se estender o comprimento da biela para além da sua extremidade inferior. Desta forma, consegue-se zerar m_{rec} criando o efeito de uma “massa negativa” concentrada no pino pistão-biela igual em módulo à massa do pistão.

Para eliminação das forças de inércia devidas ao movimento de rotação, pode-se acrescentar um contra-peso à manivela localizado a 180° do pino biela-manivela. Assim consegue-se também zerar a massa m_{rot} . Tomando-se estas providências consegue-se eliminar as forças de inércia nas direções X e Y, bem como o momento M.

Segundo DEN HARTOG (1956), a solução de se estender o comprimento da biela não é comumente adotada porque ela cria um problema de ordem construtiva: torna-se necessário aumentar o tamanho do bloco do motor para permitir que a extremidade inferior da biela se movimente dentro do cárter.

2.3.3.1.2 - Motor de quatro cilindros de dois tempos.

Pela figura anterior pode-se observar o eixo de manivela do motor de quatro cilindros de dois tempos. Devido à defasagem angular entre a orientação de cada uma das manivelas, observa-se que as forças de inércia de 1a. ordem devidas a cada cilindro apontam na direção e sentido da fig. 2.13c e, portanto, se anulam. No caso das forças de inércia de 2a. ordem, apesar de girarem numa rotação duas vezes superior à rotação do motor também se anulam conforme fig.2.14a.

Considerando agora os momentos devidos às forças de inércia, na direção ortogonal ao eixo de manivelas em relação ao centro do eixo da 1a. manivela, eles serão o resultado do produto da força pelo braço l_n . No caso dos momentos devidos às forças de 1a. ordem, eles não se anulam (fig. 2.14b); mas os momentos devidos às forças de 2a. ordem se anulam (fig. 2.14c).

Seguindo um raciocínio semelhante ao apresentado para o motor de quatro cilindros de dois tempos, pode-se concluir o seguinte a respeito do balanceamento dos seguintes motores com cilindros dispostos em linha:

- **quatro cilindros, quatro tempos:** as forças e os momentos de 1a. ordem estão balanceados, mas as forças e os momentos de 2a. ordem não estão.
- **seis cilindros, quatro tempos:** tanto as forças quanto os momentos estão balanceados.
- **oito cilindros, quatro tempos:** está completamente balanceado.

2.3.3.2 - Balanceamento de mecanismos em geral

O balanceamento dinâmico de mecanismos se refere à eliminação total das forças (“Shaking force”, ou “inertia forces”) e/ou momentos (“Shaking moment, ou “moments of the inertia forces”) transmitidos para a base (balanceamento total), ou mesmo a sua minimização (balanceamento parcial), através do uso de diferentes técnicas e métodos. Na figura seguinte, a título de exemplo, apresenta-se um quadrilátero articulado (fig. 2.15(a)), as forças e momentos de reação na sua base (fig. 2.15(b)), a resultante destas forças (fig. 2.15(c)), a resultante destes momentos (fig. 2.15(d)). A parte seguinte da revisão da literatura se baseou numa estrutura semelhante de tópicos apresentada numa revisão publicada por LOWEN et al. (1983) sobre este assunto.

2.3.3.2.1 - Balanceamento total das forças e/ou momentos transmitidos para a base em mecanismos planos

BERKOF; LOWEN (1969) apresentaram o “método dos vetores linearmente independentes” impondo que o centro de massa de mecanismos articulados planos de 4 e 6 barras permanecesse estacionário.

Considerando inicialmente o quadrilátero articulado apresentado na figura a seguir é possível determinar a posição do centro de massa do mecanismo em qualquer instante do seu movimento, a partir da seguinte expressão

$$\vec{r}_s = \frac{1}{M} \left[(m_1 r_1 e^{i\theta_1} + m_2 a_1 - m_2 \frac{a_1}{a_2} r_2 e^{i\theta_2}) e^{i\phi_1} + (m_3 r_3 e^{i\theta_3} + m_2 \frac{a_3}{a_2} r_2 e^{i\theta_2}) e^{i\phi_3} + (m_3 a_4 + m_2 \frac{a_4}{a_2} r_2 e^{i\theta_2}) e^{i\phi_4} \right] \quad (2.6)$$

Os coeficientes de $e^{i\phi_1}$ e $e^{i\phi_3}$ são dependentes do tempo. Se os seus valores forem impostos como nulos, o termo restante será invariável com o tempo. Desta forma, garante-se que o centro de massa do mecanismo seja estacionário.

Os autores desenvolveram também um raciocínio análogo para mecanismos articulados planos de seis barras, obtendo novas relações que, sendo observadas garantem também que o centro de massa do mecanismo seja estacionário.

Fig. 2.15 - (a) quadrilátero articulado; (b) forças e momentos de reação na base; (c) resultante das forças na base; (d) resultante dos momentos na base.

Portanto, os dois mecanismos, submetidos à nova distribuição de massa para que seus centros de massa permaneçam estacionários, estão totalmente balanceados sob o critério da resultante das forças transmitidas para a base.

LOWEN; BERKOF (1971) apresentaram uma teoria para minimização da resultante dos momentos transmitidos para a base, aplicável a quadriláteros articulados já totalmente balanceados sob o critério da resultante das forças transmitidas para a base. Esta teoria seguiu o seguinte processo de desenvolvimento: cálculo do momento angular de cada peça móvel do

mecanismo em relação a um ponto fixo da sua base, a soma de cada parcela e, finalmente, a derivada no tempo desta soma. Com isso, os autores puderam relacionar a derivada no tempo da resultante do momento angular com a resultante dos momentos transmitidos para a base e assim, verificar em que situações eles podem ser minimizados.

Fig. 2.16 - Quadrilátero articulado com distribuição de massa arbitrária (BERKOF; LOWEN, 1969, fig. 1, p22).

A partir da expressão dos momentos transmitidos para a base, os autores concluíram que somente para certas geometrias particulares do quadrilátero articulado é possível o balanceamento total dos momentos, recorrendo somente à redistribuição de massa. Estas geometrias são as seguintes:

- paralelogramo ($a_1 = a_3$, $a_2 = a_4$);
- quadrado ($a_1 = a_2 = a_3 = a_4$);
- ou ainda o caso em que $a_1 = a_4$ e $a_2 = a_3$.

Além disso, é necessário que o mecanismo esteja totalmente balanceado quanto à força, que o centro de massa do acoplador esteja alinhado com suas articulações e sua manivela gire a rotação constante. Apesar do esforço dos autores no sentido de encontrar as situações ideais para o balanceamento total dos momentos, pode-se dizer que em termos de aplicabilidade, a utilização de paralelogramos ou quadrados se restringe ao posicionamento para pequenos deslocamentos angulares da manivela motora. Isso se deve à indeterminação do seu movimento quando do alinhamento de suas peças; pode ocorrer travamento ou mesmo

alternância de movimento do acoplador e da alavanca. Além do mais, em geral se requer mecanismos de geometria diferente dos paralelogramos ou quadrados para geração de um determinado movimento de saída desejado (síntese).

TEPPER; LOWEN (1972) desenvolveram alguns teoremas gerais válidos para o balanceamento de qualquer mecanismo plano contendo pares cinemáticos de revolução ou prismáticos. Apresentaram o teorema do Contorno ("Contour theorem") que define se o mecanismo é passível de balanceamento total das forças ou não. O objetivo do balanceamento foi a eliminação total da resultante das forças transmitidas para a base. O artigo possui um caráter de generalização do método dos "vetores linearmente independentes" para qualquer mecanismo plano.

BERKOF (1973) publicou um trabalho em que seu objetivo era o balanceamento total das forças e momentos transmitidos para a base em mecanismos quadriláteros articulados com distribuição de massa alinhada com seus pares cinemáticos. Sua estratégia era em parte semelhante ao seu trabalho anterior (LOWEN; BERKOF, 1971), porque previa o aumento no comprimento das barras do mecanismo, para além dos seus pares cinemáticos e, em parte diferente, devido à introdução de discos girantes engrenados com a manivela e a alavanca.

Fig. 2.17 - Representação esquemática do quadrilátero articulado balanceado (BERKOF, 1973, fig.7, p403).

Por causa disso, este trabalho representou uma expansão do universo de quadriláteros articulados completamente balanceáveis, pois estes não se restringiriam mais às geometrias especiais apontadas por LOWEN; BERKOF (1971). Por outro lado, observou-se um aumento considerável tanto no torque de acionamento do mecanismo, quanto nas forças nos pares cinemáticos devidos ao acréscimo destes contra-pesos. Este é o preço a ser pago pela melhoria no comportamento dinâmico.

Fig. 2.18 - Distribuição de massa no quadrilátero articulado (WIEDERRICH; ROTH, 1976, fig. 1).

WIEDERRICH; ROTH (1976) apresentaram uma técnica para minimização da resultante dos momentos transmitidos para a base. O mecanismo analisado foi um quadrilátero articulado totalmente balanceado sob o critério da força transmitida para a base. O objetivo desta técnica é a redução da flutuação do momento angular total de um mecanismo, o que foi desenvolvido a partir de uma dada distribuição de massa nas peças móveis do mecanismo, seguindo a hipótese de que em cada peça, a massa esteja concentrada em apenas dois pontos.

ELLIOT; TESAR (1977) apresentaram um artigo que pode ser considerado como complementar àquele publicado por BERKOF; LOWEN (1971). Os mecanismos analisados foram mecanismos planos de 4 barras (quadriláteros articulados e bielas-manivelas em três de suas diferentes inversões), completamente balanceados sob o critério da força transmitida para a base. Admite-se na modelagem dos mecanismos que o centro de massa de cada barra possa estar desalinhado com seus pares cinemáticos. Uma vez que os autores deduziram as expressões do momento na base para cada mecanismo, eles impõem que os mesmos sejam nulos. A partir disso, surgem relações envolvendo os parâmetros do mecanismo de modo a se conseguir o balanceamento total dos momentos. Para viabilizar fisicamente algumas daquelas

relações, os autores optaram pela mesma solução proposta por BERKOF (1973) que previa a introdução de discos girantes engrenados com certas barras. A conclusão que os autores chegam é que o centro de massa de cada barra deve estar alinhado com os seus pares cinemáticos. Esta conclusão também coincide com aquela apresentada por BERKOF (1973) só que neste artigo ela foi estendida para o mecanismo biela-manivela nas suas diferentes inversões.

Fig. 2.19(a) - Distribuição de massa do biela-manivela na primeira inversão; (b) Distribuição de massa do biela-manivela na segunda inversão; (c) Distribuição de massa do biela-manivela na terceira inversão (ELLIOT; TESAR, 1977, figs. 3, 4, 5).

WALKER; OLDHAM (1978) fizeram uma simplificação no trabalho de TEPPER; LOWEN (1972) para o balanceamento de quaisquer mecanismos planos com vários graus de

mobilidade sob o critério da força transmitida para a base através da introdução de contrapesos. A técnica apresentada por estes autores apresenta algumas limitações no caso do mecanismo possuir juntas prismáticas.

BAGCI (1979) estudou o balanceamento de mecanismos planos de 4, 6 e 8 barras segundo o critério da força transmitida para a base servindo-se de novas barras e juntas ("balancing idler loops") acrescentadas ao mecanismo, mas que não alteravam suas características cinemáticas originais, mas provocavam um melhoramento nas suas características dinâmicas.

Fig. 2.20 (a) - Mecanismo plano de 4 barras RRPP; (b) Mecanismo plano de 4 barras RRPP e as barras e juntas adicionais para o balanceamento da força (BAGCI, 1979, fig.1 e 6a).

ELLIOT; TESAR (1982) propuseram um método geral para o balanceamento de mecanismo planos complexos. Quando mencionaram mecanismo planos complexos, os autores estavam se referindo a mecanismos de seis barras ou mais, contendo pares cinemáticos de rotação e/ou de translação. O balanceamento dinâmico visava atender a determinados objetivos mas cada um separadamente: ou redução do torque-motor, ou eliminação da resultante das forças, ou dos momentos transmitidos para a base. Os autores observaram também ser viável a satisfação de dois desses objetivos simultaneamente, como

por exemplo, o estabelecimento tanto da força quanto do momento transmitido para a base em níveis não nulos, mas considerados aceitáveis. A técnica baseava-se na redistribuição de massa. Este artigo pode ser considerado uma extensão de um outro publicado anteriormente pelos mesmos autores (ELLIOT; TESAR (1977)).

RIGELMAN; KRAMER (1988) publicaram um artigo apresentando um método para síntese de quadriláteros articulados que satisfizesse certas especificações cinemáticas e dinâmicas dentro de determinadas faixas de tolerância. O problema que se propuseram a resolver era convertido num problema de otimização não-linear, que por sua vez, era solucionado empregando o método do Gradiente Reduzido Generalizado. Os autores definiram a função-objetivo como a potência média consumida pelo motor; as restrições de desigualdade como sendo as especificações cinemáticas (posições do ponto do acoplador) e dinâmicas (torque do motor). Além de resolver a síntese do mecanismo, os autores também estudaram o balanceamento do mecanismo de dois modos diferentes. O primeiro modo se baseava no método dos Vetores Linearmente Independentes (BERKOF; LOWEN, 1969) e era empregado dentro da rotina de otimização para síntese; de tal maneira que, a síntese era realizada simultaneamente com o balanceamento. O segundo modo previa a determinação do conjunto de contra-pesos ideais para a redução da resultante das forças transmitidas para a base. Este modo era resolvido através de uma outra rotina de otimização. Assim, pelo segundo modo, o problema como um todo - síntese e balanceamento - era resolvido sequencialmente.

CHEN (1988a) apresentou um método de balanceamento total das forças e dos momentos transmitidos para a base. Os mecanismos planos estudados foram o quadrilátero articulado, o biela-manivela, mecanismos de 5 e 6 barras. O método previa a introdução de rodas dentadas às peças móveis do mecanismo e engrenadas a outras rodas dentadas vinculadas a eixos adicionais. Em linhas gerais, o método se baseou muito no trabalho de BERKOF (1973), na medida em que toma como ponto de partida um mecanismo com distribuição de massa "inline" (baricentro da peça sobre a linha que passa pelos centros dos seus pares cinemáticos), já balanceado quanto à força transmitida para a base, e admite que os momentos de inércia de massa das rodas dentadas sejam escolhidos de tal maneira a anular a resultante dos momentos na base. A novidade estava no emprego de rodas dentadas vinculadas ao acoplador ou biela. Esse recurso apresenta a vantagem de acrescentar ao mecanismo um número menor de componentes para o seu balanceamento total.

Fig. 2.21 - Quadrilátero articulado balanceado (CHEN, 1988a, fig.2).

KOCHEV(1990, 1992) publicou dois artigos apresentando soluções para três problemas de balanceamento de mecanismos quadriláteros articulados: a eliminação total dos momentos transmitidos para a base admitindo rotação angular constante da manivela; a eliminação total do torque de acionamento admitindo rotação angular constante da manivela; a eliminação combinada de ambos anteriores admitindo uma rotação angular especificada de manivela, permitindo-se uma flutuação também especificada dessa rotação. A técnica utilizada empregou rodas dentadas não circulares para o acionamento da manivela. Através de uma abordagem analítica, a geometria ideal das rodas dentadas era determinada de modo a resolver cada um dos três problemas de balanceamento que o autor se propôs.

Fig. 2.22 - Acionamento do mecanismo por uma roda dentada não circular (KOCHEV, 1990, fig. 1).

2.3.3.2.2 - Balanceamento parcial das forças e/ou momentos em mecanismos planos

ZOBAIRI et al. (1986a) estudaram o balanceamento de quadriláteros articulados, considerando as suas barras como elásticas, que normalmente são consideradas na literatura como rígidas. Adotando esta hipótese, os autores acrescentaram às forças de inércia devidas aos corpos rígidos, as forças de inércia devidas ao efeito cineto-elasto-dinâmico. Assim, este é o primeiro aspecto de relevância neste artigo, a questão da modelagem. Um segundo aspecto importante deste trabalho foi a abordagem global sugerida e utilizada pelos autores no projeto de quadriláteros articulados. Primeiramente, os autores consideraram que a geometria do mecanismo-alvo deveria satisfazer a determinadas especificações cinemáticas (síntese de posições). Em segundo lugar, os esforços transmitidos para a base (forças e momentos) deveriam ser calculados considerando o efeito cineto-elasto-dinâmico. Além disso, os autores impuseram restrições ao mecanismo a ser projetado: restrições cinemáticas (ângulo de transmissão, mecanismo manivela-alavanca) e restrição do critério de resistência das barras. O problema formulado da maneira descrita no parágrafo anterior foi resolvido a partir de técnicas numéricas de otimização, no caso o método de "Davidon-Fletcher-Powell", considerando todas as especificações simultaneamente e não sequencialmente. As variáveis de projeto utilizadas foram os comprimentos das peças, as coordenadas do ponto do acoplador (síntese de trajetória) e as seções transversais das barras.

ZOBAIRI et al. (1986b), num artigo publicado em sequência ao anterior, estudaram o mesmo problema do balanceamento de quadriláteros articulados considerando as suas barras como elásticas, porém permitiram que houvesse uma redistribuição interna de massa através da introdução de contra-pesos. Desta maneira, o vetor das variáveis de projeto passou a incluir também a forma dos contra-pesos eventualmente acrescentados.

O que se pode concluir destes dois trabalhos, é que neste último, pode-se obter um mecanismo superior àquele apresentado em ZOBAIRI et al. (1986a), visto que o universo de busca de soluções, o domínio, é maior.

SALEM; MANOOCHEHRI (1990) propuseram um programa de computador funcionando em ambiente "AutoCAD" para o projeto cinemático e dinâmico de mecanismos planos. Com relação à síntese dinâmica, o programa utilizava como critério de otimização a minimização das forças presentes nas juntas do mecanismo. Os autores utilizaram dois

métodos numéricos diferentes, o Método de Avanço de Powell ("Powell walk") e o Método de Avanço Aleatório ("Random walk"). Os autores ainda concluíram que o Método de Avanço Aleatório foi mais eficiente nos exemplos estudados no seu artigo.

QI; PENNESTRÍ (1991) propuseram um método de balanceamento de quadriláteros articulados. O método baseia-se na redistribuição de massa, adotando o modelo de massa concentrada em 2 pontos; o que já havia sido proposto por WIEDERRICH; ROTH (1976). O trabalho apresentou o cálculo dos esforços internos no mecanismo a partir do princípio do trabalho virtual. Isto permitiu a redução da ordem do sistema de equações lineares para análise cineto-estática de "9" para "4". Com isso, os autores realizaram o balanceamento utilizando um método numérico de otimização, chamado "H. O. T.", desenvolvido por LEE; FREUDENSTEIN (1976), em que a função-objetivo a ser minimizada considerava tanto as forças de reação nos mancais, como a flutuação do torque motor.

DHINGRA; RAO (1991) empregaram lógica "Fuzzy" para o balanceamento de quadriláteros articulados. A aplicação deste tipo de lógica permitiu a consideração simultânea de sete funções-objetivo, dentre elas, o erro na trajetória especificada, desvio do ângulo de transmissão, resultante das forças e momentos transmitidos para a base. Os autores concluíram, pelo exemplo estudado, que o método por eles empregado fornece resultados superiores aos métodos tradicionais de otimização, em que apenas levam-se em conta as características cinemáticas na função-objetivo e as características dinâmicas nas restrições.

2.3.3.2.3 - Trabalho experimental envolvendo o balanceamento de mecanismos e o mecanismo RSSR

Segundo LOWEN et al. (1983), na sua revisão realizada no período de 1968 a 1983, foram identificados apenas quatro trabalhos experimentais sobre balanceamento de mecanismos, e nesses quatro trabalhos, estudou-se apenas o quadrilátero articulado.

Em 1994, CHASSAPIS; LOWEN apresentaram dois artigos sobre o mecanismo espacial RSSR. No primeiro, CHASSAPIS; LOWEN (1994a) realizaram a modelagem do mecanismo considerando a elasticidade de uma de suas peças móveis. No segundo, CHASSAPIS; LOWEN (1994b), demonstraram haver uma grande correlação entre, os resultados da simulação computacional e aqueles da análise experimental. A deformação

sofrida pelo acoplador foi uma das variáveis analisadas. É interessante mencionar também que o mecanismo RSSR estudado, foi analisado como parte de um sistema industrial de alimentação de chapas metálicas utilizado numa prensa.

SHEMIN; JIHONG (1995) propuseram um novo critério para avaliar o nível de balanceamento de um mecanismo, e por conseguinte, para realizar uma otimização deste quanto ao balanceamento. O critério definido assumiu como função-objetivo a posição ocupada por um ponto da base escolhido como crítico. As variáveis de projeto foram as massas e as posições dos contra-pesos acrescentados à manivela e à alavanca. Na modelagem desenvolvida, os autores estudaram o mecanismo quadrilátero articulado, e consideraram a base como um sistema dinâmico de três graus de liberdade. Além da simulação, os autores apresentaram resultados experimentais que apesar da sua não conformidade com os resultados teóricos, mostraram que o nível de vibração da base medido no seu ponto crítico foi menor no mecanismo balanceado do que naquele sem balanceamento.

2.3.3.2.4 - Balanceamento de mecanismos espaciais

KAUFMAN; SANDOR (1971) adotaram a mesma técnica de BERKOF; LOWEN (1969) impondo que os centros de massa de mecanismos espaciais fossem estacionários. Os mecanismos estudados foram o RSSR e o RSSP. A estratégia de solução consistia na determinação da expressão do centro de massa do mecanismo considerado, na anulação dos termos dependentes do tempo e consequente redistribuição interna de massa. Assim, com o centro de massa estacionário, conseguiu-se o balanceamento total das forças transmitidas para a base. Como comentário, caberia dizer que no caso do mecanismo RSSR os autores previram que o centro de massa do acoplador pudesse situar-se fora da linha que passa pelos pares cinemáticos esféricos. Como este mecanismo possui 2 graus de mobilidade, se o acoplador não for uma peça com simetria axial, isto provoca uma indeterminação na posição do centro de massa dessa peça em relação ao deslocamento angular da manivela.

CHEN (1988a) estudou o balanceamento total do mecanismo de Benett pelo mesmo procedimento descrito na seção 2.3.3.2.1 através da adição de três pares de rodas dentadas.

CHEN (1988b) estudou como minimizar a flutuação do torque de acionamento no mecanismo espacial RSS'R através da redistribuição de massa. No exemplo estudado, foi possível uma redução na flutuação de torque de 81 %.

Fig. 2.23 - Mecanismo espacial RSSP (KAUFMAN; SANDOR, 1971, fig. 4).

Fig. 2.24 - Mecanismo de Bennett (CHEN, 1988a, fig.7).

ABOUELWAFa et al. (1989) estudaram o balanceamento de dois mecanismos espaciais, o HCCC e o RCCC, através da adição de contra-pesos nas peças móveis. Neste trabalho, o objetivo do balanceamento era minimizar tanto a resultante das forças quanto dos momentos transmitidos para a base, o que foi conseguido numericamente através do método do "Gradiente Modificado". Nos exemplos estudados, os autores concluíram que houve uma redução mais acentuada dos esforços na base no mecanismo HCCC do que no RCCC.

Fig. 2.25 - Mecanismo espacial RSS'R (CHEN, 1988b).

(a) (b)
Fig. 2.26 - (a) Mecanismo espacial HCCC; (b) Mecanismo espacial RCCC (figuras dos mecanismos, desenhar), (ABOUELWAFa et al. (1989)).

Num artigo publicado por CHIOU; TZOU (1996) estudaram o balanceamento do mecanismo espacial 7-R. A técnica utilizada empregava contra-pesos instalados em eixos que giravam tanto na frequência de rotação do motor, como também em múltiplos daquela frequência. O objetivo do balanceamento era a eliminação dos termos mais significativos da força transmitida para a base expressa por uma série de Fourier, sejam eles de primeira ordem, segunda, etc. Com isso, os autores conseguiram realizar o balanceamento parcial da força transmitida para a base daquele mecanismo empregando um método analítico.

2.3.3.2.5 - Emprego de molas na síntese dinâmica de mecanismos

SINHA; RILEY (1990) estudaram o emprego de molas de torção como componentes suplementares aos contra-pesos e rodas dentadas engrenadas ao mecanismo, para o balanceamento de quadriláteros articulados. Desta forma, os autores conseguiram eliminar, de modo parcial, certos efeitos indesejáveis decorrentes do balanceamento completo de quadriláteros articulados, tais como, o aumento do torque de acionamento e das forças presentes nos pares cinemáticos. Os valores ideais das constantes elásticas das molas foram obtidos resolvendo-se um problema de programação não-linear aplicando-se o método do "Gradiente Reduzido Generalizado".

Fig. 2.27 - Mecanismo espacial 7-R (CHIOU; TZOU, 1996, fig..3).

IDLANI et al. (1993) propuseram um procedimento geral para síntese dinâmica de mecanismos denominado "Síntese Potencial Elástica". A técnica apresentada pelos autores se baseia na utilização de molas que funcionem à tração/compressão, bem como molas de torção. Através de uma abordagem analítica, partindo de considerações envolvendo a energia cinética e potencial global do mecanismo, o método determina a rigidez ideal da mola utilizada, de modo a minimizar os esforços de acionamento, sejam eles forças ou torques.

Fig. 2.28 - Emprego de uma mola de torção (SINHA; RILEY, 1990, fig. 2a)

Fig. 2.29 - Emprego de duas molas de torção (SINHA; RILEY, 1990, fig. 2b)

2.4 - Comentários sobre a revisão da literatura

Pode-se observar da revisão da literatura realizada que:

- a) o estudo do balanceamento de mecanismos concentrou-se principalmente nos mecanismos planos, sendo que a maioria dos artigos trata do quadrilátero articulado;
- b) as técnicas de balanceamento mais utilizadas se baseiam na redistribuição de massa, recorrendo-se a uma mudança na forma original das peças, ou empregando-se contra-pesos;
- c) a abordagem mais utilizada ainda é a analítica, mas notou-se, a partir da década de 80, um interesse crescente pelos métodos numéricos de otimização;
- d) há poucos trabalhos experimentais publicados sobre balanceamento de mecanismos;
- e) a síntese dinâmica do mecanismo RSSR foi estudada nos seguintes casos:
 - e1) balanceamento total da força com distribuição “off-line”(baricentro de cada peça móvel situado fora da linha que passa pelos seus pares cinemáticos) ;
 - e2) minimização da flutuação do torque de acionamento para um mecanismo semelhante, o RSS'R.

3. ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO “RSSR”

Esta análise tem por objetivo a determinação das posições, velocidades e acelerações de pontos de interesse do mecanismo RSSR. O ponto de partida desta análise são as características geométricas do mecanismo, ou seja, as dimensões de suas peças, a direção e o sentido dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$, entre outras. Admite-se, por hipótese, que as peças móveis 2, 3 e 4 sejam corpos rígidos. O mecanismo RSSR, apresentado na figura 3.1, possui uma configuração geométrica particular em que os eixos de rotação das peças 2 e 4 são ortogonais e, além disso, encontra-se na sua posição inicial ou de referência. Esta representação foi escolhida apenas para facilitar a visualização da notação empregada e das posições relativas entre as peças. Contudo, é importante enfatizar que o equacionamento desenvolvido a seguir é genérico, ou seja, aplicável a qualquer outra configuração geométrica deste tipo de mecanismo.

Fig. 3.1 - Mecanismo RSSR com indicação do número das peças, dos pares cinemáticos e dos vetores que definem a direção de rotação das alavancas.

3.1. Análise de Posições

Os vetores $\vec{r}_1$, $\vec{r}_2$, $\vec{r}_3$ e $\vec{r}_4$ são conhecidos na sua posição inicial, $\vec{r}_{1,in}$, $\vec{r}_{2,in}$, $\vec{r}_{3,in}$ e $\vec{r}_{4,in}$. Esses vetores são definidos a seguir.

$$\begin{aligned}\vec{r}_1 &= (O_4 - O_2) & \vec{r}_2 &= (A - O_2) \\ \vec{r}_3 &= (B - A) & \vec{r}_4 &= (B - O_4)\end{aligned}$$

A partir das definições acima e da configuração geométrica do mecanismo apresentada na figura 3.1, segue a seguinte equação

$$\vec{r}_{2,in} + \vec{r}_{3,in} = \vec{r}_{1,in} + \vec{r}_{4,in} \quad (3.1)$$

Pode-se obter uma equação análoga para uma posição qualquer ocupada pelo mecanismo

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 = \vec{r}_1 + \vec{r}_4 \quad (3.2)$$

Subtraindo da última equação vetorial, a penúltima, obtém-se

$$(\vec{r}_2 - \vec{r}_{2,in}) + (\vec{r}_3 - \vec{r}_{3,in}) = (\vec{r}_1 - \vec{r}_{1,in}) \quad (3.3)$$

Quando o mecanismo assumiu uma nova posição, o vetor $\vec{r}_{2,in}$ sofreu uma rotação de um ângulo β_2 e no sentido definido pelo versor $\hat{q}_2$, tornando-se o vetor $\vec{r}_2$. Analogamente, $\vec{r}_{4,in}$ sofreu uma rotação de β_4 e no sentido de $\hat{q}_4$, tornando-se $\vec{r}_4$.

Utilizando uma das propriedades dos quaternions (KOREN, 1985), que são descritos resumidamente no anexo A, pode-se escrever que

$$\vec{r}_2 = \vec{r}_{2,in} + 2 \cos \frac{\beta_2}{2} \left[\sin \frac{\beta_2}{2} (\hat{q}_2 \wedge \vec{r}_{2,in}) \right] + 2 \sin \frac{\beta_2}{2} \hat{q}_2 \wedge \left[\sin \frac{\beta_2}{2} (\hat{q}_2 \wedge \vec{r}_{2,in}) \right] \quad (3.4)$$

e

$$\vec{r}_4 = \vec{r}_{4,in} + 2 \cos \frac{\beta_4}{2} [\sin \frac{\beta_4}{2} (\hat{q}_4 \wedge \vec{r}_{4,in})] + 2 \sin \frac{\beta_4}{2} \hat{q}_4 \wedge [\sin \frac{\beta_4}{2} (\hat{q}_4 \wedge \vec{r}_{4,in})] \quad (3.5)$$

A equação (3.3) também pode ser escrita da seguinte forma

$$\vec{r}_3 = \vec{r}_{3,in} + (\vec{r}_4 - \vec{r}_{4,in}) - (\vec{r}_2 - \vec{r}_{2,in}) \quad (3.6)$$

Desta forma, as componentes do vetor $\vec{r}_3$ são dadas a seguir

$$\begin{aligned} r_{3x} &= r_{3x,in} + r_{4x}(\beta_4) - r_{4x,in} - r_{2x}(\beta_2) + r_{2x,in} \\ r_{3y} &= r_{3y,in} + r_{4y}(\beta_4) - r_{4y,in} - r_{2y}(\beta_2) + r_{2y,in} \\ r_{3z} &= r_{3z,in} + r_{4z}(\beta_4) - r_{4z,in} - r_{2z}(\beta_2) + r_{2z,in} \end{aligned}$$

O quadrado do módulo do vetor $\vec{r}_3$ é constante e igual a $r_{3x,in}^2 + r_{3y,in}^2 + r_{3z,in}^2$. Assim, pode-se concluir que

$$\begin{aligned} r_{3x,in}^2 + r_{3y,in}^2 + r_{3z,in}^2 &= [r_{3x,in} + r_{4x}(\beta_4) - r_{4x,in} - r_{2x}(\beta_2) + r_{2x,in}]^2 + \\ &+ [r_{3y,in} + r_{4y}(\beta_4) - r_{4y,in} - r_{2y}(\beta_2) + r_{2y,in}]^2 + \\ &+ [r_{3z,in} + r_{4z}(\beta_4) - r_{4z,in} - r_{2z}(\beta_2) + r_{2z,in}]^2 \end{aligned} \quad (3.7)$$

A equação (3.7) é não-linear, e possui uma única incógnita, o ângulo β_4 . As demais variáveis, ou são conhecidas na posição inicial do mecanismo, ou são função do ângulo β_2 , variável de entrada. Conhecido o valor de β_4 , pode-se determinar os vetores $\vec{r}_4$, $\vec{r}_3$, e as novas coordenadas do ponto B.

3.1.1 - Definição das posições dos baricentros

Para finalizar a análise de posições, serão apresentados alguns comentários sobre a definição das posições dos baricentros. Isso será realizado a partir da definição de um sistema de coordenadas local e fixo em cada peça. Na peça 2 será O_E , $\hat{q}_2$, $\frac{(A - O_E)}{\|A - O_E\|}$,

$\hat{q}_2 \wedge \frac{(A - O_E)}{\|A - O_E\|}$; na peça 3 , A , $\vec{I}$, $\vec{J}$, $\vec{K}$; e na peça 4 , O_F , $\hat{q}_4$, $\frac{(O_B - O_F)}{\|O_B - O_F\|}$,
 $\hat{q}_4 \wedge \frac{(O_B - O_F)}{\|O_B - O_F\|}$. Os vetores $\vec{I}$, $\vec{J}$, $\vec{K}$ são definidos a seguir e apresentados na figura 3.2.

$$\vec{I} = \frac{(B - A) \wedge \vec{k}}{\|B - A\|} \quad \vec{J} = \frac{(B - A)}{\|B - A\|} \quad \vec{K} = \vec{I} \wedge \vec{J}$$

Inicialmente, será definida a posição do baricentro parcial de cada peça sem incluir os contra-pesos. Os vetores de posição estão referidos aos respectivos sistemas locais de coordenadas definidos anteriormente.

$$\vec{g}_{p,2} = [g_{p2,1} \quad g_{p2,2} \quad g_{p2,3}]^T$$

$$g_{p,3} = \text{escalar}$$

$$\vec{g}_{p,4} = [g_{p4,1} \quad g_{p4,2} \quad g_{p4,3}]^T$$

Fig. 3.2 - Sistema de eixos ortogonais A $\vec{I}\vec{J}\vec{K}$ preso à peça 3 .

A seguir, se define a posição dos contra-pesos em cada peça.

$$\vec{g}_{cp2.1} = \begin{bmatrix} g_{cp2.1,1} & g_{cp2.1,2} & g_{cp2.1,3} \end{bmatrix}^T$$

$$\vec{g}_{cp2.2} = \begin{bmatrix} g_{cp2.2,1} & g_{cp2.2,2} & g_{cp2.2,3} \end{bmatrix}^T$$

$$g_{cp3} = \text{escalar}$$

$$\vec{g}_{cp4.1} = \begin{bmatrix} g_{cp4.1,1} & g_{cp4.1,2} & g_{cp4.1,3} \end{bmatrix}^T$$

$$\vec{g}_{cp4.2} = \begin{bmatrix} g_{cp4.2,1} & g_{cp4.2,2} & g_{cp4.2,3} \end{bmatrix}^T$$

O baricentro de cada peça no seu sistema de coordenadas local será

$$\vec{g}_{b,2} = \frac{m_{p2} \cdot \vec{g}_{p,2} + m_{cp2.1} \cdot \vec{g}_{cp2.1} + m_{cp2.2} \cdot \vec{g}_{cp2.2}}{m_{p2} + m_{cp2.1} + m_{cp2.2}} \quad (3.8)$$

$$g_{b,3} = \frac{m_{p3} g_{p,3} + m_{cp3} g_{cp3}}{m_{p3} + m_{cp3}} \quad (3.9)$$

$$\vec{g}_{b,4} = \frac{m_{p4} \vec{g}_{p,4} + m_{cp4.1} \cdot \vec{g}_{cp4.1} + m_{cp4.2} \cdot \vec{g}_{cp4.2}}{m_{p4} + m_{cp4.1} + m_{cp4.2}} \quad (3.10)$$

A figura 3.3 indica, como ilustração, a posição do baricentro da peça 2. As coordenadas dos baricentros G_2 , G_3 e G_4 são apresentadas a seguir, em relação a um sistema de coordenadas absoluto O_E x y z, indicado na figura 3.1.

$$G_2 = O_E + g_{b2,1} \cdot \hat{q}_2 + g_{b2,2} \cdot \frac{(A - O_E)}{\|A - O_E\|} + g_{b2,3} \cdot \left[\hat{q}_2 \wedge \frac{(A - O_E)}{\|A - O_E\|} \right] \quad (3.11)$$

$$G_3 = A + g_{b3} \cdot \frac{(B - A)}{\|B - A\|} \quad (3.12)$$

$$G_4 = O_F + g_{b4,1} \cdot \hat{q}_4 + g_{b4,2} \cdot \frac{(O_B - O_F)}{\|O_B - O_F\|} + g_{b4,3} \cdot \left[\hat{q}_4 \wedge \frac{(O_B - O_F)}{\|O_B - O_F\|} \right] \quad (3.13)$$

Uma observação deve ser feita quanto ao baricentro da peça 3, G_3 . Ele sempre deverá estar alinhado com os pontos A e B do mecanismo; caso contrário, a análise

cinemática deveria ser substituída pela análise dinâmica, sendo que a consideração das condições iniciais do movimento de G_3 seria fundamental. Esta hipótese alternativa não foi adotada porque além de ser mais complexa, é de difícil comprovação experimental. Com relação aos outros baricentros, não há qualquer restrição de posição.

Fig. 3.3 - Indicação das coordenadas locais que definem o baricentro da peça 2.

3.2. Análise de Velocidades

Inicialmente, serão determinados os vetores-velocidade relacionados com a peça 2. O vetor de rotação $\vec{\omega}_2$ vale $\vec{\omega}_2 = \omega_2 \hat{q}_2$, e é admitido conhecido. O vetor $\vec{V}_A$ é determinado pela equação de Poisson aplicando-a para a peça 2,

$$\vec{V}_A = \vec{V}_{O_2} + \vec{\omega}_2 \wedge (A - O_2) \quad (3.14)$$

Para a peça 4, o vetor de rotação $\vec{\omega}_4$ vale $\vec{\omega}_4 = \omega_4 \hat{q}_4$, sendo que seu módulo não é conhecido e é variável com o tempo. Pela equação de Poisson, para a peça 4, pode-se escrever que o vetor $\vec{V}_B$ vale

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{O_4} + \vec{\omega}_4 \wedge (B - O_4) \quad (3.15)$$

onde

$$V_{B_x} = \omega_4 \cdot (q_{4_y} r_{4_z} - q_{4_z} r_{4_y})$$

$$V_{B_y} = \omega_4 \cdot (q_{4_z} r_{4_x} - q_{4_x} r_{4_z})$$

$$V_{B_z} = \omega_4 \cdot (q_{4_x} r_{4_y} - q_{4_y} r_{4_x})$$

Como a peça 3 é rígida, conclui-se que

$$(\vec{V}_B - \vec{V}_A) \cdot (B - A) = 0 \quad (3.16)$$

Desenvolvendo-se a equação (3.16), substituindo os valores das componentes de $\vec{V}_B$, obtem-se

$$\omega_4 = \frac{V_{A_x} r_{3_x} + V_{A_y} r_{3_y} + V_{A_z} r_{3_z}}{(q_{4_y} r_{4_z} - q_{4_z} r_{4_y}) r_{3_x} + (q_{4_z} r_{4_x} - q_{4_x} r_{4_z}) r_{3_y} + (q_{4_x} r_{4_y} - q_{4_y} r_{4_x}) r_{3_z}} \quad (3.17)$$

Uma vez conhecido o valor de ω_4 , obtem-se $\vec{V}_B$. A próxima variável a ser calculada será $\vec{\omega}_3$. Este vetor pode ser decomposto em outros dois vetores: um definido pela direção de (B-A) e outro ortogonal à direção de (B-A). O mecanismo RSSR possui um grau de mobilidade redundante, conforme seções 2.2.5.1 e 3.1.1, representado pelo giro da peça 3 na direção de (B-A). Devido a essas considerações, o vetor $\vec{\omega}_3$ na direção de (B-A) será admitido nulo e, portanto,

$$\vec{\omega}_3 \cdot (B - A) = 0. \quad (3.18)$$

Sabe-se também que, pela equação de Poisson, para a peça 3,

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\omega}_3 \wedge (B - A) \quad (3.19)$$

A partir das duas equações anteriores, obtém-se

$$\begin{aligned} \omega_{3x} &= \frac{r_{3y}(V_{Bz} - V_{Az}) - r_{3z}(V_{By} - V_{Ay})}{r_{3x}^2 + r_{3y}^2 + r_{3z}^2} \\ \omega_{3y} &= \frac{r_{3z}(V_{Bx} - V_{Ax}) - r_{3x}(V_{Bz} - V_{Az})}{r_{3x}^2 + r_{3y}^2 + r_{3z}^2} \\ \omega_{3z} &= \frac{r_{3x}(V_{By} - V_{Ay}) - r_{3y}(V_{Bx} - V_{Ax})}{r_{3x}^2 + r_{3y}^2 + r_{3z}^2} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Uma vez conhecidos os valores de $\vec{\omega}_3$ e $\vec{\omega}_4$, pode-se determinar $\vec{V}_{G_2}$, $\vec{V}_{G_3}$ e $\vec{V}_{G_4}$.

$$\vec{V}_{G_2} = \vec{V}_{O_2} + \vec{\omega}_2 \wedge (G_2 - O_2) \quad (3.21)$$

$$\vec{V}_{G_3} = \vec{V}_A + \vec{\omega}_3 \wedge (G_3 - A) \quad (3.22)$$

$$\vec{V}_{G_4} = \vec{V}_{O_4} + \vec{\omega}_4 \wedge (G_4 - O_4) \quad (3.23)$$

3.3. Análise de Acelerações

Inicialmente, serão determinados os vetores-aceleração relacionados com a peça 2. O vetor aceleração angular $\dot{\vec{\omega}}_2$ vale $\dot{\omega}_2 \hat{q}_2$, e seu módulo é conhecido. O vetor $\vec{a}_A$ é determinado pela derivada na variável tempo da equação de Poisson, aplicada à peça 2.

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{O_2} + \dot{\vec{\omega}}_2 \wedge (A - O_2) + \vec{\omega}_2 \wedge (\vec{V}_A - \vec{V}_{O_2}) \quad (3.24)$$

Para a peça 4, o vetor de rotação $\dot{\vec{\omega}}_4$ vale $\dot{\omega}_4 \hat{q}_4$, sendo que seu módulo não é conhecido e é variável com o tempo. Partindo-se da derivada no tempo da equação de Poisson, para a peça 4, pode-se escrever que o vetor $\vec{a}_B$ vale

$$\vec{a}_{O_4} + \dot{\vec{\omega}}_4 \wedge (B - O_4) + \vec{\omega}_4 \wedge (\vec{V}_B - \vec{V}_{O_4}) \quad (3.25)$$

onde

$$\begin{aligned} a_{B_x} &= \dot{\omega}_4 \cdot (q_{4y} r_{4z} - q_{4z} r_{4y}) + \omega_4 (q_{4y} V_{Bz} - q_{4z} V_{By}) \\ a_{B_y} &= \dot{\omega}_4 \cdot (q_{4z} r_{4x} - q_{4x} r_{4z}) + \omega_4 (q_{4z} V_{Bx} - q_{4x} V_{Bz}) \\ a_{B_z} &= \dot{\omega}_4 \cdot (q_{4x} r_{4y} - q_{4y} r_{4x}) + \omega_4 (q_{4x} V_{By} - q_{4y} V_{Bx}) \end{aligned}$$

Derivando-se no tempo a expressão (3.16), apresentada na seção anterior, obtem-se

$$\frac{d}{dt}[(\vec{V}_B - \vec{V}_A) \cdot (B - A)] = 0 \quad (3.26)$$

$$(\vec{a}_B - \vec{a}_A) \cdot (B - A) + (\vec{V}_B - \vec{V}_A) \cdot (\vec{V}_B - \vec{V}_A) = 0$$

Desenvolvendo-se esta equação e substituindo-se os valores das componentes de $\vec{V}_A, \vec{V}_B, \vec{a}_A, \vec{a}_B$, obtem-se

$$\dot{\omega}_4 = \frac{a_{A_x} r_{3_x} + a_{A_y} r_{3_y} + a_{A_z} r_{3_z} - (V_{B_x} - V_{A_x})^2 - (V_{B_y} - V_{A_y})^2 - (V_{B_z} - V_{A_z})^2}{(q_{4_y} r_{4_z} - q_{4_z} r_{4_y}) r_{3_x} + (q_{4_z} r_{4_x} - q_{4_x} r_{4_z}) r_{3_y} + (q_{4_x} r_{4_y} - q_{4_y} r_{4_x}) r_{3_z}} \quad (3.27)$$

$$- \frac{\omega_4 [r_{3_x} (q_{4_y} V_{B_z} - q_{4_z} V_{B_y}) + r_{3_y} (q_{4_z} V_{B_x} - q_{4_x} V_{B_z}) + r_{3_z} (q_{4_x} V_{B_y} - q_{4_y} V_{B_x})]}{(q_{4_y} r_{4_z} - q_{4_z} r_{4_y}) r_{3_x} + (q_{4_z} r_{4_x} - q_{4_x} r_{4_z}) r_{3_y} + (q_{4_x} r_{4_y} - q_{4_y} r_{4_x}) r_{3_z}}$$

Uma vez conhecido o valor de $\dot{\omega}_4$, obtém-se $\vec{a}_B$. A próxima variável a ser calculada será $\dot{\vec{\omega}}_3$. Partindo-se da equação (3.18), demonstra-se que o vetor $\dot{\vec{\omega}}_3$ tem componente nula na direção de (B-A).

$$\dot{\vec{\omega}}_3 \cdot (B - A) = 0 \quad (3.28)$$

Sabe-se também que, pela derivada no tempo da equação de Poisson, para a peça 3,

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \dot{\vec{\omega}}_3 \wedge (B - A) + \vec{\omega}_3 \wedge (\vec{V}_B - \vec{V}_A) \quad (3.29)$$

A partir das duas equações anteriores, obtém-se as componentes de $\dot{\vec{\omega}}_3$.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{3_x} &= \frac{r_{3_y} d_z - r_{3_z} d_y}{r_{3_x}^2 + r_{3_y}^2 + r_{3_z}^2} \\ \dot{\omega}_{3_y} &= \frac{r_{3_z} d_x - r_{3_x} d_z}{r_{3_x}^2 + r_{3_y}^2 + r_{3_z}^2} \\ \dot{\omega}_{3_z} &= \frac{r_{3_x} d_y - r_{3_y} d_x}{r_{3_x}^2 + r_{3_y}^2 + r_{3_z}^2} \end{aligned} \quad (3.30)$$

onde

$$\begin{aligned} d_x &= a_{B_x} - a_{A_x} + \omega_{3_z} (V_{B_y} - V_{A_y}) - \omega_{3_y} (V_{B_z} - V_{A_z}) \\ d_y &= a_{B_y} - a_{A_y} + \omega_{3_x} (V_{B_z} - V_{A_z}) - \omega_{3_z} (V_{B_x} - V_{A_x}) \\ d_z &= a_{B_z} - a_{A_z} + \omega_{3_y} (V_{B_x} - V_{A_x}) - \omega_{3_x} (V_{B_y} - V_{A_y}) \end{aligned}$$

Uma vez conhecidos os valores de $\dot{\vec{\omega}}_3$ e $\dot{\vec{\omega}}_4$, pode-se determinar $\vec{a}_{G_2}$, $\vec{a}_{G_3}$ e $\vec{a}_{G_4}$.

$$\vec{a}_{G_2} = \vec{a}_{O_2} + \dot{\vec{\omega}}_2 \wedge (G_2 - O_2) + \vec{\omega}_2 \wedge (\vec{V}_{G_2} - \vec{V}_{O_2})$$

$$\begin{aligned}\vec{a}_{G_3} &= \vec{a}_A + \dot{\vec{\omega}}_3 \wedge (G_3 - A) + \vec{\omega}_3 \wedge (\vec{V}_{G_3} - \vec{V}_A) \\ \vec{a}_{G_4} &= \vec{a}_{O_4} + \dot{\vec{\omega}}_4 \wedge (G_4 - O_4) + \vec{\omega}_4 \wedge (\vec{V}_{G_4} - \vec{V}_{O_4})\end{aligned}\quad (3.31)$$

3.4 - Programas de computador para análise cinemática

Foram desenvolvidos três programas de computador, “POS”, “VEL” e “ACEL”, para análise de posições, velocidades e acelerações, respectivamente. A linguagem de programação utilizada foi FORTRAN 77 (DAVIS; HOFFMANN, 1983) e utilizou-se o compilador “FORTRAN Visual Workbench” na versão 1.0 fornecida pela Microsoft. O computador empregado foi um PC 486 de 66 MHz com 8 Mb de RAM.

3.4.1 - Programa “POS”

Para que este programa realize a análise de posições, devem ser fornecidos como dados de entrada as coordenadas dos centros dos pares cinemáticos de revolução O_2 e O_4 , as coordenadas dos pontos O_E , O_F e dos centros dos pares esféricos A e B, os versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$, o ângulo de rotação β_2 e as coordenadas locais dos baricentros das peças 2, 3 e 4. A solução da equação (3.7), para determinação de β_4 , foi obtida numericamente, através de um algoritmo de Newton-Raphson (SUH; RADCLIFFE, 1978). Os dados de saída deste programa são as novas coordenadas dos pontos A, B, G_2 , G_3 e G_4 . A listagem deste programa encontra-se no Apêndice I.

3.4.2 - Programa “VEL”

Para que este programa realize a análise de velocidades, devem ser fornecidos como dados de entrada o vetor de rotação $\vec{\omega}_2$, as coordenadas dos centros dos pares cinemáticos de revolução O_2 e O_4 , as coordenadas dos centros dos pares esféricos A e B, os versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$, e as coordenadas dos baricentros das peças 2, 3 e 4. Os dados de saída deste programa são as velocidades dos pontos A, B, G_2 , G_3 e G_4 e os vetores-velocidade angular das peças 3 e 4. A listagem deste programa encontra-se no Apêndice I.

3.4.3 - Programa “ACEL”

Para que este programa realize a análise de acelerações, devem ser fornecidos como dados de entrada o vetor-aceleração angular $\ddot{\omega}_2$, as coordenadas dos centros dos pares cinemáticos de revolução O_2 e O_4 , as coordenadas dos centros dos pares esféricos A e B, os versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$, as coordenadas dos baricentros das peças 2, 3 e 4, as velocidades dos pontos A, B, G_2 , G_3 e G_4 e os vetores-velocidade angular das peças 3 e 4. Os dados de saída deste programa são as acelerações dos pontos A, B, G_2 , G_3 e G_4 e os vetores-aceleração angular das peças 3 e 4. A listagem deste programa encontra-se no Apêndice I.

3.4.4 - Verificação da exatidão dos programas “POS”, “VEL” e “ACEL”

Verificou-se a exatidão dos programas POS, VEL e ACEL utilizando-os na solução de exemplos extraídos dos livros de SUH; RADCLIFFE (1978) e SHIGLEY (1969). Maiores detalhes sobre os exemplos analisados e os desvios resultantes da comparação entre os resultados dos programas desenvolvidos e aqueles apresentados pela literatura podem ser encontrados no Anexo B.

4. ANÁLISE CINETO-ESTÁTICA

4.1 - Desenvolvimento das equações da análise

A análise cineto-estática (SKARSKI, 1980; SANDOR; ERDMAN, 1984) prevê o desenvolvimento das equações necessárias para a determinação dos esforços internos ao mecanismo. Para a execução desta análise:

- parte-se dos resultados da análise cinemática;
- admite-se uma determinada distribuição de massa em cada peça do mecanismo;
- admite-se a influência da força da gravidade;
- admite-se, por hipótese, que a peça 3 tenha seção circular constante ao longo de todo seu comprimento. Além disso, deve possuir simetria axial em relação ao eixo que passa pelos pares cinemáticos que a conectam às peças 2 e 4;
- assume-se que os efeitos do atrito nos pares cinemáticos sejam desprezíveis.

A figura 4.1 mostra os diagramas de corpo livre de todas as peças que compõem o mecanismo.

Fig. 4.1 - Diagramas de corpo livre das peças do mecanismo.

Inicialmente, serão obtidas as equações relativas à peça 2. Aplicando-se o teorema da Resultante obtém-se

$$-\vec{F}_{21} + \vec{F}_{32} - m_2 \cdot \vec{g} \cdot \vec{k} = m_2 \cdot \vec{a}_{G_2} \quad (4.1)$$

Aplicando-se o teorema do Momento Angular vem

$$-\vec{M}_{21} + (\vec{A} - \vec{G}_2) \wedge \vec{F}_{32} + (\vec{O}_2 - \vec{G}_2) \wedge (-\vec{F}_{21}) = J_{2,G_2-\hat{q}_2} \cdot \dot{\omega}_2 \cdot \hat{q}_2 \quad (4.2)$$

Multiplicando-se escalarmente os dois lados da equação por $\hat{q}_2$, e agrupando-se os termos semelhantes surge a equação

$$\begin{aligned} & F_{21x} [-(O_{2z} - G_{2z})q_{2y} + (O_{2y} - G_{2y})q_{2z}] + F_{21y} [(O_{2z} - G_{2z})q_{2x} - (O_{2x} - G_{2x})q_{2z}] + \\ & F_{21z} [-(O_{2y} - G_{2y})q_{2x} + (O_{2x} - G_{2x})q_{2y}] + F_{32x} [(A_z - G_{2z})q_{2y} - (A_y - G_{2y})q_{2z}] + \\ & F_{32y} [-(A_z - G_{2z})q_{2x} + (A_x - G_{2x})q_{2z}] + F_{32z} [(A_y - G_{2y})q_{2x} - (A_x - G_{2x})q_{2y}] \\ & - M_{21x} q_{2x} - M_{21y} q_{2y} - M_{21z} q_{2z} = J_{2,G_2-\hat{q}_2} \cdot \dot{\omega}_2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Multiplicando-se escalarmente os dois lados da equação por $\vec{r}_{AO_E}$, que corresponde ao vetor $\frac{(\vec{A} - \vec{O}_E)}{\|\vec{A} - \vec{O}_E\|}$, e agrupando-se os termos semelhantes surge a equação

$$\begin{aligned} & F_{21x} [-(O_{2z} - G_{2z})r_{AO_{Ey}} + (O_{2y} - G_{2y})r_{AO_{Ez}}] + F_{21y} [(O_{2z} - G_{2z})r_{AO_{Ex}} - (O_{2x} - G_{2x})r_{AO_{Ez}}] + \\ & F_{21z} [-(O_{2y} - G_{2y})r_{AO_{Ex}} + (O_{2x} - G_{2x})r_{AO_{Ey}}] + F_{32x} [(A_z - G_{2z})r_{AO_{Ey}} - (A_y - G_{2y})r_{AO_{Ez}}] + \\ & F_{32y} [-(A_z - G_{2z})r_{AO_{Ex}} + (A_x - G_{2x})r_{AO_{Ez}}] + F_{32z} [(A_y - G_{2y})r_{AO_{Ex}} - (A_x - G_{2x})r_{AO_{Ey}}] \\ & - M_{21x} r_{AO_{Ex}} - M_{21y} r_{AO_{Ey}} - M_{21z} r_{AO_{Ez}} = J_{2,G_2-\hat{q}_2} \cdot \dot{\omega}_2 \hat{q}_2 \cdot \hat{r}_{AO_E} = 0 \end{aligned} \quad (4.4)$$

Multiplicando-se escalarmente os dois lados da equação por $\vec{v}_2$, que corresponde ao vetor $\hat{q}_2 \wedge \frac{(\vec{A} - \vec{O}_E)}{\|\vec{A} - \vec{O}_E\|}$, e agrupando-se os termos semelhantes surge a equação

$$\begin{aligned}
& F_{21x} [-(O_{2z} - G_{2z})v_{2y} + (O_{2y} - G_{2y})v_{2z}] + F_{21y} [(O_{2z} - G_{2z})v_{2x} - (O_{2x} - G_{2x})v_{2z}] + \\
& F_{21z} [-(O_{2y} - G_{2y})v_{2x} + (O_{2x} - G_{2x})v_{2y}] + F_{32x} [(A_z - G_{2z})v_{2y} - (A_y - G_{2y})v_{2z}] + \\
& F_{32y} [-(A_z - G_{2z})v_{2x} + (A_x - G_{2x})v_{2z}] + F_{32z} [(A_y - G_{2y})v_{2x} - (A_x - G_{2x})v_{2y}] \\
& - M_{21x} v_{2x} - M_{21y} v_{2y} - M_{21z} v_{2z} = J_{2,G_2-\hat{q}_2} \cdot \dot{\omega}_2 \hat{q}_2 \cdot \hat{v}_2 = 0
\end{aligned} \tag{4.5}$$

De forma análoga, desenvolvendo-se a expressão do teorema da Resultante para a peça 4 obtém-se

$$-\vec{F}_{43} + \vec{F}_{14} - m_4 \cdot g \cdot \vec{k} = m_4 \cdot \vec{a}_{G_4} \tag{4.6}$$

Aplicando-se agora o teorema do Momento Angular vem

$$(B - G_4) \wedge (-\vec{F}_{43}) + (O_4 - G_4) \wedge \vec{F}_{14} + \vec{M}_{14} = J_{4,G_4-\hat{q}_4} \cdot \dot{\omega}_4 \cdot \hat{q}_4 \tag{4.7}$$

Multiplicando-se escalarmente os dois lados da equação por $\hat{q}_4$, e agrupando-se os termos semelhantes, surge a equação

$$\begin{aligned}
& F_{43x} [(B_y - G_{4y})q_{4z} - (B_z - G_{4z})q_{4y}] + F_{43y} [(B_z - G_{4z})q_{4x} - (B_x - G_{4x})q_{4z}] + \\
& F_{43z} [(B_x - G_{4x})q_{4y} - (B_y - G_{4y})q_{4x}] + F_{14x} [(O_{4z} - G_{4z})q_{4y} - (O_{4y} - G_{4y})q_{4z}] + \\
& F_{14y} [-(O_{4z} - G_{4z})q_{4x} + (O_{4x} - G_{4x})q_{4z}] + F_{14z} [(O_{4y} - G_{4y})q_{4x} - (O_{4x} - G_{4x})q_{4y}] \\
& + M_{14x} q_{4x} + M_{14y} q_{4y} + M_{14z} q_{4z} = J_{4,G_4-\hat{q}_4} \cdot \dot{\omega}_4
\end{aligned} \tag{4.8}$$

Multiplicando-se escalarmente os dois lados da equação por $\vec{r}_{OBL}$, que corresponde ao vetor $\frac{(O_B - O_F)}{\|O_B - O_F\|}$, e agrupando-se os termos semelhantes, surge a equação

$$\begin{aligned}
& F_{43x} [(B_y - G_{4y})r_{OBL_z} - (B_z - G_{4z})r_{OBL_y}] + F_{43y} [(B_z - G_{4z})r_{OBL_x} - (B_x - G_{4x})r_{OBL_z}] + \\
& F_{43z} [(B_x - G_{4x})r_{OBL_y} - (B_y - G_{4y})r_{OBL_x}] + F_{14x} [(O_{4z} - G_{4z})r_{OBL_y} - (O_{4y} - G_{4y})r_{OBL_z}] + \\
& F_{14y} [-(O_{4z} - G_{4z})r_{OBL_x} + (O_{4x} - G_{4x})r_{OBL_z}] + F_{14z} [(O_{4y} - G_{4y})r_{OBL_x} - (O_{4x} - G_{4x})r_{OBL_y}] \\
& + M_{14x} r_{OBL_x} + M_{14y} r_{OBL_y} + M_{14z} r_{OBL_z} = J_{4,G_4-\hat{q}_4} \cdot \dot{\omega}_4 \hat{q}_4 \cdot \hat{r}_{OBL} = 0
\end{aligned} \tag{4.9}$$

Multiplicando-se escalarmente os dois lados da equação por $\vec{v}_4$, que corresponde ao vetor $\vec{q}_4 \wedge \frac{(O_B - O_F)}{\|O_B - O_F\|}$, e agrupando-se os termos semelhantes, surge a equação

$$\begin{aligned}
& F_{43x} [(B_y - G_{4y})v_{4z} - (B_z - G_{4z})v_{4y}] + F_{43y} [(B_z - G_{4z})v_{4x} - (B_x - G_{4x})v_{4z}] + \\
& F_{43z} [(B_x - G_{4x})v_{4y} - (B_y - G_{4y})v_{4x}] + F_{14x} [(O_{4z} - G_{4z})v_{4y} - (O_{4y} - G_{4y})v_{4z}] + \\
& F_{14y} [-(O_{4z} - G_{4z})v_{4x} + (O_{4x} - G_{4x})v_{4z}] + F_{14z} [(O_{4y} - G_{4y})v_{4x} - (O_{4x} - G_{4x})v_{4y}] \\
& + M_{14x} v_{4x} + M_{14y} v_{4y} + M_{14z} v_{4z} = J_{4,G4-\hat{q}_4} \cdot \dot{\omega}_4 \hat{q}_4 \cdot \hat{v}_4 = 0
\end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\bar{M}_{14} \cdot \hat{q}_4 = 0 \quad (4.11)$$

No caso da peça 3, a expressão do teorema da Resultante pode ser escrita da seguinte forma

$$-\bar{F}_{32} + \bar{F}_{43} - m_3 \cdot g \cdot \bar{k} = m_3 \cdot \bar{a}_{G_3} \quad (4.12)$$

Antes de se aplicar o teorema do Momento Angular à peça 3, deve-se calcular o momento angular relativo a essa peça, $\bar{H}_{3,G_3}$. Observando-se a figura 4.2, vê-se um sistema de eixos ortogonais G_3XYZ preso à peça 3 e definido pelos vetores $\bar{I}$, $\bar{J}$ e $\bar{K}$, já apresentados na seção 3.1.1.

Fig. 4.2 - Sistema de eixos ortogonais G_3XYZ preso à peça 3.

A peça 3, por hipótese, possui simetria axial em relação ao eixo G_3Y e seção circular constante ao longo de todo seu comprimento. Portanto, os eixos G_3X, G_3Y e G_3Z são eixos principais de inércia. Desta forma, a expressão do momento angular na forma matricial para essa peça, em relação a G_3 será

$$\begin{bmatrix} J_{3,G_3X} & 0 & 0 \\ 0 & J_{3,G_3Y} & 0 \\ 0 & 0 & J_{3,G_3Z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{3X} \\ \omega_{3Y} \\ \omega_{3Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{3,G_3X} \\ H_{3,G_3Y} \\ H_{3,G_3Z} \end{bmatrix}$$

ou seja,

$$H_{3,G_3X} \vec{I} + H_{3,G_3Y} \vec{J} + H_{3,G_3Z} \vec{K} = J_{3,G_3X} \cdot \omega_{3X} \vec{I} + J_{3,G_3Y} \cdot \omega_{3Y} \vec{J} + J_{3,G_3Z} \cdot \omega_{3Z} \vec{K} . \quad (4.13)$$

Derivando-se no tempo a expressão do momento angular para a peça 3 vem

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \vec{H}_{3,G_3} &= [J_{3,G_3X} \cdot \dot{\omega}_{3X} + (J_{3,G_3Z} - J_{3,G_3Y}) \cdot \omega_{3Y} \cdot \omega_{3Z}] \cdot \vec{I} + \\ &J_{3,G_3Y} \cdot \dot{\omega}_{3Y} + (J_{3,G_3X} - J_{3,G_3Z}) \cdot \omega_{3X} \cdot \omega_{3Z}] \cdot \vec{J} + \\ &J_{3,G_3Z} \cdot \dot{\omega}_{3Z} + (J_{3,G_3Y} - J_{3,G_3X}) \cdot \omega_{3X} \cdot \omega_{3Y}] \cdot \vec{K} \end{aligned} \quad (4.14)$$

onde

$$\begin{aligned} \omega_{3X} &= \vec{\omega}_3 \cdot \vec{I} = \omega_{3x} \cdot I_x + \omega_{3y} \cdot I_y + \omega_{3z} \cdot I_z \\ \omega_{3Y} &= \vec{\omega}_3 \cdot \vec{J} = \omega_{3x} \cdot J_x + \omega_{3y} \cdot J_y + \omega_{3z} \cdot J_z \\ \omega_{3Z} &= \vec{\omega}_3 \cdot \vec{K} = \omega_{3x} \cdot K_x + \omega_{3y} \cdot K_y + \omega_{3z} \cdot K_z \end{aligned} \quad (4.15)$$

Analogamente,

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{3X} &= \dot{\vec{\omega}}_3 \cdot \vec{I} = \dot{\omega}_{3x} \cdot I_x + \dot{\omega}_{3y} \cdot I_y + \dot{\omega}_{3z} \cdot I_z \\ \dot{\omega}_{3Y} &= \dot{\vec{\omega}}_3 \cdot \vec{J} = \dot{\omega}_{3x} \cdot J_x + \dot{\omega}_{3y} \cdot J_y + \dot{\omega}_{3z} \cdot J_z \\ \dot{\omega}_{3Z} &= \dot{\vec{\omega}}_3 \cdot \vec{K} = \dot{\omega}_{3x} \cdot K_x + \dot{\omega}_{3y} \cdot K_y + \dot{\omega}_{3z} \cdot K_z \end{aligned} \quad (4.16)$$

Aplicando-se o teorema do momento angular à peça 3, pode-se escrever que

$$\frac{d}{dt} \vec{H}_{3,G_3} = (A - G_3) \wedge (-\vec{F}_{32}) + (B - G_3) \wedge \vec{F}_{43} \quad (4.17)$$

Multiplicando-se escalarmente a equação anterior, inicialmente por $\vec{I}$ e depois por $\vec{K}$, obtem-se as duas equações escalares a seguir

$$\begin{aligned} & F_{32x} [-(A_z - G_{3z})I_y + (A_y - G_{3y})I_z] + F_{32y} [(A_z - G_{3z})I_x - (A_x - G_{3x})I_z] + \\ & F_{32z} [-(A_y - G_{3y})I_x + (A_x - G_{3x})I_y] + F_{43x} [(B_z - G_{3z})I_y - (B_y - G_{3y})I_z] + \\ & F_{43y} [-(B_z - G_{3z})I_x + (B_x - G_{3x})I_z] + F_{43z} [-(B_x - G_{3x})I_y + (B_y - G_{3y})I_x] \\ & = J_{3,G_3X} \cdot \dot{\omega}_{3X} + (J_{3,G_3Z} - J_{3,G_3Y}) \cdot \omega_{3Y} \cdot \omega_{3Z} \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} & F_{32x} [-(A_z - G_{3z})K_y + (A_y - G_{3y})K_z] + F_{32y} [(A_z - G_{3z})K_x - (A_x - G_{3x})K_z] + \\ & F_{32z} [-(A_y - G_{3y})K_x + (A_x - G_{3x})K_y] + F_{43x} [(B_z - G_{3z})K_y - (B_y - G_{3y})K_z] + \\ & F_{43y} [-(B_z - G_{3z})K_x + (B_x - G_{3x})K_z] + F_{43z} [-(B_x - G_{3x})K_y + (B_y - G_{3y})K_x] \\ & = J_{3,G_3Z} \cdot \dot{\omega}_{3Z} + (J_{3,G_3Y} - J_{3,G_3X}) \cdot \omega_{3Y} \cdot \omega_{3X} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Através das equações obtidas, é possível determinar as forças $\vec{F}_{21}$, $\vec{F}_{32}$, $\vec{F}_{43}$ e $\vec{F}_{14}$, e os momentos $\vec{M}_{21}$ e $\vec{M}_{14}$. Isto pode ser realizado pela construção de um sistema linear de 18 equações a 18 incógnitas, sendo que estas incógnitas são as componentes dos esforços envolvidos nas peças móveis.

Com relação aos esforços presentes na peça fixa, a base, estes podem ser definidos da seguinte maneira:

- A resultante das forças de reação presentes na peça fixa, $\vec{F}_{base}$ será chamada de *força transmitida para a base ("shaking force")*. Sua expressão é apresentada a seguir

$$\vec{F}_{base} = \vec{F}_{21} - \vec{F}_{14} \quad (4.20)$$

- A resultante dos momentos de reação presentes na peça fixa será chamada de *momento transmitido para a base ("shaking moment")*. Sua expressão, em relação ao pólo C é apresentada a seguir

$$\vec{M}_{base}^C = (O_2 - C) \wedge \vec{F}_{21} + \vec{M}_{21} + (O_4 - C) \wedge (-\vec{F}_{14}) - \vec{M}_{14} \quad (4.21)$$

4.2 - Programa FORÇA

O programa FORÇA, para realizar a análise cineto-estática, necessita dos seguintes dados de entrada: coordenadas de O_2 e O_4 , versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$, coordenadas de A, B, G_2 , G_3 e G_4 , acelerações de G_2 , G_3 e G_4 , vetores-aceleração angular de 2, 3 e 4 e os momentos de inércia de massa das peças 2, 3 e 4. A solução do sistema linear mencionado no item 4.1, pode ser obtida numericamente, utilizando-se um algoritmo de Gauss-Seidel com fatoração LU (NIKRAVESH, 1988). Os dados de saída do programa FORÇA são as forças internas $\vec{F}_{21}$, $\vec{F}_{32}$, $\vec{F}_{43}$ e $\vec{F}_{14}$, os momentos $\vec{M}_{21}$, $\vec{M}_{14}$, a força transmitida a base $\vec{F}_{base}$ e o momento transmitido para a base $\vec{M}_{base}^C$. A listagem deste programa encontra-se no Apêndice I.

5.2.1 - Verificação da exatidão do programa FORÇA

Verificou-se a exatidão do programa FORÇA de duas maneiras. A primeira, utilizando-o na solução de um exemplo extraído do livro de SUH; RADCLIFFE (1978). A segunda, utilizando-o na solução de um problema de aplicação semelhante àquele proposto no capítulo 7, cujos resultados são comparados com aqueles obtidos através do uso do programa “ADAMS”, que realiza a análise dinâmica de sistemas de múltiplos corpos e é disponível comercialmente. Maiores detalhes sobre os exemplos analisados e os desvios resultantes da comparação entre os resultados dos programas desenvolvidos e aqueles apresentados pela literatura ou fornecidos pelo “ADAMS” podem ser encontrados no Anexo C.

5. MÉTODO DO GRADIENTE REDUZIDO E GENERALIZADO

5.1 - Introdução

Os métodos de otimização podem ser classificados sob vários critérios (HIMMELBLAU, 1972). O primeiro critério define se o método resolve problemas de otimização com ou sem restrições (vínculos). Um problema de otimização envolve a minimização ou maximização de uma função, que é chamada de função-objetivo. A função-objetivo depende de um certo número de variáveis, denominadas variáveis de projeto, e é válida num determinado domínio definido pelos limites inferior e superior de cada variável, e pelas suas restrições. Estas restrições nada mais são do que equações e/ou inequações envolvendo as variáveis de projeto.

O segundo critério estabelece que o problema a ser resolvido pelo método é de programação linear ou não-linear. Ele se baseia na natureza da função-objetivo e das restrições (se existirem), ou seja, se são lineares ou não-lineares. Assim, se tanto a função-objetivo quanto as restrições forem lineares, a programação é dita linear. Por outro lado, a programação não-linear permite que tanto a função-objetivo como as restrições sejam de natureza linear ou não-linear. Portanto, a programação não-linear engloba a linear.

O terceiro critério de classificação define se o método é baseado ou não no cálculo de derivadas. O método do Gradiente Reduzido Generalizado, por exemplo, é baseado no cálculo de derivadas. Os métodos não baseados no cálculo de derivadas são chamados métodos de Busca.

5.2 - Características do Método do Gradiente Reduzido Generalizado

O método do Gradiente Reduzido Generalizado é uma técnica numérica de programação não-linear. Este método define a sua direção de busca a partir do cálculo do vetor gradiente reduzido da função-objetivo, ou seja, um vetor que possui um número menor de componentes que o próprio vetor gradiente da função-objetivo. De qualquer forma, como o método baseia-se no cálculo de um gradiente, esta técnica envolve o cálculo de derivadas de 1ª. ordem. A seguir, será apresentada a teoria básica do método do Gradiente Reduzido Generalizado (GABRIELE, G. A.; RAGSDALL, 1977 e 1989).

O problema geral da programação não-linear pode ser apresentado na seguinte forma:

minimizar a função

$$f(\bar{x}), \quad \bar{x} = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T$$

sujeita às restrições

$$g_j(\bar{x}) \geq 0 \quad j = 1, 2, 3, \dots, J$$

$$h_k(\bar{x}) = 0 \quad k = 1, 2, 3, \dots, K$$

$$\text{onde} \quad \bar{x}^{(l)} \leq \bar{x} \leq \bar{x}^{(u)}$$

Com relação à notação, pode-se dizer que $\bar{x}$ representa o vetor das variáveis de projeto e $f(\bar{x})$ é uma função escalar das variáveis de projeto e representa um critério de projeto ou objetivo. As funções $g(\bar{x})$ e $h(\bar{x})$ representam, respectivamente, restrições de desigualdade e de igualdade com relação às variáveis de projeto. As restrições de desigualdade delimitam as possíveis regiões dentro do espaço de projeto, enquanto as restrições de igualdade definem combinações específicas das variáveis de projeto. Os vetores $\bar{x}^{(l)}$ e $\bar{x}^{(u)}$ contém, respectivamente, os limites inferiores e superiores de cada componente do vetor $\bar{x}$.

A seguir será apresentada uma outra forma de definição do problema geral da programação não-linear:

$$\text{minimizar} \quad f(\bar{x}), \quad \bar{x} = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T$$

sujeita a

$$h_m(\bar{x}) = 0 \quad m = 1, 2, 3, \dots, M$$

$$\bar{x}^{(l)} \leq \bar{x} \leq \bar{x}^{(u)} \quad (5.1)$$

As restrições de desigualdade foram incluídas no grupo das restrições de igualdade por meio da introdução de variáveis de folga não-negativas $x_{N+j} \geq 0$ de modo que

$$h_{K+j}(\vec{x}) = g_j(\vec{x}) - \vec{x}_{N+j} \quad (5.2)$$

Estas variáveis de folga são incluídas no conjunto original das variáveis de projeto. O parâmetro M refere-se ao número total de restrições, $M = J + K$.

O método inicia-se com a decomposição do vetor $\vec{x}$ em dois novos vetores: $\vec{z}$ e $\vec{y}$. As componentes do vetor $\vec{z}$ serão chamadas de variáveis não-básicas ou independentes, e as componentes do vetor $\vec{y}$ serão chamadas de variáveis básicas ou dependentes. As variáveis básicas serão utilizadas para satisfazer as restrições.

$$\begin{aligned} \vec{x} &= [\vec{z}, \vec{y}]^T \\ \vec{z} &= [z_1, z_2, \dots, z_Q]^T \\ \vec{y} &= [y_1, y_2, \dots, y_M]^T \end{aligned}$$

onde $Q = N - M$. Serão calculados, a seguir, os diferenciais da função $f(\vec{x})$ e das restrições de igualdade $h_m(\vec{x})$ com relação às variáveis básicas e não-básicas.

$$df = \vec{\nabla}_z f(\vec{x})^T d\vec{z} + \vec{\nabla}_y f(\vec{x})^T d\vec{y} \quad (5.3)$$

$$d\vec{h} = C \cdot d\vec{z} + J \cdot d\vec{y} = 0 \quad (5.4)$$

onde

$$\vec{\nabla}_z f(\vec{x}) = \left[\frac{\partial f}{\partial z_1}, \frac{\partial f}{\partial z_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial z_Q} \right]^T \quad (5.5)$$

$$\vec{\nabla}_y f(\vec{x}) = \left[\frac{\partial f}{\partial y_1}, \frac{\partial f}{\partial y_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial y_M} \right]^T \quad (5.6)$$

$$J = [\vec{\nabla}_y h_1(\vec{x}), \vec{\nabla}_y h_2(\vec{x}), \dots, \vec{\nabla}_y h_M(\vec{x})]^T ; \quad \text{matriz } M \times M \quad (5.7)$$

$$C = [\vec{\nabla}_z h_1(\vec{x}), \vec{\nabla}_z h_2(\vec{x}), \dots, \vec{\nabla}_z h_M(\vec{x})]^T ; \quad \text{matriz } M \times Q \quad (5.8)$$

$$\vec{\nabla}_y h_m(\vec{x}) = \left[\frac{\partial h_m}{\partial y_1}, \frac{\partial h_m}{\partial y_2}, \dots, \frac{\partial h_m}{\partial y_M} \right] \quad (5.9)$$

$$\vec{\nabla}_z h_m(\vec{x}) = \left[\frac{\partial h_m}{\partial z_1}, \frac{\partial h_m}{\partial z_2}, \dots, \frac{\partial h_m}{\partial z_Q} \right] \quad (5.10)$$

Observando-se a expressão do diferencial de $\vec{h}$ pode-se deduzir que

$$d\vec{y} = -J^{-1} \cdot C \cdot d\vec{z} \quad (5.11)$$

Substituindo este resultado na expressão do diferencial de $f(\vec{x})$ vem

$$df = \left(\vec{\nabla}_z f(\vec{x})^T - \vec{\nabla}_y f(\vec{x})^T J^{-1} C \right) \cdot d\vec{z} \quad (5.12)$$

e, define-se o Gradiente Reduzido Generalizado da função f , $\vec{\nabla}_r f(\vec{x})^T$, como sendo

$$\vec{\nabla}_r f(\vec{x})^T = \vec{\nabla}_z f(\vec{x})^T - \vec{\nabla}_y f(\vec{x})^T J^{-1} C \quad (5.13)$$

A expressão do Gradiente Reduzido Generalizado indica a taxa de variação da função-objetivo com relação às variáveis não-básicas, e a equação (5.11) refere-se ao ajuste a ser feito nas variáveis básicas de modo a respeitar-se as restrições do problema. A partir do vetor gradiente reduzido generalizado da função f , pode-se determinar a direção de busca em direção a um ponto de mínimo local.

Exemplo 5.1

Determinar o mínimo de $f(\vec{x}) = x_1^2 + x_2^2$, sujeita à restrição $h(\vec{x}) = 2 \cdot x_1 + x_2 - 1 = 0$.

Solução

Pode-se notar que $N = 2$, $J = 0$, $K = 1$, $M = K = 1$ e $Q = N - M = 1$.

Como só existe uma restrição de igualdade, haverá somente uma variável básica e uma não-básica. A escolha de qual será a básica e qual a não-básica é arbitrária. Escolhe-se, por exemplo, $\bar{Z} = x_1$, como variável não-básica e $\bar{Y} = x_2$, como básica.

A partir das expressões dos diferenciais da função f e da igualdade h , obtém-se

$$df = \frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot dx_1 + \frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot dx_2 \quad (5.14)$$

e

$$dh = \frac{\partial h}{\partial x_1} \cdot dx_1 + \frac{\partial h}{\partial x_2} \cdot dx_2 = 0 \quad (5.15)$$

$$dx_2 = - \frac{\left(\frac{\partial h}{\partial x_1} \right)}{\left(\frac{\partial h}{\partial x_2} \right)} \cdot dx_1$$

Substituindo a expressão de dx_2 no diferencial de f vem

$$df = \left[\frac{\partial f}{\partial x_1} - \frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x_1} \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial x_2} \right)^{-1} \right] \cdot dx_1 \quad (5.16)$$

onde o gradiente reduzido e generalizado será

$$\bar{\nabla}_r f(\bar{x})^T = \frac{df}{dx_1} = \frac{\partial f}{\partial x_1} - \frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x_1} \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial x_2} \right)^{-1} \quad (5.17)$$

Resolvendo agora o exemplo em questão, pode-se obter que

$$\frac{df}{dx_1} = 2 \cdot x_1 - 4 \cdot x_2 \quad dx_2 = -2 \cdot dx_1$$

Para uma dada iteração k , pode-se escrever que

$$\begin{aligned}x_1^{(k+1)} &= x_1^{(k)} + \Delta x_1^{(k)} & \Delta x_1^{(k)} &= -\lambda^{(k)} \cdot \frac{df^{(k)}}{dx_1} \\x_2^{(k+1)} &= x_2^{(k)} + \Delta x_2^{(k)} & \Delta x_2^{(k)} &= -2 \cdot \Delta x_1^{(k)} \\ \frac{df^{(k)}}{dx_1} &= 2 \cdot x_1^{(k)} - 4x_2^{(k)}\end{aligned}\tag{5.18}$$

Adotando-se como estimativa inicial, o ponto $\bar{x}^{(0)} = [1, -1]^T$, chega-se no seguinte resultado apresentado na tabela 5.1. O escalar $\lambda^{(k)}$ é um número não-negativo e corresponde a um fator que, multiplicado pelo vetor gradiente reduzido generalizado, e ajustado convenientemente, pode provocar uma aceleração ou desaceleração da otimização.

O ponto de mínimo encontrado pelo método de otimização foi $\bar{x}^* = [0,4 \quad 0,2]^T$. A busca termina nesse ponto pois o vetor gradiente reduzido e generalizado assume o valor zero após a 1a. iteração.

Tabela 5.1 - Resultados da otimização

k	0	1
f	2	0,2
x_1	1	0,4
x_2	-1	0,2
$\frac{df}{dx_1}$	6	0
Δx_1	-0,6	0
Δx_2	1,2	0
λ	0,1	----

Resolvendo-se este problema analiticamente, é possível concluir que $\bar{x}^* = [0,4 \quad 0,2]^T$ é realmente o ponto de mínimo da função.

6. OTIMIZAÇÃO DAS RESULTANTES DAS FORÇAS E DOS MOMENTOS TRANSMITIDOS PARA A BASE

6.1 - Introdução

Apresenta-se neste capítulo o vetor $\vec{X}$, que contém as variáveis de projeto a serem alteradas; a função-objetivo que deve ser minimizada; e os limites inferiores e superiores das variáveis de projeto que devem ser satisfeitos para que a configuração do mecanismo obtido seja exequível.

6.2 - Vetor das variáveis de projeto

A técnica de balanceamento utilizada neste trabalho se serve de contra-pesos a serem acrescentados às peças móveis de tal maneira que o mecanismo modificado, ou seja, com uma nova distribuição de massa, apresente as resultantes das forças e dos momentos transmitidos para a base, em intensidades menores do que na sua configuração inicial. Primeiramente, será definida a forma geométrica dos contra-pesos e a seguir, será explicado de que modo se fará o acréscimo destes nas peças móveis do mecanismo.

6.2.1 - Forma dos contra-pesos e sua posição em cada peça móvel

Os contra-pesos serão discos. Cada disco será definido por uma espessura e um diâmetro. Neste trabalho, a espessura de todos os discos será a mesma, não sendo permitida a sua variação, sendo, portanto, apenas um parâmetro. Quanto à sua posição em cada peça móvel, ela será definida a partir da posição de seu baricentro em relação a um sistema de coordenadas local fixo em cada peça.

Na peça 2 será permitida a introdução de dois contra-pesos ocupando posições fixas e distintas. As variáveis de projeto associadas à essa peça serão os diâmetros de cada um dos contra-pesos. Estas observações feitas para a peça 2 são igualmente válidas para a peça 4. No caso da peça 3, será permitida a introdução de um único contra-peso e as variáveis de projeto serão o seu diâmetro e a sua posição ao longo da barra AB.

Desta maneira, o vetor $\vec{X}$, vetor das variáveis de projeto, possuirá seis componentes apresentadas a seguir:

$$x_1 = d_{CP_{2,1}} = \text{diâmetro do 1.º contra-peso fixo à peça 2.}$$

$$x_2 = d_{CP_{2,2}} = \text{diâmetro do 2.º contra-peso fixo à peça 2.}$$

$$x_3 = d_{CP_{4,1}} = \text{diâmetro do 1.º contra-peso fixo à peça 4.}$$

$$x_4 = d_{CP_{4,2}} = \text{diâmetro do 2.º contra-peso fixo à peça 4.}$$

$$x_5 = d_{CP_3} = \text{diâmetro do único contra-peso fixo à peça 3.}$$

$$x_6 = g_{CP_3} = \text{escalar que define a posição do contra-peso na peça 3 em relação ao seu sistema de coordenadas local.}$$

6.2.2 - Baricentros e momentos de inércia parcial e total de cada peça

Na peça 2, cada contra-peso estará orientado de tal maneira que o vetor-normal à superfície plana do disco seja paralelo ao eixo de rotação dessa peça. Situação análoga ocorrerá com a peça 4. Na peça 3, o vetor-normal à superfície do disco deve ser paralelo a eixo que passa pelos pontos A e B (centros dos pares cinemáticos) da peça 3.

A definição dos baricentros parcial e total pode ser encontrada no capítulo 3 e, a seguir, serão apresentadas as expressões para determinação dos momentos de inércia de massa parcial e total de cada peça.

$$\begin{aligned} J_{2,G_2\vec{q}_2} &= J_{p2,G_{p2}\vec{q}_2} + m_{p2} \cdot (g_{b2,2} - g_{p2,2})^2 + m_{p2} \cdot (g_{b2,3} - g_{p2,3})^2 + \\ &J_{cp2,1,G_{cp2,1}\vec{q}_2} + m_{cp2,1} \cdot (g_{b2,2} - g_{cp2,1,2})^2 + m_{cp2,1} \cdot (g_{b2,3} - g_{cp2,1,3})^2 + \\ &J_{cp2,2,G_{cp2,2}\vec{q}_2} + m_{cp2,2} \cdot (g_{b2,2} - g_{cp2,2,2})^2 + m_{cp2,2} \cdot (g_{b2,3} - g_{cp2,2,3})^2 \end{aligned} \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} J_{4,G_4\vec{q}_4} &= J_{p4,G_{p4}\vec{q}_4} + m_{p4} \cdot (g_{b4,2} - g_{p4,2})^2 + m_{p4} \cdot (g_{b4,3} - g_{p4,3})^2 + \\ &J_{cp4,1,G_{cp4,1}\vec{q}_4} + m_{cp4,1} \cdot (g_{b4,2} - g_{cp4,1,2})^2 + m_{cp4,1} \cdot (g_{b4,3} - g_{cp4,1,3})^2 + \\ &J_{cp4,2,G_{cp4,2}\vec{q}_4} + m_{cp4,2} \cdot (g_{b4,2} - g_{cp4,2,2})^2 + m_{cp4,2} \cdot (g_{b4,3} - g_{cp4,2,3})^2 \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$J_{3,G_3\vec{X}} = J_{p3,G_{p3}\vec{X}} + m_{p3} \cdot (g_{b3} - g_{p3})^2 + J_{cp3,G_{cp3}\vec{X}} + m_{cp3} \cdot (g_{b3} - g_{cp3})^2 \quad (6.3)$$

$$J_{3,G_3Y} = J_{p3,G_3Y} + J_{cp3,G_3Y} \quad (6.4)$$

$$J_{3,G_3Z} = J_{3,G_3X} \quad (6.5)$$

6.3 - Função-Objetivo

A função-objetivo $f(\vec{X})$ escolhida considera a somatória da resultante das forças e da resultante dos momentos transmitidos para a base, calculada nas diferentes posições ocupadas pelo mecanismo no seu ciclo de movimento, e ponderadas pelos fatores w_1 e w_2 , que além disso adimensionalizam a expressão de $f(\vec{X})$.

$$f(\vec{X}) = \sum_{i=1}^n \left[w_1 \cdot \|\vec{F}_{base}\|_i + w_2 \cdot \|\vec{M}_{base}^c\|_i \right] \quad (6.6)$$

O índice i refere-se a uma posição qualquer ocupada pelo mecanismo. O número n representa o número total de posições representativas do ciclo de movimento do mecanismo.

6.4 - Limites inferiores e superiores das variáveis de projeto

Para que se possa obter após a otimização, um mecanismo balanceado cuja construção seja exequível, serão impostos às variáveis de projeto limites inferiores e superiores. Estes limites são definidos a seguir.

$$0 \leq d_{CP_{2,1}} \leq d_{max} \quad (6.7)$$

$$0 \leq d_{CP_{2,2}} \leq d_{max} \quad (6.8)$$

$$0 \leq d_{CP_{4,1}} \leq d_{max} \quad (6.9)$$

$$0 \leq d_{CP_{4,2}} \leq d_{max} \quad (6.10)$$

$$d_{min} \leq d_{CP_3} \leq d_{max} \quad (6.11)$$

$$L_{min} \leq g_{CP_3} \leq L_{max} \quad (6.12)$$

No caso das peças 2 e 4, será permitido que os diâmetros dos seus contra-pesos variem, durante a otimização, de zero até valores considerados como máximos permissíveis. No caso da peça 3, considerando o diâmetro do seu contra-peso, o seu valor mínimo permissível coincidirá com o diâmetro externo da peça 3, que possui por hipótese seção circular, e seu valor máximo permissível será escolhido de maneira análoga aos das peças 2 e 4. Considerando a posição do contra-peso na peça 3, será permitido durante a otimização que o contra-peso ocupe qualquer posição ao longo da peça 3 dentro dos limites $L_{\min}$ e $L_{\max}$.

É interessante notar que o problema definido da maneira apresentada nas seções 6.2 a 6.4, é um problema de programação não-linear, cuja função-objetivo é não-linear, sem restrições, sendo que as variáveis de projeto devem estar dentro dos limites anteriormente definidos.

6.5 - Estrutura do algoritmo de solução

A seguir é apresentado um esquema do algoritmo de solução para o problema de aplicação.

Fig. 6.1 - Algoritmo de solução

O algoritmo de solução parte da configuração inicial do mecanismo desbalanceado, ou seja, sem qualquer contra-peso. A seguir, ocorre um procedimento iterativo governado pela rotina de otimização que altera os valores das variáveis de projeto, que por sua vez são substituídos nas rotinas do modelo computacional do mecanismo para o cálculo da função-objetivo. Quando a rotina de otimização atingir um dos seus critérios de convergência, a busca termina e o vetor das variáveis de projeto obtido na iteração final é considerado um ótimo local, no caso, um mínimo local.

Deve-se comentar também que a rotina de otimização utilizada no trabalho se baseia no método do Gradiente Reduzido Generalizado, foi desenvolvida pela Universidade de Missouri-Rolla e chama-se “OPT3 versão 2” (GABRIELE; RAGSDALL, 1989).

7. PROBLEMA DE APLICAÇÃO

7.1 - Introdução

Pretende-se balancear um mecanismo tri-dimensional do tipo “RSSR”, manivela-alavanca (“crank-rocker”), em que a velocidade angular da manivela seja constante. O ciclo de movimento do mecanismo compreenderá uma rotação completa da manivela motora, ou seja, 360^0 . O balanceamento será realizado através da técnica numérica de otimização conhecida como método do Gradiente Reduzido Generalizado, descrita no capítulo 5. O critério de balanceamento visa a redução tanto da resultante das forças como da resultante dos momentos transmitidos para a base. A função-objetivo da otimização, que leva em conta este critério, foi definida no capítulo 6. As limitações físicas para uma configuração viável de mecanismo foram expressas através dos limites inferiores e superiores das variáveis de projeto definidos também no capítulo 6.

A seguir, serão apresentados os dados da configuração do mecanismo: tanto aqueles que permanecerão invariáveis (parâmetros) durante a otimização, como aqueles que sofrerão alterações de modo a obter-se um mecanismo balanceado.

Tabela 7.1 - Coordenadas de pontos notáveis do mecanismo

	x (m)	y (m)	z (m)
O ₂	0	-0,1398	0
O ₄	$-47,5 \cdot 10^{-3}$	0,4986	0
O _B (pos. inicial)	0	0,48	0
O _E	0	0	0
O _F	0	0,4986	0
A (pos. inicial)	0	0	0,1
B (pos. inicial)	0	0,48	0,1
C	0	-0,1398	-0,1845

7.2 - Parâmetros do mecanismo

Os parâmetros serão a distância entre os centros dos pares cinemáticos de cada uma das peças móveis; as posições das articulações fixas; as massas parciais das peças móveis; as

direções tanto do eixo de rotação da manivela, como da alavanca movida; a velocidade angular da manivela motora. Estes parâmetros são expressos nas tabelas 7.1 a 7.7.

Tabela 7.2 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$

	x	y	z
$\hat{q}_2$	0	1	0
$\hat{q}_4$	1	0	0

Tabela 7.3 - Componentes dos vetores que definem os baricentros tanto parcial como os dos contra-pesos da peça 2 em relação ao seu sistema de coordenadas local

	$\hat{q}_2$ (mm)	$\hat{r}_{AOE}$ (mm)	$\hat{v}_2$ (mm)
$\vec{g}_{p,2}$	-159	1,7	0
$\vec{g}_{cp,2.1}$ (1.º contra-peso)	-35,07	-100	0
$\vec{g}_{cp,2.2}$ (2.º contra-peso)	-2,07	-100	0

Tabela 7.4 - Escalar que define o baricentro parcial da peça 3 em relação ao seu sistema de coordenadas local

	(m)
$g_{p,3}$	0,24

$$\vec{\omega}_2 = (75,4 \text{ rad/s}) \hat{q}_2$$

$$\dot{\vec{\omega}}_2 = 0 \hat{q}_2$$

Tabela 7.5 - Componentes dos vetores que definem os baricentros tanto parcial como os dos contra-pesos da peça 4 em relação ao seu sistema de coordenadas local

	$\hat{q}_4$ (mm)	$\hat{r}_{OBL}$ (mm)	$\hat{v}_4$ (mm)
$\vec{g}_{p,4}$	-7,8	-0,09	-8,2
$\vec{g}_{cp,4.1}$ (1.º contra-peso)	17,5	0	100
$\vec{g}_{cp,4.2}$ (2.º contra-peso)	-17,5	0	100

Tabela 7.6 - Massas parciais das peças móveis

	(kg)
$m_{p,2}$	3,25
$m_{p,3}$	0,08456
$m_{p,4}$	0,583

Tabela 7.7 - Momentos parciais de inércia de massa das peças móveis

	(kg.m ²)
$J_{p2,G_{p2}\hat{q}_2}$	$5,894 \cdot 10^{-3}$
$J_{p3,G_{p3}X}$	$2,7844 \cdot 10^{-3}$
$J_{p3,G_{p3}Y}$	$1,317 \cdot 10^{-6}$
$J_{p3,G_{p3}Z}$	$2,7844 \cdot 10^{-3}$
$J_{p4,G_{p4}\hat{q}_4}$	$2,093 \cdot 10^{-3}$

7.3 - Valores iniciais das componentes do vetor das variáveis de projeto**Tabela 7.8 - Valores iniciais das componentes do vetor das variáveis de projeto**

	(m)
$x_1^{(0)} = d_{CP_{2,1}}^{(0)}$	$1 \cdot 10^{-3}$
$x_2^{(0)} = d_{CP_{2,2}}^{(0)}$	$1 \cdot 10^{-3}$
$x_3^{(0)} = d_{CP_{4,1}}^{(0)}$	$1 \cdot 10^{-3}$
$x_4^{(0)} = d_{CP_{4,2}}^{(0)}$	$1 \cdot 10^{-3}$
$x_5^{(0)} = d_{CP_3}^{(0)}$	$9,7 \cdot 10^{-3}$
$x_6^{(0)} = g_{CP_3}^{(0)}$	0,24

7.4 - Função-Objetivo

$$f(\vec{x}) = \sum_{i=1}^n \left[w_1 \cdot \|\vec{F}_{base}\|_i + w_2 \cdot \|\vec{M}_{base}^c\|_i \right]$$

onde

$$n = 12$$

$$w_1 = 1 \text{ N}^{-1} \quad w_2 = 1 \text{ (N.m)}^{-1}$$

$$\left(\vec{F}_{\text{base}}\right)_i = \vec{F}_{\text{base}}(\theta_i)$$

$$\left(\vec{M}_{\text{base}}\right)_i = \vec{M}_{\text{base}}(\theta_i)$$

$$\theta_i = (i - 1) \cdot \Delta\theta$$

$$\Delta\theta = 30^\circ$$

7.5 - Limites inferiores e superiores das componentes do vetor das variáveis de projeto

$$0 \leq d_{\text{CP}_{2,1}} \leq 50.10^{-3} \text{ m}$$

$$0 \leq d_{\text{CP}_{2,2}} \leq 50.10^{-3} \text{ m}$$

$$0 \leq d_{\text{CP}_{4,1}} \leq 50.10^{-3} \text{ m}$$

$$0 \leq d_{\text{CP}_{4,2}} \leq 50.10^{-3} \text{ m}$$

$$\left(9,525.10^{-3} \leq d_{\text{CP}_3} \leq 50.10^{-3}\right) \text{ m}$$

$$\left(18.10^{-3} \leq g_{\text{CP}_3} \leq 0,462\right) \text{ m}$$

8. RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO

As tabelas e os gráficos mostrados a seguir correspondem aos resultados obtidos com a otimização. Inicialmente serão apresentados o vetor ótimo das variáveis de projeto e os dados atualizados do mecanismo balanceado, indicando-se as novas posições dos baricentros, os novos valores das massas das peças móveis, bem como seus momentos de inércia de massa. A seguir, serão apresentadas as curvas dos esforços transmitidos para a base em função do tempo. Em cada gráfico aparecem duas curvas: uma correspondente ao mecanismo desbalanceado e a outra correspondente ao balanceado. No Anexo D é apresentada a listagem de saída contendo os resultados desta otimização.

Tabela 8.1 - Resultados da otimização: vetor ótimo das variáveis de projeto

	(mm)
$x_1^{(12)} = d_{CP_{2,1}}^{(12)}$	29,35
$x_2^{(12)} = d_{CP_{2,2}}^{(12)}$	26,89
$x_3^{(12)} = d_{CP_{4,1}}^{(12)}$	11,85
$x_4^{(12)} = d_{CP_{4,2}}^{(12)}$	11,84
$x_5^{(12)} = d_{CP_3}^{(12)}$	9,525
$x_6^{(12)} = g_{CP_3}^{(12)}$	462

Tabela 8.2 - Coordenadas locais do baricentro da peça 2 do mecanismo balanceado

	$\hat{q}_2$ (mm)	$\hat{r}_{AO_E}$ (mm)	$\hat{v}_2$ (mm)
$\vec{g}_{b,2}$	-155	-1,21	0,0

Tabela 8.3 - Coordenadas locais do baricentro da peça 3 do mecanismo balanceado

	$\vec{J}$ (m)
$\vec{g}_{b,3}$	0,2400

Tabela 8.4 - Coordenadas locais do baricentro da peça 4 do mecanismo balanceado

	$\hat{q}_4$ (mm)	$\hat{r}_{OBL}$ (mm)	$\hat{v}_4$ (mm)
$\vec{g}_{b,4}$	-7,58	-0,09	-5,14

Tabela 8.5- Momentos de inércia de massa das peças móveis do mecanismo balanceado

	(kg.m ²)
$J_{2,G_2\dot{q}_2}$	$6,87.10^{-3}$
J_{3,G_3X}	$2,7844.10^{-3}$
J_{3,G_3Y}	$1,317.10^{-6}$
J_{3,G_3Z}	$2,7844.10^{-3}$
$J_{4,G_4\dot{q}_4}$	$2,286.10^{-3}$

Tabela 8.6 - Massas das peças móveis do mecanismo balanceado

Massas	(kg)
m_2	3,35
m_3	$8,456.10^{-2}$
m_4	0,600

Fig.8.1 - Módulo do vetor resultante das forças transmitidas para a base.

Fig.8.2 - Módulo do vetor resultante dos momentos transmitidos para a base.

Fig. 8.3 - Torque fornecido pelo motor.

Fig. 8.4 - Resultante das forças transmitidas para a base na direção X.

Fig. 8.5 - Resultante das forças transmitidas para a base na direção Y.

Fig. 8.6 - Resultante das forças transmitidas para a base na direção Z.

Fig. 8.7 - Resultante dos momentos transmitidos para a base na direção X.

Fig. 8.8 - Resultante dos momentos transmitidos para a base na direção Y.

Fig. 8.9 - Resultante dos momentos transmitidos para a base na direção Z.

9. BANCADA DE ENSAIOS

9.1 - Introdução

Para verificação experimental dos resultados da análise cineto-estática e da otimização, construiu-se e montou-se uma bancada de ensaios. Esta análise experimental, desenvolvida nesta bancada, foi realizada em duas etapas: na primeira, considerou-se como objetivo a aferição do modelo computacional; na segunda, tratou-se da comparação entre os níveis de vibração da base do mecanismo desbalanceado e balanceado.

9.2 - Aferição do modelo computacional

A aferição do modelo computacional foi desenvolvida visando a comparação de algumas variáveis de saída calculadas pelo programa “FORÇA” (vide capítulo 4) com as mesmas variáveis, porém obtidas através de medições numa bancada de ensaios, construída e montada de tal maneira, que um protótipo do mecanismo a ser balanceado pudesse ser posto em funcionamento nas mesmas condições simuladas pelo programa de computador. As variáveis escolhidas foram os esforços atuantes nas peças do par cinemático O_2 , a saber, F_{21x} , F_{21y} , F_{21z} , M_{21x} e M_{21z} .

A organização desta seção é a seguinte: inicialmente, apresenta-se uma visão geral da bancada de ensaios com a definição dos seus sub-sistemas. Depois, são apresentados, em detalhe, cada um destes sub-sistemas. Por fim, segue uma descrição do procedimento seguido nas medições das variáveis mencionadas.

9.2.1 - Visão geral da bancada de ensaios

Na figura 9.1, apresenta-se uma fotografia onde se pode observar os sub-sistemas integrantes da bancada de ensaios, bem como o seu arranjo físico. Os sub-sistemas da bancada são listados a seguir:

- a - Sub-sistema mecânico ;
- b - Sub-sistema de acionamento do mecanismo ; e
- c - Sub-sistema de medição .

Fig. 9.1 - Bancada de ensaios.

Fazem parte do sub-sistema mecânico, um protótipo do mecanismo RSSR com características idênticas às aquelas definidas no capítulo 7; um volante de inércia, para que a manivela motora mantenha velocidade angular constante; e um acoplamento elástico, para transmissão de potência entre o motor e o mecanismo.

Integram o sub-sistema de acionamento do mecanismo, um motor elétrico e um conversor de frequência para controle da rotação do motor.

O sub-sistema de medição é formado por dois transdutores, um dinamômetro de múltiplas componentes e um tacômetro; um amplificador; um filtro; e um elemento de apresentação de dados.

9.2.2 - Sub-sistema mecânico

Pode-se observar na figura 9.2, o sub-sistema mecânico em detalhe. Inicialmente, serão feitos alguns comentários sobre o protótipo do mecanismo RSSR. Depois, serão considerados os demais componentes do sub-sistema em questão.

O protótipo do mecanismo foi projetado levando-se em conta alguns critérios. O primeiro deles considerou que as dimensões do mecanismo não deveriam exceder às da base escolhida para sua fixação. A referida base já estava disponível no “Laboratório de Medidas de Grandezas Mecânicas” do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP. Considerando o seu elevado peso e rigidez, pareceu ser adequada. O segundo critério levou em conta que os pares cinemáticos esféricos deveriam respeitar um ângulo de inclinação máximo de 25° entre as linhas-de-centro das peças por eles conectadas. A razão deste critério é de ordem construtiva e operacional devidas às especificações técnicas das juntas esféricas disponíveis comercialmente no mercado nacional. O terceiro critério considerou que o acoplador (peça 3) fosse uma peça rígida, e para tanto, não poderia ser excessivamente longa de modo a respeitar esta hipótese de trabalho (vide capítulo 3). Todos estes critérios foram satisfeitos simultaneamente, chegando-se a uma geometria final, apresentada na forma de um desenho de conjunto normalizado contido no Apêndice II .

Um outro componente do sub-sistema mecânico é o volante de inércia. A função do volante é manter a rotação angular da manivela constante, ou pelo menos, garantir que a

flutuação em torno da rotação nominal seja mínima. Escolheu-se como volante de inércia uma polia para correia em “V” disponível comercialmente. No desenho de conjunto mencionado anteriormente do Apêndice II , há indicação da sua forma geométrica e características gerais.

Figura 9.2 - Sub-sistema mecânico.

O último componente do sub-sistema mecânico a ser tratado é o acoplamento elástico. A sua função é transmitir potência entre o motor e o mecanismo e, ainda, acomodar um possível desalinhamento entre os eixos de saída do motor e o de entrada do mecanismo. As características gerais do acoplamento elástico selecionado podem ser encontradas no desenho de conjunto do Apêndice II . É interessante comentar que as tiras de correias planas do acoplamento elástico escolhido foram substituídas por tiras de borracha utilizadas normalmente em pisos industriais ou mesmo residenciais. O motivo da substituição foi tornar o acoplamento elástico ainda mais flexível.

9.2.3 - Sub-sistema de acionamento do mecanismo

Pode-se observar na figura 9.3, o sub-sistema de acionamento do mecanismo em detalhe. Ele é formado por um motor elétrico e um conversor de frequência.

O motor elétrico, marca WEG, modelo TE- 7, é de corrente alternada, trifásico, com tensão de alimentação 220 V/380 V, potência de 0,736 kW (1 CV), de um par de pólos, rotação nominal de 3.450 rpm (57,5 Hz).

O conversor de frequência, marca WEG, modelo CFW-04, é responsável pelo controle da rotação de motores de corrente alternada, tensão de alimentação monofásica 220 V (corrente alternada), adequado para motores de até 4 pólos, de potência na faixa de 0,37 a 4,4 kW (de 0,5 a 6 CV) . Para o motor especificado anteriormente, a faixa de variação de rotação é de 0 a 3.450 rpm (de 0 a 57,5 Hz). Maiores detalhes sobre o conversor de frequência podem ser encontrados no Apêndice III.

9.2.4 - Sub-sistema de medição

A função do sub-sistema de medição é obter os valores dos esforços F_{21x} , F_{21y} , F_{21z} , M_{21x} e M_{21z} em função do tempo. Além disso, é necessário que junto aos valores medidos esteja implícita de alguma forma a posição angular da manivela, ou seja, deve haver um registro da defasagem eventual entre os sinais medidos.

Para realização desta tarefa, determinou-se que o sub-sistema de medição fosse formado por dois transdutores, um dinamômetro de múltiplas componentes e um tacômetro; um amplificador; um filtro; e um elemento de apresentação de dados.

9.2.4.1 - Transdutores

Há dois transdutores no sub-sistema de medição. O primeiro transdutor é um dinamômetro para medição dos esforços atuantes nas peças do par cinemático O_2 , e o segundo é um tacômetro para determinação da defasagem no tempo entre os sinais medidos.

Figura 9.3 - Sub-sistema de acionamento do mecanismo.

- Dinamômetro

O dinamômetro utilizado na bancada de ensaios foi projetado especialmente para as medições deste trabalho de pesquisa. A figura 9.5 apresenta uma fotografia do dinamômetro; a figura 9.6a é uma representação esquemática da sua estrutura; e a figura 9.6b apresenta a sua localização em relação ao mecanismo. No Apêndice IV encontram-se o desenho de conjunto do dinamômetro montado e os desenhos de fabricação das suas peças.

O dinamômetro é uma estrutura composta de uma plataforma, onde está localizada a peça fixa do par de revolução O_2 ; uma base; e seis colunas que sustentam a plataforma sobre a base. A conexão entre as extremidades de cada coluna com a base e a plataforma é feita por meio de pares esféricos. A análise dos graus de mobilidade desta estrutura indica que possui seis graus. Cada um destes graus representa a rotação de cada coluna em torno de seu próprio eixo. Como não há qualquer esforço atuante que possa provocar movimento nestas direções, conclui-se que estes graus excedentes são redundantes e a estrutura pode ser considerada isostática. Isto é bastante conveniente porque no dinamômetro podem atuar até 6 esforços, 3 forças e 3 momentos nas direções x , y e z , considerados como esforços de entrada. Os esforços de saída são as 6 forças atuantes sobre as 6 colunas. Desta forma, utilizando-se as equações de equilíbrio da estática, é possível a determinação indireta dos esforços de entrada a partir dos esforços de saída conhecidos. Na figura 9.7 apresenta-se o diagrama de corpo livre da plataforma do dinamômetro com a indicação dos esforços atuantes sobre a mesma. Podem ser encontrados no Anexo E os modelos matemático e computacional para obtenção dos esforços de entrada em função dos esforços de saída.

No parágrafo anterior analisou-se o dinamômetro do ponto de vista estrutural. A seguir, será explicado como o dinamômetro funciona como transdutor de força.

Cada coluna do dinamômetro contém um anel onde são colados quatro extensômetros elétricos. A técnica de utilização de anéis para medição de força é recomendada na literatura de transdutores (MARANGONI, 1990) porque as deformações provocadas por tensões de flexão são maiores do que as provocadas por tensões de tração/compressão para a mesma carga aplicada. Assim, na configuração em anel há um aumento da sensibilidade do transdutor.

Figura 9.4 - Detalhe do dinamômetro de múltiplas componentes, instalado na bancada de ensaios.

Com relação às ligações elétricas dos extensômetros, apresenta-se na figura 9.10 um esquema do circuito elétrico empregado. Os extensômetros são ligados convenientemente numa ponte de Wheatstone, de modo a haver soma dos sinais lidos por cada um deles. Em dois terminais, a ponte é alimentada, e pelos outros dois terminais, lê-se o sinal de saída. Utilizou-se extensômetros elétricos de resistência de $350\ \Omega$ de modo a prever uma fonte de alimentação de até 12 V, o que permite uma leitura na saída maior do que se fossem utilizados extensômetros de $120\ \Omega$. As especificações dos extensômetros estão no Apêndice IV. De cada anel saem cinco fios elétricos, dois para a alimentação da ponte, dois para a leitura do sinal de saída, e um outro fio com uma extremidade ligada diretamente ao anel e a outra ligada ao terra do amplificador. Para facilitar as ligações elétricas utilizou-se um conector de 5 pinos.

Figura 9.5 - Dinamômetro de múltiplas componentes.

Figura 9.6a - Representação esquemática da estrutura do dinamômetro.

Figura 9.6b - Localização do dinamômetro em relação ao mecanismo.

Cada conjunto anel-coluna do dinamômetro foi submetido a duas calibrações estáticas: uma desmontado e a outra montado (vide Anexo F, para maiores detalhes) de modo a ser possível relacionar os sinais de voltagem lidos em cada anel com os esforços de entrada no dinamômetro.

- Tacômetro

A função do tacômetro é registrar a defasagem no tempo entre os esforços medidos e implicitamente relacionar cada um deles com a posição angular da manivela. Escolheu-se um tacômetro magnético, que foi fixado à base do mecanismo, e no volante de inércia colou-se uma peça metálica de aço de modo a sensibilizar o sensor. As especificações deste sensor podem ser encontradas no Apêndice IV.

9.2.4.2 - Amplificador

O amplificador utilizado no sub-sistema de medição é um aparelho marca Hewlett Packard, modelo 311A, responsável tanto pela amplificação do sinal de saída da ponte de Wheatstone, como também pelo fornecimento da tensão de alimentação da ponte. O amplificador permite a regulação do nível de amplificação (ou atenuação) do sinal de saída da ponte de Wheatstone. As especificações deste aparelho podem ser encontradas no Apêndice IV.

Figura 9.7 - Diagrama de corpo livre da plataforma do dinamômetro.

Figura 9.8 - Detalhe do conjunto anel-coluna.

Figura 9.9 - Posições de colagem dos extensômetros nos anéis.

Figura 9.10 - Esquema do circuito elétrico empregado.

Figura 9.11 - Alguns componentes do sub-sistema de medição: amplificador, filtro e osciloscópio.

Figura 9.12 - Esquema do sub-sistema de medição.

9.2.4.3 - Filtro

O elemento de filtragem é um filtro passa-banda, marca Brüel & Kjær , modelo 1623, utilizado para eliminação dos ruídos que acompanham o sinal de interesse. Estes ruídos são oriundos da rede elétrica (60 Hz) e do circuito eletro-eletrônico do conversor de frequência. As especificações deste aparelho podem ser encontradas no Apêndice IV.

9.2.4.4 - Elemento de apresentação de dados

O elemento de apresentação de dados é um osciloscópio digital GOULD, série 400, de dois canais, frequência máxima dos sinais adquiridos de 20 MHz, com recursos de memória de tela e cursor para leitura dos sinais. As especificações deste aparelho podem ser encontradas no Apêndice IV.

9.2.5 - Descrição do procedimento seguido nas medições das variáveis de interesse

Inicialmente, liga-se o conector de 5 pinos de um anel com o amplificador. Ajusta-se o amplificador de modo a balancear a ponte de Wheatstone, ou seja, fornecer 0 V de tensão para carga nula. Depois, escolhe-se o nível de amplificação desejado do sinal de saída da ponte. A seguir, liga-se o amplificador ao filtro e este último, ao osciloscópio. Desta forma, um dos canais do osciloscópio está reservado para a leitura da força no anel em questão. O filtro passa-banda é ajustado de modo a permitir somente a passagem de sinais da mesma frequência de rotação da manivela do mecanismo, e múltiplos dessa frequência. Para que haja precisão neste ajuste, a frequência de filtragem é ajustada automaticamente pelo sinal fornecido pelo tacômetro. Existe uma conexão em “T” para envio do sinal do tacômetro tanto para o filtro como para o osciloscópio, reservando o seu segundo canal para apresentação do sinal medido por este sensor.

Coloca-se o mecanismo em funcionamento, girando a uma determinada rotação, selecionada através do conversor de frequência. Grava-se na tela do osciloscópio os sinais tanto do anel quanto do tacômetro. A leitura dos sinais é feita utilizando o cursor do osciloscópio, e anotando-se os pontos dos gráficos obtidos numa tabela.

Este procedimento é repetido para os outros cinco anéis, de modo que as medições no dinamômetro não são feitas simultaneamente, mas sequencialmente. Nos ensaios desenvolvidos, o mecanismo funcionou à rotação de 4 Hz (240 rpm). Os resultados obtidos são apresentados no capítulo 10.

9.3 - Comparação entre os níveis de vibração da base do mecanismo desbalanceado e balanceado

Esta segunda etapa foi conduzida de modo a verificar experimentalmente os resultados da otimização, ou seja, avaliar os níveis de vibração da base tanto do mecanismo desbalanceado quanto do balanceado. A variável escolhida como critério de comparação foi a velocidade nas direções “x” e “z” da peça fixa do par cinemático O_2 . A organização desta seção é a análoga à seção 9.2 : inicialmente, apresenta-se uma visão geral da bancada de ensaios com a definição dos seus sub-sistemas. Depois, são apresentados, em detalhe, cada

um destes sub-sistemas. Por fim, segue uma descrição do procedimento seguido nas medições das variáveis mencionadas.

9.3.1 - Visão geral da bancada de ensaios

Na figura 9.13, apresenta-se uma fotografia onde se pode observar os sub-sistemas integrantes da bancada de ensaios, bem como o seu arranjo físico. Os sub-sistemas da bancada são listados a seguir:

- a - Sub-sistema mecânico ;
- b - Sub-sistema de acionamento do mecanismo ; e
- c - Sub-sistema de medição .

Fazem parte do sub-sistema mecânico, os mesmos componentes descritos na seção 9.2.2. A única diferença se deve à retirada do dinamômetro, e sua substituição por uma coluna de maior rigidez semelhante àquela presente no par cinemático O_4 .

Integram o sub-sistema de acionamento do mecanismo, os mesmos componentes descritos na seção 9.2.3.

Figura 9.13 - Bancada de ensaios.

Figura 9.14 - Sub-sistema mecânico.

Figura 9.15 - Detalhe do mecanismo.

Figura 9.16 - Esquema do sub-sistema de medição.

O sub-sistema de medição é formado por dois transdutores; um amplificador; um filtro; e um elemento de apresentação de dados.

9.3.2 - Sub-sistema de medição

A função do sub-sistema de medição é obter os valores da velocidade nas direções “x” e “z” da peça fixa do par cinemático O_2 em função do tempo. Além disso, é necessário que junto aos valores medidos esteja implícita de alguma forma a posição angular da manivela, ou seja, deve haver um registro de uma eventual defasagem entre os sinais medidos.

Para realização desta tarefa, determinou-se que o sub-sistema de medição fosse formado por dois transdutores, um acelerômetro e um tacômetro; um amplificador; um filtro; e um elemento de apresentação de dados.

9.3.2.1 - Transdutores

Há dois transdutores no sub-sistema de medição. O primeiro transdutor é tacômetro magnético idêntico àquele descrito na seção 9.2.4.1. A sua função é registrar a defasagem no tempo entre os valores de velocidade medidos e implicitamente relacionar cada um deles com a posição angular da manivela. O segundo transdutor é um acelerômetro responsável pela medição do nível de vibração da peça fixa do par cinemático O_2 em função do tempo.

-Acelerômetro

Escolheu-se um acelerômetro de cristal piezo-elétrico que foi instalado na peça fixa do par cinemático O_2 para leitura do nível de vibração nas direções “x” e “z”. O acelerômetro, fabricado pela Brüel & Kjær, tipo 4370, com sensibilidade de $10,14 \text{ pC/ms}^{-2}$, possui frequência natural de 25 kHz. Demais especificações técnicas podem ser encontradas no Apêndice IV.

9.3.2.2 - Amplificador

O amplificador de carga, também fabricado pela Brüel & Kjær, tipo 2635, possui sensibilidade de 0,01 mV a 10 V/pC. Demais especificações técnicas encontram-se no Apêndice IV.

9.3.2.3 - Filtro

O elemento de filtragem é o mesmo filtro passa-banda descrito na seção 9.2.4.3.

9.3.2.4 - Elemento de apresentação de dados

Utilizou-se dois elementos de apresentação de dados: um é o osciloscópio já descrito na seção 9.2.4.4; o outro é um registrador Hewlett Packard, modelo 7090A, de três canais de entrada, com memória, e opção de funcionamento em modo X-t e X-Y. Demais especificações técnicas encontram-se no Apêndice IV.

Figura 9.17 - Contra-pesos da manivela (peça 2).

Figura 9.18 - Contra-pesos da alavanca (peça 4).

Figura 9.19 - Detalhe do tacômetro e acelerômetro (posicionado para medir a vibração na direção "x").

Figura 9.20 - Alguns componentes do sub-sistema de medição: amplificador de carga, filtro, osciloscópio e registrador.

Figura 9.21 - Detalhe do acelerômetro (posicionado para medir a vibração na direção “z”).

9.3.3 - Descrição do procedimento seguido nas medições das variáveis de interesse

O tacômetro é instalado e conectado eletricamente da mesma forma que a descrita nas seções 9.2.4.1 e 9.2.5.

O acelerômetro é aparafusado a uma base magnética e o conjunto acelerômetro-base magnética é instalado próximo ao par cinemático O_2 de modo a se sensibilizar pela vibração gerada na direção “x”. O cabo do acelerômetro é ligado ao amplificador de carga, que por sua vez é ligado ao filtro, e este último, ao osciloscópio.

O amplificador de carga necessita de uma série de ajustes. O primeiro ajuste é a seleção da grandeza mecânica a ser medida. No caso, escolhe-se a velocidade. O segundo ajuste é o nível de amplificação do sinal de saída. Escolhe-se um valor entre 0,1 e 1.000. Um último ajuste é a definição das frequências de corte limites, inferior e superior, do sinal de saída. Escolhe-se, por exemplo, 1 Hz para frequência inferior e 10 kHz para a superior.

O filtro foi ajustado da mesma maneira que aquela descrita na seção 9.2.5.

Coloca-se o mecanismo desbalanceado em funcionamento, girando a uma determinada rotação, selecionada através do conversor de frequência. Os sinais do acelerômetro e do tacômetro são armazenados na memória do registrador, para registro posterior numa folha comum de papel A4.

Este procedimento é repetido para o mecanismo balanceado. Repete-se também o procedimento anterior para as medições na direção “z”.

Sobre os ensaios desenvolvidos, pode-se dizer que o mecanismo funcionou à rotação de 12 Hz (720 rpm). Os resultados obtidos são apresentados no capítulo 10.

10. RESULTADOS DA BANCADA DE ENSAIOS

Os resultados da bancada de ensaios são apresentados em duas partes. Na primeira parte, estão os resultados obtidos com a etapa de aferição do modelo computacional descrita na seção 9.2. Na segunda parte, apresentam-se os resultados obtidos com a etapa de comparação entre os níveis de vibração do mecanismo desbalanceado e balanceado.

10.1 - Resultados da aferição do modelo computacional

Fig. 10.1 - Gráfico das forças atuantes nos anéis do dinamômetro, obtido com a utilização do modelo computacional.

Fig. 10.2 - Gráfico das forças atuantes nos anéis do dinamômetro, obtido com as medições na bancada de ensaios.

Fig. 10.3 - Gráfico das forças atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{F}_{21}$, obtido com a utilização do modelo computacional.

Fig. 10.4 - Gráfico das forças atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{F}_{21}$, obtido com as medições na bancada de ensaios.

Fig. 10.5 - Gráfico dos momentos atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{M}_{21}$, obtido com a utilização do modelo computacional.

Fig. 10.6 - Gráfico dos momentos atuantes na peça fixa do par cinemático O_2 , $\vec{M}_{21}$, obtido com as medições na bancada de ensaios.

10.2 - Resultados da comparação entre os níveis de vibração do mecanismo desbalanceado e balanceado

Fig. 10.7 - Nível de vibração na direção "x" na frequência fundamental (12 Hz).

Fig. 10.8 - Nível de vibração na direção "z" na frequência fundamental (12 Hz).

Fig. 10.9 - Nível de vibração do mecanismo desbalanceado na direção “x” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.

Fig. 10.10 - Nível de vibração do mecanismo balanceado na direção “x” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.

Fig. 10.11 - Nível de vibração do mecanismo desbalanceado na direção “z” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.

Fig. 10.12 - Nível de vibração do mecanismo balanceado na direção “z” em função da frequência dos harmônicos que compõem o sinal medido.

11. DISCUSSÃO

11.1 - Introdução

Analisa-se nesta discussão algumas hipóteses admitidas no desenvolvimento do modelo computacional, os resultados fornecidos pela otimização, e as medições realizadas na bancada de ensaios.

11.2 - Modelo computacional

Admitiu-se, por hipótese, que todas as peças móveis do mecanismo fossem rígidas. A peça móvel que poderia contrariar esta hipótese seria o acoplador (peça 3), devido ao fato de ser um tubo relativamente longo (0,454 m, vide Apêndice II). A verificação da hipótese de comportamento de corpo rígido nesta peça, em termos teóricos, foi feita de duas formas. A primeira, considerando-a como uma viga sujeita a forças nas suas extremidades, e verificando a sua estabilidade quanto à flambagem. A segunda, determinando a frequência do seu primeiro modo de vibração e comparando-a com a frequência de giro da manivela do mecanismo.

Com relação à primeira forma, admitiu-se, que o tubo estava sujeito a um carregamento axial de compressão. Após as simulações realizadas, constatou-se que este esforço não era superior a 21 N, na condição mais crítica que envolve o mecanismo acrescido dos contra-pesos. O força crítica limite para a estabilidade do tubo quanto à flambagem (JUVINALL, 1983) vale 1.037 N. Portanto, o tubo está sendo solicitado numa condição, 49 vezes inferior ao esforço crítico de flambagem.

Com relação à segunda forma, supô-se que a peça 3 fosse uma viga livre em ambas as extremidades e calculou-se a frequência do seu primeiro modo de vibração (DEN HARTOG, 1956), obtendo-se o seguinte valor

$$\omega_n = 1.575,6 \text{ rd/s},$$

que é aproximadamente 21 vezes superior à frequência de giro do mecanismo, $\omega_2 = 75,4$ rd/s.

Por estes resultados pode-se concluir que a hipótese de corpo rígido é aceitável nas condições de operação do mecanismo.

A exatidão dos programas desenvolvidos foi verificada comparando-se os resultados dos próprios programas com aqueles obtidos a partir de exemplos extraídos da literatura, de um programa para análise de mecanismos (“ADAMS”) disponível comercialmente, e de medições executadas na bancada de ensaios (comentários sobre este último assunto podem ser encontrados na seção 11.3). A proximidade entre os resultados dos programas desenvolvidos e aqueles obtidos pelas fontes já mencionadas foi realmente grande (vide Anexos B e C).

Estudou-se o mecanismo RSSR somente na configuração em que os eixos de rotação das peças 2 (manivela) e 4 (alavanca) fossem ortogonais. Isso ocorreu por dois motivos:

a) primeiro, porque é uma configuração geométrica mais simples para implementação, oferecendo uma facilidade maior na construção da bancada de ensaios e na comparação entre os resultados gerados pelo modelo computacional e experimental;

b) o segundo motivo relaciona-se com o primeiro quanto à implementação mas é mais específico. O pares cinemáticos esféricos utilizados nos pontos A e B possuem uma limitação de deslocamento angular em relação às linhas-de-centro (25 graus). Se tivéssemos optado por orientar o eixo de rotação da peça 4 a 45^0 em relação ao eixo de rotação da manivela, permanecendo ambos no plano “x-y”, esta ação poderia comprometer a hipótese de corpo rígido da peça 3. O comprimento dessa peça deveria ser aumentado de modo a se respeitar a limitação de movimento dos pares esféricos.

11.3 - Otimização

Para se ter uma idéia do desempenho do programa de otimização, compararam-se os esforços atuantes sobre a base do mecanismo RSSR em duas condições: desbalanceado e balanceado. O critério de comparação levou em conta o nível de redução nos esforços atuantes na base obtido com a otimização. A partir das figuras 8.1, 8.2, construiu-se a tabela 11.1.

Tabela 11.1 - Nível de redução nas resultantes dos esforços com a otimização

	Mecanismo desbalanceado	Mecanismo balanceado	Redução (n. ^o de vezes)
Pico de $\vec{F}_{base}$ (N)	98	43	2,3
Pico de $\vec{M}_{base}$ (N.m)	12	7,6	1,6

A observação das figuras mencionadas e da tabela anterior permite concluir que a otimização realizada diminuiu as resultantes das forças e dos momentos atuantes na base do mecanismo. Nota-se também que os níveis de redução destes esforços foram satisfatórios.

A partir das figuras 8.4 a 8.9, construiu-se as tabelas 11.2 e 11.3. Na tabela 1.3 utilizou-se dois termos, “importância” e “redução”, que são definidos a seguir.

“Importância” de uma componente de um tipo de esforço (força ou momento) é o valor percentual do quociente da divisão do módulo da componente, pela soma dos módulos de todas as componentes do tipo de esforço considerado.

“Redução” é o quociente da divisão de uma componente de um tipo de esforço atuante na base de um mecanismo desbalanceado, pela mesma componente atuante na base do mecanismo balanceado.

Pode-se observar das tabelas 11.2 e 11.3 que os esforços importantes (críticos) atuantes na base do mecanismo desbalanceado são a resultante das forças nas direções “x” e “z” e a resultante dos momentos na direção “y”. Nota-se que a otimização foi eficaz na redução destes esforços.

Tabela 11.2 - Picos de $\vec{F}_{base}$ e $\vec{M}_{base}$ para o mecanismo RSSR nas duas condições

		Mecanismo desbalanceado	Mecanismo balanceado
Pico de $\vec{F}_{base}$ (N)	x	56	1
	y	12	10
	z	-98	-38
Pico de $\vec{M}_{base}$ (N.m)	x	-6,5	-7,5
	y	10	1
	z	5	6

Tabela 11.3 - Comparação entre os níveis de redução dos esforços na base com a otimização

		Mecanismo desbalanceado	
		Importância (%)	Redução
$\vec{F}_{base}$ (N)	x	33,7	56
	y	7,3	1,2
	z	59	2,6
$\vec{M}_{base}$ (N.m)	x	30,2	0,9
	y	46,5	10
	z	23,3	0,8

O que se pode observar pelas listagens das saídas do programa de otimização (vide ANEXO G) para duas estimativas iniciais diferentes daquela adotada no capítulo 7, é o seguinte:

- 1.^o) o valor ótimo da função-objetivo é o mesmo nos três casos: 5,48.
- 2.^o) a inclusão de contra-peso na peça 3 é desnecessária;
- 3.^o) os valores dos diâmetros ótimos dos contra-pesos nas peças 2 são sempre maiores que os da peça 4, e nos três casos são relativamente semelhantes;
- 4.^o) da análise comparativa da resultante dos esforços na base entre o mecanismos desbalanceado e balanceado nos três casos, conclui-se que as três soluções produzem resultados equivalentes.

Uma outra questão importante é o que acontece com a otimização, se for permitido que o contra-peso da peça 3 possa ser colocado numa posição além do par cinemático A ou B. O que se pode observar pelos resultados da otimização - apresentados no ANEXO I - é que a resultante dos momentos na base sofreu redução significativa, especialmente na direção "z". Isso permite concluir que o contra-peso da peça 3 situado entre os pares cinemáticos A e B não provoca alteração significativa na função-objetivo, mas além desses pares sim. O único problema está na implementação desta solução, o alojamento da esfera do par esférico B deve permitir a movimentação deste prologamento da peça 3, juntamente com o seu próprio contra-peso e, ao mesmo tempo, garantir a manutenção deste par esférico.

Fig. 11.1 - Contra-peso 3 posicionado além do par cinemático esférico B.

Outras otimizações foram ensaiadas, permitindo-se que os contra-pesos a serem introduzidos no mecanismo pudessem ocupar posições diferentes daquelas especificadas no capítulo 7. As limitações destas otimizações foram :

- permitiu-se que apenas um contra-peso da peça 2 e outro da peça 4 pudessem ser re-posicionados;
- ambos contra-pesos não poderiam alterar as suas coordenadas definidas em relação aos eixos de rotação das peças às quais estariam fixados.

Os melhores resultados forneceram uma redução de apenas 0,13 % no valor da final da função-objetivo se comparado com aquele da otimização descrita no capítulo 8. Desta forma, concluiu-se que nestas condições, não houve melhoria significativa.

A frequência de 12 Hz foi escolhida como frequência de rotação da manivela do mecanismo porque:

- o valor de 12 Hz se encontra dentro da faixa de frequências ($f \geq 8$ Hz) em que os efeitos das forças e momentos das forças de inércia são mais importantes do que as forças e momentos devidos ao peso das peças e, portanto, o acréscimo de contra-pesos nesta frequência é benéfico ao mecanismo em termos de balanceamento;

- houve a preocupação de evitar um desgaste excessivo das peças que compunham a bancada de ensaios. Nesta rotação, as peças que tiveram de ser trocadas foram os pares esféricos A e B, e a bucha do mancal O₂.

Para frequências inferiores a 12 Hz, realizou-se a otimização nas frequências de 4 e 8 Hz.

Com a manivela do mecanismo girando a 4 Hz, pode-se observar no gráfico da resultante das forças na base, (vide ANEXO H, seção H1.1) que a média dos valores dessa função para o mecanismo desbalanceado é levemente inferior à média dos valores da mesma função só que para o mecanismo utilizando os contra-pesos recomendados para a frequência de 12 Hz. Da mesma forma, nota-se da observação do gráfico da resultante dos momentos na base, que os valores desta função para o mecanismo sem contra-pesos são sempre inferiores aos valores da mesma função para o mecanismo com contra-pesos. Portanto, o que se conclui é que a introdução dos contra-pesos neste caso é prejudicial para o funcionamento do mecanismo.

Com a manivela girando a 8 Hz, pode-se observar no gráfico da resultante das forças na base, (vide ANEXO H, seção H1.2) que a média dos valores dessa função para o mecanismo desbalanceado é praticamente igual à média dos valores da mesma função para o mecanismo utilizando os contra-pesos recomendados para a frequência de 12 Hz. Por outro lado, nota-se da observação do gráfico da resultante dos momentos na base, que grande parte dos valores dessa função para o mecanismo sem contra-pesos são maiores do que os valores da mesma função para o mecanismo com contra-pesos. Portanto, o que se conclui neste caso é que a introdução dos contra-pesos em questão é benéfica para o funcionamento do mecanismo.

Para frequências superiores a 12 Hz, realizou-se a otimização nas frequências de 24 e 48 Hz. Em ambas as frequências, da observação dos gráficos ANEXO H, seção H2.1 e H2.2, percebe-se o seguinte:

- para o mecanismo desbalanceado, os esforços atuantes na base mais críticos são: as componentes da resultante das forças nas direções “x” e “z”, e a componente da resultante dos momentos na direção “y”;
- os contra-pesos sugeridos pelo programa de otimização para o mecanismo funcionando a 12, 24 e 48 Hz revelaram-se adequados para minimizar os esforços considerados críticos;
- o emprego dos contra-pesos calculados para o mecanismo funcionando a 24 e 48 Hz levam uma pequena vantagem sobre os contra-pesos calculados para o mecanismo funcionando a 12 Hz. A vantagem só é maior no caso da componente da resultante das forças na direção “y”.
- sobre os valores dos diâmetros dos contra-pesos, nota-se que os contra-pesos recalculados para 24 e 48 Hz instalados na alavanca são maiores, sendo que seus diâmetros duplicaram se comparados com os contra-pesos para 12 Hz.

Estudou-se também a otimização com alteração da função-objetivo, de tal maneira a considerar somente a resultante dos momentos da base, e da análise desta questão, conclui-se o seguinte:

- a observação dos esforços atuantes na base (vide ANEXO J), leva-nos a concluir que o resultado foi bastante semelhante àquele apresentado no capítulo 8. A única diferença fica por conta da resultante das forças na direção “y” que no problema de aplicação da Tese sofreu uma redução maior do que no caso da nova função-objetivo;
- o programa de otimização, utilizando-se a nova função-objetivo, propõe que somente se utilize contra-pesos na peça 2, não sendo necessários contra-pesos nem na peça 3 e 4.

Com relação ao torque de acionamento do motor, a figura 8.3 mostra que houve uma pequena redução após a otimização, da ordem de 10,3 %. Contudo, apesar do resultado ser positivo, não se pode garantir que esta redução ocorra sempre no mecanismo balanceado, a não ser que o torque fizesse parte da função-objetivo.

Outro aspecto que se nota dos resultados apresentados no capítulo 8, é que a otimização parte de um mecanismo desbalanceado, em que os baricentros das peças 2 e 4 estão situados muito próximos dos seus eixos de rotação. O que deve ser esclarecido é que quando se projeta um mecanismo - enfatizando o que já foi abordado na revisão da literatura - realiza-se inicialmente a síntese cinemática, que gera um mecanismo cujas manivelas e alavancas são excêntricas (baricentros situados no ponto médio do segmento que liga seus pares cinemáticos). No caso da configuração de mecanismo RSSR estudada, o “mecanismo desbalanceado gerado pela síntese cinemática” é semelhante àquele definido no capítulo 7, diferindo apenas nas formas das peças 2 e 4, que não se estendem para além do eixo de rotação (expediente utilizado no capítulo 7 para permitir a fixação dos contra-pesos). Este mecanismo será chamado de “mecanismo original”. O mecanismo definido no capítulo 7 será chamado simplesmente de “mecanismo desbalanceado”.

Estes dois mecanismos foram comparados com o mecanismo balanceado descrito no capítulo 8. O critério de comparação levou em conta o nível de redução nos esforços atuantes na base obtido com a otimização.

A partir dos gráficos apresentados no ANEXO K, construiu-se as tabelas 11.4 e 11.5. Na tabela 11.5 utilizou-se os termos “importância” e “redução”, já definidos nesta seção.

Pode-se observar das tabelas 11.4 e 11.5 que os esforços importantes (críticos) atuantes na base dos mecanismos original e desbalanceado são a resultante das forças nas direções “x” e “z” e a resultante dos momentos na direção “y”. Nota-se que a otimização foi eficaz na redução destes esforços em ambos mecanismos. Observa-se também que o nível de redução foi mais acentuado no mecanismo original do que no mecanismo desbalanceado.

Tabela 11.4 - Picos de $\vec{F}_{base}$ e $\vec{M}_{base}$ para o mecanismo RSSR em três condições

		Mecanismo original	Mecanismo desbalanceado	Mecanismo balanceado
Pico de $\vec{F}_{base}$ (N)	x	100	56	1
	y	24	12	10
	z	-150	-98	-38
Pico de $\vec{M}_{base}$ (N.m)	x	-4,5	-6,5	-7,5
	y	20	10	1
	z	3	5	6

Tabela 11.5 - Comparação entre os níveis de redução dos esforços na base

		Mecanismo original		Mecanismo desbalanceado	
		Importância (%)	Redução	Importância (%)	Redução
$\bar{F}_{base}$ (N)	x	36,5	100	33,7	56
	y	8,7	2,4	7,3	1,2
	z	54,7	4,0	59	2,6
$\bar{M}_{base}$ (N.m)	x	16,4	0,6	30,2	0,9
	y	72,7	20	46,5	10
	z	10,9	0,5	23,3	0,8

Outro aspecto que deve ser comentado é por que se escolheu o método do Gradiente Reduzido Generalizado para a realização da otimização. Em primeiro lugar, porque é um método aplicável à minimização ou maximização de funções não-lineares sujeitas ou não a restrições lineares ou não-lineares. Considerando o problema de balanceamento desta tese, ele envolve a minimização de uma função que considera os esforços atuantes na base, que é certamente não-linear. A função mencionada não possui qualquer restrição, porém seu domínio é definido pelos limites inferiores e superiores das variáveis de projeto. Em segundo lugar, há vários artigos na literatura de mecanismos que utilizaram este método na solução de seus problemas. RIGELMAN; KRAMER (1988) e COELHO; ALVES (1991) empregaram o método para realização da síntese cinemática de quadriláteros articulados. SINHA; RILEY (1990) e COELHO; ALVES (1995) serviram-se do método para o balanceamento de quadriláteros articulados. Portanto, conclui-se que o método G.R.G. é adequado para a solução do problema de proposto na Tese.

11.4 - Bancada de ensaios

A primeira razão para a construção da bancada de ensaios foi a aferição do modelo computacional com o dinamômetro descrito no capítulo 9. A partir das figuras 10.1 a 10.4 foram montadas as tabelas 11.4.1 a 11.4.4. A observação das figuras e tabelas mencionadas permite concluir que houve uma proximidade qualitativa entre os valores teóricos e experimentais das forças atuantes nos anéis e no par cinemático O_2 . Com relação à defasagem, a máxima ocorreu para a componente “y” de $\vec{F}_{21}$ chegando a 115° ; a mínima ocorreu para a componente “z” de $\vec{F}_{21}$ que chegou a 14° . Por outro lado, as figuras 10.5 e 10.6 indicam que houve uma alta discrepância entre os valores teóricos e experimentais dos momentos atuantes no par O_2 , o que se acredita ser devido ao transdutor utilizado, que possui alta sensibilidade aos momentos nas direções “x” e “z”.

Apesar de ter havido proximidade quantitativa apenas em alguns casos, os resultados experimentais podem ser considerados satisfatórios, e apontam na direção de que o modelo computacional deve estar correto.

Tabela 11.4.1 - Valores máximos das forças atuantes nos anéis

	Valor teórico	Valor experimental	Desvio (%)
F_1 (N)	18	27	50
F_2 (N)	27,5	31	12,7
F_3 (N)	6	8	33,3
F_4 (N)	12	21	75
F_5 (N)	12,5	12,2	2,4
F_6 (N)	11,6	6,5	43,9

Tabela 11.4.2 - Valores mínimos das forças atuantes nos anéis

	Valor teórico	Valor experimental	Desvio (%)
F_1 (N)	-22,5	-26	15,6
F_2 (N)	-26	-36	38,5
F_3 (N)	-7,5	-12	60
F_4 (N)	-14	-18	28,6
F_5 (N)	-12	-11,5	4,2
F_6 (N)	-10,7	-6,7	37,4

Tabela 11.4.3 - Valores máximos da força $\vec{F}_{21}$

		Valor teórico	Valor experimental	Desvio (%)
$\vec{F}_{21}$ (N)	x	7	8	14,3
	y	2	2,5	25
	z	7	13,8	97

Tabela 11.4.4 - Valores mínimos da força $\vec{F}_{21}$

		Valor teórico	Valor experimental	Desvio (%)
$\vec{F}_{21}$ (N)	x	-6,7	-7	4,5
	y	-1,9	-2	5,3
	z	-7,5	-16,3	117

Uma questão que surge é por que o dinamômetro foi utilizado somente para a aferição do modelo computacional. A idéia inicial era utilizar o dinamômetro não somente para aferição do modelo computacional, mas também para as medições na frequência de 12 Hz, do mecanismo desbalanceado e balanceado. O fato é que o dinamômetro apresentou dois problemas no funcionamento do mecanismo em frequências superiores a 4 Hz, que são enumerados a seguir:

- baixa rigidez torsional do dinamômetro nas direções “x” e “z” ;
- folgas nos pares esféricos do dinamômetro.

Diante desses problemas, optou-se inicialmente pela mudança da posição do mancal do par O_2 . O mancal foi rotacionado de 90° em torno do eixo “z”, e posicionado mais próximo dos conjunto anel-coluna “1” e “3”. Com isso, aumentou-se a rigidez torsional na direção “x”, diminuindo na direção “y”. Como os momentos na direção “y” eram desprezíveis, a diminuição da rigidez nessa direção não é crítica. Para diminuir as folgas nos pares esféricos, foram instaladas molas de tração ligando pares esféricos situados em lados opostos no dinamômetro. Utilizou-se 5 molas. Desta forma, foi possível reduzir-se significativamente as folgas nos pares esféricos.

Fig. 11.2 - Esquema das alterações implementadas no dinamômetro.

Com as soluções adotadas, o dinamômetro funcionou adequadamente como um conjunto mancal-estrutura, apresentando pouquíssima vibração. Contudo, o medidor de forças não forneceu resultados consistentes. A sensibilidade dos anéis diminuiu conforme esperado, devido à alteração da rigidez torsional, porém isso não era grave. O fato realmente grave foram os sinais medidos que não refletiram quantitativamente e qualitativamente os resultados do modelo computacional. O procedimento adotado a seguir foi a calibração estática do dinamômetro. Infelizmente, os resultados da calibração estática não foram animadores. Eles revelaram baixa linearidade na medição dos esforços nas seis direções; desvios superiores a 100 % na comparação com o modelo computacional. Diante da necessidade de um aprimoramento no desenvolvimento deste transdutor para fornecer resultados superiores aos obtidos, que poderia levar um ano ou mais, já que o objetivo não era pequeno - tratava-se de desenvolver um dinamômetro de múltiplas componentes - optou-se apenas pela sua utilização na aferição qualitativa do modelo computacional na configuração anterior.

Para a comparação entre os níveis de vibração do mecanismo desbalanceado e balanceado, utilizou-se um acelerômetro instalado no mancal da peça fixa do par cinemático O_2 . Observando-se as figuras 10.7 e 10.8, nota-se que houve uma redução significativa dos níveis de vibração do mecanismo RSSR com a introdução dos contra-pesos. No mecanismo balanceado, estes níveis chegaram a ser 7,5 vezes inferior na direção “x”, e 4,5 vezes

inferior na direção “z”, se comparados com os níveis de vibração do mecanismo desbalanceado.

As figuras 10.9 e 10.10 mostram níveis de vibração elevados nos sinais medidos, junto às frequências de 100 e 175 Hz. Estas duas frequências representam as duas frequências naturais de vibração do conjunto coluna-peça 2, constatadas experimentalmente através da aplicação de uma excitação impulsiva sobre a peça 2 e lendo-se o nível de vibração a partir de um acelerômetro instalado para medições na direção “x”.

Mais exatamente, os valores medidos foram:

$$a) 101,3 \text{ Hz} = 8,4 * (12 \text{ Hz})$$

$$b) 163,04 \text{ Hz} = 13,6 * (12 \text{ Hz}).$$

Identificou-se uma outra frequência natural do conjunto coluna-peça 2, constatada experimentalmente através da aplicação de uma excitação impulsiva sobre a peça 2 e lendo-se o nível de vibração a partir de um acelerômetro instalado p/ medições na direção “y”.

O valor medido foi :

$$- 49,67 \text{ Hz} = 4,1 * (12 \text{ Hz})$$

O fato de não observarmos um nível de vibração elevado nesta frequência se deve a que as forças atuantes no mancal nesta direção serem baixas se comparadas com aquelas atuantes nas direções “x” e “z”.

Observando-se as figuras 10.9 a 10.12, nota-se que o nível de vibração na direção “x” é maior do que na direção “z”. Isso se deve ao fato de que há diferença entre os valores da rigidez da coluna nestas duas direções. Na direção “x” a rigidez é menor porque a coluna se comporta como uma viga à flexão. Na direção “z” a coluna se comporta como uma viga à tração/compressão. Desta forma, fica justificada a diferença entre os níveis de vibração nas direções consideradas.

12. CONCLUSÕES

12.1 - Conclusões

Desenvolveu-se o modelo computacional para análise cineto-estática do mecanismo RSSR, admitindo: que suas peças móveis fossem rígidas; que o acoplador (peça 3) tivesse seção circular constante ao longo de todo seu comprimento, e simetria axial em relação ao eixo que passa pelos centros dos pares cinemáticos que o conectam à manivela (peça 2) e à alavanca (peça 4); que suas peças móveis sofressem ação da força da gravidade; que os efeitos do atrito nos pares cinemáticos fossem desprezíveis.

A exatidão do modelo foi verificada comparando-se os resultados dos próprios programas com aqueles obtidos a partir de exemplos extraídos da literatura, de um programa para análise de mecanismos ("ADAMS") disponível comercialmente, e de medições executadas na bancada de ensaios. Houve proximidade quantitativa entre os resultados dos programas desenvolvidos e aqueles obtidos pelos exemplos da literatura e pelo programa "ADAMS". No caso das medições, houve proximidade qualitativa, devida principalmente às limitações apresentadas pelo dinamômetro de múltiplas componentes utilizado.

Com relação à otimização, estudou-se o mecanismo RSSR somente na configuração em que os eixos de rotação da manivela e da alavanca fossem ortogonais. O mecanismo otimizado, ou balanceado, cujos diâmetros dos contra-pesos foram especificados pelo programa de otimização, apresentou significativa redução dos esforços transmitidos para a base. O nível de redução alcançou os seguintes valores: 2,3 vezes inferior para a resultante das forças na base, e 1,6 vezes inferior para a resultante dos momentos na base. As componentes mais importantes dos esforços atuantes na base, as resultantes das forças nas direções do eixo de rotação da alavanca (direção "x") e da vertical (direção "z"), e dos momentos na direção do eixo de rotação da manivela (direção "y") sofreram redução apreciável, da ordem de 56 , 2,6 e 10 vezes , respectivamente.

Para outras estimativas iniciais do vetor das variáveis de projeto, diferentes da adotada no problema de aplicação, os resultados foram equivalentes e constatou-se que a inclusão de contra-peso no acoplador (peça 3) é desnecessária, se sua posição ficar limitada entre os pares cinemáticos esféricos. Quando se permite que este contra-peso esteja fora deste

intervalo, então o processo de otimização forneceu um valor não-nulo para o seu diâmetro, e que levou a uma redução adicional da resultante dos momentos na base, especialmente na direção vertical. Há limitações de natureza construtiva para a aplicação prática deste expediente.

Realizaram-se outras simulações, permitindo-se que os contra-pesos a serem introduzidos na manivela e alavanca, pudessem ocupar posições diferentes daquelas especificadas no problema de aplicação. Contudo, não houve melhoria significativa. Com relação à frequência de rotação da manivela, observou-se que para valores inferiores a 8 Hz, o balanceamento é desnecessário, e a partir deste valor, o balanceamento é benéfico. Sobre os contra-pesos indicados pelo programa de otimização para a frequência de 12 Hz, concluiu-se que eles podem ser empregados nos casos em que o mecanismo funcionar em frequências mais elevadas. Porém, o programa de otimização sugere diâmetros de contra-pesos diferentes para frequências superiores a 12 Hz, propiciando uma pequena vantagem sobre os contra-pesos calculados para o mecanismo funcionando a 12 Hz. A vantagem só é maior no caso da componente da resultante das forças na direção do eixo de rotação da manivela (direção “y”).

Utilizou-se o método do Gradiente Reduzido Generalizado, recomendado pela literatura, que revelou-se adequado e eficaz na busca da configuração ótima para o balanceamento do mecanismo.

Para verificação dos resultados teóricos, o mecanismo considerado balanceado pelo programa de otimização foi construído e ensaiado na condição de operação. A análise das medições permite concluir que houve redução significativa do nível de vibração da base do mecanismo após a introdução dos contra-pesos indicados pelo programa de otimização. No mecanismo balanceado, estes níveis chegaram a ser 7,5 vezes inferior na direção do eixo de rotação da alavanca (direção “x”), e 4,5 vezes inferior na direção vertical (direção “z”), se comparados com os níveis de vibração da base do mecanismo desbalanceado.

12.2 - Contribuições do trabalho

- foi desenvolvido um modelo computacional para análise cineto-estática do mecanismo tri-dimensional tipo “RSSR”, que é genérico, ou seja, possibilita o estudo das diferentes configurações geométricas deste tipo de mecanismo; aberto, porque permite a alteração das suas sub-rotinas e a inclusão de novas; e a linguagem de programação utilizada é bastante difundida (FORTRAN 77);
- verificou-se a exatidão do modelo computacional desenvolvido comparando-se os seus resultados com aqueles obtidos a partir de :
 - exemplos retirados da literatura de mecanismos;
 - outro programa de análise de mecanismos disponível comercialmente (“ADAMS”);
 - uma bancada de ensaios montada especialmente para medições dos esforços atuantes nas peças do mecanismo;
- projetou-se, construiu-se e utilizou-se um dinamômetro de seis componentes para medição dos esforços atuantes na peça fixa do par O_2 ;
- utilizou-se uma técnica de balanceamento de fácil implementação baseada na redistribuição interna de massa “off-line” (baricentro situado fora da linha que passa pelos centros dos pares cinemáticos), através do emprego de contra-pesos instalados nas peças móveis;
- integrou-se o modelo computacional com um programa de otimização, baseado no método do Gradiente Reduzido Generalizado, para determinação da geometria ideal dos contra-pesos de modo a satisfazer um critério de balanceamento;
- definiu-se um critério único de balanceamento de modo a se buscar a minimização das resultantes das forças e dos momentos na base;
- comprovou-se experimentalmente a redução significativa do nível de vibração do mecanismo, na sua condição de funcionamento, após a introdução dos contra-pesos indicados pelo programa de otimização;

- Finalmente, é importante registrar que o objetivo principal deste trabalho foi apresentar um método de balanceamento aplicável a mecanismos do tipo “RSSR” que, no futuro, possa ser estendido a outros tipos de mecanismos tri-dimensionais.

12.3 - Sugestão de temas para futuras pesquisas

- Otimização no balanceamento de mecanismos RSSR cujos eixos de rotação da manivela (peça 2) e alavanca (peça 4) sejam reversos;
- projeto do mecanismo RSSR considerando simultaneamente as especificações cinemáticas e dinâmicas de seu funcionamento, admitindo suas peças como rígidas;
- consideração dos efeitos cineto-elasto-dinâmicos das peças móveis do mecanismo;
- consideração dos efeitos da dinâmica da base à qual o mecanismo estiver fixado;
- consideração simultânea dos dois efeitos anteriores;
- aplicação do método de balanceamento empregado neste trabalho a outros tipos de mecanismos tri-dimensionais .

13. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABOUELWAFI, M.; REZEKA, S.; AWAD, T.; OLICK, A. , "Optimum Balancing of Shaking Effects for Four-Link Spatial Mechanisms", Modelling, Simulation & Control, B, ASME Press, vol. 25, No.2, pp 35-44, 1989.
- BAGCI, C. , "Shaking Force Balancing of Planar Linkages with Force Transmission Irregularities using Balancing Idler Loops", Mechanism and Machine Theory, vol. 14, pp 267-284, 1979.
- BERKOF, R. S.; LOWEN, G. G. , "A New Method for Completely Force Balancing Simple Linkages", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, vol. 91, Series B, pp 21-26, 1969.
- BERKOF, R. S., "Complete force and moment balancing of in-line four-bar linkages", Mechanism and Machine Theory, vol. 9, No. 3, pp 397-410 , 1973.
- CARSON, W. L.; STEPHENS, J. M. , "Feasible Parameter Design Spaces for Force and Root-Mean-Square Moment Balancing an In-line 4R 4-Bar Synthesized for Kinematic Criteria", Mechanism and Machine Theory, vol. 13, pp 649-658, 1978.
- CHASSAPIS, C.; LOWEN, G. G., "The Elastic-Dynamic Modeling of a Press Feed Mechanism", Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, vol. 116, pp 238-247, 1994a.
- CHASSAPIS, C.; LOWEN, G. G., "Computer Simulation of a Press Feed Mechanism and Experimental Confirmation, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, vol.116, pp 248-256, 1994b.
- CHEN, N-X, "Full Shaking Force and Moment Balancing of Linkages using Balancing Gears", paper presented at the conference "Trends and Developments in Mechanisms, Machines, and Robotics", ASME, NY, USA, pp 191-196, 1988a.
- CHEN, N-X, "Input Torque Fluctuation Balancing of Spatial RSS'R linkage", paper presented at the conference: "Trends and Developments in Mechanisms, Machines, and Robotics", ASME, NY, USA, pp 415-419, 1988b.
- CHIOU, TZOU, "The hodograph and the balancer of any frequency term of the shaking force of spatial mechanisms", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol 210, pp 135-141, 1996.

- COELHO, T. A. H.; ALVES, V. F. A., "Otimização do Ângulo de Transmissão na Síntese de Mecanismos Planos de Quatro Barras", XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, São Paulo, SP, Brasil, 1991.
- COELHO, T. A. H.; ALVES, V. F. A., "Optimum Balancing of Four-Bar Linkages through the Redistribution of Mass of its Moving Links", VI Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, Caxambu, MG, Brasil, pp 89-92, 1995.
- DAVIS, G. B.; HOFFMANN, T. R., "FORTRAN 77: A Structured, disciplined Style Based on 1977 American National Standard FORTRAN and Compatible with WATFOR, WATFIV, WATFIV-S, and M77 FORTRAN Compilers", 2nd. edition, Mc Graw Hill, New York, 1977.
- DEN HARTOG, J. P., "Mechanical Vibrations", Mc Graw Hill, New York, 1956.
- DHINGRA, A. K.; RAO, S. S., "An Integrated Kinematic-Kinetostatic Approach to Optimal Design of Planar Mechanisms using Fuzzy Theories", Journal of Mechanical Design, vol. 113, pp 306-311, 1991.
- ELLIOT, J. L.; TESAR, D., "The Theory of Torque, Shaking Force and Shaking Moment Balancing of Four-Link Mechanisms", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, vol. 99, series B, pp 715-722, 1977.
- ELLIOT, J. L.; TESAR, D., "A General Mass Balancing Method for Complex Planar Mechanisms", Mechanism and Machine Theory, vol. 17, No. 2, pp 153-172, 1982.
- ERDMAN; SANDOR, "Kineto-Elastodynamics - A Review of the State of the Art and Trends, Mechanism and Machine Theory, vol. 7, pp 19-33, 1972.
- ERDMAN, A. G.; SANDOR, G. N., "Mechanism Design: Analysis and Synthesis", vol.1, Prentice-Hall, New Jersey, 1984.
- ERDMAN, A. G., "Computer-Aided Mechanism Design: Now and the Future", Special 50th Anniversary Design Issue, Transactions of the ASME, vol. 117, pp 93-100, 1995.
- GABRIELE, G. A.; RAGSDALL, K. M., "The Generalized Reduced Gradient Method: A Reliable Tool for Optimal Design", Journal of Engineering for Industry, pp 394-400, 1977.
- GABRIELE, G. A.; RAGSDALL, K. M., "OPT3.2 - A nonlinear programming code in fortran implementing the Generalized Reduced Gradient Method. User's manual", Design Productivity Center, University Missouri-Rolla, 1989.

- HAINES, R. S., "Minimum RMS Shaking Moment or Driving Torque of a Force-Balanced 4-Bar Linkage using Feasible Counterweights", Mechanism and Machine Theory, vol. 16, pp 185-190, 1981.
- HARTENBERG; DENAVIT, "Kinematic Synthesis of Linkages", Mc Graw Hill Co., New York, 1964.
- HIMMELBLAU, D. M., "Applied Nonlinear Programming", Mc Graw Hill, New York, 1972.
- IDLANI, S.; STREIT, D. A.; GILMORE, B. J., "Elastic Potential Synthesis - a generalized procedure for dynamic synthesis of machine and mechanism systems", Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, vol. 115, pp 568-575, 1993.
- JUVINALL, R. C., "Fundamentals of Machine Component Design", John Wiley & Sons, New York, 1983.
- KAUFMAN, R. E. ; SANDOR, G. N., "Complete Force Balancing of Spatial Linkages", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, pp 620-626, 1971.
- KOREN, Y. , "Robotics for engineers", Mc Graw Hill, New York, 1985.
- KOCHEV, I. S. , "General Method for Active Balancing of combined Shaking Moment and Torque Fluctuations in Planar Linkages, Mechanism and Machine Theory , vol. 25, No. 6, pp 679-687, 1990.
- KOCHEV, I. S. , "Active Balancing of the Frame Shaking Moment in High Speed Planar Machines, Mechanism and Machine Theory , vol. 27, No. 1, pp 53-58, 1992.
- LEE; FREUDENSTEIN, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, vol. 98(4), pp 1277-1284, 1976.
- LIMA, C. S. , "Optimum Dynamic Synthesis of Single Degree of Freedom Planar Linkages", PhD Dissertation, University of Florida, 1985.
- LOWEN, G. G.; BERKOF, R. S. , "Theory of Shaking Moment Optimization of Force-Balanced Four-Bar linkages", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, pp 53-60, 1971.
- LOWEN, G. G., TEPPER, F. R. ; BERKOF, R. S. , "Balancing of Linkages - an update", Mechanism and Machine Theory, vol. 18, No. 3, pp 213-220, 1983.

- MARANGONI, R. D.; BECKWITH, T. G., "Mechanical Measurements", Addison-Wesley Publishing Co., 4th edition, 1990.
- NIKRAVESH, P. E. , "Computer-aided analysis of mechanical systems" , Prentice-Hall, New Jersey, 1988.
- QI, N. M.; PENNESTRÍ, E. , "Optimum Balancing of Four-Bar Linkages", Mechanism and Machine Theory, vol.26, No. 3, pp 337-348, 1991.
- REULEAUX, F. , "Theoretische Kinematic", Friedrich Vieweg und Sohn, Brunswick, Germany, 1875. Translation by A. B. W. Kennedy, "Reuleaux, Kinemtics of Machinery", Macmillan, London, 1876. Reprinted by Dover Publications, New York, 1963.
- RIGELMAN, G. A.; KRAMER, S. N., "A Computer-Aided Design Technique for the Synthesis of Planar Four-Bar Mechanisms satisfying Specified Kinematic and Dynamic Conditions", Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, vol.110, pp 263-268, 1988.
- SALEM, N. H.; MANOOCHERI, S., "AutoCAD based computer-aided mechanism design system", paper presented at the conference Cam, Gears, Robot and Mechanism Design, Chicago, IL, USA, pp 331-339, 1990.
- SANDOR, G. N.; ERDMAN, A. G., "Advanced Mechanism Design: Analysis and Synthesis", vol.2, Prentice-Hall, New Jersey, 1984.
- SHEMIN, Z.; JIHONG, C., "The Optimum Balance of Shaking Force and Shaking Moment of Linkage", Mechanism and Machine Theory, vol. 30, No. 4, pp 589-597, 1995.
- SHIGLEY, J. E., "Kinematic Analysis of Mechanisms" , Mc Graw Hill, New York, 1969.
- SHIGLEY, J. E.; UICKER, J.J., "Theory of Machines and Mechanisms" , International Student Edition , Mc Graw Hill, Singapore, 1981.
- SINHA, R.; RILEY, D. R., "Optimal Design of Compliance Elements to Supplement inertia-counterweights in balancing problems", paper presented at the conference "Flexible Mechanism, Dynamics and Robot Trajectories", ASME, Chicago, IL, USA, pp 245-250, 1990.
- SKARSKI, B., "Análise Cinemática dos Mecanismos", Publicação do Centro de Tecnologia da Universidade Estadual de Campinas, N.º 9, Campinas, 1980.

SUH, C. H.; RADCLIFFE, C. W. , "Kinematics and Mechanism Design", John Wiley & Sons, New York, 1978.

TEPPER, F. R.; LOWEN, G. G., "General Theorems Concerning Full Force Balancing of Planar Linkages by Internal Mass Distribution", Journal of Engineering for Industry, pp 789-796, 1972.

TERMICOM, "Terminais rotulares, terminais esféricos e rótulas", Catálogo da Termicom, Indústria e Comércio de Terminais e Conexões Mecânicas Ltda., São Paulo, 1994.

WALKER, M. J. ; OLDHAM, K. , "A General Theory of Force Balancing using Counterweights", Mechanism and Machine Theory, vol. 13, pp 175-185, 1978.

WIEDERRICH, J. L.; ROTH, B. , "Moment Balancing of Four-Bar Linkages", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, vol. 98(4), pp 1289-1295, 1976.

ZOBAIRI, M. A. K.; RAO, S. S.; SAHAY, B., "Kineto-elastodynamic Balancing of 4R-Four Bar Mechanisms combining kinematic and dynamic stress considerations", Mechanism and Machine Theory, vol. 21, No. 4, pp 307-315, 1986a.

ZOBAIRI, M. A. K.; RAO, S. S.; SAHAY, B. , "Kineto-elastodynamic Balancing of 4R-Four Bar Mechanisms by Internal Mass Redistribution", Mechanism and Machine Theory, vol. 21, No. 4, pp 317-323, 1986b.

ANEXO A

QUATERNIONS

A.1 - Introdução

Um vetor no espaço é definido por um conjunto ordenado de três números reais, e é uma entidade matemática que possui uma série de propriedades que são relativamente conhecidas. Por outro lado, um quaternion é definido por um conjunto ordenado de quatro números reais, e suas propriedades não são tão conhecidas assim. Um quaternion pode ser utilizado como operador de rotação. Nesse caso, três de seus números reais representam a direção do eixo de rotação e o outro representa o ângulo de rotação.

A.2 - Definição (YANG; FREUDENSTEIN, 1964)

Define-se quaternion como um conjunto ordenado de quatro números reais, d, a, b, c , associados, respectivamente, a quatro unidades; a unidade $+1$, que possui as propriedades de um número real, e os demais a três unidades i, j, k , cujas propriedades são

$$i^2 = j^2 = k^2 = -1 \quad (A.1)$$

$$ij = k \quad ; \quad ji = -k$$

As duas equações anteriores admitem permutação cíclica. Simbolicamente, um quaternion q , pode ser apresentado como

$$q = d + ai + bj + ck \quad (A.2)$$

onde são válidas as propriedades da álgebra tais como igualdade, adição e subtração. A multiplicação de quaternions é, em geral, não comutativa. As três unidades i, j e k de um quaternion q , podem ser interpretadas como uma base de três vetores de módulo unitário de um sistema de coordenadas cartesiano. Além disso, são definidas as seguintes relações decorrentes da álgebra dos quaternions:

$$\text{Parte escalar de } q: Sq = q_0 = d \quad (\text{A.3})$$

$$\text{Parte vetorial de } q: Vq = ai + bj + ck \quad (\text{A.4})$$

$$\text{Conjugado de } q: Kq = d - (ai + bj + ck) \quad (\text{A.5})$$

$$\text{Norma de } q: Nq = d^2 + a^2 + b^2 + c^2 \quad (\text{A.6})$$

$$\text{Recíproco de } q: q^{-1} = Kq / Nq \quad (\text{A.7})$$

$$\text{Quaternion unitário: } Uq = d + ai + bj + ck \quad (\text{A.8})$$

$$\text{onde } d^2 + a^2 + b^2 + c^2 = 1 \quad (\text{A.9})$$

A.3 - Operador de rotação (KOREN, 1985)

O quaternion q , utilizado para realizar uma rotação de um ângulo θ em relação a um determinado eixo, cuja direção é definida por um vetor unitário e , foi definido por Euler como

$$q = \cos(\theta/2) + e \sin(\theta/2) \quad (\text{A.10})$$

$$q = \cos(\theta/2) + (e_1 i + e_2 j + e_3 k) \sin(\theta/2) \quad (\text{A.11})$$

onde e_1 , e_2 e e_3 são os co-senos diretores de e . O quaternion q também pode ser apresentado como a soma da sua parte real com sua parte vetorial. Assim,

$$q = q_0 + \mathbf{q} \quad (\text{A.12})$$

sendo

$$q_0 = \cos(\theta/2) \quad e$$

$$\mathbf{q} = (e_1 i + e_2 j + e_3 k) \sin(\theta/2) .$$

Seja um vetor $\mathbf{v}$ definido num referencial O que sofrerá um deslocamento angular θ , na direção de $\mathbf{q}$ e, portanto, pode-se utilizar o quaternion q definido no mesmo referencial O para realizar a operação de rotação. Sendo $\mathbf{v}'$ o vetor resultante da operação de rotação de $\mathbf{v}$ no mesmo referencial O , é possível deduzir-se a seguinte equação

$$\mathbf{v}' = \mathbf{v} + 2 q_0 (\mathbf{q} \wedge \mathbf{v}) + 2 \mathbf{q} \wedge (\mathbf{q} \wedge \mathbf{v}) \quad (\text{A.13})$$

Duas rotações sucessivas desenvolvidas por dois quaternions g e g' podem se resumir a uma única rotação definida por um quaternion q de acordo com a seguinte equação

$$q = g g' = g_0 g'_0 - \mathbf{g} \cdot \mathbf{g}' + g_0 \mathbf{g}' + g'_0 \mathbf{g} + \mathbf{g} \wedge \mathbf{g}' \quad (\text{A.14})$$

Cada um dos quaternions g e g' apresentados na equação acima é definido no sistema de coordenadas local em que a rotação é realizada.

ANEXO B

VERIFICAÇÃO DA EXATIDÃO DOS PROGRAMAS DESENVOLVIDOS PARA A ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO “RSSR”

A precisão dos programas desenvolvidos para a análise cinemática do mecanismo RSSR - POS, VEL e ACEL - foi verificada tomando-se como ponto de comparação, resultados apresentados na literatura de mecanismos.

Exemplo 1 - Extraído de SHIGLEY (1969), pp 370-373.

Definição do problema

Dado um mecanismo RSSR, definido a seguir, pretende-se determinar algumas de suas variáveis cinemáticas, tais como, $\vec{V}_A$ e $\vec{A}_B$.

Fig. B.1 - Mecanismo “RSSR” do exemplo1.

Parâmetros do mecanismo

Tabela B.1 - Coordenadas de pontos notáveis do mecanismo

	x(pol.)	y(pol.)	z(pol.)
O ₂	0	0	0
O ₄	12	0	3
A (pos. inicial)	2	3,46	0
B (pos. inicial)	12	6,17	10,89

Tabela B.2 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$

	x	y	z
$\hat{q}_2$	0	0	1
$\hat{q}_4$	1	0	0

$$\vec{\omega}_2 = (40,0 \text{ rad/s}) \hat{q}_2$$

$$\dot{\vec{\omega}}_2 = 0 \hat{q}_2$$

Comparação dos resultados

Tabela B.3 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na sua posição inicial ($\beta_2 = 0^\circ$)

	VEL, ACEL	SHIGLEY	Desvio percentual (%)
ω_{3x} (rad/s)	-7,7194	-7,8	1,03
ω_{3y} (rad/s)	13,6289	13,73	0,74
ω_{3z} (rad/s)	3,6969	3,72	0,62
ω_4 (rad/s)	-25,4795	-25,5	0,08
V_{Ax} (pé/s)	-11,5333	-11,53	0,03
V_{Ay} (pé/s)	6,6667	6,67	0,05
V_{Az} (pé/s)	0,0000	0,00	-----
V_{Bx} (pé/s)	0,0000	0,00	-----
V_{By} (pé/s)	16,7528	16,8	0,28
V_{Bz} (pé/s)	-13,1007	-13,2	0,76
$\dot{\omega}_{3x}$ (rad/s ²)	-520,8276	-520	0,16
$\dot{\omega}_{3y}$ (rad/s ²)	612,7532	619	1,01
$\dot{\omega}_{3z}$ (rad/s ²)	325,7774	333	2,17
$\dot{\omega}_4$ (rad/s ²)	-848,8316	-858	1,07
A_{Ax} (pé/s ²)	-266,6666	-267	0,12
A_{Ay} (pé/s ²)	-461,3334	-461	0,07
A_{Az} (pé/s ²)	0,0000	0,00	-----
A_{Bx} (pé/s ²)	0,0000	0,00	-----
A_{By} (pé/s ²)	224,3075	227	1,19
A_{Bz} (pé/s ²)	-863,2929	-871	0,88

Exemplo 2 - Extraído de SUH; RADCLIFFE (1978), pp 81.

Definição do problema

Dado um mecanismo quadrilátero articulado, definido a seguir, pretende-se determinar algumas de suas variáveis cinemáticas, tais como, $\vec{V}_B$ e $\vec{A}_B$.

Fig. B.2 - Mecanismo quadrilátero articulado do exemplo 2.

Parâmetros do mecanismo

Tabela B.4 - Coordenadas de pontos notáveis

	x (pol)	y (pol)	z (pol)
O_2	0	0	0
O_4	3	0	0
A (pos. inicial)	1	0	0
B (pos. inicial)	3	2	0

Tabela B.5 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$

	x	y	z
$\hat{q}_2$	0	0	1
$\hat{q}_4$	0	0	1

$$\vec{\omega}_2 = (628,0 \text{ rad/s}) \hat{q}_2$$

$$\dot{\vec{\omega}}_2 = 0 \hat{q}_2$$

Comparação dos resultados

Tabela B.6 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição $p/\beta_2 = 0^0$

	POS, VEL, ACEL	SUH	Desvio percentual (%)
$\beta_4 (^0)$	$1 \cdot 10^{-5}$	0	-----
ω_4 (rad/s)	-314,1592	-314	0,05
$\dot{\omega}_4$ (rad/s ²)	$2,96088 \cdot 10^5$	$2,96 \cdot 10^5$	0,03
V_{Bx} (pol/s)	628,3184	628	0,05
V_{By} (pol/s)	$1,0966 \cdot 10^{-4}$	0	-----
V_{Bz} (pol/s)	0	0	-----
A_{Bx} (pol/s ²)	$-5,92176 \cdot 10^5$	$-5,92 \cdot 10^5$	0,03
A_{By} (pol/s ²)	$-1,9739 \cdot 10^5$	$-1,97 \cdot 10^5$	0,20
A_{Bz} (pol/s ²)	0,0000	0	-----

Tabela B.7 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição $p/\beta_2 = 30^0$

	POS, VEL, ACEL	SUH	Desvio percentual (%)
$\beta_4 (^0)$	$-7,9260^0$	$-7,93^0$	0,05
ω_4 (rad/s)	-11,1714	-11,2	0,26
$\dot{\omega}_4$ (rad/s ²)	$3,5012 \cdot 10^5$	$3,5 \cdot 10^5$	0,03
V_{Bx} (pol/s)	22,1294	22,1	0,13
V_{By} (pol/s)	-3,0809	-3,08	0,03
V_{Bz} (pol/s)	0,0000	0	-----
A_{Bx} (pol/s ²)	$-6,9358 \cdot 10^5$	$-6,93 \cdot 10^5$	0,08
A_{By} (pol/s ²)	$9,6310 \cdot 10^4$	$9,62 \cdot 10^4$	0,11
A_{Bz} (pol/s ²)	0,0000	0	-----

Tabela B.8 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição $p/\beta_2 = 60^0$

	POS, VEL, ACEL	SUH	Desvio percentual (%)
$\beta_4 (^0)$	-2,6390	-2,64	0,04
ω_4 (rad/s)	207,8798	208	0,06
$\dot{\omega}_4$ (rad/s ²)	$1,7622 \cdot 10^5$	$1,76 \cdot 10^5$	0,13
V_{Bx} (pol/s)	-415,3186	-415	0,08
V_{By} (pol/s)	19,1428	19,1	0,22
V_{Bz} (pol/s)	0,0000	0	-----
A_{Bx} (pol/s ²)	$-3,5605 \cdot 10^5$	$-3,56 \cdot 10^5$	0,01
A_{By} (pol/s ²)	$-7,0109 \cdot 10^4$	$-7 \cdot 10^4$	0,16
A_{Bz} (pol/s ²)	0,0000	0	-----

Tabela B.9 - Variáveis cinemáticas do mecanismo na posição p/ $\beta_2 = 90^0$

	POS, VEL, ACEL	SUH	Desvio percentual (%)
$\beta_4(^0)$	9,8815	9,88	0,02
ω_4 (rad/s)	299,8155	300	0,06
$\dot{\omega}_4$ (rad/s ²)	$5,4813 \cdot 10^4$	$5,48 \cdot 10^4$	0,02
V_{Bx} (pol/s)	-590,7352	-590	0,12
V_{By} (pol/s)	-102,9037	-103	0,09
V_{Bz} (pol/s)	0,0000	0	-----
A_{Bx} (pol/s ²)	$-7,7147 \cdot 10^4$	$-7,71 \cdot 10^4$	0,06
A_{By} (pol/s ²)	$-1,9592 \cdot 10^5$	$-1,96 \cdot 10^5$	0,04
A_{Bz} (pol/s ²)	0,0000	0	-----

Exemplo 3 - Extraído de SUH; RADCLIFFE (1978), pp 81.

Definição do problema

Dado um mecanismo RSSR, definido a seguir, pretende-se determinar algumas de suas variáveis cinemáticas, tais como, $\vec{V}_B$ e $\vec{A}_B$.

Fig. B.3 - Mecanismo RSSR do exemplo 3.

Parâmetros do mecanismo

Tabela B.10 - Coordenadas de pontos notáveis

	x	y	z
O ₂	0	0	0
O ₄	2	0	0
A (pos. inicial)	0	1	0
B (pos. inicial)	2	0	1

Tabela B.11 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$

	x	y	z
$\hat{q}_2$	0	0	1
$\hat{q}_4$	1	0	0

$$\vec{\omega}_2 = (100,0 \text{ rad/s}) \hat{q}_2$$

$$\dot{\omega}_2 = (-10 \text{ rad/s}^2) \hat{q}_2$$

Comparação dos resultados

Tabela B.12 - Variáveis cinemáticas na posição $\beta_2 = 10^\circ$

	POS, VEL, ACEL	SUH	Desvio percentual (%)
$\beta_4 (^{\circ})$	-20,6498	-20,65	0,00
$\omega_4 \text{ (rd/s)}$	-220,3766	-220	0,17
$\dot{\omega}_4 \text{ (rd/s}^2\text{)}$	$-2,6052 \cdot 10^4$	$-2,61 \cdot 10^4$	0,18
V_{Bx}	0,0000	0	-----
V_{By}	206,2182	206	0,11
V_{Bz}	-77,7168	-77,7	0,02
A_{Bx}	0,0000	0	-----
A_{By}	7.251,75222	7.250	0,02
A_{Bz}	$-5,4633 \cdot 10^4$	$-5,46 \cdot 10^4$	0,06

Tabela B.13 - Variáveis cinemáticas na posição $\beta_2 = 20^\circ$

	POS, VEL, ACEL	SUH	Desvio percentual (%)
$\beta_4 (^{\circ})$	-46,7140	-46,71	0,01
$\omega_4 \text{ (rd/s)}$	-330,3408	-330	0,10
$\dot{\omega}_4 \text{ (rd/s}^2\text{)}$	$1,3987 \cdot 10^5$	$-1,4 \cdot 10^5$	0,09
V_{Bx}	0,0000	0	-----
V_{By}	226,4949	226	0,22
V_{Bz}	-240,4685	-240	0,20
A_{Bx}	0,0000	0	-----
A_{By}	$1,6464 \cdot 10^4$	$1,65 \cdot 10^4$	0,22
A_{Bz}	$-1,7664 \cdot 10^5$	$-1,77 \cdot 10^5$	0,20

ANEXO C

VERIFICAÇÃO DA EXATIDÃO DO PROGRAMA “FORÇA” PARA ANÁLISE CINETO-ESTÁTICA DO MECANISMO RSSR

A precisão do programa FORÇA para análise cineto-estática do mecanismo RSSR foi verificada inicialmente tomando-se como ponto de comparação, resultados apresentados na literatura de mecanismos. Posteriormente, tendo como ponto de partida a configuração do mecanismo definido no capítulo 8, comparou-se os resultados do programa desenvolvido com aqueles obtidos a partir do uso do pacote “ADAMS”.

C.1 - Verificação da precisão do programa quando utilizados na resolução de exemplos retirados da literatura de mecanismos.

Exemplo 1 - Extraído de SUH; RADCLIFFE (1978), pp 81,279-280.

Definição do problema

Dado um mecanismo quadrilátero articulado, definido a seguir, pretende-se determinar algumas de suas variáveis cinemáticas, tais como, $\vec{F}_{12}$ e $\vec{F}_{43}$.

Fig. C.1 - Mecanismo quadrilátero articulado do exemplo 1.

Parâmetros do mecanismo

Os parâmetros do mecanismo são idênticos àqueles definidos no exemplo 2 do Anexo B. A eles devem ser acrescentados as coordenadas dos baricentros, as massas e os momentos de inércia de massa das peças móveis.

Tabela C.1 - Coordenadas dos baricentros das peças móveis

	x (pol)	y (pol)
G ₂	0,5	0,0
G ₃	2,0	1,0
G ₄	3,0	1,0

Tabela C.2 - Massas das peças móveis

	(lb.s ² /pol)
m ₂	3,0.10 ⁻⁴
m ₃	6,5.10 ⁻⁴
m ₄	5,0.10 ⁻⁴

Tabela C.3 - Momentos de inércia de massa das peças móveis

	(lb.s ² .pol)
J _{2,G₂q₂}	7,5.10 ⁻⁵
J _{3,G₃Z}	4,16.10 ⁻⁴
J _{4,G₄q₄}	5,0.10 ⁻⁴

Comparação dos resultados

Os resultados disponíveis para comparação referem-se apenas à posição inicial $\beta_2 = 0^0$.

Tabela C.4 - Valores das componentes das forças internas e do torque de acionamento

	FORÇA	SUH	Desvio percentual (%)
F _{12x} (lb)	528,0238	527,3	0,14
F _{12y} (lb)	340,5014	340,8	0,09
F _{32x} (lb)	468,8062	468,3	0,11
F _{32y} (lb)	340,5014	340,2	0,09
F _{43x} (lb)	148,0440	147,9	0,10
F _{43y} (lb)	276,3489	276,1	0,09
F _{14x} (lb)	-4,8232.10 ⁻⁵	0,0	-----
F _{14y} (lb)	227,0009	226,6	0,18
M ₁₂ (lb.pol)	-340,5013	-340,8	0,09

C.2 - Verificação da exatidão do programa comparando-se os seus resultados com aqueles obtidos com o pacote “ADAMS”

Dado um mecanismo RSSR, definido a seguir, pretende-se determinar seus esforços internos, tais como, $\vec{F}_{12}$ e $\vec{F}_{34}$.

Tabela C.5 - Coordenadas de pontos notáveis do mecanismo

	x(m)	y(m)	z(m)
O ₂	0	-65,67.10 ⁻³	0
O ₄	-47,5.10 ⁻³	0,49977	0
O _B (pos. inicial)	0	0,4812	0
O _E	0	0	0
O _F	0	0,49977	0
A (pos. inicial)	0	0	0,1
B (pos. inicial)	0	0,4812	0,1
C	0	-65,57.10 ⁻³	-184,5.10 ⁻³

Tabela C.6 - Componentes dos versores $\hat{q}_2$ e $\hat{q}_4$

	x	y	z
$\hat{q}_2$	0	1	0
$\hat{q}_4$	1	0	0

Tabela C.7 - Componentes do vetor que define o baricentro da peça 2 em relação ao seu sistema de coordenadas local

	$\hat{q}_2$ (mm)	$\hat{r}_{AO_E}$ (mm)	$\hat{v}_2$ (mm)
$\vec{g}_{p,2}$	-76,61	3,911	-0,1328

Tabela C.8 - Escalar que define o baricentro da peça 3 em relação ao seu sistema de coordenadas local

	(mm)
$g_{p,3}$	0,2406

$$\vec{\omega}_2 = (146,6 \text{ rad/s}) \hat{q}_2$$

$$\dot{\vec{\omega}}_2 = 0 \hat{q}_2$$

Tabela C.9 - Componentes do vetor que define o baricentro da peça 4 em relação ao seu sistema de coordenadas local

	$\hat{q}_4$ (mm)	$\hat{r}_{OBL}$ (mm)	$\hat{v}_4$ (mm)
$\vec{g}_{p,4}$	-7,88	-2,189	-9,33

Tabela C.10 - Massas das peças móveis

	(kg)
$m_{p,2}$	1,43412
$m_{p,3}$	0,08456
$m_{p,4}$	0,57922

Tabela C.11 - Momentos de inércia de massa das peças móveis

	(kg.m ²)
$J_{p2,G_{p2}\hat{q}_2}$	$5,159 \cdot 10^{-3}$
$J_{p3,G_{p3}X}$	$2,7844 \cdot 10^{-3}$
$J_{p3,G_{p3}Y}$	$1,31708 \cdot 10^{-6}$
$J_{p3,G_{p3}Z}$	$2,7844 \cdot 10^{-3}$
$J_{p4,G_{p4}\hat{q}_4}$	$1,692 \cdot 10^{-3}$

Comparação dos resultados

Fig. C.2 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{12}$ em função do tempo.

Fig. C.3 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{12}$ em função do tempo.

Tabela C.12 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{12x} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,001155	0,001155	0,00
Ponto de mínimo (N)	-195,1405	-195,175	0,02
tempo (s)	0,03157	0,03157	0,00
Ponto de máximo (N)	194,2515	194,286	0,02

Tabela C.13 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{12y} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,0000	0,00	-----
Ponto de mínimo (N)	-100,7894	-100,79	0,00
tempo (s)	0,02145	0,02145	0,00
Ponto de máximo (N)	86,6101	86,6176	0,01

Tabela C.14 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{12z} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,0000	0,00	-----
Ponto de mínimo (N)	-178,1066	-178,107	0,00
tempo (s)	0,02156	0,02156	0,00
Ponto de máximo (N)	243,1271	243,165	0,02

Tabela C.15 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{14x} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,00693	0,00693	0,00
Ponto de mínimo (N)	-25,4724	-25,4725	0,00
tempo (s)	0,03597	0,03597	0,00
Ponto de máximo (N)	25,4737	25,4739	0,00

Tabela C.16 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{14y} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,02145	0,02145	0,00
Ponto de mínimo (N)	-53,7606	-53,7508	0,02
tempo (s)	0,0000	0,0000	-----
Ponto de máximo (N)	57,7700	57,7707	0,00

Tabela C.17 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{14z} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,0000	0,0000	-----
Ponto de mínimo (N)	-15,6835	-15,6548	0,18
tempo (s)	0,02145	0,02145	0,00
Ponto de máximo (N)	5,2843	5,26188	0,43

Fig. C.4 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{14}$ em função do tempo.

Fig. C.5 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{14}$ em função do tempo.

Fig. C.6 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{23}$ em função do tempo.

Fig. C.7 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{23}$ em função do tempo.

Tabela C.18 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{23x} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,01243	0,01243	0,00
Ponto de mínimo (N)	-75,7588	-75,773	0,02
tempo (s)	0,03047	0,03047	0,00
Ponto de máximo (N)	75,759	75,7734	0,02

Tabela C.19 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{23y} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,0000	0,0000	-----
Ponto de mínimo (N)	-100,7894	-100,79	0,00
tempo (s)	0,02145	0,02145	0,00
Ponto de máximo (N)	86,6101	86,6176	0,01

Tabela C.20 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{23z} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,0000	0,0000	-----
Ponto de mínimo (N)	-71,6181	-71,6181	0,00
tempo (s)	0,02145	0,02145	0,00
Ponto de máximo (N)	108,4934	108,51	0,02

Tabela C.21 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{34x} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,03597	0,03597	0,00
Ponto de mínimo (N)	-25,4737	-25,4789	0,02
tempo (s)	0,00693	0,00693	0,00
Ponto de máximo (N)	25,4724	25,4725	0,00

Tabela C.22 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{34y} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,0000	0,0000	-----
Ponto de mínimo (N)	-81,9061	-81,9068	0,00
tempo (s)	0,02145	0,02145	0,00
Ponto de máximo (N)	72,917	72,924	0,01

Tabela C.23 - Valores dos pontos de mínimo e máximo da componente F_{34z} (t)

	FORÇA	ADAMS	Desvio percentual (%)
tempo (s)	0,01188	0,01188	0,00
Ponto de mínimo (N)	3,0275	3,02979	0,08
tempo (s)	0,0000	0,0000	-----
Ponto de máximo (N)	21,9261	21,9261	0,00

Fig. C.8 - Resultados do “FORÇA” para as componentes da força $\vec{F}_{34}$ em função do tempo.

Fig. C.9 - Resultados do “ADAMS” para as componentes da força $\vec{F}_{34}$ em função do tempo.

LISTAGEM DA SAÍDA DO PROGRAMA “OPT3.2”

1

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .871347E+01

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.10000000E-02		
2	.10000000E-02		
3	.10000000E-02		
4	.10000000E-02		
5	.95250001E-02		
6	.23999999E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
5	.95250001E-02	.50000001E-01	.10000000E-01
6	.17999999E-01	.46200001E+00	.10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****
 OBJECTIVE F(X) = .5481671493E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 8 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.29348671E-01		
2	.26887730E-01		
3	.11848994E-01		
4	.11841787E-01		
5 L	.95250001E-02		
6 U	.46200001E+00		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .462501E-01
 UPPER BOUND OF VARIABLE 6 = .139121E-02

ANEXO E

MODELOS MATEMÁTICO E COMPUTACIONAL DO DINAMÔMETRO

E.1 - Modelo matemático do dinamômetro

O objetivo do modelo matemático do dinamômetro é a obtenção das expressões das forças atuantes nos seis anéis em função dos esforços atuantes nas peças do par cinemático O_2 . Para atingir este objetivo, inicialmente, isola-se a plataforma das outras peças do dinamômetro, de modo a obter-se o seu diagrama de corpo livre. A seguir, admite-se que o dinamômetro esteja em equilíbrio estático.

Fig. E.1 - Diagrama de corpo livre da plataforma do dinamômetro.

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_4 + \vec{F}_5 + \vec{F}_6 + \vec{F}_{21} = \vec{0}$$

$$\vec{F}_1 = -F_1 \cdot \vec{k}$$

$$\vec{F}_3 = -F_3 \cdot \vec{k}$$

$$\vec{F}_2 = F_2 (\cos \alpha \cdot \vec{i} - \sin \alpha \cdot \vec{k})$$

$$\vec{F}_4 = F_4 (\cos \alpha \cdot \vec{i} - \sin \alpha \cdot \vec{k})$$

$$\vec{F}_5 = F_5 (\cos \alpha \cdot \vec{j} - \sin \alpha \cdot \vec{k})$$

$$\vec{F}_6 = F_6 (\cos \alpha \cdot \vec{j} - \sin \alpha \cdot \vec{k})$$

Forças na direção “x” :

$$0 + F_2 \cos\alpha + 0 + F_4 \cos\alpha + 0 + 0 + F_{21x} = 0$$

Forças na direção “y” :

$$0 + 0 + 0 + 0 + F_5 \cos\alpha + F_6 \cos\alpha + F_{21y} = 0$$

Forças na direção “z” :

$$-F_1 - F_2 \sin\alpha - F_3 - F_4 \sin\alpha - F_5 \sin\alpha - F_6 \sin\alpha + F_{21z} = 0$$

$$\vec{M}_{21} + \sum_{j=1}^6 (\vec{P}_j - \vec{O}_2) \wedge \vec{F}_j = \vec{0}$$

$$\begin{aligned} (\vec{P}_1 - \vec{O}_2) \wedge \vec{F}_1 &= [(\vec{P}_{1x} - \vec{O}_{2x})\vec{i} + (\vec{P}_{1y} - \vec{O}_{2y})\vec{j} + (\vec{P}_{1z} - \vec{O}_{2z})\vec{k}] \wedge [-F_1\vec{k}] = \\ &= -(\vec{P}_{1y} - \vec{O}_{2y})F_1\vec{i} + (\vec{P}_{1x} - \vec{O}_{2x})F_1\vec{j} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\vec{P}_2 - \vec{O}_2) \wedge \vec{F}_2 &= [(\vec{P}_{2x} - \vec{O}_{2x})\vec{i} + (\vec{P}_{2y} - \vec{O}_{2y})\vec{j} + (\vec{P}_{2z} - \vec{O}_{2z})\vec{k}] \wedge F_2(\cos\alpha\vec{i} - \sin\alpha\vec{k}) = \\ &= [-(\vec{P}_{2y} - \vec{O}_{2y})F_2\sin\alpha]\vec{i} + [(\vec{P}_{2x} - \vec{O}_{2x})F_2\sin\alpha + (\vec{P}_{2z} - \vec{O}_{2z})F_2\cos\alpha]\vec{j} \\ &\quad -(\vec{P}_{2y} - \vec{O}_{2y})F_2\cos\alpha\vec{k} \end{aligned}$$

$$(\vec{P}_3 - \vec{O}_2) \wedge \vec{F}_3 = -(\vec{P}_{3y} - \vec{O}_{2y})F_3\vec{i} + (\vec{P}_{3x} - \vec{O}_{2x})F_3\vec{j}$$

$$\begin{aligned} (\vec{P}_4 - \vec{O}_2) \wedge \vec{F}_4 &= [(\vec{P}_{4x} - \vec{O}_{2x})\vec{i} + (\vec{P}_{4y} - \vec{O}_{2y})\vec{j} + (\vec{P}_{4z} - \vec{O}_{2z})\vec{k}] \wedge F_4(\cos\alpha\vec{i} - \sin\alpha\vec{k}) = \\ &= [-(\vec{P}_{4y} - \vec{O}_{2y})F_4\sin\alpha]\vec{i} + [(\vec{P}_{4x} - \vec{O}_{2x})F_4\sin\alpha + (\vec{P}_{4z} - \vec{O}_{2z})F_4\cos\alpha]\vec{j} \\ &\quad -(\vec{P}_{4y} - \vec{O}_{2y})F_4\cos\alpha\vec{k} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\vec{P}_5 - \vec{O}_2) \wedge \vec{F}_5 &= [(\vec{P}_{5x} - \vec{O}_{2x})\vec{i} + (\vec{P}_{5y} - \vec{O}_{2y})\vec{j} + (\vec{P}_{5z} - \vec{O}_{2z})\vec{k}] \wedge F_5(\cos\alpha\vec{i} - \sin\alpha\vec{k}) = \\ &= [-(\vec{P}_{5y} - \vec{O}_{2y})F_5\sin\alpha]\vec{i} + [(\vec{P}_{5x} - \vec{O}_{2x})F_5\sin\alpha + (\vec{P}_{5z} - \vec{O}_{2z})F_5\cos\alpha]\vec{j} \\ &\quad -(\vec{P}_{5y} - \vec{O}_{2y})F_5\cos\alpha\vec{k} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\vec{P}_6 - \vec{O}_2) \wedge \vec{F}_6 &= [(\vec{P}_{6x} - \vec{O}_{2x})\vec{i} + (\vec{P}_{6y} - \vec{O}_{2y})\vec{j} + (\vec{P}_{6z} - \vec{O}_{2z})\vec{k}] \wedge F_6(\cos\alpha\vec{i} - \sin\alpha\vec{k}) = \\ &= [-(\vec{P}_{6y} - \vec{O}_{2y})F_6\sin\alpha]\vec{i} + [(\vec{P}_{6x} - \vec{O}_{2x})F_6\sin\alpha + (\vec{P}_{6z} - \vec{O}_{2z})F_6\cos\alpha]\vec{j} \\ &\quad -(\vec{P}_{6y} - \vec{O}_{2y})F_6\cos\alpha\vec{k} \end{aligned}$$

Momentos na direção “x”:

$$M_{21x} - (P_{1y} - O_{2y}) \cdot F_1 - (P_{2y} - O_{2y}) \cdot F_2 \cdot \sin\alpha - (P_{3y} - O_{2y}) \cdot F_3 - (P_{4y} - O_{2y}) \cdot F_4 \cdot \sin\alpha + \\ F_5 \left[-(P_{5y} - O_{2y}) \cdot \sin\alpha - (P_{5z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] + F_6 \left[-(P_{6y} - O_{2y}) \cdot \sin\alpha - (P_{6z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] = 0$$

Momentos na direção “y”:

$$M_{21y} + (P_{1x} - O_{2x}) \cdot F_1 + F_2 \left[(P_{2x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha + (P_{2z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] + (P_{3x} - O_{2x}) \cdot F_3 + \\ F_4 \left[(P_{4x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha + (P_{4z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] + (P_{5x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha \cdot F_5 + (P_{6x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha \cdot F_6 = 0$$

Momentos na direção “z”:

$$M_{21z} - (P_{2y} - O_{2y}) \cdot \cos\alpha \cdot F_2 - (P_{4y} - O_{2y}) \cdot \cos\alpha \cdot F_4 + (P_{5x} - O_{2x}) \cdot \cos\alpha \cdot F_5 \\ + (P_{6x} - O_{2x}) \cdot \cos\alpha \cdot F_6 = 0$$

As seis equações de equilíbrio estático da plataforma são listadas a seguir.

- equação (E.1) :

$$0 - \cos\alpha F_2 + 0 - \cos\alpha F_4 + 0 + 0 = F_{21x}$$

- equação (E.2) :

$$0 + 0 + 0 + 0 - \cos\alpha F_5 - \cos\alpha F_6 = F_{21y}$$

- equação (E.3) :

$$F_1 + \sin\alpha F_2 + F_3 + \sin\alpha F_4 + \sin\alpha F_5 + \sin\alpha F_6 = F_{21z}$$

- equação (E.4) :

$$(P_{1y} - O_{2y}) \cdot F_1 + (P_{2y} - O_{2y}) \cdot \sin\alpha \cdot F_2 + (P_{3y} - O_{2y}) \cdot F_3 + (P_{4y} - O_{2y}) \cdot \sin\alpha \cdot F_4 + \\ \left[(P_{5y} - O_{2y}) \cdot \sin\alpha + (P_{5z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] F_5 + \left[(P_{6y} - O_{2y}) \cdot \sin\alpha + (P_{6z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] F_6 = M_{21x}$$

- equação (E.5) :

$$-(P_{1x} - O_{2x}) \cdot F_1 - \left[(P_{2x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha + (P_{2z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] F_2 - (P_{3x} - O_{2x}) \cdot F_3 - \\ \left[(P_{4x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha + (P_{4z} - O_{2z}) \cdot \cos\alpha \right] F_4 - (P_{5x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha \cdot F_5 - (P_{6x} - O_{2x}) \cdot \sin\alpha \cdot F_6 = M_{21y}$$

- equação (E.6) :

$$(P_{2y} - O_{2y}) \cdot \cos\alpha \cdot F_2 + (P_{4y} - O_{2y}) \cdot \cos\alpha \cdot F_4 - (P_{5x} - O_{2x}) \cdot \cos\alpha \cdot F_5 - \\ (P_{6x} - O_{2x}) \cdot \cos\alpha \cdot F_6 = M_{21z}$$

Tabela E.1 - Coordenadas dos centros dos pares cinemáticos do dinamômetro em relação ao centro do par O_2

	x (mm)	y(mm)	z(mm)
O ₂	0	0	0
P ₁	23	61	-65
P ₂	-36	48	-72
P ₃	25	-68	-65
P ₄	-36	-48	-72
P ₅	60	-29	-72
P ₆	-61	-29	-72

Tabela E.2 - Valor do ângulo α

	(graus)
α	60

Resolvendo-se o sistema linear formado pelas equações (E.1) a (E.6), pode-se obter as forças atuantes nos anéis, admitindo-se conhecidos os esforços atuantes no par cinemático O₂ . Por outro lado, caso se conheça as forças atuantes nos seis anéis, pode-se determinar os esforços no par cinemático O₂ .

E.2 - Modelo computacional do dinamômetro

Apresenta-se a seguir a listagem da sub-rotina “forca11”, responsável pelos cálculos das forças atuantes nos anéis a partir dos esforços no par O₂ .

```

c*****
c      Sub-rotina  FORCA11
c*****
      Subroutine FORCA11(force,c)

      double precision DA(6,6),c(6),w(6),eps,i(6),P(6,3),alpha,O(3),
1  force(18),Fx,Fy,Fz, Mx,My,Mz

      integer n,ilu,j,k

      eps= 0.0001
c      eps= 1.0e-100

      n= 6

c      Fx=force(1)*0.074
c      Fx=0
c      Fy=0
c      Fz=0
c      Mx=0
c      My=0
c      Mz=force(6)

      Fx=force(1)
      Fy=force(2)
      Fz=force(3)
      Mx=force(4)
      My=0
c      Mz=force(6)*1.26
      Mz=force(6)

```

O(1)= 0
 O(2)= 0
 O(3)= 0

P(1,1)= 23e-3
 P(1,2)= 61e-3
 P(1,3)= -65e-3

c P(2,1)= 34.44e-3
 c P(2,2)= -47.8e-3
 P(2,1)= -36e-3
 P(2,2)= 48e-3
 P(2,3)= -72e-3

P(3,1)= 25e-3
 P(3,2)= -68e-3
 P(3,3)= -65e-3

P(4,1)= -36e-3
 P(4,2)= -48e-3
 P(4,3)= -72e-3

P(5,1)= 60e-3
 P(5,2)= -29e-3
 P(5,3)= -72e-3

P(6,1)= -61e-3
 P(6,2)= -29e-3
 P(6,3)= -72e-3

alpha=3.14159265/3

c alpha=0.87

c Apontadores para os sub-arrays

c n1= 1

c n2= n1+n*n

c n3= n2+n

c nused=n3+n-1

c Desenvolve fatorizacao L-U: ilu=1
 ilu=1

do 251 j=1,n
 do 252 k=1,n
 DA(j,k)= 0
 252 continue
 251 continue

do 261 j=1,n
 c(j)= 0
 261 continue

c Valores calculados de A e c

DA(1,2)= -cos(alpha)

DA(1,4)= -cos(alpha)

DA(2,5)= -cos(alpha)

DA(2,6)= -cos(alpha)

DA(3,1)= 1

```

DA(3,2)= sin(alpha)
DA(3,3)= 1
DA(3,4)= sin(alpha)
DA(3,5)= sin(alpha)
DA(3,6)= sin(alpha)

DA(4,1)= P(1,2)-O(2)
DA(4,2)= (P(2,2)-O(2))*sin(alpha)
DA(4,3)= P(3,2)-O(2)
DA(4,4)= (P(4,2)-O(2))*sin(alpha)
DA(4,5)= (P(5,2)-O(2))*sin(alpha)+(P(5,3)-O(3))*cos(alpha)
DA(4,6)= (P(6,2)-O(2))*sin(alpha)+(P(6,3)-O(3))*cos(alpha)

DA(5,1)= -(P(1,1)-O(1))
DA(5,2)= -(P(2,1)-O(1))*sin(alpha)-(P(2,3)-O(3))*cos(alpha)
DA(5,3)= -(P(3,1)-O(1))
DA(5,4)= -(P(4,1)-O(1))*sin(alpha)-(P(4,3)-O(3))*cos(alpha)
DA(5,5)= -(P(5,1)-O(1))*sin(alpha)
DA(5,6)= -(P(6,1)-O(1))*sin(alpha)

DA(6,2)= (P(2,2)-O(2))*cos(alpha)
DA(6,4)= (P(4,2)-O(2))*cos(alpha)
DA(6,5)= -(P(5,1)-O(1))*cos(alpha)
DA(6,6)= -(P(6,1)-O(1))*cos(alpha)

c  write(6,120) DA(1,1),DA(1,2),DA(1,3),DA(1,4),DA(1,5),DA(1,6)
c  write(6,120) DA(2,1),DA(2,2),DA(2,3),DA(2,4),DA(2,5),DA(2,6)
c  write(6,120) DA(3,1),DA(3,2),DA(3,3),DA(3,4),DA(3,5),DA(3,6)
c  write(6,120) DA(4,1),DA(4,2),DA(4,3),DA(4,4),DA(4,5),DA(4,6)
c  write(6,120) DA(5,1),DA(5,2),DA(5,3),DA(5,4),DA(5,5),DA(5,6)
c  write(6,120) DA(6,1),DA(6,2),DA(6,3),DA(6,4),DA(6,5),DA(6,6)
c  write(6,*)
c  write(6,*)
c 120  format( F10.3,F10.3,F10.3,F10.3,F10.3,F10.3)

c(1)= Fx
c(2)= Fy
c(3)= Fz
c(4)= Mx
c(5)= My
c(6)= Mz

c *****
c Chamada da sub-rotina LINEAR
c *****

call LINEAR(DA,c,w,i,n,ilu,eps)

return
end

```

Finalmente, apresenta-se a sub-rotina para o cálculo dos esforços no par O_2 , conhecendo-se as forças atuantes nos seis anéis.

Subroutine Ver_Exp(Vtransd,Fexp)

double precision P(6,3),alpha,O(3), Vtransd(6), Fexp(6)

```

alpha=60
pi=3.1416
alpha=60*pi/180
O(1)= 0
O(2)= 0
O(3)= 0

P(1,1)= 23e-3
P(1,2)= 61e-3
P(1,3)= -65e-3

P(2,1)= -36e-3
P(2,2)= 48e-3
P(2,3)= -72e-3

P(3,1)= 25e-3
P(3,2)= -68e-3
P(3,3)= -65e-3

P(4,1)= -36e-3
P(4,2)= -48e-3
P(4,3)= -72e-3

P(5,1)= 60e-3
P(5,2)= -29e-3
P(5,3)= -72e-3

P(6,1)= -61e-3
P(6,2)= -29e-3
P(6,3)= -72e-3

Fexp(1) = -(Vtransd(2) + Vtransd(4))*cos(alpha)

Fexp(2) = -(Vtransd(5) + Vtransd(6))*cos(alpha)

Fexp(3) = Vtransd(1) + Vtransd(2)*sin(alpha) + Vtransd(3) +
1 (Vtransd(4) + Vtransd(5) + Vtransd(6))*sin(alpha)

Fexp(4) = (P(1,2)-O(2))*Vtransd(1) +
1 (P(2,2)-O(2))*sin(alpha)*Vtransd(2) +
1 (P(3,2)-O(2))*Vtransd(3) +
1 (P(4,2)-O(2))*sin(alpha)*Vtransd(4) +
1 ((P(5,2)-O(2))*sin(alpha) + (P(5,3)-O(3))*cos(alpha))*Vtransd(5) +
1 ((P(6,2)-O(2))*sin(alpha) + (P(6,3)-O(3))*cos(alpha))*Vtransd(6)

Fexp(5) = -(P(1,1)-O(1))*Vtransd(1) -
1 ((P(2,3)-O(3))*cos(alpha) + (P(2,1)-O(1))*sin(alpha))*Vtransd(2)
1 - (P(3,1)-O(1))*Vtransd(3) -
1 ((P(4,3)-O(3))*cos(alpha) + (P(4,1)-O(1))*sin(alpha))*Vtransd(4)
1 - (P(5,1)-O(1))*sin(alpha)*Vtransd(5)
1 - (P(6,1)-O(1))*sin(alpha)*Vtransd(6)

Fexp(6) = (P(2,2)-O(2))*cos(alpha)*Vtransd(2)
1 + (P(4,2)-O(2))*cos(alpha)*Vtransd(4)
1 - (P(5,1)-O(1))*cos(alpha)*Vtransd(5)
1 - (P(6,1)-O(1))*cos(alpha)*Vtransd(6)
return
end

```

ANEXO F

F.1 - Calibração estática do conjunto anel-coluna desmontado do dinamômetro

Tabela F.1.1 - Anel-coluna 1

m (kg)	ΔV (V)
0	0
0,344	0,14
0,648	0,24
1,44	0,56

$$\bar{S} = 39,67 \text{ mV/N}$$

Tabela F.1.2 - Anel-coluna 2

m (kg)	ΔV (V)
0	0
0,344	0,128
0,648	0,248
1,44	0,56

$$\bar{S} = 38,9 \text{ mV/N}$$

Tabela F.1.3 - Anel-coluna 3

m (kg)	ΔV (V)
0	0
0,344	0,14
0,648	0,272
1,44	0,6

$$\bar{S} = 42,29 \text{ mV/N}$$

Tabela F.1.4 - Anel-coluna 4

m (kg)	ΔV (V)
0	0
0,344	0,14
0,648	0,28
1,44	0,62

$$\bar{S} = 43,18 \text{ mV/N}$$

Tabela F.1.5 - Anel-coluna 5

m (kg)	ΔV (V)
0	0
0,344	0,128
0,648	0,248
1,44	0,568

$$\bar{S} = 39,09 \text{ mV/N}$$

Tabela F.1.6 - Anel-coluna 6

m (kg)	ΔV (V)
0	0
0,344	0,152
0,648	0,28
1,44	0,6

$$\bar{S} = 43,9 \text{ mV/N}$$

F.2 - Calibração estática do conjunto anel-coluna montado no dinamômetro**Tabelas F.2.1 - Anel-coluna 1**

F_{21x} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	0,8
19,6	1,6
29,4	2,6

$$\bar{S}_x = 83,9 \text{ mV/N}$$

F_{21y} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	-0,05
19,6	0,18

$$\bar{S}_y = 5,7 \text{ mV/N}$$

F_{21z} (N)	ΔV (V)
0	0
- 6,35	-0,1
- 20,5	-0,33

$$\bar{S}_z = 15,8 \text{ mV/N}$$

Tabelas F.2.2 - Anel-coluna 2

F_{21x} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	-0,8
19,6	-1,9
29,4	-3,2

$$\overline{S}_x = -95,8 \text{ mV/N}$$

F_{21y} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	-0,12
19,6	-0,25
29,4	-0,4

$$\overline{S}_y = -12,9 \text{ mV/N}$$

F_{21z} (N)	ΔV (V)
0	0
-6,35	-0,02
-20,5	-0,06

$$\overline{S}_z = 3,0 \text{ mV/N}$$

Tabelas F.2.3 - Anel-coluna 3

F_{21x} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	-0,14
19,6	-0,33
29,4	-0,5

$$\overline{S}_x = -16,0 \text{ mV/N}$$

F_{21y} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	0,4
19,6	0,8

$$\overline{S}_y = 40,8 \text{ mV/N}$$

F_{21z} (N)	ΔV (V)
0	0
- 6,35	-0,06
- 20,5	-0,2

$$\bar{S}_z = 9,6 \text{ mV/N}$$

Tabelas F.2.4 - Anel-coluna 4

F_{21x} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	0,2
19,6	0,6
29,4	1,0

$$\bar{S}_x = 28,3 \text{ mV/N}$$

F_{21y} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	0,3
19,6	0,72
29,4	1,0

$$\bar{S}_y = 33,8 \text{ mV/N}$$

F_{21z} (N)	ΔV (V)
0	0
- 6,35	-0,05
- 20,5	-0,2
- 43,6	-0,43

$$\bar{S}_z = 9,2 \text{ mV/N}$$

Tabelas F.2.5 - Anel-coluna 5

F_{21x} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	-0,6
19,6	-1,3
29,4	-2,0

$$\bar{S}_x = - 65,2 \text{ mV/N}$$

F_{21y} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	-0,45
19,6	-0,90

$$\overline{S}_y = -45,9 \text{ mV/N}$$

F_{21z} (N)	ΔV (V)
0	0
- 6,35	0
- 20,5	0
- 43,6	0,08

$$\overline{S}_z = -0,61 \text{ mV/N}$$

Tabelas F.2.6 - Anel-coluna 6

F_{21x} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	0,6
19,6	1,25

$$\overline{S}_x = 62,5 \text{ mV/N}$$

F_{21y} (N)	ΔV (V)
0	0
9,8	-0,22
19,6	-0,44

$$\overline{S}_y = -22,4 \text{ mV/N}$$

F_{21z} (N)	ΔV (V)
0	0
- 6,35	-0,035
- 20,5	-0,1
- 43,6	-0,27

$$\overline{S}_z = 5,5 \text{ mV/N}$$

ANEXO G

G.1 - CHUTE INICIAL n.^o 1

```
*****
*****
**                                     **
**                                     **
**               O P T 3               **
**                                     **
** VERSION 2 (DOUBLE PRECISION): LAST REVISION FEBRUARY 1989. **
** COPYRIGHT, PURDUE RESEARCH FOUNDATION, 1976.                **
** COPYRIGHT, K. M. RAGSDALL, 1989.                             **
**                                     **
**                                     **
*****
*****
```

1

STARTING INFORMATION

```
OBJECTIVE FUNCTION.....LFUNCT = 0 NL
NUMBER OF DESIGN VARIABLES.....N = 6
NUMBER OF EQUALITY CONSTRAINTS.....NE = 0
  LINEAR OF EQUALITY CONSTRAINTS...LNE = 0
NUMBER OF INEQUALITY CONSTRAINTS...NI = 0
  LINEAR OF INEQUALITY CONSTRAINTS.LNI = 0
LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02
BOUND TIGHTNESS.....EPSBD = .10000E-02
VARIABLE CONVERGENCE CRITERIA....XTOL = .10000E-19
GRADIENT CONVERGENCE CRITERIA....GTOL = .10000E-09
FORWARD DIFFERENCE PARAMETER.....EPS = .10000E-01
OUTPUT PARAMETER.....IPR = 0
INITIAL OUTPUT PARAMETER.....IDATA = 1
MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS.....MAXM = 30
SCALING PARAMETER.....NSCALE = 2 AUTO
SEARCH PARAMETER.....ISEARC = 1 BFS
MAXIMUM NEWTON ITERATIONS.....MAXNEW = 10
NUMERICAL DIFFERENCING OPTION....IDIF = 2 CENT
```

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .896864E+01

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.99999998E-02		
2	.99999998E-02		
3	.99999998E-02		
4	.99999998E-02		
5	.20000000E-01		
6	.12000000E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
5	.95250001E-02	.50000001E-01	.10000000E+00
6	.17999999E-01	.46200001E+00	.10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****
 OBJECTIVE F(X) = .5481693614E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 6 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.28357345E-01		
2	.27912037E-01		
3	.11873553E-01		
4	.11865810E-01		
5 L	.95250001E-02		
6 U	.46200001E+00		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .462606E+00
 UPPER BOUND OF VARIABLE 6 = .139782E-02

G.2 - CHUTE INICIAL n.^o 2

```

*****
*****
**                                     **
**                                     **
**               O P T 3               **
**                                     **
** VERSION 2 (DOUBLE PRECISION): LAST REVISION FEBRUARY 1989.  **
** COPYRIGHT, PURDUE RESEARCH FOUNDATION, 1976.                **
** COPYRIGHT, K. M. RAGSDALL, 1989.                             **
**                                     **
**                                     **
*****
*****

```

1

STARTING INFORMATION

```

OBJECTIVE FUNCTION.....LFUNCT =  0 NL
NUMBER OF DESIGN VARIABLES.....N =  6
NUMBER OF EQUALITY CONSTRAINTS.....NE =  0
  LINEAR OF EQUALITY CONSTRAINTS...LNE =  0
NUMBER OF INEQUALITY CONSTRAINTS...NI =  0
  LINEAR OF INEQUALITY CONSTRAINTS.LNI =  0
LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02
BOUND TIGHTNESS.....EPSBD = .10000E-02
VARIABLE CONVERGENCE CRITERIA....XTOL = .10000E-19
GRADIENT CONVERGENCE CRITERIA....GTOL = .10000E-09
FORWARD DIFFERENCE PARAMETER.....EPS = .10000E-01
OUTPUT PARAMETER.....IPR =  0
INITIAL OUTPUT PARAMETER.....IDATA =  1
MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS.....MAXM =  30
SCALING PARAMETER.....NSCALE =  2 AUTO
SEARCH PARAMETER.....ISEARC =  1 BFS
MAXIMUM NEWTON ITERATIONS.....MAXNEW =  10
NUMERICAL DIFFERENCING OPTION....IDIF =  2 CENT

```

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .721112E+01

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.39999999E-01		
2	.39999999E-01		
3	.39999999E-01		
4	.39999999E-01		
5	.39999999E-01		
6	.12000000E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E+00
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E+00
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E+00
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E+00
5	.95250001E-02	.50000001E-01	.10000000E+00
6	.17999999E-01	.46200001E+00	.10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****

OBJECTIVE F(X) = .5481895916E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 9 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.26228995E-01		
2	.29911655E-01		
3	.12739132E-01		
4	.10970090E-01		
5 L	.95250001E-02		
6 L	.17999999E-01		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .107824E+01
 LOWER BOUND OF VARIABLE 6 = .806331E-03

ANEXO H

H.1 - Otimização para frequências inferiores a 12 Hz

H.1.1 - Frequência = 4 Hz

```
*****
*****
**                                     **
**                                     **
**               O P T 3               **
**                                     **
** VERSION 2 (DOUBLE PRECISION): LAST REVISION FEBRUARY 1989.  **
** COPYRIGHT, PURDUE RESEARCH FOUNDATION, 1976.                **
** COPYRIGHT, K. M. RAGSDALL, 1989.                             **
**                                     **
**                                     **
*****
*****
```

1

STARTING INFORMATION

```
OBJECTIVE FUNCTION.....LFUNCT =  0 NL
NUMBER OF DESIGN VARIABLES.....N =  6
NUMBER OF EQUALITY CONSTRAINTS.....NE =  0
  LINEAR OF EQUALITY CONSTRAINTS...LNE =  0
NUMBER OF INEQUALITY CONSTRAINTS...NI =  0
  LINEAR OF INEQUALITY CONSTRAINTS.LNI =  0
LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02
BOUND TIGHTNESS.....EPSBD = .10000E-02
VARIABLE CONVERGENCE CRITERIA....XTOL = .10000E-19
GRADIENT CONVERGENCE CRITERIA....GTOL = .10000E-09
FORWARD DIFFERENCE PARAMETER.....EPS = .10000E-01
OUTPUT PARAMETER.....IPR =  0
INITIAL OUTPUT PARAMETER.....IDATA =  1
MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS.....MAXM =  30
SCALING PARAMETER.....NSCALE =  2 AUTO
SEARCH PARAMETER.....ISEARC =  1 BFS
MAXIMUM NEWTON ITERATIONS.....MAXNEW =  10
NUMERICAL DIFFERENCING OPTION....IDIF =  2 CENT
```

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .505387E+01

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.10000000E-02		
2	.10000000E-02		
3	.10000000E-02		
4	.10000000E-02		
5	.95250001E-02		
6	.23999999E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
-------	-------------	-------------	-------------------

1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
5	.95250001E-02	.50000001E-01	.10000000E-01
6	.17999999E-01	.46200001E+00	.10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****

OBJECTIVE F(X) = .5053581897E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 6 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.12897535E-03		
2 L	.00000000E+00		
3 L	.00000000E+00		
4 L	.00000000E+00		
5 L	.95250001E-02		
6 U	.46200001E+00		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 2 = .000000E+00
 LOWER BOUND OF VARIABLE 3 = .000000E+00
 LOWER BOUND OF VARIABLE 4 = .000000E+00
 LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .219095E-01
 UPPER BOUND OF VARIABLE 6 = .384383E-04

H.1.2 - Frequência = 8 Hz

```

*****
*****
**                                     **
**                                     **
**          O P T 3                    **
**                                     **
** VERSION 2 (DOUBLE PRECISION): LAST REVISION FEBRUARY 1989.  **
** COPYRIGHT, PURDUE RESEARCH FOUNDATION, 1976.                **
** COPYRIGHT, K. M. RAGSDOLL, 1989.                             **
**                                     **
**                                     **
*****
*****

```

1

STARTING INFORMATION

OBJECTIVE FUNCTION.....LFUNCT = 0 NL
 NUMBER OF DESIGN VARIABLES.....N = 6

NUMBER OF EQUALITY CONSTRAINTS.....NE = 0
 LINEAR OF EQUALITY CONSTRAINTS...LNE = 0
 NUMBER OF INEQUALITY CONSTRAINTS...NI = 0
 LINEAR OF INEQUALITY CONSTRAINTS.LNI = 0
 LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02
 BOUND TIGHTNESS.....EPSBD = .10000E-02
 VARIABLE CONVERGENCE CRITERIA....XTOL = .10000E-19
 GRADIENT CONVERGENCE CRITERIA....GTOL = .10000E-09
 FORWARD DIFFERENCE PARAMETER.....EPS = .10000E-01
 OUTPUT PARAMETER.....IPR = 0
 INITIAL OUTPUT PARAMETER.....IDATA = 1
 MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS.....MAXM = 30
 SCALING PARAMETER.....NSCALE = 2 AUTO
 SEARCH PARAMETER.....ISEARC = 1 BFS
 MAXIMUM NEWTON ITERATIONS.....MAXNEW = 10
 NUMERICAL DIFFERENCING OPTION....IDIF = 2 CENT

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .572427E+01

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.10000000E-02		
2	.10000000E-02		
3	.10000000E-02		
4	.10000000E-02		
5	.95250001E-02		
6	.23999999E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
5	.95250001E-02	.50000001E-01	.10000000E-01
6	.17999999E-01	.46200001E+00	.10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****

OBJECTIVE F(X) = .5208195528E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 17 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.38066419E-01		
2	.26203559E-02		
3 L	.00000000E+00		
4 L	.00000000E+00		
5 L	.95250001E-02		
6 U	.46200001E+00		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 3 = .000000E+00

LOWER BOUND OF VARIABLE 4 = .000000E+00
LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .279483E-01
UPPER BOUND OF VARIABLE 6 = .443043E-03

H.2 - Otimização para frequências superiores a 12 Hz

H.2.1 - Frequência = 24 Hz

```

*****
*****
**
**
**          O P T 3
**
**          **
**
**  VERSION 2 (DOUBLE PRECISION): LAST REVISION FEBRUARY 1989.  **
**  COPYRIGHT, PURDUE RESEARCH FOUNDATION, 1976.                **
**  COPYRIGHT, K. M. RAGSDALL, 1989.                             **
**          **
**          **
*****
*****

```

1

STARTING INFORMATION

```

OBJECTIVE FUNCTION.....LFUNCT =  0 NL
NUMBER OF DESIGN VARIABLES.....N =  6
NUMBER OF EQUALITY CONSTRAINTS.....NE =  0
  LINEAR OF EQUALITY CONSTRAINTS...LNE =  0
NUMBER OF INEQUALITY CONSTRAINTS...NI =  0
  LINEAR OF INEQUALITY CONSTRAINTS.LNI =  0
LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02
BOUND TIGHTNESS.....EPSBD = .10000E-02
VARIABLE CONVERGENCE CRITERIA....XTOL = .10000E-19
GRADIENT CONVERGENCE CRITERIA....GTOL = .10000E-09
FORWARD DIFFERENCE PARAMETER.....EPS = .10000E-01
OUTPUT PARAMETER.....IPR =  0
INITIAL OUTPUT PARAMETER.....IDATA =  1
MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS.....MAXM =  30
SCALING PARAMETER.....NSCALE =  2 AUTO
SEARCH PARAMETER.....ISEARC =  1 BFS
MAXIMUM NEWTON ITERATIONS.....MAXNEW =  10
NUMERICAL DIFFERENCING OPTION....IDIF =  2 CENT

```

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .314484E+02

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.10000000E-02		
2	.10000000E-02		
3	.10000000E-02		
4	.10000000E-02		
5	.95250001E-02		
6	.23999999E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
-------	-------------	-------------	-------------------

1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
5	.95250001E-02	.50000001E-01	.10000000E-01
6	.17999999E-01	.46200001E+00	.10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****

OBJECTIVE F(X) = .7049187102E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 9 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.21826220E-01		
2	.33679618E-01		
3	.27234031E-01		
4	.26540174E-01		
5 L	.95250001E-02		
6 U	.46200001E+00		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .758712E-01

UPPER BOUND OF VARIABLE 6 = .887821E-02

H.2.2 - Frequência = 48 Hz

```

*****
*****
**                                     **
**                                     **
**          O P T 3                    **
**                                     **
** VERSION 2 (DOUBLE PRECISION): LAST REVISION FEBRUARY 1989.  **
** COPYRIGHT, PURDUE RESEARCH FOUNDATION, 1976.                **
** COPYRIGHT, K. M. RAGSDELL, 1989.                               **
**                                     **
**                                     **
*****
*****

```

1

STARTING INFORMATION

```

OBJECTIVE FUNCTION.....LFUNCT =  0 NL
NUMBER OF DESIGN VARIABLES.....N =  6
NUMBER OF EQUALITY CONSTRAINTS.....NE =  0
  LINEAR OF EQUALITY CONSTRAINTS...LNE =  0
NUMBER OF INEQUALITY CONSTRAINTS...NI =  0
  LINEAR OF INEQUALITY CONSTRAINTS.LNI =  0
LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02

```


LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02
 BOUND TIGHTNESS.....EPSBD = .10000E-02
 VARIABLE CONVERGENCE CRITERIA....XTOL = .10000E-19
 GRADIENT CONVERGENCE CRITERIA....GTOL = .10000E-09
 FORWARD DIFFERENCE PARAMETER.....EPS = .10000E-01
 OUTPUT PARAMETER.....IPR = 0
 INITIAL OUTPUT PARAMETER.....IDATA = 1
 MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS.....MAXM = 30
 SCALING PARAMETER.....NSCALE = 2 AUTO
 SEARCH PARAMETER.....ISEARC = 1 BFS
 MAXIMUM NEWTON ITERATIONS.....MAXNEW = 10
 NUMERICAL DIFFERENCING OPTION....IDIF = 2 CENT

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .125047E+02

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.10000000E-02		
2	.10000000E-02		
3	.10000000E-02		
4	.10000000E-02		
5	.95250001E-02		
6	.23999999E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
5	.95250001E-02	.50000001E-01	.10000000E-01
6	.17999999E-01	.46200001E+00	.10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****

OBJECTIVE F(X) = .1360939132E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 11 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.20940684E-01		
2	.34238518E-01		
3	.26954030E-01		
4	.26989578E-01		
5 L	.95250001E-02		
6 L	.17999999E-01		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .215265E+00
 LOWER BOUND OF VARIABLE 6 = .181456E-02

ANEXO I

Tabela I.1 - Resultados da otimização: vetor ótimo das variáveis de projeto

	(mm)
$x_1^{(25)} = d_{CP_{2,1}}^{(25)}$	30
$x_2^{(25)} = d_{CP_{2,2}}^{(125)}$	22,1
$x_3^{(25)} = d_{CP_{4,1}}^{(25)}$	12,8
$x_4^{(25)} = d_{CP_{4,2}}^{(25)}$	12,1
$x_5^{(25)} = d_{CP_3}^{(25)}$	22
$x_6^{(25)} = g_{CP_3}^{(25)}$	702

ANEXO J

```

*****
*****
**                                     **
**                                     **
**          O P T 3                    **
**                                     **
** VERSION 2 (DOUBLE PRECISION): LAST REVISION FEBRUARY 1989.  **
** COPYRIGHT, PURDUE RESEARCH FOUNDATION, 1976.                **
** COPYRIGHT, K. M. RAGSDALL, 1989.                             **
**                                     **
**                                     **
*****
*****

```

1

STARTING INFORMATION

```

OBJECTIVE FUNCTION.....LFUNCT =  0 NL
NUMBER OF DESIGN VARIABLES.....N =  6
NUMBER OF EQUALITY CONSTRAINTS.....NE =  0
  LINEAR OF EQUALITY CONSTRAINTS...LNE =  0
NUMBER OF INEQUALITY CONSTRAINTS...NI =  0
  LINEAR OF INEQUALITY CONSTRAINTS.LNI =  0
LINE SEARCH CRITERIA.....EPSLS = .10000E-02
BOUND TIGHTNESS.....EPSBD = .10000E-02
VARIABLE CONVERGENCE CRITERIA....XTOL = .10000E-19
GRADIENT CONVERGENCE CRITERIA....GTOL = .10000E-09
FORWARD DIFFERENCE PARAMETER.....EPS = .10000E-01
OUTPUT PARAMETER.....IPR =  0
INITIAL OUTPUT PARAMETER.....IDATA =  1
MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS.....MAXM =  30
SCALING PARAMETER.....NSCALE =  2 AUTO
SEARCH PARAMETER.....ISEARC =  1 BFS
MAXIMUM NEWTON ITERATIONS.....MAXNEW =  10
NUMERICAL DIFFERENCING OPTION....IDIF =  2 CENT

```

OBJECTIVE FUNCTION F(X) = .105744E+02

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.10000000E-02		
2	.10000000E-02		
3	.10000000E-02		
4	.10000000E-02		
5	.95250001E-02		
6	.23999999E+00		

INDEX	LOWER BOUND	UPPER BOUND	AUTO SCALE FACTOR
1	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
2	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
3	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01
4	.00000000E+00	.50000001E-01	.10000000E-01

5 .95250001E-02 .50000001E-01 .10000000E-01
 6 .17999999E-01 .46200001E+00 .10000000E+01

RELATIVE CHANGE IN X VECTOR <= XTOL

*** OPTIMUM FOUND TO BE ***

***** + FINAL DESIGN + *****

OBJECTIVE F(X) = .6908539890E+01 TOTAL FUNCTION EVALUATIONS 0
 ITERATION 9 TOTAL CONSTRAINT EVALUATIONS 0

INDEX	X(I)	EQUALITY H(I)	INEQUALITY G(I)
1	.36211189E-01		
2	.17109807E-01		
3	L .00000000E+00		
4	L .00000000E+00		
5	L .95250001E-02		
6	U .46200001E+00		

LAGRANGE MULTIPLIERS OF ACTIVE CONSTRAINTS

LOWER BOUND OF VARIABLE 3 = .000000E+00
 LOWER BOUND OF VARIABLE 4 = .000000E+00
 LOWER BOUND OF VARIABLE 5 = .183750E+00
 UPPER BOUND OF VARIABLE 6 = .144097E-01

ANEXO K

APÊNDICE I

```
c *****
c *****
Program MAIN24
c *****
c MAIN24.for + FMBAR31.for + forca4e5.for + OPT3.for
c *****
```

```
Implicit double precision (a-h,o-z)
dimension x(6), xmax(6), xmin(6), scale(6)
Common /optdat/d(700)
Common/Pari/ xtol,gtol,eps,epsls,epsbd,ipr,maxm,idata,
1 lfunc,ne,lne,ni,lni,ncon,nscale,iscarc,maxnew,idif,nout
```

c Cuidado nos valores dos gb : coordenadas locais e globais

n= 6

x(1)=1e-3

xmin(1)= 0

xmax(1)= 50e-3

x(2) = 1e-3

xmin(2) = 0

xmax(2) =50e-3

x(3)= 1e-3

xmin(3)= 0

xmax(3)= 50e-3

x(4) = 1e-3

xmin(4) = 0

xmax(4) = 50e-3

x(5) = 9.525e-3

xmin(5) = 9.525e-3

xmax(5) = 50e-3

x(6) = 0.24

c xmin(6) = 18e-3

c xmax(6) = 0.462

xmin(6) = 18e-3-0.24

xmax(6) = 0.462+0.24

c xtol= 1E-40

xtol= 1.0E-20

gtol= 1.0E-10

eps= 0.01

epsls= 0.001

```

      epsbd= 0.001
c   ipr= 0
      ipr= 0
      maxm= 30
      idata= 1
      lfunct= 0
      ne= 0
      lne= 0
      ni= 0
      lni= 0
      ncon= 0
      nscale= 2
c   fscale= 1
      isearc= 1
      maxnew= 10
      idif= 2
      nout= 6
      isize= 700
      open(6,file='c:\tese\textos\exemplo.for',status='old')
      call opt3(x,xmax,xmin,scale,fscale,n,ysize)
      stop
      end

```

```

Subroutine Const (x,con)
Implicit double precision (a-h,o-z)
Dimension x(1), con(1)
Common /one/ nfe,nce
nce = nce + 1

return
end

```

```

c *****
c               forca4.for               20/010/95-16h00
c *****

```

```

Function Funcao(beta4,r3x,r3y,r3z,ux,uy,uz,px,py,pz,lx,ly,lz)
double precision r3x,r3y,r3z,ux,uy,uz,beta4,px,py,pz,lx,ly,lz,
1  c,v,w
c   OBS: Determinacao de BETA4 (processo iterativo)

```

```

      c= r3x**2 + r3y**2 + r3z**2
      v= (r3x+ux)**2 + (r3y+uy)**2 + (r3z+uz)**2
      w= (sin(beta4)*px + 2*lx*(sin(beta4/2)**2))**2 +
1  (sin(beta4)*py + 2*ly*(sin(beta4/2)**2))**2 +
2  (sin(beta4)*pz + 2*lz*(sin(beta4/2)**2))**2 +
3  2*(sin(beta4)*px + 2*lx*(sin(beta4/2)**2))*(r3x+ux) +
4  2*(sin(beta4)*py + 2*ly*(sin(beta4/2)**2))*(r3y+uy) +
5  2*(sin(beta4)*pz + 2*lz*(sin(beta4/2)**2))*(r3z+uz)

```

```

      Funcao = v + w - c

```

```

c   write(*,*) 'Funcao= ',Funcao

```

```

c  write(6,*)' Funcao= ',Funcao
c  Pretende-se achar um BETA4 de tal maneira que a funcao adquira o
c  valor zero (usar "Newton-Raphson")

```

```

return
end

```

Subroutine Nonlin(xi,xf,r3x,r3y,r3z,ux,uy,uz,px,py,pz,lx,ly,lz)

```

c  Programa para a solucao de uma equacao nao-linear a uma
c  unica incognita usando o metodo de Newton-Raphson

```

```

integer index, niter

```

```

double precision x(55), delta(55), deriv(55),eps, lim,xi,xf,

```

```

1  aux1,aux2,aux3,r3x,r3y,r3z,ux,uy,uz,px,py,pz,lx,ly,lz

```

```

niter = 50

```

```

index = 1

```

```

x(1) = xi

```

```

c  write(*,*)' beta4i= ',xi

```

```

c  write(6,*)' beta4i= ',xi

```

```

eps=0.001

```

```

lim=10e-7

```

```

c  write(6,*)' 1'

```

```

c  write(6,*)' index=',index

```

```

10 if(abs(x(index)).gt.1) then
    eps = abs(x(index))*10e-5
    else
    eps = 10e-5
    endif

```

```

c  write(6,*)' r3x=',r3x

```

```

c  write(6,*)' r3y=',r3y

```

```

c  write(6,*)' r3z=',r3z

```

```

c  write(6,*)' ux=',ux

```

```

c  write(6,*)' uy=',uy

```

```

c  write(6,*)' uz=',uz

```

```

c  write(6,*)' px=',px

```

```

c  write(6,*)' py=',py

```

```

c  write(6,*)' pz=',pz

```

```

c  write(6,*)' lx=',lx

```

```

c  write(6,*)' ly=',ly

```

```

c  write(6,*)' lz=',lz

```

```

deriv(index)=

```

```

1 (Funcao(x(index)+eps,r3x,r3y,r3z,ux,uy,uz,px,py,pz,lx,ly,lz)-

```

```

2 Funcao(x(index),r3x,r3y,r3z,ux,uy,uz,px,py,pz,lx,ly,lz))

```

```

3 /eps

```

```

c  write(6,*)' deriv(index)= ',deriv(index)

```

```

c  write(6,*)' 2'

```

```

delta(index) = - Funcao(x(index),r3x,r3y,r3z,ux,uy,uz,px,py,

```

```

1 pz,lx,ly,lz)/deriv(index)

c write(6,*) ' 3'
c write(6,*) ' 4'
x(index+1) = x(index) + delta(index)

aux1=abs(x(index))
c write(6,*) ' 5'

c write(6,*) 'delta =',delta(index)
c write(6,*) 'x(index)=',x(index)

aux2=abs(delta(index)/x(index))

c write(6,*) ' 6'

aux3=abs(delta(index))

if(aux1.ge.lim) then
  if(aux2.le.lim) then
c     write(*,*) ' 1.Convergiu em ',x(index)
c     write(6,*) ' 1.Convergiu em ',x(index)
c     write(*,*) ' index=',index
c     write(6,*) ' index=',index
      goto 20
    endif
  endif
  if(aux3.le.lim) then
c     write(*,*) ' 2.Convergiu em ',x(index)
c     write(6,*) ' 2.Convergiu em ',x(index)
c     write(*,*) ' index=',index
c     write(6,*) ' index=',index
      goto 20
    endif
  if(index.gt.niter) then
    write(*,*) ' NAO CONVERGIU !!!'
    goto 20
  endif
c  write(6,*) ' index=',index
  index = index + 1
c  write(*,*) ' index=',index
  goto 10

20 xf= x(index)
c write(6,*) ' 7'
return
end

```

Subroutine LU (A,icol,n,eps)
double precision A(n,n), icol(n),eps,piv,temp,ii

```

c write(6,*) 'LU '

do 10 k=1,n
10 icol(k)=k

```

```

nm1=n-1

do 50 i=1,nm1
  piv=abs(A(i,i))
  ipiv=i
  ip1=i+1

  do 20 k=ip1,n
    temp=abs(A(i,k))
    if (temp.le.piv) goto 20
    piv=temp
    ipiv=k
20  continue

  if (piv.lt.eps) goto 60
  if (ipiv.eq.i) goto 40
  ii=icol(i)
  icol(i)=icol(ipiv)
  icol(ipiv)=ii

  do 30 j=1,n
    temp= A(j,i)
    A(j,i)= A(j,ipiv)
30  A(j,ipiv)= temp
40  do 50 j= ip1,n

c   write(6,*) A(j,i)
c   write(6,*) A(i,i)
    A(j,i)= A(j,i)/A(i,i)
c   write(*,*) ' 2'
    do 50 k=ip1,n
      A(j,k)= A(j,k) - A(j,i)*A(i,k)
50  continue
  return

60 write(6,*) '**** A matriz e singular ****'
  stop

end

Subroutine Linear( A,c,w,icol,n,ilu,eps)
c  implicit double precision (a-h,o-z)
c  dimension A(n,n), c(n), w(n), icol(n)
  double precision A(n,n), c(n), w(n), icol(n),eps

c  write(6,*)' linear'

  if(ilu.gt.0) call LU (A,icol,n,eps)

c  write(6,*) 'continua linear 1'

  do 10 j=1,n
10  w(j)=c(j)

c  Desenvolve passo de eliminacao para frente. LU=C
  do 30 j=2,n
    sum=w(j)

```

```

        jm1=j-1
        do 20 k=1,jm1
20      sum=sum-A(j,k)*w(k)
30    w(j)=sum

c    Desenvolve passo de substituicao para tras. UX=Y
c    write(6,*)' continua linear 2'
c    write(6,*) w(n)
c    write(6,*) A(n,n)
    w(n)=w(n)/A(n,n)
    np1=n+1
    do 50 j=2,n
        i=np1-j
        sum=w(i)
        ip1=i+1
        do 40 k=ip1,n
40      sum=sum-A(i,k)*w(k)

c    write(6,*)' continua linear 3'

c    write(6,*) sum
c    write(6,*) A(i,i)
50    w(i)=sum/A(i,i)

c    Realiza permutacao do vetor solucao para sua forma original
    do 60 j=1,n
60    c(icol(j))=w(j)
    return
end

```

```

c *****
c      Sub-rotina POS
c *****

```

```

Subroutine POS(O2,O4,OB,A,B,gb,beta,chute4,l,m,n,p,r21,r31,r41,
1      rOB1,G,r,q2,q4,OE,OF)
double precision O2(3),O4(3),OB(3),q2(3),q4(3),A(3),B(3),gb(4,3),
1    beta(4), chute4,l(3),m(3),n(3),p(3), r21(3), r31(3), r41(3),
2    rOB1(3), G(4,3), r(4,3), rOBL(3), OE(3),OF(3),rAOEL(3),
3    rl(4,3), u(3) , vek(4,3)

```

```

r(2,1)= r21(1)
r(2,2)= r21(2)
r(2,3)= r21(3)
r(4,1)= r41(1)
r(4,2)= r41(2)
r(4,3)= r41(3)
r(3,1)= r31(1)
r(3,2)= r31(2)
r(3,3)= r31(3)

```

```

rl(2,1)= r21(1) + sin(beta(2))*m(1) + 2*n(1)*(sin(beta(2)/2)**2)
rl(2,2)= r21(2) + sin(beta(2))*m(2) + 2*n(2)*(sin(beta(2)/2)**2)
rl(2,3)= r21(3) + sin(beta(2))*m(3) + 2*n(3)*(sin(beta(2)/2)**2)

```



```

u(1)= -(sin(beta(2))*m(1) + 2*n(1)*(sin(beta(2)/2)**2))
u(2)= -(sin(beta(2))*m(2) + 2*n(2)*(sin(beta(2)/2)**2))
u(3)= -(sin(beta(2))*m(3) + 2*n(3)*(sin(beta(2)/2)**2))

call nonlin(chute4,beta(4),r3 l(1),r3 l(2),r3 l(3),u(1),u(2),u(3),
1      p(1),p(2),p(3),l(1),l(2),l(3))

```

```

rl(3,1)= r3 l(1) + sin(beta(4))*p(1) + 2*l(1)*(sin(beta(4)/2)**2)
1 + u(1)
rl(3,2)= r3 l(2) + sin(beta(4))*p(2) + 2*l(2)*(sin(beta(4)/2)**2)
1 + u(2)
rl(3,3)= r3 l(3) + sin(beta(4))*p(3) + 2*l(3)*(sin(beta(4)/2)**2)
1 + u(3)

```

```

rl(4,1)= r4 l(1) + sin(beta(4))*p(1) + 2*l(1)*(sin(beta(4)/2)**2)
rl(4,2)= r4 l(2) + sin(beta(4))*p(2) + 2*l(2)*(sin(beta(4)/2)**2)
rl(4,3)= r4 l(3) + sin(beta(4))*p(3) + 2*l(3)*(sin(beta(4)/2)**2)

```

```

rOBL(1)= rOB1(1) + sin(beta(4))*(q4(2)*rOB1(3)-q4(3)*rOB1(2))
1 + 2*(sin(beta(4)/2)**2)*(q4(2)*(q4(1)*rOB1(2)-q4(2)*rOB1(1))
2 - q4(3)*(q4(3)*rOB1(1)-q4(1)*rOB1(3)))

```

```

rOBL(2)= rOB1(2) + sin(beta(4))*(q4(3)*rOB1(1)-q4(1)*rOB1(3))
1 + 2*(sin(beta(4)/2)**2)*(q4(3)*(q4(2)*rOB1(3)-q4(3)*rOB1(2))
2 - q4(1)*(q4(1)*rOB1(2)-q4(2)*rOB1(1)))

```

```

rOBL(3)= rOB1(3) + sin(beta(4))*(q4(1)*rOB1(2)-q4(2)*rOB1(1))
1 + 2*(sin(beta(4)/2)**2)*(q4(1)*(q4(3)*rOB1(1)-q4(1)*rOB1(3))
2 - q4(2)*(q4(2)*rOB1(3)-q4(3)*rOB1(2)))

```

```

c write(*,*)'rOBL= ',rOBL(1),rOBL(2),rOBL(3)

```

c Varia'veis de sai'da

c Ponto A

```

A(1)= O2(1) + rl(2,1)
A(2)= O2(2) + rl(2,2)
A(3)= O2(3) + rl(2,3)

```

c Ponto B

```

B(1)= O4(1) + rl(4,1)
B(2)= O4(2) + rl(4,2)
B(3)= O4(3) + rl(4,3)

```

```

c write(*,*)'B= ',B

```

c Ponto G2

```

rAOEL(1)=(A(1)-OE(1))/sqrt((A(1)-OE(1))**2+(A(2)-OE(2))**2+
1 (A(3)-OE(3))**2)

```

```

rAOEL(2)=(A(2)-OE(2))/sqrt((A(1)-OE(1))**2+(A(2)-OE(2))**2+
1 (A(3)-OE(3))**2)

```

$$rAOEL(3) = (A(3) - OE(3)) / \sqrt{(A(1) - OE(1))^2 + (A(2) - OE(2))^2 + (A(3) - OE(3))^2}$$

$$vek(2,1) = q2(2) * rAOEL(3) - q2(3) * rAOEL(2)$$

$$vek(2,2) = q2(3) * rAOEL(1) - q2(1) * rAOEL(3)$$

$$vek(2,3) = q2(1) * rAOEL(2) - q2(2) * rAOEL(1)$$

$$G(2,1) = OE(1) + gb(2,1) * q2(1) + gb(2,2) * rAOEL(1) + gb(2,3) * vek(2,1)$$

$$G(2,2) = OE(2) + gb(2,1) * q2(2) + gb(2,2) * rAOEL(2) + gb(2,3) * vek(2,2)$$

$$G(2,3) = OE(3) + gb(2,1) * q2(3) + gb(2,2) * rAOEL(3) + gb(2,3) * vek(2,3)$$

```
c write(6,*)'rl 2=' ,rl(2,1),rl(2,2),rl(2,3)
c write(6,*)'vek 2=' ,vek(2,1),vek(2,2),vek(2,3)
```

c Ponto G4

$$vek(4,1) = (q4(2) * rOBL(3) - q4(3) * rOBL(2)) / (\sqrt{rOBL(1)^2 + rOBL(2)^2 + rOBL(3)^2})$$

$$vek(4,2) = (q4(3) * rOBL(1) - q4(1) * rOBL(3)) / (\sqrt{rOBL(1)^2 + rOBL(2)^2 + rOBL(3)^2})$$

$$vek(4,3) = (q4(1) * rOBL(2) - q4(2) * rOBL(1)) / (\sqrt{rOBL(1)^2 + rOBL(2)^2 + rOBL(3)^2})$$

$$OB(1) = OF(1) + rOBL(1)$$

$$OB(2) = OF(2) + rOBL(2)$$

$$OB(3) = OF(3) + rOBL(3)$$

```
c write(*,*)'OB= ' ,OB(1),OB(2),OB(3)
```

$$G(4,1) = OF(1) + gb(4,1) * q4(1) + gb(4,2) * rOBL(1) / (\sqrt{rOBL(1)^2 + rOBL(2)^2 + rOBL(3)^2}) + gb(4,3) * vek(4,1)$$

$$G(4,2) = OF(2) + gb(4,1) * q4(2) + gb(4,2) * rOBL(2) / (\sqrt{rOBL(1)^2 + rOBL(2)^2 + rOBL(3)^2}) + gb(4,3) * vek(4,2)$$

$$G(4,3) = OF(3) + gb(4,1) * q4(3) + gb(4,2) * rOBL(3) / (\sqrt{rOBL(1)^2 + rOBL(2)^2 + rOBL(3)^2}) + gb(4,3) * vek(4,3)$$

c Ponto G3

omeg3(2)= omeg3(2)/(r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)

omeg3(3)= r(3,1)*(VB(2)-VA(2))-r(3,2)*(VB(1)-VA(1))
omeg3(3)= omeg3(3)/(r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)

omeg3(1)= r(3,2)*(VB(3)-VA(3))-r(3,3)*(VB(2)-VA(2))
omeg3(1)= omeg3(1)/(r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)

VG(3,1)= VA(1) + omeg3(2)*(G(3,3)-A(3))
1 - omeg3(3)*(G(3,2)-A(2))
VG(3,2)= VA(2) + omeg3(3)*(G(3,1)-A(1))
1 - omeg3(1)*(G(3,3)-A(3))
VG(3,3)= VA(3) + omeg3(1)*(G(3,2)-A(2))
1 - omeg3(2)*(G(3,1)-A(1))

VG(4,1)= omega(4)*(q4(2)*(G(4,3)-O4(3))-q4(3)*(G(4,2)-O4(2)))
VG(4,2)= omega(4)*(q4(3)*(G(4,1)-O4(1))-q4(1)*(G(4,3)-O4(3)))
VG(4,3)= omega(4)*(q4(1)*(G(4,2)-O4(2))-q4(2)*(G(4,1)-O4(1)))

return
end

c *****

c Sub-rotina ACEL

c *****

Subroutine ACEL(q2,q4,r,G,O2,O4,A, VA,VB,VG,omega,omegp,
1 omeg3,omep3, AA,AB,AG)

double precision q2(3),q4(3),r(4,3),G(4,3),O2(3),O4(3),A(3),
1 VA(3),VB(3),VG(4,3),omega(4),omegp(4),
2 AA(3),AB(3),AG(4,3),omeg3(3),omep3(3), d(3)

AA(1)= omega(2)*(q2(2)*VA(3)-q2(3)*VA(2)) +
1 omegp(2)*(q2(2)*r(2,3)-q2(3)*r(2,2))
AA(2)= omega(2)*(q2(3)*VA(1)-q2(1)*VA(3)) +
1 omegp(2)*(q2(3)*r(2,1)-q2(1)*r(2,3))
AA(3)= omega(2)*(q2(1)*VA(2)-q2(2)*VA(1)) +
1 omegp(2)*(q2(1)*r(2,2)-q2(2)*r(2,1))

omegp(4)=(AA(1)*r(3,1)+AA(2)*r(3,2)+AA(3)*r(3,3)
1 - (VB(1)-VA(1))**2 - (VB(2)-VA(2))**2 - (VB(3)-VA(3))**2
2 - omega(4)*(r(3,1)*(q4(2)*VB(3)-q4(3)*VB(2))
3 + r(3,2)*(q4(3)*VB(1)-q4(1)*VB(3))
4 + r(3,3)*(q4(1)*VB(2)-q4(2)*VB(1)))/
5 ((q4(2)*r(4,3)-q4(3)*r(4,2))*r(3,1)
6 + (q4(3)*r(4,1)-q4(1)*r(4,3))*r(3,2)
7 + (q4(1)*r(4,2)-q4(2)*r(4,1))*r(3,3))

AB(1)= omegp(4)*(q4(2)*r(4,3)-q4(3)*r(4,2)) +
1 omega(4)*(q4(2)*VB(3)-q4(3)*VB(2))
AB(2)= omegp(4)*(q4(3)*r(4,1)-q4(1)*r(4,3)) +
1 omega(4)*(q4(3)*VB(1)-q4(1)*VB(3))
AB(3)= omegp(4)*(q4(1)*r(4,2)-q4(2)*r(4,1)) +
1 omega(4)*(q4(1)*VB(2)-q4(2)*VB(1))

d(1)= AB(1) - AA(1) + omeg3(3)*(VB(2)-VA(2))

```

1      - omeg3(2)*(VB(3)-VA(3))
d(2)= AB(2) - AA(2) + omeg3(1)*(VB(3)-VA(3))
1      - omeg3(3)*(VB(1)-VA(1))
d(3)= AB(3) - AA(3) + omeg3(2)*(VB(1)-VA(1))
1      - omeg3(1)*(VB(2)-VA(2))

omep3(2) = (d(1)*r(3,3) - d(3)*r(3,1))/
1      (r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)
omep3(3) = (r(3,1)*d(2) - r(3,2)*d(1))/
1      (r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)
omep3(1) = (r(3,2)*d(3) - r(3,3)*d(2))/
1      (r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)

AG(2,1)= omega(2)*(q2(2)*VG(2,3) - q2(3)*VG(2,2))
1 + omegp(2)*(q2(2)*(G(2,3)-O2(3))-q2(3)*(G(2,2)-O2(2)))

AG(2,2)= omega(2)*(q2(3)*VG(2,1) - q2(1)*VG(2,3))
1 + omegp(2)*(q2(3)*(G(2,1)-O2(1))-q2(1)*(G(2,3)-O2(3)))

AG(2,3)= omega(2)*(q2(1)*VG(2,2) - q2(2)*VG(2,1))
1 + omegp(2)*(q2(1)*(G(2,2)-O2(2))-q2(2)*(G(2,1)-O2(1)))

AG(4,1)= omega(4)*(q4(2)*VG(4,3)-q4(3)*VG(4,2))
1 + omegp(4)*(q4(2)*(G(4,3)-O4(3)) - q4(3)*(G(4,2)-O4(2)))

AG(4,2)= omega(4)*(q4(3)*VG(4,1)-q4(1)*VG(4,3))
1 + omegp(4)*(q4(3)*(G(4,1)-O4(1)) - q4(1)*(G(4,3)-O4(3)))

AG(4,3)= omega(4)*(q4(1)*VG(4,2)-q4(2)*VG(4,1))
1 + omegp(4)*(q4(1)*(G(4,2)-O4(2)) - q4(2)*(G(4,1)-O4(1)))

AG(3,1)= AA(1) + omep3(2)*(G(3,3)-A(3)) - omep3(3)*(G(3,2)-A(2))
1 + omeg3(2)*(VG(3,3)-VA(3)) - omeg3(3)*(VG(3,2)-VA(2))

AG(3,2)= AA(2) + omep3(3)*(G(3,1)-A(1)) - omep3(1)*(G(3,3)-A(3))
1 + omeg3(3)*(VG(3,1)-VA(1)) - omeg3(1)*(VG(3,3)-VA(3))

AG(3,3)= AA(3) + omep3(1)*(G(3,2)-A(2)) - omep3(2)*(G(3,1)-A(1))
1 + omeg3(1)*(VG(3,2)-VA(2)) - omeg3(2)*(VG(3,1)-VA(1))

return
end

```

```

c *****
c      Sub-rotina  FORCA
c *****
c      Subroutine FORCA(q2,q4,O2,O4,A,B,G,beta,I3,K3,AG,omegp,
1      omg3X,omg3Y,omg3Z,omp3X,omp3Z,
2      grav,mass,J2G2,J4G4,J3G3X,J3G3Y,J3G3Z,c,mc,kt,x5)

double precision q2(3),q4(3),O2(3),O4(3),A(3),B(3),
1      G(4,3),beta(4),I3(3),K3(3),AG(4,3),omegp(4),
2      omg3X,omg3Y,omg3Z,omp3X,omp3Z,kt,x5,

```

```

3      grav,mas(4),J2G2,J4G4,J3G3X,J3G3Y,J3G3Z,DA(18,18),
4      c(18),w(18),eps,i(18),mc(6)

```

```

integer n,ilu,j,k

```

```

eps= 0.0001

```

```

c      eps= 1.0e-100

```

```

n= 18

```

```

c      Apontadores para os sub-arrays

```

```

c      n1= 1

```

```

c      n2= n1+n*n

```

```

c      n3= n2+n

```

```

c      nused=n3+n-1

```

```

c      Desenvolve fatorizacao L-U: ilu=1

```

```

ilu=1

```

```

do 251 j=1,n

```

```

do 252 k=1,n

```

```

DA(j,k)= 0

```

```

252 continue

```

```

251 continue

```

```

do 261 j=1,n

```

```

c(j)= 0

```

```

261 continue

```

```

c      Valores calculados de A e c

```

```

DA(1,1)= -1

```

```

DA(1,7)= 1

```

```

DA(2,2)= -1

```

```

DA(2,8)= 1

```

```

DA(3,3)= -1

```

```

DA(3,9)= 1

```

```

DA(4,2)= O2(3)-G(2,3)

```

```

DA(4,3)= -(O2(2)-G(2,2))

```

```

DA(4,4)= -1

```

```

DA(4,8)= -(A(3)-G(2,3))

```

```

DA(4,9)= A(2)-G(2,2)

```

```

DA(5,1)= -(O2(3)-G(2,3))

```

```

DA(5,3)= O2(1)-G(2,1)

```

```

DA(5,5)= -1

```

```

DA(5,7)= A(3)-G(2,3)

```

```

DA(5,9)= -(A(1)-G(2,1))

```

```

DA(6,1)= O2(2)-G(2,2)

```

```

DA(6,2)= -(O2(1)-G(2,1))

```

$$\begin{aligned}DA(6,6) &= -1 \\DA(6,7) &= -(A(2)-G(2,2)) \\DA(6,8) &= A(1)-G(2,1)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(7,7) &= -1 \\DA(7,10) &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(8,8) &= -1 \\DA(8,11) &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(9,9) &= -1 \\DA(9,12) &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(10,7) &= (G(3,3)-A(3))*I3(2)-(G(3,2)-A(2))*I3(3) \\DA(10,8) &= (G(3,1)-A(1))*I3(3)-(G(3,3)-A(3))*I3(1) \\DA(10,9) &= (G(3,2)-A(2))*I3(1)-(G(3,1)-A(1))*I3(2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(10,10) &= (B(3)-G(3,3))*I3(2)-(B(2)-G(3,2))*I3(3) \\DA(10,11) &= (B(1)-G(3,1))*I3(3)-(B(3)-G(3,3))*I3(1) \\DA(10,12) &= (B(2)-G(3,2))*I3(1)-(B(1)-G(3,1))*I3(2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(11,7) &= (G(3,3)-A(3))*K3(2)-(G(3,2)-A(2))*K3(3) \\DA(11,8) &= (G(3,1)-A(1))*K3(3)-(G(3,3)-A(3))*K3(1) \\DA(11,9) &= (G(3,2)-A(2))*K3(1)-(G(3,1)-A(1))*K3(2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(11,10) &= (B(3)-G(3,3))*K3(2)-(B(2)-G(3,2))*K3(3) \\DA(11,11) &= (B(1)-G(3,1))*K3(3)-(B(3)-G(3,3))*K3(1) \\DA(11,12) &= (B(2)-G(3,2))*K3(1)-(B(1)-G(3,1))*K3(2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(12,10) &= -1 \\DA(12,13) &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(13,11) &= -1 \\DA(13,14) &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(14,12) &= -1 \\DA(14,15) &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(15,10) &= 0 \\DA(15,11) &= B(3)-G(4,3) \\DA(15,12) &= -(B(2)-G(4,2)) \\DA(15,13) &= 0 \\DA(15,14) &= -(O4(3)-G(4,3)) \\DA(15,15) &= O4(2)-G(4,2) \\DA(15,16) &= 1 \\DA(15,17) &= 0 \\DA(15,18) &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DA(16,10) &= -(B(3)-G(4,3)) \\DA(16,11) &= 0 \\DA(16,12) &= B(1)-G(4,1) \\DA(16,13) &= O4(3)-G(4,3) \\DA(16,14) &= 0 \\DA(16,15) &= -(O4(1)-G(4,1)) \\DA(16,16) &= 0\end{aligned}$$

DA(16,17)= 1
DA(16,18)= 0

DA(17,10)= B(2)-G(4,2)
DA(17,11)= -(B(1)-G(4,1))
DA(17,12)= 0
DA(17,13)= -(O4(2)-G(4,2))
DA(17,14)= O4(1)-G(4,1)
DA(17,15)= 0
DA(17,16)= 0
DA(17,17)= 0
DA(17,18)= 1

DA(18,16)= q4(1)
DA(18,17)= q4(2)
DA(18,18)= q4(3)

c(1)= mas(2)*AG(2,1)
c(2)= mas(2)*AG(2,2)
c(3)= mas(2)*(AG(2,3) + grav)
c(4)= J2G2*omegp(2)*q2(1)
c(5)= J2G2*omegp(2)*q2(2)
c(6)= J2G2*omegp(2)*q2(3)
c(7)= mas(3)*AG(3,1)
c(8)= mas(3)*AG(3,2)
c(9)= mas(3)*(AG(3,3) + grav)
c(10)= J3G3X*omp3X + (J3G3Z-J3G3Y)*omg3Y*omg3Z
c(11)= J3G3Z*omp3Z + (J3G3Y-J3G3X)*omg3X*omg3Y
c(12)= mas(4)*AG(4,1)
c(13)= mas(4)*AG(4,2)
c(14)= mas(4)*(AG(4,3) + grav)
c(15)= J4G4*omegp(4)*q4(1)
c(16)= J4G4*omegp(4)*q4(2)
c(17)= J4G4*omegp(4)*q4(3)
c(18)=0

c *****
c Chamada da sub-rotina LINEAR
c *****

call LINEAR(DA,c,w,i,n,ilu,eps)

return
end

c *****
c *****
Function F(X)
c *****
c *****

c Funcao FM4BAR40.for + forca4,5 + main24

c 27/10/95, 19h40, Funcao para analise cinematica e cineto-estatica do

- c mecanismo espacial RSSR (inicio: 19/05/94, 19h30) com redistri-
- c buicao de massa off-line, J.

implicit double precision (A-H,O-Z)
double precision X(6), O2(3), O4(3), OB(3), q2(3), q4(3),
1 A(3), B(3), C(3), G(4,3), beta(4), chute4, OE(3), OF(3),
2 omega(4), omeg3(3), VA(3), VB(3), VG(4,3),
3 omegp(4), omep3(3), AA(3), AB(3), AG(4,3),
4 mas(4), J2G2, J3G3X, J3G3Y, J3G3Z, J4G4, kt, grav,
5 rOB1(3), gb(4,3), l(3), m(3), n(3), p(3), r2l(3), r3l(3), r4l(3),
6 r(4,3), dbeta2, ibeta4(410), omg3X, omg3Y, omg3Z, omp3X, omp3Y, omp3Z,
7 l3(3), J3(3), K3(3), force(18), Fshake, Mshake, X5,
8 torque, Festrut, Mestrut, kraft(6), dco(4,2),
9 Jp(4,3), Jco(4,3), mp(4), mco(4,2), Gp(4,3), Gco(4,3,2), tempo,
1 mforce(6), vtransd(6), Fexp(6)

integer npos, jpos

```
c *****
c
c          NOTACAO
c *****
c O2(j)  - coordenada j (x=1, y=2, z=3) do par cinematico 12,
c         do tipo revolucao (rotacao).
c O4(j)  - coordenada j do par cinematico 14, do tipo revolucao
c         (rotacao).
c q2(j)  - componente j do vetor unitario que define a direcao e
c         o sentido de rotacao da peca 2 em relacao a 1.
c q4(j)  - componente j do vetor unitario que define a direcao e
c         o sentido de rotacao da peca 4 em relacao a 1.
c A(j), B(j) - coordenada j dos pares cinematicos esfericos,
c             respectivamente, 23 e 34.
c G(i,j) - coordenada j do baricentro da peca i.
c beta(i) - deslocamento angular da peca i em relacao a
c           posicao inicial.
c chute4 - valor inicial atribuido a beta(4) antes da
c           iteracao.
c omega(i) - velocidade angular da peca i.
c           Obs: a peca 3 possui um vetor proprio.
c omeg3(j) - velocidade angular da peca 3 nas coordenadas j
c VA(j), VB(j) - componente j das velocidades dos pares
c               cinematicos esfericos, respectivamente,
c               23 e 34.
c VG(i,j) - componente j da velocidade do baricentro
c           da peca i.
c omegp(i) - aceleracao angular da peca i.
c           Obs: a peca 3 possui um vetor proprio.
c omep3(i) - aceleracao angular da peca 3 nas coordenadas j.
c AA(j), AB(j) - componente j das aceleracoes dos pares
c               cinematicos esfericos, respectivamente,
c               23 e 34.
c AG(i,j) - componente j da aceleracao do baricentro
c           da peca i.
c mas(i) - massa da peca i.
c J2G2 - momento de inercia da peca 2 em relacao ao seu baricentro.
c J3G3X - momento principal de inercia da peca 3 em relacao ao eixo X
c         tomando como polo o seu baricentro.
c J3G3Y - momento principal de inercia da peca 3 em relacao ao eixo Y
```


c tomando como polo o seu baricentro.
 c J3G3Z - momento principal de inercia da peca 3 em relacao ao eixo Z
 c tomando como polo o seu baricentro.
 c J4G4 - momento de inercia da peca 4 em relacao ao seu baricentro.
 c kt - rigidez da mola de torcao localizada entre as pecas 1 e 4.
 c grav - aceleracao da gravidade local.
 c Obs: o eixo z e admitido como vertical.
 c eps - variavel de controle para sub-rotinas nao-lineares
 c gb(i) - fator escalar que define o baricentro dentro da peca i.
 c Obs: Neste caso, admite-se a configuracao in-line.
 c r(i,j) - componente j do vetor correspondente a peca i
 c r21(j) - componente j do vetor r2 na posicao inicial.
 c r31(j) - componente j do vetor r3 na posicao inicial.
 c r41(j) - componente j do vetor r4 na posicao inicial.
 c l(j),m(j),n(j),p(j) - componentes de vetores auxiliares.
 c dbeta2 - intervalo de variacao angular de beta2.
 c ibeta4(jpos) - valor de beta4 para a posicao jpos.
 c Fshake - Forca de vibracao.
 c Mshake - Momento de vibracao.
 c X(i) - vetor das variaveis de projeto.
 c i= 1, ref. baricentro da peca 2
 c i= 2, ref. baricentro da peca 3
 c i= 3, ref. baricentro da peca 4
 c i= 4, ref. rigidez da mola entre as pecas 1 e 4.

c npos - no. de posicoes para analise
 c jpos - indice que define a posicao analisada

c nfe = nfe + 1

open(6,file ='c:\tese\textos\exemplo.for', status='old')

```

c *****
c      Definicao do Mecanismo RSSR :
c *****
c      O2, O4, A, B, g2b, g3b, g4b e chute4
c *****
  
```

```

      O2(1) = 0
      O2(2) = -139.82e-3
      O2(3) = 0
c   write(6,*)' O2= ',O2
  
```

```

      O4(1) = -47.5e-3
      O4(2) = 498.6e-3
      O4(3) = 0
c   write(6,*)' O4= ',O4
  
```

```

      OB(1) = 0
      OB(2) = 0.48
      OB(3) = 0
  
```

```

      OE(1) = 0
  
```

$$\text{OE}(2) = 0$$

$$\text{OE}(3) = 0$$

- c $\text{O2}(1) = \text{OE}(1)$
- c $\text{O2}(2) = \text{OE}(2)$
- c $\text{O2}(3) = \text{OE}(3)$

$$\text{OF}(1) = 0$$

$$\text{OF}(2) = 0.4986$$

$$\text{OF}(3) = 0$$

$$\text{A}(1) = 0$$

$$\text{A}(2) = 0$$

$$\text{A}(3) = 0.1$$

- c $\text{write}(6,*)' \text{A}=', \text{A}$

$$\text{B}(1) = 0$$

$$\text{B}(2) = 0.48$$

$$\text{B}(3) = 0.1$$

- c $\text{write}(6,*)' \text{B}=', \text{B}$

$$\text{C}(1) = 0$$

$$\text{C}(2) = -139.82\text{e-}3$$

$$\text{C}(3) = -184.5\text{e-}3$$

- c $\text{write}(6,*)' \text{O2}=', \text{O2}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{O4}=', \text{O4}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{OB}=', \text{OB}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{OE}=', \text{OE}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{OF}=', \text{OF}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{A}=', \text{A}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{B}=', \text{B}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{C}=', \text{C}$

- c Vetor do EIXO DE ROTACAO - peca 2

$$\text{q2}(1) = 0$$

$$\text{q2}(2) = 1$$

$$\text{q2}(3) = 0$$

- c Vetor do EIXO DE ROTACAO - peca 4

$$\text{q4}(1) = 1$$

$$\text{q4}(2) = 0$$

$$\text{q4}(3) = 0$$

- c $\text{write}(6,*)' \text{q2}=', \text{q2}$
- c $\text{write}(6,*)' \text{q4}=', \text{q4}$

- c Escalar Gp2 define o baricentro parcial da peca 2 s/ contra-peso(m)

$$\text{Gp}(2,1) = -0.159$$

- c $\text{Gp}(2,1) = -158\text{e-}3 - 18.57\text{e-}3$
- c $\text{Gp}(2,1) = -0.277 - 18.57\text{e-}3$
- c $\text{Gp}(2,1) = 0.1224$
- c $\text{Gp}(2,1) = -0.01224$

- c $Gp(2,2) = 2.44e-3$
- $Gp(2,2) = 1.7e-3$
- c $Gp(2,2) = 6e-3$
- c $Gp(2,2) = 0.0019$
- c $Gp(2,2) = 0.00057$
- c $Gp(2,2) = -0.0025$
- c $Gp(2,2) = 0.00025$
- c $Gp(2,2) = 0$

- c $Gp(2,3) = -4.76e-5$
- $Gp(2,3) = 0$

- c Escalar G que define o baricentro do contra-peso da peça 2 (m)
- c $Gco(2,1,1)$ refere-se à posição do 1o. contra-peso da peça 2 na direção de q_2
- c $Gco(2,2,1)$ refere-se à posição do 1o. contra-peso da peça 2 na direção de (A-O2)
- c $Gco(2,3,1)$ refere-se à posição do 1o. contra-peso da peça 2 na direção de $q_2^{(A-O2)}$
- c $Gco(2,1,2)$ refere-se à posição do 2o. contra-peso da peça 2 na direção de q_2
- c $Gco(2,2,2)$ refere-se à posição do 2o. contra-peso da peça 2 na direção de (A-O2)
- c $Gco(2,3,2)$ refere-se à posição do 2o. contra-peso da peça 2 na direção de $q_2^{(A-O2)}$

- c Ambas posições são fixas, so varia o diâmetro
- c em relação a OE

- c $Gco(2,1,1) = -18.57e-3 - (23e-3/2) - 5e-3$
- c $Gco(2,2,1) = -50e-3$
- c $Gco(2,3,1) = 0$

- $Gco(2,1,1) = -18.57e-3 - (23e-3/2) - 5e-3$
- c $Gco(2,2,1) = -50e-3$
- $Gco(2,2,1) = -100e-3$
- $Gco(2,3,1) = 0$

- $Gco(2,1,2) = -18.57e-3 + (23e-3/2) + 5e-3$
- c $Gco(2,2,2) = -50e-3$
- $Gco(2,2,2) = -100e-3$
- $Gco(2,3,2) = 0$

- c MASSAS de cada peça (kg)

- c Valor de $mp(2)$ foi obtido usando balança
- $mp(2) = 3.25$
- c $mp(2) = 2.31$
- c $mp(2) = 0.0000000001$
- c $mp(2) = 1.5$
- C $mp(2) = 1.43412/10$

- c Diâmetro dos contra-pesos

$$dco(2,1) = X(1)$$

$$dco(2,2) = X(2)$$

c Massas dos contra-pesos da peça2 (kg)

$$mco(2,1) = 60.4757 * (dco(2,1))^{**2}$$

c mco(2,1) = 0.01828

c mco(2,1) = 0

$$mco(2,2) = 60.4757 * (dco(2,2))^{**2}$$

$$mas(2) = mp(2) + mco(2,1) + mco(2,2)$$

c write(6,*)'mas_2='mas(2)

$$gb(2,1) = (mp(2)*Gp(2,1) + mco(2,1)*Gco(2,1,1) + mco(2,2)*Gco(2,1,2))/mas(2)$$

$$gb(2,2) = (mp(2)*Gp(2,2) + mco(2,1)*Gco(2,2,1) + mco(2,2)*Gco(2,2,2))/mas(2)$$

$$gb(2,3) = (mp(2)*Gp(2,3) + mco(2,1)*Gco(2,3,1) + mco(2,2)*Gco(2,3,2))/mas(2)$$

c write(6,*)' Coordenadas do baricentro da peça 2 (m) : '

c write(6,*)' dir. X ', gb(2,3)

c write(6,*)' dir. Y ', gb(2,1)

c write(6,*)' dir. Z ', gb(2,2)

c write(6,*)

c write(6,*)' massa da peça 2 (kg) = ',mas(2)

c write(6,*)

c G3= ? --- alinhado com A-B

$$Gp(3,1) = 0.24$$

c Escalar Gco que define o baricentro do contra-peso da peça 3 (m)

$$Gco(3,1,1) = X(6)$$

c Valor de mp(3) foi obtido usando balança

c mp(3) = 1e-6

$$mp(3) = 0.08456$$

c mp(3) = 0.000001

c mp(3) = 0.048

c Massa do contra-peso da peça3 (kg)

$$mco(3,1) = 60.4757 * ((X(5))^{**2} - ((9.5e-3))^{**2})$$

$$mas(3) = mp(3) + mco(3,1)$$

c write(6,*)'mas_3='mas(3)

$$gb(3,1) = (mp(3)*Gp(3,1) + mco(3,1)*Gco(3,1,1))/mas(3)$$

$$gb(3,2) = 0$$

$$gb(3,3)=0$$

- c Escalar Gp4 define o baricentro parcial da peca 4 s/ contra-peso(m)
- c em relação a OF

- c $Gp(4,1) = -7.88e-3$
- c $Gp(4,2) = -2.189e-4$
- c $Gp(4,3) = -9.33e-3$

$$Gp(4,1) = -7.8e-3$$

$$Gp(4,2) = -9e-5$$

$$Gp(4,3) = -8.2e-3$$

- c $Gp(4,1) = -7.2e-3$
- c $Gp(4,2) = -0.7e-3$
- c $Gp(4,3) = -9.6e-3$

- c Escalar Gco4 que define o baricentro do contra-peso da peca4 (m)
- c em relação a OF

$$Gco(4,1,1) = (25e-3/2) + 5e-3$$

$$Gco(4,2,1) = 0$$

- c $Gco(4,3,1) = 50e-3$
- $Gco(4,3,1) = 100e-3$

$$Gco(4,1,2) = -(25e-3/2) - 5e-3$$

$$Gco(4,2,2) = 0$$

- c $Gco(4,3,2) = 50e-3$
- $Gco(4,3,2) = 100e-3$

- c Valor de mp(4) foi obtido usando balança

- c $mp(4) = 1e-6$

- c $mp(4) = 0.57922$

$$mp(4) = 0.583$$

- C $mp(4) = 0.57922/10$

- c $mp(4) = 0.000001$

- c Diametro do contra-peso 4

$$dco(4,1)=X(3)$$

$$dco(4,2)=X(4)$$

- c Massa do contra-peso da peca4 (kg)

$$mco(4,1) = 60.4757 * (dco(4,1)**2)$$

$$mco(4,2) = 60.4757 * (dco(4,2)**2)$$

$$mas(4) = mp(4) + mco(4,1) + mco(4,2)$$

- c `write(6,*)'mas_4= ',mas(4)`

$$gb(4,1) = (mp(4)*Gp(4,1) + mco(4,1)*Gco(4,1,1) + mco(4,2)*Gco(4,1,2))/mas(4)$$

$$gb(4,2) = (mp(4)*Gp(4,2) + mco(4,1)*Gco(4,2,1) + mco(4,2)*Gco(4,2,2))/mas(4)$$

$$gb(4,3) = (mp(4)*Gp(4,3) + mco(4,1)*Gco(4,3,1) + mco(4,2)*Gco(4,3,2))/mas(4)$$

c Aceleracao da gravidade (m/s²) na direcao z

$$grav = 9.8$$

c grav = 0

c MOMENTOS DE INERCIA de cada peca (kg.m²)

c em relacao ao EIXO DE ROTACAO passando pelo baricentro

$$Jp(2,1) = 5.159e-3$$

c Jp(2,1) = 0.000001

c J do contra-peso da peca 2

$$Jco(2,1) = 7.559 * (dco(2,1))^{**4}$$

$$Jco(2,2) = 7.559 * (dco(2,2))^{**4}$$

$$Jp(3,1) = 2.7844e-3$$

$$Jp(3,2) = 1.31708e-6$$

c Jp(3,1) = 0.0000001

c Jp(3,2) = 0.0000001

c J do contra-peso da peca 3 em relacao a X

$$Jco(3,1) = mco(3,1) * ((X(5))^{**2} + ((9.5e-3))^{**2}) / 8$$

c J do contra-peso da peca 3 em relacao a Y

$$Jco(3,2) = mco(3,1) * (3 * (X(5))^{**2} + 3 * ((9.5e-3))^{**2} + 4 * ((10e-3))^{**2}) / 48$$

$$Jp(4,1) = 2.093e-3$$

c Jp(4,1) = 1.692e-3

c Jp(4,1) = 0.0000001

c J do contra-peso da peca 4

$$Jco(4,1) = 7.559 * (dco(4,1))^{**4}$$

$$Jco(4,2) = 7.559 * (dco(4,2))^{**4}$$

$$J2G2 = Jp(2,1) + mp(2) * ((gb(2,2) - Gp(2,2))^{**2} + (gb(2,3) - Gp(2,3))^{**2}) +$$

$$Jco(2,1) + mco(2,1) * ((gb(2,2) - Gco(2,2,1))^{**2} + (gb(2,3) - Gco(2,3,1))^{**2}) +$$

$$Jco(2,2) + mco(2,2) * ((gb(2,2) - Gco(2,2,2))^{**2} + (gb(2,3) - Gco(2,3,2))^{**2})$$

$$J3G3X = Jp(3,1) + mp(3) * ((gb(3,1) - Gp(3,1))^{**2}) +$$

$$Jco(3,1) + mco(3,1) * ((gb(3,1) - Gco(3,1,1))^{**2})$$

$$J3G3Y = Jp(3,2) + Jco(3,2)$$

$$J3G3Z = J3G3X$$

$$\begin{aligned}
 J4G4 = & Jp(4,1) + mp(4) * ((gb(4,2)-Gp(4,2))^{**2} + \\
 & 1 \quad (gb(4,3)-Gp(4,3))^{**2}) + \\
 & 2 \quad Jco(4,1) + mco(4,1) * ((gb(4,2)-Gco(4,2,1))^{**2} + \\
 & 3 \quad (gb(4,3)-Gco(4,3,1))^{**2}) \\
 & 4 \quad + Jco(4,2) + mco(4,2) * ((gb(4,2)-Gco(4,2,2))^{**2} + \\
 & 5 \quad (gb(4,3)-Gco(4,3,2))^{**2})
 \end{aligned}$$

```

c write(6,*)'J2G2Y=',J2G2
c write(6,*)'J3G3X=',J3G3X
c write(6,*)'J3G3Y=',J3G3Y
c write(6,*)'J3G3Z=',J3G3Z
c write(6,*)'J4G4X=',J4G4

```

c RIGIDEZ da mola entre as pecas 1 e 4 (N.m/rad)

$$kt = 0$$

c ANGULO phi(rad) de inicio de atuacao da mola em
c relacao a direcao O4-B

$$x5 = 0$$

c VELOCIDADE ANGULAR da peca 2 (rad/s)

```

c omega(2) = 146.6
c omega(2) = 58.64
c omega(2) = 6.283

```

$$\omega(2) = 12 \cdot 2 \cdot 3.1416$$

```

c omega(2) = 4 \cdot 2 \cdot 3.1416
c omega(2) = 5 \cdot 2 \cdot 3.1416

```

```
c write(6,*)' omega2=',omega(2)
```

c ACELERACAO ANGULAR da peca 2 (rad/s²)

$$\omega_{gp}(2) = 0$$

```
c write(6,*)' omega2p=',omegap(2)
```

```
c *****
```

c Analise do mecanismo para npos posicoes

```
c *****
```

```

r21(1)= A(1) - O2(1)
r21(2)= A(2) - O2(2)
r21(3)= A(3) - O2(3)
r41(1)= B(1) - O4(1)
r41(2)= B(2) - O4(2)
r41(3)= B(3) - O4(3)
r31(1)= B(1) - A(1)
r31(2)= B(2) - A(2)
r31(3)= B(3) - A(3)

```

```

rOB1(1)= OB(1) - OF(1)
rOB1(2)= OB(2) - OF(2)

```

$$rOB1(3) = OB(3) - OF(3)$$

$$m(1) = q2(2) * r21(3) - q2(3) * r21(2)$$

$$m(2) = q2(3) * r21(1) - q2(1) * r21(3)$$

$$m(3) = q2(1) * r21(2) - q2(2) * r21(1)$$

$$n(1) = q2(2) * m(3) - q2(3) * m(2)$$

$$n(2) = q2(3) * m(1) - q2(1) * m(3)$$

$$n(3) = q2(1) * m(2) - q2(2) * m(1)$$

$$p(1) = q4(2) * r41(3) - q4(3) * r41(2)$$

$$p(2) = q4(3) * r41(1) - q4(1) * r41(3)$$

$$p(3) = q4(1) * r41(2) - q4(2) * r41(1)$$

$$l(1) = q4(2) * p(3) - q4(3) * p(2)$$

$$l(2) = q4(3) * p(1) - q4(1) * p(3)$$

$$l(3) = q4(1) * p(2) - q4(2) * p(1)$$

c NUMERO DE POSICOES= ? (max. 15)

c npos = 401

 npos = 12

c INCREMENTO do angulo da manivela '

c dbeta2= 0.016126*180/3.141592654

dbeta2= 30

beta(2)= 1e-10

beta(4)= 1e-10

ibeta4(1)= beta(4)

Fshake= 0

Mshake= 0

torque= 0

c *****

c Inicio do loop

c *****

do 100 jpos= 1,npos

beta(2)= 1e-10 + (jpos-1)*dbeta2

c beta(2)= 0.1 + (jpos-1)*dbeta2

ibeta4(jpos+1)=ibeta4(jpos)

chute4= ibeta4(jpos+1)

beta(2)=3.141592654*beta(2)/180

chute4=3.141592654*chute4/180

c *****


```

c Chamada da sub-rotina POS
c *****
call POS(O2,O4,OB,A,B,gb,beta,chute4,l,m,n,p,r2l,r3l,r4l,rOB1,
1 G,r,q2,q4,OE,OF)

c write(6,*)
c write(6,*)'npos='jpos
c write(6,*)'A=',A
c write(6,*)'B=',B
c write(6,*)'G2=',G(2,1),G(2,2),G(2,3)
c write(6,*)'G3=',G(3,1),G(3,2),G(3,3)
c write(6,*)'G4=',G(4,1),G(4,2),G(4,3)

c write(*,*)'OB= ',OB
c ***** ALTERAR TEXTO DA TESE *****

I3(1)= r(3,2)/sqrt(r(3,1)**2+r(3,2)**2)
I3(2)= -r(3,1)/sqrt(r(3,1)**2+r(3,2)**2)
I3(3)= 0

J3(1)= r(3,1)/sqrt(r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)
J3(2)= r(3,2)/sqrt(r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)
J3(3)= r(3,3)/sqrt(r(3,1)**2+r(3,2)**2+r(3,3)**2)

K3(1)= I3(2)*J3(3)-I3(3)*J3(2)
K3(2)= I3(3)*J3(1)-I3(1)*J3(3)
K3(3)= I3(1)*J3(2)-I3(2)*J3(1)

c Converter para graus beta2 e beta4
beta(2)=360*beta(2)/(2*3.141592654)
beta(4)=360*beta(4)/(2*3.141592654)

ibeta4(jpos+1)=beta(4)

c *****
c Chamada da sub-rotina VEL
c *****

call VEL(q2,q4,r,G,O2,O4,A,VA,VB,VG,omega,omeg3)

c Calculo do vetor omega3 na direcao X,Y,Z (maiúsculos)
omg3X= omeg3(1)*I3(1)+omeg3(2)*I3(2)+omeg3(3)*I3(3)
omg3Y= omeg3(1)*J3(1)+omeg3(2)*J3(2)+omeg3(3)*J3(3)
omg3Z= omeg3(1)*K3(1)+omeg3(2)*K3(2)+omeg3(3)*K3(3)

c *****
c Angulos: (1) alfa em A,(2) de pressao em B
c (3) alfa em B de B-A c/ q4
c *****

c alfa(jpos,1)= acos( ( (B(1)-A(1))*q2(1) +

```

```

c 1      (B(2)-A(2))*q2(2) +
c 2      (B(3)-A(3))*q2(3) )
c 3      /(sqrt(r31(1)**2+r31(2)**2+r31(3)**2)) )

c  alfa(jpos,2)= acos( ( VB(1)*(B(1)-A(1)) +
c 1      VB(2)*(B(2)-A(2)) +
c 2      VB(3)*(B(3)-A(3)) )
c 3      /(sqrt(VB(1)**2+VB(2)**2+VB(3)**2)*
c 4      sqrt(r31(1)**2+r31(2)**2+r31(3)**2)) )

c  alfa(jpos,3)= acos( ( (B(1)-A(1))*q4(1) +
c 1      (B(2)-A(2))*q4(2) +
c 2      (B(3)-A(3))*q4(3) )
c 3      /(sqrt(r31(1)**2+r31(2)**2+r31(3)**2)) )

c  alfa(jpos,1)=360*alfa(jpos,1)/(2*3.141592)

c  alfa(jpos,2)=360*alfa(jpos,2)/(2*3.141592)

c  alfa(jpos,3)=360*alfa(jpos,3)/(2*3.141592)

c *****
c      Chamada da sub-rotina ACEL
c *****

      call ACEL(q2,q4,r,G,O2,O4,A, VA,VB,VG,omega,omegp,
1      omeg3,omep3, AA,AB,AG)

      omp3X= omep3(1)*I3(1)+omep3(2)*I3(2)+omep3(3)*I3(3)
      omp3Y= omep3(1)*J3(1)+omep3(2)*J3(2)+omep3(3)*J3(3)
      omp3Z= omep3(1)*K3(1)+omep3(2)*K3(2)+omep3(3)*K3(3)

c *****
c      Chamada da sub-rotina FORCA
c *****

      beta(4)=(2*3.141592)*beta(4)/360

      call FORCA(q2,q4,O2,O4,A,B,G,beta,I3,K3,AG,omegp,
1      omg3X,omg3Y,omg3Z,omp3X,omp3Z,
2      grav,mas,J2G2,J4G4,J3G3X,J3G3Y,J3G3Z,force,mforce,kt,x5)

c  write(6,*) beta(2),kraft(1),kraft(2),kraft(3),kraft(4),kraft(5),
c 1      kraft(6)
c  force(7)= -force(7)
c  force(8)= -force(8)
c  force(9)= -force(9)

c  kraft(2)=force(2)-force(14)
c  kraft(3)=force(3)-force(15)

c  kraft(4)=mforce(1)-mforce(4)+(O2(2)-C(2))*force(3)
c 1      - (O2(3)-C(3))*force(2) - (O4(2)-C(2))*force(12)
c 2      + (O4(3)-C(3))*force(11)

```

```

c   kraft(5)=mforce(2)-mforce(5)+(O2(3)-C(3))*force(1)
c   1   - (O2(1)-C(1))*force(3) - (O4(3)-C(3))*force(10)
c   2   + (O4(1)-C(1))*force(12)

```

```

c   kraft(6)=mforce(3)-mforce(6)+(O2(1)-C(1))*force(2)
c   1   - (O2(2)-C(2))*force(1) - (O4(1)-C(1))*force(11)
c   2   + (O4(2)-C(2))*force(10)

```

```

tempo= (beta(2)*3.141592654/180)/omega(2)

```

```

kraft(1)= force(1)-force(13)
kraft(2)= force(2)-force(14)
kraft(3)= force(3)-force(15)

```

```

kraft(4)= (O2(2)-C(2))*force(3)-(O2(3)-C(3))*force(2)+
1         (O4(3)-C(3))*force(14)-(O4(2)-C(2))*force(15)+
2         force(4)-force(16)

```

```

c *****
c   O Momento M12_Y foi desconsiderado porque o motor
c   nao esta mais preso a base
c *****

```

```

kraft(5)= (O2(3)-C(3))*force(1)-(O2(1)-C(1))*force(3)+
1         (O4(1)-C(1))*force(15)-(O4(3)-C(3))*force(13)
2         -force(17)

```

```

kraft(6)= (O2(1)-C(1))*force(2)-(O2(2)-C(2))*force(1)+
1         (O4(2)-C(2))*force(13)-(O4(1)-C(1))*force(14)+
2         force(6)-force(18)

```

```

Festrut= sqrt(kraft(1)**2+kraft(2)**2+kraft(3)**2)

```

```

c   kraft(5)=0.5*kraft(5)

```

```

Mestrut= sqrt(kraft(4)**2+kraft(5)**2+kraft(6)**2)

```

```

Fshake = Fshake + Festrut

```

```

Mshake = Mshake + Mestrut

```

```

c   write(6,123) beta(2),kraft(1),kraft(2),kraft(3)

```

```

c   write(6,123) beta(2),kraft(1),kraft(2),kraft(3),kraft(4)

```

```

c   write(6,123) beta(2), G(2,1),G(2,2),G(2,3)

```

```

c   write(6,123) tempo,force(10),force(11),force(12),force(13),
c   1         force(14),force(15)

```

```

c   write(6,123) tempo,force(16),force(17),force(18)

```

```

c   write(6,123) tempo,kraft(4),kraft(5),kraft(6)

```

```

c  write(6,123) beta(2),force(7),force(8),force(9)
c  write(6,123) tempo,omega(4),omegp(4)

c  write(6,123) tempo,Festrut,Mestrut,kraft(1),kraft(2),kraft(3),
c  1      kraft(4),kraft(5),kraft(6)

c  force(5)=-force(5)

c  write(6,123) tempo,force(1),force(2),force(3),force(4),force(5),
c  1      force(6)

c  write(6,123) tempo,kraft(1),kraft(2),kraft(3),
c  1      kraft(4),kraft(5),kraft(6)

c  force(1)=-force(1)
c  force(2)=-force(2)
c  force(3)=-force(3)
c  write(6,*)
c  write(6,*)' tempo=',tempo
c  write(6,*)
c  write(6,*)' Posição de A e B'
c  write(6,*)' A=',A
c  write(6,*)' B=',B
c  write(6,*)' Velocidade de A e B'
c  write(6,*)' VA=',VA
c  write(6,*)' VB=',VB
c  write(6,*)' Aceleração de A e B'
c  write(6,*)' AA=',AA
c  write(6,*)' AB=',AB

c  write(6,123) tempo,force(1),force(2),force(4)

c 123 format(F10.6,F10.3,F10.3,F10.3)

c  saída em mV c/ amplif.
c  vtransd(6)=vtransd(6)*(0.67/9.8)*10

c  saída em mV s/ amplif.
c  vtransd(6)=vtransd(6)*(0.67/9.8)
c  Vtransd(6)=force(1)*0.07 +force(2)*0.0083 +force(3)*0.019 +
c  1      force(4)*0.26 +force(6)*1.35
c  saída em N
c  write(6,123) tempo,force(6),Fexp(6)

c  write(6,123) tempo,force(1),force(2),force(3),force(4),force(5),
c  1      force(6)
c  write(6,123) tempo,force(7),force(8),force(9),force(10),
c  1      force(11),force(12)
c  beta(4)=360*beta(4)/(2*3.141592654)

c  write(6,123) tempo,omg3X,omg3Y,omg3Z,omp3X,omp3Y,omp3Z
c  beta(4)=(2*3.141592654)*beta(4)/360

c 123 format(F10.6,E20.6,E20.6)

```

```
c 123 format(F10.6,E20.6,E20.6)
```

```
100 continue
```

```
F= ( Fshake + Mshake )/100
```

```
write(*,*) 'F =',F  
c write(6,*)  
c write(6,*) ' Gb2= ',Gb(2,1),Gb(2,2),Gb(2,3)  
c write(6,*) ' Gb3= ',Gb(3,1)  
c write(6,*) ' Gb4= ',Gb(4,1),Gb(4,2),Gb(4,3)  
c write(6,*)  
c write(6,*) ' massa2=',mas(2)  
c write(6,*) ' massa3=',mas(3)  
c write(6,*) ' massa4=',mas(4)  
c write(6,*)  
c write(6,*) ' J2G2q2=',J2G2  
c write(6,*) ' J3G3X=',J3G3X  
c write(6,*) ' J3G3Y=',J3G3Y  
c write(6,*) ' J3G3Z=',J3G3Z  
c write(6,*) ' J4G4q4=',J4G4  
c write(6,*)
```

```
return  
end
```

APÊNDICE II

SUB-SISTEMA MECÂNICO

		23	
1	Volante de inercia	22	Polia de aluminio
1	Bucha do eixo movido	21	Latao
1	Espacador do eixo movido	20	Aco 1.020
1	Base da coluna	19	Aco 1.020
4	Parafuso	18	M12 X 1,5 X 60
1	Coluna	17	Aco 1.020
1	Eixo movido	16	Aco 1.020
1	Alavanca	15	Aluminio
1	Acoplador	14	Aluminio
2	Junta esferica	13	TE MND 180 , TERMICOM
1	Manivela	12	Aluminio
2	Parafuso	11	M8 X 1,25 X 14
2	Parafuso	10	M10 X 1,5 X 45
1	Espacador do eixo-motor	9	Aco 1.020
1	Bucha do eixo-motor	8	Latao
1	Eixo-motor	7	Aco 1.020
1	Apoio da BASE	6	Madeira
1	Dinamometro	5	
1	Acoplamento elastico	4	VULCAN
1	Base do motor	3	Aco 1.020
1	Motor eletrico	2	1 CV, 3450 rpm, WEG
1	BASE	1	Aco 1.020
Quant.	Denominacoes e observacoes	Peca	Material e dimensoes
Desenhado		Visto	
Copiado		Aprovado	
Escala	SUB-SISTEMA MECÂNICO		No. 1

EPUSP-DEM

2	Acoplamento elastico	4	Aco 1020
Quant.	Dimensões e observações	Peso	Materiais e dimensões

CORTE A-A

Tolerancias Gerais: $\pm 0,1$

1	Bucha do eixo-motor	8	Bronze Fosforoso ou Latao
Quant.	Denominações e observações	Peca	Material e dimensões
Desenhado	5/5/96 Tarcisio	Visto	
Copiado		Aprovado	
Escola	SUB-SISTEMA MECANICO		No.

EPUSP-DEM

Tolerancias Gerais: $\pm 0,1$

1	Espacador do eixo-motor	9	Aço 1020
Quant.	Denominações e observações	Peca	Material e dimensões
Desenhado	6/5/96 Tarcisio	Visto	EPUSP-DEM
Copiado		Aprovado	
Escola	SUB-SISTEMA MECANICO		No.

1	Manivela	12	Aluminio - 1"
Quant.	Determinações e observações	Peso	Materiais e dimensões
Desenhado	2/01/95	Torçido	Visto
Calado		Aprovado	
Revisão			
1:1 SUB-SISTEMA MECANICO			Nº 1

EPUSP-DEM

1	Alavanca	15	Barras de seção quadrada Aluminio - 1"
Quant.	Denominação e observações	Peso	Materiais e dimensões
Desenhado	03/01/92 Torcido	Mão	
Calado		Aprovado	
Escala	1:1	Projeto	
	SUB-SISTEMA MECANICO		Nº. 1

EPUSP-DEM

Eixo movido		16	Ø	
Quant.	Dimensões e observações		Poss.	Materiais e dimensões
Desenhado	23/01/93	Tecnicista	Visto	EPUSP-DEM
Calado			Aprovado	
Escala	SUB-SISTEMA MECANICO			No. 1

4 X Ø12

CORTE A-A

1	BASE DA COLUMNA	19	Aço 1.020
Quant.	Dimensões e observações	Peso	Materiais e dimensões
Desenhado	04/01/83	Tarçário	Melo
Calado		Aprovado	
Escala	1:1	reprod.	
SUB-SISTEMA MECANICO			Nº. 1

EPUSP-DEM

1	Espacador do eixo movido			20	Aço 1.020
Quant.	Descrições e observações			Para	Material e dimensões
Desenhado	10/01/95	Tercio	Vito		EPUSP-DEM
Capado			Aprovado		
Escala	1:1				No.
	SUB-SISTEMA MECANICO

1 Bucha do eixo movido

21 Latão ou bronze fosfor.

Quant. Dimensões e observações

Para Material e dimensões

Desenhado	10/01/95	Revisão	Nota	EPUSP-DEM
Calado		Aprovado		
1:1	SUB-SISTEMA MECANICO			Nº 1

1	Contra-peso 2.1		Aço 1.020
Quant.	Designação e observações	Peso	Materiais e dimensões
Desenhado		Verbo	
Copiado		Aprovado	
Elaborado	SUB-SISTEMA MECANICO		Nº.

EPUSP-DEM

1	Contra-peso 2.2		Aço 1.020
Quant.	Desenhos e observações	Peso	Material e dimensões
Desenhado		Visto	EPUSP-DEM
Capado		Aprovado	
Execu	SUB-SISTEMA MECANICO		Nº

1	Peca fixa do par cinem. O ₂	7	Aco 1.020
1	Plataforma	6	Aluminio
12	Parafuso de sextavado interno c/ a cabeca	5	M8 X 1,25 X 30
6	Anel	4	Aluminio
24	Porca Sextavada	3	Aco - M8 X 1,25
12	Par esferico	2	Termicom - TE 08 ET
1	Base do dinamometro	1	Aluminio
Quant	Denominacoes e observacoes	Peca	Material e dimensoes
	Data	Nome	EPUSP
Des.	13/04/97	Tarcisio	
Cop.			
Visto			
Escala	DINAMÔMETRO		No. 1

Tolerancias Gerais: $\pm 0,1$

1	Base			1	Aluminio	
Quant.	Denominacoes e observacoes			Peca	Material e dimensoes	
Desenhado	6/5/96	Tarcisio	Visto		EPUSP—DEM	
Copiado			Aprovado			
Escala	DINAMOMETRO					No.

Tolerancias Gerais: $\pm 0,03$

6	Anel	4	Aluminio	
Quant.	Denominacoes e observacoes		Peca	Material e dimensoes
Desenhado			Visto	EPUSP-DEM
Copiado			Aprovado	
Escala	DINAMOMETRO			No.

Tolerancias Gerais: $\pm 0,1$

1	Plataforma			6	Aluminio	
Quant.	Denominacoes e observacoes			Peca	Material e dimensoes	
Desenhado				Visto		EPUSP-DEM
Copiado				Aprovado		
Escala		DINAMOMETRO				No.

Tolerancias Gerais: $\pm 0,1$

1	Peca fixa do par O ₂	7	Aco 1020
Quant.	Denominacoes e observacoes	Peca	Material e dimensoes
Desenhado		Visto	
Copiado		Aprovado	
Escala	DINAMOMETRO		No.

EPUSP-DEM

5

	5	vide desenho
	4	vide desenho
	3	vide desenho
	2	vide desenho
	1	vide desenho
	Peca	Material e dimensoes

		EPUSP-DEM

CAO DO MOTOR	No. 3
--------------	-------

TERMICOM®

TERMINAIS ROTULARES
TERMINAIS ESFÉRICOS
RÓTULAS

TERMINAIS ESFÉRICOS 180°

DIMENSÕES														PESO	DESIGNAÇÃO
d	D	D ₁	D ₂	D ₃	R	L ₁	L ₂	L ₃	A	A ₁	A ₂	N	α°	grs.	
08	12,8	8	5	8	M 5x0,8	6,5	10,2	9	22	10,2	7	7	25°	14	TE 08 MND 180
10	14,8	10	6	10	M 6x1,0	8,5	12,5	11	25	11,5	9	8	25°	25	TE 10 MND 180
13	19,3	13	8	13	M 8x1,25	11,5	16,5	13	30	14,0	11	11	25°	53	TE 13 MND 180
16	24,0	16	10	16	M 10x1,5	13,0	20,0	16	35	15,5	14	14	25°	100	TE 16 MND 180
19	30,0	22	14	19	M 14x1,5	17,5	28,0	20	45	21,5	17	17	25°	218	TE 19 MFD 180

EXEMPLO DE PEDIDO: P/ ROSCA DIREITA - TE 08 MND 090 - P/ ROSCA ESQUERDA TE 08 MNE 090
P/ ROSCA DIREITA - TE 08 MND 180 - P/ ROSCA ESQUERDA TE 08 MNE 180

APÊNDICE III

SUB-SISTEMA DE ACIONAMENTO

MANUAL DO CONVERSOR DE FREQUÊNCIA**SÉRIE CFW-04****SOFTWARE: V 1.XX****REVISÃO: 04/95****0899.1357****ATENÇÃO:**

**É MUITO IMPORTANTE CONFERIR SE A VERSÃO DE SOFTWARE
DO CONVERSOR É IGUAL A INDICADA ACIMA.**

**WEG AUTOMAÇÃO LTDA
RUA JOINVILLE, 3000
CEP 89256-900 CX. P. 420
JARAGUÁ DO SUL - SC
FONE: (0473)72-4000
FAX:(0473)72-4020**

ANEXO I: ESPECIFICAÇÃO PADRÃO PARA MODELOS COM ALIMENTAÇÃO 220 VCA.

DADOS		MODELO	0,9/220	1,5/220	2,5/220	3,5/220	6,5/220
SAÍDA	Capacidade nominal (KVA)		0,9	1,5	2,5	3,5	6,5
	Corrente nominal de saída (A) *		2,4	3,8	6,5	9,0	17
	Corrente máxima (A) de saída (60seg)		3,6	5,7	9,7	13,5	22,5
	Motor trif. máximo de 4 Polos	KW	0,37	0,75	1,5	2,2	4,4
		CV	0,5	1,0	2,0	3,0	6
ALIMENTAÇÃO	Tipo		Monofásica				Trifásica
	Tensão		220 VCA +10% , -15%				
	Frequência		50/60Hz ±2Hz				
	Corrente nominal de entrada (A)		5	7	13	20	23
POTÊNCIA TOTAL DISSIPADA PELO CONVERSOR C/ CARGA NOMINAL. (W)			60	70	100	120	221
GRAU DE PROTEÇÃO			IP-20				
DIMENSÕES (mm)	Altura		194	194	218	228	414
	Largura		162	162	162	192	192
	Profundidade		150	150	150	160	160
PESO TOTAL (em kilogramas)			3,6	3,9	4,3	5,8	11
COR	Acabamento		CINZA RAL 7032, RAL 7022				

(*) Corrente para frequência de chaveamento = 7,2KHz (P46-1)
Para frequência de chaveamento = 14,4KHz (P46-0);

MODELO	CORRENTE NOMINAL [A]
2,5KVA	5,2
3,5KVA	7,2
6,5KVA	13,6

APÊNDICE IV

SUB-SISTEMA DE MEDIÇÃO

STRAIN GAGES

TYPE	KFG-5-350-C1-23		
TEMPERATURE COMPENSATION FOR	ALUMINUM		
GAGE LENGTH	5	mm	
GAGE RESISTANCE (24°C, 50%RH)	349.4 ± 0.6	Ω	
LOT No.	Y711	BATCH	020A
GAGE FACTOR (24°C, 50%RH)	2.18	± 1.0	%
ADOPTABLE THERMAL EXPANSION	23.4	PPM/°C	
TRANSVERSE SENSITIVITY (24°C, 50%RH)	0.35	%	
TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR	-	%/°C	QUANTITY
APPLICABLE GAGE CEMENT	CC-33A, PC-6		10

TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR
[0.8 ± 0.5%/100deg]

THERMAL OUTPUT (ε_{app} : Apparent Strain)

$$\varepsilon_{app} = -0.33 \times 10^{-2} + 0.24 \times 10^{-1} \times T - 0.40 \times 10^{-1} \times T^2 + 0.73 \times 10^{-4} \times T^3 + 0.67 \times 10^{-6} \times T^4 \quad [\mu m/m]$$

tolerance : ± 0.85 [(μm/m) / °C]

株式会社 共和電業

〒182 東京都調布市調布ヶ丘3-5-1

TEL: 0424-88-1111 (大代) FAX: 0424-81-3258

KYOWA

KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD.

3-5-1, Chofugaoka, Chofu, Tokyo, 182, Japan

Phone: 0424-88-1111 Fax: 0424-81-3258

袋の開封は図のようにおこなってください。

Open the package as illustrated.

共和ゲージのお取扱いは裏面をご覧ください。

See the back of package for installation of Kyowa gages.

SERVICE MANUAL
TRANS A E.C. Tour 34.

TRANSDUCER AMPLIFIER/INDICATOR

311-A

HEWLETT *hp* PACKARD

PERTENCE A ESC. POLITÉCNICA Y G. RICARDO

PERFORMANCE DATA

Input:	From an external transducer (not supplied).
Transducer:	Must have a resistance of not less than 100 ohms at the excitation terminals and not more than 5,000 ohms at the input terminals, with less than 65° phase shift between excitation and output voltage. These requirements are met by most strain gage circuits and resistance bridge transducers.
Carrier Frequency:	2400 cycles, $\pm 2\%$ internally supplied.
Carrier Excitation:	Approximately 5 volts.
Sensitivity:	Depends on external transducer. Nominal sensitivity of a 100 ohm four arm bridge is 100 microvolts of signal for 10 divisions of meter deflection, or 1 volt at the output. Using the ATTENUATOR switch, sensitivity reductions by factor of 2, 5, 10, 20, 50, 100, and 200 are possible.
Frequency Response:	Meter: 0 to 2-3 cycles. Output: 0 to 200 cycles within 3 db at 6 volt peak-to-peak amplitude.
Calibration:	40 microvolts per volt excitation, $\pm 1\%$.
Linearity:	Error not to exceed 25 millivolts at the front output or $\pm 1\%$ on the meter.
Noise:	Meter: Imperceptible to the eye. Output: 50 millivolts maximum (peak-to-peak) with no input signal. Additional ripple present with input signal is less than 1% of instantaneous d-c output, peak-to-peak.
Zero Suppression:	Two ranges of positive and negative voltage, each range equivalent to approximately 5 turns of the R BAL control.
Position:	Any point on the meter scale.
Drift:	30 millivolts/10°C ambient temperature change to 50°C; 10 millivolts maximum for line voltage change from 103 to 127 volts.
Gain Stability:	Better than 1% to 50°C; better than 1% for line voltage change from 103 to 127 volts.
Output:	Single-ended emitter follower circuit at ground potential available at front panel OUTPUT jack. Full-scale output at the meter is ± 25 divisions; full-scale output at the OUTPUT jack is ± 3 volts across a load of 1,000 ohms or higher.
Dimensions:	8 1/8 inches high, 9 1/4 inches wide, 6 inches deep.
Weight:	Approximately 8 pounds.
Power:	115/230 volts, 50/60 cps, 8 watts.

CONTROL DATA

ATTENUATOR:	Ten position rotary switch. Attenuation factor of 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100, and 200 are available. A MECH ZERO position is provided for centering a transducer or differential transformer core. CAL button inserts a calibration signal into the amplifier in series with the transducer.
SENSITIVITY:	Control which sets the gain of the instrument, so that a known amount of load on the transducer will represent a convenient meter deflection.
POSITION:	Control which sets the meter pointer to whatever position is selected as representing zero load on the transducer.
R BAL:	Control which corrects for resistive unbalance in the transducer or strain gage circuit.
C BAL:	Control which corrects for reactive unbalance in the transducer or strain gage circuit.
USE-BAL/ZERO SUPPRESSION:	Coaxial control: center switch sets the instrument for operation or balancing (USE-BAL), outer switch inserts zero suppression voltage of positive or negative polarity (ZERO SUPPRESSION).
POWER (ON-OFF):	Two-position toggle switch for turning the instrument on and off.
115/230 SLIDE SWITCH	Two position slide switch for selecting power voltage level.
INDICATOR:	No identification; lights when the instrument is turned on.
FUSE:	Slow blow power fuse: 1A at 115V; 0.5A at 230V.
INPUT:	Five terminal connector for attaching the transducer.
OUTPUT:	Miniature phone jack for connecting an external indicating device.
FULL-BRIDGE-HALF:	Two-position slide switch (with lock) for operation with either full or half bridge transducers.

1623

Instruction Manual

Tracking Filter Type 1623

A small battery-operated tracking filter which can be synchronised with the fundamental frequency or any harmonic between 1/99 and 99/1 of a periodic tuning signal. Combined with a vibration meter, sound level meter, or measuring amplifier, the 1623 allows signal analysis with respect to a variable frequency reference signal, for example vibration level as a function of shaft speed. Frequency range covered is 2 Hz to 20 kHz with filter bandwidths of 6%, 12%, and 23%. Tuned frequency synchronisation signals are provided for the Portable Level Recorder Type 2317 and for X-Y recorders. Manual tuning of the filter is provided by means of a front panel tuning knob coupled to a built-in oscillator.

Specifications 1623

FILTER FREQUENCY RANGE:

2 Hz to 20 kHz continuously tunable from tachometer input

MANUAL TUNING:

2 Hz to 200 Hz
200 Hz to 20 kHz

FILTER BANDWIDTH:

Switchable effective noise bandwidths of 6%, 12% and 23% (~ 1/3 octave) constant percentage bandwidth plus linear position (3 dB bandwidths of 5,4%, 10,8% and 21,7%)

FILTER TYPE:

Two-pole Butterworth band-pass filter
Filter flank slope: 12 dB/octave. (See Fig. 1)
Octave selectivity (± 1 dB):
6% B/W 57,5 dB
12% B/W 45,5 dB
23% B/W 34,1 dB

DYNAMIC RANGE:

> 60 dB under 1 V RMS plus crest factor 4

DIGITAL DISPLAY:

Gas display shows filter centre frequency
Overall accuracy: $\pm 1,5\%$

FILTER INPUT:

BNC socket
Max. level: 4 V peak
Input impedance: 1 M Ω
Max. DC offset: 42 V DC

FILTER OUTPUT:

BNC socket
Output impedance: < 1 Ω
Load impedance: $\geq 500 \Omega$
DC offset at output: < 2 mV

FILTER GAIN:

0 dB with following accuracy

Bandwidth	2 Hz – 2 kHz	2 kHz – 20 kHz
6%	± 1 dB	± 2 dB
12%	$\pm 0,5$ dB	± 1 dB
23%	$\pm 0,25$ dB	$\pm 0,5$ dB

T00798GB0

additionally + 0 dB – 1 dB accuracy for filter sweep in accordance with Fig. 5

NOISE:

< 1 mV RMS

DISTORTION:

< 0,1%

TUNING SIGNAL ("TACHOMETER") INPUT:

BNC socket (with double shield)
20 mV to 120 V peak-to-peak
Max. signal: Including DC offset 42 V RMS
Maximum noise: 20 mV peak-to-peak
Input impedance: 10 M Ω
Frequency range: 2 Hz to 20 kHz
Power supply for pickup on inner shield of socket + 7,5 V (direct internal connection to battery)

TRIGGER LEVEL:

Adjustable + 1 V to – 1 V
Hysteresis: 20 mV

SWEEP RATE:

See Fig. 5

FREQUENCY MULTIPLIER:

1/99 to 99/1 of tuning signal frequency

OUTPUT OF TUNED FREQUENCY FOR RECORDER SYNCHRONIZATION:

Rear panel connection through 8-pin DIN socket

- Log f $\rightarrow$ pulse for B & K Level Recorder Types 2317 and 2309
Max. sweep rate: 2 s/decade
Frequency accuracy of pulse output: $\pm 2\%$
- Log f $\rightarrow$ DC for X-Y recorder e.g. Type 2308
Range 2 Hz to 20 kHz covers 0 to 7 V
Output impedance: 2,2 k Ω
Max. sweep rate: 2 s/decade
Frequency accuracy of DC output: $\pm 2\%$

ENVIRONMENTAL CONDITIONS:

The instrument performs within specifications under the following conditions:

Operating temperature: – 10°C to + 50°C

Storage temperature: – 25°C to + 70°C (without batteries)

Humidity: 0 to 95% relative humidity at 30°C, non condensing

Electromagnetic: Field strengths up to 100 A/m

ELECTROMAGNETIC COMPATIBILITY:

Complies with Class B computing device of American FCC rules

INTERNAL POWER SUPPLY:

6 x NiCd rechargeable cells
Operating capacity: 8 hours continuous

EXTERNAL POWER SUPPLY:

Rear panel connection through 7-pin DIN socket
Requires + 6 V to + 15 V DC, 3,5 W

BATTERY CHARGER:

B & K Type ZG 0113
Input: 100 to 130 V AC or 200 to 240 V AC
Output: 12 V 400 mA. Short circuit protected
Time for complete recharge: approx. 14 hours

DIMENSIONS: (excl. feet and knobs etc.)

Height: 133 mm (5,2 in)
Width: 210 mm (8,3 in)
Depth: 200 mm (7,9 in)
(B & K module cabinet KK 0025, 5/12 of 19" rack module)

WEIGHT:

Including batteries, 3,2 kg (7 lb)

ACCESSORIES INCLUDED:

3 BNC plugs.....JP 0035
1 7-pin DIN plug.....JP 0703
1 8-pin DIN plug.....JP 0802
6 NiCd cells.....QB 0008
Battery charger.....ZG 0113
Spare fuses.....VF 0032

ACCESSORIES AVAILABLE:

Photoelectric Tachometer Probe.....MM 0012
Photoelectric Tachometer Probe.....MM 0024
Reflective Tape for MM 0024.....QA 0137 (1 roll)
Reflective Tape for MM 0012 (1 roll).....QA 0110
Coaxial cable for MM 0012 and MM 0024 (3 m).....AO 0158
Sweep Unit.....Type 5555

100Ms/sec Oscilloscope (DSO) 400

Menu/Traces 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9

Plot Rel Ret Z-T Arm S/Shot Run All CH1 Trace Hold CH2 AUTO SETUP

HORIZONTAL

TIME/DIV Mag Position

Sec ns

VERTICAL

POSITION V/DIV Var

CH1 CH2

POST STORAGE/DATUM

CURSOR

CH1 (X)

CH2 (Y)

EXT TRIG

1Mn 28pI 100kn 3350pk

3

Appendix 2: Specification

DISPLAY

CRT: 5 inch diagonal screen

Raster scan, vertically scanned

Graticule: Electronically generated 8×10 divisions with 0.2 sub divisions

Intensity: Separate controls for Traces, Graticule and Alphanumerics

VERTICAL SYSTEM

Two identical channels, CH1 and CH2. Inputs via BNC connectors

Sensitivity: 2mV/div to 5V/div in 1-2-5 sequence

Accuracy: $\pm 2.5\%$ of reading ± 1 digitising level (1/30 of a division)

Variable Sensitivity: $>2.5:1$ range allowing continuous adjustment of sensitivity between ranges

Input Impedance: $1M\Omega/28pF$

Input Coupling: DC-GND-AC

Bandwidth:

400 and 420: DC: 0 – 20MHz ($-3dB$)
AC: 4Hz – 20MHz ($-3dB$)

450: DC: 0 – 50MHz ($-3dB$)
AC: 4Hz – 50MHz ($-3dB$)

Input protection: 400V DC or peak AC at 10kHz or less

Expansion: Post storage $\times 0.062$ to $\times 4.00$

HORIZONTAL SYSTEM (Timebase)

Sweep rate:

400 and 420: 27 ranges in 1–2–5 sequence

450: 28 ranges in 1–2–5 sequence

Transient capture: 500ns/div to 50s/div.

Repetitive sampling:

400 and 420: 200 and 100ns/div

450: 200, 100 and 50ns/div

Sample rate accuracy: $\pm 0.01\%$ of sample time

Expansion: $\times 10$ with linear dot interpolation

TRIGGER DELAY

Trigger delay range: 20ns to 5000s

Trigger delay accuracy: $\pm 0.01\%$, $\pm 1ns$

Pre-trigger: 0 to 100% of sweep in 0.4% steps

Resolution: 2% of time/div, 20ns min

TRIGGER SYSTEM

Variable level control with Auto/Normal facility, resolution of less than 0.1 div.

Auto/Normal Mode: In Auto the timebase free runs when insufficient signal (20Hz - 20MHz) is present or when the selected level is outside the range of the input signal.

Source: CH1, CH2, External or Line

Coupling: DC, AC, high frequency reject filter

Slope: +ve or -ve

Sensitivity 400 and 420:

Internal DC Coupled <0.3 div DC to 2MHz

<1.5 div DC to 20MHz

AC Coupled <0.3 div 10Hz to 2 MHz

<1.5 div 4Hz to 20MHz

External DC Coupled $<150mV$ DC to 2MHz

$<600mV$ DC to 20MHz

AC Coupled $<150mV$ 10Hz to 2MHz

$<600mV$ 4Hz to 20MHz

Sensitivity 450:

Internal DC Coupled <0.3 div DC to 2MHz

<1.5 div DC to 50MHz

AC Coupled <0.3 div 10Hz to 2MHz

<1.5 div 4Hz to 50MHz

External DC Coupled $<150mV$ DC to 2MHz

$<600mV$ DC to 50MHz

AC Coupled $<150mV$ 10Hz to 2MHz

$<600mV$ 4Hz to 50MHz

Range:

Internal ± 10 divisions

External $\pm 3V$

External input impedance: $100K\Omega/10pF$

External input protection: 250V DC or peak AC

Trigger jitter: 50s/Div to $0.5\mu s/Div$, $\pm 2\%$ of time/Div (unexpanded), $\pm 2ns$
 $0.2\mu s/Div$ and $0.1\mu s/Div$, $\pm 2ns$

DISPLAY MODES

Refreshed: Stored data and display updated by triggered sweep

Roll: Stored data and display updated continuously for timebases 50ms/div to 50sec/div. Trigger stops the updating process

Refresh and roll operate as repetitive single shot for timebase ranges faster than 50ms/div

Dot join: Dots are joined by vertical raster lines. Linear dot interpolation is provided when the trace is X-expanded

X-Y: X-Y display is 8×8 divisions. Stored data and display are updated by triggered sweep. There is no dot joining, $\times 10$ expansion or cursor in this mode. CH1 is used as the X (8 bit resolution 25 steps/div) and CH2 as the Y (7 bit resolution 15 levels/div) deflection

Single trace: CH1 or CH2

Dual trace: CH1 and CH2

Add: CH1 and CH2 can be added to give the algebraic sum of the two channels. Addition is post storage

Invert: Both channels may be independently inverted

Single Shot: Freezes store at the end of a single triggered sweep

Display trace hold:(all) Freezes the display immediately

Channel 1 Trace hold: Freezes channel 1 display immediately

Channel 2 Trace hold: Freezes channel 2 display immediately

Reference trace: One reference trace can be displayed in addition to the two input channels. This can display a waveform memory of a trace copied from CH1 or CH2

ACQUISITION SYSTEM

Maximum sample rate: 100 megasamples/sec simultaneously on each channel

Vertical resolution: 8 Bits (1 in 256) 30 levels per division

Record length: 501 points per channel

ACQUISITION MODES

Normal mode: Transient and repetitive signal capture. (Repetitive capture is only on timebase ranges 100 or 200ns/div, which gives an equivalent sample rate of 2ns/sample on the 100ns/div range.)

X-Y Mode: Bandwidth 20MHz (-3dB) 50MHz on 450. Phase difference $<4^\circ$ @20MHz. Acquisition rate dependent on the timebase range.

Averaging: Averages can be set from 2 to 256 in binary sequence, selected from the menu system. Averaging operates continuously or, using single shot for the set number of acquisitions. (weighted average)

Peak detection: Minimum pulse width 2 μ s. 100% probability of capture. Operates on timebase range 100 μ s/div or slower

MEMORY

Waveform memory: 3 reference memories are selectable for waveform data storage. These memories are Non-volatile

Set-Up: The control set-up is retained on memory during power down

Retention time: The memory support is trickle charged and will retain information for 1 month after power down

ON SCREEN MEASUREMENTS and ALPHANUMERIC DISPLAY

Datum Lines: Horizontal and vertical full screen amplitude time and voltage datums

Cursor: The measurement cursor can be assigned to a trace and measurements made in time and voltage with respect to the datums

Cursor measurement display: Δ Voltage and Δ Time displayed on screen

Accuracy: Voltage $\pm 2.5\%$ of reading, ± 1 digitising level (1/30 of a division)
Time $\pm 0.01\%$ of reading ± 1 digit

Resolution: Voltage 0.4% of F.S.D.
Time 0.2% of F.S.D.

Trigger Indication: On screen trigger level and trigger point indication

Alphanumerics: Display on screen to indicate vertical sensitivity and input coupling for each channel, timebase speed and pre-trigger or trigger delay. Arrow for off screen indication of trigger point and traces

MENU SELECTION

Control master menu: Selects menus for prime functions:- Status, display and trigger facilities, display intensity, reference trace control, RS423 interface, and special functions

Menu/traces: Alternately switches between trace display and the last menu selection

Post storage master menu: Selects menus for fast access to save/recall trace and plot output parameters

AUTO SET UP

Automatically sets the front panel controls to display any applied repetitive input signal for frequencies greater than 20Hz. Trigger and timebase priority is CH1, CH2 and Line

RS423 INTERFACE

Serial interface port for bi-directional waveform data and associated range parameter transfer

Baud rate: 75, 150, 300, 600, 1200, 2400, 4800, 9600

Data bits: 8

Parity: None

Start-stop: Fixed, one start bit, one stop bit

DIGITAL PLOTTER OUTPUT

The instrument can directly output to suitable HPGL format plotters via the RS423 interface port

Plot mode: Manual or auto selection to output a stored trace

Annotation: Range and scaling annotation, graticule, cursors and cursor readout can all be included in the plot output

Colors: Color pens automatically selected when available

Internal Color Plotter (420 and 450 only)

Paper type: Gould part No. 04101165 (8 roll pack).

Paper length: 55 metres, equivalent to approximately 300 plots.

Pen type: Gould part No. 04101175 (4 color pack).

Pen life: Minimum of 250 metres line length approximately 175 plots.

WAVEFORM PROCESSING FUNCTIONS (420 and 450 only)**Cursor Measurements****Voltage and Time**

The cursor measures the voltage and time relative to the voltage and time datum lines respectively.

Peak-Peak

Calculates peak-to-peak voltage of the waveform bracketed between the time datum and cursor.

Max-Min

Displays maximum and minimum voltage excursions of a waveform relative to the voltage datum position. The cursor and datum bracket the waveform of interest.

Risetime (falltime)

Calculates the rise or fall time between the 10% and 90% points of a signal; The 0% and 100% points are set by the cursor and time datum.

Overshoot (preshoot)

Calculates the over or pre shoot of a signal as a percent of the 100% point; The 0% and 100% points are set by the cursor and time datum.

Pulse Width

Calculates the time between 50% points of a pulse, with the pulse being bracketed between the time datum and the cursor.

Frequency, Period, Duty Cycle

Calculates the average frequency, period and duty cycle of a waveform. Uses either the voltage datum as the zero crossing point or the mean of the waveform. The cursor and time datum set the limits of the area of interest.

RMS

Calculates the root mean square (RMS) voltage of a waveform bracketed between the cursor and time datum. The voltages are calculated with respect to both the voltage datum (DC-RMS) and the mean of the waveform (AC-RMS).

Area

Calculates the area under a waveform bracketed between the cursor and the voltage and time datum lines.

Trace Manipulation**Filter**

6 selectable stages of low pass filter for each timebase range.

Invert

Inverts the trace about the voltage datum.

Integrate

Calculates the indefinite integral and displays the resultant waveform. A scaling factor of x1, x0.5, x0.2 or x0.1 can be applied to the integrated waveform.

Trace Arithmetic**Add**

Adds any two traces and displays the result in a selected trace.

Subtract

Subtracts any two traces and displays the result in a selected trace.

Multiply

Multiplies any two traces and displays the result in a selected trace. A scaling factor of x1, x0.5, x0.2 or x0.1 can be applied to the multiplied waveform.

Limits testing

Tests a waveform with respect to two definable limit waveforms and will display a TEST FAILED message if the acquired signal fall outside the limits. Acquisition can be continuous or stop-on-fail.

Persistence

Either the time, or number of acquisitions between screen clearances can be set to give a persisted trace display. Times of 0.5, 2, 5, 15, 30 or 90 seconds or multiple acquisitions of 10, 20, 50, 100, 200 or 500 traces can be selected. Both options can be set to infinity to give a permanent persistence display.

REAL TIME CLOCK (420 and 450 only)

24 hour time and date set via a menu. Printed out on plots to give a permanent record of acquisition time. The time and date is maintained for approximately ten years with the instrument's power disconnected.

BATTERY UNIT 400-107**Operation of DSO from fully charged battery:**

1.5 hours minimum.

90% recharge time from full discharge: 5 hours maximum

Battery life to 70% capacity:

200 complete discharge cycles at 20°C

1000 50% discharge cycles at 20°C.

AC supply range: 90 to 130V or 180 to 265V, 45 to 400Hz.

Indication provided for:

Battery in use (discharging)

Battery on fast charge

Battery on standby charge

Alarm conditions

ENVIRONMENTAL**Temperature:** Full Specification: +15°C to +35°C.

Operating: 0°C to +50°C.

(0°C to +45°C with battery unit)

Storage: -10°C to +70°C.

(-10°C to +50°C with battery unit)

Humidity: Operating IEC 68-2-Ca at 45 °C with 95% RH.Non-operating IEC 68-2-Db cycling 25 °C to 45 °C
with 95% RH, 6 cycles (144 hours)**Vibration:** MIL spec 810D. Random frequency vibrations
of 5-500Hz at 1g rms for 15 minutes

IEC 68-2-6 Test Fc.

15 cycles of 1 minute duration 10 to 55Hz at 0.6mm
peak to peak displacement in each of the three major
axis (4g at 55Hz)**Safety:** Designed for IEC 348 Cat 1 standard**EMC:** EMI to BS6527, VDE 0871 Class A

ESD 10kV to IEC 801-2, BS6667-2

MISCELLANEOUS**Calibrator:** 1V peak to peak +/- 1%, frequency approx
1KHz calibration signal on front panel**Ground:** Front panel ground reference**POWER REQUIREMENTS****AC Voltage:** 90 to 130V or 190 to 265V**Frequency:** 45 to 70 Hz. 400Hz operation is available as an
option.**DC Voltage:** 12 to 33V**Power:** 85VA/70W approx**WEIGHT****400:**

5.5Kg (12lb) approx.

420 & 450:

6.5Kg (14.2lb) approx.

400 with battery unit:

11.7Kg (25.7lb) approx.

400 and 450 with battery unit:

12.7Kg (27.9lb) approx.

DIMENSIONS

See Figure A2.

ACCESSORIES SUPPLIED

Operating manual

Line cord

DC power connector

OPTIONAL ACCESSORIES

Rack mounting kit

PN 04090490

Carrying case (soft padded)

PN 04101221

Carrying case (hard, foam lined)

PN 04101222

Front fascia cover

PN 04101220

Accessory Pouch

PN 04101223

Service manual

PN 04101224

Probe DC to 100MHz switched x1 and x10

PB12

Probe DC to 250MHz 1200V x 100

PB17

Probe DC to 7MHz 15kV x 1000

PB27

External TV Trigger Unit

Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers

Theory and Application Handbook

Brüel & Kjær

**Calibration Chart for
Accelerometer Type 4370**

Serial No. 1720177

Brüel & Kjær

Reference Sensitivity at 159,2 Hz ($\omega = 1000 \text{ s}^{-1}$),
100 ms^{-2} and 24 $^{\circ}\text{C}$

Charge Sensitivity* 10.14 pC/ms^{-2} or 99.5 pC/g

Voltage Sensitivity* (Incl. AO 0038)
8.46 mV/ms^{-2} or 83.0 mV/g
(Voltage Preamp. input Capacitance: 3.5 pF)

Capacitance (Incl. cable) 1199 pF

Typical Capacitance of cable AO 0038 110 pF

Maximum Transverse Sensitivity
(at 30 Hz, 100 ms^{-2}) 2.0 %

Typical Undamped Natural Frequency 25 kHz

Typical Transverse Resonance Frequency, using Calibration Exciter 4290, with accelerometer mounted on a titanium cube by a 10 - 32 UNF-2A steel stud, mounting torque 1,8 Nm and greased surfaces:

4 kHz

Polarity is positive on the center of the connector for an acceleration directed from the mounting surface into the body of the accelerometer

Resistance minimum 20000 M Ω at room temperature

Date 93.02.04 Signature O.M.

1 g = 9,807 ms^{-2} or 10 ms^{-2} = 1,02 g

* This calibration is traceable to the National Bureau of Standards Washington D.C.

BC 0100-14

Environmental:

Humidity: Welded, Sealed

Temperature Range: -74 to +250 $^{\circ}\text{C}$ (-100 to +482 $^{\circ}\text{F}$)

Max. Shock Acceleration: 20 kms^{-2} peak

Typical Magnetic Sensitivity (50 Hz - 0,03 T):

1 ms^{-2}/T

Typical Acoustic Sensitivity: 0,001 ms^{-2} at 154 dB SPL (2 - 100 Hz)

Typical Base Strain Sensitivity (at 250 $\mu\epsilon$ in base plane): 0,003 $\text{ms}^{-2}/\mu\epsilon$

Typical Temperature Transient Sensitivity

(3 Hz LLF): 0,02 $\text{ms}^{-2}/^{\circ}\text{C}$

Specifications obtained in accordance with ANSI S2.11-1969

Physical:

Electrical Connector:
Coaxial 10 - 32 UNF-2A

Material: Stainless Steel, AISI 316

Sensing Element: Piezoelectric, type PZ23

Weight: 54 gram

Construction: Delta Shear

Mounting Thread: 10 - 32 UNF-2B

Mounting Stud: 10 - 32 UNF-2A x 13 mm, steel

Mounting Surface Flatness: < 3 μm

Mounting Torque: Normal 1,8 Nm. Min. 0,5 Nm.

Max. 3,5 Nm

Seismic Mass: 25 gram

Center of Gravity of Seismic Mass: 12,3 mm from mounting surface on central axis

Center of Gravity of Accelerometer: 9,7 mm from mounting surface on central axis

For further information see B & K "Piezoelectric Accelerometer and Preamplifier" handbook

Pat. DK 131401

Typical Temperature Sensitivity Deviation:
(Piezoelectric Material P223)

Mounting Technique:
Examine the mounting surface for cleanliness and smoothness.
If necessary, machine surface to tolerances shown in schematic drawing of Calibration Exciter 4290.
Fasten the 4370 using a 10 - 32 UNF-2A stud. Take care not to exceed the recommended mounting torque and that the stud does not bottom in the mounting holes.
A thin film of oil or grease between the accelerometer and the mounting surface helps achieve good contact and improves mounting stiffness.
For other types of mounting, see B & K "Piezoelectric Accelerometer and Preamplifier" handbook.

Schematic Drawing of Exciter 4290:
(Modified laboratory reference)

Material: Stainless steel

Mass of Exciter table: 180 gram

Mounted Resonance Frequency obtained on the Exciter 4290 using the recommended mounting technique is shown on the attached individual **Frequency Response Curve**.

2635

Instruction Manual

Charge Amplifier Type 2635

A portable, low noise charge amplifier with self contained battery supply for use with piezoelectric accelerometers and other piezoelectric transducers. Accurate 3 digit conditioning networks permit dial-in of exact transducer charge sensitivity to give Amplifier output ratings of between 0,1 to 1000 mV/unit selectable in convenient 10 dB steps. Active integration networks are built-in for conversion of vibration acceleration to velocity and displacement signals. Calibration of portable recording equipment may be performed using an internal 160 Hz sinusoidal test source.

Specifications 2635

CHARGE INPUT:

Via 10-32 NF and BNC coaxial socket

Max. Input: $\sim 10^5$ pC

SENSITIVITY CONDITIONING:

3 digit dial-in of transducer sensitivity from 0,1 to 10,99 pC/ms⁻²

AMPLIFIER SENSITIVITY:

0,01 mV to 10 V/pC corresponding to -40 to +80 dB with transducer capacitance of 1 nF

CALIBRATED OUTPUT RATINGS:

Selectable in 10 dB steps

Acceleration: 0,1 mV to 1 V/ms⁻²

Velocity: 10 mV to 100 V/ms⁻¹

Displacement: 0,1 mV to 10 V/mm

SIGNAL OUTPUT:

Via 10-32 NF and BNC coaxial socket

Max. Output: 8 V (8 mA) peak

Output Impedance: $< 1 \Omega$

DC Offset: $< \pm 50$ mV

FREQUENCY RANGE:

Acceleration*: Switchable 0,2 or 2 Hz to 100 kHz

Velocity: Switchable 1 or 10 Hz to 10 kHz

Displacement: Switchable 1 or 10 Hz to 1 kHz

-10 % limits quoted — see Fig. 3

LOW-PASS FILTER:

Switchable -10 % frequency limits of 100 Hz, 1 kHz, 3 kHz, 10 kHz, 30 kHz and > 100 kHz with attenuation slope of 40 dB/decade

INHERENT NOISE (2 Hz to 22 kHz)

$5 \cdot 10^{-3}$ pC referred to input with maximum sensitivity and 1 nF transducer capacitance

TEST OSCILLATOR:

160 Hz ($\omega = 1000$ rad/s) sinusoid, factory pre-set for test level of 1 V

OVERLOAD INDICATOR:

Overload LED lights when input or output of amplifier is overloaded by signals of too high a peak level

RISE TIME: $\sim 2,5$ V/ μ s

ENVIRONMENTAL CONDITIONS:

Temperature Range: -10 to +55°C ($+14$ to 131° F)

Humidity: 0 to 90% RH (non-condensing). For use in high humidities a 3 W heater may be fitted on special order

POWER REQUIREMENTS:

Int. Battery: Three 1,5 V Alkaline Cells QB 0004 (IEC LR20). Provide approximately 100 hours use

Ext. Source: +6 to +28 V (55 mA) single or ± 14 V (14 mA) dual polarity DC

DIMENSIONS:

Height: 132,6 mm (5,22 in)

Width: 69,5 mm (2,74 in)

Depth: 200 mm (7,87 in)

B & K module cassette KK 0022, 2/12 of 19 in rack

WEIGHT: 1,45 kg (3,2 lb) including batteries

ACCESSORIES INCLUDED:

3 x 1,5 V Alkaline Cells.....QB 0004

1 x 7-pin DIN plug.....JP 0703

2 x OverlaysSC 0418

ACCESSORIES AVAILABLE:

Rechargeable Ni-Cd Cells.....3 x QB 0008

Battery ChargerZG 0113

Power SupplyType 2805

7-pin Plug for Preamp. Input of B & K Measuring Amplifiers and Analyzers.....JP 0701

*The Acceleration mode 0,2 and 2 Hz -10% limits correspond to 0,1 and 1 Hz -3 dB limits

Hewlett-Packard 7090A Measurement Plotting System Operator's Manual

Appendix B

Specifications*

The following provides a summary of the functioning characteristics and electrical accuracy of the HP 7090:

Inputs

Number of channels	3
Type of input	floating, guarded
Sensitivity	5 mV to 100 V full scale
Zero offset	± 2 full scale or ± 100 V maximum
Input impedance (NOMINAL)	1 M Ω , shunted by 45 pf
Maximum input voltage	200 V, dc or peak
Maximum source resistance	10 k Ω
Common mode rejection ratio	140 dB dc; 100 dB ac @ 60 Hz with 1 k Ω unbalance in LOW terminal on most sensitive range at 25° C, 50% RH

Input Terminal Schematic

Timebase

Range:	
Buffer mode	30 milliseconds to 24 hours
Direct record mode	1 second to 24 hours
Accuracy	$\pm 0.1\%$

*Specifications describe the instrument's warranted performance. Supplemental characteristics are intended to provide information useful in applying the instrument by giving typical or nominal, but not warranted, performance parameters.

Dynamic Performance

Slewing speed (NOMINAL):	
Direct record mode	127 cm/s (50 in./s)
Plotting mode	75 cm/s (30 in./s)
Acceleration (NOMINAL)	196 m/s ² (2 g's) constant
Bandwidth (-3 dB)	3 kHz for all full-scale ranges ≥ 20 mV
	2.6 kHz for all full-scale ranges < 20 mV
Peak capture	250 μs at fastest timebase range

Memory Per Channel

Size	1000 words
Resolution	12 bits

Trigger Characteristics

Internal trigger:

Inside or outside window

Above or below level, selectable over the full-scale range in 1.0% increments (NOMINAL)

Source, channel 1

External trigger:

BNC connector, TTL level or contact closure to ground

Manual trigger:

Available from front-panel controls or I/O

Display:

Up to 100% pre-trigger; up to 24-hour post-trigger delay after trigger before measurement start

Electrical Accuracy Tables**

*Electrical Accuracy
@ 25 Degrees C*

Range	Constant Inaccuracy	Percent Reading Inaccuracy
5 mV	±0.013 mV	±0.055%
10 mV	±0.021 mV	
20 mV	±0.036 mV	
50 mV	±0.082 mV	
100 mV	±0.158 mV	
200 mV	±0.306 mV	
500 mV	±0.760 mV	
1 V	±0.0015 V	
2 V	±0.0030 V	
5 V	±0.0076 V	
10 V	±0.0152 V	
20 V	±0.0304 V	
50 V	±0.0760 V	
100 V	±0.1520 V	

**Accuracy specifications are for |offset| < full-scale range and a signal source resistance ≤ 10 kΩ.

Electrical Accuracy Tables (Continued)

Range	Constant Inaccuracy Per Degree C	Percent Reading Inaccuracy Per Degree C
5 mV	± 0.0022 mV	$\pm 0.01\%$
10 mV	± 0.0028 mV	
20 mV	± 0.0040 mV	
50 mV	± 0.0076 mV	
100 mV	± 0.0136 mV	
200 mV	± 0.0256 mV	
500 mV	± 0.0616 mV	
1 V	± 0.0001 V	
2 V	± 0.0002 V	
5 V	± 0.0006 V	
10 V	± 0.0012 V	
20 V	± 0.0024 V	
50 V	± 0.0060 V	
100 V	± 0.0120 V	

*Electrical Accuracy
Temperature Coefficient
from 25 Degrees C*

Range	Constant Inaccuracy	Percent Reading Inaccuracy
5 mV	± 6	$\pm 0.055\%$
10 mV	± 5	
20 mV	± 4	
50 mV and up	± 3	

*Electrical Accuracy
@ 25 Degrees C
(A/D Converter Counts)*

Range	Constant Inaccuracy	Percent Reading Inaccuracy
5 mV	± 0.88	$\pm 0.01\%$
10 mV	± 0.56	
20 mV	± 0.40	
50 mV and up	± 0.30	

*Electrical Accuracy
Temperature Coefficient
from 25 Degrees C
(A/D Converter Counts)*

Fig. 1-2. Graph of Vibration Transducer output versus frequency.

Characteristic	Performance Requirement
Cross Axis Sensitivity	Within 3%.
First Resonance	At least 10 kHz.
Linearity	Within 1%.
Maximum Acceleration	1000 g's.
Temperature Range	-40°C to +150°C.
Magnetic Pickup	
Output Voltage	At least 15 V P-P at 1000 inch/sec and 0.005 inch clearance.
Coil Resistance	Within 90 Ω to 110 Ω.
Coil Inductance	Within 26 mH to 40 mH.
Temperature Range	-54°C to +107°C.
Ignition Pickoff	
Attenuation	Nominally 1000X. Determined by the capacitance at the pickoff point.
RC Time Constant	At least 6.5 ms.

SYSTEM CHARACTERISTICS

Vertical Display	
Pressure Transducer/Charge Amplifier Range	0 to 3000 PSI, not to exceed 0.6 μC at 10 kHz up to 2 μC at 2.75 kHz.

Characteristic	Performance Requirement
Deflection	1 PSI/div to 500 PSI/div in a 1-2-5 sequence.
Accuracy	Within 5% throughout calibrated range.
Maximum	300%.
Overpressure	
Frequency Response	
Long Restore Time	0.05 Hz or less to at least 10 kHz.
Short Restore Time	0.5 Hz or less to at least 10 kHz.
Restore Time	
Long	At least 3 s RC Time Constant.
Short	At least 0.3 s RC Time Constant.
Noise (RMS Referred to Input)	Not discernible with the 50 ft, 20 pF/ft cable supplied; 6 pC RMS or less (0.3 div of display) at a deflection factor of 1 PSI/div, 2000 ft of 20 pF/ft cable and gain set to 100 pC/PSI.
Attenuation Due to Shunt Input Capacity (cable capacity)	1% or less with .03 μF at 1 PSI/div and gain set to 100 pC/PSI (Shunt input capacitance not to exceed .09 μF).