

# Influência da Modelização das Juntas na Análise do Desempenho de um Mecanismo

J C Pimenta Claro (jcpclaro@dem.uminho.pt), J P Flores Fernandes (pflores@dem.uminho.pt)  
Universidade do Minho, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus de Azurém, 4800-058 Guimarães, Portugal

## ABSTRAT

Neste estudo, procura-se avaliar a influência de diferentes formas de simulação de juntas cinéticas nos parâmetros que regem o funcionamento do mecanismo de que fazem parte, utilizando um software comercial de análise dinâmica.

Este é um primeiro passo de um projecto mais vasto em que este trabalho se integra, com o objectivo de modelar as condições de funcionamento de juntas 'reais', nomeadamente quanto às componentes de velocidade relativa e de carga aplicada espectáveis na interface, como ferramenta de análise dos vários mecanismos tribológicos (de lubrificação e/ou de desgaste) a que está sujeita.

## 1. INTRODUÇÃO

Um mecanismo é, por definição, um conjunto de barra unidas por pares cinemáticos, capazes de executar um determinado movimento conjunto.

Na sua concepção, o ponto de vista do utilizador foca-se essencialmente na 'resposta' global do sistema enquanto que, para o projectista, se trata de um problema de quantificação da resistência mecânica dos componentes, face às forças a transmitir e à cinética do próprio sistema.

Se a análise dinâmica de mecanismos básicos pode ser obtida por métodos relativamente simples, para sistemas mais complexos apenas programas computacionais baseados em métodos finitos de integração numérica permitem um meio expedito de cálculo e projecto, hoje em dia amplamente aplicados em mecânica tradicional (<sup>1, 2</sup>), robótica (<sup>3, 4</sup>) ou biomecânica (<sup>5, 6</sup>), entre outras.

No entanto, e à semelhança dos métodos 'tradicionais', também estes últimos partem geralmente de dois importantes pressupostos simplificativos, a saber:

- (i) as barras que constituem o mecanismo são absolutamente rígidas;
- (ii) os pares cinemáticos que as unem são 'perfeitos', isto é, restringem completamente qualquer grau de liberdade além do pretendido, não geram qualquer tipo de resistência 'interna' ao movimento e são indeformáveis, quer superficial quer geometricamente.

Quanto ao primeiro ponto, a restrição foi já ultrapassada para aplicações específicas em que o comportamento elástico, e mesmo plástico, dos componentes não só não é desprezável como, muitas vezes, desempenha papel de relevo no comportamento do sistema (<sup>7, 8</sup>).

No que diz respeito ao segundo ponto, a modelização do comportamento das juntas tem igualmente merecido atenção, recentemente (<sup>9, 10</sup>).

Em termos básicos de mecânica, a existência de um par cinemático implica normalmente a existência de uma folga entre as superfícies, que permita o

movimento relativo - é o caso de uma junta rotoide como, por exemplo, uma chumaceira. Devido a essa folga, é de esperar que variações de intensidade ou de direcção da carga transmitida levem à descrição de 'órbitas' do par casquilho-moente. Assim sendo, uma rótula permite um movimento de translacção num plano perpendicular ao seu eixo, de grandeza finita e, pelo menos, igual à sua folga.

Num mecanismo, isto pode significar problemas de imprecisão de posicionamento, face à análise teórica, mas também problemas de vibrações, choques e fadiga.

Em termos tribológicos, a análise destes fenómenos permite a caracterização do tipo de movimento relativo das superfícies em contacto dentro da própria junta, bem como a quantificação da carga a que se processa e, portanto, a avaliação das solicitações superficiais geradas e dos mecanismos de desgaste envolvidos. Quando em contacto directo, serão também de esperar deformações elásticas localizadas e consequentes resistência elástica e recuperação. Do mesmo modo, o movimento relativo das superfícies da junta, quando separadas por uma película lubrificante, será governado por efeitos viscosos hidrodinâmicos ou de esmagamento.

No trabalho de carácter preliminar aqui apresentado, não se pretende quantificar quaisquer destes fenómenos mas, tão só, analisar a influência dos vários tipos de modelização de um par cinemático na simulação dinâmica de um mecanismo.

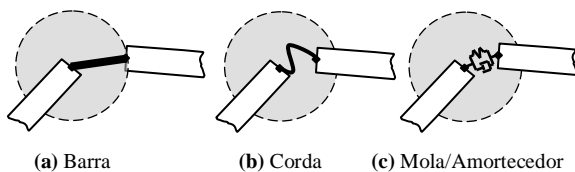
Para isso recorreu-se a um programa computacional comercial (WM4D-NASTRAN da MSC WORKING KNOWLEDGE) no qual se simulou um sistema mecânico comum, introduzindo diversas modificações numa, e numa só, das suas juntas, no intuito de isolar e identificar diferentes características de desempenho.

## 2. MODELO

A modelação dinâmica de uma junta 'real' implica a introdução de uma ligação suplementar, entre os

centros do casquilho e do moente. Esta pode ter um menor ou maior grau de sofisticação, a saber:

- na sua forma mais simples, uma barra rígida de comprimento igual à folga, possibilitando a orbitação da chumaceira à excentricidade máxima possível – Figura 1.a);
- outra solução passa pela consideração de uma ‘barra’ de comprimento variável - ou seja, uma ‘corda’ - permitindo a execução de trajectórias orbitais, mas com livre variação da excentricidade – Figura 1.b);
- mais elaborado, um sistema mola-amortecedor fornece idêntica liberdade de orbitação e de variação de excentricidade; adicionalmente, uma criteriosa escolha da constante de mola condiciona a variação da excentricidade que, conjugada com o coeficiente de amortecimento, pode simular os fenómenos de esmagamento de película lubrificante (‘squeeze film’) e/ou de deformação elástica dos materiais, sob a pressão do contacto - Figura 1.c).



**Figura 1** – Modelação de Juntas

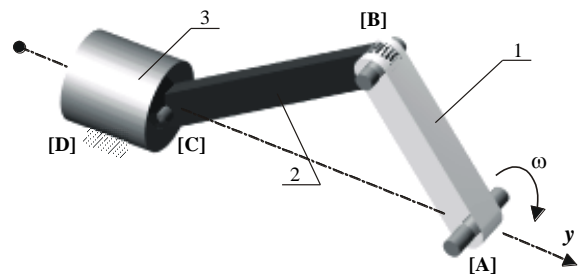
Além disso, há ainda a questão da resistência à rotação. Neste caso a simulação passa por:

- detecção de contacto (interpenetração) superficial, com avaliação das forças desenvolvidas e do atrito correspondente – meios proporcionadas por software específico de análise dinâmica mas, contudo, limitados à situação de contacto directo entre materiais, a seco e inelástico; ou
- aplicação de um binário resistente, correspondente ao atrito viscoso do lubrificante e/ou ao atrito seco entre os materiais do casquilho e moente, de intensidade convenientemente calculada de acordo com o regime de lubrificação ou o par tribológico em jogo.

Neste estudo utilizou-se o sistema biela-manivela ilustrado na Figura 2, constituído por entidades ‘sólidas’ simples, cujas características se descrevem nas Tabelas 1 e 2.

**Tabela 1**

BARRA	FUNÇÃO	DIMENSÕES (mm)	MASSA (Kg)
1	manivela	120 x 20 x 20	0.045
2	biela	170 x 20 x 10	0.032
3	pistão	φ50 x 50	0.098



**Figura 2** – Geometria do Mecanismo

**Tabela 2**

JUNTA	LIGAÇÃO	CARACTERÍSTICAS
A	fixe-manivela	par rotoide ‘ideal’
B	manivela-biela	<i>junta em estudo</i>
C	biela-pistão	par rotoide ‘ideal’
D	pistão-fixe	par linear ‘ideal’

sendo a manivela o órgão motor, accionado a uma velocidade constante de 60 rpm, através da junta [A].

Quanto à ‘junta em estudo’ [B], entre a manivela e a biela, consideraram-se várias disposições:

- chumaceira criada com juntas cinemáticas ‘ideais’, sem características de atrito (i.e., de resistência à rotação):
  - par rotoide**, perfeitamente concêntrico (junta ‘ideal’)
  - corda**, com um comprimento de 25 μm;
  - mola**, com uma constante suficiente para garantir uma excentricidade máxima de 25 μm, face às forças radiais desenvolvidas;
  - conjunto **mola/amortecedor**, com um coeficiente de amortecimento suficiente para anular os movimentos oscilatórios erráticos da mola simples, verificados na situação anterior;
- casquilho e moente como entidades ‘sólidas’ com uma diferença de diâmetros de 50 μm:
  - contacto ideal**, sem atrito nem restituição
  - contacto com **atrito** ( $f = 0.5$ )
  - contacto com **atrito e restituição** ( $f = 0.5, r = 0.5$ )

tendo-se registado os seguintes parâmetros:

- distância entre centros do casquilho e do moente da junta [B], isto é, a excentricidade da junta;
- força exercida pela biela no pistão, medida na junta [C], ou seja, a força transmitida pela chumaceira;
- posição absoluta da junta [D], equivalente ao deslocamento do pistão.

### 3. PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

#### 3.1 FORÇA TRANSMITIDA E EXCENTRICIDADE

##### 3.1.1 Junta 'Ideal'

Considerando todas as ligações como 'ideais' – perfeitamente concêntricas e sem perdas por atrito – a simulação dinâmica do mecanismo da Figura 2 fornece os seguintes valores para a força exercida pela biela no pistão – Figura 3.a), correspondente ao deslocamento ilustrado na Figura 3.b), para 360° de rotação da manivela.

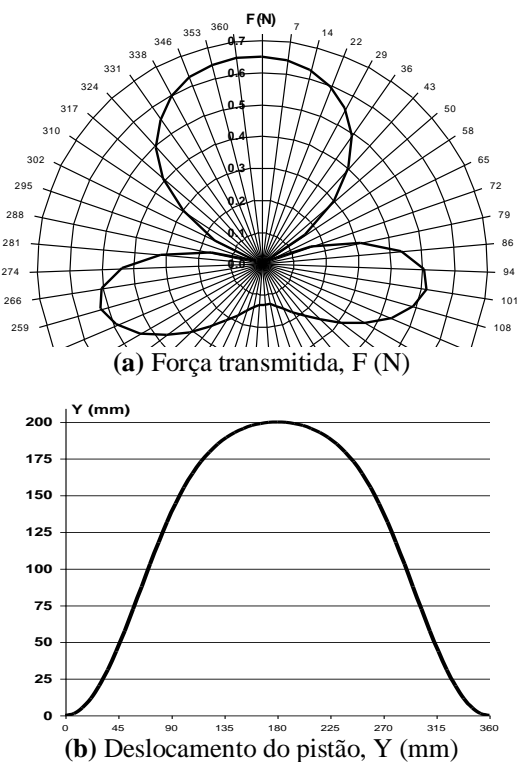


Figura 3 – Funcionamento Teórico, Juntas Cinemáticas 'Ideais'

##### 3.1.2 'Corda', 'Mola', 'Amortecedor'

Seguidamente, introduziu-se no mecanismo uma 'quarta barra', simuladora de folga radial na junta [B] entre a manivela e a biela, tendo-se arbitrado uma folga radial de 25  $\mu\text{m}$ , equivalente a uma diferença de diâmetros entre casquilho e moente de 50  $\mu\text{m}$ .

Por tentativa-erro foi determinada a constante da 'mola' simples ( $k=72.7$  N/mm), bem como do conjunto 'mola-amortecedor' ( $k=42.5$  N/mm,  $c=7.35$  N/m/s), que garantem um valor de excentricidade máxima de 25  $\mu\text{m}$  nas condições de funcionamento do mecanismo, valor idêntico ao comprimento da 'corda' inelástica também simulada.

Os resultados obtidos encontram-se na Figura 4, para a força transmitida ao pistão através da junta [C] e para a excentricidade (órbita) da junta [B].

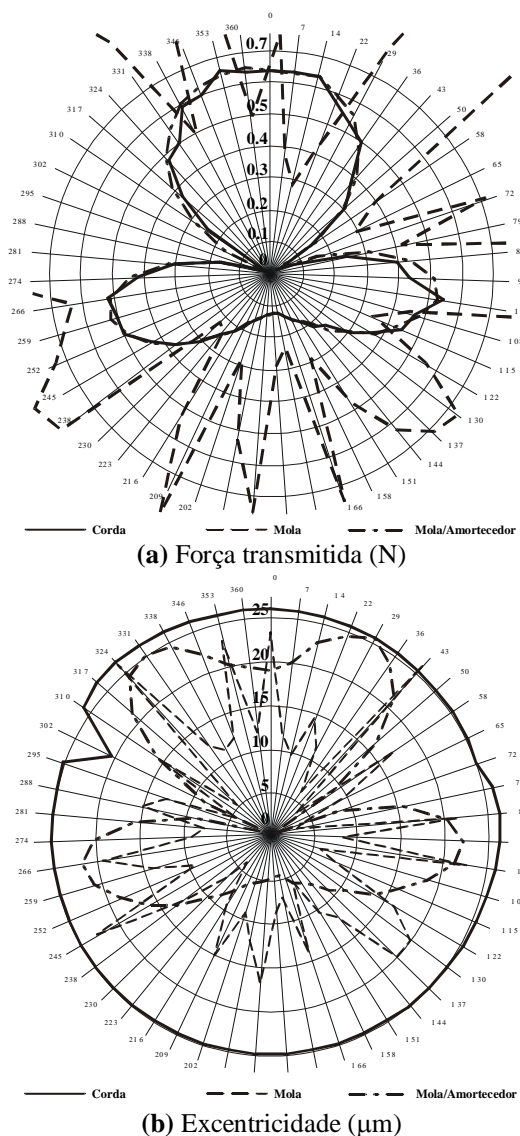


Figura 4 – Juntas Cinemáticas 'Ideais,' com Folga, sem Atrito

A característica mais notória é o comportamento da 'mola' que, na ausência de amortecimento, sofre variações de alongamento bruscas com os consequentes resultados na força transmitida e na excentricidade de funcionamento – linhas a traço interrompido nas Figuras 4 (a) e (b), respectivamente.

Os valores de força transmitida são praticamente idênticos para a 'corda' e para o conjunto 'mola/amortecedor' e muito próximos dos obtidos para o sistema 'ideal'.

Em termos de excentricidade a 'corda' mantém-se nos limites de 25  $\mu\text{m}$  do seu comprimento, como seria de esperar, revelando somente uma perturbação (praticamente instantânea) correspondente à passagem nos pontos de inflexão da curva de

deslocamento (\*).

Quanto ao conjunto ‘mola/amortecedor’, o facto da constante de amortecimento aqui adoptada ser apenas o suficiente para eliminar a vibração ‘livre’ da mola permite, mesmo assim, que o sistema recupere uma excentricidade nula nos pontos de inflexão (em que a força transmitida também se anula). Adicionalmente pode verificar-se a resposta do sistema à variação de energia cinética (inércia das massas em movimento), correspondente à aproximação e afastamento dos pontos-mortos superior ( $0^\circ$ ) e inferior ( $180^\circ$ ).

### 3.1.3 Contacto Superficial

Finalmente, substituindo a junta [B], anteriormente criada por software, por uma detecção de contacto entre ‘sólidos’ (um furo e um veio cilíndricos, com uma diferença diametral de  $50\ \mu\text{m}$ ), considerando as três condições de contacto passíveis de simulação: ‘ideal’, ‘com atrito’ e ‘com atrito e restituição’.

No processo iterativo de cálculo foram impostos desvios geométricos máximos de  $1\ \mu\text{m}$  e  $0.01^\circ$  às entidades sólidas constituintes do moente e do casquilho, assim como uma tolerância máxima de  $1\ \mu\text{m}$  na detecção da respectiva interpenetração. De notar que, no processo iterativo, a condição de detecção de contacto/colisão implica um trabalho de processamento várias ordens de grandeza superior ao da simples restrição de graus de liberdade (juntas comuns), tanto mais agravado quanto maior a precisão exigida.

Os resultados obtidos encontram-se na Figura 5, tal como anteriormente, para a força transmitida ao pistão através da junta [C] e para a excentricidade (órbita) da junta [B].

Em termos de força transmitida os resultados são muito próximos dos anteriores, sendo no entanto de notar variações bruscas após a passagem dos pontos de inflexão da curva de deslocamento, para o caso de ‘atrito e restituição’.

Quanto à excentricidade, muito embora o comportamento geral seja muito próximo do atrás verificado para a ‘corda’, de facto a consideração de atrito superficial introduz alterações pontuais.

Estas alterações são ainda mais visíveis no caso do contacto com restituição.

(\*) Efectivamente, a curva correspondente à excentricidade da ‘corda’, na Figura 4 (b), ultrapassa pontualmente o valor máximo de  $25\ \mu\text{m}$ , devido ao facto de ter sido usada uma tolerância de posição de  $0.1\ \mu\text{m}$  no processo iterativo de cálculo.

Ainda na mesma Figura e para a mesma curva, o incremento temporal utilizado no processo faz com que um dos pontos de variação de excentricidade seja apenas perceptível ( $\approx 72^\circ$ ) e o outro claramente visível ( $\approx 302^\circ$ ). De notar, no entanto, que ambos se encontram imediatamente após as inflexões da curva de deslocamento da Figura 3 (b).

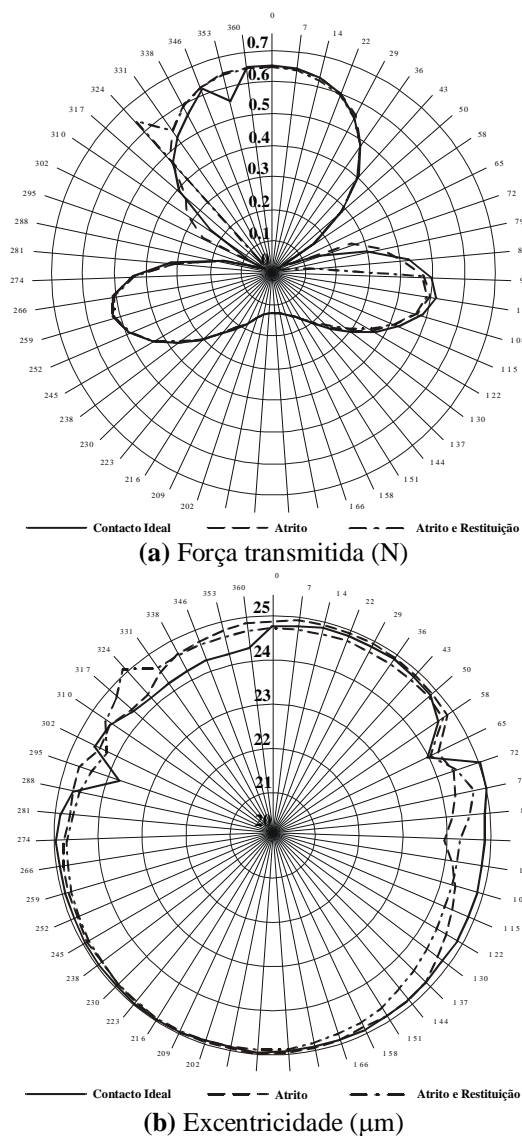


Figura 5 – Juntas como Entidades ‘Sólidas’

Neste último caso, à alteração do sentido da força nos pontos de inflexão – e consequente perda de contacto entre moente e casquilho – segue-se uma rápida re-entrada em contacto das superfícies, com um impulso da mesma ordem de grandeza da força máxima de funcionamento.

### 3.2 DESLOCAMENTO DO PISTÃO

A existência de folgas, mesmo consideradas apenas numa das juntas, leva a diferenças de posicionamento das suas barras.

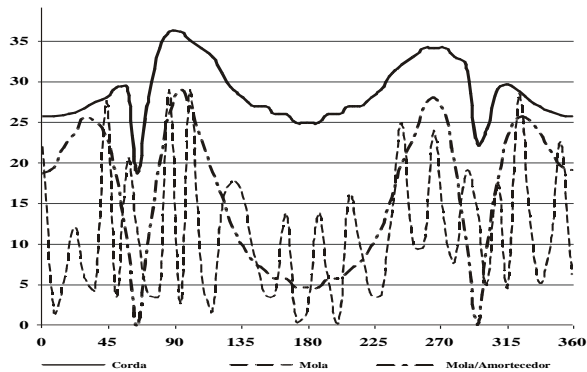
Os resultados dessas diferenças para o pistão [3], relativamente à sua posição num mecanismo ‘ideal’, encontram-se ilustrados na Figura 6.

Os valores estão, de uma forma geral, em consonância com os resultados obtidos para a excentricidade e a força transmitida, vistos anteriormente.

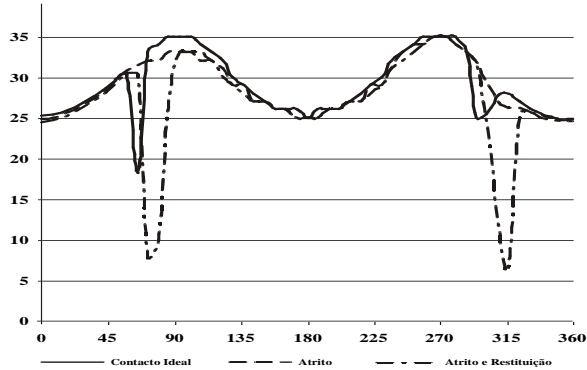
É, todavia, de ressaltar a curva correspondente ao



caso de 'atrito e restituição' da Figura 6(b) como aquela que, na ausência de qualquer actuação directa ('mola' ou 'mola/amortecedor'), regista maiores quebras imediatamente após a passagem pelos pontos de inflexão da curva de deslocamento, demonstrando o efeito de reacção superficial ao choque por mudança de sentido de acção da força.



(a) Juntas cinemáticas 'ideais' com folga



(b) Juntas simuladas por entidades 'sólidas'

Figura 6 – Diferença para a Posição Teórica ( $\mu\text{m}$ )

#### 4. CONCLUSÕES

Não sendo objectivo deste estudo quantificar quaisquer parâmetros de funcionamento de uma chumaceira 'real', os resultados apresentados apenas traduzem a influência qualitativa de cada uma das variáveis, consideradas *de per se*.

Numa aplicação comum várias questões terão que ser consideradas em paralelo, nomeadamente:

- chumaceira com folga, vazia (desprezando as características do fluido existente entre moente e casquilho), ou
- chumaceira com folga, lubrificada (considerando os efeitos hidroestáticos e hidrodinâmicos do fluido),

neste último caso avaliando as condições de escoamento, atrito viscoso e geração de pressões, de modo a prever o modo como essa folga poderá ser percorrida na totalidade, levando a uma situação de:

- contacto directo entre as superfícies (desprezando, ou não, as características elásticas de cada uma delas), além de

- contacto directo entre as superfícies (considerando as características do par tribológico em jogo).

Da quantificação destas variáveis poderão resultar modelos matemáticos de 'cordas', 'molas', 'amortecedores', etc, capazes de simular de uma forma adaptativa as condições de funcionamento da junta.

De notar ainda que, ao interesse tribológico de quantificação das condições reais de contacto (pressão, velocidades relativas de escorregamento e de rolamento, etc.) na definição das características desejáveis para materiais de contacto, se alia o interesse de avaliação de erros de posicionamento de componentes de mecanismos – questão especialmente importante em equipamentos de fabrico, montagem e verificação em que seja necessária grande fiabilidade de localização.

#### REFERÊNCIAS

- <sup>1</sup> Drummond, I. C., "The Simulation Game", CAD-CAM Journal, 1996
- <sup>2</sup> Kenney, L. P. J., et al, "A Software Environment for Conceptual Mechanism Design", Proc Inst Mech Engineers, part C, 1997
- <sup>3</sup> Rodrigues, C. M. B., et al, "Sistemas Robóticos de Locomoção Quadrúpede e Hexápode", Robótica e Automatização, 1998
- <sup>4</sup> Dias, J. M. P., Rodrigues, P. B., "Dimensionamento da Estrutura de um Robot Industrial Utilizando o Método dos Elementos Finitos", Robótica e Automatização, 1990
- <sup>5</sup> Morecki, A., et al, "Biomechanical Modelling of Dynamic Properties of Human Motion", Proc Inst Mech Engineers, part C, 1975
- <sup>6</sup> Ambrósio, J., et al, "Spatial Reconstitution of the Human Motion Using a Single Camera and the Kinematic Constraint Equations of the Biomechanical Model", VI Congr Mecânica Aplicada e Computacional, Aveiro, 2000
- <sup>7</sup> Dias, J. P., Pereira, M. S., "Análise e Projecto de Sistemas Mecânicos Rígido-Flexíveis", V Encontro de Mecânica Computacional, Guimarães, 1997
- <sup>8</sup> Pereira, M. S., J. A. C. Ambrósio, "Metodologias de Sistemas de Corpos Múltiplos para Aplicação ao Impacto de Material Ferroviário", V Encontro de Mecânica Computacional, Guimarães, 1997
- <sup>9</sup> Seneviratne, L. D., Earles, S. W., "Analysis of a Four-Bar Mechanism with a Radially Compliant Clearance Joint", Proc Inst Mech Engineers, part C, 1996
- <sup>10</sup> Zhu, S. H., et al, "A Theoretical Formula for Calculating Damping in the Impact of Two Bodies in a Multibody System", Proc Inst Mech Engineers, part C, 1999