

# Incorporando graus de liberdade de rotação em modelo padrão de acidente de trânsito – modelo de espalhamento entre dois veículos

F.H.S.O. Vieira \*

*Instituto de Criminalística, Superintendência da Polícia Técnico Científica do Estado de São Paulo, São Paulo (SP), Brasil*

*\*Endereço de e-mail para correspondência: flavio.fhsov@policiacientifica.sp.gov.br.*

Recebido em 16/04/2011; Revisado em 31/07/2011; Aceito em 19/08/2011

---

## RESUMO

Neste trabalho é apresentado de modo detalhado um modelo simples onde é introduzido o grau de liberdade de rotação no espalhamento entre dois veículos, sendo o modelo padrão apresentado em detalhes na referência [3]. São adotadas aqui as mesmas aproximações não rigorosas quanto a dissipação de energia e de momento no vértice de interação entre os veículos, sendo este efeito desconsiderado. O objetivo principal é o estabelecimento de um modelo teórico com a incorporação de graus de liberdade de rotação, sem haver a pretensão da aplicação imediata dele em decorrência das limitações quanto à informação de parâmetros como o momento de inércia, por exemplo. É mostrado que a simples introdução da rotação acrescenta termos de contribuição nas velocidades iniciais dos veículos, porém uma discussão detalhada sobre este ganho é deixada para trabalho futuro. Tal modelo aqui apresentado encontra-se em monografia de formação de curso da ACADEPOL / São Paulo do ano de 2006 de autoria do presente.

*Palavras-Chave:* acidente, trânsito, rotações, física, modelo.

---

## ABSTRACT

This paper presents in detail a simple model where rotational degree of freedom is introduced in the scattering of two vehicles, being the classical model presented in detail in reference [3]. It is adopted here the same non rigorous approximations in relation to energy dissipation and momentum in the vertex of interaction among two vehicles, being disregarded this effect. The main objective is to establish a theoretical model with rotational degrees of freedom incorporation, without having the intention of its immediately application due to limitations regardless to parameters information, such as inertia momentum, for example. It is shown that the simple introduction of rotation add terms of contribution on vehicles initial speeds, but a detailed discussion of this gain is left for a future work. The model presented here is part of author's monograph in ACADEPOL Professional Course, São Paulo in 2006.

*Keywords:* accident, traffic, rotational, physics, model.

---

## 1. INTRODUÇÃO

Seria oportuno questionarmos se os modelos de pontos materiais usualmente empregados em cálculos de acidentes de trânsito corresponderiam ao caso geral da realidade. A resposta é negativa, pois tudo é feito idealizando os veículos como pontos materiais, sendo eles descritos apenas pelas suas coordenadas no plano cartesiano  $(x, y)$ , e suas interações se resumindo a trocas de energia e momento linear entre si e o pavimento, o que acaba por esquecer que ambos os veículos são corpos materiais extensos e que, por isso, podem apresentar, além do movimento de translação no plano, os movimentos intrínsecos de rotações.

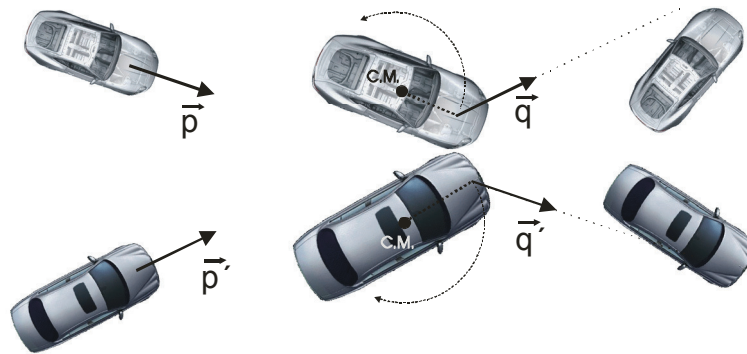
Tecnicamente, diz-se que a dinâmica completa do evento em duas dimensões requer dois graus de liberdade para descreverem a dinâmica do centro de massa de um dos veículos – coordenadas  $x$  e  $y$  – e um grau de liberdade para descrever as rotações em torno do centro de massa e do eixo perpendicular ao plano, passando por este ponto.

Cada grau de liberdade novo que é acrescentado a um modelo representa uma liberdade a mais para o sistema trocar energia e momento com os demais graus de liberdade. Na situação colocada – de haver a possibilidade dos veículos girarem – por exemplo, existirá tanto o efeito de troca de parte da energia cinética translacional para energia cinética rotacional como também da transferência de parte do momento linear para o momento angular.

A desconsideração deste simples fato acarreta uma estimativa de velocidade inicial de colisão subestimada, privilegiando desnecessariamente os condutores, uma vez que o efeito pode ser acrescido – isso será mostrado paulatinamente.

## 2. CONSTRUINDO O MODELO

Assumindo que os dois veículos envolvidos no fenômeno sejam, em boa aproximação, corpos rígidos, ou seja, não sofrem deformações aparentes de grande monta com a colisão; a aproximação dos corpos leva ao contato físico entre eles, onde ocorre uma transferência



**Figura 1.** Zona de interação entre dois veículos; o primeiro contato entre os corpos provoca uma transferência de energia e momento, sendo uma fração desse momento absorvida pelos corpos na forma de momento angular. Caso não houvesse esta absorção, a conservação do momento linear seria válida, dada pela expressão:  $\vec{p} + \vec{p}' = \vec{q} + \vec{q}'$ .

de energia e momento linear. Contudo, como são corpos extensos, os momentos lineares comunicados num específico braço de alavanca, em relação ao centro de massa, é parcialmente “absorvido” em momento angular através da relação:

$$\vec{L} = \vec{r} \wedge \vec{s} ,$$

em que r representa o braço de alavanca e s a porção de momento linear absorvida durante a interação. Esta sistemática está ilustrada na Fig.(1).

Por consequência da transferência de parte do momento linear para o momento angular, a lei da conservação do momento linear não é mais verdadeira, ou seja, a soma dos momentos lineares do canal de saída não é igual à soma dos momentos lineares do canal de entrada, como mostra a equação:

$$\vec{p} + \vec{p}' \neq (\vec{q} - \vec{s}) + (\vec{q}' - \vec{s}').$$

Um reflexo dessa diminuição de momento linear no sistema é a diminuição da abertura do ângulo do canal de saída, como está esquematizado na Fig.(1). Outro reflexo marcante é que, como os veículos adquirem momento angular e, portanto, rotação, eles estão com seu eixo antero-posterior desalinhado em relação à trajetória retilínea descrita pelo seu centro de massa, conforme ilustrado também pela Fig.(1).

Este último efeito torna-se bastante delicado do ponto de vista da perícia de acidente de trânsito, pois o perito, desconhecendo, no local, a zona de interação, se extrapolar a direção dos eixos antero-posteriores dos veículos buscando o sítio da colisão para aplicar aquele modelo clássico [3], incorrerá numa falsa determinação dele e, com isso, em vários erros, acarretando um trabalho final digno de questionamentos e análises de erros.

Uma alternativa deve ser buscada para resolver o problema de transferência de momento linear, nascido na zona de interação, para a construção de um novo modelo

de embates.

Do modelo clássico [3], o cálculo do momento linear de saída dos veículos da zona de interação é conhecido e pode ser a alternativa procurada. Pois caso seja possível a realização de um cálculo da fração absorvida do momento linear, pode-se reconstruir a soma vetorial e, assim, obter o momento linear total resultante na interação, recuperando a conservação do momento linear novamente.

De fato, algo do tipo pode ser feito; basta notar a íntima relação existente entre toda a energia dissipada na rotação do corpo através do atrito dos pneus com o pavimento e a energia de rotação presente no corpo.

A energia de rotação de um corpo é conhecida e dada por:

$$E = \frac{\vec{L}^2}{2I} ,$$

com I representando o momento de inércia. O momento angular escrito em função de  $\vec{s}$  é expresso como:

$$\vec{L} = \vec{r} \wedge \vec{s} ,$$

Sendo  $\vec{s}$  tão somente a porção absorvida para provocar rotação, o módulo do momento angular é, então, escrito como  $L = r s$ . Desse modo, assumindo que toda a energia de rotação adquirida pelo veículo no instante do embate tenha sido comunicada instantaneamente a ele, a expressão da energia será:

$$E = \frac{r^2 s^2}{2I} .$$

E dissipará completamente através do trabalho feito pela força de atrito do pavimento com os pneus.

O cálculo desta dissipação deve ser feito com certo cuidado e atenção, pois o movimento giratório é feito em torno do centro de massa e, no geral, este não se

encontra equidistante dos eixos das rodas. Isso está bem ilustrado na Fig.(2).

Da estática do veículo, a soma das componentes nos eixos é igual ao peso total e a resultante dos torques é nula, ou seja,

$$F_1 + F_2 = mg;$$

$$F_1 a = F_2 b.$$

Tal sistema fornece como resultado para cada eixo as seguintes relações:

$$F_1 = \frac{b}{a+b} mg \text{ e } F_2 = \frac{a}{a+b} mg .$$

Com elas resta, finalmente, efetuar o cálculo da energia dissipada pela força de atrito em cada eixo quando o veículo é girado de um ângulo  $\zeta$ , assim

$$E = \int_0^{\zeta} \mu^T (\vec{a} \wedge \vec{F}_1^\perp + \vec{b} \wedge \vec{F}_2^\perp) \cdot d\vec{\zeta} = \frac{2ab}{a+b} \mu^T mg \zeta$$

onde  $\mu^T \vec{F}_i^\perp$  corresponde à força de atrito sobre o eixo  $i$  e  $\mu^T$  é o coeficiente de atrito transversal entre o pavimento e o pneu, o qual não corresponde, a priori, ao coeficiente de atrito longitudinal comumente empregado nos cálculos usuais em acidentes de trânsito, uma vez que este valor é dependente das características do pneu usado sobre um específico pavimento – estando nisto os parâmetros geométricos do tamanho do pneu, superfície de contato e os desenhos dos sulcos nesta, elementos que diferem com a alteração do eixo de deslocamento –, por esse motivo a diferença será mantida no desenvolvimento do modelo, já que a igualdade não pode ser assegurada de antemão.

Igualando a energia total de rotação dissipada com esta última expressão, obtém-se o valor procurado do momento linear absorvido na zona de interação, sendo ele:

$$s = \frac{2}{r} \left[ \frac{ab}{a+b} I \mu^T mg \zeta \right]^{1/2} .$$

Uma vez encontrado o módulo do vetor  $\vec{s}$ , devem ser analisados também qual sua direção e sentido para que seja posteriormente decomposto de forma correta no sistema de coordenadas.

Isto é bastante simples, pois a direção do vetor não pode ser outra senão aquela perpendicular à direção de incidência do veículo na zona de interação, uma vez que ele é o responsável pela mudança desta direção. Já o sentido corresponde àquele compatível com o movimento giratório executado pelo corpo. Como o esquema apresentado pela Fig.(3) deixa claro.

Recuperada a conservação do momento linear no exato instante da interação entre os dois veículos, pelo conhecimento de  $\vec{s}$ , pode-se proceder à mesma sistemática realizada na referência [3], realizando a conexão entre as velocidades de entrada com as velocidades de saída da zona de interação, ou seja, desenvolver a expressão:

$$\vec{p} + \vec{p}' = (\vec{q} - \vec{s}) + \vec{s} + (\vec{q}' - \vec{s}') + \vec{s}' ;$$

### 3. INSERINDO ROTAÇÕES NA COLISÃO

Antes do desenvolvimento do modelo físico de embate com efeitos de rotação, seria oportuna a dedicação ao entendimento do fenômeno.

Conforme apresentado na Fig.(4), o fenômeno está dividido em três regiões bem distintas, sendo a primeira aquela onde os veículos com as rodas travadas convergem ao sítio de colisão, imprimindo marcas retilíneas de frenagem de comprimento  $l$  no pavimento, que possibilitam estimar a velocidade inicial antes do travamento das rodas através da relação:

$$V_i = \sqrt{V_f^2 + 2\mu g l} .$$

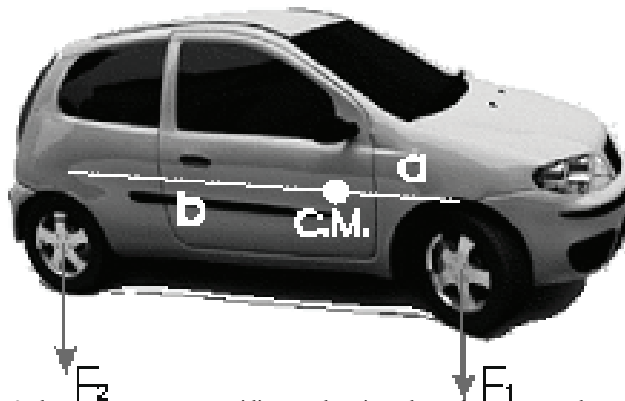


Figura 2. O centro de massa dos veículos não se encontra equidistante dos eixos das rodas, acarretando uma distribuição de peso diferente para cada eixo.

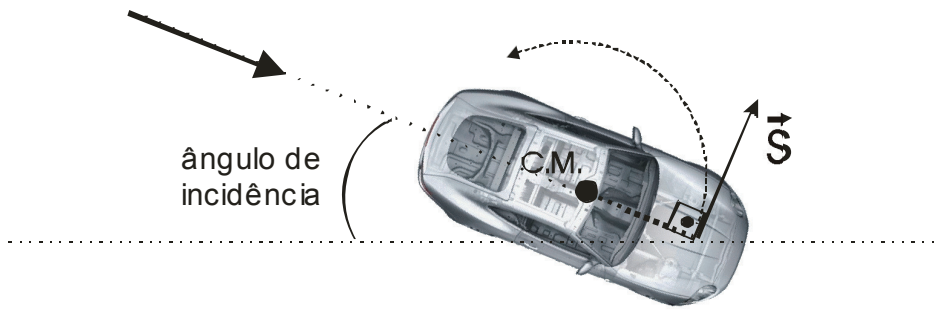


Figura 3. Esquema da direção e sentido do vetor  $\vec{S}$  em relação ao ângulo de incidência do veículo na zona de interação.

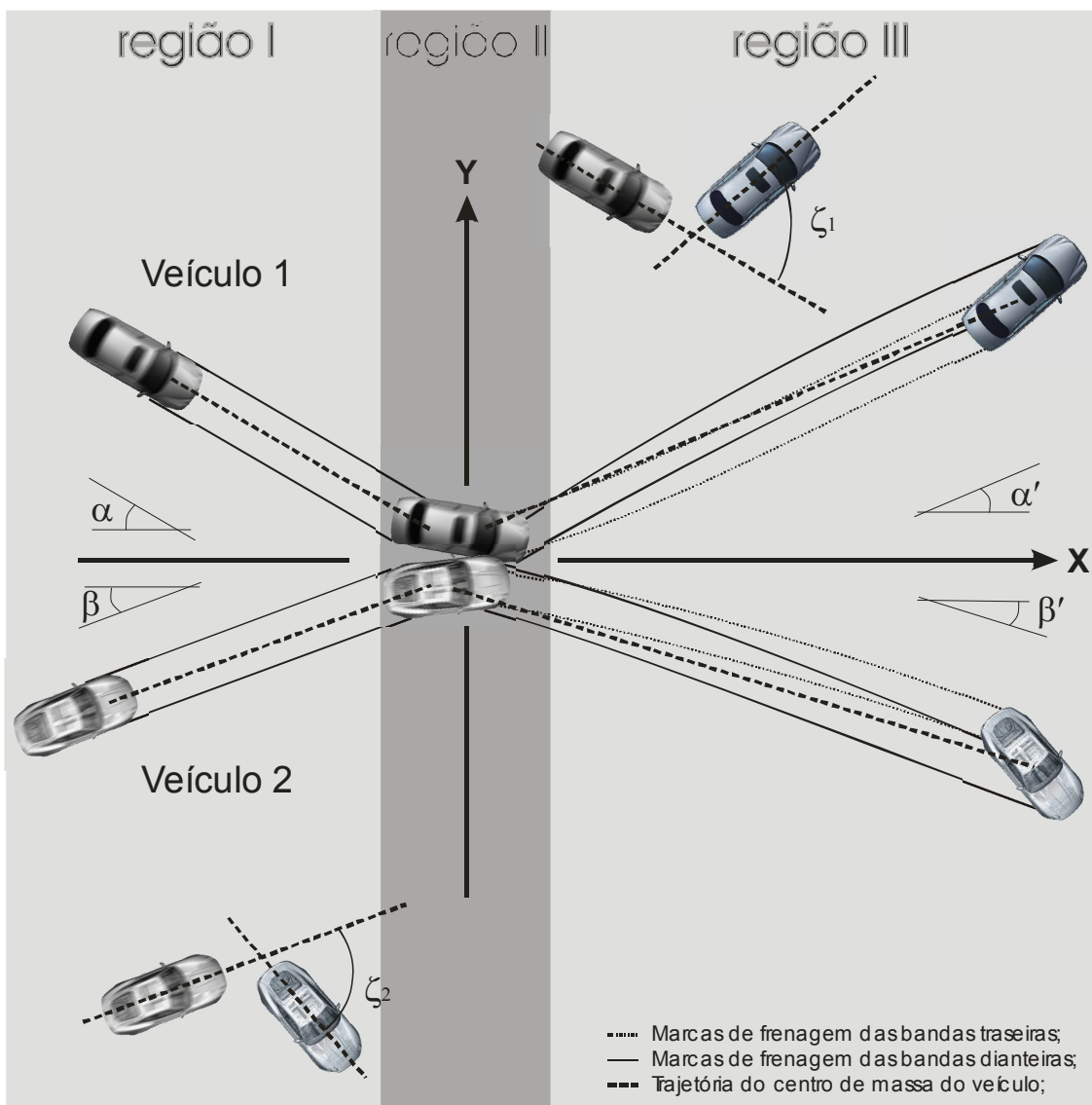


Figura 4. Ilustração do embate entre dois veículos considerando-se os efeitos de rotação. A maior diferenciação em relação ao modelo clássico sem rotação são as marcas curvas de frenagem encontradas na terceira região. Nos extremos superior e inferior é mostrada a variação angular sofrida pelo eixo antero-posterior entre o fim e o início do fenômeno.

Em seguida, na segunda região, os dois veículos adentram no sítio onde ambos trocam entre si energia e momentos de acordo com tudo aquilo discutido na seção 2. Por fim, ambos seguem para a terceira e última região, com uma composição de dois tipos de movimento: um sendo a translação retilínea do centro de massa, e, o outro, a rotação em torno do centro de massa.

Tal composição de movimentos promoverá impressões não retilíneas de marcas de frenagem no pavimento, havendo inclusive um entrelaçamento entre elas ou mesmo marcas de derrapagem, cabendo ao perito prestar muita atenção a este fato. Isto porque não será mais o comprimento destas marcas pneumáticas usado nos cálculos, mas sim o comprimento retilíneo entre o

centro de massa do veículo e o sítio de colisão; sendo este último comprimento bem menor do que aquele outro, uma vez ser somente considerada a frenagem da translação do centro de massa do corpo.

Uma observação muito importante a se fazer entre este novo modelo e o clássico, onde se olha para os veículos como pontos materiais, é que mesmo nas situações onde não haja marcas de frenagem curvilíneas na região III, ou canal de saída, ainda assim terá ocorrido uma rotação do corpo uma vez que a direção de incidência do eixo antero-posterior é diferente da direção encontrada no canal de saída; havendo ai uma clara rotação do corpo. Enfim, em qualquer embate real haverá necessariamente um efeito de rotação.

A discussão do novo modelo se inicia pela zona de interação com a aplicação da equação de conservação do momento linear, ou seja,

$$\vec{p} + \vec{p}' = (\vec{q} - \vec{s}) + \vec{s} + (\vec{q}' - \vec{s}') + \vec{s}' ;$$

que escrita no sistema de coordenadas imposto na Fig.(4), leva ao par de equações:

$$\begin{aligned} m_1 V_1^f \cos \alpha + m_2 V_2^f \cos \beta &= m_1 u_1 \cos \alpha' + \frac{2}{r_1} \left[ \frac{a_1 b_1}{a_1 + b_1} I_1 \mu_1^T m_1 g \zeta_1 \right]^{\frac{1}{2}} \sin \alpha + \dots \\ \dots + m_2 u_2 \cos \beta' + \frac{2}{r_2} \left[ \frac{a_2 b_2}{a_2 + b_2} I_2 \mu_2^T m_2 g \zeta_2 \right]^{\frac{1}{2}} \sin \beta; \\ - m_1 V_1^f \sin \alpha + m_2 V_2^f \sin \beta &= m_1 u_1 \sin \alpha' + \frac{2}{r_1} \left[ \frac{a_1 b_1}{a_1 + b_1} I_1 \mu_1^T m_1 g \zeta_1 \right]^{\frac{1}{2}} \cos \alpha + \dots \\ \dots - m_2 u_2 \sin \beta' - \frac{2}{r_2} \left[ \frac{a_2 b_2}{a_2 + b_2} I_2 \mu_2^T m_2 g \zeta_2 \right]^{\frac{1}{2}} \cos \beta; \end{aligned}$$

que, devidamente solucionadas, encaminha ao seguinte resultado:

$$\begin{aligned} V_1^f &= \frac{2}{m_1 r_2} \left[ \frac{a_2 b_2}{a_2 + b_2} I_2 \mu_2^T m_2 g \zeta_2 \right]^{\frac{1}{2}} \cos ec(\alpha + \beta) + \dots \\ \dots - \frac{2}{m_1 r_1} \left[ \frac{a_1 b_1}{a_1 + b_1} I_1 \mu_1^T m_1 g \zeta_1 \right]^{\frac{1}{2}} \cot g(\alpha + \beta) + u_1 \frac{\sin(\beta - \alpha')}{\sin(\alpha + \beta)} + u_2 \frac{m_2 \sin(\beta + \beta')}{m_1 \sin(\alpha + \beta)}; \\ V_2^f &= \frac{2}{m_2 r_1} \left[ \frac{a_1 b_1}{a_1 + b_1} I_1 \mu_1^T m_1 g \zeta_1 \right]^{\frac{1}{2}} \cos ec(\alpha + \beta) + \dots \\ \dots - \frac{2}{m_2 r_2} \left[ \frac{a_2 b_2}{a_2 + b_2} I_2 \mu_2^T m_2 g \zeta_2 \right]^{\frac{1}{2}} \cot g(\alpha + \beta) + u_2 \frac{\sin(\alpha - \beta')}{\sin(\alpha + \beta)} + u_1 \frac{m_1 \sin(\alpha + \alpha')}{m_2 \sin(\alpha + \beta)}. \end{aligned}$$

Assim, as duas equações podem ser escritas em apenas uma, desde que os ângulos de incidência e escape sejam reescritos segundo a nomenclatura  $\theta_i^0$  e  $\theta_i$ , respectivamente, para  $i = 1, 2$ . Desse modo tem-se:

$$V_i^f = \frac{2}{m_i r_j} \left[ \frac{a_j b_j}{a_j + b_j} I_j \mu_j^T m_j g \zeta_j \right]^{1/2} \cos ec(\theta_i^0 + \theta_j^0) + \dots$$

$$\dots - \frac{2}{m_i r_i} \left[ \frac{a_i b_i}{a_i + b_i} I_i \mu_i^T m_i g \zeta_i \right]^{1/2} \cot g(\theta_i^0 + \theta_j^0) + u_i \frac{\sin(\theta_j^0 - \theta_i)}{\sin(\theta_i^0 + \theta_j^0)} + u_j \frac{m_j}{m_i} \frac{\sin(\theta_j^0 + \theta_j)}{\sin(\theta_i^0 + \theta_j^0)};$$

para  $i, j=1, 2$ .

O valor da velocidade  $u_i$  pode ser determinado conhecendo o deslocamento retilíneo  $\delta_i'$  efetuado pelo centro de massa do veículo  $i$  do centro do sítio da colisão até o ponto de imobilização. Vale frisar novamente que este deslocamento não corresponde ao comprimento da marca de frenagem do canal de saída. Isto tão somente acontece se a marca de frenagem for uma reta e só. A equação que fornece o resultado é então:

$$u_i = \sqrt{2\mu_i g \delta_i'}$$

De modo semelhante, procede-se para a obtenção da velocidade inicial  $V_i^0$  a partir da velocidade  $V_i^f$  e do deslocamento do centro de massa  $\delta_i$  no canal de entrada do veículo  $i$ , que coincide com as marcas de frenagem; sendo o resultado apresentado igual a

$$V_i^0 = \sqrt{V_i^f{}^2 + 2\mu_i g \delta_i}$$

A reunião destas três últimas equações fornece o resultado procurado para a descrição de uma colisão entre dois veículos num plano levando em consideração o efeito de rotação, sendo ele:

$$V_i^0 = \left[ \left( \frac{2}{m_i r_j} \left[ \frac{a_j b_j}{a_j + b_j} I_j \mu_j^T m_j g \zeta_j \right]^{1/2} \cos ec(\theta_i^0 + \theta_j^0) + \dots \right. \right.$$

$$\left. \dots - \frac{2}{m_i r_i} \left[ \frac{a_i b_i}{a_i + b_i} I_i \mu_i^T m_i g \zeta_i \right]^{1/2} \cot g(\theta_i^0 + \theta_j^0) + \sqrt{2\mu_i g \delta_i'} \frac{\sin(\theta_j^0 - \theta_i)}{\sin(\theta_i^0 + \theta_j^0)} + \dots \right.$$

$$\left. \dots + \sqrt{2\mu_j g \delta_j'} \frac{m_j}{m_i} \frac{\sin(\theta_j^0 + \theta_j)}{\sin(\theta_i^0 + \theta_j^0)} \right)^2 + 2\mu_i g \delta_i \Big]^{1/2};$$

para  $i, j=1, 2$ .

Existindo – como comentado no início – uma contribuição positiva para as velocidades iniciais com os termos que carregam o momento de inércia dos veículos, o resultado clássico [3] é obtido fazendo os momentos de inércia iguais a zero.

#### 4. MÉTODOS DE AFERIÇÃO DE PARÂMETROS

Um conjunto para ser discutido é aquele assim chamado de conjunto estrutural, uma vez que ele envolve parâmetros da estrutura do veículo, quais sejam: distância do eixo do embate até o centro de massa –  $r_i$  – e distância do eixo de rolamento frontal e posterior ao centro de massa do veículo –  $a$  e  $b$ , respectivamente –, conforme ilustra a Fig.(5).

A determinação das variáveis do conjunto estrutural está associada à determinação de uma grandeza não tateável ou visível no corpo do veículo, chamada de centro de massa, e, por isso, não pode ser feita no local da ocorrência, pois requer uso de instrumental não disponível ao perito no local.

O procedimento mais simples para esta determinação envolve a necessidade de uma balança para que a força em cada um dos eixos de rolamento seja determinada –  $F_1$  e  $F_2$  –, conforme mostrado na Fig.(2), considerando nesta medição não só a massa do

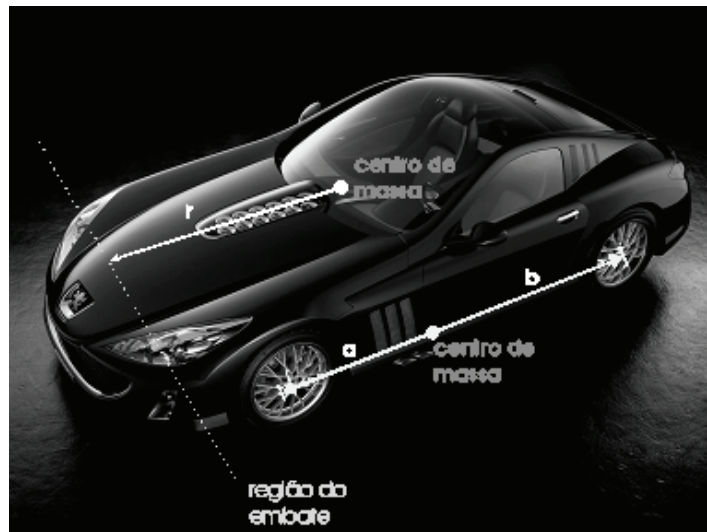


Figura 5. Disposição das grandezas do conjunto estrutural, medidas em relação ao centro de massa do veículo.

veículo como também as massas distribuídas em seu interior na devida posição onde se encontravam quando da colisão, seja massa humana – condutor e passageiros – ou não – bagagens diversas –, uma vez que tudo isso influi na posição do centro de massa do corpo.

Desse modo,  $F_1$  e  $F_2$  são as forças aplicadas sobre o eixo de rolamento anterior e posterior, respectivamente, de acordo com a Fig.(2), assim como  $a$  e  $b$  são as distâncias de ambos os eixos ao centro de massa e, por fim,  $e$  é a distância entre os dois eixos de rolamento, ou seja,  $e = a + b$ .

Como as expressões numéricas para as forças nos eixos são conhecidas, facilmente derivam-se os resultados para  $a$  e  $b$  em função delas e o parâmetro  $e$ , sendo eles:

$$a = \frac{e}{1 + \frac{F_1}{F_2}} \quad b = \frac{e}{1 + \frac{F_2}{F_1}}$$

Determinada a posição do centro de massa, a diferença encontrada do eixo de embate até ele representa o valor da variável  $r_i$ . Encerrando, com isso, as variáveis do conjunto estrutural.

A importância da distribuição real de massas no veículo quando da colisão para o problema deve ser salientada, pois, sem esta consideração, tem-se uma determinação com margem de erro significativa do centro de massa e, assim, por consequência, de todas as variáveis do conjunto estrutural.

Resta a discussão a respeito dos momentos de inércia  $I_i$  dos veículos.

Infelizmente a indústria automobilística, brasileira e internacional, não dispõe de tabelas informativas sobre o valor numérico desta grandeza para os seus modelos, pelo menos para o conhecimento do presente autor.

Os projetistas de veículos atêm-se somente à

preocupação de manter seus projetos estáveis quando em situações extremas de testes – como aderência e equilíbrio dos veículos em curvas a velocidades limites para deslizamento e a segurança dos passageiros em acidentes de colisão frontal –, esquecendo-se quase por completo da dinâmica desenvolvida pelo corpo quando num acidente face aos seus vários graus de liberdade rotacionais e vibracionais.

Em inúmeros tratamentos que sejam realizados visando a incorporação de graus de liberdade de rotações, a necessidade do conhecimento do momento de inércia se fará presente; isto porque ele está para as rotações assim como a massa está para as translações. Portanto, embora neste trabalho não seja apresentada uma discussão a respeito da sua relevância dentro da dinâmica de rotações, nem estratégias de estimativas específicas apresentadas para burlarem o seu desconhecimento, tudo isso não implica na impossibilidade de fazê-lo, apenas que o papel do momento de inércia necessita ser mais discutido e modelos serem propostos, inclusive despertando atenção da indústria automobilística para a aferição deste parâmetro físico de seus veículos.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado um modelo com a introdução de graus de liberdade de rotação a um clássico modelo de cálculo em acidentes de trânsito, não sendo levado em consideração efeitos dissipativos no vértice de interação, como comumente considerado; ilustrando o aparecimento de termos adicionais no valor das velocidades iniciais dos veículos, estando eles relacionados com o acréscimo de um grau a mais de liberdade para o armazenamento e troca de momento e energia.

Fica assim ilustrado como o procedimento de se conceber estrutura aos objetos envolvidos no cálculo também concebe aumento nos valores e padrões de energia cinética inicial dos processos.

Em trabalho futuro será apresentada discussão detalhada a respeito do ganho conferido pela introdução da rotação e o papel das variáveis envolvidas com base na expressão final obtida, tratando de um estudo matemático.

Por hora, as questões relativas ao desconhecimento dos parâmetros momento de inércia e do coeficiente de atrito transversal são deixadas em aberto pelo presente autor e sugeridas como matérias para outros trabalhos.

#### **AGRADECIMENTOS**

Sinceros agradecimentos às pessoas do Dr. Adilson Pereira e do Dr. Oswaldo Negrine, pelas revisões realizadas no trabalho inicial no ano de 2006; bem como

ao referee, pelas sugestões apresentadas, possibilitando uma orientação mais objetiva do conteúdo aqui exposto e explicitando mais temas para motivação de trabalhos futuros.

#### **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- [1] R.F. Aragão. Acidentes de Trânsito, aspectos técnicos e jurídicos. 3ª Edição. Millennium, Brasil (2003) 408p.
- [2], J.B. Marion; S.T Thornton. Classical Dynamics of particles and systems. 5ª Edição. Brooks Cole – Thomson Learning, Estados Unidos (2004) 672p.
- [3] O. Negrine Neto; R. Kleinübing. Dinâmica dos acidentes de trânsito, análises, reconstruções e prevenção. 2ª Edição. Millennium, Brasil (2006) 264p.