



SISTEMA DE DIREÇÃO VEICULAR BASEADO NA GEOMETRIA ACKERMAN PARA COMPETIÇÕES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Thyago William Albuquerque Monteiro, twamonteirouesc@gmail.com

Rômulo Luís Fernandes Martins, rlfmartins@uesc.br

Íngrid Heloisa da Silva Alves, ihsalves@uesc.br

Universidade Estadual de Santa Cruz, Campus Soane Nazaré de Andrade, Rodovia Jorge Amado, Km 16, Bairro Salobrinho CEP 45662-900. Ilhéus-Bahia.

Resumo. Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de selecionar um sistema de direção ideal para um protótipo que irá competir na Shell Eco-marathon, que é uma competição voltada para a eficiência energética. Para isso, o sistema deve garantir que as rodas dianteiras permaneçam perfeitamente alinhadas para frente, em marcha reta e, se aproximem o máximo possível da geometria Ackerman nas curvas. O mecanismo de direção baseado nessa geometria foi obtido analítica e computacionalmente, diante de uma configuração geométrica envolvendo alguns parâmetros, dentre eles, distância entre eixos, distância entre rodas e raio de viragem. Os resultados indicaram que, em média, 76% de correção angular nas rodas é obtida em um sistema baseado nesse mecanismo. Portanto, notou-se fundamental a implementação desse sistema de direção ao protótipo.

Palavras chave: Correção angular das rodas, Eficiência Energética, Mecanismo de Direção, Shell Eco-marathon.

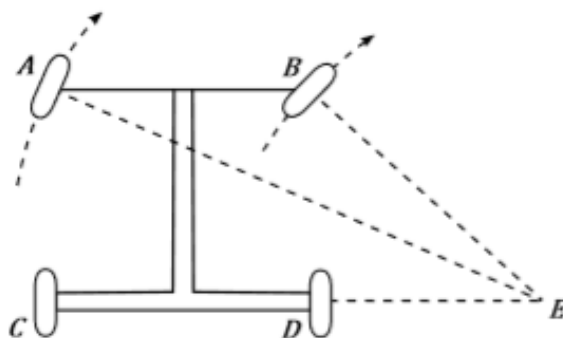
1. INTRODUÇÃO

A competição Shell Eco-marathon iniciou-se em 1939, nos Estados Unidos, fruto de uma aposta. O objetivo seria percorrer a maior distância utilizando a mesma quantidade de combustível. Posteriormente, se expandiu para outros dois continentes, Ásia e Europa. A disputa incentiva alunos e estudantes universitários a projetar e desenvolver protótipos eficientes em termos energéticos. Dispostos a enfrentar esse desafio, o grupo Santa Cruz, em resposta ao projeto ECOCAR da Universidade Estadual de Santa Cruz, vem desenvolvendo um sistema de direção baseado na geometria Ackerman para o protótipo que será levado para a prova.

O sistema de direção veicular é o componente que permite a mudança direcional nas rodas de acordo com a necessidade do condutor (Fernandes, 2005). E, o mecanismo de direção é o principal componente em um sistema de direção, pois é o responsável pelo sincronismo das rodas direcionais.

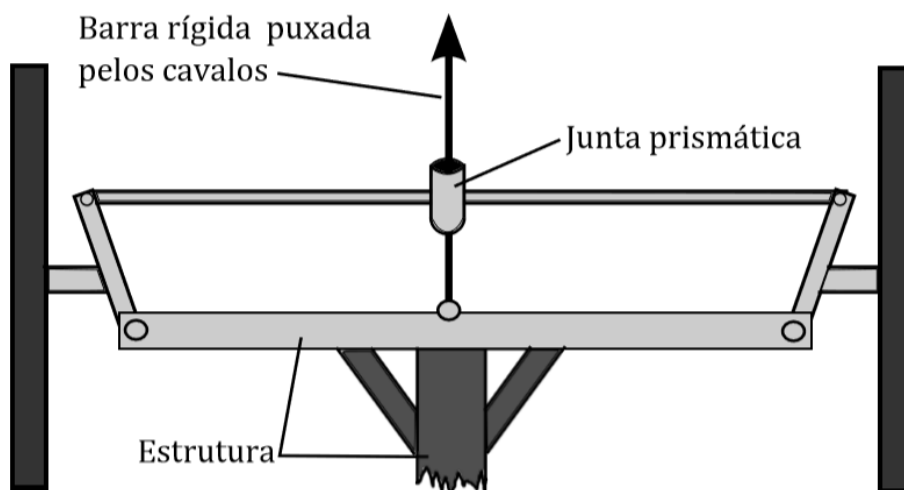
Os mecanismos de direção dos primeiros meios de deslocamento eram bastante rudimentares. Desde meados do século XVIII, realizam-se estudos para aperfeiçoá-los. Inicialmente, as carruagens possuíam direção insegura e perigosa, com tendência a tombamentos e curvas a baixíssimas velocidades e sempre deixavam marcas de borracha para trás. Na tentativa de solucionar esses problemas, Erasmus Darwin, na década de 1750, ideou um novo método de direção, onde a barra frontal ficava paralela à barra traseira e, os prolongamentos dos eixos das rodas dianteiras e traseiras cortavam-se em um mesmo ponto (King-Hele, 2002). A Figura 1, representa o critério de direção elaborado por Erasmus Darwin, no qual o ponto (E) representa o ponto de interseção.

Figura 1. Critério de direção de Erasmo Darwin (Nuñez, 2014).



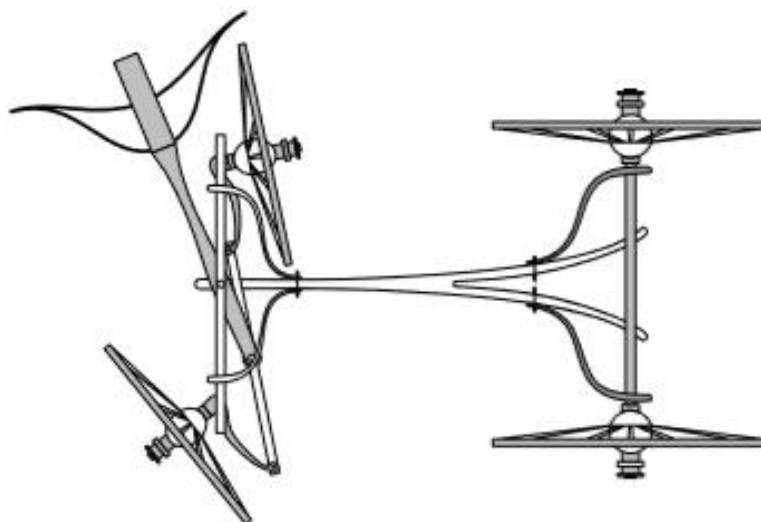
Em seu trabalho, Nuñez (2014) apud King-hele (2002) destaca o fato de Erasmus Darwin ter de inventar um novo mecanismo para cumprir ou se aproximar ao seu critério de direção, tendo como principal problema, manter os ângulos das rodas dianteiras iguais em marcha reta e, diferentes em curvas. Assim sendo, ele inventou um mecanismo simétrico baseado em um quadrilátero articulado. A Figura 2, representa o mecanismo.

Figura 2. Mecanismo de direção inventado por Erasmus Darwin (Nuñez, 2014).



Diante dos problemas enfrentados por Erasmus Darwin que se baseavam na construção de um mecanismo capaz de dar à roda interna um raio de giro menor do que a roda externa enquanto o veículo era conduzido em círculo, em 1816, George Langensperger em Munique, Alemanha, redescobriu o critério de direção ideal, criando uma condição geométrica capaz de solucionar o mecanismo de Erasmus Darwin (JAZAR, 2008). O mecanismo mostrado na Fig. 3, representa o critério de direção de George Langensperger. Em 1818, Rudolf Ackerman atuou com agente de patentes da Langensperger em Londres e introduziu a invenção aos construtores britânicos de carruagens (JAZAR, 2008).

Figura 3. Critério de direção de George Langensperger (Jazar, 2008, pág. 395).

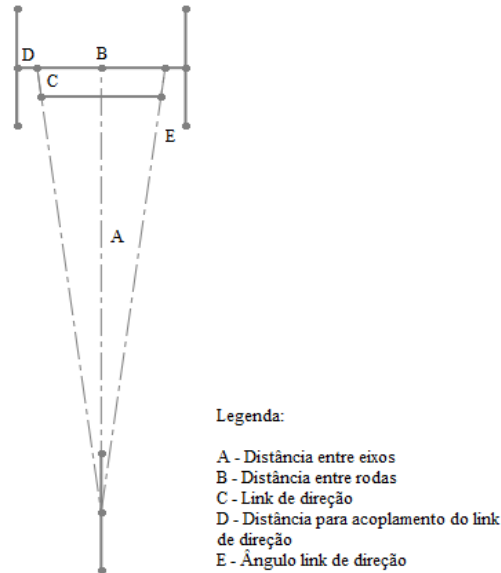


2. METODOLOGIA

O mecanismo de direção de Erasmus Darwin foi redesenhado por meio do software CAD 3D SolidWorks, no qual a Fig. 4, representa a adaptação do modelo para um veículo de três rodas (o princípio geométrico também é funcional para

veículos de quatro rodas), nesta figura também se observa alguns dos parâmetros relevantes para a construção do mecanismo, dentre eles, distância entre eixos, distância entre rodas e raio de giro desejado.

Figura 4. Parâmetros para a construção da geometria Ackerman (Autoria própria).

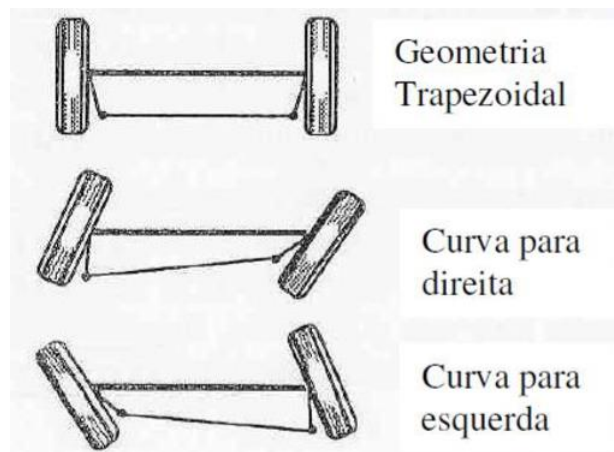


As dimensões foram baseadas no edital da competição Shell Eco-marathon de 2018, o qual estabelece que somente a direção das rodas dianteiras é permitida, o raio de viragem (definido como a distância entre o centro do círculo e a roda externa do veículo) deve ser de 8 m ou menos e a roda externa do veículo deve ser capaz de seguir a 90° o arco de 8 m de raio em ambas as direções (Shell, 2018).

Segundo Rio (2009) uma distância entre eixos pequena favorece a curvatura para o mesmo ângulo de viragem, uma vez que o ângulo varrido pelo veículo é menor. Assim sendo, foi adotada uma distância entre eixos (A), distância das rodas dianteiras ao centro da roda traseira, de 1175 mm, sendo levado em consideração o comprimento do condutor e o espaço interno do veículo para o seu dimensionamento. A largura do carro, distância entre rodas (B), foi definida como aproximadamente a metade do comprimento do veículo, resultando em 580 mm. O link de direção (C), que representa o elemento de ligação entre a manga de eixo e o eixo das rodas da frente, junto ao sistema de freios necessitam de 70 mm para o acoplamento. A manga de eixo (D), a qual é responsável pela ligação da barra de direção ao link de direção, com 80 mm de comprimento.

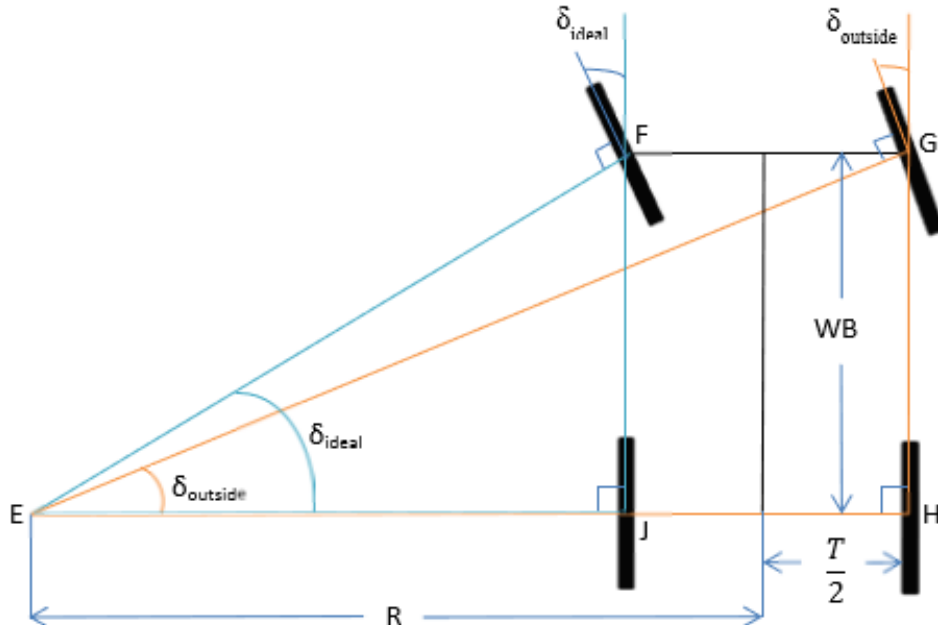
É fundamental destacar que na geometria Ackerman a manga de eixo deve manter uma angulação fixa em relação às rodas, seja em marcha reta, seja em curvas. Portanto, o ângulo da manga de eixo (E) deve sempre manter 10,6°, ou seja, o mecanismo deve ser capaz de promover a mudança direcional das rodas sem alterar o ângulo da manga de eixo. Esse ângulo foi determinado a partir das linhas guia, que ligam o link/eixo de acoplamento da manga ao centro da roda ou eixo traseiro. A Figura 5, mostra o princípio do mecanismo em funcionamento, para um sistema de direção trapezoidal.

Figura 5. Representação da geometria trapezoidal de Ackerman em funcionamento (Gillespie, 1992, pág. 278).



Segundo Gillespie (1992), as translações laterais dos mecanismos de direção transmitidos através dos barramentos da roda direita e esquerda possuem importantes características geométricas. A geometria cinemática deste sistema forma um trapezoide e não um paralelogramo, uma vez que o ângulo de esterçamento da roda interna é maior que o da roda externa, conforme a Fig. 6, podemos observar.

Figura 6. Relação entre os ângulos internos e externos em curvas (Troupe, 2011).



Na Figura 6, WB representa a distância entre eixos, T/2 a metade da distância entre rodas e, R o raio de curvatura. Conforme Gillespie (1992) os ângulos ideais das rodas interna e externa nas curvas podem ser definidos a partir dos parâmetros acima e pelas equações, a seguir. Apesar de terem sido baseadas para veículo de quatro rodas, a adaptação para três rodas é possível.

$$\tan(\theta_{int}) = \frac{WB}{(R + T/2)} \quad (1)$$

$$\tan(\theta_{ext}) = \frac{WB}{(R - T/2)} \quad (2)$$

$$\%Ack = \frac{(\theta_{ext} - \theta_{int})_{real}}{(\theta_{ext} - \theta_{int})_{ideal}} \times 100\% \quad (3)$$

As Equações (1) e (2), representam os ângulos ideais das rodas dianteiras internas e externas às curvas, respectivamente. Entretanto, os resultados obtidos por meio delas ainda não foram comprovados em modelos reais. A Equação (3), representa a relação entre os valores analíticos e reais, quanto mais próximo a 100% (condição cinemática) melhor é o mecanismo real e, assim, quanto mais próximo de 0%, pior o mecanismo. Quando o resultado é 0%, as rodas estão paralelas.

Quando as rodas não percorrem trajetórias perpendiculares em relação ao raio de viragem (centro de rotação instantâneo), surgem forças laterais nas rodas que geram significativas perdas energéticas e desgaste prematuro dos pneus. Evitar que a roda externa tenha o mesmo ângulo da roda interna, ou seja, não permitir que fiquem paralelas em curvas, diminui o efeito das forças laterais e minimiza os efeitos de deslizamento/escorregamento lateral dos pneus.

As Figuras 7 e 8, representam um veículo percorrendo uma curva. A Figura 7, apresenta um sistema de direção com geometria do tipo paralelo, segundo Jazar (2008) e Milliken e Milliken (1995), é também chamada de anti-Ackerman. Nessa configuração, as rodas do veículo permanecem paralelas mesmo em curvas. Por outro lado, a Fig. 8, apresenta um sistema de direção baseado na geometria Ackerman (condição de Ackerman), ou dita em condição cinemática (Jazar, 2008). Nesse caso, a roda externa gira mais que a interna, assim ambas mantêm um único centro de curvatura, resultando em uma minimização da incidência de forças laterais nos pneus, permitindo um mecanismo de direção muito mais seguro e econômico em termos energéticos.

Figura 7. Veículo percorrendo uma curva, rodas dianteiras paralelas (Autoria própria).

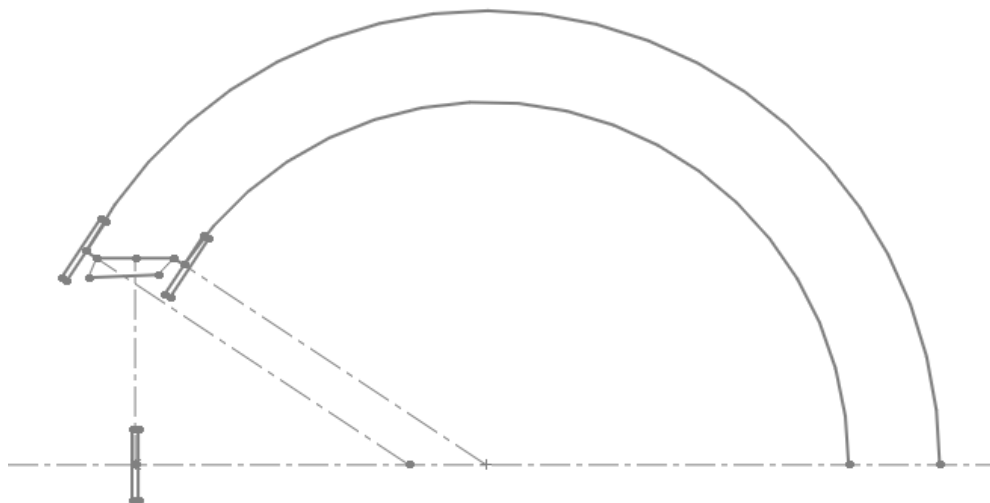
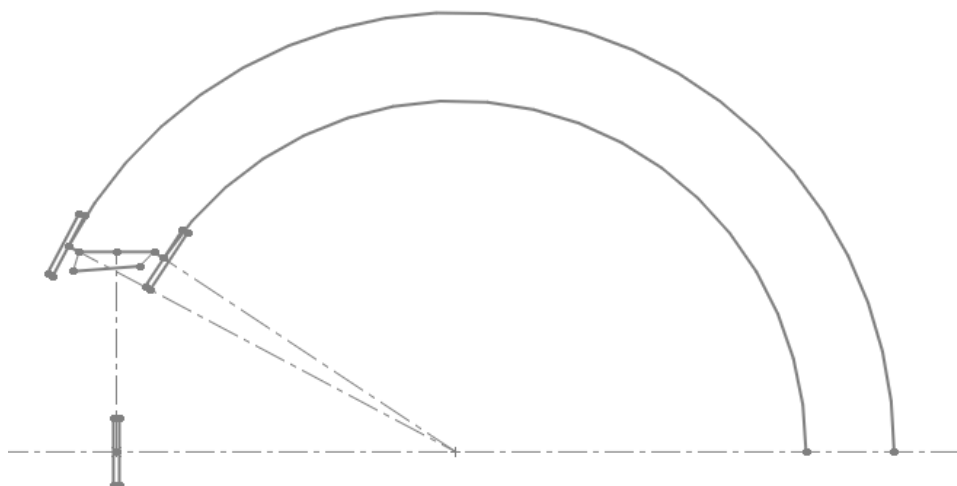


Figura 8. Veículo percorrendo uma curva, com a formação do trapezoide de Ackerman (Autoria própria).



3. RESULTADOS

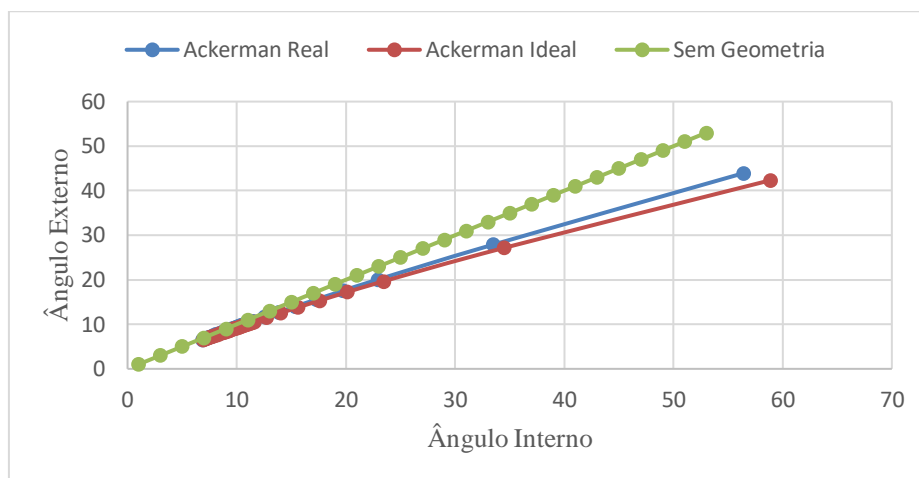
Os principais resultados para comparar a real eficiência de um sistema de direção baseado na geometria Ackerman e um sistema de direção convencional, foram obtidos por meios analíticos e computacionais, utilizando dos softwares CAD 3D SolidWorks e Excel. Com isso, foi possível obter uma relação entre a diferença na angulação das rodas diante da existência ou não do mecanismo de direção Ackerman.

Por artifício do software CAD 3D SolidWork e pela adaptação das Fig. 4 e Fig. 6, foi possível obter uma série de ângulos internos e externos, variando-se apenas o raio de viragem. Entretanto, esses valores de ângulos mensurados pelo software representam os melhores valores já obtidos para o mecanismo de Ackerman real. A condição cinemática (Ackerman perfeito) é ainda uma situação teórica idealizada, obtida apenas analiticamente pelas Eq. (1) e (2).

A Equação (3), foi utilizada para relacionar o valor dos ângulos reais dos teóricos, quanto mais próximo de 100% mais eficiente é o mecanismo. Diante de uma planilha confeccionada no software Excel contendo sequências de dados, adquiridos pelo procedimento acima e, pela aplicação das Eq. (1) e (2), aplicou-se a Eq. (3) e, obteve-se uma média de 76% de eficiência do mecanismo de Ackerman real em relação ao ideal.

Uma terceira sequência de pontos foi baseada na configuração de um sistema anti-Ackerman, situação em que os ângulos internos e externos das rodas seriam sempre iguais. Os três conjuntos de dados foram montados em uma nova planilha no software Excel e dela, confeccionou-se o gráfico presente na Fig. 9.

Figura 9 – Comparativo da eficiência para diferentes ângulos das rodas em curvas (Autoria própria).



Na Fig. 9, observa-se 3 curvas, cada uma delas representam uma situação mediante ao tipo de configuração do sistema de direção. A curva verde, representa o sistema anti-Ackerman. A curva azul, representa o conjunto de ângulos reais, os quais foram obtidos por meio do software CAD 3D SolidWorks. Portanto, a curva em vermelho, representa a situação ideal, onde a geometria Ackerman atua perfeitamente na condição cinemática, situação teórica, obtida pelas Eq. (1) e (2).

Percebe-se também na Fig. 9 que para ângulos pequenos, ou seja, para raios de curvatura grandes, as três curvas praticamente se interceptam. Entretanto, para ângulos maiores, a situação muda e a diferença entre as curvas torna-se bastante significativa. Tomando base aos valores da competição da Shell, em que o veículo deve ser capaz de realizar curvas de raio de curvatura de 8 metros, a angulação das rodas pra essa situação fica em torno de 20 a 21°, e nessa faixa a situação real é bastante próxima da ideal e, já significativamente melhor que em um sistema convencional, sem nenhum tipo de correção angular das rodas.

Por meio da aplicação da Eq. (3), comparou-se o erro entre um sistema de direção convencional e um sistema baseado na geometria Ackerman. Primeiramente, relacionou-se os valores obtidos por meio do software CAD 3D SolidWorks, resultando, em média, a 5,88% de erro na angulação das rodas. Posteriormente, relacionou-se os valores analíticos, encontrando 7,71%. Entretanto é fundamental destacar que para casos individuais para raios de curvatura pequenos o erro chegou a 28,08%, um valor extremamente expressivo.

4. CONCLUSÕES

Um sistema de direção baseado na geometria Ackerman promove a correção angular das rodas permitindo curvas mais fechadas (raios de curvatura pequenos) e a velocidades mais elevadas com maior segurança e estabilidade para o condutor. As forças laterais nas rodas geram desgaste prematuro dos pneus e perdas de energia significativas, portanto, para veículos de competição, em provas como a da SHELL, em que a eficiência energética é um fator determinante, diminuir as perdas é essencial. Assim sendo, a escolha do sistema de direção baseado na geometria Ackerman foi necessária. Diante dos resultados encontrados em comparação aos modelos, é possível notar que uma simples geometria é capaz de promover mudanças significativas no projeto de um automóvel.

5. REFERÊNCIAS

- Fernandes, M. A., “Estudos em sistemas de direção veicular” Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.
- Gillespie, T. D., “Fundamentals of Vehicle Dynamics” SAE, Warrendale, 1992. 294 f.
- Jazar, R. N., “Vehicle Dynamics: Theory and Application” Springer. 2008.
- King-Hele, D., “Erasmus Darwin’s improved design for steering carriages - and cars” vol. 56, London: Royal Society of London, 2002, p. 41–62.
- Milliken, W. F., Milliken, D. L., “Race Car Vehicle Dynamics” Warrendale, PA. Society of Automotive Engineers. 1995.
- Núñez, N. N. R., “Síntese estrutural e otimização dimensional de mecanismos de direção,” Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- Rio, P. J. F. E., “Dinâmica e afinação de uma viatura de competição” FEUP, Porto, 2009.
- Shell Eco-marathon: Official Rules. <https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil.html> [Acedido em junho, 2019] Article 42: Turning radius and steering.
- Troupe, N. W. “Optimization of steering geometry for ultrahigh-mileage vehicles” The Pennsylvania State University, 2011.

6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.