

ANÁLISE E PROJETO DE SISTEMA DE ACIONAMENTO PARA CAÇAMBA BASCULANTE

Freddy Johnatan Schulz, e-mail: freddy.projetista@gmail.com
Prof. José Antônio Ferreira Borges, e-mail: zeborges@mecanica.ufu.br
Profa. Sonia A. G. Oliveira, e-mail: sgoulart@mecanica.ufu.br

Resumo: O mercado brasileiro de caminhões equipados com caçambas basculantes tem mudado o perfil do produto. Atualmente, estão sendo empregados veículos dotados de dois eixos direcionais e isto implica em um veículo com maior capacidade de carga. Com o aumento da capacidade de carga dos caminhões, há a necessidade de projetos de caçambas basculantes que atendam esta demanda. Este estudo trata de uma análise e projeto de um sistema de basculamento para caçambas com maior capacidade de carga, sem que haja grandes modificações na estrutura do implemento. O projeto deve garantir que a distribuição de peso sobre os eixos do veículo atenda aos limites de peso por eixo impostos pela legislação de trânsito vigente. Foi tomado como base o projeto de um sistema de basculamento composto por cilindros hidráulicos e um mecanismo conhecido como “Sistema Indireto de Basculamento”. Este mecanismo tem por objetivo mudar o ponto de aplicação da força exercida pelos cilindros, proporcionando um alívio nos esforços exercidos sobre a estrutura da caçamba e um aumento no momento exercido pela força dos cilindros. Apesar de bastante difundido no mercado, os fabricantes de caçambas basculantes não conhecem a real capacidade do Sistema Indireto. Este estudo é realizado a fim de estabelecer a melhor geometria dos componentes do Sistema Indireto visando alcançar o melhor aproveitamento do mecanismo, garantindo que a capacidade de carga do mesmo seja aumentada. Partindo do projeto atual, foram estudadas quais são as cargas atuantes sobre o sistema e quais são as variáveis do projeto, bem como a relação entre estas variáveis. Também é feita uma análise com objetivo de conhecer a distribuição de carga em caminhões dotados de quatro eixos. Após estabelecer a geometria ideal dos componentes do sistema, será realizado o dimensionamento dos mesmos através de uma análise por elementos finitos.

Palavras-chave: caçamba basculante, sistema indireto, caminhão, segundo eixo direcional

1. INTRODUÇÃO

Tradicionalmente, as caçambas basculantes são instaladas sobre caminhões dotados de dois ou três eixos. Mas a legislação vigente, assim como o aumento na fiscalização nas estradas do peso destes veículos, tem obrigado os usuários destes equipamentos a utilizarem veículos que possuem quatro eixos. Estes caminhões são equipados com um segundo eixo direcional, conforme pode ser observado na Fig. (1). Com este eixo a mais, os usuários de caminhões podem transportar cargas maiores sem exceder a capacidade máxima de carga por eixo permitida pela autoridade de trânsito. No entanto, para que a carga fique distribuída adequadamente sobre os eixos do veículo, o comprimento da caçamba basculante deve aumentar.



Figura 1: Caminhão com quarto eixo direcional

A portaria do DENATRAN (Departamento Nacional de Trânsito) 63/2009, baseada nas resoluções do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) 210/2006 e 211/2006, regulamenta as composições homologadas para o transporte de carga. Para caminhões de três eixos, conforme ilustrado na Fig. (2), a portaria permite cargas de seis toneladas sobre o

eixo dianteiro e dezessete toneladas sobre os dois eixos traseiros. Ou seja, um peso bruto total de vinte e três toneladas. Esta composição era muito usada em caçambas basculantes, pois já era permitida por resoluções anteriores a 210/2006.

Recentemente, diversas empresas tem oferecido o serviço de transformação destes caminhões de três eixos, para quatro eixos, inserindo um segundo eixo direcional entre o primeiro e o segundo eixos originais do veículo, como está ilustrado na Fig. (3). Assim, de acordo com a portaria 63/2009, o veículo pode trafegar com até vinte e nove toneladas, pois o segundo eixo direcional (como é chamado) acrescenta seis toneladas de capacidade de carga ao veículo. Visto o aumento do número de empresas capacitadas para este tipo de transformação, o custo desta operação diminuiu. Por isso, muitos proprietários de veículos comerciais têm optado por esta composição, pois assim podem transportar mais carga com o mesmo veículo, sem exceder os limites de peso por eixo determinados pelo DENATRAN.

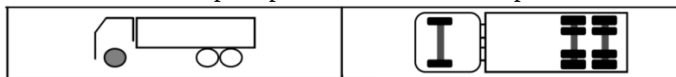


Figura 2 – Composição de 3 eixos (DENATRAN, Portaria 63/2009)



Figura 3 – Composição de 4 eixos (DENATRAN, Portaria 63/2009)

Com o aumento na capacidade de carga do veículo, surgiu a necessidade de projetos de caçambas basculantes que se adequassem a esta composição. O quarto eixo direcional permite o acréscimo de seis toneladas na parte dianteira dos caminhões, mas a carga permitida sobre os eixos traseiros permanece em dezessete toneladas. Assim, a caçamba deve ter o comprimento da caixa de carga aumentado, sem que haja aumento no balanço traseiro do veículo, para que o acréscimo de carga aconteça sobre o segundo eixo direcional. Por isso o centro de gravidade da carga deve ser deslocado para frente do caminhão, o que acaba gerando maiores esforços sobre o sistema de basculamento, devido ao aumento no momento exercido sobre a estrutura, já que o centro de gravidade da carga se afasta da articulação traseira, conforme é mostrado na Fig. (4).

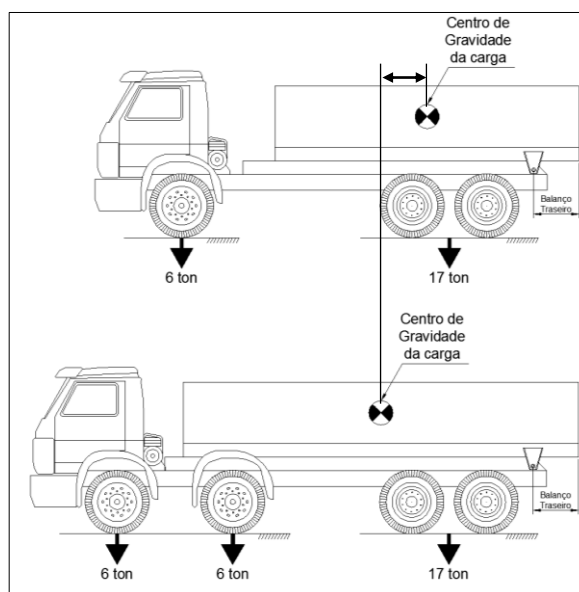


Figura 4: Comparação entre as composições de três eixos e quatro eixos.

O sistema de basculamento de caçambas de pequeno porte é realizado de duas maneiras: sistema direto e sistema indireto de basculamento. O Sistema Direto de Basculamento é composto por um ou dois cilindros ligados diretamente ao chassi inferior e superior da caçamba, conforme é visualizado na Fig. (5). Já o Sistema Indireto de Basculamento é constituído por cilindros ligados ao chassi superior indiretamente, através de um mecanismo, composto por uma alavanca e braços, que estão demonstrados na Fig. (6) e na Fig. (7). Este sistema permite que se obtenha o mesmo momento de basculamento, sem que haja um aumento da força exercida pelo cilindro hidráulico. Isto acontece porque, no sistema indireto, o braço de alavanca da força é mais longo. Assim, a mesma estrutura de chassi tem sua capacidade de carga aumentada. No entanto, a complexidade, o custo de fabricação e o peso final do equipamento aumentam, mas há um ganho considerável no custo benefício final.

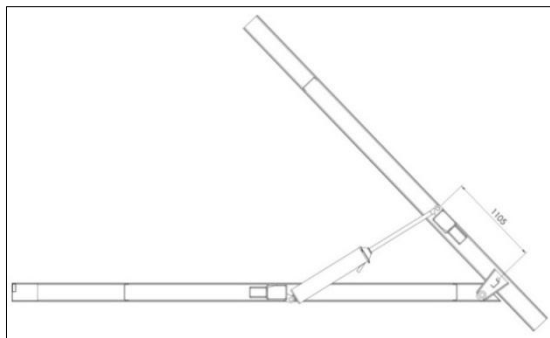


Figura 5 – Sistema Direto

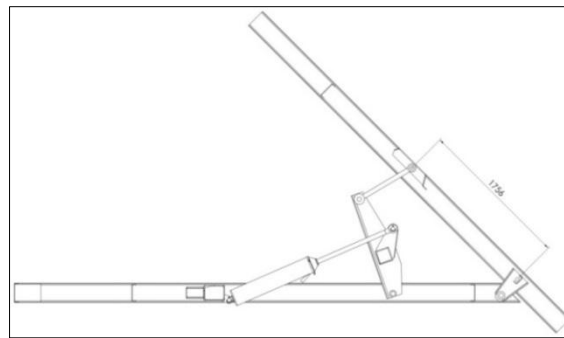


Figura 6 – Sistema Indireto

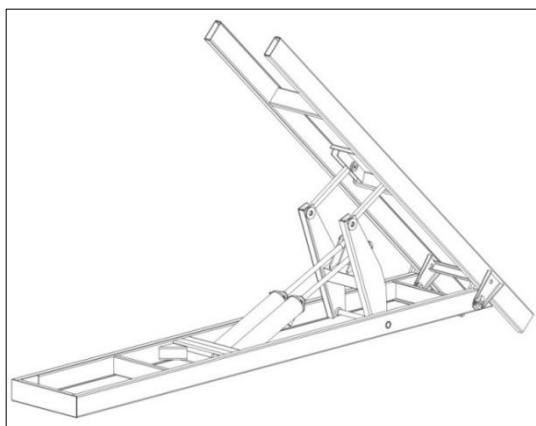


Figura 7 – Detalhe do Sistema Indireto

A Figura (8) apresenta uma foto de um sistema indireto instalado sobre um caminhão de três eixos (à esquerda) e o detalhe ampliado do mecanismo (à direita).



Figura 8 – Equipamento instalado sobre o veículo

Atualmente, algumas empresas fabricantes de caçambas basculantes possuem projetos de sistema indireto que foram estabelecidos baseados apenas em experiências práticas e com o mínimo de cálculos envolvidos e por isso não se sabe a real capacidade destes projetos. Nos casos em que houve a quebra do equipamento, o procedimento era de reforçar a estrutura a ponto de superdimensioná-la e por consequência aumentou-se os custos do equipamento. Assim, há a necessidade de estudar detalhadamente o modelo existente e estabelecer um projeto melhorado, que seja dimensionado de acordo com a necessidade, utilizando métodos modernos e eficientes de cálculo de estruturas para estabelecer os reais limites de carga deste mecanismo.

No sistema indireto, pequenas variações no posicionamento dos mancais podem gerar grandes variações no ângulo de basculamento, bem como, variações no esforço resultante sobre a estrutura. Assim, um estudo criterioso do sistema se torna ainda mais necessário.

Este estudo é de interesse de uma empresa de Uberlândia, fabricante de caçambas basculantes que ainda não tem um projeto de caçamba estabelecido para caminhões de quatro eixos.

2. ANÁLISE PRELIMINAR DAS VARIÁVEIS DO PROBLEMA

A Figura (9) abaixo ilustra os componentes do Sistema Indireto de Basculamento. O mecanismo é acionado por um cilindro hidráulico **AB** de simples ação, com mancal inferior **A** fixado ao chassi inferior da caçamba e ao mancal superior **B** da base do sistema indireto, que por sua vez está conectada ao braço **CD** através do mancal **C**. Este braço bascula o chassi superior, articulado em **F**, através do mancal **D**.

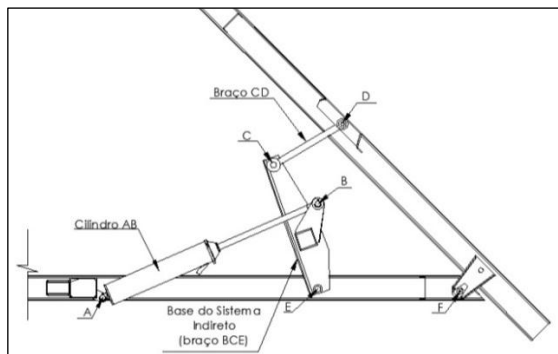


Figura 9: Componentes do Sistema Indireto de Basculamento

No projeto do sistema indireto de basculamento, muitas são as variáveis que interferem na solução do problema. A Figura (10) demonstra algumas destas variáveis. O posicionamento da carga sobre o chassi da caçamba depende do comprimento e do balanço traseiro que o implemento possui, que dependem da análise da distribuição de carga sobre o caminhão. Estando definidos o comprimento e o balanço traseiro da caçamba, o valor da carga **W** e a distância **dW** que vai do centro de gravidade da carga **W** ao mancal **F**, são estabelecidos. O posicionamento dos mancais **A**, **B**, **C**, **D** e **E**, dependem da análise geométrica do mecanismo como um todo.

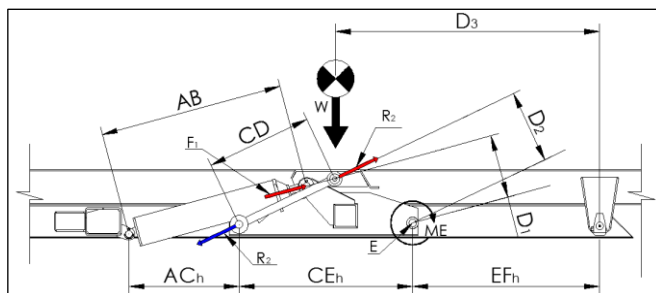


Figura 10: Variáveis do Problema

3. LEVANTAMENTO DAS FORÇAS ENVOLVIDAS NO SISTEMA

O cilindro **AB** exerce uma força **F₁** que provoca um momento **ME** em torno do mancal **E**. Pela ação do momento em **E**, o braço **CD** é impulsionado pela base do sistema indireto em virtude da conexão existente no mancal **C**. Este braço irá exercer uma força **F₂**, através do mancal **D** no chassi superior, provocando o momento **MF** em torno do mancal **F**. Este momento é responsável pelo basculamento da caixa de carga da caçamba. As forças: **F₁** e **F₂**, e o momento **ME** e **MF** estão demonstrados na Fig. (11) e Fig. (12) a seguir. A força **R₂** é a resistência imposta pelo braço **CD** à base do sistema indireto e tem mesma intensidade e direção da força **F₂**, porém em sentido contrário à força **F₂**. A distância **D₁** é a distância da linha de ação da força **F₁** ao mancal **E** e **D₂** é a distância da linha de ação da força de resistência **R₂** ao mancal **E**. A distância **D₃** é a distância da linha de ação da força provocada pela carga **W** e ao mancal **F** e **D₄** é a distância da linha de ação da força **F₂** ao mancal **F**.

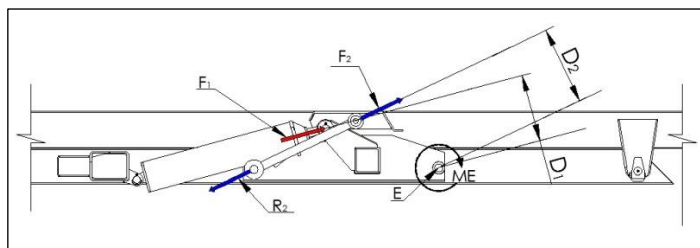


Figura 11: Análise das forças que geram momento em torno no mancal E

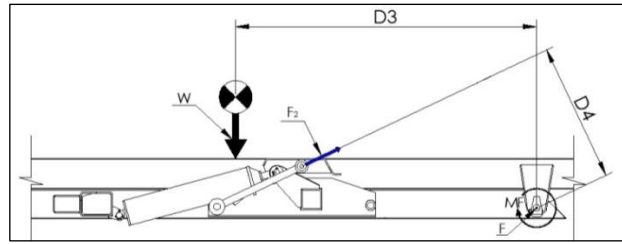


Figura 12: Análise das forças que geram momento em torno no mancal F

Pode-se obter a equação da força de resistência R_2 , levando-se em conta que a força F_2 deve vencer o momento ME proporcionado pela carga estática distribuída sobre o chassi da caçamba. Assim tem-se:

$$F_2 = -R_2 \quad (1)$$

$$ME = F_1 \times D_1 - R_2 \times D_2 = 0 \quad (2)$$

$$R_2 = \frac{F_1 \times D_1}{D_2} \quad (3)$$

Fazendo a somatória dos momentos em torno do mancal F, tem-se:

$$MF = F_2 \times D_4 - W \times D_4 = 0 \quad (4)$$

$$F_2 = \frac{W \times D_4}{D_4} \quad (5)$$

Assim, usando a Eq. (5), obtém-se o valor da força F_2 necessária para o basculamento da caçamba. Retornando o valor de F_2 na Eq. (1), calcula-se o valor de R_2 , que é usado na Eq. (3) e assim a força F_1 exercida pelo cilindro **AB** será conhecida.

4. ANÁLISE DA GEOMETRIA DO SISTEMA

Para projetar o mecanismo do sistema indireto de basculamento, é necessário conhecer quais são as variáveis geométricas que regem o funcionamento e os aspectos construtivos.

Existem duas condições básicas para que seja estabelecido o projeto do sistema indireto, que neste trabalho serão chamadas de **Condição Inicial 1** e **Condição Inicial 2**.

A Condição Inicial 1, ilustrada na Fig. (13), estabelece que os componentes do mecanismo devem ser dimensionados para que, na posição inicial antes do basculamento, a base do sistema indireto (S.I.) fique alinhada com o chassi e os cilindros devem estar com o pistões recolhidos, mas deixando uma abertura inicial de 10 a 20 mm para garantir o fluxo inicial do óleo.

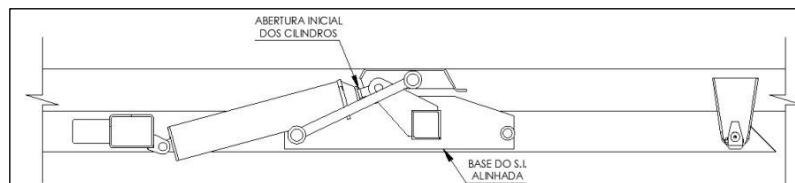


Figura 13 – Condição construtiva 1: posição inicial dos cilindros e alinhamento da base do S.I.

A Condição Inicial 2, estabelece que após a abertura completa dos cilindros, o ângulo de basculamento do chassi seja de pelo menos 45°, como pode ser visualizado na Fig. (14).

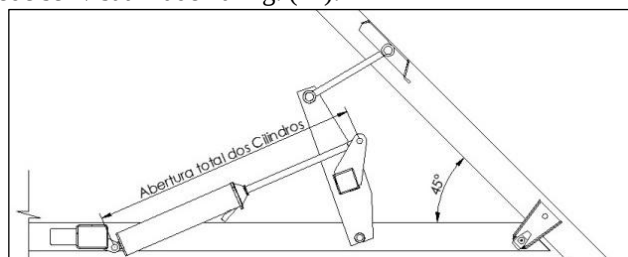


Figura 14 – Condição construtiva 2: abertura total dos cilindros e ângulo de 45°.

4.1. Análise Geométrica do Sistema com Base na Condição Inicial 1:

Para encontrar as equações que relacionam as variáveis geométricas, analisa-se primeiramente a geometria do sistema na posição inicial. Isolando os mancais **A**, **B** e **E** têm-se o triângulo **ABE** formado pelos três mancais, conforme pode ser visualizado na Fig. (15).

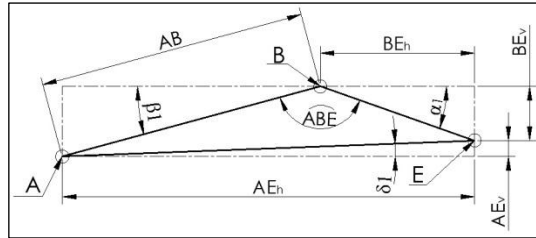


Figura 15 – Triângulo ABE

Dimensões conhecidas a partir do alinhamento horizontal do sistema:

AB – Distância entre os mancais **A** e **B** (cilindro fechado mais abertura inicial);

AE_v – Distância vertical entre os mancais **A** e **E**;

BE_h – Distância horizontal entre os mancais **B** e **E**;

BE_v – Distância vertical entre os mancais **B** e **E**;

Relacionando estes três mancais, obtêm-se as seguintes equações:

$$AE = \sqrt{AE_h^2 + AE_v^2} \quad (6)$$

$$BE = \sqrt{BE_h^2 + BE_v^2} \quad (7)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{BE_v}{BE_h} \right) \quad (8)$$

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{BE_v + AE_v}{AB} \right) \quad (9)$$

$$\gamma_1 = \sin^{-1} \left(\frac{AE_v}{AE} \right) \quad (10)$$

$$\widehat{ABC} = \pi - \alpha_1 - \beta_1 \quad (11)$$

$$AE_h = AE \times \cos \gamma_1 \quad (12)$$

Onde:

AE – Distância entre os mancais **A** e **E**;

AE_h – Distância horizontal entre os mancais **A** e **E**;

BE – Distância entre os mancais **B** e **E**;

α₁ – Ângulo que o segmento **BE** faz com a horizontal;

β₁ – Ângulo que o segmento **AB** faz com a horizontal;

γ₁ – Ângulo que o segmento **AE** faz com a horizontal;

ABE – Ângulo entre os segmentos **AB** e **BE**.

Usando as relações trigonométricas de um triângulo oblíquo, obtêm-se:

$$AE = \sqrt{AB^2 + BE^2 - 2 \times AB \times BE \times \cos \widehat{ABE}} \quad (13)$$

$$AE_h = AE \times \cos \gamma_1 \quad (14)$$

Analisando os mancais **B**, **C** e **E**, tem-se o triângulo BCE demonstrado na Fig. (16) a seguir. Neste triângulo são conhecidos os seguintes valores:

CE_h – Distância horizontal entre os mancais **C** e **E**;

CE_v – Distância vertical entre os mancais **C** e **E**;

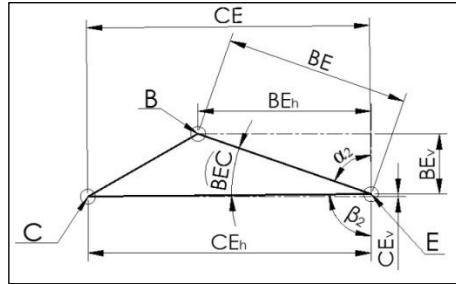


Figura 16 – Triângulo BCE

A partir do triângulo **BCE**, são estabelecidas as seguintes equações:

$$CE = \sqrt{CE_h^2 + CE_v^2} \quad (15)$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{BE_v}{BE} \right) \quad (16)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{CE_h}{CE_v} \right) \quad (17)$$

$$\widehat{BEC} = \pi - \alpha_2 - \beta_2 \quad (18)$$

$$BC = \sqrt{CE^2 + BE^2 - 2 \times CE \times BE \times \cos \widehat{BEC}} \quad (19)$$

Onde:

CE – Distância entre os mancais **C** e **E**;

α_2 – Ângulo que o segmento **BE** faz com a vertical;

β_2 – Ângulo que o segmento **CE** faz com a vertical;

$\widehat{BEC}$ – Ângulo entre os segmentos **BE** e **CE**;

BC – Distância entre os mancais **B** e **C**.

Considerando os mancais **C**, **D** e **E**, pode-se estabelecer o triângulo **CDE**, conforme mostrado na Fig. (17). Neste triângulo, são conhecidas as seguintes dimensões:

DE_h – Distância horizontal entre os mancais **D** e **E**;

DE_v – Distância vertical entre os mancais **D** e **E**;

CD_v – Distância vertical entre os mancais **C** e **D**;

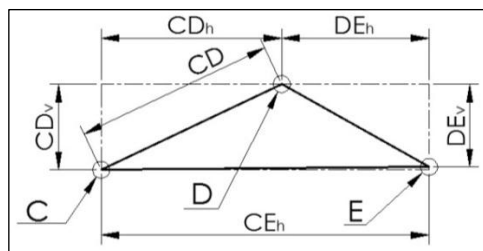


Figura 17 – Triângulo CDE

Enquanto que as dimensões obtidas até o momento são estabelecidas em função da altura das longarinas do chassi e do comprimento fechado dos cilindros, a distância entre os mancais **C** e **D** é dada pelo comprimento do braço **CD**, que por sua vez é escolhido com base nos critérios construtivos que limitam o comprimento mínimo e máximo para este componente. Portanto, a dimensão **CD** pode ser variada entre os valores mínimo e máximo com o objetivo de encontrar

o comprimento ideal do braço, levando-se em conta as forças que agem no sistema. Estes valores mínimo e máximo ainda serão estabelecidos.

$$CD_h = \sqrt{CD^2 - CD_v^2} \quad (20)$$

$$DE_h = CE_h - CD_h \quad (21)$$

A Figura (18) a seguir, é construída a partir da posição dos mancais **C**, **D**, **E** e **F**. Em virtude das dimensões do chassi, o valor da distância vertical **DF_v** é conhecido.

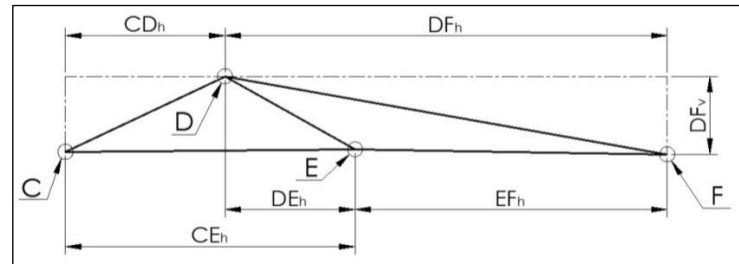


Figura 18 – Disposição dos mancais C, D, E e F.

A partir da Fig. (18), obtém-se:

$$DF_h = EF_h + DE_h \quad (22)$$

Portanto, qualquer que seja o comprimento do braço CD, a condição inicial 1 é garantida se a Eq. (22) for considerada.

4.2. Análise Geométrica do Sistema com Base na Condição Inicial 2:

A partir dos parâmetros e das equações obtidas analisando a condição inicial 1, pode-se determinar os parâmetros e as equações que vão satisfazer as restrições estabelecidas pela condição inicial 2. A Figura (19) abaixo apresenta o triângulo formado pelos mancais **A**, **B** e **E** nesta nova condição.

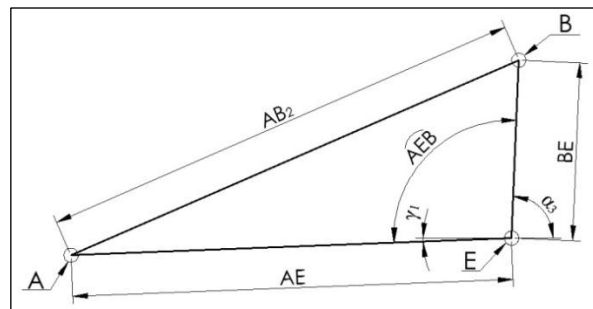


Figura 19 – Triângulo ABE após o basculamento.

As distâncias **AE** e **BE**, que são determinadas pelas equações que já foram encontradas, permanecem inalteradas, mas a distância entre os mancais **A** e **B** aumenta em virtude da abertura dos cilindros. Neste caso, pode-se calcular:

$$AB_2^2 = AE^2 + BE^2 - 2 \times AE \times BE \times \cos \widehat{AEB} \quad (23)$$

$$\cos \widehat{AEB} = \frac{AE^2 + BE^2 - AB_2^2}{2 \times AE \times BE} \quad (24)$$

$$\alpha_3 = \pi + \gamma_1 - \widehat{AEB} \quad (25)$$

Onde:

AB₂ – Distância entre os mancais **A** e **B** após a abertura completa do cilindro;

(28)

$$\cos \beta_4 = \frac{F_1 F''^2 + D F_v^2 - E F_v^2}{2 \times F_1 F'' \times D F_v} \quad (29)$$

$$\delta_4 = \frac{\pi}{2} - \beta_4 \quad (30)$$

A partir destas equações foi possível estabelecer o polígono demonstrado na Fig. (23)

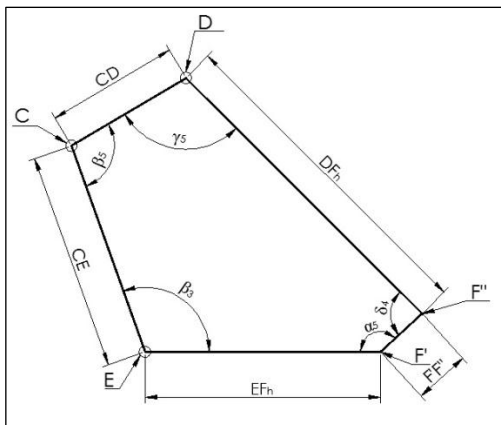


Figura 23 – Polígono final.

Esta figura representa a solução do problema geométrico do mecanismo, pois atende as duas condições listadas anteriormente. No entanto ainda não foi possível encontrar uma equação que forneça os valores de EF_h e DF_h .

5. CONCLUSÃO

Com a análise do problema, foi possível conhecer o funcionamento do mecanismo e estabelecer diversas condições construtivas. Percebe-se que as variáveis possuem faixas de variação relativamente altas e isto irá proporcionar a investigação de um grande universo de possibilidades. Sendo assim, acredita-se que o resultado final do estudo será um projeto melhorado.

Foi possível encontrar equações que tratam das forças envolvidas no sistema e da geometria da estrutura. Estas equações devem ser implementadas em softwares capazes de fornecer os dados do problema para que sejam devidamente analisados.

O estudo encontra-se na fase inicial e diversas condições, como por exemplo: os ângulos mínimo e máximo entre os braços do sistema, além das distâncias mínimas e máximas entre os mancais, deverão ser estabelecidas.

Após a determinação de todos os parâmetros geométricos e construtivos e após a análise dos resultados obtidos, a geometria final do mecanismo será escolhida objetivando o melhor desempenho do Sistema Indireto.

Com os comprimentos dos braços e posição dos mancais determinados, será realizado o dimensionamento de todos os componentes da estrutura utilizando o Método dos Elementos Finitos.

6. REFERÊNCIAS

CONTRAN. Resolução 210/2006, Online. Disponível em: <www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/RESOLUCAO_210.rtf> Acesso em 21/03/2012.

CONTRAN. Resolução 211/2006, Online. Disponível em: <www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/RESOLUCAO_211.rtf> Acesso em 21/03/2012.

DENATRAM. Portaria 63/2009, Online. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/download/Portarias/2009/PORTARIA_DENATRAM_63_09.pdf> Acesso em 21/03/2012.

DENATRAM. Anexo Portaria 63/2009, Online. Disponível em: <www.denatran.gov.br/download/Portarias/2009/PORTARIA_DENATRAM_63_09_ANEXOS.pdf> Acesso em 21/03/2012.